

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

جامعة سعد دحلب البليدة
UNIVERSITÉ SAAD DAHLEB DE BLIDA



FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

Projet de fin d'étude
Pour l'obtention du diplôme de
Master en Optimisation des systèmes énergétiques

Thème

***EFFET DE L'INJECTION DE VAPEUR
DANS LA CHAMBRE A COMBUSTION
SUR LES PERFORMANCES DU CYCLE
COMBINÉ***

Présenté par :

TOUIL Maâmar

LABOUDI Djamal-Eddine

promoteur :

Dr.B.BOUMEDDAN

co-promoteur :

Mr.H.Belahcen

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2015-2016

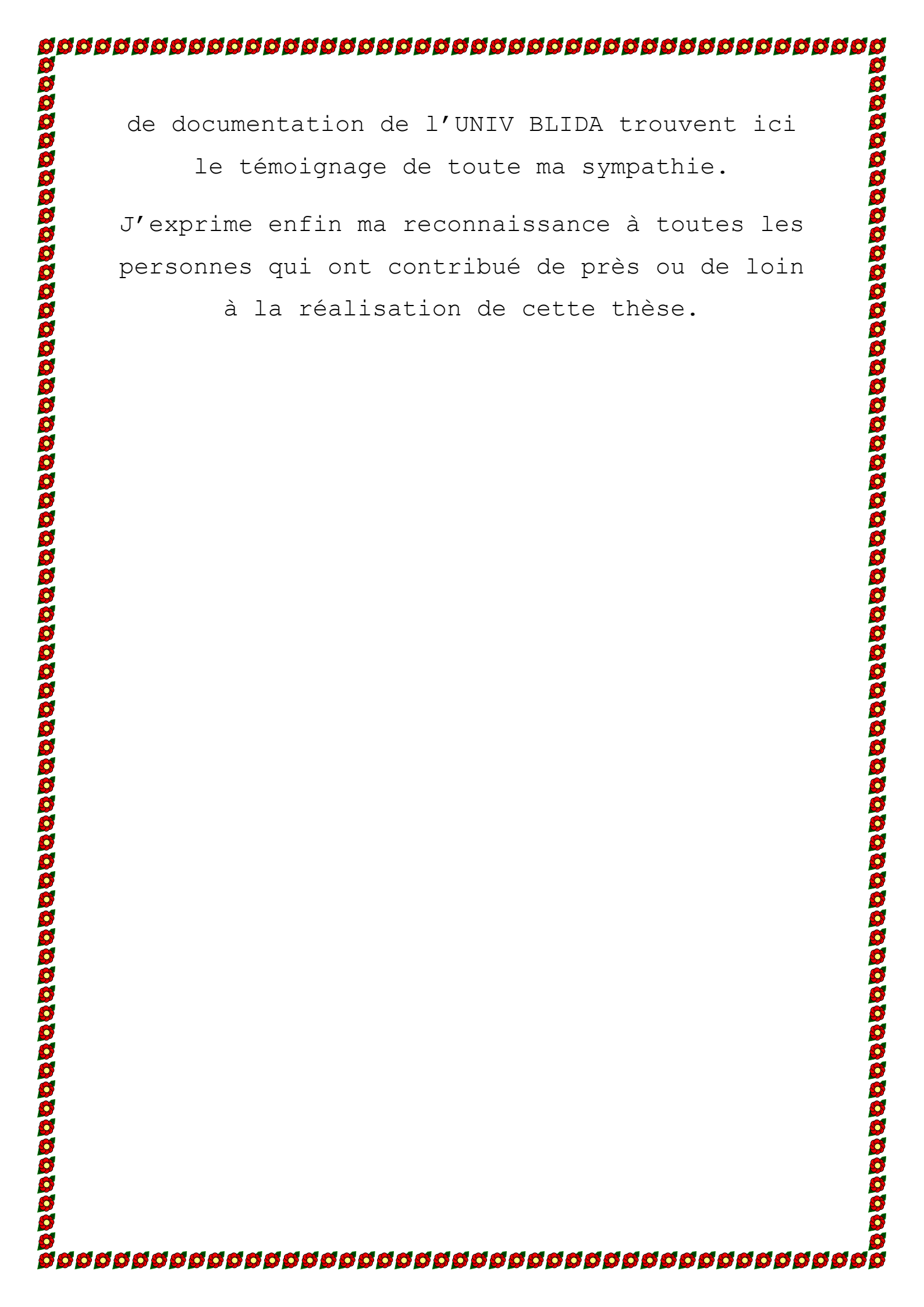
REMERCIEMENT

Au terme de ce travail, je tiens, tout d'abord, à remercier vivement le Professeur M.B. BOUMEDDANE, pour avoir été pour moi, depuis ma première année Master le meilleur des guides et des accompagnateurs ; je le remercie pour son aide, ses conseils, son respect et surtout sa patience.

Mes remerciements vont également à tous mes collègues qui n'ont pas cessé de me pousser à finaliser ce travail ; qu'ils sachent que leur sollicitude est parvenue au plus profond de mon cœur et qu'ils trouvent ici le modeste témoignage de ma reconnaissance.

Je ne saurais omettre d'exprimer ma gratitude à tous mes enseignants et à tous mes étudiants auprès desquels j'ai tant appris.

Que les personnels du département de génie mécanique et du centre



de documentation de l'UNIV BLIDA trouvent ici
le témoignage de toute ma sympathie.

J'exprime enfin ma reconnaissance à toutes les
personnes qui ont contribué de près ou de loin
à la réalisation de cette thèse.

DEDICACE

C'est avec toute l'ardeur de mes sentiments que je dédie ce modeste travail qui est le fruit de ma profonde reconnaissance à

Mes parents, que Dieu les garde et les protège.

Mes chers frères et sœurs

Mes chers Djamel Mohammed Waheb Amine Ali et Bilal

La famille El Ghobrini

Mon binôme : Djamel

Mes enseignants et mes collègues d'étude

Et tous ceux que j'aime dans ce monde

Dédicace

Je dédie ce travail a chères parents, mes frères, ma famille, mon frère, ami et binôme Maâmar ,touts

Mes amis et surtout :

(Mohamedi, Younes, Messi, Islam, Linki, Imad, Noufel , Oussama Chinwi, Zaki, Hocine elkhal, Marie-Pier, Erza cely, Mérièm, Amine et Abdenour) et tous les gens qui Aiment la Mouloudia partout.

Djamel Eddine Chinwi

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
-----------------------------	---

CHAPITRE I: GENERALITES

I.1. Introduction.....	2
II. Description de la centrale à cycle combiné de Hadjret Ennousse (SKH):	2
II.1 Qu'est ce qu'un cycle combiné	3
II.2 Différents types de cycles combinés	3
II.3. Cycle à gaz (cycle de Brayton-Joule)	4
II.4. Cycle à eau-vapeur (cycle de Rankine-Hirn) :	7
II.5. La production de la vapeur industrielle	8
II.6. Chaudière de récupération « H.R.S.G » :	9
II.6.1. Présentation générale :	9
II.6.2. Chaudière à un niveau de pression :	10
II.6.3. Chaudière de récupération à deux niveaux de pressions :	12
II.6.3.1. Arrangement en cascade ou série :	12
II.6.3.2. Arrangement en parallèle :	13
II.6.3.3. Association des deux cycles :	13
II.6.4. Chaudière de récupération à trois niveaux de pressions :	14

CHAPITRE II : Technique d'amélioration des performances du cycle combiné

I. Introduction :	16
II.1 Le cycle à injection de vapeur (<i>STIG</i>) :	17
II.2 Le cycle à refroidissement évaporatif et régénération (<i>ERGT</i>) :	18
II.3 Le cycle de la turbine à air humide (<i>HAT</i>) :	19
II.4 Présentation des résultats d'une analyse comparative sur les cycles combinés et les cycles avancés de la turbine à gaz :	20
II.5 Le Cycle combiné intégrant une source de chaleur de basse température :	25

III. Etude bibliographique du à injection de vapeur (STIG) :	26
III.1. Introduction :	26
III.2. Revue Bibliographique :	27

CHAPITRE III : Etude thermodynamique du cycle combiné

I.1. Description du cycle :	32
III.2. Calcul thermodynamique :	32
III.3.1. Analyse thermodynamique du cycle à gaz :	34
III.3.2. Calcul des conditions à la sortie du compresseur :	34
III.3.3. Calcul de la combustion :	34
III.3.4. Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz :	38
III.3.5. Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz :	39
III.4. Analyse du cycle à vapeur avec récupérateur à trois niveaux de pression : ..	40
III.4.1. Calcul des paramètres du générateur de vapeur :	40
III.4.2. Calcul de la détente :	40
III.4.3. Grandeurs énergétiques du cycle à vapeur :	42
III.5. Calcul des performances du cycle combiné :	44
III.5.1. Puissance nette du cycle combiné :	44
III.5.2. Puissance électrique délivrée par la centrale :	44
III.6. RESULTATS :	45

CHAPITRE IV : Etude thermodynamique du cycle STIG (avec injection de vapeur)

I. Analyse thermodynamique d'un cycle combiné avec injection de vapeur :	46
I.1. Introduction :	46
I.2. L'analyse thermodynamique du cycle à gaz :	48
I.2.1. Le compresseur :	49
I.2.2. La chambre de combustion :	49
I.2.3. Analyse de la détente :	51

I.3. Analyse de la chaudière de récupération :	52
I.4. L'analyse thermodynamique de la Turbine à Vapeur :	52
I.5. Le Cycle combiné :	53

CHAPITRE V : Résultats et discussions

V.1.Introduction :	54
V.2. Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur la performance de TAG :	55
V.2.1. Travail spécifique :	55
V.2.2. Travail de détente de W_{det} :	56
V.2.3. Puissance PTAG :	57
V.2.4. Rendement :	57
V.2.5. Température de gaz d'échappement à la sortie de la Turbine :	58
V.3.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur la performance de TAV :	59
V.3.1. Puissance de la TAV :	60
V.4.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur la performance du CCGV :	62
V.4.1. Travail spécifique :	62
V.4.2. Puissance PCCGV :	63
V.4.3. Rendement :	64
V.5.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur le débit de gaz et le débit vapeur Produite :	65
V.6.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur les fuels gaz et vapeur:	68
Conclusion :	70
Annexes :	71

Références

LISTE DES FIGURES

Liste des figures :

Fig. I.1 : Centrale électrique SKH.....	3
Fig. I.2 : Disposition d'un cycle combiné.....	4
Fig. I.3 : Turbine Heavy-Duty.....	6
Fig.1.4 : Cycle de Brayton-Joule idéal sur un diagramme T-S	7
Fig.I.5 : Cycle de Brayton-Joule intégrant un rendement isentropique	7
Fig.I.6 : Cycle de Hirn sur un diagramme T, S	8
Fig.I.7 : Production de la vapeur industrielle	9
Fig.I.8 : Circuit basse pression	11
Fig.I.9 : Circuit moyenne pression	13
Fig.I.10 : Circuit haute pression	14
Fig.II.1 : Schéma d'un système de suralimentation d'une turbine à gaz à l'aide d'un filtre rotatif et d'un refroidisseur évaporatif	15
Fig.II.2 : Schéma d'une turbine à gaz avec injection d'eau au cours de la compression.....	16
Fig.II.3 : Schémas de deux configurations possibles du cycle de la turbine à gaz à injection de vapeur (<i>STIG</i>)	17
Fig.II.4 : Schéma d'une installation de turbine à air humide (<i>HAT</i>).....	17
Fig.II.5 : Schéma d'une configuration cascade d'une turbine à air humide.....	18
Fig.II.6 : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles secs	19
Fig.II.7 : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles humides et cycle combiné	20
Fig.II.8 : Effet de l'injection sur la durée de vie des parties hautement chaudes de la turbine à gaz	23
Fig.II.9 : Schéma d'un cycle combiné intégrant une source de chaleur de niveau de température modeste (<i>LOTHECO</i>).....	24

LISTE DES FIGURES

Fig. III.1 : Plan de process du cycle de la centrale de SKH	31
Fig. III.2 : Schéma et diagramme T-S du cycle à gaz	32
Fig. IV.1 : Cycle combiné avec injection de vapeur	45
Fig. IV.2 : Schémas explicatif du cycle STIG.....	46
Fig. IV.3 : Volume de contrôle de la CC (Bilan thermique)	50
Fig. V.1 : Travail spécifique de la turbine à gaz en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	55
Fig. V.2 : Travail de détente de la turbine en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	56
Fig. V.3 : Puissance de la turbine en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	57
Fig. V.4 : Rendement de la turbine à gaz en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	58
Fig. V.5 : Température T4r en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	59
Fig. V.6 : Travail spécifique de la turbine à vapeur en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	60
Fig. V.7 : Puissance de la turbine à vapeur en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	61
Fig. V.8 : Comparaison entre PTAG et PTAV en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	62
Fig. V.9 : Travail spécifique WCCGV en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	63
Fig. V.10 : Puissance PCCGV en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	64
Fig. V.11 : Rendement CCGV en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	65
Fig. V.12 : Débit gaz en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	66
Fig. V.13 : Débit vapeur en fonction du débit taux de vapeur injectée (RVI%)	66
Fig. V.14 : q_e/q_{gb} en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	67
Fig. V.15 : Fraction de carburant par rapport au débit d'air en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%).....	68
V.16 : (f_{vap} / f_{gaz}) en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)	69

Nomenclatures et abréviations :

C_p : chaleur spécifique à pression constante (kJ/kmole K)

f : rapport des débits combustible/ air de combustion

h : enthalpie (kJ/kg)

k : nombre de moles d'air de refroidissement

\dot{m} : Débit (kg/s)

PCI : pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg)

Q : Energie échangée (kJ/kg)

R : constante universelle des gaz parfaits (8.314 kJ/kmol K)

r : rapport des débits air de combustion /air de compression

S : entropie (kJ/kg.K)

SKH : SHARIKAT KAHRABAA Hadjret Ennouss (SKH)

T : température (K, °C)

TAG : turbine à gaz

TAV : turbine à vapeur

v : volume spécifique (m³/kg)

W : travail (kJ/kg)

X : titre du liquide saturé

P : Puissance [watt]

P : Pression [bar]

T_{amb} : Température ambiante [K]

T_{is} : Température isentropique [K]

Indices

1 ; 2 ; 3 ; 4 positions sur la turbine à gaz

g : relative au gaz

HP : haut pression

IP : moyenne pression

LP : basse pression

c : relative au compresseur

t : relative au turbine

i : isentropique

rej : rejet

rejl_{im} : rejet limite

s : sortie

sat : saturation

a : air

det : détente

gn : Gaz Natural

gb : Gaz brulé

is : isentropique

IVCC : Injection de vapeur dans la chambre de combustion

VICC : Vapeur injectée dans la chambre de combustion

RVI : Ratio Vapeur Injectée en pourcentage par rapport à la quantité totale de vapeur produit

V : Vapeur

Vap : Vapeur

Abréviations :

CC : Chambre de combustion

CCGV : Cycle combiné gaz-vapeur

Ch : Chaudière de Récupération

Comp : Compresseur

TAG : Turbine à gaz

TAV : Turbine à vapeur

Symboles grecques :

η : rendement

ε : efficacité

λ : coefficient stoechiométrique

τ : rapport de compression

μ : masse molaire (kg/kmole)

Introduction générale

Une **centrale à cycle combiné**, généralement appelée CCGT (Combined Cycle Gas Turbine **(en)**), ou TGV (Turbine Gaz-Vapeur), est une centrale thermique qui associe deux types de turbines : turbine à combustion et turbine à vapeur. Chacune de ces turbines entraîne une génératrice qui produit de l'électricité (configuration "multi-arbres" ou "multi-shaft") ou les deux types de turbines sont couplées à la même génératrice (configuration "single-shaft")

Les CCGT sont conçus pour un fonctionnement en semi-base (entre 2 000 et 6 000 h/an) et constituent un moyen d'ajustement du parc de production, concourant ainsi au bon fonctionnement du réseau électrique.

Dans une centrale à cycle combiné, la turbine à combustion est actionnée par les gaz issus de la combustion à haute température (jusqu'à 1 500 °C). En sortie les fumées produites par la combustion sont encore suffisamment chaudes (entre 400 °C et 650 °C environ) pour permettre de générer de la vapeur dans une chaudière au moyen d'échangeurs de chaleur. La vapeur ainsi produite entraîne une turbine à vapeur. Il est enfin nécessaire de disposer d'une source froide (eau de rivière - eau de mer - aéroréfrigérant) pour évacuer la chaleur nécessairement produite par le cycle vapeur (second principe de la thermodynamique). Différentes configurations de centrale sont possibles : on peut par exemple soit avoir une turbine à combustion, une turbine à vapeur et un alternateur sur la même ligne d'arbre, soit avoir une turbine à combustion avec son alternateur et une turbine à vapeur avec son alternateur, soit deux turbines à combustion avec chacune son alternateur et une turbine à vapeur avec son alternateur. De façon approximative, la turbine à vapeur a une puissance égale à 50 % de celle de la turbine à combustion à laquelle elle est associée.

La configuration "multi-arbres" a l'avantage de permettre le démarrage et la montée en puissance rapides des turbines à combustion, la turbine à vapeur ayant généralement des temps de démarrage et de montée en puissance plus grands. La configuration "single-shaft" diminue le nombre de machines, donc l'encombrement, mais démarre plus lentement.

La technologie des cycles combinés date de la fin des années 1970. En France, le premier exemple a été construit en 1980 dans une papeterie. Grâce à une turbine à combustion de 25 MW et une turbine à vapeur (à contre-pression) de 9 MW, l'installation fournissait la totalité de l'électricité et de la vapeur "process" nécessaire au fonctionnement de la papeterie.

L'évolution favorable du prix du combustible gazeux ou liquide par rapport au prix du charbon et la mise sur le marché de turbines à combustion de beaucoup plus forte puissance a provoqué, dans les années 1990 un fort engouement mondial (France exceptée) pour cette technologie.

Les dernières évolutions (2011) chez les grands constructeurs mondiaux sont faites pour améliorer le rendement à charge partielle des turbines à combustion ainsi que les prises et lâchers de charge rapides du cycle combiné : cela permet de garder le CCGT en service à charge partielle à un coût raisonnable lorsque l'énergie du réseau vient de centrales solaires ou éoliennes, mais de compenser très rapidement les variations de puissance en cas de disparition brutale du soleil (passage de nuages, ou éclipse partielle, voire totale) ou du vent, ou de forte demande ponctuelle du réseau (client). Il faut en effet noter que, si une éclipse totale est rare, les usagers, lorsqu'elle se produit, auront malgré tout naturellement tendance à... allumer la lumière, et seraient surpris d'un manque d'électricité !

I.1.Introduction :

Pour répondre à la demande en électricité de consommateurs de différentes natures (particuliers, industriels, tertiaires, collectivités) et répartis sur l'ensemble d'un territoire, il faut utiliser des moyens de production industriels permettant de produire de l'électricité en grandes quantités.

Cette opération est réalisée dans des centrales électriques par la mise en rotation, grâce à la force du vent, de l'eau ou de la vapeur d'eau, d'une turbine qui entraîne un alternateur.

I.2.Description de la centrale à cycle combiné de Hadjret Ennousse (SKH) :

SHARIKAT KAHRABAA Hadjret Ennousse (SKH) est une centrale à cycle combiné de 1 227 MW. Elle est construite sur le site de Hadjret Ennousse dans la Daïra de Cherchell (Wilaya de Tipaza) ; elle a été mise en service le 28/02/2009. Elle comporte trois modules identiques de 410 MW chacun.

Le cycle de cette centrale est un cycle combiné avec option de feu additionnel à trois niveaux de pression.

Chaque module comporte une turbine à gaz de 270MW (environ), une chaudière de récupération, une turbine à vapeur de 140MW (environ) comporte trois parties (HP, IP et LP) et un condenseur. La centrale est alimentée en gaz naturel et le refroidissement se fait en circuit ouvert sur eau de mer.



Figure 1 Centrale électrique SKH

II.1. Qu'est ce qu'un cycle combiné :

C'est la combinaison de deux processus thermodynamiques pour la production d'énergie électrique. Un premier processus consiste à brûler du gaz dans une turbine de gaz, et un second processus consiste à profiter des gaz d'échappement de la turbine de gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur pour finalement la développer dans une turbine de vapeur

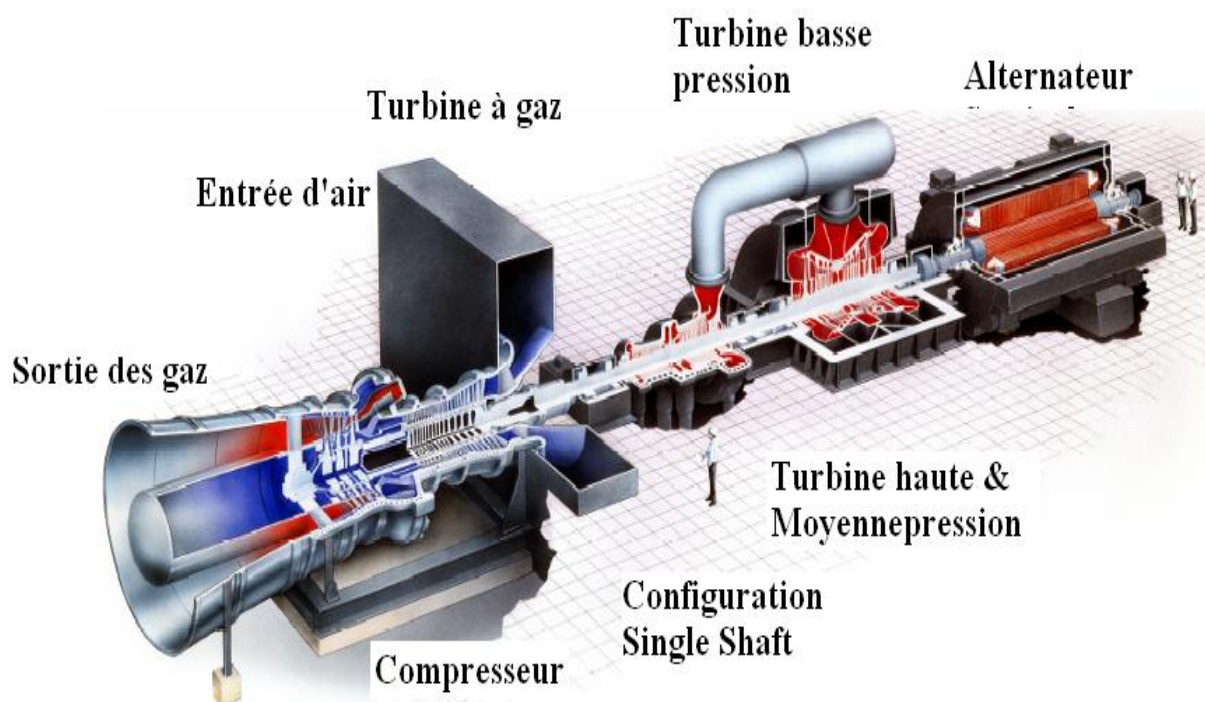


Figure 2 Disposition d'un cycle combiné

II.2. Différents types de cycles combinés :

On distingue principalement deux types de cycles combinés :

- Les cycles combinés à fort excès d'air dits encore de récupération pure ou sans feu, qui fonctionnent uniquement par récupération de la chaleur sensible des gaz d'échappement.
- Les cycles combinés à faible excès d'air, qui utilisent l'oxygène restant dans les gaz d'échappement en brûlant un complément très important du combustible dans un générateur de vapeur qui est dans ce cas appelé « chaudière de récupération ».

On peut citer à part, les cycles de récupération, appelés toujours à fort excès d'air, mais avec feu partiel ou additionnel qui exploitent, dans la limite permise par la technologie des chaudières de récupération pure, la possibilité d'y effectuer une postcombustion d'une puissance limitée.

Dans les cycles à fort excès d'air, le générateur de vapeur récupérateur est simple, sans foyer et constitué seulement d'échangeurs à convection.

Dans les cycles à fort excès d'air avec feu additionnel, le GVR, dont la technologie accepte des gaz de combustion dont la température peut atteindre 760°C, est muni d'un brûleur, qui permet aux gaz d'atteindre cette température limite et d'augmenter ainsi d'une façon significative la production de vapeur [2].

Dans le cas des cycles à faible excès d'air le GVR est carrément une chaudière classique permettant la production d'une vapeur à hautes caractéristiques.

Les cycles combinés à fort excès d'air, sans feu, à un seul et à deux niveaux de pression, sont économiquement (rendement et investissement) très intéressants, et demandent une quantité d'eau de refroidissement moitié de celle nécessaire à une centrale conventionnelle. Cet avantage joint à un délai de réalisation plus court.

II.3. Cycle à gaz (cycle de Brayton-Joule) :

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

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

Un compresseur d'air, comprime l'air de l'atmosphère puis il l'envoie vers la chambre de combustion. Dans cette dernière, l'air comprimé se mélange avec le combustible (généralement le gaz naturel) afin d'entretenir une combustion continuée (gaz brûlé), ce dernier se détend en traversant la turbine à gaz, où l'énergie thermique et cinétique des gaz chauds sont transformées en énergie mécanique. Les gaz de combustion s'échappent par la cheminée à travers l'atmosphère. Le mouvement rotationnel de la turbine est branché à l'arbre qui actionne d'une part avec un compresseur, et d'autre part avec un alternateur accouplé à son extrémité, l'alternateur produit l'électricité.

Les turbines à gaz (TAG) ont fait l'objet des progrès très importants, issus de perfectionnements sur les matériaux qui ont permis d'augmenter le taux de compression, la

GENERALITES

température de combustion, la température d'admission au rotor turbine (TRIT), d'où des gains de performances importants.

Actuellement les turbines Heavy-Duty, ou dites industrielles, représentent la grosse majorité des turbines à gaz employées pour des installations de cycle combiné. Ces machines peuvent délivrer des puissances électriques de l'ordre de 250 MW par module, et le rendement est compris entre 28 à 35 %, pour les machines de puissance électrique inférieure à 100 MW alors que, au-delà de 100 MW, il atteint 35 à 39 % [3].

