

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES**

**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR**

**DEPARTEMENT ENERGETIQUE**

## **MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

**Spécialité : Conversion d'énergie**

**Thème**

**Etude de l'influence de l'injection de la  
vapeur d'eau et du refroidissement de l'air  
d'admission dans une turbine à gaz**

Réalisé par :

**BELHADJ Walid**

Promoteur :

**Mr .NADIR Mahmoud**

**Promotion : 2016/2017**

# REMERCIEMENTS

Pour Son amour et Sa protection, pour la chance et le bonheur qu'Il nous offre, pour le bien vers lequel Il nous guide, pour Sa présence lorsque tout le monde est absent, pour le courage, la patience et la foi qu'Il nous donne pour mener à bien ce modeste projet malgré les obstacles ,merci au plus puissant Allah.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à :

- ❖ Nos chers parents pour leurs soutiens au long de nos études.
- ❖ Mr. NADIR Mahmoud notre encadreur qui nous a accordé son soutien, son aide indéfectible et surtout sa patience.
- ❖ Au président et membres du jury pour avoir accepté de juger ce modeste travail.

*Dédicace...*

*A Mon père,*

*Ma mère,*

*Mes frères*

*Mes sœurs,*

*Toute ma famille et à tous*

*Mes amis,*

*Et ceux qui m'ont aidé et*

*Soutenu.*

# Sommaire

---

## Nomenclature

## Liste des figures

## Liste des tableaux

## Introduction ..... 1

## Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz

### I.1- Introduction..... 2

### I.2- Principe de fonctionnement..... 2

### I.3- Les principaux cycles de la turbine à gaz..... 4

#### I.3.1- Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton )..... 4

#### I.3.2- Le cycle réel ..... 5

#### I.3.3- Améliorations du cycle de base..... 6

##### I.3.3.1- Cycle à récupération..... 6

##### I.3.3.2- Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression..... 7

##### I.3.3.3- Cycle à réchauffage lors de la détente..... 9

##### I.3.3.4- Cycle à réchauffe et récupération ..... 10

##### I.3.3.5- Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération ..... 11

##### I.3.3.6- Cycle à injection de vapeur ..... 12

## Chapitre II : Revue bibliographique

### II.1-Introduction ..... 13

### II.2-Revue bibliographique des turbines à gaz avec l'injection d'hydrogène comme combustible ..... 13

### II.3-Revue bibliographique des turbines à gaz avec l'injection de vapeur STIG..... 14

### II.4-Revue bibliographique des turbines à gaz avec refroidissement de l'air d'admission..... 16

### II.5-Conclusion ..... 17

## Chapitre III : Hydrogène et contrôle de NO<sub>x</sub>

### III.1- Introduction..... 18

---

# Sommaire

---

III.2- Caractéristiques énergétiques, pratiques et sécuritaires.....	18
III.3- Problèmes rencontrés lors de passage du gaz naturel à l'hydrogène.....	21
III.4- L'augmentation des émissions des NOx.....	21

## Chapitre IV : Modélisation thermodynamique

IV.1- Introduction.....	25
IV.2- Modélisation de la TG à gaz naturel.....	26
IV.2.1-Modélisation de la compression.....	26
IV.2.1.1-Processus de compression.....	26
IV.2.1.2-Le travail du compresseur.....	26
IV.2.2-Modélisation de la chambre de combustion.....	27
IV.2.3-Modélisation de la turbine.....	29
IV.2.3.1-Processus de détente.....	29
IV.2.3.2-Travail reçu par la turbine.....	31
IV.2.4-Analyse des performances de la Turbine à gaz.....	31
IV.2.4.1-Travail spécifique.....	31
IV.2.4.2-Le rendement global.....	31
IV.3- Modélisation de la TG sans injection de la vapeur.....	31
IV.3.1-Modélisation de la chambre de combustion.....	31
IV.3.2-Solution proposée.....	33
IV.4-Modélisation de la TG à hydrogène avec injection de vapeur.....	34
IV.4.1-Modélisation de la chambre de combustion.....	34
IV.4.2-Modélisation de la turbine.....	35
IV.4.2.1-Processus de détente.....	35
IV.4.2.2-Travail reçu par la turbine.....	36
IV.4.3-Analyse des performances de la turbine à hydrogène avec injection de vapeur.....	37
IV.4.3.1-Travail spécifique.....	37
IV.4.3.2- Le rendement global.....	37
IV.5-Modélisation de la TG avec refroidissement de l'air d'admission :.....	38

## Chapitre V : Résultats et interprétation

V.1-Introduction.....	40
-----------------------	----

---

# Sommaire

---

V.2-Variation des paramètres en fonction de fraction de débit vapeur injecté par apport au débit gaz d'échappement .....	40
V.2.1-La puissance .....	40
V.2.2-Le Rendement .....	41
V.2.3-La quantité de fuel .....	42
V.2.4-La température de la flamme .....	43
V.2.5-Emission de l'oxyde d'azote (NO <sub>x</sub> ) .....	44
V.2.6-La température des fumées .....	45
V.2.7-La température de sortie turbine 4 .....	46
V.2.8- Température de gaz d'entrée d'économiseur et d'entrée d'évaporateur .....	47
V.3-Variation des paramètres en fonction des mois d'une année .....	48
V.3.1-La température d'entrée du compresseur (température ambiante) durant une année .....	49
V.3.2-La puissance cas Gaz Naturel, H <sub>2</sub> et la température ambiante en fonction des mois d'une année.....	49
V.3.3-Le rendement cas Gaz Naturel, H <sub>2</sub> et la température ambiante en fonction des mois d'une année.....	51
V.4-Variation des paramètres avec système de refroidissement en fonction des mois d'une année .....	53
V.4.1-La température de l'air d'admission sans et avec refroidissement durant une année .....	53
V.4.2-L'évolution de la puissance en fonction des mois d'une année .....	54
V.4.3-L'évolution du rendement en fonction des mois d'une année .....	56
V.4.4-L'évolution d'émission de l'oxyde d'azote (NO <sub>x</sub> ) et la température flamme en fonction des mois d'une année . .....	58
V.4.5-Température sorti de compresseur avec refroidissement .....	60
<b>Conclusion.....</b>	<b>61</b>

## Nomenclature

---

$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante
$F$	Fraction de débit de carburant par rapport au débit d'air
$F_{SC}$	Fraction de débit de carburant stœchiométrique par rapport au débit d'air
$F_v$	Fraction de débit de vapeur par rapport au débit d'air
$F_{vS}$	Fraction de débit de vapeur stœchiométrique par rapport au débit d'air
$G$	Rapport massique vapeur/carburant
$m_a$	Débit d'air
$m_f$	Débit du carburant
$P$	Pression
$\Delta P_{CC}$	Pertes de pression dans la chambre de combustion
$\Delta P_{ch}$	Pertes de pression dans la chaudière
$PCI$	Pouvoir Calorifique Inférieur
$PCS$	Pouvoir calorifique supérieur
$Q$	Quantité de chaleur consommée
$R$	Constante des gaz parfaits
$T$	Température totale
$\Delta T_{ch}$	Ecart de température entre gaz d'échappement et vapeur injectée
$TIT$	Température à l'entrée de la turbine
$v$	Volume
$W$	Travail
$\eta_{glob(TG)}$	Rendement thermique global
$\eta_P$	Rendement polytropique
$\eta_{cc}$	Rendement de combustion
$\xi_{comb}$	Taux de pertes de pression dans la chambre de combustion

# Nomenclature

---

## **Abréviation :**

BP Basse pression

HP Haute pression

ppm Partie par million

SCR Réduction catalytique sélective (Sélective catalytic réduction)

TSF Température stoechiométrique de la flamme

TG Turbine à gaz simple

TGIV Turbine à gaz avec injection de vapeur

## **Indice :**

a air

C Compresseur

CC Chambre de combustion

ch Chaudière

f Flamme

f Carburant

g gaz

inj Injection

iv Injection de vapeur

pr Produits

S Spécifique

T Turbine

v Vapeur



# Liste des figures

---

## Chapitre I :

Figure I.1: Schéma descriptif d'une turbine à gaz .....	3
Figure I.2: La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz .....	3
Figure I.3: Cycle de Joule (Brayton) .....	4
Figure I.4: Cycle simple réel .....	5
Figure I.5: Configuration d'une turbine à gaz avec récupération .....	6
Figure I.6: Cycle a récupération .....	7
Figure I.7: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire .....	7
Figure I.8: Cycle avec refroidissement intermédiaire .....	8
Figure I.9: Configuration d'une turbine avec réchauffe .....	9
Figure I.10: cycle avec réchauffe .....	9
Figure I.11: Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération .....	10
Figure I.12: Cycle avec réchauffe et récupération .....	10
Figure I.13: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et récupération. ....	11
Figure I.14: Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération.....	11
Figure I.15: Turbine à gaz avec injection de vapeur .....	12

## Chapitre III :

Figure III.1: production de NOX pour différent carburants en fonction de TSF.....	22
Figure III.2 : schéma d'une installation d'une turbine à gaz avec injection de vapeur.....	24

## Chapitre IV :

Figure IV-1: Cycle thermodynamique effectué par une TG simple (cycle de Brayton) .....	25
Figure IV-2: Schéma d'installation d'une TGIV et refroidisseur d'air d'admission .....	33
Figure IV-3: Evolution des températures dans la chaudière de récupération .....	36

# Liste des figures

---

## Chapitre V :

Figure V-1: La puissance en fonction de fraction vapeur/gaz d'échappement pour les deux cas de carburant, Gaz naturel et hydrogène.....	40
Figure V-2: Le rendement en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement pour les deux cas de carburant, Gaz naturel et hydrogène.....	41
Figure V-3: la quantité du fuel en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement.....	42
Figure V-4 : La température de la flamme stœchiométrique en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement.....	43
Figure V-5: Emission de l'oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ) en fonction de fraction vapeur/gaz d'échappement .....	44
Figure V-6 : La température des fumées en fonction de fraction vapeur/gaz.....	45
Figure V-7 : La température de sortie turbine 4 en fonction de fraction vapeur/gaz d'échappement.....	46
Figure V-8: Température de gaz d'entrée d'économiseur et d'entrée d'évaporateur .....	47
Figure V-9: La température ambiante en fonction des mois d'une année.....	48
Figure V-10 : La puissance dans le cas du Gaz Naturel et la température ambiante en fonction des mois d'une année.....	50
Figure V-11 : La puissance dans le cas de l'hydrogène et la température ambiante en fonction des mois d'une année.....	50
Figure V-12 : Le rendement dans le cas du Gaz Naturel et la température ambiante en fonction des mois d'une année.....	52
Figure V-13 : Le rendement cas $\text{H}_2$ et la température ambiante en fonction des mois d'une année.....	52
Figure V-14 : La température d'entrée du compresseur sans et avec refroidissement durant une année.....	53
Figure V-15 : Représente de la puissance dans le cas du Gaz Naturel avec et sans refroidissement durant les mois d'une année.....	55
Figure V-16 : Représente de la puissance dans le cas de G.N avec et sans refroidissement durant les mois d'une année.....	55
Figure V-17 : Représente du rendement dans le cas de G.N avec et sans refroidissement en fonction des mois d'une année.....	57

---

## Liste des figures

---

Figure V-18 : représente le rendement du H <sub>2</sub> et de H <sub>2</sub> avec refroidissement en fonction des mois d'une année.....	57
Figure V-19 : Représente l'émission de l'oxyde d'azote de combustion dans le cas de H <sub>2</sub> et du Gaz Naturel avec refroidissement en fonction des mois d'une année.....	58
Figure V-20 : Représente la température de flamme de combustion dans le cas de H <sub>2</sub> et du Gaz Naturel avec refroidissement en fonction des mois d'une année.....	59
Figure V-21 : Température de sortie compresseur avec refroidissement en fonction des mois d'une année.....	60

# Liste des tableaux

---

## Chapitre III

Tableau III.1-Les caractéristiques physico-chimiques de l'hydrogène.

## Chapitre IV

Tableau IV.1-Les caractéristiques de la turbine à gaz



Introduction

Générale



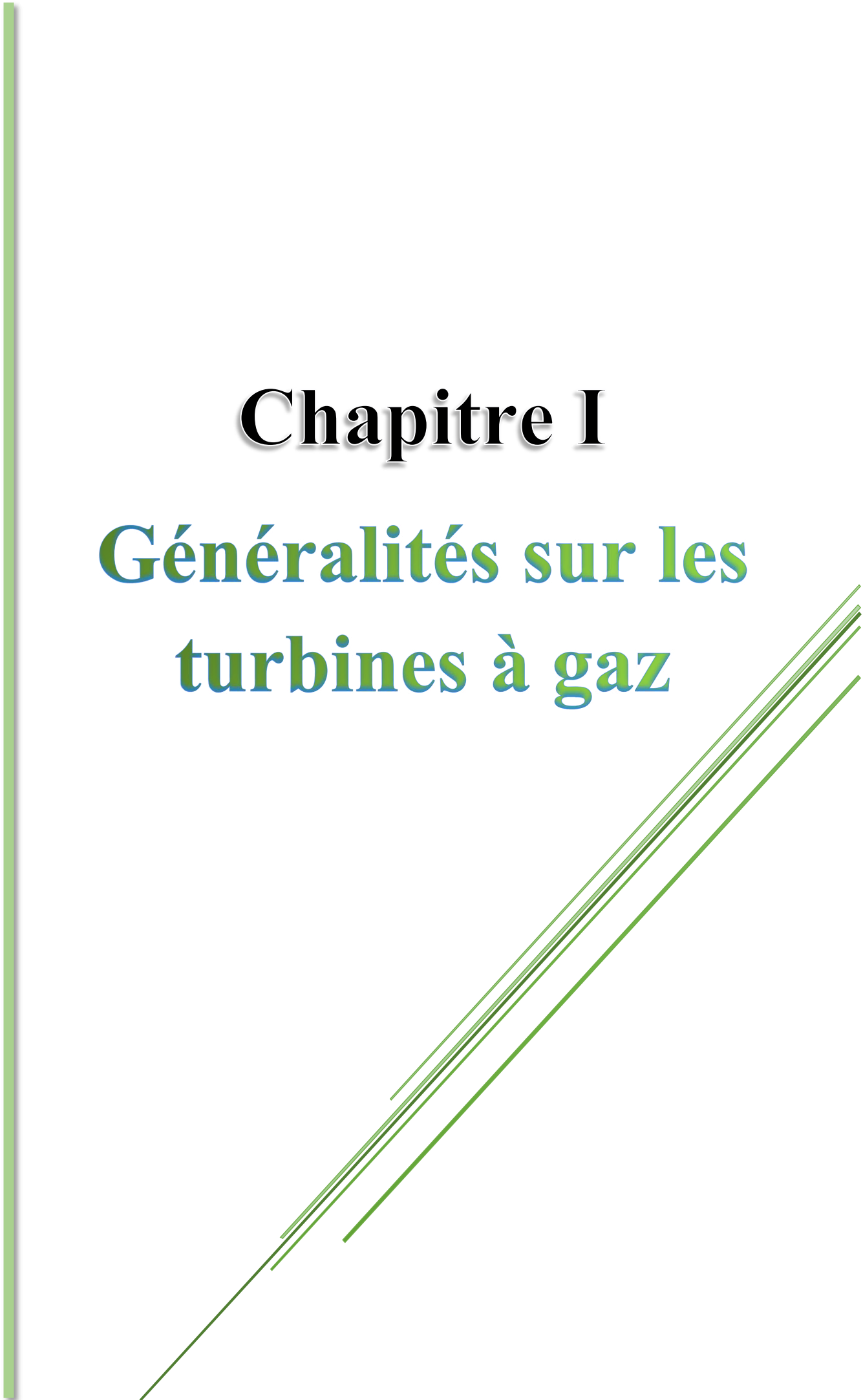
## Introduction générale

La turbine à gaz est une machine à combustion interne productrice de puissance mécanique. Malheureusement, ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes de l'air (température, pression, humidité et poussière). Sa puissance est directement liée à la densité de l'air, qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa puissance pendant les mois chauds de l'année. Une température d'air élevée à l'admission fait augmenter le travail du compresseur et donc produit moins de puissance (diminution de 25 à 35 % en été) et consomme plus de carburant (augmentation d'une moyenne de 6 %. Mc Cracken [3]). [1. 2].