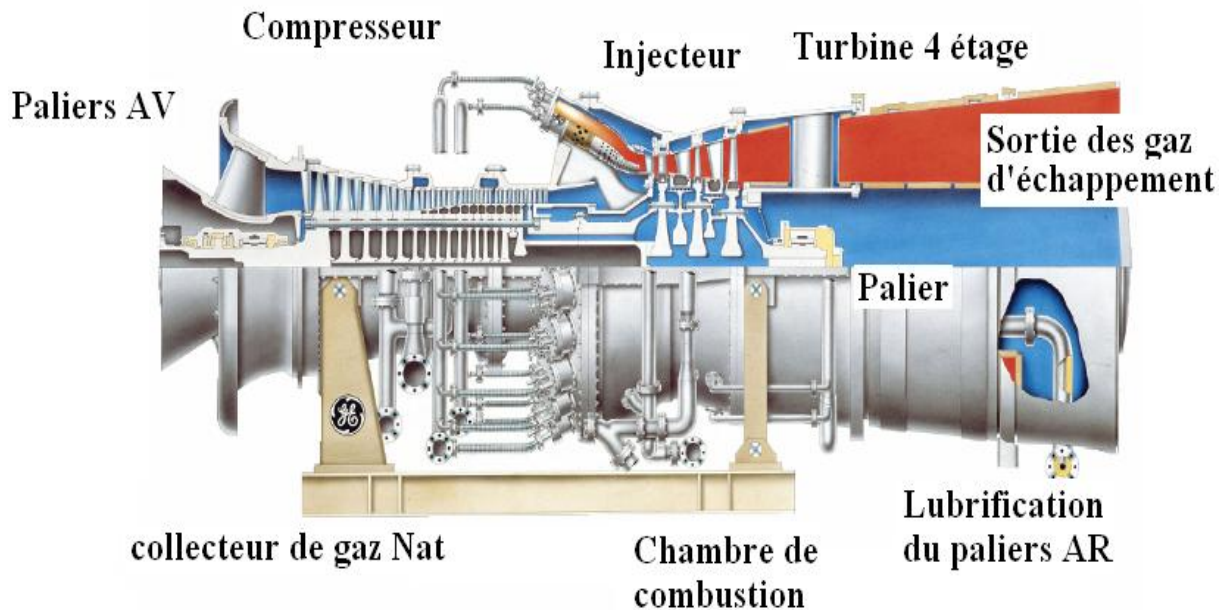


Figure 3 Turbine Heavy-Duty

Les compresseurs qui équipent les turbines à gaz sont du type axial ou centrifuge ; ils compriment l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ [3]. Le principe de fonctionnement des turbines à gaz est représenté en figure (Fig.4) par le cycle thermodynamique de Brayton-Joule où l'air ambiant constitue le fluide qui va subir les transformations thermodynamiques. Il est aspiré puis comprimé dans un compresseur (étape 1-2). Les machines actuelles permettent d'atteindre des taux de compression de l'ordre de 15. En première approche, cette compression est assimilée à une transformation isentropique. Puis, le combustible est injecté avec l'air comprimé dans les chambres de combustion. La combustion (isobare) permet au mélange d'atteindre une température de l'ordre de 1 300°C (étape 2-3) [1]. Le mélange chaud ou gaz de combustion est ensuite détendu dans une turbine (étape 3-4) suivant une transformation isentropique. Pour une machine fonctionnant en cycle ouvert, le refroidissement des fumées (étape 4-1) n'existe pas. Elles sont rejetées en 4 et l'air frais est admis en 1.

GENERALITES

Le cycle présenté en figure.4 constitue une représentation idéale des échanges, notamment lors des étapes 1-2 et 3-4 où les transformations sont isentropiques. Dans la réalité, ces étapes de compression de l'air (1-2) et de détente des gaz chauds (3-4) s'accompagnent d'une production d'entropie comme le représente la figure.5.

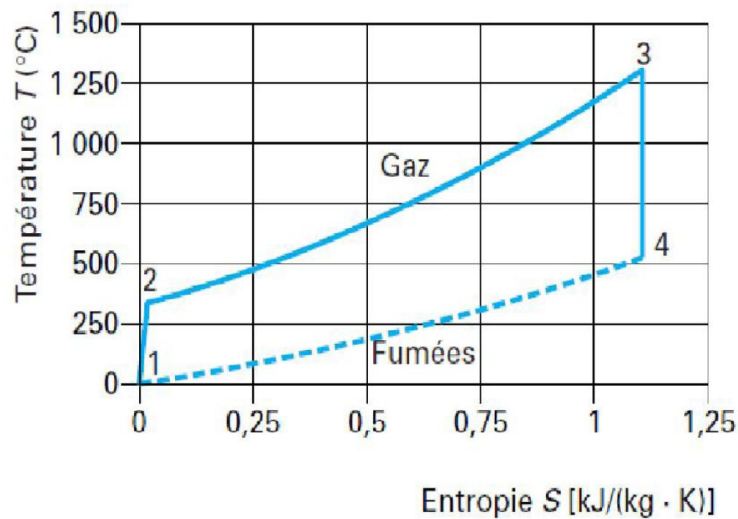


Figure 4 Cycle de Brayton-Joule idéal sur un diagramme T-S

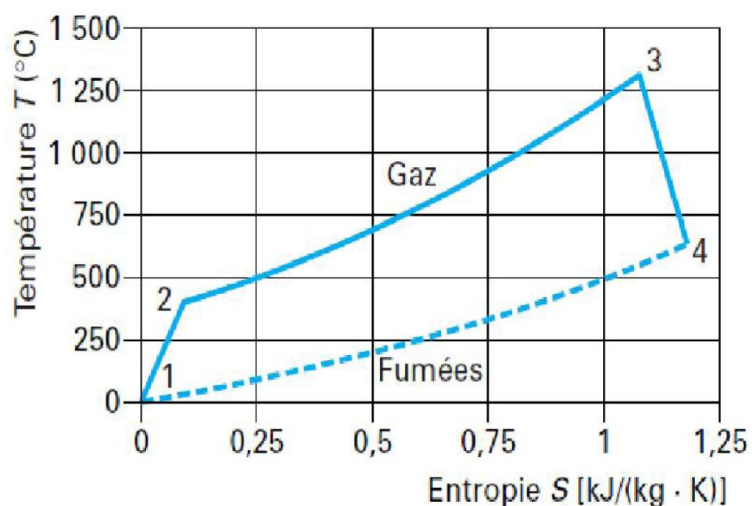


Figure 5 Cycle de Brayton-Joule intégrant un rendement isentropique

GENERALITES

Le cycle de Joule représente le cycle de base du fonctionnement d'une turbine à gaz, mais dans le milieu industriel, et dans le but d'augmenter le rendement du cycle ou la puissance produite, on trouve d'autres dispositifs comme par exemple :

- Le cycle de Joule avec récupérateur (cycle de Brayton)
- Le cycle de Joule avec intercooler
- Le cycle de Joule avec détente fractionnée

II.4. Cycle à eau-vapeur (cycle de Rankine-Hirn) :

La Turbine à Vapeur a comme mission la transformation de l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique de rotation.

La Turbine à Vapeur dispose de couronnes de lames fixes et mobiles et il existe trois niveaux de pression : HP, MP & BP.

- ❖ Le rendement approximatif de chaque section de la Turbine de Vapeur est le suivant :
HP 78 à 84 %; MP 87 à 92 %; BP 86 à 90 %
- ❖ Le pourcentage de puissance produite dans chaque section de la Turbine est le suivant :
HP 25 à 30 %; MP 15 à 22 %; BP 50 à 60 %

Les turbines à vapeur (TAV) employées dans les installations à cycle combiné ne sont pas différentes de celles qui équipent les autres installations de production d'énergie. Elles sont adaptées au niveau de puissance requis pour l'installation, mais leur technologie reste identique. Dans la pratique, le rapport du travail fourni par la turbine à gaz à celui délivré par la turbine à vapeur varie généralement de 1.5 jusqu'à 3.5.

Le cycle de Hirn ou de Rankine caractérise les transformations thermodynamiques du cycle eau-vapeur d'une centrale thermique.

Le cycle de Rankine ne considère que deux transformations isothermes et deux transformations isentropiques tandis que celui de Hirn intègre une phase de surchauffe de la vapeur à l'issue de la vaporisation. Dans les centrales à vapeur, le cycle est réalisé avec plusieurs régénérations (de deux à cinq) pour augmenter le rendement, au détriment de la puissance. Dans les cycles combinés qui ont déjà un rendement élevé, le cycle à vapeur est réalisé sans régénération pour conserver la puissance.

La figure.6 montre une représentation des différentes transformations du cycle de Hirn.

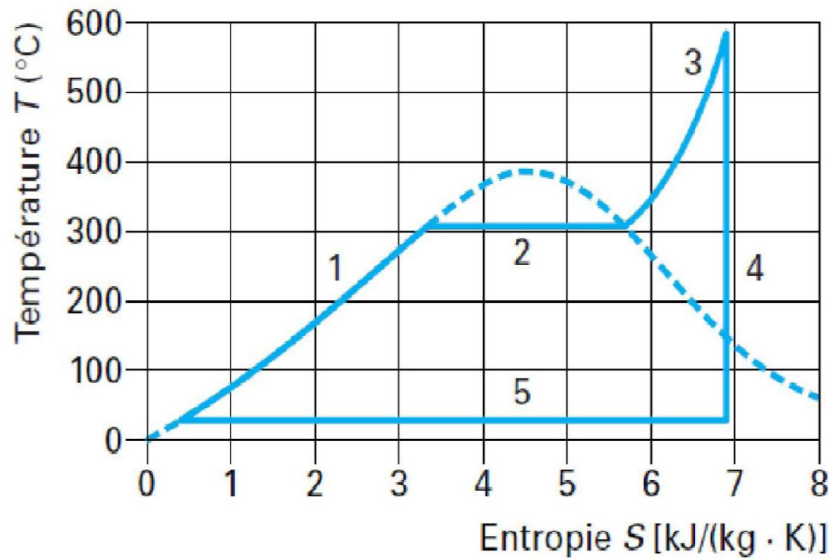


Figure 6 Cycle de Hirn sur un diagramme T, S

Les transformations 1, 2 et 3 (Fig. 5) caractérisent l'échange avec la source chaude, tandis que la transformation 5 (Fig. 5) correspond à la condensation de la vapeur par la source froide.

En détail, les transformations thermodynamiques correspondent à :

- ❖ étape 1 : échauffement de l'eau dans le ou les économiseur(s)
- ❖ étape 2 : évaporation dans l'évaporateur au niveau de pression considéré
- ❖ étape 3 : surchauffe de la vapeur dans le ou les surchauffeurs
- ❖ étape 4 : détente de la vapeur dans la turbine à vapeur
- ❖ étape 5 : condensation de la vapeur dans le condenseur

II.5. La production de la vapeur industrielle :

La vapeur est produite dans le HRSG (générateur de vapeur à récupération de chaleur). Fondamentalement, le HRSG emploie l'énergie de gaz d'échappement pour produire de la vapeur. La vapeur est alors dirigée vers la turbine à vapeur ou toute autre application de vapeur (chauffage, processus...)

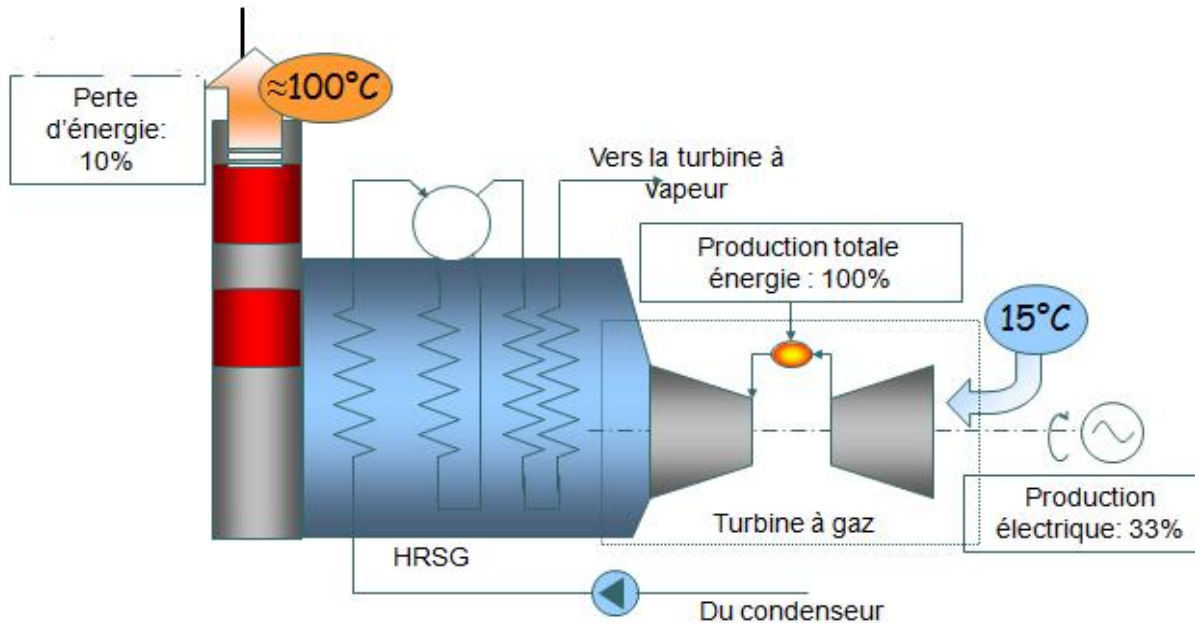


Figure 7 Production de la vapeur industrielle

II.6. Chaudière de récupération « H.R.S.G » :

La chaudière de récupération ou générateur récupérateur de vapeur (GVR) est l'élément du cycle combiné qui fait le lien entre le cycle à gaz et le cycle eau-vapeur.

L'amélioration des performances des cycles combinés est certes liée aux progrès technologiques des turbines à gaz et des turbines à vapeur, mais aussi aux développements des chaudières (augmentation de l'énergie récupérée dans les gaz d'échappement des turbines à gaz, positionnement des échangeurs de chaleur plus complexe, tenue des matériaux...).

II.6.1. Présentation générale :

Les chaudières de récupération sont un assemblage d'échangeurs dont le nombre et l'arrangement dépendent de la puissance à transmettre. Indépendamment de la configuration de la chaudière, on distingue deux catégories en fonction de l'arrangement des échangeurs qui est soit vertical, soit horizontal. Une autre différenciation est possible selon que la circulation est assistée, forcée ou naturelle.

Une chaudière est constituée d'une cheminée dans laquelle sont placés perpendiculairement les différents faisceaux d'échangeurs. Elle peut comporter un ou plusieurs modules à différents niveaux de pression, comprenant typiquement : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon et un surchauffeur.

La différence de température entre les gaz d'échappement, et le liquide saturée à l'entrée de l'évaporateur est appelée Pincement. Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique. Toutefois l'expérience a montré qu'au-delà de certaines limites, les surface d'échange devient très importantes et les gains thermodynamiques n'arrivent plus à compenser l'investissement en surface d'échange supplémentaire.

Le choix du nombre de niveaux de pression dépend à la fois de la température de sortie des gaz de la turbine, et de la température finale de rejet de ces gaz ; celle-ci doit être la plus basse possible de façon à récupérer un maximum de puissance, compte tenu des risques de corrosion dans l'échangeur final. Le rendement du cycle à vapeur que l'on souhaite élevé exige des niveaux de pression élevés, compte tenu du risque de pincement à l'entrée de l'évaporateur. La réalisation de deux ou trois niveaux de pression permet d'aboutir à un meilleur compromis de puissance récupérée et de rendement. Une telle réalisation est évidemment plus coûteuse en capital.

Le nombre des niveaux de pression est relativement aisé à deviner sur une installation ; il suffit de compter le nombre de ballons dont dispose la chaudière. Les flux massiques et thermiques des fumées guident cette option. Les dénominations usuelles sont :

- ❖ chaudière à un niveau de pression
- ❖ chaudière à deux niveaux de pression
- ❖ chaudière à trois niveaux de pression
- ❖ chaudière avec ou sans resurchauffe, avec ou sans postcombustion.

II.6.2. Chaudière à un niveau de pression :

Dans une chaudière de récupération, les gaz d'échappement d'une turbine à gaz rencontrent successivement :

Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles eau-vapeur dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Dans ce type de cycle, la

Un surchauffeur : la vapeur provenant du ballon à l'état saturé est surchauffée.

Un évaporateur : l'eau provenant de l'économiseur (à l'état liquide sous-saturé) passe à l'état saturé. Le mélange diphasique est admis dans le ballon où se fait la séparation

liquide/vapeur provenant de l'évaporateur. La partie liquide circule à nouveau dans

l'évaporateur naturellement (thermosiphon) ou de manière assistée (pompe de circulation) jusqu'à la vaporisation.

GENERALITES

Le circuit de basse Pression (BP) réchauffe l'eau condensé (provenance du condenseur) et produit de la vapeur surchauffée (296,9°C, 3.14 bar) pour le corps basse pression de la Turbine de Vapeur (TV).

Le ballon de BP sert de réservoir d'alimentation pour l'approvisionnement des pompes d'eau d'alimentation des circuits moyenne et haute pression.

Ce système se divise les sections suivantes dans le sens du flux d'échappement des gaz :

- ❖ Le réchauffeur BP.
- ❖ Évaporateur BP.
- ❖ Économiseur de BP avec sa pompe de recyclage

Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles eau-vapeur dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère au niveau de la cheminée reste élevée, de l'ordre de 150 à 180°C. Les avantages des cycles à simple pression sont leur coût minimal.

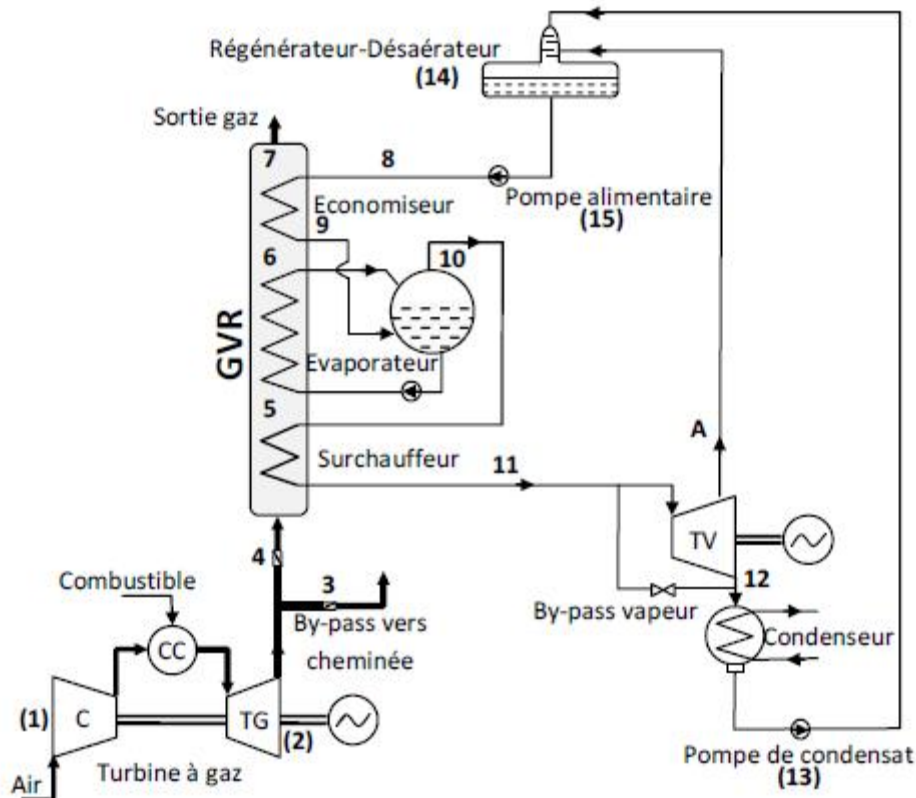


Figure 8 Schéma d'un cycle combiné à un seul niveau de pression

II.6.3. Chaudière de récupération à deux niveaux de pressions :

La fonction du circuit Moyenne Pression (MP) est de réchauffer l'eau d'alimentation à une pression intermédiaire et produire de la vapeur surchauffée à environ 300,9°C, à un niveau de température semblable à la vapeur qui sort de la turbine Haute Pression, appelé vapeur réchauffée froid (VRF) (367,5 °C), pour postérieurement, et avec ce VRF, procéder à un réchauffement de ce dernier jusqu'à obtenir les conditions de température requises (566,2°C), pour pouvoir être fourni au corps MP de la turbine vapeur en prenant le nom de vapeur réchauffée chaude (VRC). En même temps la vapeur surchauffée MP fournit la vapeur auxiliaire requise.

Aussi depuis le Ballon de vapeur MP, il existe une ligne de vapeur appelée « peggins steam » au ballon BP et une extraction d'eau après l'économiseur qui nourrit le réchauffeur de gaz. Ce système se divise les sections suivantes disposées dans le sens du flux des gaz d'échappement :

- ❖ Réchauffeur HT/LT
- ❖ Surchauffeur MP
- ❖ Évaporateur BP
- ❖ Économiseur BP

Des améliorations de rendement sont possibles en adoptant un cycle eau-vapeur à deux niveaux de pression. Les deux niveaux de pression étant en fait la juxtaposition de deux séries d'échangeurs.

Une chaudière de récupération à deux niveaux de pression présente des performances supérieures à celles d'une chaudière à un seul niveau de pression. Cet avantage est lié à l'utilisation maximale des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Comparée au niveau simple pression, la température des fumées à la cheminée diminue de 50°C environ.

II.6.3.1. Arrangement en cascade ou série :

Dans les chaudières à deux niveaux de pression en cascade le ballon séparateur BP fait la liaison entre les deux niveaux de pression. Ainsi, la température d'entrée dans l'économiseur HP est égale à la température de saturation de l'eau dans le ballon BP.

L'arrangement en cascade est moins utilisé en raison des risques de corrosion du circuit HP par la présence de fortes concentrations en sels dans le ballon BP. En effet, la coexistence de

l'eau et de la vapeur conduit à un partage des espèces chimiques de l'eau dans le ballon, qui peut provoquer une accumulation de boues malgré la purge continue en fonctionnement normal. Les circuits HP et BP n'étant pas séparés, les risques de pollution peuvent se répercuter d'un circuit vers l'autre.

II.6.3.2. Arrangement en parallèle :

Dans les chaudières à deux niveaux de pression en arrangement parallèle l'économiseur HP est fractionné en deux parties ou parfois plus. Ces parties sont installées en parallèle des éléments du générateur BP. L'arrangement en parallèle évite la propagation de problèmes corrosifs dans l'économiseur HP lié au circuit BP. Néanmoins, l'optimisation et la conception d'une chaudière en parallèle sont plus compliquées.

II.6.3.3. Association des deux cycles :

Les fumées en sortie de la TAG sont très énergétiques et constituent de ce fait la source chaude d'un cycle eau-vapeur associé. La température et le débit des fumées dépendent du type de la TAG. Il est courant de disposer de fumées dont la température est comprise entre 550 et 600°C [1].

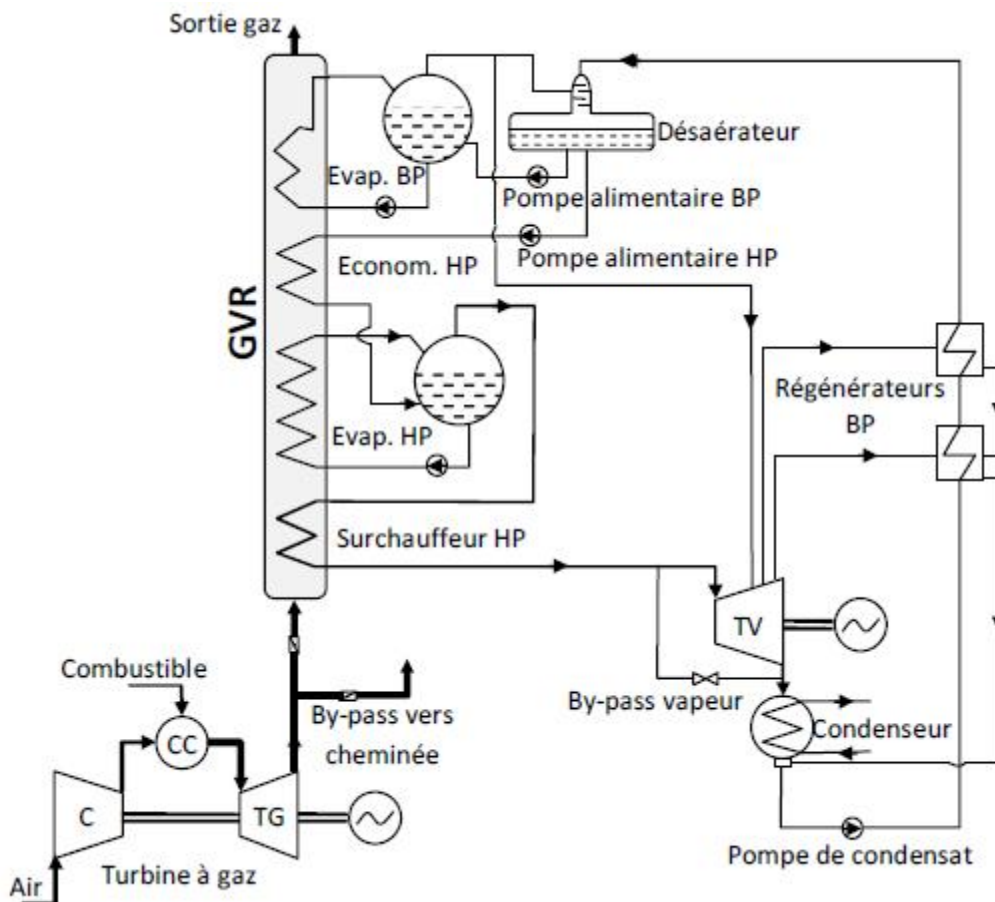


Figure 9 Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression

II.6.4. Chaudière de récupération à trois niveaux de pressions :

Le circuit de Haute Pression (HP) Réchauffe l'eau d'alimentation haute pression et produit de la vapeur surchauffée (566,2°C) pour le corps haute pression HP de la turbine de vapeur.

Depuis le ballon HP, il existe une ligne de vapeur de « peggins steam » pour alimenter le ballon MP.

Ce système divise les sections suivantes disposées en ordre selon le sens de flux des gaz d'échappement de la Turbine de Gaz (GT) :

- ❖ Surchauffeur CV pour HT/IT/LT
- ❖ Évaporateur CV
- ❖ Économiseur CV pour Eco.1, Eco.2, Eco.3, Eco.4

Dans de grands cycles combinés modernes, nous employons généralement 3 niveaux de pression, plus un resurchauffeur. Le resurchauffeur est un surchauffeur qui réchauffent la vapeur surchauffée de la sortie de turbine à vapeur HP et l'envoie de nouveau à l'admission de turbine à vapeur d'IP. Avec ce genre d'arrangement, l'efficacité globale du CC peut atteindre 58%.

Note : La température de gaz ne doit pas être refroidie au-dessous d'une certaine température pour éviter la condensation d'acide sulfurique sur l'économiseur de LP (la température typique ~80°C sur le Gaz naturel)

GENERALITES

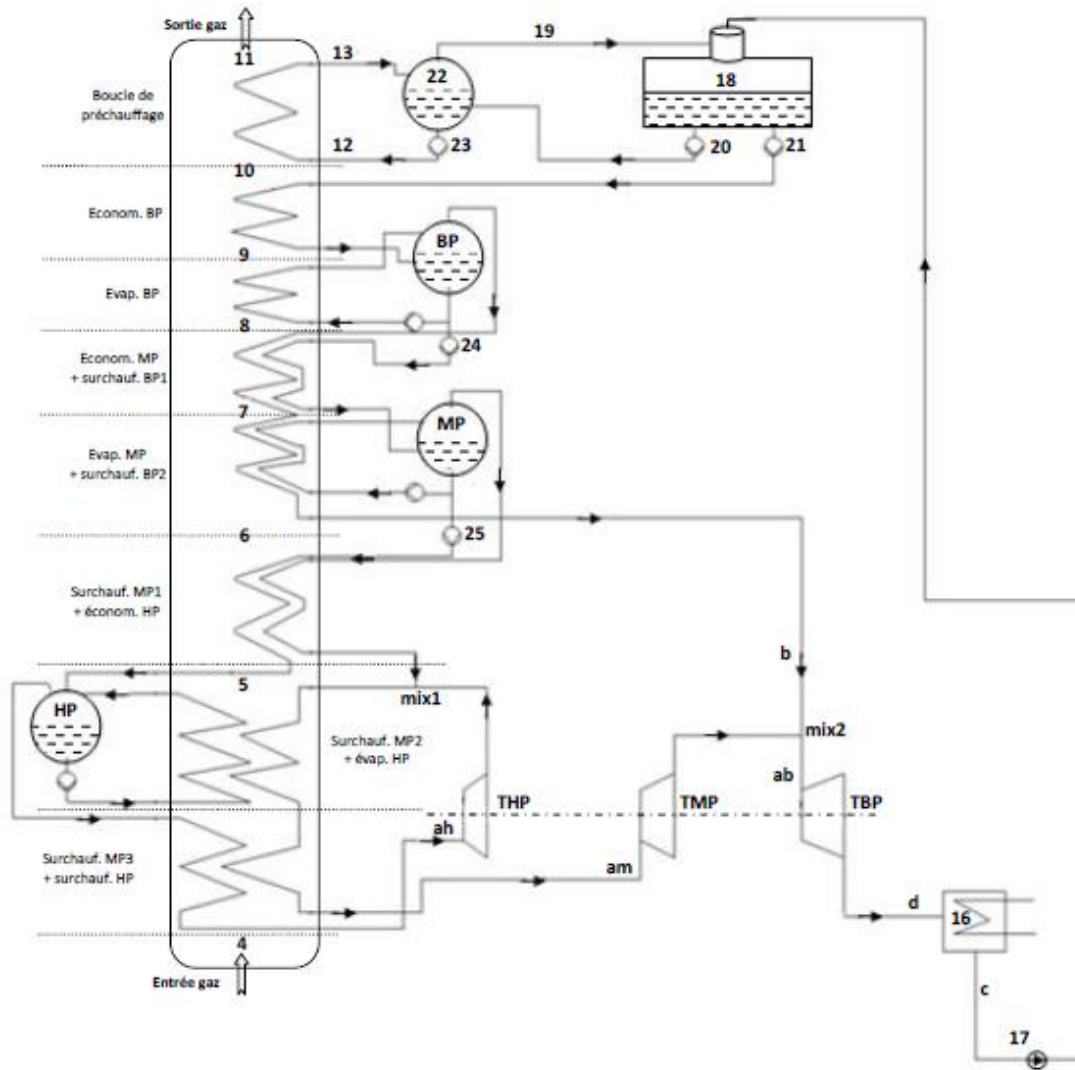


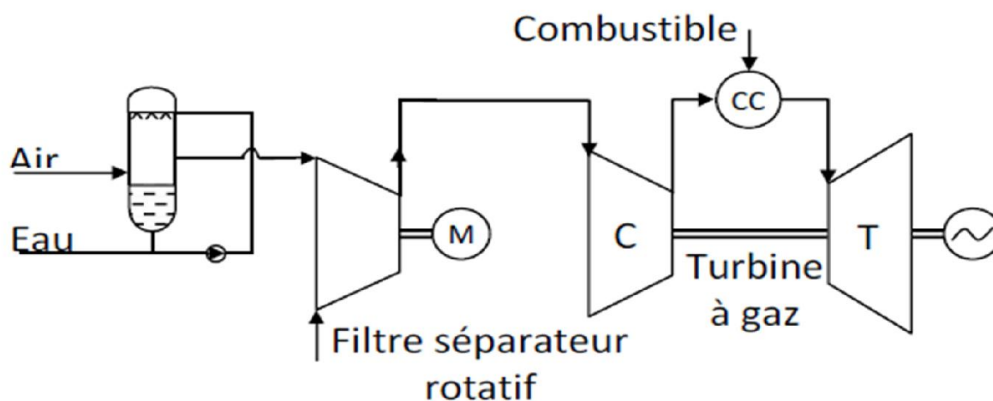
Figure 10 Schéma d'un cycle combiné à trois niveaux de pression

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

I. Introduction :

L'avantage de la turbine à gaz sur les autres moteurs réside notamment dans son rapport puissance/poids élevé. Son rendement a été boosté grâce à l'avènement des cycles combinés. Cependant, les installations à cycles combinés présentent des coûts d'investissement relativement élevés et requièrent la production d'une vapeur vive de caractéristiques élevées en utilisant les gaz d'échappement de la turbine à gaz, qui doit par conséquent être conçue avec une température d'échappement suffisamment élevée. Les turbines à gaz adaptées pour de telles applications sont de grosses machines. Pour améliorer les performances de turbines à gaz plus petites, ou présentant des taux de compression élevés, on recourt plutôt à d'autres techniques telles que :

- L'injection d'eau dans l'air à l'admission Fig(II.1);
- L'injection d'eau ou de vapeur au cours de la compression Fig(II.2);
- L'injection massive de vapeur au cours de la combustion et de la détente Fig(II.3).



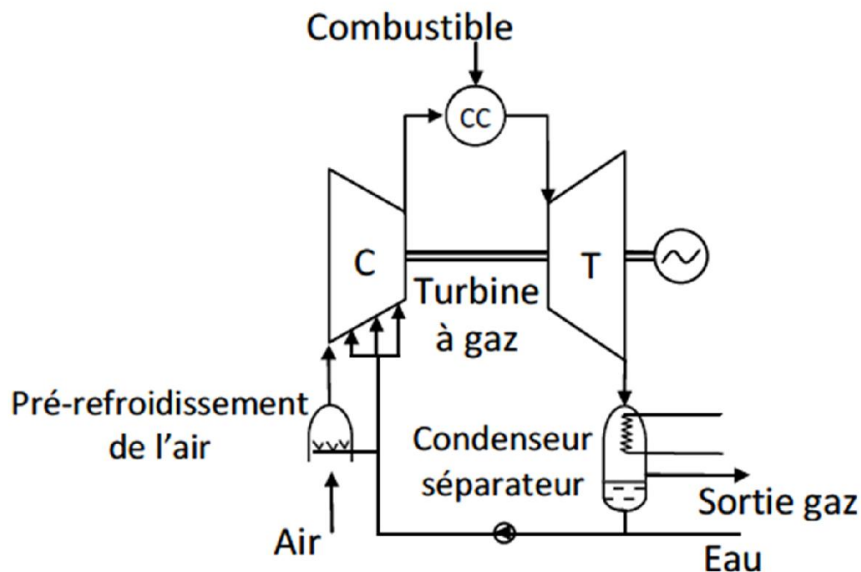
Fig(II.1) : Schéma d'un système de suralimentation d'une turbine à gaz à l'aide d'un filtre rotatif et d'un refroidisseur évaporatif [34]

Les méthodes de refroidissement de l'air à l'admission du compresseur peuvent être divisées en deux catégories :

- Celles qui visent à saturer l'air en le forçant à travers un milieu humide et qui ne conviennent donc que dans le cas des climats chauds et secs ; le gain de puissance se situe entre 2 et 4% selon le climat [49];

TECHNIQUES D'AMÉLIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINÉ

- Celles qui visent à refroidir l'air par réfrigération et qui sont donc utilisables même dans le cas des climats humides, en prévoyant toutefois un moyen efficace de dégivrage des batteries frigorifiques ; le gain de puissance se situerait entre 15 et 20%, un gain de rendement appréciable est également envisageable dans ce cas, si l'on choisit un système de réfrigération à absorption qui puiserait la chaleur qui lui est nécessaire dans les gaz d'échappement de la turbine.



Fig(II.2) : Schéma d'une turbine à gaz avec injection d'eau au cours de la compression [34]

Les cycles de la turbine à gaz intégrant un système de récupération de la chaleur des gaz d'échappement sont en général qualifiés de *cycles avancés*. En dehors des cycles combinés, on trouve principalement :

II.1 Le cycle à injection de vapeur (STIG) :

La vapeur produite dans une chaudière de récupération grâce à la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est injectée dans la chambre de combustion (voir Fig(II.3)), ceci conduit à une augmentation du débit des gaz et à une élévation de leur chaleur spécifique, leur détente se traduit alors par une amélioration de la puissance et du rendement de l'installation. Cette technique aide également à réduire le taux des NOx dans les gaz.

TECHNIQUES D'AMÉLIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINÉ

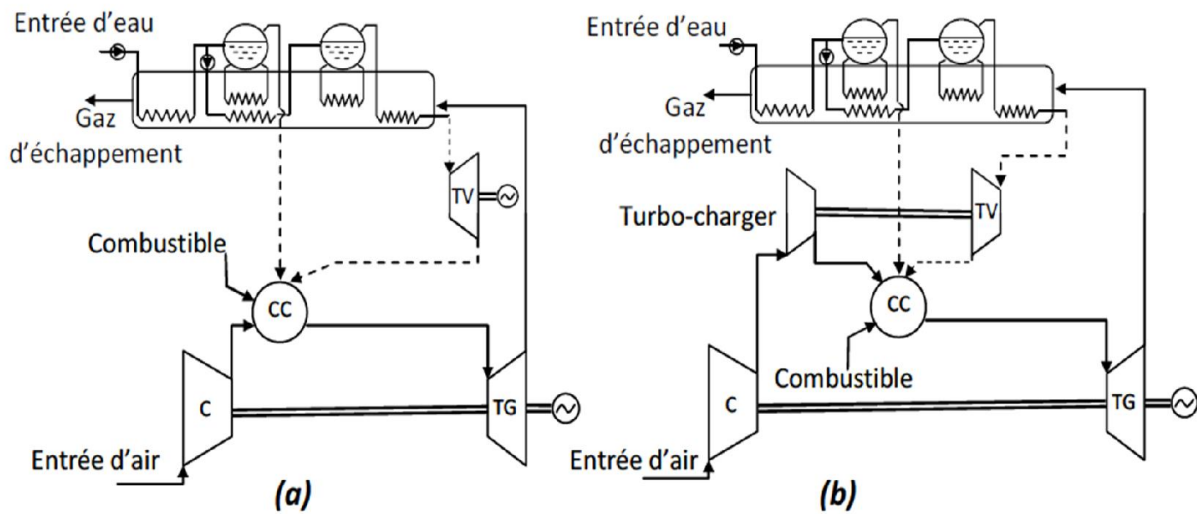
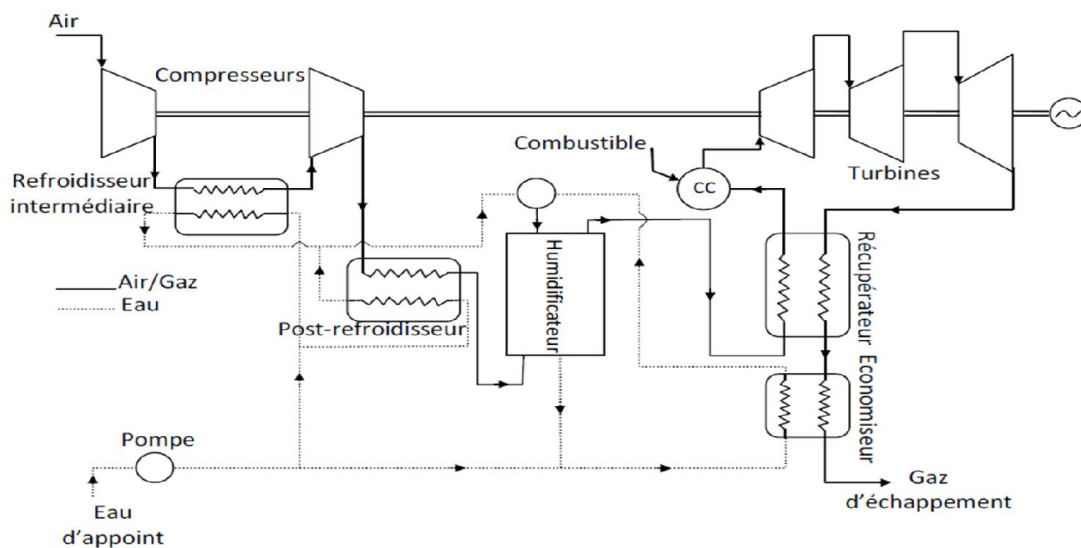


Fig (II. 3): Schémas de deux configurations possibles du cycle de la turbine à gaz à injection de vapeur (*STIG*) [6]

II.2 Le cycle à refroidissement évaporatif et régénération (*ERGT*) :

De l'eau chaude est injectée dans l'air, une première fois en aval du compresseur BP dans le but d'obtenir son refroidissement intermédiaire (qui réduit la puissance consommée par le compresseur HP), puis une seconde fois en aval du compresseur HP en vue de son post-refroidissement (qui améliore la performance du régénérateur). Pour les mêmes raisons que dans le cas ci-dessus, les performances de la turbine à gaz s'en trouvent améliorées. Dans ce type de système, on veillera à ce que la totalité de l'eau injectée soit évaporée, il y a donc une limite fixée par la saturation de l'air.



TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

Fig (II.4) : Schéma d'une installation de turbine à air humide (*HAT*) [7]

II.3 Le cycle de la turbine à air humide (*HAT*) :

C'est peut-être le cycle le plus avancé. Son avantage par rapport au cycle à refroidissement évaporatif et régénération (*ERGT*) réside dans le fait que les opérations de refroidissement et d'humidification de l'air sont réalisées séparément. L'air, après son passage dans le compresseur BP, est refroidi à l'eau puis comprimé jusqu'à la pression finale dans le compresseur HP avant de subir un nouveau refroidissement suivi d'une humidification par évaporation d'eau chaude jusqu'à saturation (voir Fig (II.4) ci-dessus et Fig (II.5) ci-dessous). Le débit massique et l'enthalpie de l'air s'en trouvent ainsi augmentés.

Par ailleurs, la chaleur des gaz pourrait ainsi être récupérée jusqu'à des températures inférieures au point d'ébullition de l'eau. Les gaz d'échappement sont d'abord refroidis dans le récupérateur qui sert de préchauffeur pour l'air humide avant son admission dans la chambre de combustion, ensuite leur refroidissement sera parachevé dans le réchauffeur d'eau, appelé "*économiseur*" parce qu'il sert à récupérer la chaleur des gaz à un bas niveau de température. Les flux d'eau en provenance du refroidisseur d'air et de l'économiseur sont mélangés avant d'être admis dans l'humidificateur. L'eau recyclée vers le refroidisseur intermédiaire pourrait être refroidie à son tour à l'aide d'un réfrigérant externe. Il est également possible d'utiliser un condenseur de gaz pour récupérer une partie de l'eau qui se trouve dans les gaz d'échappement. L'eau non récupérée doit être compensée par une eau d'appoint. L'analyse thermodynamique permet d'établir qu'une telle configuration conduit à une amélioration importante du rendement.

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

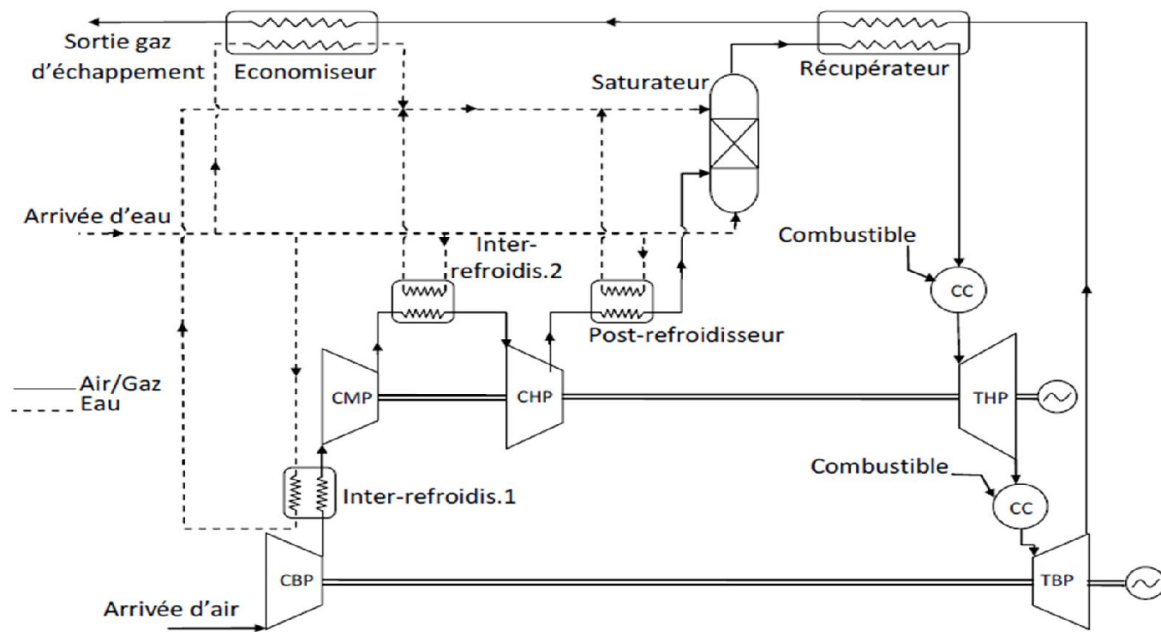


Fig.(II.5): Schéma d'une configuration cascade d'une turbine à air humide (*CHAT*) [28]

II.4 Présentation des résultats d'une analyse comparative sur les cycles combinés et les cycles avancés de la turbine à gaz :

Sullery [49] présente les résultats d'une analyse comparative de divers cycles de la turbine à gaz. La figure (II.6) montre les performances de trois cycles à air sec, tandis que la figure (II.7) montre celles de trois cycles à injection d'eau ou de vapeur.

Les performances sont présentées en fonction du taux de compression et de la température d'admission à la turbine (*TIT*). Dans le cas des cycles à air sec et pour une *TIT* donnée, le travail spécifique passe par un maximum pour un taux de compression dont la valeur est comprise entre 15 et 20. A mesure que la *TIT* croît, le taux de compression optimum pour la turbine à gaz à cycle simple (*SGT*) croît également. Le rendement du cycle à régénération (*RGT*) décroît lorsque le taux de compression augmente. Ceci est dû au fait qu'à mesure que le taux de compression croît, la température des gaz à l'échappement de la turbine (*TET*) décroît jusqu'à ce qu'elle finisse par passer au-dessous de la température de l'air à la sortie du compresseur HP (*TEC*). Pour une *TIT* donnée, le rendement du cycle augmente à mesure que le taux de compression diminue.

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

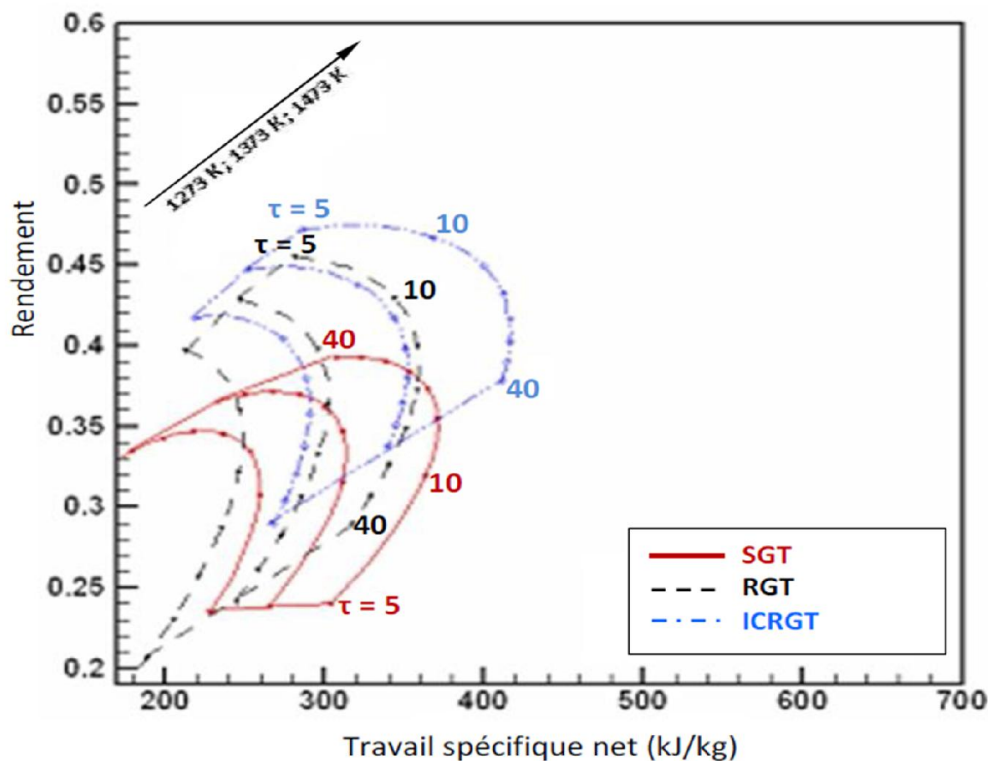


Fig (II.6) : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles secs [49].

Pour n'importe quelle valeur du taux de compression, le rendement et le travail spécifique augmentent avec la *TIT*. Ce cycle présente un bon rendement à des *TIT* élevées et des taux de compressions bas. Pour une *TIT* de 1200 °C, le travail spécifique maximum du cycle *RGT*, obtenu pour un taux de compression de 17, est de 360 kJ/kg ; tandis que son rendement maximum, qui a lieu pour un taux de compression de 5 seulement, est de 45.5%.

Le recours à un refroidissement intermédiaire entre les compresseurs *BP* et *HP* (cycle *ICRGT*) améliore les performances du cycle à régénération. En effet, le refroidissement réduit le travail du compresseur *HP* et par conséquent augmente le travail spécifique net du cycle. Par ailleurs un tel cycle peut être opérant même avec des taux de compression élevés. C'est ainsi que pour un taux de compression de 40 et une *TIT* de 1200 °C, le rendement et le travail spécifique du cycle *ICRGT* sont de 38 % et 410 kJ/kg respectivement ; alors que dans les mêmes conditions, ces valeurs ne sont que de 29 % et 317 kJ/kg pour le cycle *RGT*. La plus grande valeur du rendement du cycle *ICRGT* a lieu pour un faible taux de compression, soit entre 5 et 7.

Dans la deuxième famille de cycles avancés, figure (II.7), on injecte de l'eau liquide ou de la vapeur d'eau dans l'air afin d'améliorer le travail spécifique de la turbine (cycles *STIG* et

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

HAT) ; ces cycles sont comparables au cycle combiné (*CC*) dans lequel la vapeur produite par récupération de chaleur sur les gaz d'échappement est détendue séparément dans une turbine à vapeur située en aval de la turbine à gaz.

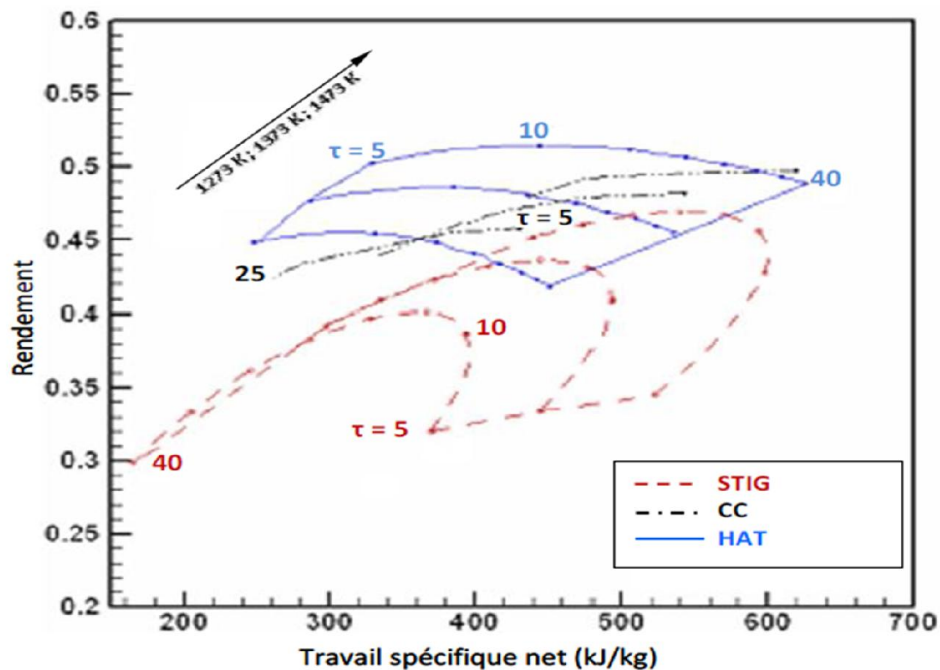


Fig.(II.7) : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles humides et cycle combiné [49].

Pour une *TIT* de 1200 °C, le meilleur rendement du cycle à injection de vapeur (*STIG*), soit 47 %, correspond à un taux de compression de 25. A un taux de compression de 15 et toujours pour la même *TIT*, le travail spécifique du cycle à injection de vapeur vaut 593 kJ/kg, soit 35 % plus élevé que celui d'un cycle *ICRGT* dans les mêmes conditions. Les cycles combinés, quant à eux, présentent des rendements plus grands en comparaison avec les cycles à injection de vapeur. Ceci est imputable au fait que la détente de la vapeur séparément dans une turbine à vapeur à condensation (jusqu'à des pressions bien au dessous de la pression atmosphérique) dispose d'un plus grand potentiel et est plus efficace que la détente du mélange gaz de combustion-vapeur d'eau dans le cycle *STIG* qui ne peut aller que jusqu'à une pression légèrement au-dessus de l'ambiante. Si l'on admet que les gaz de combustion et la vapeur d'eau se comportent dans le cycle *STIG* comme des gaz parfaits (ce qui constitue une hypothèse avantageuse pour le cycle *STIG* étant donné la nature irréversible du processus de mélange), on pourrait alors admettre que la détente de la

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

vapeur en mélange avec les gaz dans la turbine à gaz du cycle *STIG* est équivalente à sa détente séparée dans une turbine à vapeur à contre-pression.

Les performances du cycle à injection de vapeur (*STIG*) seraient donc tous justes comparables à celles d'un cycle combiné avec turbine à vapeur à contre-pression qui est hautement qualifié pour les applications de cogénération.