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance. Afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, nous avons utilisé deux méthodes d'amélioration qui sont celles du refroidissement d'air à l'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [4, 5]. Les méthodes d'injection de l'eau ou vapeur ont l'avantage de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  tout en augmentant sa capacité générée. Cependant, la quantité d'eau ou de vapeur qui peut être injectée est limitée par des facteurs de stabilité de la flamme dans la chambre de combustion et la restriction de l'écoulement secondaire de l'eau ou de vapeur qui ne devrait pas obstruer l'air principal traversant la turbine. Bien que l'eau soit plus efficace que la vapeur en augmentant le rendement de la turbine et en réduisant les émissions de  $\text{NO}_x$ , il a l'inconvénient d'augmenter le taux de pertes de chaleur [4. 5].

Le refroidissement de l'air à l'admission augmente typiquement le rendement de la turbine à gaz ; une augmentation de 10 à 18 % pour chaque  $10^\circ\text{C}$  de diminution de la température de l'air ambiant [3].

Grâce à l'outil informatique qui est devenu plus abordable, nous avons élaboré un code de calcul qui nous a permis de voir l'influence de la température ambiante, l'injection de la vapeur d'eau et l'utilisation de l'hydrogène comme carburant dans les turbines à gaz.



# Chapitre I

## Généralités sur les turbines à gaz

## I.1 Introduction

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. Nous allons dans ce chapitre présenter le cycle de base d'une turbine à gaz et les améliorations qui peuvent être appliquées pour améliorer ses performances.

## I.2 Principe de fonctionnement

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

La turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales (figure I.1) :

- Un Compresseur.
- Chambres de combustion.
- Une turbine de détente.

L'air froid aspiré de l'environnement extérieur, est comprimé dans le compresseur avant de pénétrer dans la chambre de combustion. Cette opération est réalisée en consommant une quantité d'énergie mécanique soustraite à l'énergie fournie par la turbine.

A l'intérieur de la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant produit une augmentation de la température à une pression relativement constante.

En effet, la chute de pression entre l'évacuation du compresseur et l'admission à la turbine se trouve généralement comprise entre 2% et 4% de la pression initiale ; dans cette

---



réaction la chaleur calorifique du carburant est transformée en énergie thermique pour les gaz.

Enfin, dans la turbine de détente les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et leur température diminue en conséquence. Cette phase produit une grande quantité d'énergie mécanique en partie requise par le compresseur, mais surtout dirigée au réseau à travers le générateur de puissance.

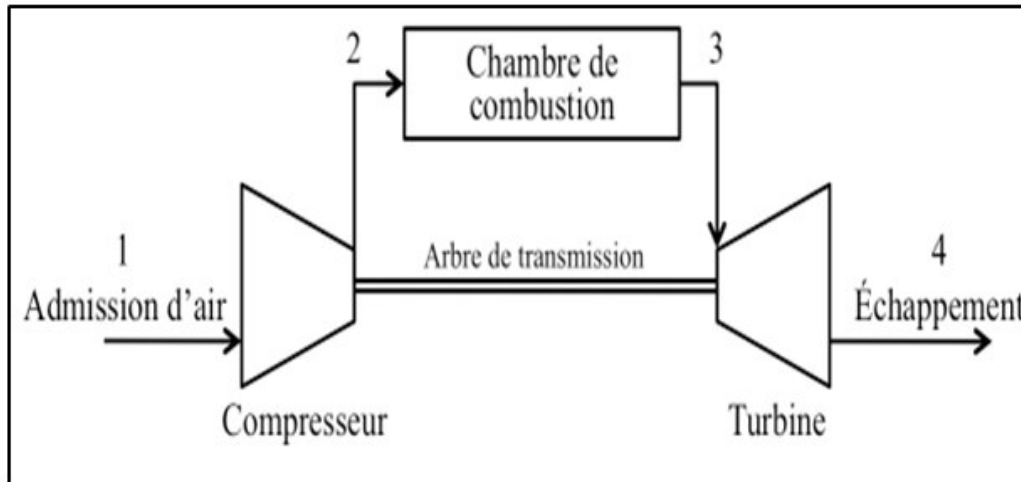


Figure I.1: Schéma descriptif d'une turbine à gaz

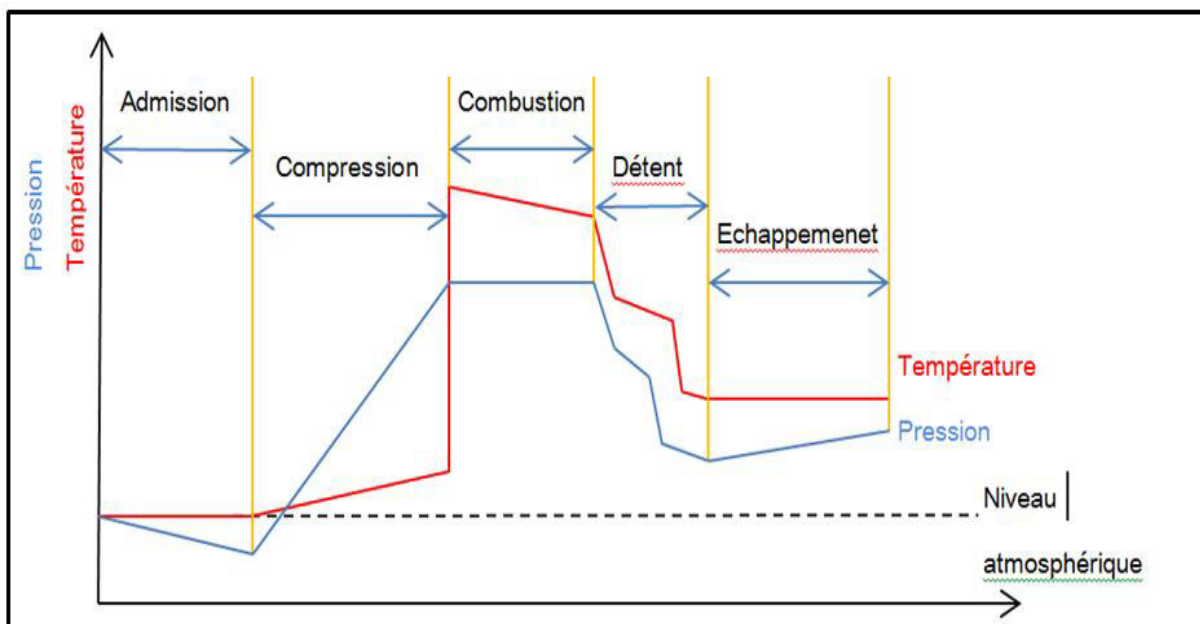


Figure I.2: La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz

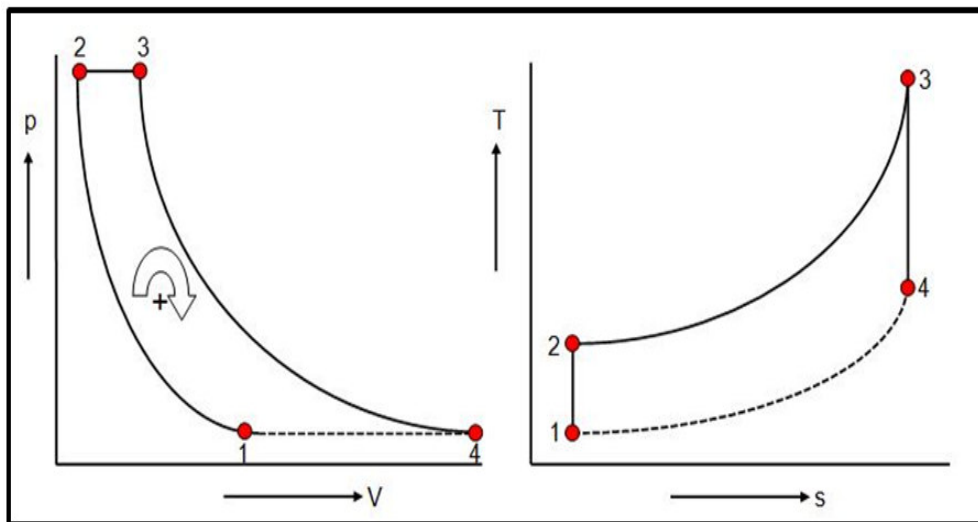
### I.3 Les principaux cycles de la turbine à gaz

#### I.3.1 Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton)

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

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- une combustion isobare ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.

Le cycle de Joule, comme il est représenté dans la figure 1-3, comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare.



**Figure I.3: Cycle de Joule (Brayton)**

Le gaz est comprimé d'une manière adiabatique jusqu'au point (2), puis il reçoit de la chaleur (généralement par combustion interne) pour atteindre la température maximale du cycle à l'entrée de la turbine point (3). L'expansion dans la turbine se produit d'une manière adiabatique jusqu'à la pression d'aspiration du compresseur (généralement c'est la pression atmosphérique).

### I.3.2 Le cycle réel

L'étude de ce cycle devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine, en fait, nous ferons intervenir les rendements du compresseur et de la turbine, nous adapterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le fluide est un gaz parfait
- $\gamma = \text{cte}$

Le cycle réel d'une turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :

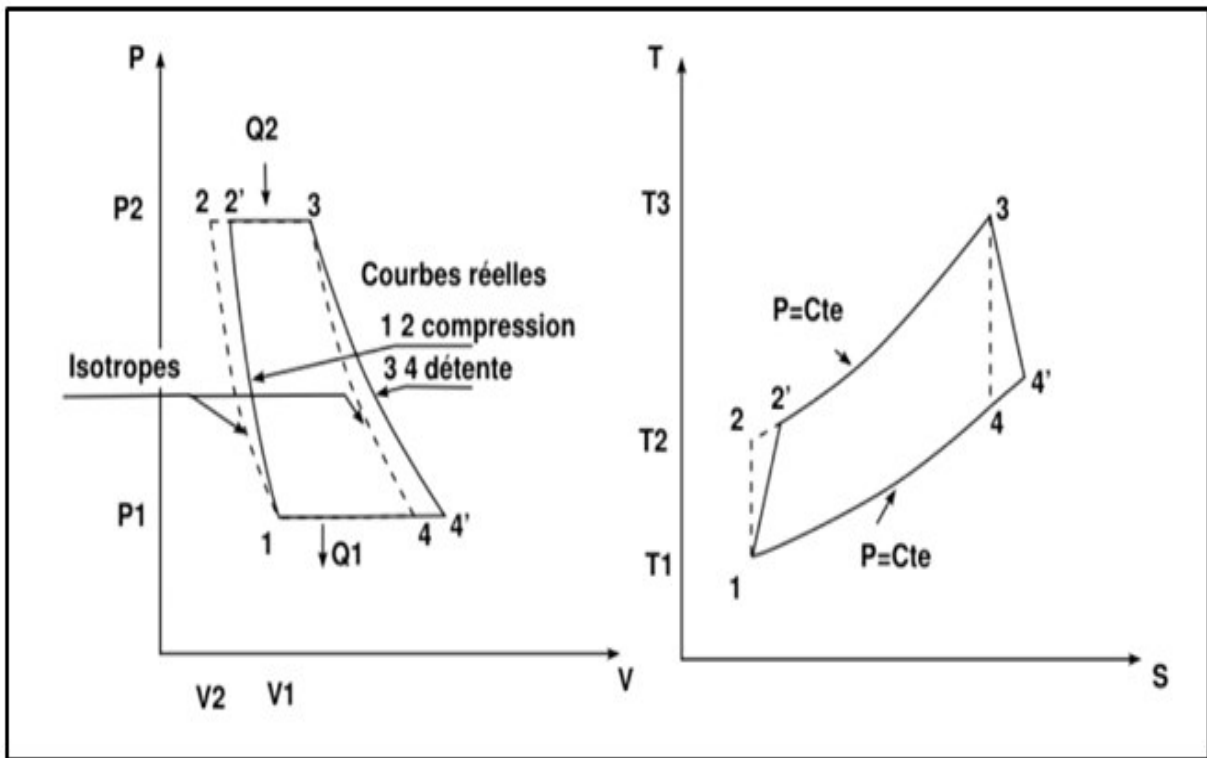


Figure I.4: Cycle simple réel

Ce cycle comporte :

- Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2) ;
- Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) à (3) ;
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4).

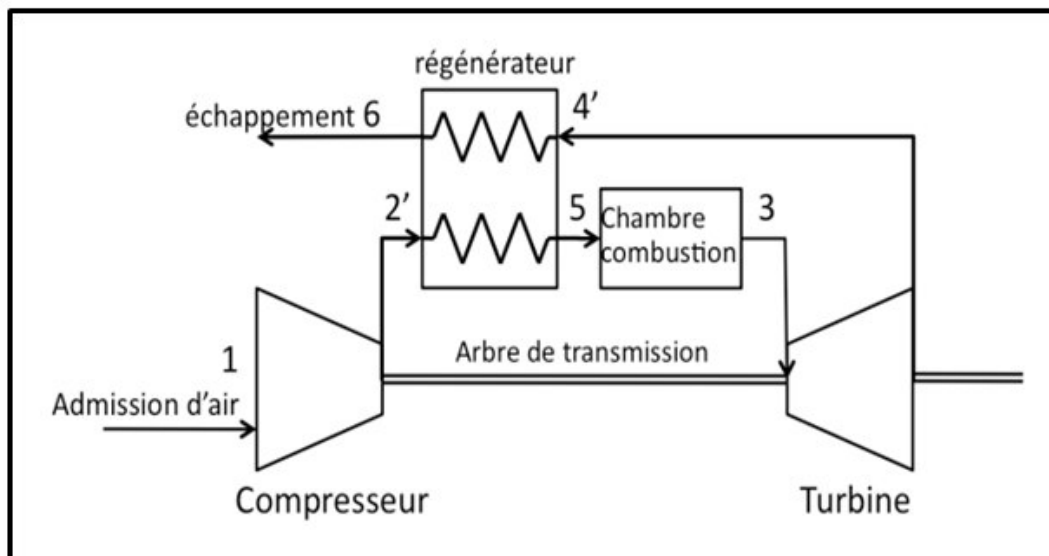
### I.3.3 Améliorations du cycle de base

Les performances d'un cycle d'une turbine à gaz sont principalement le rendement thermique et le travail net.