A mesure que la *TIT* augmente, la *TET* augmente à son tour pour un même taux de compression et l'énergie disponible dans les gaz d'échappement pour la production de vapeur devient plus importante, ce qui se traduit par une amélioration des performances du cycle combiné.

Pour une *TIT* de 1200 °C et un taux de compression de 15, le travail spécifique et le rendement du cycle combiné s'établissent respectivement à 510 kJ/kg et 50 % ; tandis que pour le cycle à injection de vapeur, ces valeurs sont, dans les mêmes conditions, de 593 kJ/kg et 45 % respectivement. Ainsi, le travail spécifique d'un cycle à injection de vapeur pourrait être supérieur ou inférieur à celui d'un cycle combiné, selon le taux de compression et la *TIT*, mais son rendement est toujours inférieur à celui d'un cycle combiné. Il faut noter cependant que ce dernier nécessite un coût d'investissement élevé et ne se justifie pas sur le plan économique dans le cas d'installations de moyennes et faibles puissances.

Le cycle à air humide (*HAT*) est considéré comme le cycle le plus avancé de la turbine à gaz. Son travail spécifique augmente avec le taux de compression, alors que pour tous les autres il diminue. Un taux de compression plus élevé donne une température d'air plus grande à l'entrée de l'humidificateur, ceci permet à l'air d'absorber une plus grande quantité de vapeur d'eau. Ce type de cycle convient mieux pour les taux de compression élevés, en dépit du fait que le rendement atteint un maximum à un taux de compression plutôt bas puis décroît mais très lentement à mesure que le taux de compression augmente, notamment pour une *TIT* élevée.

Pour une *TIT* de 1200 °C et un taux de compression de 30, le travail spécifique et le rendement du cycle sont respectivement de 600 kJ/kg et 51 % , contre 430 kJ/kg et 48 % pour le cycle combiné, 500 kJ/kg et 46 % pour le cycle à injection de vapeur (*STIG*) et enfin

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

416 kJ/kg et 41 % pour le cycle à régénération avec refroidissement intermédiaire (*ICRGT*).

On peut conclure que dans le domaine des taux de compression élevés, le cycle à air humide (*HAT*) présente le travail spécifique le plus élevé en comparaison avec les autres cycles de la turbine à gaz.

Ces résultats laissent entrevoir l'avantage que pourraient avoir, du moins dans certains domaines, en particulier dans celui des faibles puissances, les techniques d'injection sur le cycle combiné.

Cependant, certaines voix se sont élevées pour attirer l'attention sur le peu d'informations disponibles quant à l'impact de ces technologies sur la stabilité du fonctionnement et sur la durée de vie des turbines à gaz. Une étude due à K. Brun et R. Kurz [12] a révélé que lorsque l'injection d'eau se trouve combinée à d'autres facteurs, tels que l'utilisation de combustibles pauvres et le fonctionnement avec des aubes qui se trouvent déjà dans un état de dégradation suffisamment avancé, alors des problèmes d'instabilités aérodynamiques, tel que le pompage, apparaissent au niveau du compresseur. Ces problèmes, associés à un cycle de fatigue des aubes accéléré, pourraient entraîner un endommagement catastrophique de la turbine. L'étude conclut également que toute injection d'eau, à n'importe quel endroit de la turbine à gaz, conduirait à une réduction de la durée de vie des parties de la turbine exposées aux hautes températures Fig (II.8).

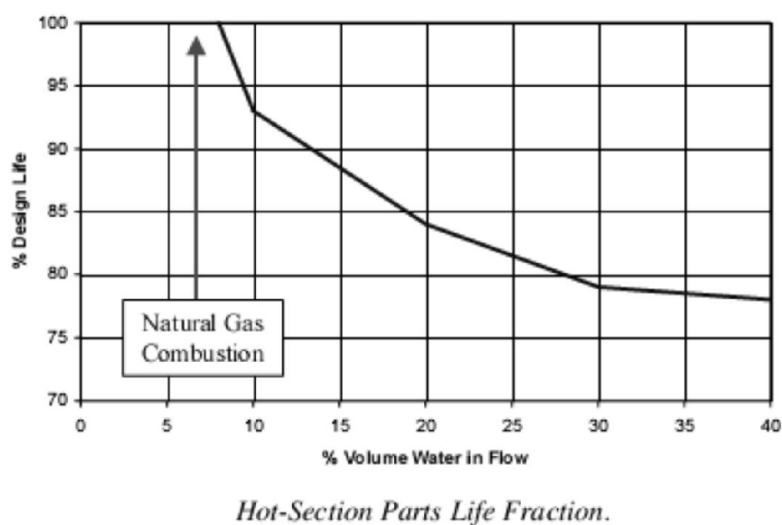


Fig (II.8): Effet de l'injection sur la durée de vie parties hautement chaudes de la turbine à gaz [12].

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

En dépit de ce pessimisme affiché par certains, d'autres voix soutiennent qu'au contraire, l'humidification des cycles devrait être intensifiée afin de réaliser les meilleures performances énergétiques possibles, surtout que cette façon de faire est avantageuse pour la lutte contre la pollution de l'environnement. L'humidification par les techniques évaporatives nous offre même l'opportunité de valoriser des ressources de faible intensité exergétique, comme le solaire thermique de basse température ou la géothermie. Par ailleurs, des résultats prometteurs sont rapportés çà et là dans la littérature sur les avancées importantes réalisées pour la maîtrise des différents aspects liés à la pratique de l'humidification dans les cycles de la turbine à gaz. C'est ainsi que par rapport au problème d'instabilités touchant la combustion en milieu humide, H. Haselbacher [26] rapporte que des tests de combustion en présence de taux d'humidification de 20 % menés sur les cycles HAT se sont déroulés sans aucun problème. Le même auteur, se basant sur des études menées actuellement sur les chambres de combustion, estime que dans un avenir très proche on pourrait envisager la réalisation de combustions avec des taux d'humidification qui avoisineraient les 40 %. Les problèmes de corrosion et d'érosion sont surtout liés à la qualité des traitements de l'eau et de l'air, et pourraient être considérablement minimisés grâce à de meilleurs procédés de traitement, qui permettraient de réduire d'avantage les impuretés qui parviennent jusqu'à la turbine. Enfin, le problème de la disponibilité de l'eau rend impérative la nécessité de sa récupération et de son recyclage, et là également les recherches sur la condensation à partir de fumées sont prises très au sérieux. Le cycle

LOTHECO est attendu à la croisée du cycle combiné et du cycle HAT ; il se distingue du cycle combiné classique car au même titre que le cycle HAT il permet de tirer pleinement avantage de l'humidification et il se distingue de ce dernier, car il puise l'énergie nécessaire à l'humidification dans une source externe de niveau exergétique modeste, source qu'il permet ainsi de valoriser tout en laissant l'énergie disponible dans les gaz d'échappement à la disposition exclusive d'un cycle à vapeur.

II.5 Le Cycle combiné intégrant une source de chaleur de basse température :

Le cycle LOTHECO "Low Temperature Heat Combined Cycle", est un cycle combiné intégrant une source d'énergie externe de basse température qui fournit à l'évaporateur l'énergie intervenant dans les mécanismes de transferts évaporatifs qui ont lieu entre l'air et l'eau. La figure (II.9) ci-après présente le schéma de la configuration de base d'un tel cycle.

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

On notera sur ce schéma la réunion d'éléments faisant partie du cycle HAT et d'autres du cycle combiné.

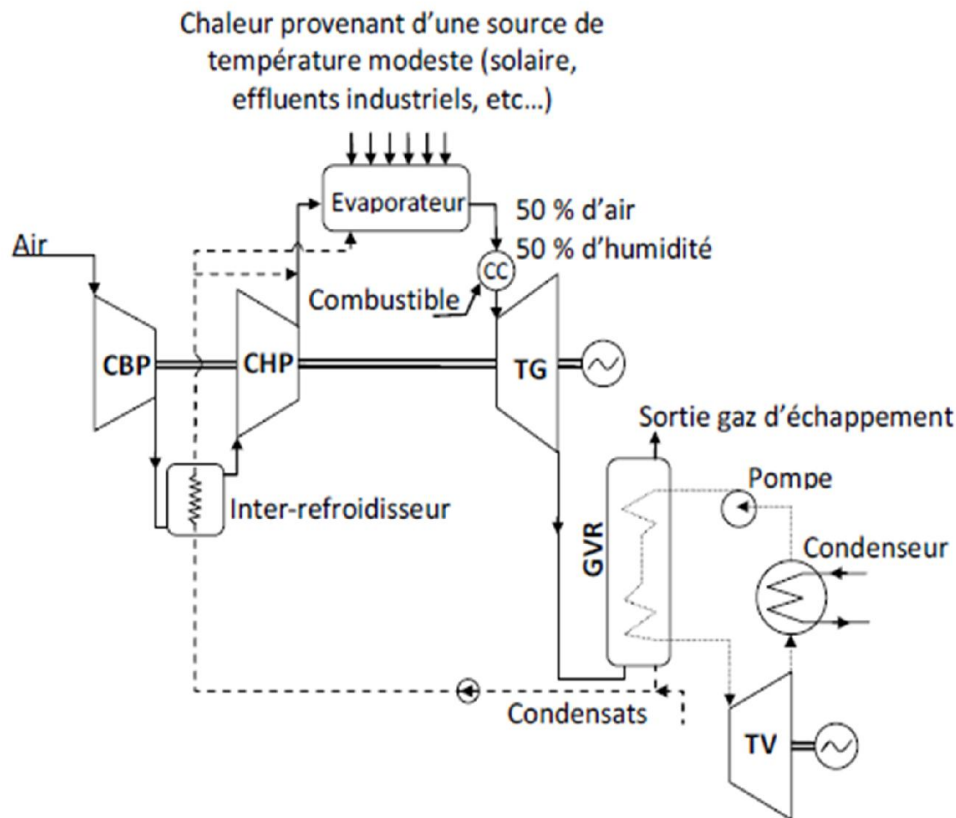


Fig. (II.9): Schéma d'un cycle combiné intégrant une source de chaleur de niveau de température modeste (**LOTHECO**) [32]

On distingue donc trois modules fonctionnels :

- Une installation de turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau ;
- Une installation de turbine à vapeur avec chaudière de récupération alimentée par l'énergie disponible dans les gaz à l'échappement de la turbine ;
- Un évaporateur (humidificateur, saturateur) où l'eau injectée sous haute pression subit une vaporisation à la pression partielle de vapeur en présence d'un air relativement chaud.

A côté de cette configuration de base, le cycle LOTHECO présente d'autres variantes, dont celles qui comportent des "Turbo-expanders" opérant parallèlement à la turbine et absorbant le débit excédant sa capacité et résultant de l'humidification [26].

III. Etude bibliographique du à injection de vapeur (STIG) :

III.1. Introduction :

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

Après la révolution industrielle de XIX ème siècle, il y a eu plusieurs changements de la méthode de production de l'énergie électrique où ont apparu les turbines à vapeur puis les turbine à gaz.

Aujourd'hui plusieurs chercheurs pensent comment augmenter la production de l'énergie, et comment changer le mécanisme de la production. Ils sont arrivés que le cycle combiné représente la meilleure installation de la production.

Durant la dernière vingtaine, les besoins ont augmenté progressivement et proportionnellement de plus il y a des développements des TAG et CCGV par plusieurs manières, parmi lesquelles l'injection de vapeur.

Donc il est présente dans ce chapitre (II) une recherche bibliographique concernant l'optimisation thermodynamique des TAG et CCGV, aussi l'injection de vapeur surchauffé dans la chambre de combustion est concernée.

III.2. Revue Bibliographique :

Dans le domaine thermodynamique et turbomachines, il y a plusieurs recherches élaborées qui ont touché notre sujet, et parmi ces recherches, l'injection de vapeur au niveau de la chambre de combustion que ce soit au cas des turbines à gaz ou des cycles combinés, parmi lesquelles on a choisi les suivantes :

Frutschi et Plancherel [1] :

Ils ont comparé les cycles combinés aux turbines à gaz à l'injection de l'eau ou de vapeur. Un rendement presque de 45% pour une turbine à gaz vapeur-injectée simple était possible. Un récupérateur a augmenté l'rendement, bien que la puissance spécifique fût réduite. Dans Le cycle vapeur-injecté combiné et le cycle vapeur-injecté on peut atteindre des rendements de 50%.

Wei A [2] :

Wei a présenté une version de la turbine à gaz aero dérivative Trent avec l'injection de la vapeur saturée dans la chambre de combustion. Le Trent vapeur-injecté a eu un rendement de

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

plus de 50%, qui était légèrement inférieur (3-4% points) que pour un cycle combiné, alors que la flexibilité opérationnelle était la même que pour un cycle simple.

Burnham JB et al [3]:

L'injection de vapeur a augmenté le rendement de puissance de 29.9 MW à 41.9 MW et le rendement a grimpé de 36.0 jusqu'à 41.8% et le niveau de NOx étaient en-dessous le 25 ppmvd (parties par million par le volume, sec, l'oxygène de 15%).

Noymer PD, Wilson DG [4]:

ont présenté un modèle pour l'injection de vapeur d'évaluation des turbines à gaz aeroderivative avec un générateur de gaz de deux-bobine et une turbine libre de puissance. L'injection de vapeur avant les turbines à haute pression, à basse pression et de puissance ont été étudiées, et l'augmentation la plus élevée de la puissance et du rendement a été trouvée pour l'injection de vapeur dans la turbine à haute pression.

Fischer AC et al [5]:

L'Injection de vapeur étudiée pour une turbine à gaz avec la combustion séquentielle et un rendement de cycle simple de 38.5% et de puissance de 268 MW. L'air de refroidissement de turbine a été refroidi en chauffant la vapeur pour l'injection et par le refroidissement indirect par l'eau dans les échangeurs de chaleur extérieurs ou par l'injection de l'eau. L'injection de vapeur partielle (c.-à-d. seulement une partie de la vapeur qui peut être produite dans le HRSG est injectée dans la turbine à gaz) pourrait être employée pour les turbines à gaz existantes sans conception pour augmenter la puissance plus de 30% et le rendement thermique brut environ de 14%. Les cycles avec la pleine injection de vapeur ont eu le rendement nets de 47.3% quand l'air de refroidissement de turbine a été indirectement refroidi et de rendement de 50.2% quand l'air de refroidissement de turbine a été refroidi par l'injection de l'eau.

Macchi et al [6]:

Turbines à gaz aeroderivative vapeur-injectées avec refroidissement intermédiaire étudiées de Macchi et autres. Une pression triple HRSG a été considérée : la vapeur à haute pression a

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

été injectée dans la chambre de combustion et De la pression intermédiaire et la vapeur à basse pression ont été injectées dans la turbine à gaz.

Annerwall K, Svedberg G [7]:

Une turbine à gaz vapeur-injectée de base a eu un rendement de 44.3%. L'application du réchauffage seulement, ou refroidissement intermédiaire seulement ou le réchauffage et inter refroidissement a réduit le rendement, alors que l'application de la récupération augmente le rendement.

Paepe M, Dick E. [8]:

De Paepe et Dick ont constaté qu'une turbine à gaz vapeur-injectée de base a eu un rendement de 49%, avec le refroidissement de lame par le vapeur, le rendement grimpe jusqu'à 51%. Le réchauffage, inter refroidissement ou inter refroidissement et récupération du cycle vapeur-injecté a augmenté le rendement légèrement, bien que pas assez pour justifier le cycle plus complexe ; cependant, la puissance spécifique a augmenté de manière significative. Un cycle combiné a eu un rendement de 58.5% et une turbine à gaz récupérée inter refroidi a eu un rendement de 48%.

Brown DH, Cohn A [9]:

Brown et Cohn ont constaté qu'une turbine à gaz vapeur-injectée simple a eu une efficacité nette de 40.5% (HHV, environ 43% LHV) et un résultat de puissance de 127 MW, un cycle vapeur-injecté avec un cycle de enfouissement sans condensation a eu une efficacité de 40.9% (HHV, environ 43% LHV) et un résultat de puissance de 152 MW et un cycle combiné a eu une efficacité de 42.5% (HHV, environ 45% LHV) et un résultat de puissance de 476 MW (quatre unités de turbine à gaz). Une turbine à gaz vapeur-injectée récupérée a eu un point de l'efficacité 1% plus haut que le cycle vapeur-injecté avec une turbine à vapeur.

A° gren ND et al [10]:

A ° gren et autres ont présenté une turbine à gaz vapeur-injectée, soulevant la pression de gaz et réduisant de ce fait l'irrévocabilité résultant d'injecter la vapeur à haute pression dans le gaz avec une plus basse pression. Il était possible d'augmenter la puissance de 1.5% et rendement de 0.6%.

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

Leibowitz H [11]:

La vapeur a été injectée dans une turbine à gaz en 1969 pour augmenter le rendement et la puissance fourni par la turbine à gaz.

Frutschi et Wettstein [12]:

Les turbines à gaz vapeur-injectées comparées de Frutschi et de Wettstein avec les cycles combinés pour la cogénération à grande échelle de la puissance et du chauffage urbain. Pour des applications de cogénération, les auteurs ont conclu que les turbines à gaz vapeur-injectées ont seulement eu un avantage comparé aux turbines à gaz simples de cycle avec un HRSG et non comparé aux cycles combinés, puisque le cycle combiné a eu un résultat de puissance plus élevée et un rendement électrique par rapport au vapeur-injecté.

Dryer FL [13]:

Dans le début des années 60, l'injection de l'eau ou de vapeur dans la chambre de combustion pour diminuer la formation du NOx a été suggérée.

Schorr MM [14]:

L'injection de vapeur réduit le rendement moins que l'injection de l'eau, puisque l'énergie pour évaporer l'eau est prise du carburant ; en outre, ceci signifie que pour le même effet de réduction de NOx, un peu de l'eau est nécessaire comparé à la vapeur.

Manfrida G, Bosio A [15]:

Ils ont trouvé des rendements plus élevés pour les cycles combinés que pour les turbines à gaz vapeur-injectées. Les auteurs ont proposé un cycle combiné injecté par vapeur pour augmenter le rendement de sorte que le cycle vapeur-injecté ait pu concurrencer le cycle combiné pour la production d'électricité.

Bouam et al [16]:

La méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion d'une turbine à gaz a été proposée, étudiée et comparée avec un cycle simple. L'objectif principal de ce travail consiste à la réalisation d'un programme de calcul de l'influence des conditions

TECHNIQUES D'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ ET DU CYCLE COMBINE

ambiantes sur les caractéristiques des différents composants de la turbine à gaz, telles que la compression, la combustion et la détente. Une fois que les paramètres de fonctionnement optimaux sont connus, le recalcul des performances de l'installation a été effectué en injectant des quantités convenables de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Les résultats obtenus de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine à gaz sans injection de la vapeur d'eau et l'influence des conditions standards sur le début d'injection, selon ceux trouvés dans la littérature simulés par le code de calcul thermodynamique 'Thermoptim', sont en bonne concordance avec la variation qualitative de ces conditions, dans le cas d'un fonctionnement normal sans injection de la vapeur. Ces résultats sont représentés sous forme de courbes en deux et à trois dimensions pour une meilleure illustration des phénomènes physiques.

II.3. Synthèse de la revue bibliographique :

D'après cette étude bibliographique il est possible de faire la synthèse suivante : les points de vue des chercheurs sont différents, Certains d'entre eux utilisaient l'idée de l'injection de vapeur pour diminuer les émissions de NOx, et autre groupe utilisait l'injection dans la CC pour améliorer les performances de TAG. Et quelques-uns suppose que l'injection de vapeur dans les CCGV est efficace pour élever le rendement et la puissance du cycle.

I.1. Description du cycle :

Comme son nom l'indique, l'installation à cycle combiné réalise la combinaison de deux cycles thermodynamiques : elle associe le fonctionnement d'une turbine à gaz (TAG) (cycle de Brayton-Joule ouvert) à celui d'un générateur de vapeur récupérateur (GVR) et d'une turbine à vapeur (TAV) (cycle de Rankine-Hirn).

Il est identifié que 65 à 70 % de l'énergie thermique apportée dans des machines fonctionnant suivant le cycle de Brayton-Joule sont rejetés à l'échappement, d'où l'idée d'exploiter ce potentiel [1].

Le cycle eau-vapeur qui récupère l'énergie peut avoir différentes finalités :

- ❖ production d'électricité unique
- ❖ production de vapeur pour un réseau de chauffage urbain ou à des fins industrielles
- ❖ production conjointe de vapeur et d'électricité : cogénération.

III.2. Calcul thermodynamique :

Pour le calcul thermodynamique du cycle combiné on a choisi la centrale de SKH. Cette centrale représente un bon exemple de l'actualité en termes de performances et technologie atteintes par les centrales à cycle combiné. Une raison en plus, cette centrale a une puissance de plus de 1 200 MW.

Dans ce chapitre on présente toutes les équations qui permettent de calculer les performances d'une installation du cycle combiné, Pour cela nous allons présenter l'analyse thermodynamique de chaque composant de CCGV.

Le schéma suivant illustre l'installation d'un cycle combiné CCGV du SHARIKAT KAHBABAA Hadjret Ennousse dans la daïra de Cherchell (Wilaya de Tipaza)

ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

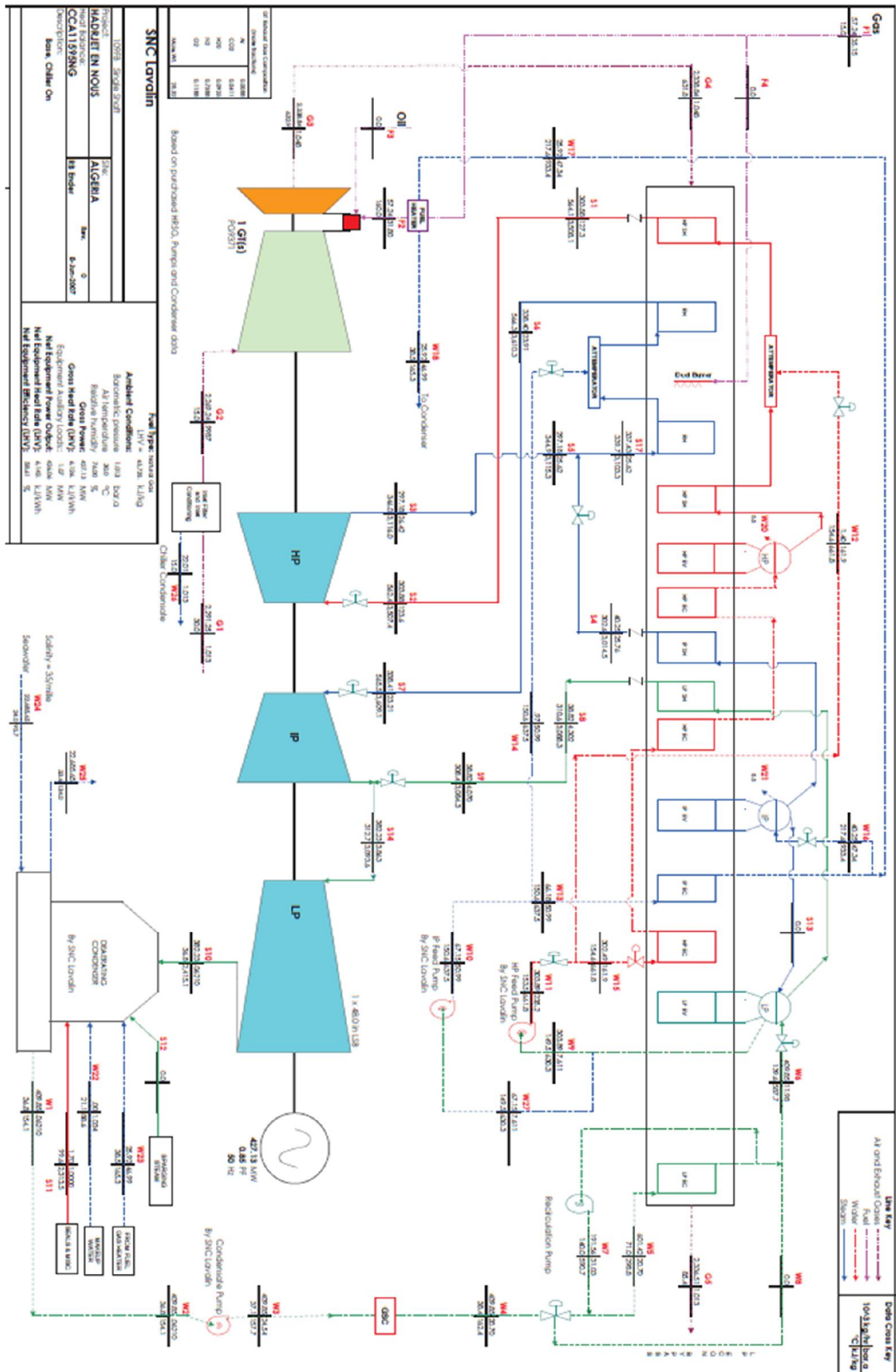


Figure 11 Plan de process du cycle de la centrale de SKH

III.3.1. Analyse thermodynamique du cycle à gaz :

Soit le schéma de la figure (Fig12) représentant le cycle de la turbine à gaz :

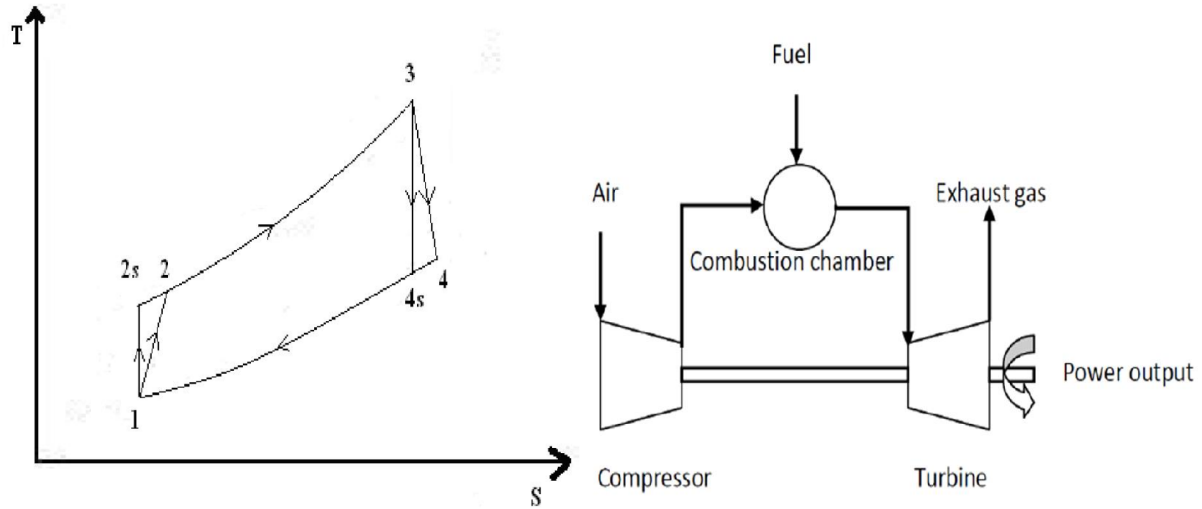


Fig.12 Schéma et diagramme T-S du cycle à gaz

Le tableau ci-dessous fournit les données du procédé.