L'amélioration du rendement passe par l'augmentation du travail net et la diminution de la chaleur de combustion (diminution de quantité de carburant utilisée). L'objectif est donc d'augmenter l'air du cycle tout en réduisant la chaleur de combustion (segment 2-3).

#### I.3.3.1 Cycle à récupération

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le montre la figure suivante :



**Figure I.5: Configuration d'une turbine à gaz avec récupération**

En principe, l'air qui entre dans l'échangeur thermique au point (2) devrait se réchauffer jusqu'à la température des gaz qui entrent dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, entre les gaz chauffant et l'air chauffé il existe toujours une certaine différence de température de sorte que l'air qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (2'), de même pour les gaz qui proviennent de la turbine au lieu de se refroidir jusqu'à la température de l'air qui provient du compresseur au point (2), ils se refroidissent seulement jusqu'au point (5) (Figure I.6).

Évidemment, l'utilisation d'un échangeur thermique est valable seulement lorsque la différence entre la température des gaz de refoulement du compresseur et celle des gaz d'échappement est suffisamment élevée.

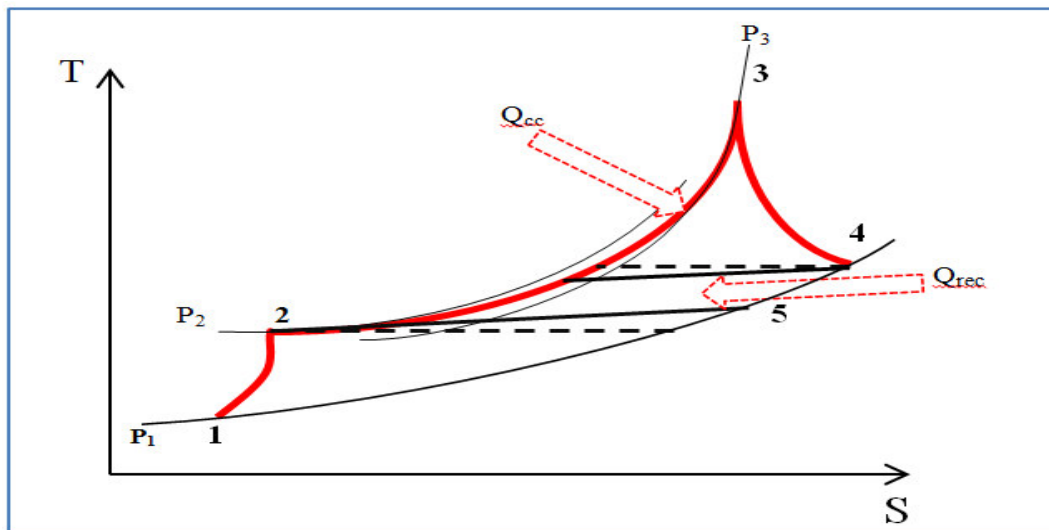


Figure I.6: Cycle a récupération

I.3.3.2 Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression

La figure I.7 montre un schéma descriptif d'une turbine à gaz à refroidissement intermédiaire. L'air sortant du compresseur basse pression se refroidit par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur avant d'être comprimé à nouveau dans un compresseur haute pression. En effectuant la compression en deux étapes, et en refroidissant le gaz entre les deux corps de compresseur, haute et basse pression, permet l'augmentation du rendement du cycle.

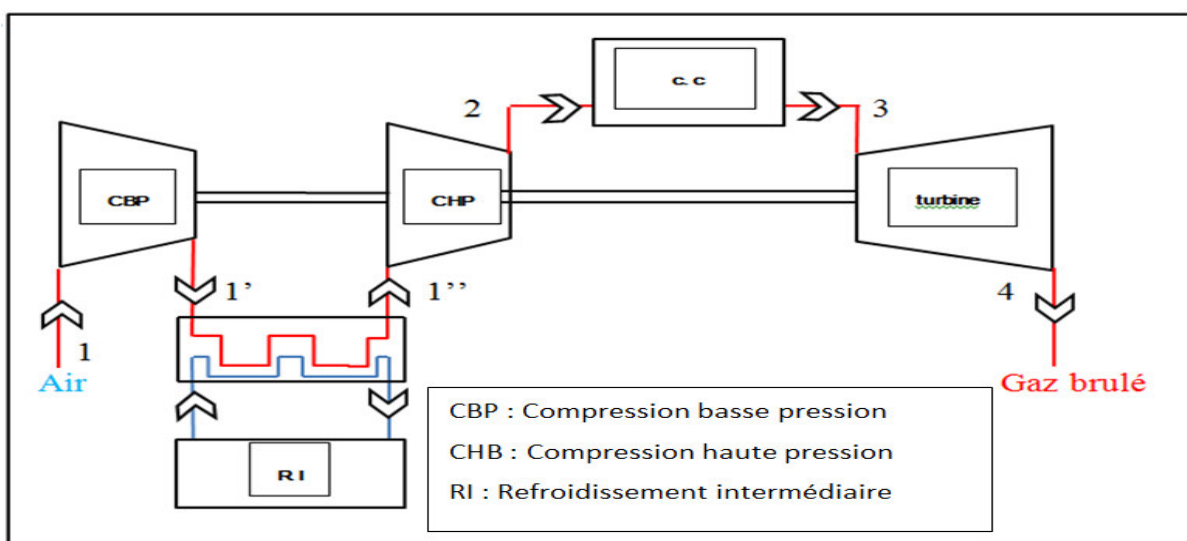
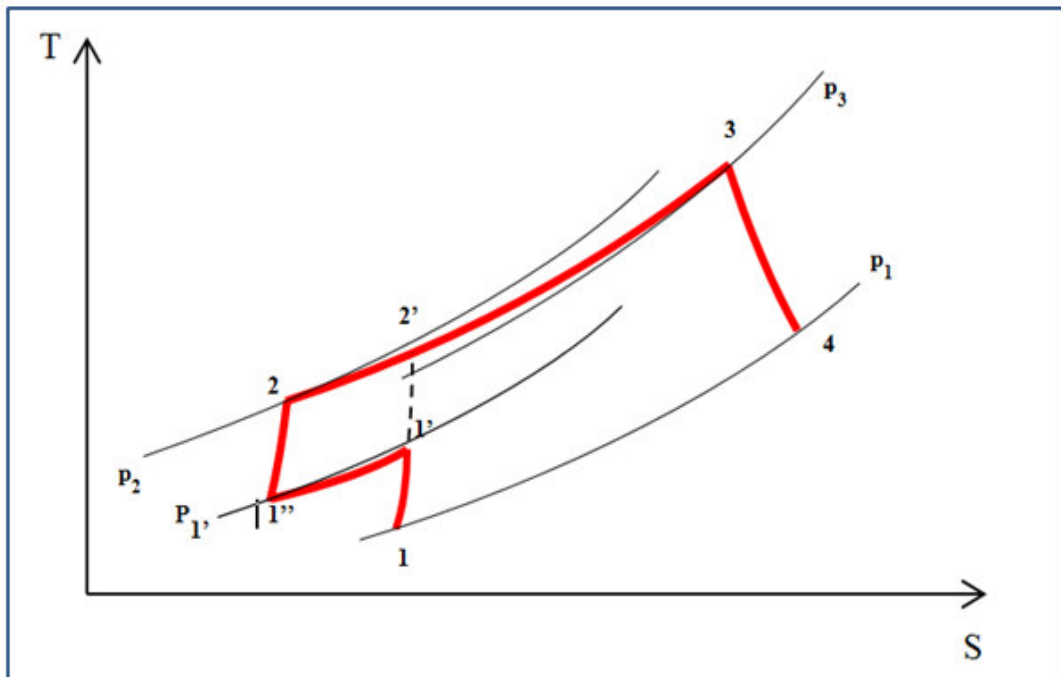


Figure I.7: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire

Pour pouvoir comparer le travail du compresseur de ce cycle avec celui du cycle de base, on illustre ce dernier sur le même diagramme (T-S) représenté sur la figure



**Figure I.8: Cycle avec refroidissement intermédiaire**

Dans une compression refroidie le travail requis pour la compression d'une unité de masse d'air s'écrit :

$$\begin{aligned} W_C &= W_{1-1''} + W_{1'-2} \\ &= (h_{1'} - h_1) + (h_2 - h_{1''}) \end{aligned}$$

Si on considère que  $C_p$  constante, on aura :

$$W_{Cref} = C_p[(T_{1'} - T_1) + (T_2 - T_{1''})]$$

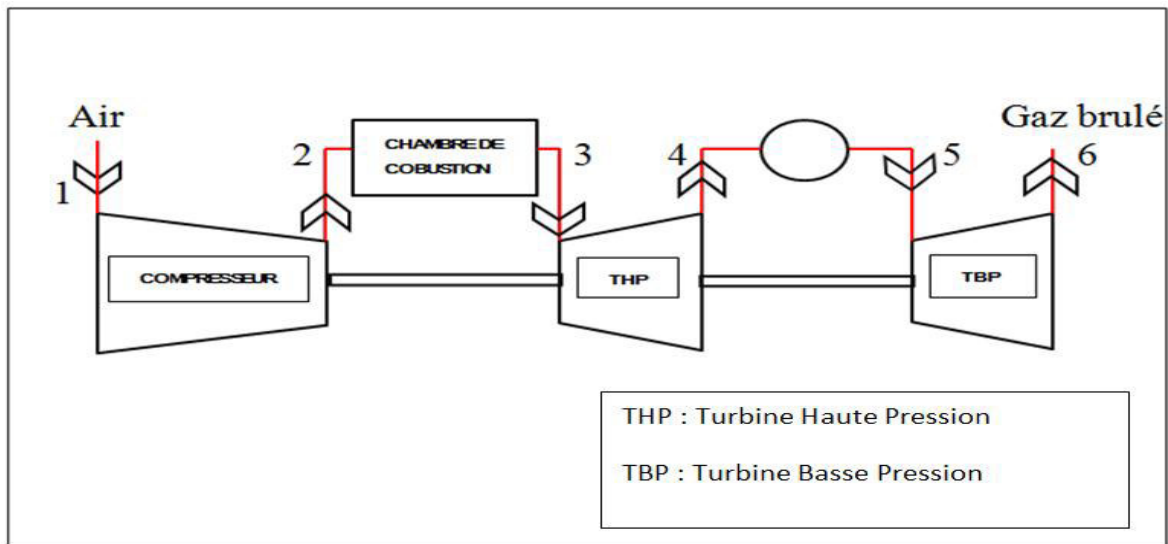
En admettant que le rendement du compresseur est égal à celui de chaque compresseur utilisé dans le cas précédent, et la chaleur massique  $C_p$  constante. Le travail de compression simple est donné par :

$$\begin{aligned} W_{Csimple} &= h_2 - h_1 = (h_{2'} - h_{1'}) + (h_{1'} - h_1) \\ &= C_p[(T_{2'} - T_{1'}) + (T_{1'} - T_1)] \end{aligned}$$

Comparant les deux travaux, il est facile de déduire que le travail consommé par les deux compresseurs, haute et basse pression, est moins important comparant à celui du cycle de base.

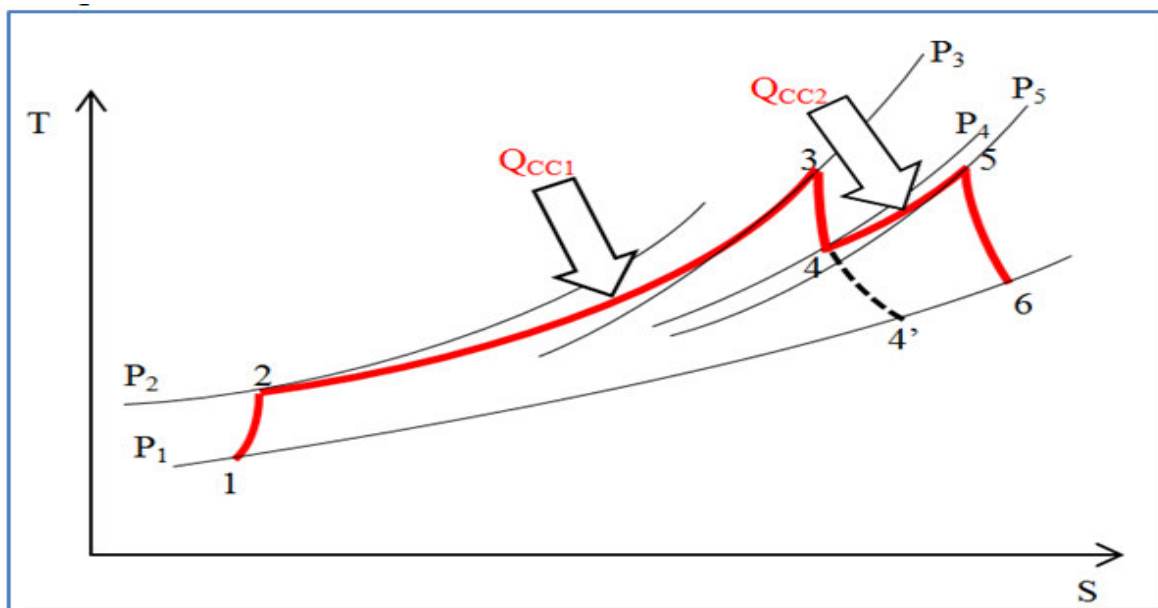
**I.3.3.3 Cycle à réchauffage lors de la détente**

Une autre façon d'améliorer les performances du cycle consiste à augmenter le travail de la détente, en utilisant deux turbines en série, entre lesquelles une deuxième chambre de combustion est introduite. Son schéma de fonctionnement est représenté dans la figure suivante:



**Figure I.9: Configuration d'une turbine avec réchauffe**

Le cycle thermodynamique de cette installation, et celui du cycle de base sont illustrés dans la figure suivante :



**Figure I.10: cycle avec réchauffe**



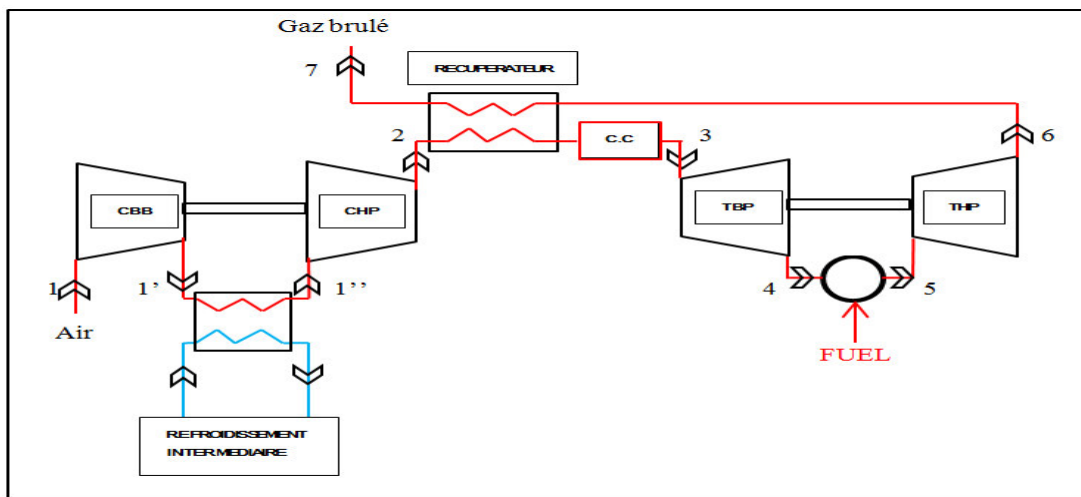


Le cycle avec réchauffe et récupération est plus approprié pour améliorer le rendement, contrairement au cycle avec réchauffe, le gain d'énergie se répercute plus sur la puissance.

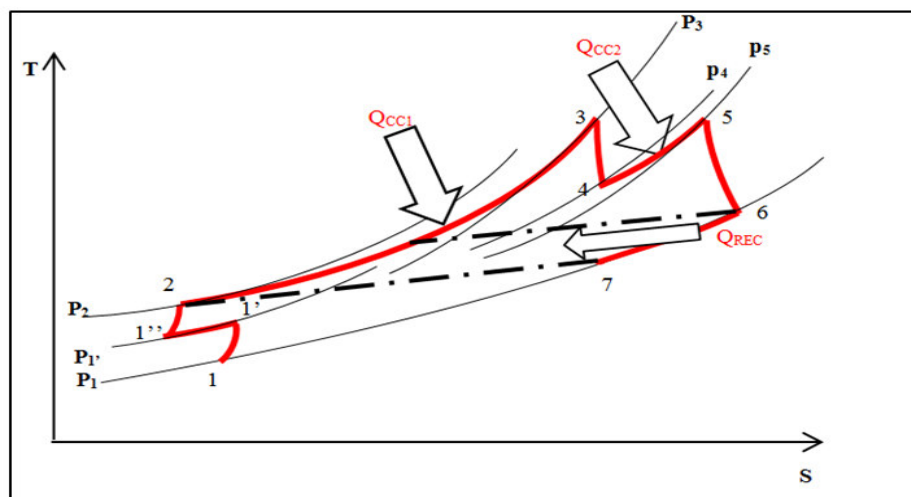
**I.3.3.5 Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération**

Ce cycle englobe les avantages des trois cycles, augmentation du travail et amélioration du rendement.

La figure suivante montre la configuration pour ce cycle :



**Figure I.13: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et récupération.**



**Figure I.14: Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération**

### I.3.3.6 Cycle à injection de vapeur :

La récupération d'énergie des gaz d'échappement est essentielle pour obtenir des hautes efficacités, cependant la grande quantité de chaleur des gaz d'échappement (températures au-dessus de 500 °C) peut être récupérée facilement dans un générateur de vapeur (Figure I.15).

L'injection de la vapeur à l'air comprimé est avantageuse, car l'augmentation du débit massique traversant la turbine détente sans l'augmenter dans le compresseur augmente la puissance utile et le rendement du cycle.

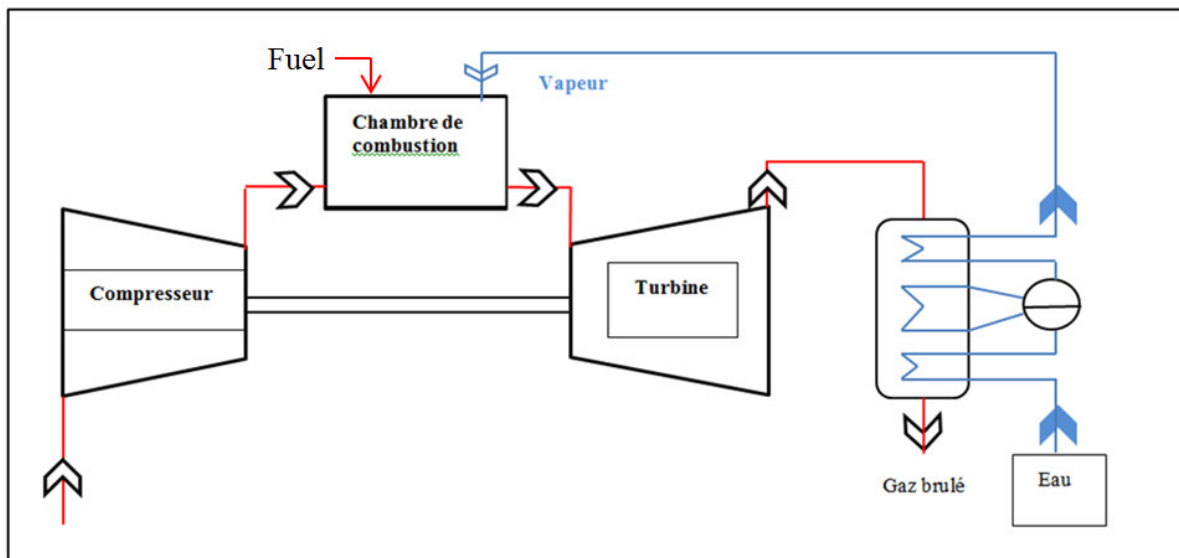
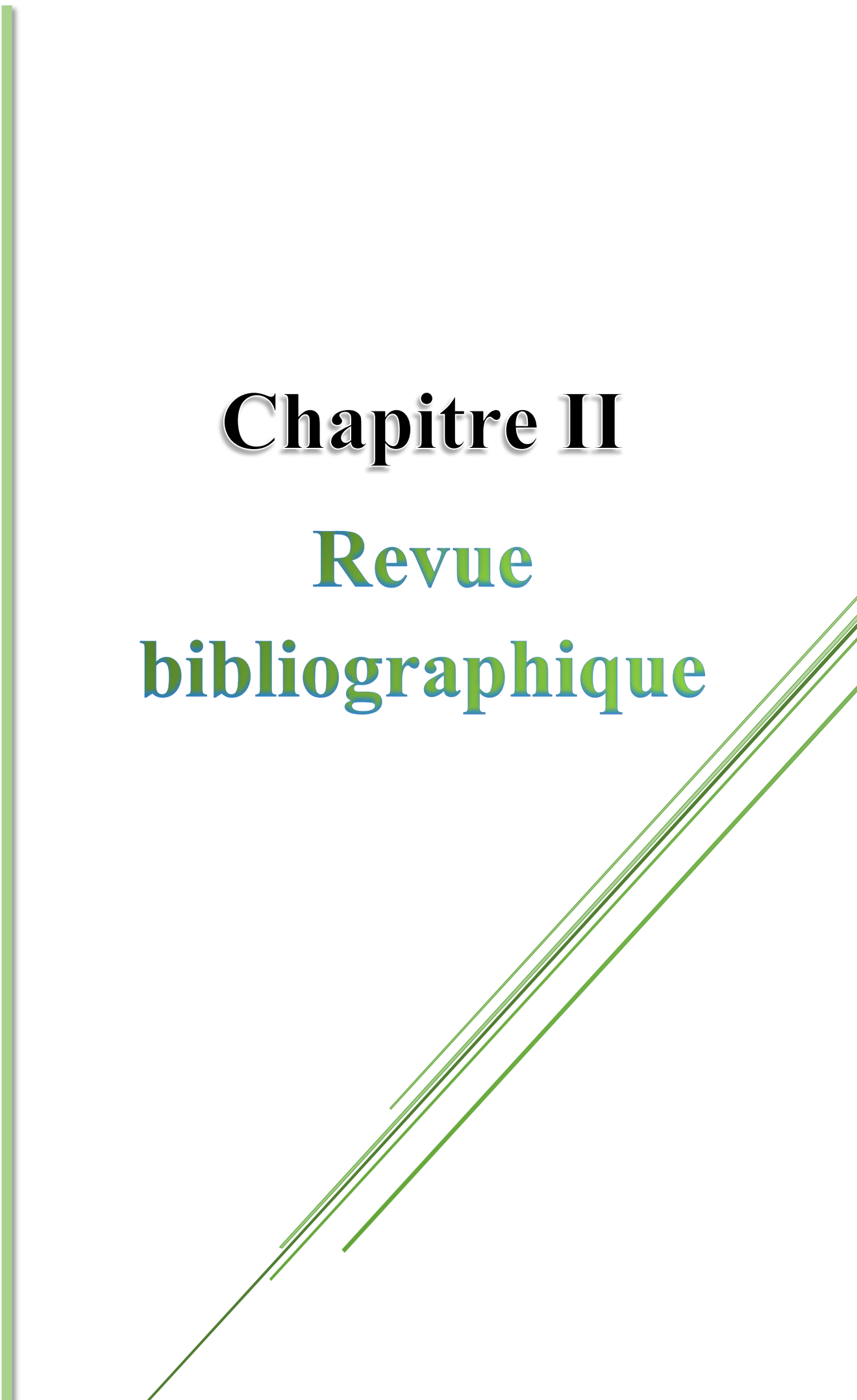


Figure I.15: Turbine à gaz avec injection de vapeur



# **Chapitre II**

## **Revue**

### **bibliographique**

**II.1-Introduction :**

Les recherches et les études de développement des TAG ont commencé au début du 20<sup>ème</sup> siècle. En outre, la récupération des gaz d'échappement était un sujet très abordé qui a conduit à la cogénération CC (turbine à gaz-turbine à vapeur).

Actuellement, des efforts sont consacrés afin d'améliorer les performances et maximiser les rendements des TAG de différentes manières à savoir, la diminution du travail du compresseur par le refroidissement de l'air ambiant, l'augmentation de la combustion par l'injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion et en fin par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement à la sortie de la TAG. Cette tâche est facilitée grâce à l'outil informatique qui est devenu plus abordable.

Dans ce chapitre nous avons élaboré une recherche bibliographique des études récentes sur l'optimisation des performances des TAG en récupérant les gaz d'échappement. Enfin, sur la base d'une synthèse bibliographique nous avons clôturé ce chapitre en donnant une direction au présent travail.

**II.2-Revue bibliographique des turbines à gaz avec l'injection d'hydrogène comme combustible :**

**A. Haj Ayed et al [7] :** Ont proposés de combinés l'utilisation de sources d'énergie renouvelable pour sa production, l'hydrogène représente un éventuel carburant de turbine à gaz alternatif dans le cadre de la prochaine génération d'électricité à basse émission. En raison de la grande différence dans les propriétés physiques de l'hydrogène, comparée à d'autres combustibles tels que les gaz naturels, les systèmes de combustion dans la turbine à gaz ne peuvent pas être appliqués de manière directe à la combustion d'hydrogène à basse teneur en NOx (DLN). Ainsi, le développement des technologies de combustion DLN est une tâche essentielle et stimulante pour l'avenir des turbines à gaz d'hydrogène.

**G.L.Juste [8] :** Les turbines à gaz industrielles alimentées par des combustibles fossiles ont été largement utilisées dans la production d'énergie et de production combinée de chaleur et d'électricité pendant de nombreuses années. Cet article présente une étude sur l'injection de petites quantités d'hydrogène dans un hydrocarbure alimentant le brûleur comme carburant

---

afin de réduire les émissions des polluants. L'hydrogène est injecté dans la zone primaire, pré-mélangée avec l'air dans la chambre de combustion. Ce qui a réduire le niveau de NOx.

**Mario Ditaranto et al [9] :** Le concept de cette étude est d'utiliser un cycle de turbine novateur applicable aux centrales électriques avec capture de CO<sub>2</sub> à combustion préalable où le cycle intégré de gazéification (IGCC) est représenté. Ces centrales utilisent un carburant hydrogéné avec des propriétés de combustion hautement réactives qui produisent une dilution de carburant nécessaire pour obtenir des émissions d'oxygène. L'agencement de la turbine à gaz proposée est mis en place afin d'éviter toute dilution de carburant. Dans ce concept, le taux de recirculation des gaz d'échappement (vanne EGR) est appliqué afin de générer une combustion fluide de travail appauvri en oxygène entrant dans la chambre de combustion, ce qui permet de réduire la forte réactivité des combustibles hydrogénés. En conséquence, la température de combustion dans cet environnement a été considérablement limitée, donc le taux de formation de NOx faible. Une évaluation du premier ordre des caractéristiques de combustion à ces conditions de fonctionnement de la turbine à gaz est fait à la lumière d'une analyse de la stabilité et du potentiel d'émission de NOx. L'étude montre que, lors de ces taux prélevés par l'EGR, on peut penser que les réductions des taux de NOx sont estimées.

### **II.3- Revue bibliographique des turbines à gaz avec l'injection de vapeur STIG :**

**Hasan Kayhan et al [10]:** L'injection de vapeur est aussi une solution efficace pour augmenter la puissance des turbines à gaz et limiter les émissions de NOx. L'injection de vapeur augmente également l'efficacité thermique et réduit le carburant brûlé en gardant la même puissance de sortie. En raison de ses performances liées à l'environnement, l'approche présentée est appliquée sur le cycle de turbine à gaz à injection de vapeur et d'une optimisation multicritère précis est effectué pour l'injection de vapeur, ainsi que des rapports d'équivalence et de pression variable. Les irréversibilités et les pertes de pression sont également considérées. Les effets de chaque paramètre sur l'efficacité et le travail net ainsi que les émissions de NOx et de CO sont montrées.