Tableau.1 Données de la TAG

Température à l'entrée du compresseur	$T_1 = 288 \text{ K}$
Pression à l'entrée du compresseur	$P_1 = 0.9987 \text{ bar}$
Température des gaz à l'entrée de la turbine	$T_3 = 433 \text{ K}$
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{ic} = 0.85$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{it} = 0.89$
Taux de compression	$\tau = 18.3$
Débit massique d'air à l'entrée de la chambre de combustion	$\dot{m} = 630.344 \text{ Kg/s}$
La masse molaire de l'air	$\mu_a = 28.95 \text{ gr/mol}$

III.3.2. Calcul des conditions à la sortie du compresseur :

On calcule la température T_{2s} à la sortie du compresseur en supposant que la compression est isentropique :

$$T_{2s} = T_1 \tau^{\left(\frac{R}{c_p a}\right)} \quad (1)$$

ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

Avec Cp_a une valeur initiale de 29.3 kJ/kmol.K. (Valeur prise à 300K et 1bar) [4], et en tenant compte du rendement isentropique du compresseur η_{ic} , on calcule la température réelle de fin de compression :

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s}-T_1)}{\eta_{ic}} \quad (2)$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(\tau^{\left(\frac{R}{Cp_a}\right)} - 1 \right) \right\} \quad (3)$$

On calcule la chaleur spécifique moyenne de l'air entre T_1 et T_2 , après avoir calculé celle de O_2 et N_2 entre les mêmes températures T_1 et T_2 :

$$\overline{Cp_{O_2}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2-T_1} \int_{T_1}^{T_2} Cp_{O_2}(T) dT \quad (4)$$

$$\overline{Cp_{N_2}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2-T_1} \int_{T_1}^{T_2} Cp_{N_2}(T) dT \quad (5)$$

$$\overline{Cp_a}_{T_1}^{T_2} = 0.2107 \overline{Cp_{O_2}}_{T_1}^{T_2} + 0.78 \overline{Cp_{N_2}}_{T_1}^{T_2} + 0.0093 \overline{Cp_{Ar}}_{T_1}^{T_2} \quad (6)$$

On recalcule ensuite T_2 en remplaçant dans l'équation Cp_a par $\overline{Cp_a}_{T_1}^{T_2}$ calculée ci-dessus ; et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_2 avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_2 devienne inférieure à 0.01 ; on retient alors les dernières valeurs de T_2 et de $\overline{Cp_a}_{T_1}^{T_2}$.

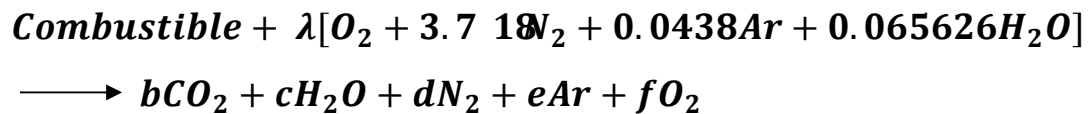
III.3.3. Calcul de la combustion :

La température des produits de combustion étant donnée par le constructeur sans précision de l'excès d'air, l'objectif de ces calculs est de déterminer le rapport débit air froid et débit air de combustion de façon à respecter la température limite TRIT de la turbine à gaz d'une part, et calculer la consommation spécifique du cycle d'autre part. Ce calcul est une simple estimation basée sur une combustion stoechiométrique et sans dissociation, car la composition des gaz de combustion n'est pas donnée par le constructeur. La TAG est alimentée en gaz naturel de la composition suivante [5].

Tableau II. 2 : Données de l'analyse chromatographique du gaz naturel à 155°C et 35 bar :

Propriétés du combustible	Pourcentage molaire en %
CH_4	$X_1 = 85.3$
C_2H_6	$X_2 = 7.29$
C_3H_8	$X_3 = 1.73$
C_4H_{10}	$X_4 = 0.66$
C_5H_{12}	$X_5 = 0.19$
CO_2	$X_6 = 0.24$
N_2	$X_7 = 4.59$
Masse molaire de combustible	18.5066 gr/mol
Température à l'entrée de la chambre de Combustion Tg	160 C
Le pouvoir calorifique inférieur	45720 Kj/Kg
T3(Tmax)	1400 C

La réaction de combustion stœchiométrique et sans dissociation s'écrira :



On exprime la conservation des espèces chimiques avec le système d'équations suivant :

$$C : b = X_1 + 2X_2 + 3X_3 + 4X_4 + 5X_5 + X_6 \quad (7)$$

$$H : c = 4X_1 + 6X_2 + 8X_3 + 10X_4 + 12X_5 \quad (8)$$

$$N_2 : d = 3.718 \lambda \quad (9)$$

$$Ar : e = 0.0438 \lambda \quad (10)$$

$$O_2 : f = 1.032813\lambda + X_6 - b - \frac{c}{2} \quad (11)$$

ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

On met :

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ac}} \quad (12)$$

Et :

$$r = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ac}} \quad (13)$$

D'après l'équation de la combustion, le débit de combustible en fonction du coefficient λ est donné par :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{ac} \frac{\mu_c}{\lambda(\mu_{O_2} + 0.0438\mu_{Ar} + 3.71\mu_{N_2})} \quad (14)$$

Par conséquent, on aura une relation entre λ et f donnée par:

$$\lambda = \frac{\mu_c}{f(\mu_{O_2} + 0.438\mu_{Ar} + 3.71\mu_{N_2})} \quad (15)$$

On calcule ensuite la chaleur spécifique moyenne équivalente, pour le processus de combustion, en considérant que la chambre de combustion est tout simplement traversée par les produits de combustion. La température du mélange air combustible avant combustion est obtenue à partir d'enthalpie et des chaleurs spécifiques des trois flux de matières. Celui-ci donne :

$$T_e = \frac{4.7 \alpha T_2 + T_g}{4.7 \alpha + 1} \quad (16)$$

Pour le calcul de la chaleur spécifique entre la température T_e et la température maximale du cycle T_c on a :

$$\overline{Cp_{moy_gb}}_{T_e}^{T_c} = \frac{\overline{Cp_{moy_CO_2}}_{T_e}^{T_c} * b + \overline{Cp_{moy_H_2O}}_{T_e}^{T_c} * c + \overline{Cp_{moy_N_2}}_{T_e}^{T_c} * d + \overline{Cp_{moy_Ar}}_{T_e}^{T_c} * e + \overline{Cp_{moy_O_2}}_{T_e}^{T_c} * f}{b + c + d + e + f} \quad (17)$$

Avec :

$$\overline{Cp_{O_2}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{O_2}(T) dT \quad (18)$$

$$\overline{Cp_{CO_2}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{CO_2}(T) dT \quad (19)$$

$$\overline{Cp_{Ar}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{Ar}(T) dT$$

$$\overline{Cp_{N_2}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{N_2}(T) dT \quad (20)$$

$$\overline{Cp_{H_2O}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{H_2O}(T) dT \quad (21)$$

On considère que la chambre de combustion est un système adiabatique et on néglige les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle. En appliquant la conservation de l'énergie à la chambre de combustion on peut écrire :

$$f * \frac{PCI}{\mu_g} = (1 + f) \overline{Cp_{moy_{gb}}}_{T_e}^{T_c} (T_c - T_e) \quad (22)$$

μ_g , $\overline{Cp_{moy_{gb}}}$ et T_e sont dépendants de f , on a donc une équation non linéaire avec un seul inconnu f . On procède à un calcul itératif à la méthode de point fixe pour déterminer la valeur de f .

On applique le principe de la conservation d'énergie à l'entrée de la turbine, on peut écrire :

$$(1 + f) \overline{Cp_{moy_{gb}}}_{T_3}^{T_c} (T_c - T_3) = (r - 1) \overline{Cp_a}_{T_2}^{T_3} (T_3 - T_2) \quad (23)$$

On utilise les équations (II.17), (II.18), (II.19), (II.20) et (II.21) entre T_3 et T_c pour calculer $\overline{Cp_{moy_{gb}}}_{T_3}^{T_c}$, et les équations (II.4), (II.5) et (II.6) entre T_2 et T_3 pour calculer $\overline{Cp_a}_{T_2}^{T_3}$.

On calcule la valeur de « r » en résolvant l'équation (II.23) et en remplaçant cette valeur dans l'équation (II.13) on aura le débit de l'air participant à la combustion. L'équation (II.12) nous donne par la suite le débit du combustible.

III.3.4. Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz :

On suppose que la détente est isentropique et la valeur de 0.95 au facteur des pertes de pression dans la chambre de combustion [2], on calcule la température à la sortie de la turbine à gaz. On prend pour valeur initiale de la chaleur spécifique à 300 K des produits pour le processus de combustion. On calcule ensuite la température T_{4s} et T_4 à la sortie de la turbine :

$$T_{4s} = T_3 (0.95\tau)^{-\left(\frac{R}{Cp_g}\right)} \quad (24)$$

$$T_4 = T_3 \{1 - \eta_{it} (1 - 0.95\tau)^{-\left(\frac{R}{Cp_g}\right)}\} \quad (25)$$

ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

On répétera les calculs de (III.3) jusqu'à (III.6) Pour déterminer les valeurs exactes de la température T_4 et Cp_g de et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_4 avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_4 devienne inférieure à 0.01 ; on retient alors les dernières valeurs de T_4 et de Cp_g .

III.3.5. Calcul de la masse molaire apparente des gaz de combustion :

III.3.6. Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz :

Travail de compression :

$$w_c = [\overline{Cp_a}]_{T_1}^{T_2} X_{H_2O} + \overline{Cp_{H_2O}}]_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1) \text{ (Kj/K.mole D'air)} \quad (26)$$

$$W_c = \frac{1}{\mu_a} \overline{Cp_a}]_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1) \quad \text{(Kj/Kg D'air)} \quad (27)$$

Travail de détente:

$$w_{tg} = \overline{Cp_g}]_{T_3}^{T_4} (T_4 - T_3) \quad \text{(Kj/K.mole Des gaz produits)} \quad (28)$$

$$W_{tg} = \frac{1}{\mu_g} \overline{Cp_g}]_{T_3}^{T_4} (T_4 - T_3) \quad \text{(Kj/Kg Des gaz produits)} \quad (29)$$

Energie reçue par les gaz dans la chambre de combustion :

$$q_c = \overline{Cp_g}]_{T_e}^{T_c} (T_c - T_e) \quad \text{(Kj/K.mole Des gaz produits)} \quad (30)$$

$$Q_c = \frac{1}{\mu_g} \overline{Cp_g}]_{T_e}^{T_c} (T_c - T_e) \quad \text{(Kj/Kg Des gaz produits)} \quad (31)$$

Travail spécifique net du cycle à gaz :

$$W_{TAG_{net}} = \left(1 + \left(\frac{f}{R}\right)\right) W_{TAG} - W_c \quad \text{(Kj/Kg D'air)} \quad (32)$$

Où:

$$\frac{f}{R} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (33)$$

Puissance nette du cycle à gaz :

$$W_{TAG_{net}} = \dot{m}_a W_{TAG_{net}} \quad (34)$$

Rendement thermique de la turbine à gaz :

$$\eta_{TAG} = \frac{W_{TAG_{net}}}{\left(\frac{1+f}{R}\right)Q_c} \quad (35)$$

III.4. Analyse du cycle à vapeur avec récupérateur à trois niveaux de pression :

Données du constructeur :

Tableau.2 Données du GVR et de la TAV

Le débit des gaz d'échappement	$\dot{m}_g = 646.24 \text{ kg/s}$
Température des gaz d'échappement à l'entrée du GVR	$T_4 = 639 \text{ C}$
Température de rejet [5]	$T_{rej} = 86 \text{ C}$
Rendement isentropique de la détente de la turbine	$\eta_{it} = 0.89$
Rendement isentropique de la pompe	$\eta_{ip} = 0.85$
Température de condensation de la vapeur [5]	$T_c = 39 \text{ C}$

III.4.1. Calcul des paramètres du générateur de vapeur :

L'efficacité de l'échange de chaleur relativement au gaz :

$$\epsilon_g = \frac{T_4 - T_{rejlim}}{T_4 - T_1} \quad (36)$$

Et l'efficacité du GVR est donnée par :

$$\epsilon_{gv} = \frac{T_4 - T_{rej}}{T_4 - T_{rejlim}} \quad (37)$$

Et l'efficacité du générateur est en fin donnée par :

$$\epsilon = \epsilon_{gv} \epsilon_g = \frac{T_4 - T_{rej}}{T_4 - T_1} \quad (38)$$

III.4.2. Calcul de la détente :

En connaissant le rendement isentropique, le taux de détente, les températures et les pressions de la vapeur surchauffée à l'entrée de chaque partie de la TAV, [5], on peut, à partir, des tables thermodynamiques de la vapeur surchauffée et la vapeur saturée et pour chaque température et pression correspondantes, déduire les enthalpies et les travaux de la détente par kg de vapeur. Les mesures prises et les enthalpies sont résumées dans le tableau suivant :

ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

Tableau II. 4 : Calcul de paramètres thermodynamiques des pompes et des turbines

Pompe	Débits K/s	Taux de compression	Pression d'entrée (MPa)	Volume spécifique m^3/Kg
Pompe de condensat	$m_{P_{cnd}} = 113.84$	$\tau_{P_{cnd}} = 39.5$	$P_{P_{cnd}} = 6.210$	$V_{P_{cnd}} = 0.0010$
Pompe de circulation	$m_{P_{rec}} = 167.06$	$\tau_{P_{rec}} = 1.49$	$P_{P_{rec}} = 2070$	$V_{P_{rec}} = 0.0010$
Pompe d'alimentation HP	$m_{P_{HP}} = 84.41$	$\tau_{P_{HP}} = 30.90$	$P_{P_{HP}} = 761.1$	$V_{P_{HP}} = 0.0011$
Pompe d'alimentation IP	$m_{P_{IP}} = 18.65$	$\tau_{P_{IP}} = 6.69$	$P_{P_{IP}} = 761.1$	$V_{P_{IP}} = 0.0011$
Turbine	Débits Kg/s	Volumes spécifiques	Paramètres thermodynamique à l'entrée	
TAV HP	$m_{TAV_{HP}} = 84.41$	$V_{TAV_{HP}} = 0.1030$	Température(°C)	$T_{HP_e} = 835.4$
			Pression (MPa)	$P_{HP_e} = 2360$
			Enthalpie(kJ/kg)	$h_{HP_e} = 3507.4$
			Entropie(kJ/kg.K)	$S_{HP_e} = 6.667$
TAV IP	$m_{TAV_{IP}} = 94.00$	$V_{TAV_{IP}} = 0.1645$	Température(°C)	$T_{IP_e} = 838.5$
			Pression (MPa)	$P_{IP_e} = 2321$
			Enthalpie(kJ/kg)	$h_{IP_e} = 3609.1$
			Entropie(kJ/kg.K)	$S_{IP_e} = 7.540$
TAV LP	$m_{TAV_{LP}} = 106.75$	$V_{TAV_{LP}} = 0.6949$	Température(°C)	$T_{LP_e} = 305.7$
			Pression (MPa)	$P_{LP_e} = 386.3$
			Enthalpie(kJ/kg)	$h_{LP_e} = 3093.6$
			Entropie(kJ/kg.K)	$S_{LP_e} = 7.629$

III.4.3. Grandeurs énergétiques du cycle à vapeur :

Travaux des trois pompes :

Considérant une surface de contrôle de chaque pompe :

Le travail de la pompe est donné par :

$$W_{P_i} = h_{P_{is}} - h_{P_{ie}} \quad (39)$$

-Le second principe nous donne :

$$S_{P_{iss}} = S_{P_{ie}} \quad (40)$$

-Le rendement isentropique :

$$\eta_{ip} = \frac{h_{P_{iss}} - h_{P_{ie}}}{W_{P_i}} \quad (41)$$

De (II.37), on déduit que :

$$h_{P_{iss}} - h_{P_{ie}} = V(P_s - P_e) \quad (42)$$

Par conséquent :

Le travail de chaque pompe :

$$W_{P_i} = \frac{h_{P_{iss}} - h_{P_{ie}}}{\eta_{ip}} = \frac{V(P_s - P_e)}{\eta_{ip}} \quad (43)$$

Les débits de liquide \dot{m}_{P_i} traversant chaque pompe sont donnés. Donc la puissance de chaque pompe:

$$w_{P_i} = \dot{m}_{P_i} \dot{W}_{P_i} \quad (44)$$

Et la puissance totale de l'ensemble des pompes installées :

$$W_P = \sum_{i=1}^4 w_{P_i} \quad (45)$$

Travaux des trois turbines à vapeur :

Considérons une surface de contrôle autour de chaque turbine :

Le travail de la turbine est donné par :

$$W_{TAV_i} = h_{TAV_{ie}} - h_{TAV_{is}} \quad (46)$$

Le second principe nous donne :

$$S_{TAV_{iss}} = S_{TAV_{ie}} \quad (47)$$

Le rendement isentropique :

$$\eta_{it} = \frac{W_{TAV_i}}{h_{TAV_{ie}} - h_{TAV_{iss}}} \quad (48)$$

Le fluide moteur qui traverse les deux turbines (HP et IP) c'est de la vapeur surchauffée, donc la fraction de liquide saturée dans le fluide moteur est toujours nulle. Dans la turbine LP le fluide sortant est un mélange liquide-vapeur donc :

$$S_{TAV_{LP_{ss}}} = S_{TAV_{LP_e}} = S_{TAV_{LP_{sg}}} - (1 - X)S_{TAV_{LP_{sfg}}} \quad (49)$$

-On calcul le (1-x) et utilise cette valeur pour calculer l'enthalpie à la sortie de la turbine LP :

$$S_{TAV_{LP_{ss}}} = S_{TAV_{LP_{sg}}} - (1 - X)S_{TAV_{LP_{sfg}}} \quad (50)$$

Connaissant $S_{TAV_{iss}}$, $P_{TAV_{is}}$ et η_{it} , on peut, à partir des tables thermodynamiques de la vapeur saturée et la vapeur surchauffée, déduire l'enthalpie $h_{TAV_{iss}}$ et par conséquent le travail W_{TAV_i} .

Puissance produite par les trois turbines :

Les débits de la vapeur surchauffée m_{TAV_i} traversant chaque turbine sont donnés, et connaissant la chute d'enthalpie, on aura :

$$W_{TAV_i} = m_{TAV_i} (h_{TAV_{is}} - h_{TAV_{ie}}) \quad (51)$$

Et la puissance totale sera :

$$W_{TAV} = \sum_{i=1}^3 W_{TAV_i} \quad (52)$$

Puissance nette du cycle à vapeur :

$$W_{TAV_{net}} = W_{TAV} - W_p \quad (53)$$

Rendement énergétique de la turbine à vapeur :

➤ Le rendement thermique est donné par :

$$\eta_{TAV} = \frac{\dot{W}_{TAV_{net}}}{\dot{Q}_H} \quad (54)$$

Avec :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{TAV_{HP}}(h_{HP_e} - h_{fc}) + (\dot{m}_{TAV_{IP}} - \dot{m}_{TAV_{HP}})(h_{IP_e} - h_{fc}) + (\dot{m}_{TAV_{LP}} - \dot{m}_{TAV_{IP}})(h_{LP_e} - h_{fc}) + \dot{m}_{TAV_{HP}}(h_{IP_e} - h_{HP_s}) \quad (55)$$

III.5. Calcul des performances du cycle combiné :

III.5.1. Puissance nette du cycle combiné :

Supposons que la puissance consommée par les auxiliaires est estimée à 1% de la production totale, donc la puissance nette sera :

$$\dot{W}_{CC_{net}} = 0.99(\dot{W}_{TAG_{net}} + \dot{W}_{TAV_{net}}) \quad (56)$$

III.5.2. Puissance électrique délivrée par la centrale :

A partir l'annexe, on aura la valeur de perte de puissance \dot{W}_P au niveau du générateur, en considérant un facteur de puissance égale à 0,90.

La puissance électrique à la sortie du générateur est donnée par :

$$P_{elect} = \dot{W}_{CC_{net}} - \dot{W}_P \quad (58)$$

Et la puissance électrique totale de la centrale sera donc :

$$P_{elect_{tot}} = 3P_{elect} \quad (59)$$

ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

III.6. RESULTATS :

CALCUL THERMODYNAMIQUE	
Turbine à gaz	
Débit en combustible (Kg/s)	$\dot{m}_c = 15.9$
Masse molaire apparente des gaz de combustion (kg/kmol)	$\mu_g = 28.89$
Température à la sortie de la turbine (K)	$T_4 = 639 \text{ C}$
Energie reçue par les gaz dans la chambre de combustion (kJ/kg gaz produits)	$Q_c = 1899.44$
Travail spécifique net du cycle à gaz (kJ/kg air)	$W_{TAG_{net}} = 433.12$
Rendement thermique du cycle de la turbine à gaz	$\eta_{TAG} = 34.3\%$
Puissance nette du cycle de la turbine à gaz (MW)	$W_{TAG_{net}} = 273.73 \text{ MW}$
Turbine à vapeur	
Efficacité du générateur de vapeur (HSRG avec option de feu additionnel)	$\varepsilon = 88.62\%$
Puissance totale de l'ensemble des pompes installées (kW)	$\dot{W}_P = 0.703783$
Puissance de la turbine TAV HP (kW)	$\dot{W}_{TAV_{HP}} = 33.03850889$
Puissance de la turbine TAV IP (kW)	$\dot{W}_{TAV_{IP}} = 48.279025$
Puissance de la turbine TAV LP (kW)	$\dot{W}_{TAV_{LP}} = 72.0397375$
Puissance totale de l'ensemble des turbines (MW)	$\dot{W}_{TAV} = 153.357271$
Puissance nette (MW)	$\dot{W}_{TAV_{net}} = 149.994451$
Energie reçue par l'eau dans le GVR (MW)	$\dot{Q}_C = 377.668$
Rendement énergétique du cycle de la TAV	$\eta_{TAV} = 39.71\%$
Le cycle combiné	
Puissance nette de cycle combiné par tranche (MW)	$\dot{W}_{CC_{net}} = 418.77$
Rendement énergétique du cycle combiné	$\eta_{CC} = 57.64\%$
Perte de puissance du générateur pour chaque tranche (MW)	$\dot{W}_P = 0.703783$
Puissance électrique pour chaque tranche (MW)	$P_{elect} = 418.0662$
La puissance électrique totale de la centrale (MW)	$P_{elect_{tot}} = 1254.1986$

Tableau. Résultats de l'étude thermodynamique

I. Analyse thermodynamique d'un cycle combiné avec injection de vapeur :

I.1. Introduction :

Les centrales à turbine à gaz sont des systèmes thermodynamiques qui emploient le carburant et l'air pour produire un transfert positif de travail. L'unité de turbine à gaz fonctionne sur un cycle ouvert avec seulement un circuit de fluide moteur. Un diagramme schématique pour un cycle simple d'une turbine à gaz à un seul arbre est montré sur la figure (IV-1). Les conditions standards employées par l'industrie des turbines à gaz sont :

$t_{Amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $p_{Amb} = 0.9987$ bar et l'humidité relative du climat est 76%, qui sont établies par l'organisme international de normalisation (ISO).

Pour atteindre à l'état de la possibilité du vue, est ce que l'effet d'injection de vapeur dans la chambre de combustion sur le rendement de l'installation cycle combiné est positif ou négatif, il faut refaire plusieurs étapes du calculs sur le travail, la puissance et le rendement de chaque composant de l'installation CCGV avec l'IVCC, comme illustré dans le chapitre précédent. Mais avec l'injection de vapeur dans la CC, il y a beaucoup de changements sur les débits entrant et sortant au niveau de la CC, donc on traite tout ça et on présente la modélisation et les étapes de calcul dans ce chapitre (IV).

Avant de commencer, on explique comment applique la technique de l'injection de vapeur au CCGV.

ETUDE THERMODYNAMIQUE AVEC INJECTION DE VAPEUR

La nouvelle flèche entrante dans la chambre de combustion venant de la TAV HP représente l'injection de vapeur à l'amont de la C.C.

Donc on prend un débit q_{vi} de vapeur surchauffée qui sort de la chaudière de récupération et on injecte ce débit juste à l'entrée de la C.C, le débit restant est $(q_e - q_{vi})$ utilisé pour tourner la TAV.

Il est donc présenté dans ce chapitre l'analyse thermodynamique de chaque composant de l'installation CCGV avec IVCC.

I.2. L'analyse thermodynamique du cycle à gaz :

La figure (III-2) représente l'arrangement d'un cycle injecté par la vapeur d'eau. De l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression p_2 .

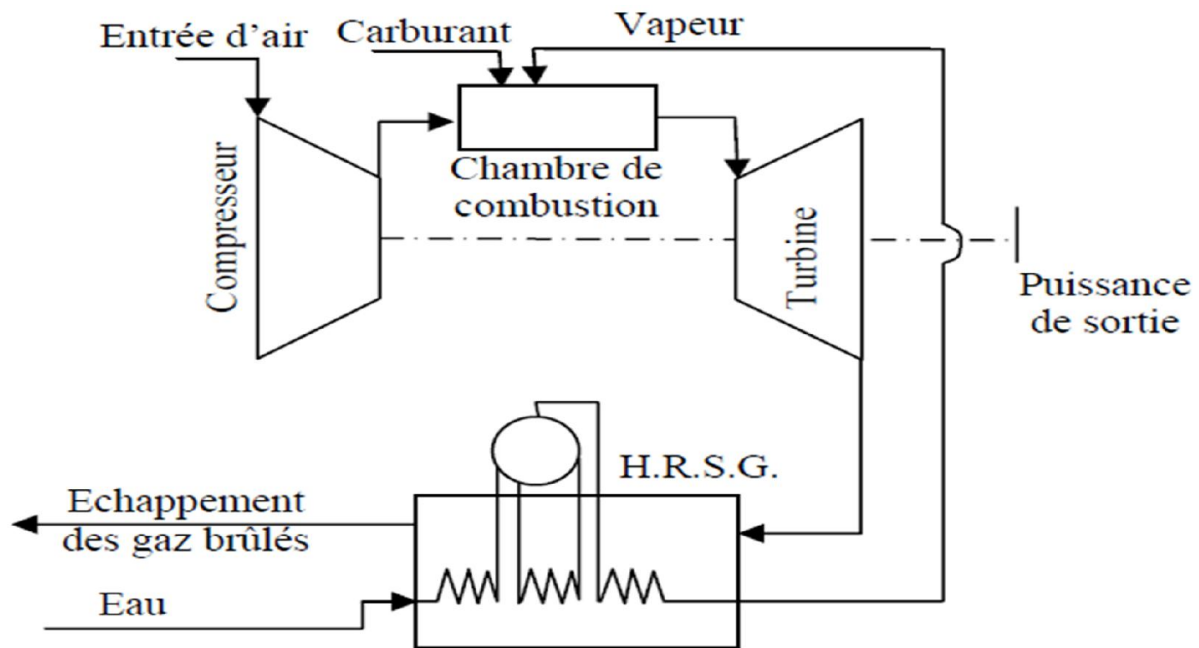


Figure 2 Schémas explicatif du cycle STIG

La combustion s'effectue dans la chambre de combustion où le carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau, produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement dans HRSG [74,124]. Les propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion par des corrélations récapitulées dans l'annexe-C éditées par [130-133]. Le débit du mélange des gaz de combustion et de la quantité de vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée

pour chauffer l'eau d'alimentation afin d'obtenir la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur.