**Anoop Kumar Shukla et al [11]:** L'étude traite l'évaluation de la performance de la centrale à turbine à injection de vapeur (STIG) basée sur la récupération des vapeurs. Elle étudie l'effet combiné de la récupération inactive de la vapeur (IEC) de l'injection de vapeur (SI) et du

---

refroidissement du film (FC) sur l'augmentation de puissance du cycle simple de la turbine à gaz. La modélisation thermodynamique a été effectuée et présentée avec des résultats montrant l'influence de la récupération inactive sur les différents paramètres de performance de la centrale à base de STIG. Les résultats montrent l'incrément de reprise de 3,2% en efficacité thermique du cycle en raison de l'abaissement de la température de compression de l'échantillon (de 318 K à 282 K) à 5% du rapport vapeur-air (SAR). À une température d'entrée de la turbine de 1850 K et un rapport de pression de cycle de 24, on augmente l'efficacité thermique du cycle GT avec IEC, SI et FC par rapport au cycle GT simple. L'injection de vapeur dans la chambre de combustion augmente le travail de détente spécifique à raison de 2,95% pour chaque augmentation en SAR de 2%. L'étude montre que la configuration du cycle de la turbine à gaz dans le cadre de la récupération de la vapeur (IEC), de l'injection de vapeur et du refroidissement du film, est la meilleure combinaison pour obtenir plus d'efficacité et plus de puissance.

**Mahmoud Nadir et al [12]** : Ont trouvé que le transfert de chaleur à partir du mélange de gaz et de vapeur est le plus élevé que celui du gaz seul. Les aubes devraient être plus refroidies et leur matériau pourrait être affecté. Ainsi, de préserver la température inférieure à la limite requise, deux solutions sont proposées : La première elle conserve la valeur initiale de la température et augmente la quantité de liquide de refroidissement. Par contre, la seconde conserve la quantité initiale de liquide de refroidissement et diminue la température de combustion. Les résultats montrent que ces deux solutions conduisent à l'amélioration des performances, mais la première solution donne des résultats plus élevés et permet de produire une fraction vapeur injecté par apport gaz maximale de 14%, alors que pour la deuxième solution cette fraction est de 11%. La puissance est augmentée de 270 MW à 388 MW et de 270 MW à 302 MW respectivement pour la première et la deuxième solution. De même l'efficacité passe de 38% à 42,7% et de 38% à 40,2% respectivement. Les résultats ont également montré que la quantité de NOx produite a été considérablement diminuée et peut atteindre une valeur de 10 ppm pour la première solution et 14 ppm pour la seconde.

---

#### II.4-Revue bibliographique des turbines à gaz avec refroidissement de l'air d'admission :

**Alok Ku et al [13]** : Cette étude est axée sur l'évaluation de la comparaison de deux types de refroidissement d'air d'admission (le refroidissement par évaporation et refroidissement par compression de vapeur) intégrés à une centrale de turbine à gaz refroidie. Le refroidissement du film d'air a été adopté comme technique de refroidissement pour les godets de la turbine à gaz. Une étude sur l'effet du rapport de pression ( $r_p$ ,  $c$ ), de la température de compresseur (CIT), de la température d'entrée de la turbine (TIT), du taux de température d'entrée (RIT), de l'humidité relative ambiante et de la température ambiante sur les paramètres de performance de la plante, a été effectuée. On a observé que l'intégration du système de refroidissement d'air d'admission au cycle de la turbine à gaz améliore la performance globale. L'amélioration étant supérieure à la température ambiante et à l'humidité relative ambiante. À un TIT = 1700 K,  $r_p$ ,  $c = 23$ ,  $RHa = 0.2$  et  $Ta = 313$  K, on a observé un refroidissement par air de la compression de la vapeur pour améliorer le travail de 18,4% et l'efficacité de 4,18% par rapport à 10,48% et 4,6 % respectivement pour le refroidissement par évaporation. Dans les régions géographiques en raison de l'humidité relative ambiante faible et la température ambiante inférieure, des refroidissements d'air d'aspiration évaporés devraient être préférés sur le refroidissement de la compression de la vapeur en termes d'efficacité énergétique plus élevée. L'adoption d'une température d'entrée plus élevée de la turbine a un effet plus prononcé sur la turbine à gaz refroidie par compression de vapeur en termes d'amélioration des paramètres de performance de la plante par rapport au refroidissement par évaporation . Le taux de travail augmente avec un accroissement de la valeur de RIT jusqu'à 5,6 après la diminution.

**Alaa A et al [14]** : Dans cette étude la performance a été testée pour le cas sans aucun système de refroidissement à l'entrée de la turbine (TIC) et comparée à la performance pour le développement de la protection et les refroidisseurs de l'absorption en fonction de la puissance de sortie, de l'efficacité thermique, du taux de chaleur, de la consommation de carburant spécifique, du débit massique de carburant consommé et de l'économie. Les résultats ont montré que la température ambiante de l'air s'élève à 37 ° C et après la ramification de toute la consommation d'énergie associée pour le refroidisseur et le refroidisseur d'absorption, le refroidisseur d'absorption avec régulateur peut entraîner une augmentation de puissance de 25,47% et une efficacité de 33,66% qui fournit une économie

---

de prix d'environ 13% alors que le refroidisseur évaporatif ne fournit qu'une augmentation de 5,56% en puissance et 1,55% d'efficacité, et une économie de 3% en prix énergétique moyen.

### **II.5-Conclusion :**

En faisant la synthèse de cette partie bibliographique, on a constaté que les études récentes d'optimisation Thermodynamique d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau, sont en développement continue et ils proposent diverses solutions possibles pour arriver à atteindre le maximum de rendement et le minimum de pertes d'énergie.

En revanche, ces solutions sont utilisées afin d'augmenter le rendement des turbines à gaz en réduisant la quantité de chaleur fournie à la chambre de combustion et sa consommation spécifique. Ainsi, le présent travail consiste aussi à réduire les émissions de NOx en utilisant l'hydrogène comme carburant. Cependant, ce dernier étant connu par la production excessive de NOx, son utilisation dans les TAG doit être accompagnée par l'injection de la vapeur d'eau pour diluer la température de la flamme.





# Chapitre III

## Hydrogène et le contrôle de $\text{NO}_x$



**III.1- Introduction :**

L'hydrogène comme combustible non porteur de carbone, est susceptible de jouer un rôle très important pour la réduction des émissions des gaz à effet de serre. Dans l'industrie des énergies, deux cas possibles peuvent être envisagés pour l'utilisation de l'hydrogène dans les turbines à gaz à savoir pure ou en utilisant des carburants riches en hydrogène. L'hydrogène peut être produit à partir des sources des énergies renouvelables (solaire ou vent) ou à partir de l'énergie nucléaire (à travers une conversion thermique directe ou par électrolyse), mais dans une vision plus réaliste et à court terme, il sera dérivé à partir des carburants fossiles conventionnels par des procédés de conversion y compris la séquestration du CO<sub>2</sub>.

Nous allons aborder la possibilité de brûler l'hydrogène avec des grandes quantités dans des turbines à gaz sans tenir compte du procédé utilisé pour la production de l'hydrogène. Nous allons nous concentrer sur le comportement de la turbine à gaz, en considérant les effets de la variation de débit massique, des émissions résultantes et des propriétés thermodynamiques. Ces effets sont accentués par le fait que le contrôle de l'émission de NO<sub>x</sub> s'appuie sur la dilution du carburant avec une grande quantité des gaz inertes, comme la vapeur d'eau ou l'azote. Dans ce chapitre nous avons donné des informations sur l'hydrogène et le contrôle des émissions de NO<sub>x</sub>.

**III.2- Caractéristiques énergétiques, pratiques et sécuritaires :**

L'hydrogène est l'élément chimique le plus simple, son isotope le plus commun est constitué seulement d'un proton et d'un électron. De ce fait, c'est un atome univalent. La masse de l'électron étant négligeable devant celle des protons et des neutrons, ce sont ces derniers qui déterminent la masse des atomes (donc leur poids). L'hydrogène est ainsi le plus léger atome existant et c'est l'élément le plus abondant de l'univers: 75% en masse et 95% en nombre d'atomes. Cet élément se trouve en grande quantité dans les étoiles et les planètes gazeuses. Relativement à son abondance dans l'univers, l'hydrogène est très rare dans l'atmosphère terrestre. Sur terre, l'hydrogène est néanmoins très abondant mais sous forme d'eau et dans la plupart des matières organiques. Sa molécule est plus énergétique: 120MJ/Kg, soit 2.2 fois le gaz naturel. Il n'est ni polluant, ni toxique et sa combustion dans l'air ne génère que de l'eau. [15]

C'est le plus léger des gaz, ce qui est un facteur positif vis-à-vis de la sécurité (grande vitesse de diffusion dans l'air). En conséquence, en dehors d'une situation dite « confinée » (c'est-à-dire emprisonnée avec de l'air dans un volume fermé), l'hydrogène est moins dangereux que le gaz naturel. Néanmoins, la faible densité de l'hydrogène implique aussi une densité énergétique volumique moins favorable au transport et au stockage sous forme gazeuse, que pour le gaz naturel. L'hydrogène a un large domaine d'inflammabilité dans l'air: 4 à 75% (contre de 5 à 15% pour le méthane), ce qui augmente les risques pour un gaz riche en hydrogène. Sa combustion thermique à haute température, en présence d'air, génère des oxydes d'azote.

Les caractéristiques physico-chimiques de l'hydrogène sont représentées dans le tableau ci-dessous [16] :

Propriété	Valeur numérique
PCI (Pouvoir Calorifique Inférieure)	120 MJ/Kg
PCS (Pouvoir Calorifique Supérieur)	142 MJ/Kg
Densité Gazeuse a 273 K	0.08988 Kg/Nm <sup>3</sup>
Densité liquide	70.79 Kg/m <sup>3</sup>
Chaleur Spécifique Cp a 300K	14.2091 KJ/Kg.K
Chaleur Spécifique Cv a 300K	10.0849 KJ/Kg.K
Conductivité Thermique du Gaz	0.1897 W/m.K
Chaleur d'évaporation	445.4 KJ/Kg
Energie de liquéfaction	14 122 J/g (3.92 KW/Kg)
Masse Atomique	1.008
Constant de Gaz	4.12418 KJ/Kg.K

Limites d'inflammabilité dans l'air (vol%)	4-75 (G.N 5-15)
Limites de détonation dans l'air (vol%)	13-65 (G.N 6-14)
Energie Minimale d'inflammation	20 J (G.N 290 J)
Température de solidification	14.01 K
Température d'ébullition	20.268 K
Température d'auto inflammation dans l'air	858 (G.N 813 K)
Température de flamme dans l'air	2300K

**Tableau III-1 : Les caractéristiques physico-chimiques de l'hydrogène.**

L'hydrogène est le composé dont la densité d'énergie massique est la plus élevée parmi les combustibles courants (120 MJ/Kg pour l'hydrogène contre 45 MJ/Kg pour le gaz naturel). Néanmoins, il possède la masse volumique la plus faible de tous ces combustibles et sa température d'ébullition est de 20 K. a pression atmosphérique. Son stockage s'avère donc coûteux aussi bien d'un point de vue énergétique que pécuniaire. Ces caractéristiques sont très pénalisantes pour son utilisation aussi bien dans le système stationnaire que portable.

L'hydrogène peut être utilisé à grande échelle mais il faut naturellement définir les mesures de sécurité adéquates à chaque étape (production, transport, stockage et distribution) de façon à garantir son utilisation. [17]

Nous sommes au début de l'utilisation de ce carburant, comme il y a eu le passage du bois au de charbon puis au pétrole, la transition va se faire progressivement et les infrastructures de transport, de stockage et de distribution vont se mettre en place. [18]

---

### III.3- Problèmes rencontrés lors de passage du gaz naturel à l'hydrogène:

En comparaison avec le gaz naturel, la combustion de l'hydrogène dans les TG mène à un débit volumique plus bas et une composition des gaz produits différente avec un contenu élevé en vapeur d'eau. Les plus importants problèmes à rencontrer sont :

- L'augmentation des émissions des NO<sub>x</sub>.
- Le problème d'attelage.
- La réduction de rendement polytropique de la turbine de détente.

### III.4- L'augmentation des émissions des NO<sub>x</sub>:

A cause de la grande température de la flamme de l'hydrogène, la production de NO<sub>x</sub> va augmenter à des valeurs inacceptables, pour cela, nous devons procéder à des méthodes pour le contrôler.

En général, trois méthodes sont utilisées pour réduire les émissions de NO<sub>x</sub> des centrales de turbine à gaz :

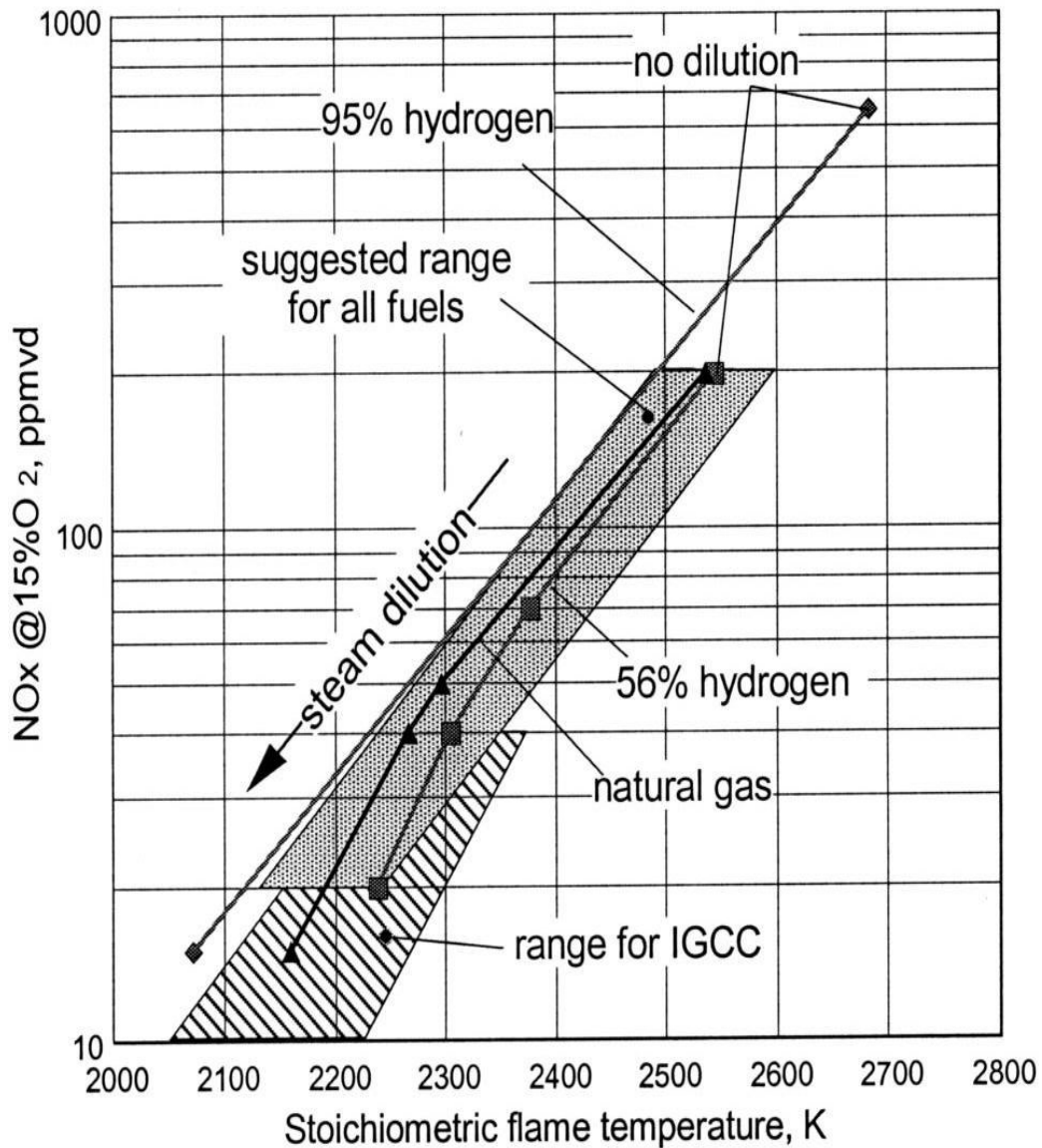
- La combustion prémixée.
- La dilution de fuel, généralement avec de la vapeur, d'eau ou l'azote.
- La soustraction à la sortie des gaz d'échappement.

Pour les applications de gaz naturel, la première technique est la plus préférée. Son principe de base est d'obtenir une température de flamme modérée en faisant plus d'air que celui stœchiométrique dans la zone primaire, cela est obtenu en mixant de l'air avec le fuel avant la combustion. En passant à l'hydrogène, le prémixage devient une pratique très discutable à cause de limites d'inflammabilité très importante et les basses températures d'allumage de l'hydrogène en comparaison avec le gaz naturel. Donc, la première technique ne peut être proposée sans risques pour des grandes applications industrielles simplement car l'hydrogène réagit rapidement quand mixé avec de l'air dans des conditions typique de la turbine avec n'importe quel taux.

La dilution massive avec la vapeur ou l'azote peut utiliser d'une manière extensive dans les chambres de combustion pour contrôler le NO<sub>x</sub>. La température stœchiométrique de la

Flamme (TSF) est représentative de la température de la flamme réelle et elle est strictement liée au taux de formation de NO<sub>x</sub>.

La figure (II-1) montre une collection des données de littérature récupérées à partir des recherches expérimentales de GE avec des carburants hydrogénés, montrant une relation entre la SFT et l'émission de NO<sub>x</sub> pour différent carburant.



**Figure III-1: production de NO<sub>x</sub> pour différent carburants en fonction de TSF. [19]**

Il est clair que l'utilisation de l'hydrogène non dilué cause des niveaux inacceptables d'émissions que la TSF doit être largement réduite pour avoir des émissions comparables aux normes de l'industrie de l'énergie (25-45 ppmvd). Une valeur raisonnable de 2250 K pour la TSF peut être stipulée rencontrer ces normes. [19]

---

La soustraction à partir des gaz d'échappement comprend :

- La déduction catalytique sélective (SCR) par le moyen d'injection de l'ammoniac.
- La procédure de Sconox, proposée récemment pour des taux de soustraction extrêmement élevés, utilisant adsorption - désorption.

Ces techniques peuvent être utilisées en aval des turbines à gaz fonctionnant en hydrogène et également pour les unités conventionnelles. Leur leur prix et dimension son liés a la quantité de NO<sub>x</sub> enlevée. Leur utilisation peut être proposée pour réduit les émissions à partir d'une concentration modérée (par exemple de 100 à 10 ppm) mais l'incidence sur le prix de l'investissement sera excessive si on commence à partir de plusieurs centaines de ppm qui est le cas de la combustion de l'hydrogène. [19]

Donc, excluant les chambres de combustion pré-mixée et limitant la SCR pour des applications finies, les techniques de dilution paraissent obligatoires pour l'utilisation de l'hydrogène dans les chambres de combustion des turbines à gaz

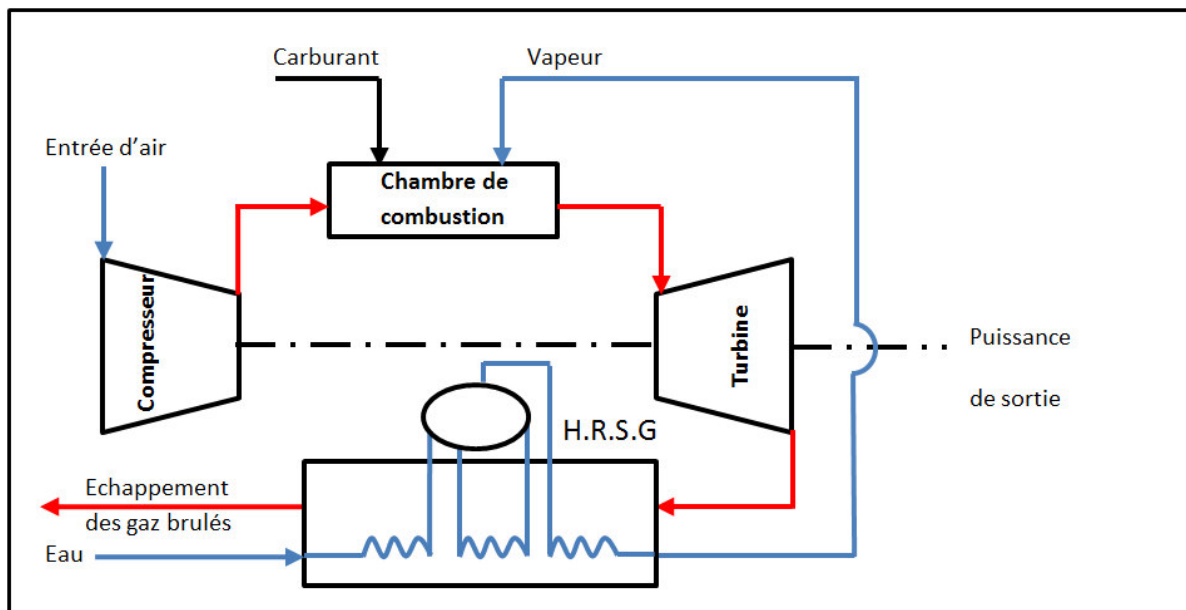
Le choix de la vapeur et l'azote comme diluant possible est plutôt direct. La vapeur est toujours disponible dans le cas de cycles combinés, elle peut être extrait de la turbine à vapeur à n'importe quelle pression raisonnable, L'azote est disponible gratuitement dans des procédures incluant la séparation d'air ou dans une raffinerie de gazéification résiduelle, si l'hydrogène utilisé par la turbine à gaz est produit sur site à partir de la dé-carbonisation des gaz de synthèse venant de carburant lourds, l'azote sera sûrement présent avec des grands quantités, Dans une installation pareille, il est aussi possible d'utiliser l'eau chaude venant du refroidissement des gaz de synthèse : ça rend disponible un carburant dilué par la vapeur sans avoir besoin de la turbine à vapeur ou tout simplement nous allons mettre en place un générateur de vapeur fonctionnant par récupération des gaz d'échappement pour produite de la vapeur si non considérons que l'hydrogène n'est pas produit sur site.

L'injection de la vapeur dans une TG diminuera considérablement la température de la flamme et par conséquent en résulte une diminution des émissions des NO<sub>x</sub>. De plus, l'augmentation de débit de fluide de travail dans la turbine conduit à l'augmentation de la puissance reçue par la turbine. Comme on le démontrera par la suite, plus de débit de vapeur injecté est grand, plus la puissance reçue est plus importante.

Pour assurer l'alimentation de la TG en vapeur, on peut recourir à différentes méthodes dont on cite :

- Extraire la vapeur d'une turbine à vapeur dans le cycle combiné ;
- Utilisation de la vapeur résultant du circuit de refroidissement des gaz synthèses en cas où l'hydrogène est produit sur site ;
- La mise en place d'un générateur de vapeur utilisant la récupération des gaz d'échappement

Dans notre étude, on a opté pour la troisième méthode et l'installation sera comme suit :

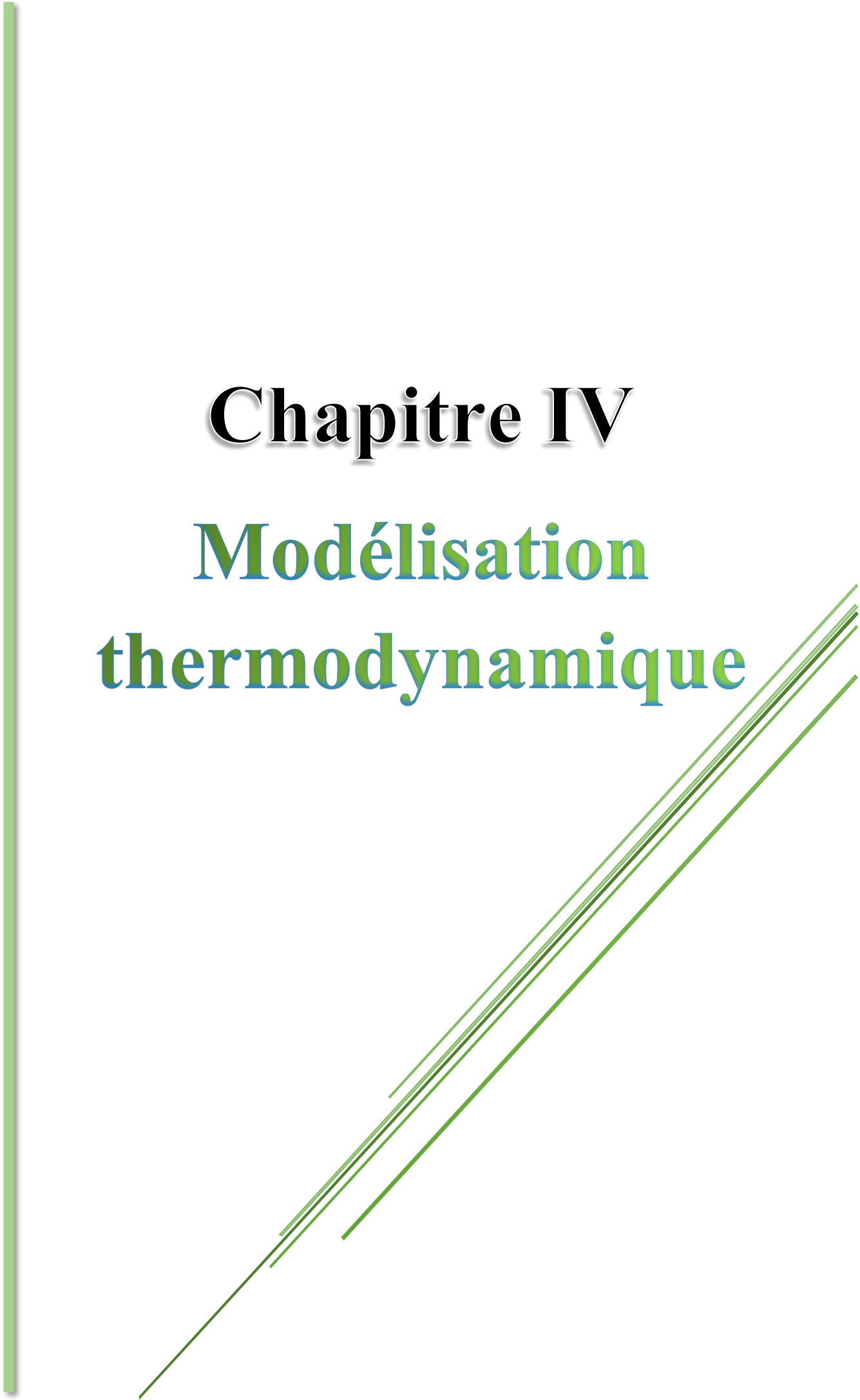


**Figure III-2 : schéma d'une installation d'une turbine à gaz avec injection de vapeur.**

Cette méthode dite Turbine à gaz avec injecteur de vapeur TGIV offre une série d'avantages :

- Réduction des émissions des NO<sub>x</sub>.
- Faible coût de l'équipement comparativement aux cycles combinés.
- Bon rendement thermique.
- Taille réduite en comparaison avec le cycle combiné.





# **Chapitre IV**

## **Modélisation thermodynamique**

### IV.1- Introduction

Cette étude aborde la possibilité d'utiliser l'hydrogène autant que combustible, avec de grande quantité dans des turbines à gaz désignées pour fonctionner en gaz naturel, sans tenir compte du procédé utilisé pour la production de l'hydrogène.

Donc nous allons nous concentrer sur le comportement thermodynamique de la turbine à gaz, en considérant les effets de la variation des propriétés thermodynamiques liées au passage du gaz naturel à l'hydrogène, et comparer les performances entre une TG à gaz naturel et une TG à hydrogène

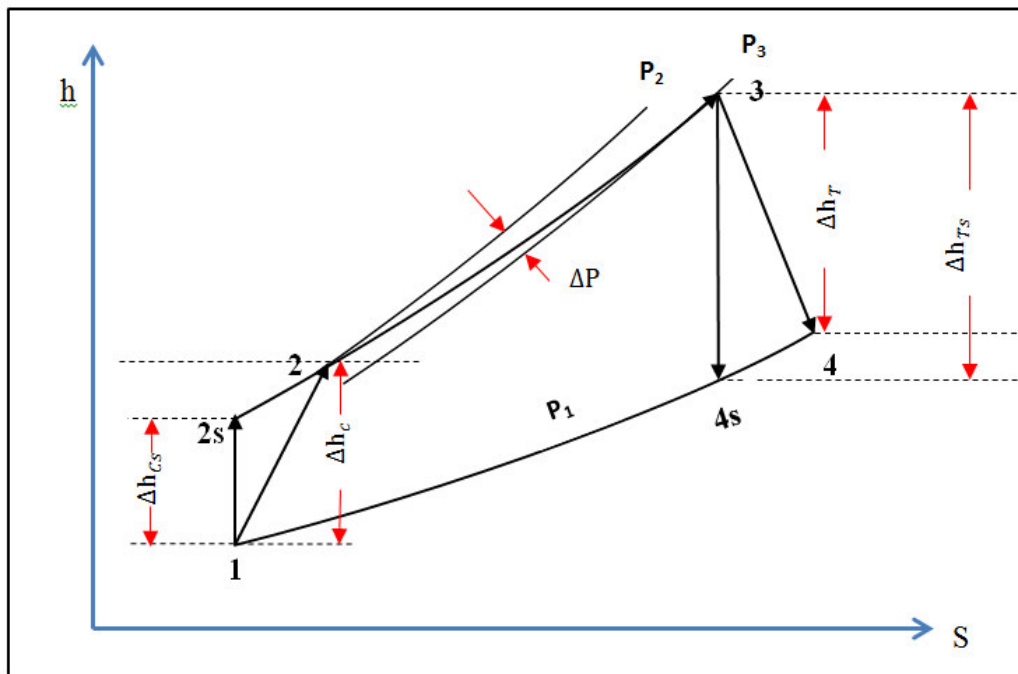


Figure IV-1: Cycle thermodynamique effectué par une TG simple (cycle de Brayton)