I.2.1. Le compresseur :

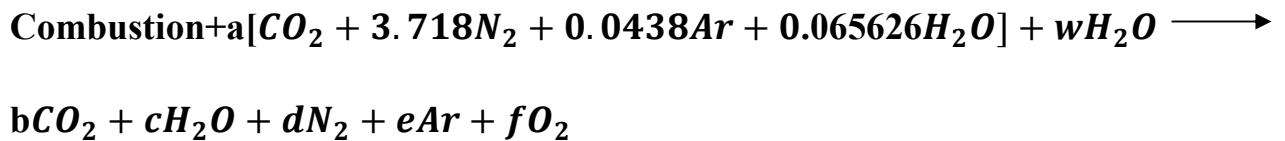
Au niveau de compresseur le débit et la température de l'air aspirée sont les mêmes avec l'installation simple CCGV, aussi la température et la pression de refoulement. Ainsi la puissance P_{comp} sont déterminés par les mêmes relations qui sont présentés dans le chapitre III.

I.2.2. La chambre de combustion :

Afin de rendre la turbine à gaz insensible à la variation de la température ambiante, la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été appliquée.

Cette opération ne se réalisera que lorsque les paramètres d'entrées du compresseur dépassent les valeurs des conditions standards de la machine.

La réaction stœchiométrique et sans dissociation s'écrit :



Avec :

$$W = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{air}} \quad (61)$$

On exprime la conservation des espèces chimiques par :

$$C : b = X_1 + 2X_2 + 3X_3 + 4X_4 + 5X_5 + X_6 \quad (62)$$

$$H : c = 4X_1 + 6X_2 + 8X_3 + 10X_4 + 12X_5 + w \quad (63)$$

$$\text{N}_2 : d = 3.718a \quad (64)$$

$$\text{Ar} : e = 0.0438a \quad (65)$$

$$\text{O}_2 : f = 1.032813a + X_6 + \frac{w}{2} - b - \frac{c}{2} \quad (66)$$

Le calcul des nouveaux processus s'effectue à partir d'un bilan thermique appliqué au régime stationnaire d'un volume élémentaire de la chambre de combustion présenté sur la figure (IV-3).

$$\dot{m}_{air} * h_{2,air} + \eta_{cc} * \dot{m}'_f * PCI + \dot{m}_v * h_{v,Tinj} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}'_f) * h_{3,g} + \dot{m}_v * h_{v,Tcc} \quad (67)$$

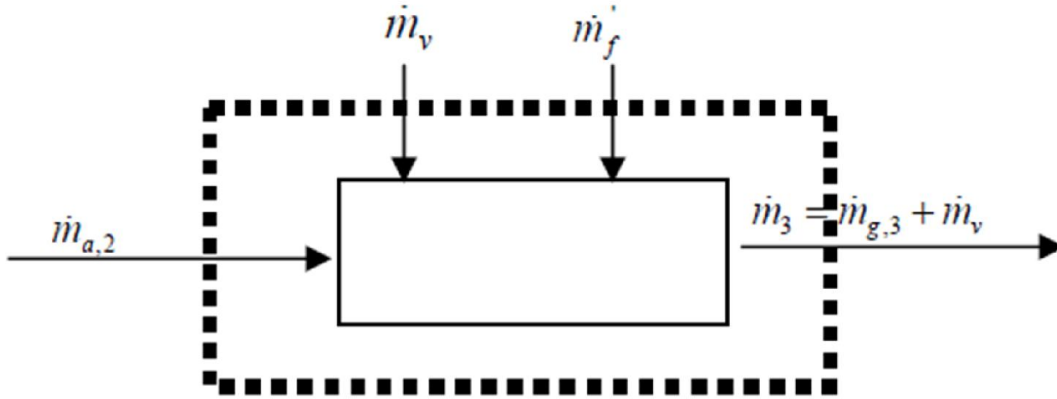


Figure 3 Volume de contrôle de la CC (Bilan thermique)

$$\dot{m}'_{gb} = \dot{m}_{gb} + \dot{m}_v \quad (68)$$

La puissance de la chambre de combustion devient :

$$P_{cc} = \dot{m}_{gb} \left[\overline{Cp}_{moy_{gb}} \right]_{T_e}^{T_c} (T_c - T_e) + \dot{m}_v \left[\overline{Cp}_{moy_{vapeur}} \right]_{T_{inj}}^{T_c} (T_c - T_{inj}) \quad (69)$$

Avec :

T_{inj} : température de l'injection

\dot{m}_v : débit de vapeur surchauffé

Quand la vapeur est injectée juste à l'amont de la chambre de combustion, les caractéristiques principales de la TAG qui changent sont celles des deux processus de combustion et de détente.

Pour maintenir la température à la sortie de la chambre de combustion constante, en présence de vapeur d'eau (dont les paramètres d'injection T_{inj} , P_{inj}), il est nécessaire d'ajouter encore plus de carburant.

$$f' = \frac{(h_{3,g} - h_{2,a}) + vap * (h_{3,v} - h_{T_{inj},v})}{\eta_{cc} * PCI - h_{3,g}} \quad (70)$$

Avec :

$$f' = \frac{\dot{m}'_f}{\dot{m}_{air}} \quad (71)$$

Comme le débit de vapeur est très petit comparé au flux d'air, nous pouvons négliger l'augmentation de pression dans la chambre de combustion quand la vapeur est injectée. Le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.

Nous pourrions supposer que l'efficacité isentropique, l'exposant isentropique et la pression de sortie demeurent les mêmes que pour la turbine à gaz simple sans injection de vapeur. Généralement la variation de la capacité calorifique à pression constante (C_p) en fonction de la température est donnée par la relation suivante :

$$C_p(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 \quad (72)$$

Les coefficients de régression A, B, C, D et E sont présentés au tableau (Annexe D).

I.2.3. Analyse de la détente :

Pour la TAG la puissance de détente de gaz au niveau de la turbine est calculée par la relation suivant :

$$P_{det} = \dot{m}'_{gb} [\overline{C_p}_{moy_{gb}}]_{T_4}^{T_3} (T_3 - T_4) \quad (73)$$

Mais après l'injection de vapeur dans la CC, la puissance de la TAG sera changée. Et pour déterminer la nouvelle puissance il faut avant déterminer la nouvelle T_4' , donc on calcule le C_p moyen pour cette dernière.

Ce nouveau C_p moyen sera calculé par la relation :

$$\overline{C_p}'_{moy_{gb}} = \frac{\dot{m}_{gb} \overline{C_p}_{moy_{gb}}^{T_3} + \dot{m}_v \overline{C_p}_{moy_{vapeur}}^{T_c}}{\dot{m}'_{gb}} \quad (74)$$

La température de la sortie de la turbine sera changée (notée par T_4') par rapport à la simple installation CCGV, par contre à l'entrée la température T_3 , les pressions et les pertes de pression restent constantes.

Donc :

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{it} \left(1 - 0.95 \tau^{-\left(\frac{R}{C_p g'} \right)} \right) \right\} \quad (75)$$

A ce niveau il est possible de déduire le nouveau travail $W_{s TAG'}$ et la puissance $P_{TAG'}$:

$$W'_{s TAG} = \left[\overline{Cp}_{moy_{gb'}} \right]_{T_4}^{T_3} (T_3 - T_4) \eta_{mec TAG} - W_{s COMP} \quad (76)$$

$$P'_{TAG} = P'_{det} - P_{comp} \quad (77)$$

Et pour la puissance de détente P'_{det} on la détermine à cette façon :

$$P'_{det} = \dot{m}'_{gb} \left[\overline{Cp}_{moy_{gb'}} \right]_{T_4}^{T_3} (T_3 - T_4) \eta_{mec TAG} \quad (78)$$

Donc le nouveau rendement de la turbine à gaz est :

$$\eta_{TAG}' = \frac{P_{TAG'}}{P_{cc'}} \quad (79)$$

I.3. Analyse de la chaudière de récupération :

Il faut savoir maintenant les nouvelles températures en chaque point de la chaudière. Les pincements de températures entre le gaz et la vapeur restent inchangés.

Pour le calcul du nouveau débit de vapeur produit par la chaudière, on utilise toujours le bilan énergétique (surchauffeur + évaporateur) :

On utilise les tables thermodynamique pour lire les valeurs de $h_{sort vap'}$ et $h_{sort eco'}$

Donc :

$$m'_{vap ent} = \frac{m'_{gb} Cp_{moy} (T_{gaz echap} - T_4')}{h_{sort vap'} - h_{sort eco'}} \quad (80)$$

I.4. L'analyse thermodynamique de la Turbine à Vapeur :

On peut déterminer les nouvelles enthalpies puisque on connaît la nouvelle température et pression à l'aide de « equation engineering solver-EES »

Les mêmes calculs dans le cas sans injection seront attribués en changeant les nouveaux débits et enthalpie.

I.5. Le Cycle combiné :

D'après la nouvelle modélisation des deux composantes nécessaire du cycle combine avec la technique de l'injection de vapeur, on peut déduire le travail de ce cycle combine et la puissance fourni aussi son rendement, par les relations thermodynamiques suivantes :

$$\dot{W}_{CC_{net}'} = 0.99(\dot{W}_{TAG_{net}'} + \dot{W}_{TAV_{net}'}) \quad (81)$$

$$\eta_{cc}' = \eta_{TAG}' + \varepsilon\eta_{TAV}'(1 - \eta_{TAG}') \quad (82)$$

V. Résultats et discussion :

V.1.Introduction :

Aux les chapitres (III) et (IV) nous avons illustrés toutes les étapes de la modélisation et l'analyse thermodynamique d'un cycle combiné simple CCGV, et amélioré par l'injection de vapeur dans la chambre de combustion (IVCC).

Donc dans ce chapitre on présente les résultats de calculs obtenus suite aux l'application numériques sous forme des graphes. Les calculs sont fait pour cinq valeurs de vapeur injectée, on commence par 10% jusqu'à 50%, avec un taux de variation de 10% .

Les données nécessaires et les caractéristiques correspondent à la TAG GE 9B sont présentés aux annexes.

V.2. Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur la performance de TAG :

V.2.1. Travail spécifique:

RESULTATS & DISCUSSIONS

La figure (V.1) ci-dessous illustre l'évolution du travail spécifique de la turbine à gaz WS TAG en fonction de la vapeur injectée.

On représente la valeur du débit injectée par rapport au débit qe de vapeur totale produit, par le ratio RVI(%).

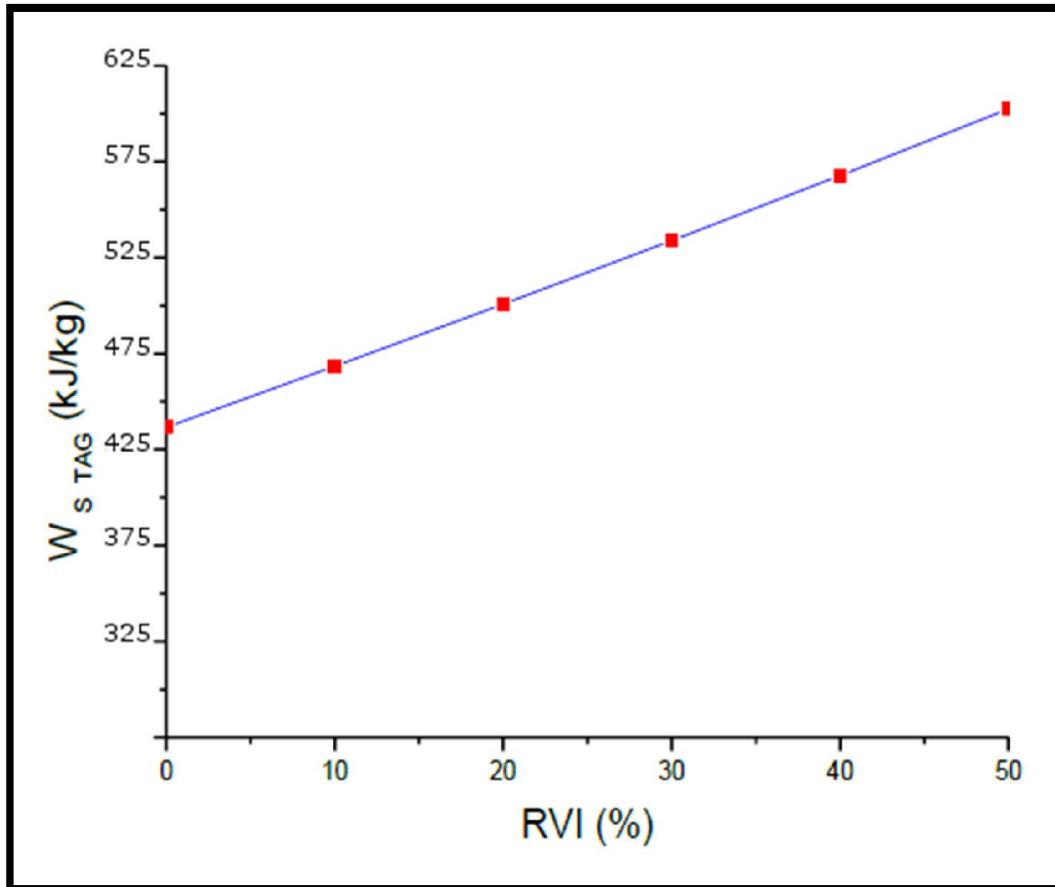


Fig. V.1 : Travail spécifique de la turbine à gaz en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

D'après le graphique on peut dire que le travail de la turbine évolué d'une manière croissante, donc quand on augmente le débit de vapeur injectée le travail de la turbine à gaz s'élève rapidement donc la performance de TAG s'améliorer.

Avant l'injection, le travail de la turbine est de 272.73 kJ/kg, puis augmente jusqu'à 345 kJ/kg pour une injection de 20 % de vapeur produite. Ce correspond à une augmentation de WTAG de 15.9 %. pour 50 % de RVI le WTAG est égale à 432.76 kJ/kg, il y a une augmentation de 36 % pour un débit ($\frac{m_v}{2}$) de vapeur surchauffé injectée dans la CC.

V.2.2. Travail de détente de Wdet :

RESULTATS & DISCUSSIONS

Pour le travail de détente nous avons la figure (V.2), ce graphe illustre l'évolution de W_{det} en fonction au taux de vapeur injectée RVI(%).

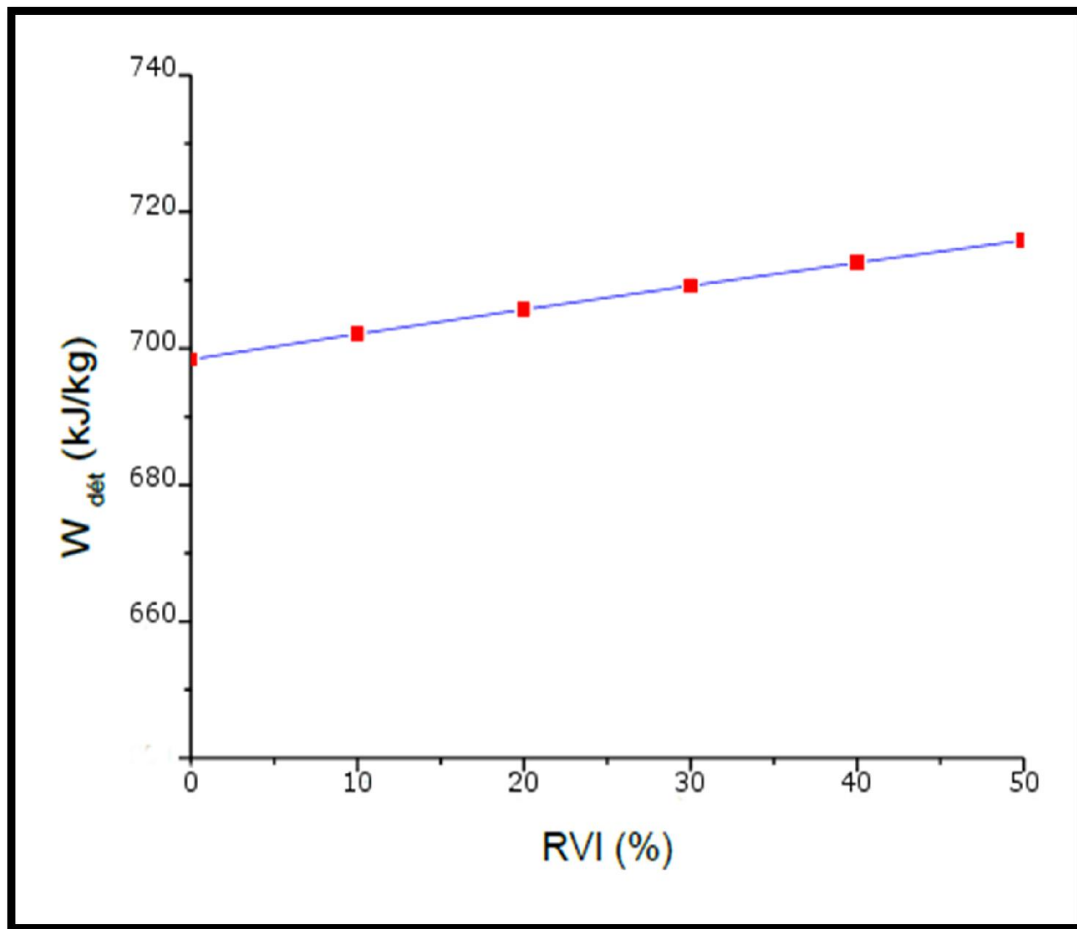


Fig. V.2 : Travail de détente de la turbine en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

D'après la représentation graphique des résultats de W_{det} en fonction de RVI(%), on a le travail est évolué en croissant avec l'injection, donc la relation entre les deux est directement proportionnelle.

Par exemple lorsqu'on injecte 20 % de (q_e), le $W_{det} = 705.2$ kJ/kg, mais quand on injecte 50% de (q_e) on a un W_{det} de 714.8 kJ/kg, le ratio de l'augmentation de W_{det} à 50 % vapeur surchauffe injectée RVI(%) est 1,82 %.

V.2.3. Puissance PTAG :

La variation de la puissance en fonction de la vapeur injectée est représentée sur la figure (V.3) ci-dessous :

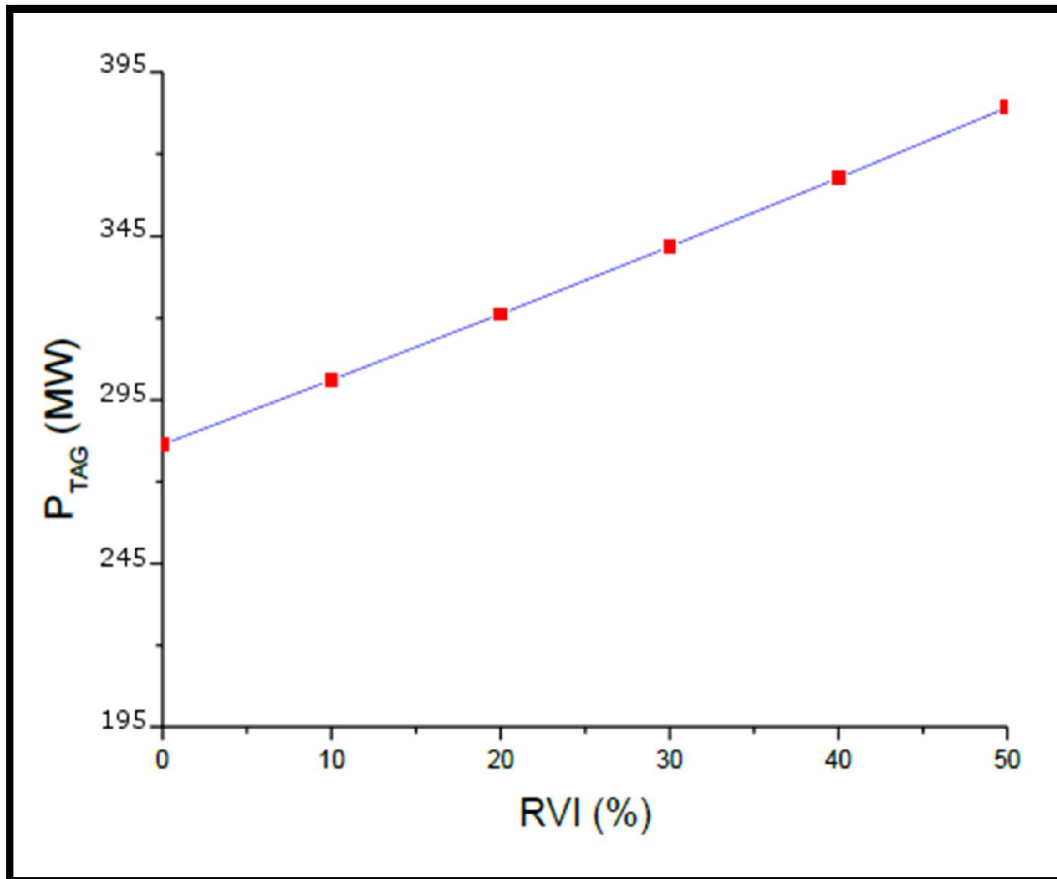


Fig. V.3 : Puissance de la turbine en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

L'évolution de P_{TAG} par rapport au débit de vapeur injectée est de manière directement proportionnelle, en conséquence de l'augmentation de WS TAG aussi le débit à l'entrée turbine qui s'élève plus en plus.

Avant de commencer l'injection la turbine donne une puissance de 273.73MW (installation simple) puis une puissance de 382,30 MW pour 50 % de RVI, soit 35,94 % d'augmentation.

V.2.4. Rendement :

La figure (V.4) donnée une illustration du développement du rendement en termes de ratio du débit VICC :

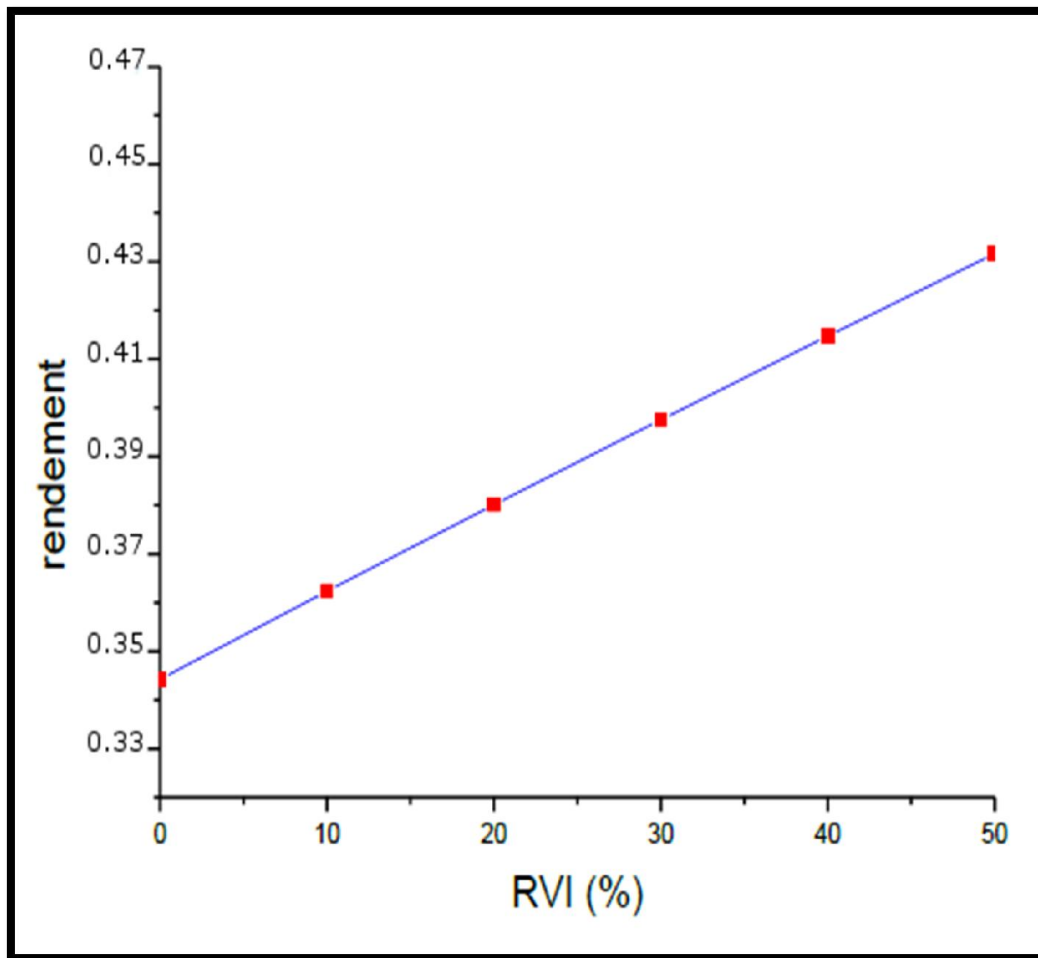


Fig. V.4 : Rendement de la turbine à gaz en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

Le rendement évolue de manière rapide considérable celui présenté linéairement dans le graphique précédent, le rendement avant l'injection de vapeur c-à-d le cycle simple TAG est 34,3%.

Lorsque le débit de VICC s'élève, le rendement de la TAG approche à 43,8 % (à l'injection de 50% de vapeur produite), cela signifie que le rendement augmente par 8%, D'après les résultats passés on peut dire que l'effet de l'injection de vapeur dans la CC est positif et efficace pour l'amélioration des performances des TAG.