Il s'agit donc de modéliser progressivement les configurations suivantes :

- ❖ TG à gaz naturel, en premier lieu
- ❖ TG à hydrogène sans injection de vapeur
- ❖ TG à hydrogène avec injection de vapeur d'eau

## IV.2- Modélisation de la TG à gaz naturel

### IV.2.1-Modélisation de la compression

#### IV.2.1.1- Processus de compression

Le processus de compression représenté par le segment 1-2 sur la figure (IV-1) est accompli par le compresseur, modélisé par son rendement polytropique ( $\eta_{pc}$ ), dont sa valeur est donnée par le constructeur, défini comme suite :

$$\eta_{pc} = \frac{vdP}{dh} \quad (IV-1)$$

Sachant que :

$$dh = C_p dT \quad (IV-2)$$

Et que :

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (IV-3)$$

Et :

$$v = \frac{RT}{P} \quad (IV-4)$$

L'équation (IV-1) devient :

$$\eta_{pc} = \frac{\frac{\gamma a - 1}{\gamma a} \left[ \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \right]}{\ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (IV-5)$$

Le taux de compression, communément noté ( $\pi_c$ ), représente le rapport de la pression de sortie à la pression d'entrée .  $\left( \frac{P_2}{P_1} \right)$

D'après la relation (IV-5) en obtiens la température de sortie de compresseur T2 :

$$T_2 = T_1 (\pi_c)^{\frac{\gamma a - 1}{\gamma a \cdot \eta_{pc}}} \quad (IV-6)$$

#### IV.2.1.2- Le travail du compresseur

Le travail requis pour une unité de masse d'air s'exprime d'une manière générale par la relation :

$$W_C = \frac{(C_{p a,2} \cdot T_2) - (C_{p a,1} \cdot T_1)}{\eta_m} \quad (IV-7)$$

Avec  $C_{p_a}$  est la chaleur spécifique de l'air donnée par l'expression suivante :

$$C_{p_a} = A + B + C \times T^2 + D \times T^3 + E \times T^4 \quad (\text{IV-8})$$

$$A = 1.03409$$

$$B = 0.284887 \times 10^{-3}$$

$$C = 0.7816818 \times 10^{-6}$$

$$D = 0.4970786 \times 10^{-9}$$

$$E = 0.1077024 \times 10^{-12}$$

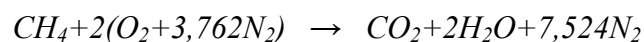
### IV.2.2-Modélisation de la chambre de combustion

La combustion n'étant pas parfaite car il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement et seul le débit du carburant brûlé apporte de l'énergie au fluide actif. Cela est représenté par le rendement de combustion «  $\eta_{cc}$  ».

D'autre part le processus de combustion représenté par le segment 2-3 sur la figure (IV-1) est associé avec une perte de pression totale  $\Delta P_{cc}$ .

Comme le gaz naturel est constitué essentiellement du méthane, nous allons procéder à la combustion de ce dernier.

Sachant que l'air est composé de 21% d'oxygène et près de 79% d'azote, la fraction fuel / air ( $F_{SC}$ ) pour une combustion stœchiométrique s'obtient comme suit :



Donc :

$$1 \text{ mole fuel} \rightarrow 2 \text{ moles } O_2$$

$$16 \text{ g/mole fuel} \rightarrow 64 \text{ g/mole } O_2$$

$$16 \text{ g fuel} \rightarrow 274,672 \text{ g air}$$

$$F_{SC} = \frac{16}{274,672} = 0,0582$$

Donc le bilan énergétique d'une combustion stœchiométrique s'écrit :

$$C_{p_{a,2}} \cdot T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot C_{p_{CH_4}} \cdot T_{injf} = (1 + F_{SC}) \cdot C_{p_{pr}} \cdot T_f \quad (\text{IV-9})$$

A partir de la relation (IV-9) la température de la flamme  $T_f$  se déduit directement :

$$T_f = \frac{Cp_{a,2} \cdot T_2 + F_{sc} \cdot PCI + F_{sc} \cdot Cp_{CH_4} \cdot T_{inj}}{(1 + F_{sc}) \cdot Cp_{pr}} \quad (IV-10)$$

D'après l'équation (1), les produits de la combustion stoechiométrique du gaz naturel est un mélange gazeux composé de  $CO_2$ ,  $H_2O$  et  $N_2$  dont la chaleur spécifique s'écrit selon la relation de DALTON comme suit :

$$Cp_{pr} = \%CO_2 \cdot Cp_{CO_2} + \%H_2O \cdot Cp_{H_2O} + \%N_2 \cdot Cp_{N_2} \quad (IV-11)$$

On détermine le pourcentage des produits ;

La masse du mélange produit est :

	290,672g	→ 100 %
$N_2$ :	210,672g	→ 72,478 %
$CO_2$ :	44g	→ 15,137 %
$H_2O$ :	36g	→ 12,385 %

Sachant que les chaleurs spécifiques des produits et du carburant en fonction de la température sont:

$$Cp_{N_2} = 39.06 - 512.79 \times \theta^{-1.5} + 1072.7 \times \theta^{-2} - 820.4 \times \theta^{-3} \quad (IV - 12)$$

$$Cp_{CO_2} = -3.7357 + 30.529 \times \theta^{0.5} - 4.1034 \times \theta + 0.024198 \times \theta^2 \quad (IV - 13)$$

$$Cp_{H_2O} = 143.05 - 183.54 \times \theta^{0.25} + 82.751 \times \theta^{0.5} - 3.689 \times \theta \quad (IV - 14)$$

$$Cp_{CH_4} = -672.87 + 439.74 \times \theta^{0.25} - 24.875 \times \theta^{0.75} + 323.88 \times \theta^{-0.5} \quad (IV - 15)$$

et  $\theta = T/100$

En faisant le bilan énergétique de la chambre de combustion, le débit du carburant par rapport au débit d'air entrant dans le compresseur, à savoir  $F = m/m_a$ , peut être déduit comme suit :

$$Cp_{a,2} T_2 + F \cdot PCI \cdot \eta_{cc} + F \cdot Cp_{CH_4} \cdot T_{inj} = (1 + F) Cp_{g,3} TIT \quad (IV-16)$$

Avec :

$$Cp_g = \frac{\left[\left(1 - \frac{F}{F_{sc}}\right)Cp_a + \left(\frac{F}{F_{sc}}\right)Cp_{pr}\right]}{1 + F} \quad (IV-17)$$

$Cp_{a,3}$  et  $Cp_{pr,3}$  sont calculés à partir des relations (IV-8) et (IV-11) pour la température TIT, et  $F/F_{sc}$  représente l'excès d'air.

$$F = \frac{Cp_{a,3} \cdot TIT - Cp_{a,2} \cdot T_2}{PCI \cdot \eta_{cc} - \frac{(Cp_{pr,3} \cdot TIT - Cp_{CH4} \cdot T_{inj_f})(Cp_{pr,3} - Cp_{a,3}) \cdot TIT}{F_{sc}}} \quad (IV-18)$$

En calculant la fraction Carburant/Air (F), on peut déterminer la chaleur spécifique des gaz à l'entrée de la turbine de détente à partir de la relation (IV-17).

L'énergie apportée par le combustible est exprimée par unité de masse d'air entrant dans le compresseur comme suit :

$$Q = F \cdot PCI = (1 + F)Cp_{g,3}TIT - (Cp_{a,2} T_2 + FCp_{CH4}) \quad (IV-19)$$

### IV.2.3-Modélisation de la turbine :

#### IV.2.3.1- Processus de détente :

A cause des pertes de pression dans la chambre de combustion, le taux de détente en fonction du taux de compression et des pertes de pression est fourni par la formule (IV-20) :

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 - \Delta P_{cc}}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} (1 - \xi_{comb})$$

Ce qui conduit à :

$$\pi_T = \pi_C (1 - \xi_{comb}) \quad (IV-20)$$

Avec :  $\xi_{comb} = \Delta P_{cc}/P_2$

Le processus de détente (segment 3-4 ; figure IV-1) cause une augmentation d'entropie représentée par le rendement polytropique  $\eta_{PT}$  tel que :

$$\eta_{PT} = \frac{dh}{vdP} \quad (IV-21)$$

Sachant que :  $dh = Cp dT$  (IV-22)

Avec : 
$$Cp = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (IV-23)$$

Et : 
$$v = \frac{RT}{P} \quad (IV-24)$$

La relation (IV-21) devient :

$$\eta_{PT} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[ \frac{\ln\left(\frac{TIT}{T_4}\right)}{\ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right)} \right] \quad (IV-25)$$

D'où on peut déterminer la température de sortie de la turbine de détente T4 :

$$T_4 = \frac{TIT}{\frac{\eta_{PT}(\gamma_g - 1)}{(\pi_t)^{\gamma_g}}} \quad (IV-26)$$

Pour déterminer T4 on doit d'abord déterminer  $\gamma_g$  et  $R_g$  :

$$\gamma_g = \frac{Cp_{g,4}}{Cp_{g,4} - R_g} \quad (IV-27)$$

$$R_g = [(1 - F/F_{sc})R_a + (F + F/F_{sc})R_{pr}]/(1 + F) \quad (IV-28)$$

$$R_{pr} = \%CO_2 \cdot R_{CO_2} + \%H_2O \cdot R_{H_2O} + \%N_2 \cdot R_{N_2} \quad (IV-29)$$

Avec :  $R_a = 0.287 \text{ kJ/kg.K}$

$$R_{CO_2} = 0.1889 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R_{H_2O} = 0.46152 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R_{N_2} = 0.2968 \text{ kJ/kg.K}$$

La chaleur spécifique des gaz d'échappement  $Cp_{g,4}$  est déterminée à partir de (IV-17) pour  $T = T_4$ .

**IV.2.3.2- Travail reçu par la turbine**

Le travail reçu par la turbine peut être calculé, pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur, par la relation suivante :

$$W_T = (1 + F) \cdot (Cp_{g,3} \cdot TIT - Cp_{g,4} \cdot T_4) \cdot \eta_m \quad (IV-30)$$

**IV.2.4-Analyse des performances de la Turbine à gaz :**

L'analyse qui suit est basée sur les critères suivants :

**IV.2.4.1- Travail spécifique :**

Il est exprimé par la différence entre le travail produit par la turbine et celui consommé par le compresseur. En considérant les pertes par frottement représentées par le rendement mécanique  $\eta_{mec}$  alors, pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur, le travail net est :

$$W_S = W_T - W_C \quad (IV-31)$$

Tel que les travaux reçu par la turbine et consommé par le compresseur sont calculés à partir des relations IV-30 et IV-7 respectivement.

**IV.2.4.2- Le rendement global :**

Il est évalué comme suit :

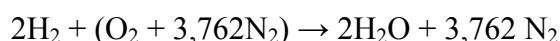
$$\eta_{glob(TG)} = \frac{W_S}{F \cdot PCI} \quad (IV-32)$$

**IV.3- Modélisation de la TG à Hydrogène**

Puisque le changement s'effectue au niveau de la chambre de combustion lors de la substitution du gaz naturel par de l'hydrogène, les paramètres calculés dans la partie de la compression restent inchangés.

**IV.3.1- Modélisation de la chambre de combustion**

La combustion stœchiométrique du gaz hydrogène avec l'air nous donne :





2 moles H<sub>2</sub> → 1 mole O<sub>2</sub>

4g (H<sub>2</sub>) → 32 g (O<sub>2</sub>)

4g (H<sub>2</sub>) → 137,336 g (air)

La fraction fuel /air pour une combustion stœchiométrique pour 1 kg d'air :

$$F_{SC} = \frac{4}{137.336} = 0.02913$$

Le bilan énergétique d'une combustion stœchiométrique peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Cp_{a,2} \cdot T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot Cp_{H_2} \cdot Tinj_f = (1 + F_{SC}) \cdot Cp_{pr} \cdot T_f \quad (IV-33)$$

Tel que :

$$Cp_{H_2} = 56.505 - 702.74 \times \theta^{-0.75} + 1165 \times \theta^{-1} - 560.7 \times \theta^{-1.5} \quad (IV-34)$$

$$\text{et } \theta = \frac{T}{100}$$

De (IV-33) on peut déterminer la température de la flamme de l'hydrogène :

$$T_f = \frac{Cp_{a,2} \cdot T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot Cp_{H_2} \cdot Tinj_f}{(1 + F_{SC}) \cdot Cp_{pr}} \quad (IV-35)$$

Les produits de la combustion stœchiométrique du gaz hydrogène forment un mélange gazeux composé de H<sub>2</sub>O et N<sub>2</sub> dont on peut déterminer sa chaleur spécifique avec la relation de DALTON :

$$Cp_{pr} = \%H_2O \cdot R_{H_2O} + \%N_2 \cdot R_{N_2} \quad (IV-36)$$

La masse molaire du mélange produit est :

N<sub>2</sub> + H<sub>2</sub>O : 141,336 g → 100 %

N<sub>2</sub> : 105,336 g → 74,53 %

H<sub>2</sub>O: 36 g → 25,74 %

On remarque que la température de la flamme, alimentée par l'hydrogène est très élevée, ce résultat étant attendu et peut être expliqué par le fait que le H<sub>2</sub> est extrêmement énergétique. Cette température va être accompagnée par la production d'un taux très élevé de NO<sub>x</sub> largement au-dessus de la quantité tolérée (entre 25 - 45 ppm) (voir figure III-1).

D'autre part, la chambre de combustion n'est pas conçue pour supporter des températures aussi élevées.

Donc après ces constatations, il est inutile de passer à l'étude en aval de la chambre de combustion.

Pour qu'on puisse substituer le gaz naturel par l'hydrogène, il faudra impérativement baisser la température de la flamme, qui entrainera automatiquement la baisse de production du gaz  $\text{NO}_x$  mais sans pour autant nuire aux paramètres de performance du cycle.

### IV.3.2-Solution proposée

Les figures (IV-2 et IV-3) représentent les schémas de principe de l'arrangement d'un cycle à injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion et refroidissement de l'air d'admission.

Pour un système d'amélioration, on suppose un refroidissement de l'air d'admission, l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression  $P_2$ , la combustion s'effectue dans la chambre de combustion où du carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. L'écoulement constitué par le mélange des gaz de combustion et de la quantité de la vapeur supplémentaire traverse les canaux inter-aubage de la turbine et 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.