V.2.5. Température de gaz d'échappement à la sortie de la Turbine :

La figure (V.5) ci-dessous illustre l'évolution de température de gaz d'échappement à la sortie de la turbine T4r en fonction de la ration de vapeur injectée RVI (%) :

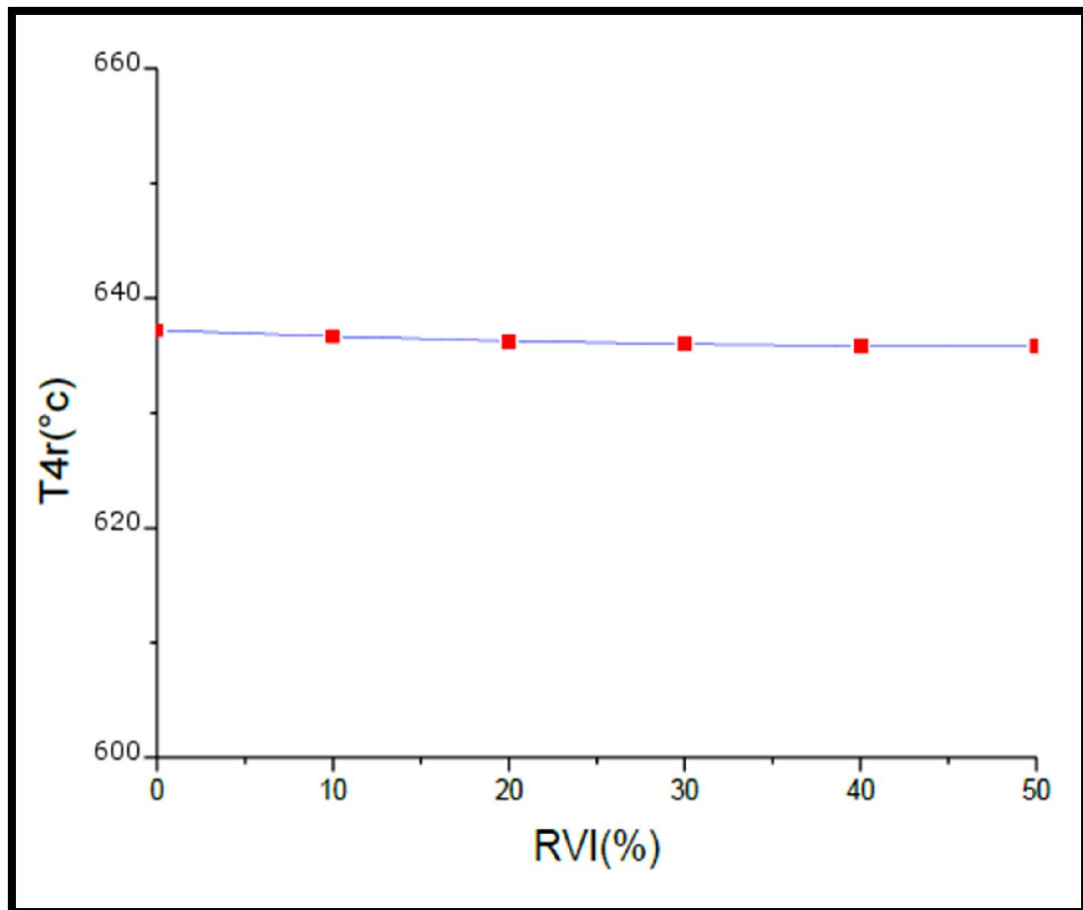


Fig. V.5 : Température T_{4r} en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

D'après le graphe on conclue que la température T_{4r} est presque constante une variation négligeable ou elle varie de 639.8 °C à 638 °C pour une variation de RVI de 0 à 50%

V.3.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur la performance de TAV :

Comme il y a des changements survenu sur les performances de la TAG et l'IVCC donc il y a aussi une influence sur les performances de la TAV .du moment que cette dernière est directement dépendent au les caractéristiques des gaz d'échappement . Il est donc présenté dans ce qui suit l'effet sur le cycle vapeur.

V.3.1. Puissance de la TAV :

La figure (V.6) ci-dessous illustre l'évolution de la puissance du turbine à vapeur en fonction du taux RVI%

Cette figure montre clairement la diminution de P_{TAV} de la turbine à vapeur (TAV) ayant des débits injectée élevées.

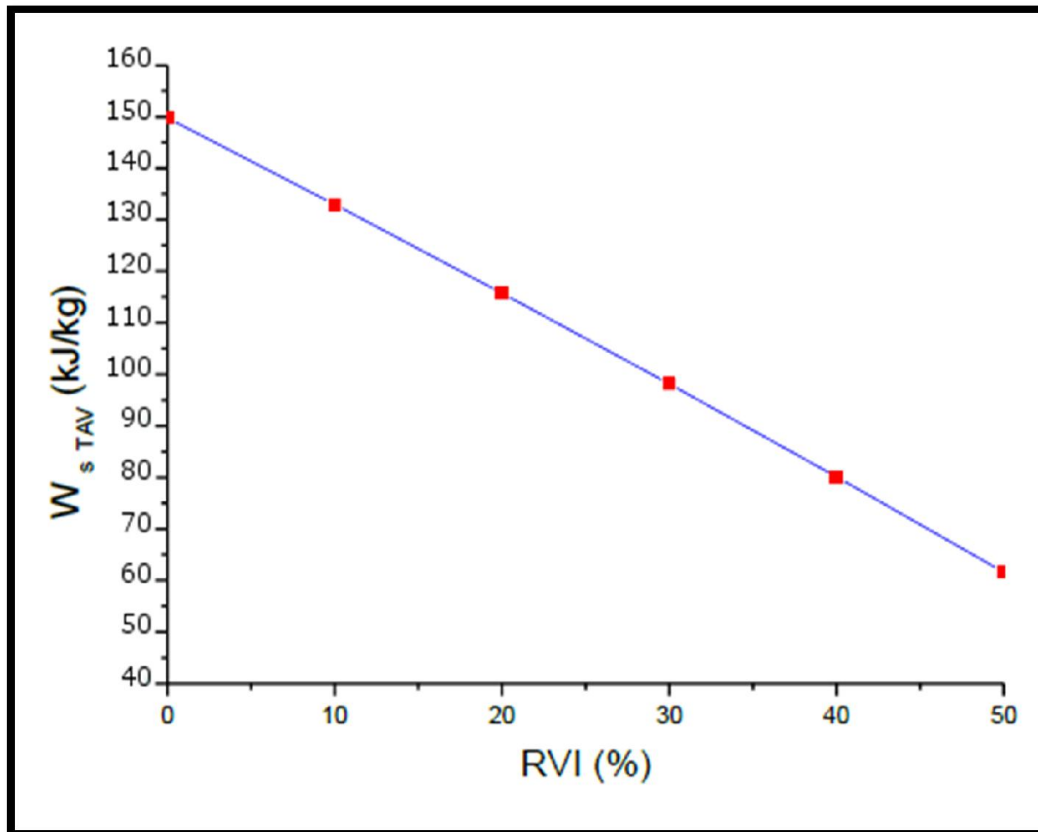


Fig. V.6 : Travail spécifique de la turbine à vapeur en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

Le travail de la turbine était à son apogée avant l'injection (l'installation CCGV simple) mais lorsqu'on commence l'injection dans la CC, le WTAV diminue progressivement, car la vapeur injectée dans la CC est tirée du cycle vapeur.

Donc quand on injecte une partie de vapeur produite, le débit qui reste pour faire fonctionner la TAV est $\dot{m}'_{vap} = \dot{m}_{vap} - \dot{m}_{vap\ inj}$, qu'on fait varier jusqu'à $\dot{m}'_{vap} = \dot{m}_{vap}/2$, cela veut dire que $(q_e/2)$ utilise pour l'injection et $(q_e/2)$ utilisé pour tourner la turbine de TAV.

V.3.2. Puissance PTAV :

Dans la figure (V.7) ci-dessous on a une représentation graphique de la puissance fourni par la turbine en fonction de la quantité de vapeur injectée :

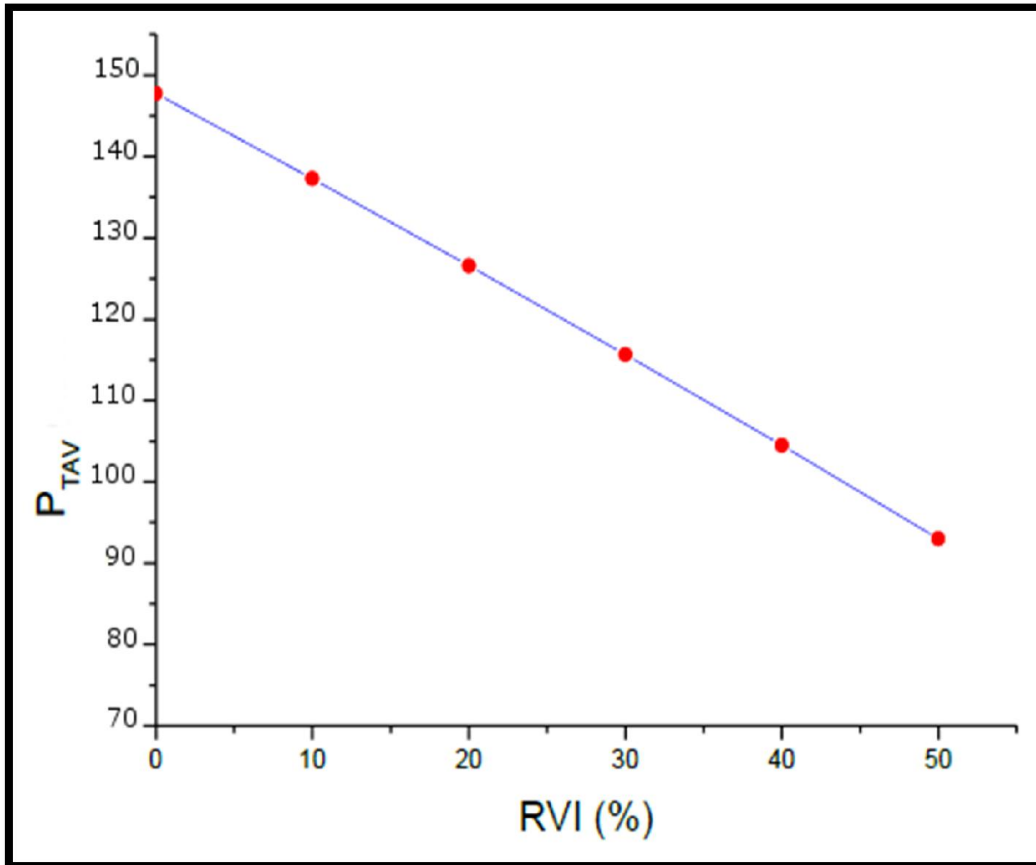


Fig. V.7 : Puissance de la turbine à vapeur en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

L'évolution de la puissance en fonction de RVI est inversement proportionnelle. En augmentant RVI la production de l'énergie par TAV va diminuer, à cause de faible débit qui fait tourner la turbine qu'on fait varier jusqu'à la moitié du débit de vapeur produite

À 20% de RVI on a une diminution de 34,08 MW de puissance (soit 17,95 % de diminution), et pour 50% de RVI la diminution est de 54,72 MW de puissance (soit 46,48 % de diminution).

D'après l'affichage des résultats dans la figure V.3 et la figure V.7, on peut dire que l'influence de l'IVCC sur la performance et le rendement pour les TAV est négative et non

efficace, par contre pour les TAG. La comparaison entre les deux est illustrée par la figure (V.8) :

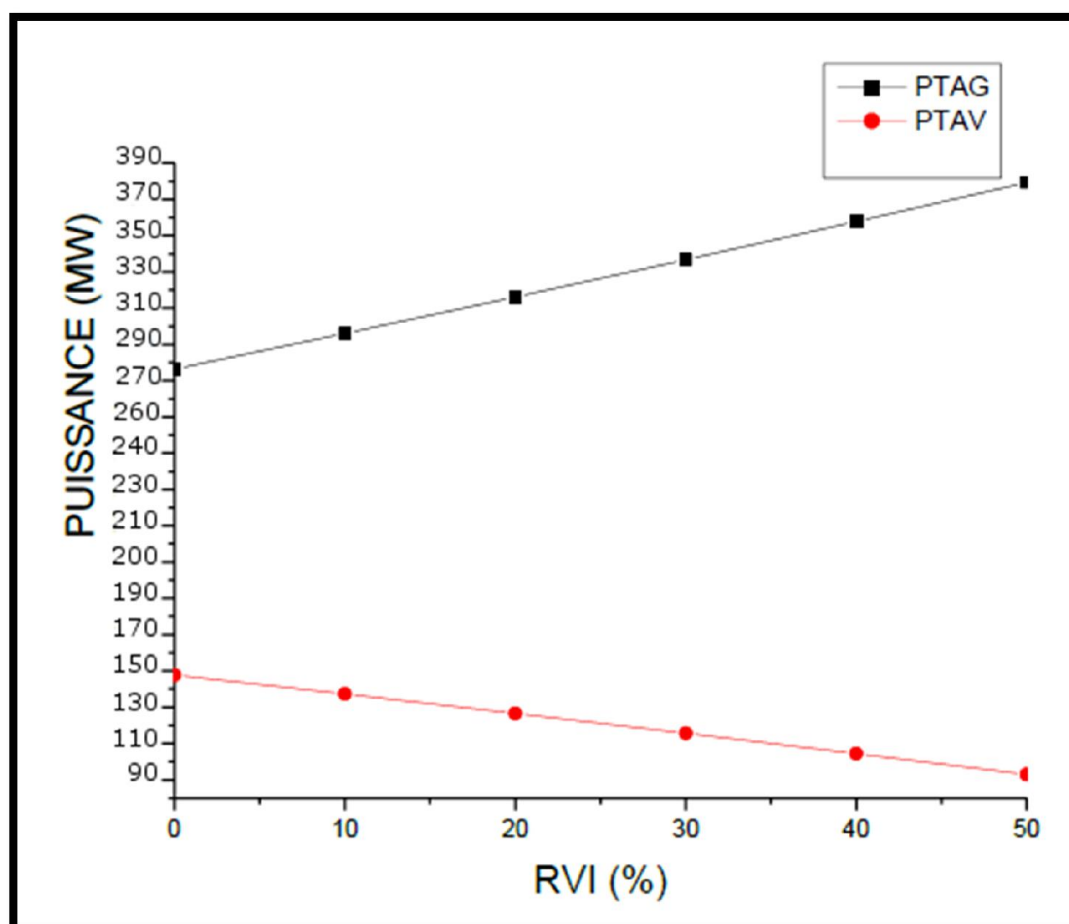


Fig. V.8 : Comparaison entre PTAG et PTAV en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

V.4.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur la performance du CCGV

Il est présenté les résultats de calcul relatifs au cycle combiné constitué des deux cycles précédents à savoir le cycle gaz et le cycle vapeur

V.4.1. Travail spécifique :

La figure (V.9) ci-dessous illustre l'évolution du travail spécifique du cycle combiné WCCGV en fonction du taux de vapeur injectée en pourcentage (RVI).

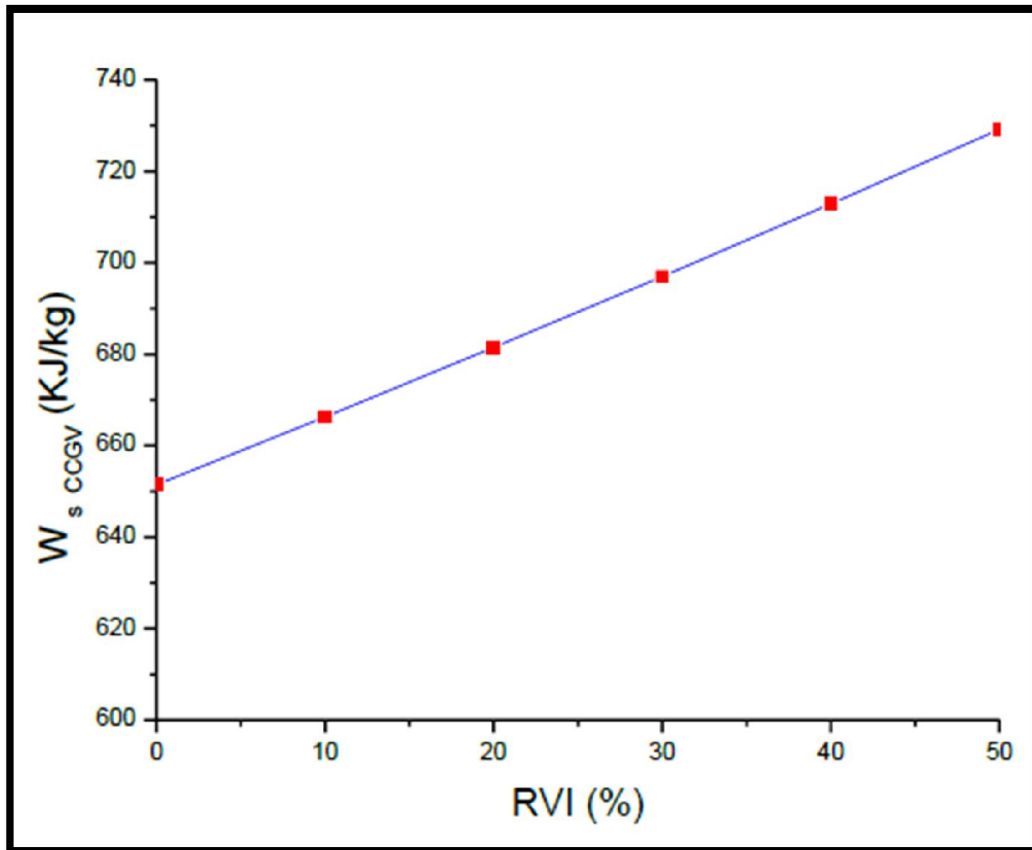


Fig. V.9 : Travail spécifique W_{CCGV} en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

L'évolution du travail du cycle combiné en termes de vapeur injectée varié de manière strictement croissante.

Il est constaté une augmentation de 77,71 KJ/Kg soit 11.93 % par rapport au travail produit par le CCGV simple et pour RVI variant de 0 à 50%

V.4.2. Puissance PCCGV :

L'évolution de la puissance fournie par le cycle combiné présente ci-dessous sur la figure (V.10) :

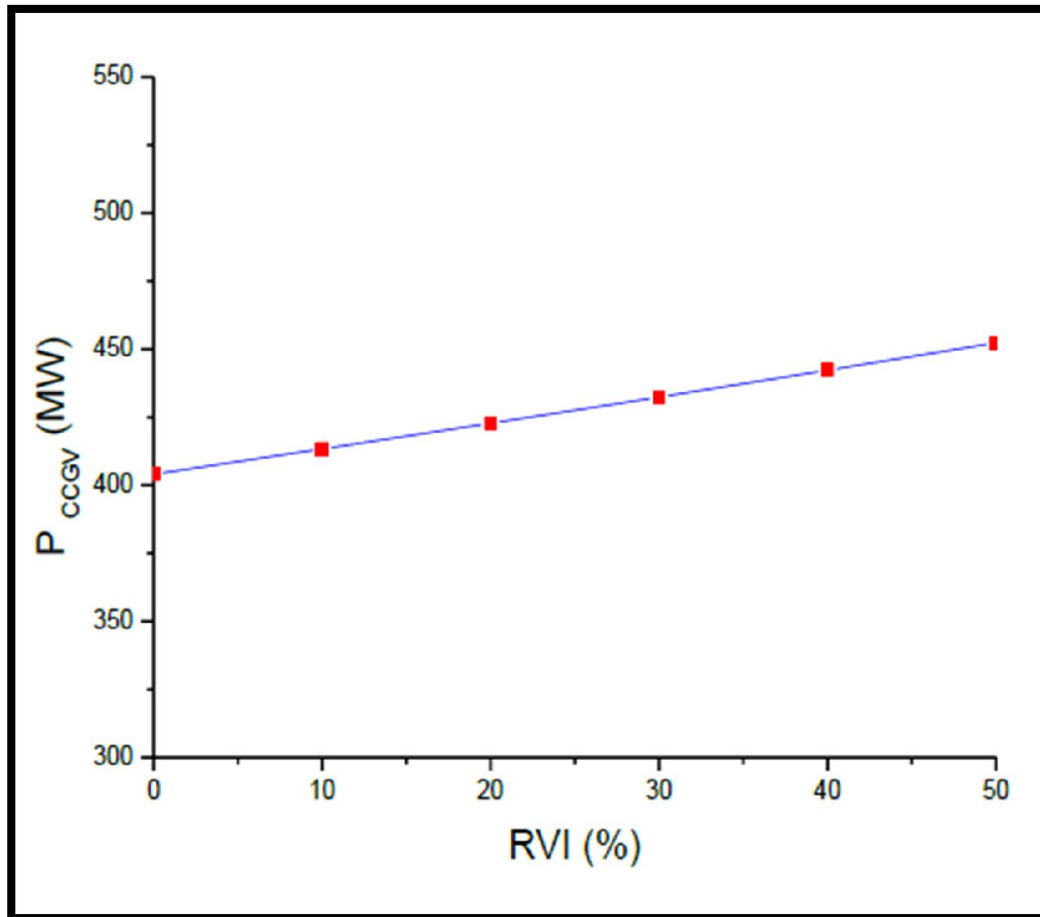


Fig. V.10 : Puissance P_{CCGV} en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

La représentation graphique des résultats de la puissance montre qu'il y a une cohérence entre P_{CCGV} et W_{CCGV} .

Pour les débits de vapeur injectée élevés le travail spécifique est augmenté et le résultat de cette augmentation de W_{CCGV} est l'augmentation de la puissance fournie par le cycle combiné celui est clarifié dans le figure (V.10).

V.4.3. Rendement :

Le rendement du CCGV est représenté par rapport au taux de vapeur injectée, sur la figure (V.11).

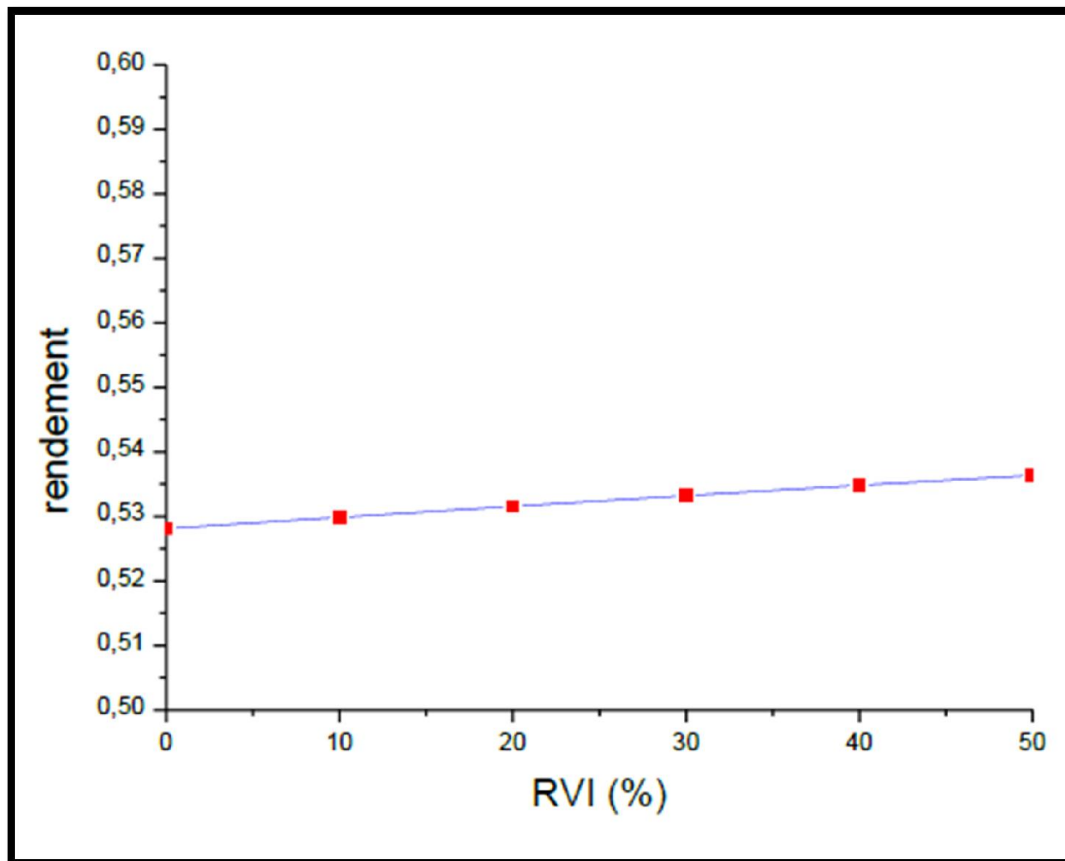


Fig. V.11 : Rendement ccgv en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

Le graphe sur la figure (V.11) montre clairement que quand on injecte un taux de vapeur surchauffée dans la CC, le rendement du cycle combine augmente.

Avant l'injection (installation simple CCGV) le rendement thermodynamique du cycle est 0.52 et lorsqu'on injecte 50% de RVI le rendement augmente de 0.008.

Après avoir vu l'impact de l'injection de vapeur dans la CC, on peut dire que la puissance fournie par le cycle combine augmente de manière significative (48,21 MW) sans effet négatif sur le rendement globale.

V.5.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur le débit de gaz et le débit vapeur produite :

On représente en trois graphes les valeurs des débits gaz et vapeur, aussi la fraction qui est concerné chaque débit de vapeur injectée respectivement sur les figures (V.12), (V.13) et (V.14).

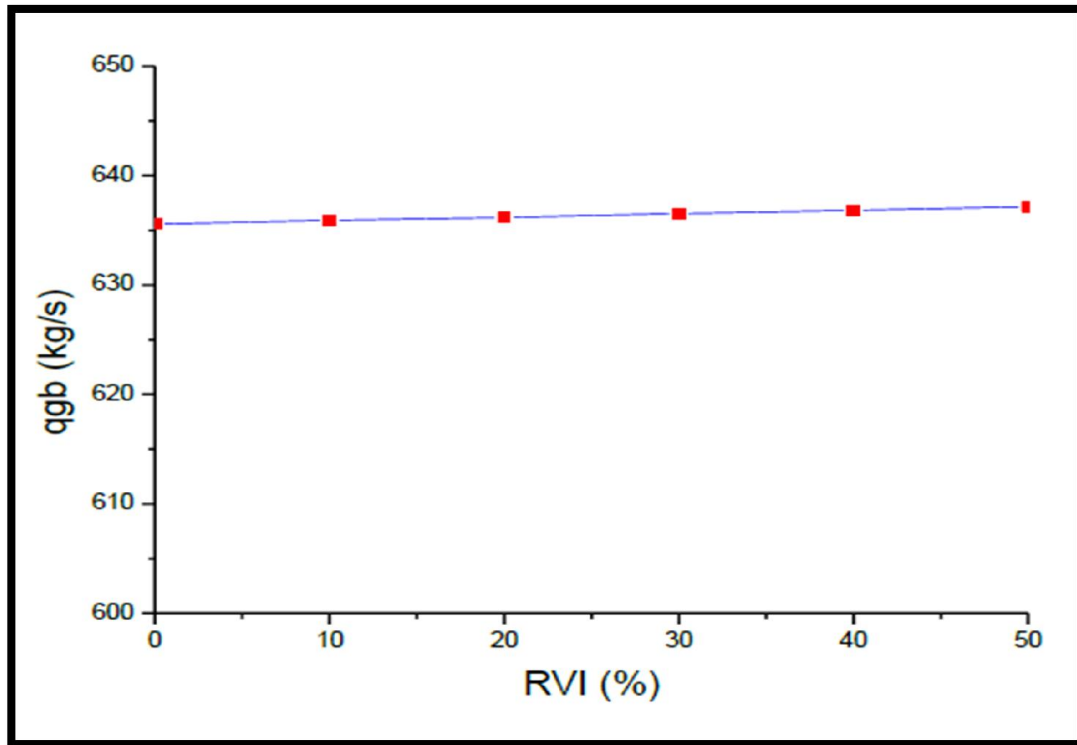


Fig. V.12 : Débit gaz en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)

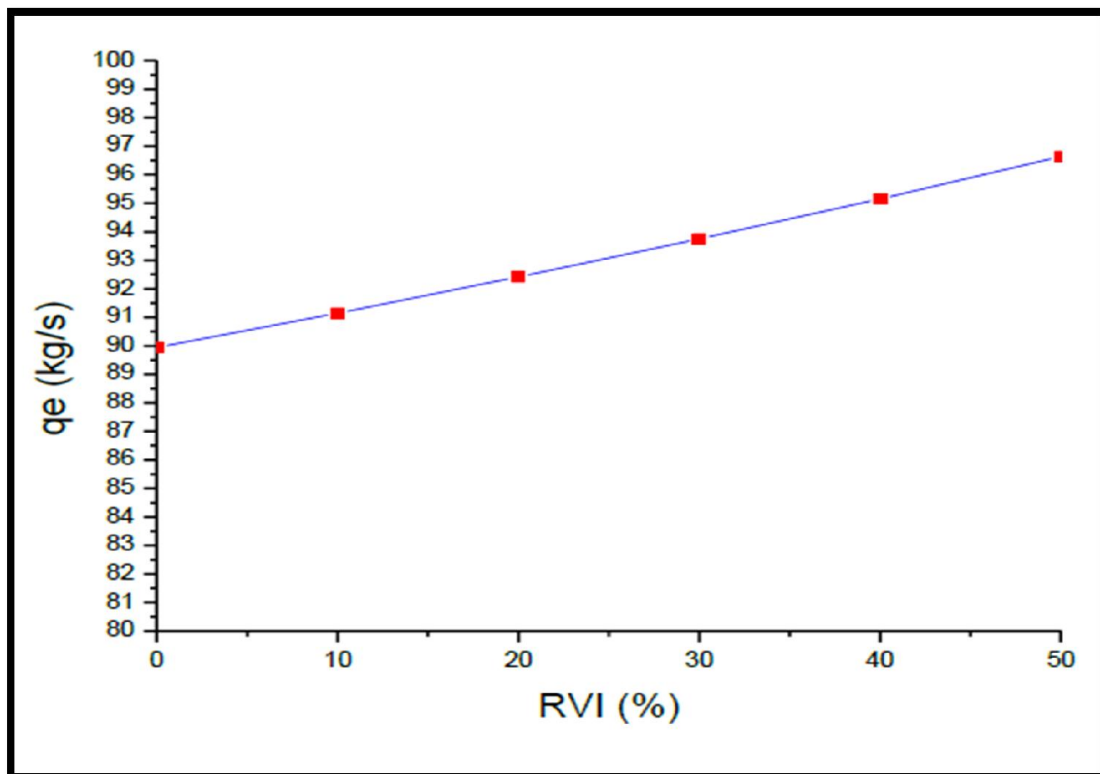


Fig. V.13 : Débit vapeur en fonction du débit taux de vapeur injectée (RVI%)

RESULTATS & DISCUSSIONS

Les deux représentations graphiques précédentes montrent que les débits du cycle combiné sont augmentés soit le débit gaz ou l'autre vapeur.

Mais il y a un point important qu'il faut d'abord mentionner, avant l'injection de vapeur le q_{gb} est égale à 635,9 kg/s et la production de vapeur est de 89,94 kg/s. Et lorsque nous arrivons à 50 % de vapeur injectée le débit des gaz brûlés est égale à 637,17 kg/s, donc la différence est de 1,58 kg/s (0,24%) cette valeur est négligeable utilisée pour s'élever la température à la sortie de la CC, par contre pour la production de vapeur atteinte à 96,64 kg/s celui signifie qu'il y a un 7,45% d'augmentation, cette valeur est plus importante.

La production de vapeur a augmenté de manière significative par rapport au débit gaz qui est resté presque constant ceci est illustré sur la figure (V.16) suivante :

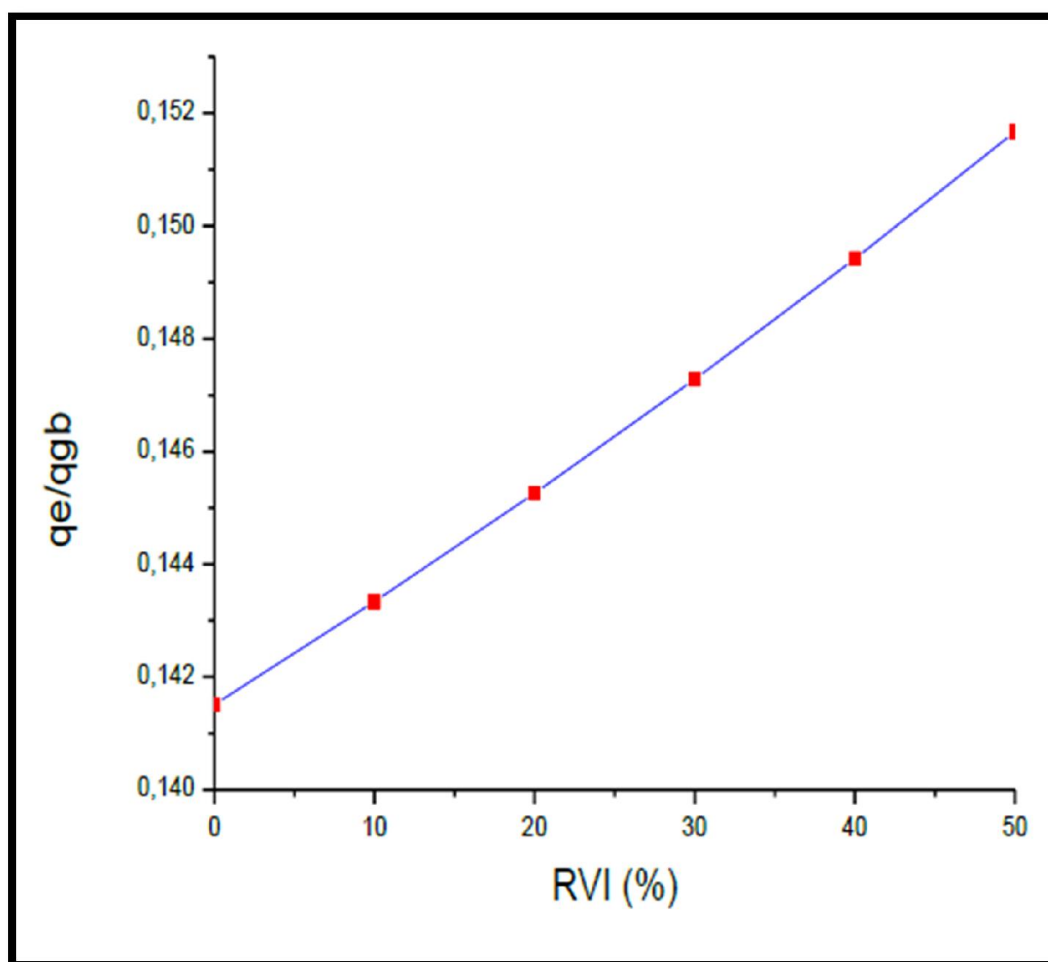


Fig. V.14 : q_e/q_{gb} en fonction du taux de vapeur injectée (RVI(%))

RESULTATS & DISCUSSIONS

Le rapport est toujours augmente lorsque on injecte le vapeur surchauffée dans la CC. Aussi la représentation graphique au-dessous montre clairement que la production de vapeur pour un kg de gaz brulé a été changée avant et après l'IVCC gaz.

Avant l'injection, 1 kg de gaz produira 0,1415 kg de vapeur et après l'injection de la moitié de cette masse avec 1 kg de gaz la production de la vapeur devient 0,1516 kg.

V.6.Effet de l'injection de vapeur dans la CC sur les fuels gaz et vapeur:

On présente sur un graphe l'évolution de la fraction de carburant par rapport au débit d'air, pour augmenter l'enthalpie de l'air et de la vapeur respectivement en fonction du RVI%. Un deuxième graphe illustre la variation de rapport fuel vapeur sur fuel gaz en fonction de RVI %

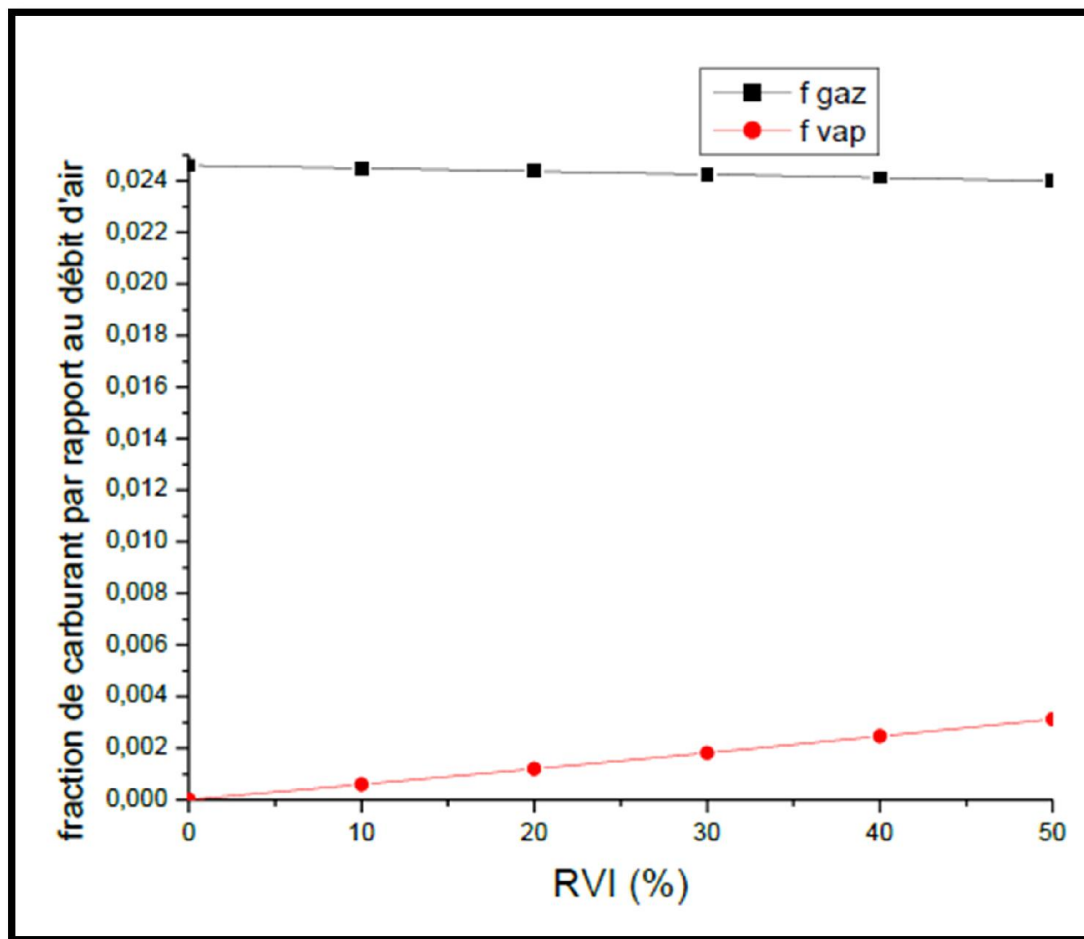


Fig. V.15 : Fraction de carburant par rapport au débit d'air en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)

La figure ci-dessus montre que le fuel gaz est beaucoup plus grand que le fuel vapeur mais lorsque le débit de vapeur injectée s'élève, le fuel vapeur augmente. Par contre pour le fuel

RESULTATS & DISCUSSIONS

gaz qui reste presque constant, la diminution de fuel de gaz est négligeable. Ceci est dû à l'injection quand on mélange le gaz avec la vapeur surchauffée.

Le fuel gaz est augmenté par 0,0007 d'après une injection de 50% de vapeur produite dans la CC. Cette valeur négligée devant le fuel vapeur qui augmente par 0,003.

La comparaison entre l'évolution de fuel gaz et fuel vapeur est expliquée et illustrée par le rapport entre les deux, et les résultats sont présentés sur la figure (V.18) ci-dessous :

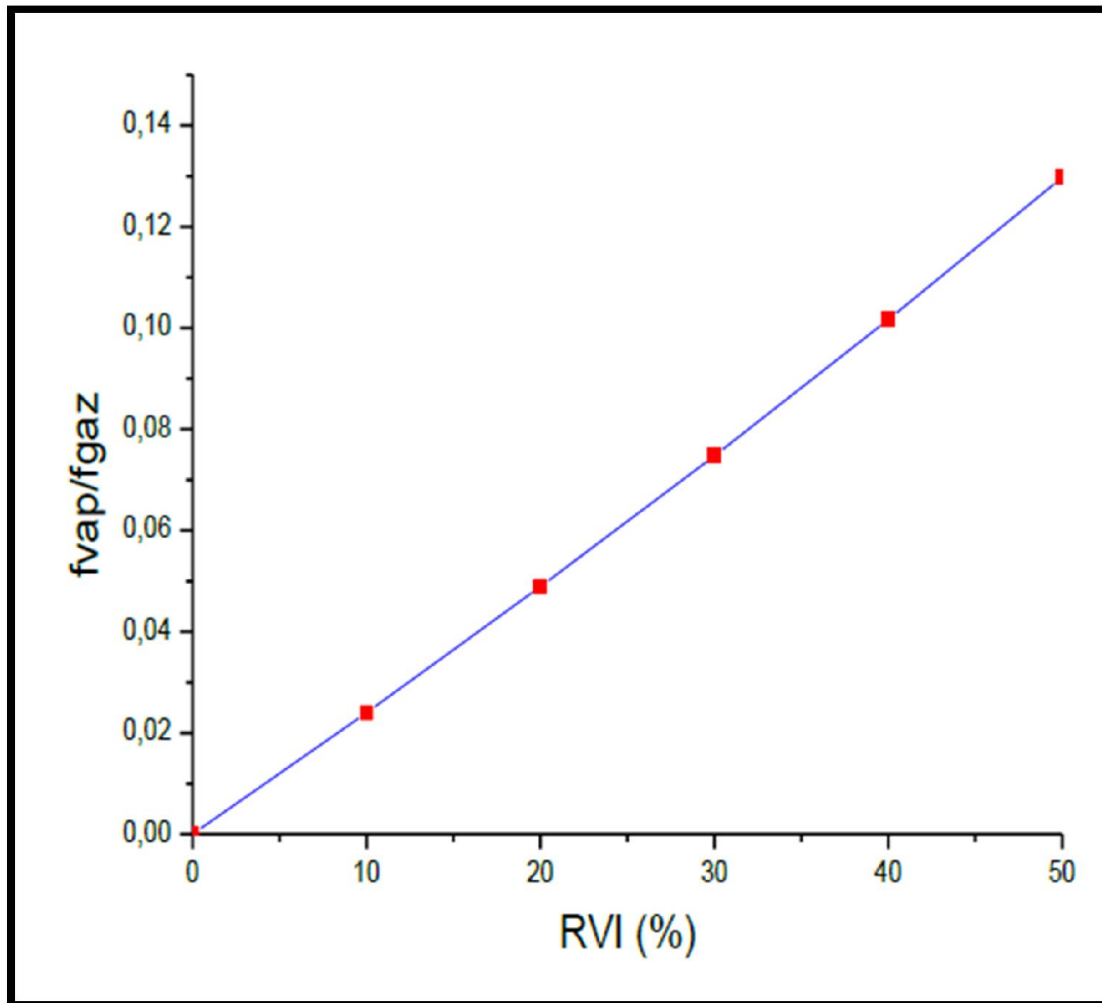


Fig.

V.16 : (f_{vap} / f_{gaz}) en fonction du taux de vapeur injectée (RVI%)

REFERENCES

Référence :

- [1] Jean-Marie MONTEIL, "Centrale à cycle combiné Théorie, performances, modularité", Techniques de l'ingénieur, BE 8905.
- [2] M. Bouikni, "Mémoire de projet de fin d'étude Analyse thermodynamique du cycle combiné intégrant une unité de gazéification", Ecole Nationale Polytechnique, Alger, Juin 1998.
- [3] Jean-Marie MONTEIL, "Centrale à cycle combiné Composants potentiels", Techniques de l'ingénieur, BE 8906.
- [4] Korobitsyn M.A.; "New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration, combined and integrated cycles."; Thèse ; Université de Twente Pays-Bas 1998.
- [5] Sullerey R.K., Agarwal Ankur "Performance improvement of gas turbine cycles" Indian Institute of Technology, Kanpur, Uttar Pradesh, 208016.
- [6] Bartlett Michael "Developing Humidified Gas Turbine Cycles", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology Stockholm, Sweden, 2002.
- [7] Bassily A M. "Effects of evaporative inlet and after-cooling on the recuperated gasturbine cycle" Applied Thermal Engineering, Vol. 21, No.18, 2001, pp.1875–90.
- [8] Heppenstall T. "Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, 1998, , pp. 837-846.
- [9] Brun Klaus ; Kurz Rainer "Gas Turbine Life Limiting Effects Of Inlet And Interstage Water Injection" Proceedings Of The Thirty-Fourth Turbomachinery Symposium, (2005).
- [10] Haselbacher Hermann "Performance of water/steam injected gas turbine power plants consisting of standard gas turbines and turbo expanders", Int. J. Energy Technology and Policy, Vol. 3, Nos. 1/2, 2005.
- [11] Kakaras E., Doukelis A., Leithner R., Aronis N. "Combined cycle power plant with integrated low temperature heat (LOTHECO)", Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1677–1686.
- [12]: Comparison of combined cycles with steam injection and evaporation cycles In: Proceedings of ASME Cogen-Turbo, Montreux, IGTI-vol. 3 1988 [pp. 137–45].

REFERENCES

- [13]: Technologies for next generation turbine systems Proceedings of the turbine power systems conference and condition monitoring workshop, Galveston, Texas, US, DOE, National Energy Technology Laboratory 2002.
- [14]: Burnham JB, Giuliani MH, Moeller DJ. Development, installation, and operating results of a steam injection system (STIGe) in a general electric LM5000 gas generator. *J Eng Gas Turbines Power* 1987; 109(3):257–62
- [15]: Anon, editor. Thermodynamic design considerations for steam-injected gas turbines. Proceedings of the international gas turbine and aero engine congress and exposition, Cincinnati, US, ASME Paper No.93-GT-432
- [16]: Fischer AC, Frutschi HU, Haselbacher H. In: Anon, editor. Augmentation of gas turbine power output by steam injection. Proceedings of ASME Turbo Expo, New Orleans, ASME Paper No. 2001-GT-0107
- [17]: Macchi E, Consonni S, Lozza G, Chiesa P. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: part A - intercooled and steam-injected cycles. *J Eng Gas Turbines Power* 1995; 117(3):489–98
- [18]: A study on modified gas turbine systems with steam injection or evaporative regeneration In: Proceedings of 1991 ASME Cogen-Turbo, Budapest, IGTI-vol. 6 1991 [pp. 17].
- [19]: Cycle improvements to steam injected gas turbines. *Int J Energy Res* 2000; 24(12):1081– 107.
- [20]: An evaluation of steam injected combustion turbine systems. *J Eng Power* 1981; 103(1):13-19
- [21]: A° gren ND, Frutschi HU, Svedberg G. In: Anon, editor. A parametric study of steam injected gas turbine with steam injector. Proceedings of ASME Cogen Turbo Power'94, Portland, US, ASME, IGTI-vol. 9, 1994. p. 177–84.
- [22]: Tabb E. The Integrated approach to a gas turbine topping cycle cogeneration system. *J Eng Gas Turbines Power* 1984; 106(4):731–6
- [23]: Frutschi HU, Wettstein HE. In: Anon, editor. A thermodynamic comparison of steam injection gas turbines and combined-cycle plants for cogeneration applications. Proceedings of ASME Cogen-Turbo, Budapest, Hungary, ASME, 1991, IGTI, vol. 6, 1991. p. 25–30

REFERENCES

- [24]: water addition to practical combustion systems—concepts and applications. In: Proceedings of the 16th international symposium on combustion, Cambridge; 1976, [pp. 279–95]
- [25]: NO_x emission control for gas turbines: a 1992 update on regulations and technology. In: Proceedings of 1992.
- [26]: Comparative exergy analysis of stig and combined-cycle gas turbines. In: Goswami D, editor. Proceedings of the 23rd intersociety energy conversion engineering conference, Denver, US, IEEE, vol. 1 [pp. 391–397].
- [27]: A. Bouam, S. Aissani et R. Kadi .Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2 (2008) 291 – 306. Algérie
- [28] : Michel pluviôse, conversion d'énergie par turbomachine, ellipses. Paris 2005 [pp 150]
- [29] : V. Ganapathy, B. Heil, J. Rentz, 1988, “*Heat recovery steam generator for cheng cycle application*”, American Society of Mechanical Engineers, Industrial Power Conference – PWR, Vol.4, pp. 61-65.
- [30] : MICHEL A. SAAD and DAH YU CHENG, 1997, “*The new LM2500 Cheng cycle for power generation and cogeneration*”, Energy Convers. Mgmt, Vol. 38, No. 15-17, pp. 1637-1646.
- [31] : Keenan, J. H., Chao, J., & Kaye, J., 1980, “*Gas tables thermodynamic properties of air products of combustion and component gases compressible flow functions*”, 2nd Edition, John Wiley, New York.
- [32] : Goldammer, H. D., 1984, “*Computes thermophysical Properties of water / steam*”, based on rational formulation for the free energy $F = U - T*S$ (Helmholtz-Function) Program written and developed by Horet D. Goldammer, B.T.W.B. Last Update 30. 04. 1984; Schwaebisch Gmuend, Germany.

Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde pour la génération de l'électricité, dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et compresseurs à fluide, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine dont les cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur, la turbine à air humide, le cycle d'échangeur de chaleur, etc. L'objectif principal de ces investigations a été d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

A cet effet, plusieurs techniques ont vu le jour, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse, appliquées dans un cycle de turbine à gaz qui cause l'augmentation de la charge massique à l'admission, permettent une certaine amélioration de la puissance utile de l'installation de la turbine à gaz.

La méthode de STIG représente la turbine à gaz injectée par la vapeur d'eau. La vapeur produite à haute pression est injectée dans la chambre de combustion de la TAG. Les deux fluides l'air comprimé par le compresseur et la vapeur du générateur de vapeur (HRSG) reçoivent l'énergie du carburant dans la chambre de combustion et le mélange des fluides se détend à l'intérieur de la turbine pour amplifier le rendement de la machine.

En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est presque double de celle de l'air et l'enthalpie de la vapeur est plus haute que celle d'air à une température donnée. Par conséquent, la méthode STIG est une manière très efficace d'améliorer la puissance utile et d'augmenter le rendement global de la turbine à gaz.

Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et le rendement thermique de la turbine à gaz s'augmente de façon significative après l'injection de vapeur surchauffée dans la chambre a combustion et le rendement thermodynamique du cycle combiné augmente par rapport au rendement d'une installation cycle combiné simple.

Annexe

ANNEXE A : Corrélations de la chaleur spécifique des gaz parfaits

Chaleur massique à pression constante de différents gaz parfaits^a

		$\bar{C}_{po} = \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$		
		$\theta = T(\text{kelvin})/100$		
Gaz			Plage K	Erreur max %
N ₂	$\bar{C}_{po} = 39.060 - 512.79\theta^{-1.5} + 1072.7\theta^{-2} - 820.40\theta^{-3}$		300-3500	0.43
O ₂	$\bar{C}_{po} = 37.432 + 0.020102\theta^{1.5} - 178.57\theta^{-1.5} + 236.88\theta^{-2}$		300-3500	0.30
H ₂	$\bar{C}_{po} = 56.505 - 702.74\theta^{-0.75} + 1165.0\theta^{-1} - 560.70\theta^{-1.5}$		300-3500	0.60
CO	$\bar{C}_{po} = 69.145 - 0.70463\theta^{0.75} - 200.77\theta^{-0.5} + 176.76\theta^{-0.75}$		300-3500	0.42
OH	$\bar{C}_{po} = 81.546 - 59.350\theta^{0.25} + 17.329\theta^{0.75} - 4.2660\theta$		300-3500	0.43
NO	$\bar{C}_{po} = 59.283 - 1.7096\theta^{0.5} - 70.613\theta^{-0.5} + 74.889\theta^{-1.5}$		300-3500	0.34
H ₂ O	$\bar{C}_{po} = 143.05 - 183.54\theta^{0.25} + 82.751\theta^{0.5} - 3.6989\theta$		300-3500	0.43
CO ₂	$\bar{C}_{po} = -3.7357 + 30.529\theta^{0.5} - 4.1034\theta + 0.024198\theta^2$		300-3500	0.19
NO ₂	$\bar{C}_{po} = 46.045 + 216.10\theta^{-0.5} - 363.66\theta^{-0.75} + 232.55\theta^{-2}$		300-3500	0.26
CH ₄	$\bar{C}_{po} = -672.87 + 439.74\theta^{0.25} - 24.875\theta^{0.75} + 323.88\theta^{-0.5}$		300-2000	0.15
C ₂ H ₄	$\bar{C}_{po} = -95.395 + 123.15\theta^{0.5} - 35.641\theta^{0.75} + 182.77\theta^{-3}$		300-2000	0.07
C ₂ H ₆	$\bar{C}_{po} = 6.895 + 17.26\theta - 0.6402\theta^2 + 0.00728\theta^3$		300-1500	0.83
C ₃ H ₈	$\bar{C}_{po} = -4.042 + 30.46\theta - 1.571\theta^2 + 0.03171\theta^3$		300-1500	0.40
C ₄ H ₁₀	$\bar{C}_{po} = 3.954 + 37.12\theta - 1.833\theta^2 + 0.03498\theta^3$		300-1500	0.54

Annexe B: les coefficients de régression pour un composé chimique pour le calcul de C_p

les coefficients de régression pour le composé chimique	AIR	EAU
A	1,03E+00	5,74E-02
B	-2,85E-04	-1,58E-05
C	7,82E-07	4,34E-08
D	-4,97E-10	-2,76E-11
E	1,08E-13	5,98E-15