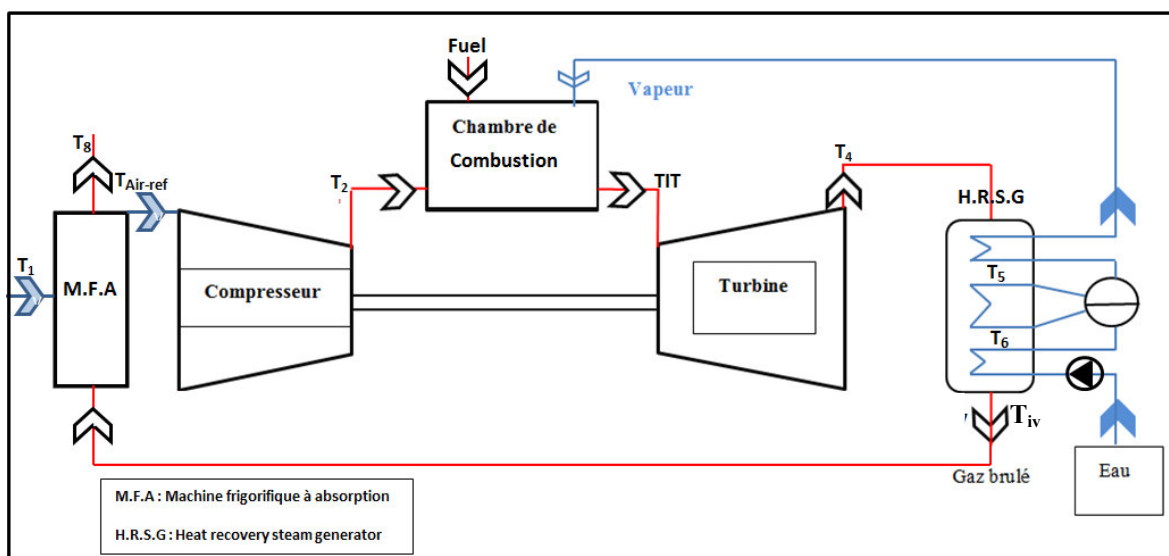


Figure IV 2: Schéma d'installation d'une TGIV et refroidisseur d'air d'admission

#### IV.4- Modélisation de la TG à hydrogène avec injection de vapeur

Comme dans le cas précédent le changement s'effectue seulement au niveau de la chambre de combustion.

Ainsi, l'injection de la vapeur d'eau juste en amont de la chambre de combustion n'affectera en aucun cas les paramètres calculés dans la partie de la compression.

##### IV.4.1-Modélisation de la chambre de combustion

Le bilan énergétique d'une combustion stœchiométrique avec injection direct de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Cp_{a,2}T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot Cp_{H_2} \cdot T_{inj_f} + F_{vs} \cdot Cp_{v1} \cdot T_{iv} = Cp_{pr} \cdot T_f(1 + F_S) + F_{vs} \cdot Cp_{v2} \cdot T_f \quad (IV-37)$$

$$F_{vs} = \frac{Cp_{a,2}T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot Cp_{H_2} \cdot T_{inj_f} - Cp_{pr} \cdot T_f(1 + F_S)}{Cp_{v2} \cdot T_f - Cp_{v1} \cdot T_{iv}} \quad (IV-38)$$

Le bilan énergétique de la chambre de combustion nous donne :

$$Cp_{a,2}T_2 + F \cdot PCI \eta_{CC} + F \cdot Cp_{H_2} \cdot T_{inj_f} + F_v \cdot Cp_{v1} \cdot T_{iv} = (1 + F + F_v) \cdot Cp_{g,3} \cdot TIT \quad (IV-39)$$

Tel que :

$$\frac{F_{vs}}{F_{SC}} = \frac{F_v}{F} \quad (IV-40)$$

on posera :  $\frac{F_{vs}}{F_{SC}} = G$

On détermine  $Cp_g$  :

La chaleur spécifique des produits par rapport au débit d'air entrant dans le compresseur est obtenue à partir de la relation suivante pour  $T=TIT$  :

$$Cp_g = \left[ \left(1 - \frac{F}{F_{SC}}\right) \cdot Cp_a + \left(F + \frac{F}{F_{SC}}\right) \cdot Cp_{pr} + (F_v) \cdot Cp_v \right] / (1 + F + F_v) \quad (IV-41)$$

En introduisant l'expression (41) dans l'équation (39) et en remplaçant  $F_v$  par  $G \cdot F$ , on obtient :

$$F = \frac{Cp_{a,3} \cdot TIT - Cp_{a,3} \cdot T_2}{PCI \cdot \eta_{cc} - (Cp_{pr,3} \cdot TIT - Cp_{H_2} \cdot T_{inj_f}) - (Cp_{pr,3} - Cp_{a,3}) \frac{TIT}{F_{SC}} - G(Cp_{v,3} \cdot TIT - Cp_{v1} \cdot T_{iv})} \quad (IV-42)$$

La vapeur injectée diminuera la température de la flamme ce qui va réduire les émissions de NOx, et comme l'hydrogène est un carburant non porteur de carbone, nous n'allons pas avoir des émissions de CO et de CO2.

#### IV.4.2-Modélisation de la turbine

Comme l'écoulement de vapeur est petit comparé au flux d'air, nous pouvons négliger l'augmentation de pression dans la chambre de combustion quand la vapeur est injectée.

Donc comme dans le cas de la turbine à gaz simple, le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.

##### IV.4.2.1- Processus de détente

Les gaz sortent de la chambre de combustion à la température TIT et avec une pression P<sub>3</sub> inférieure à la pression à l'entrée P<sub>2</sub>, à causes des pertes de charges ΔP<sub>cc</sub> (IV-20). Les gaz subissent une détente et sortent de la turbine à la température T<sub>4</sub>, et à la pression P<sub>4</sub>.

Tel que :

$$P_4 = P_1 + \Delta P_{ch} \quad (IV-43)$$

Le processus de détente cause une augmentation d'entropie représentée par le rendement polytropique η<sub>PT</sub> tel que :

$$\eta_{PT} = \frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1} \left[ \frac{\ln\left(\frac{TIT}{T_4}\right)}{\ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right)} \right]$$

D'où on peut déterminer la température de sortie de la turbine de détente T<sub>4</sub> :

$$T_4 = \frac{TIT}{(\pi_t)^{\frac{\gamma_g}{\eta_{PT}(\gamma_g - 1)}}$$

tel que :

$$\gamma_g = \frac{Cp_{g,4}}{Cp_{g,4} - R_g}$$

Avec :

$$R_g = \frac{[(1 - \frac{F}{F_{SC}})R_a + (F + \frac{F}{F_{SC}})R_{pr} + F_V \cdot R_v]}{(l + F + F_v)} \tag{IV-44}$$

$$R_{pr} = \%H_2O \cdot R_{H_2O} + \%N_2 \cdot R_{N_2} \tag{IV-45}$$

Et  $\pi_T$  est calculé à partir de la relation (IV-20)

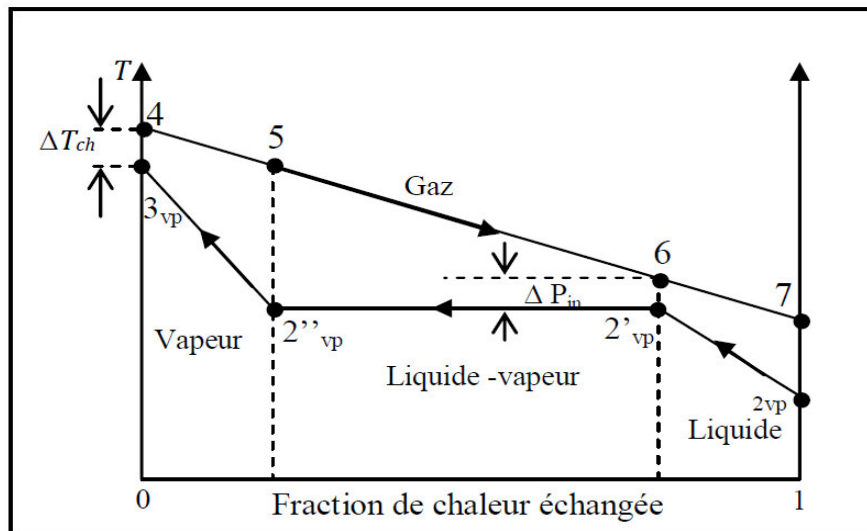
**IV.4.2.2- Travail reçu par la turbine**

Le travail reçu par la turbine peut être calculé, pour une unité de masse d’air entrant dans le compresseur, par la relation suivante :

$$W_T = (1 + F + F_V) \cdot (Cp_{g,3} \cdot TIT - Cp_{g,4} \cdot T_4) \cdot \eta_m$$

$Cp_{g,3}$  et  $Cp_{g,4}$  sont calculées à partir de la relation (IV-41) pour les températures TIT et  $T_4$  respectivement.

La vapeur d’eau injectée dans la chambre de combustion, est obtenue par la récupération de la chaleur des gaz par une chaudière composé d’un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur. La variation d’état et de la température de l’eau dans les différents composants de la chaudière est montrée dans la figure ci-dessous :



**Figure IV-3: Evolution des températures dans la chaudière de récupération**

Nous représentons les performances de la chaudière récupératrice (HRSG) par la différence «  $\Delta T_{ch}$  » entre la température des gaz d’échappement ( $T_4$ ) et la température de la vapeur à la sortie de la chaudière ( $T_{iv}$ ). Donc on aura :

$$T_{iv} = T_4 - \Delta Tch$$

#### IV.4.3-Analyse des performances de la turbine à hydrogène avec injection de vapeur

L'analyse qui suit est basée sur les critères suivants :

##### IV.4.3.1- Travail spécifique :

Il est exprimé par la différence entre le travail produit par la turbine et celui consommé par le compresseur. En considérant les pertes par frottement représentées par le rendement mécanique  $\eta_{mec}$  alors, pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur, le travail net est :

$$W_S = W_T - W_C$$

Tel que les travaux reçu par la turbine et consommé par le compresseur sont calculés à partir des relations (IV-46) et (IV-7) respectivement.

##### IV.4.3.2- Le rendement global :

Il est évalué comme suit :

$$\eta_{glob(TG)} = \frac{W_S}{f \cdot PCI}$$

En se basant sur les modèles présentés ci-dessus, un programme de calcul a été développé pour le calcul des paramètres de performance et l'analyse thermodynamique d'une TG à gaz naturel et d'une TG à hydrogène avec injection de vapeur. Dans ce travail, nous avons réalisés nos calculs en se basant sur les paramètres indiqués dans le tableau (IV-1)

Paramètre	Valeur
Taux de compression	17
TIT [C°]	1350
Débit de l'air [kg/s]	688
Rendement thermique %	37%

**Tableau IV 1 : Les caractéristiques de la turbine à gaz SIEMENS V94.3A [15]**

**IV.5- Modélisation de la TG avec refroidissement de l'air d'admission :**

L'énergie thermique contenue dans les gaz à la sortie de la chaudière peut être récupérés pour refroidir l'air d'admission à l'aide d'une machine frigorifique à absorption.

En supposant un COP (coefficient de performance) pour la machine à absorption et en faisant le bilan énergétique sur l'évaporateur on obtient :

$$\dot{m}_{air} \cdot Cp_{air}(T_1 - T_{air-ref}) = Q_{evap} \quad (IV - 46)$$

D'autre part :

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{fumés}} \quad (IV - 47)$$

En combinant les expressions (IV - 46) et (IV - 47) :

$$\dot{m}_{air} \cdot Cp_{air}(T_1 - T_{air-ref}) = COP \cdot Q_{fumés} \quad (IV - 48)$$

Sachant que :

$$Q_{fumés} = \dot{m}_{gaz} \cdot Cp_{gaz}(T_{iv} - T_8)$$

L'expression (IV - 48) devient :

$$\dot{m}_{air} \cdot Cp_{air}(T_1 - T_{air-ref}) = COP \cdot \dot{m}_{gaz} \cdot Cp_{gaz}(T_{iv} - T_8) \quad (IV - 49)$$

La résolution l'équation (IV - 49) permet de calculer la température de l'air après son refroidissement dans la machine à absorption.



# Chapitre V

## Résultats et interprétation



## V.1. Introduction

Nous avons présenté dans le chapitre précédent les méthodes mathématiques utilisées pour modéliser les turbines à gaz avec injection de vapeur et refroidissement de l'air d'admission pour les deux carburants utilisés ; Gaz naturel et Hydrogène.

## V.2. Variation des paramètres en fonction de fraction de débit vapeur injecté par rapport débit gaz d'échappement :

### V.2.1. La puissance :

La figure représente la variation de la puissance de la turbine en fonction de la fraction débit vapeur par rapport au débit de gaz d'échappement avec différents carburants.

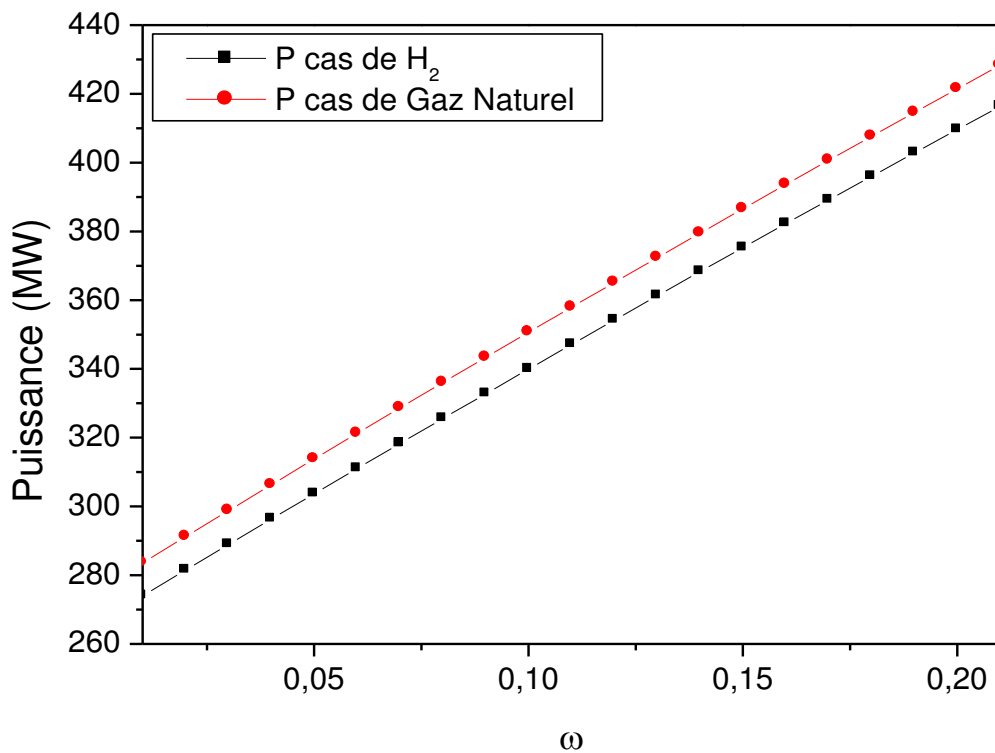
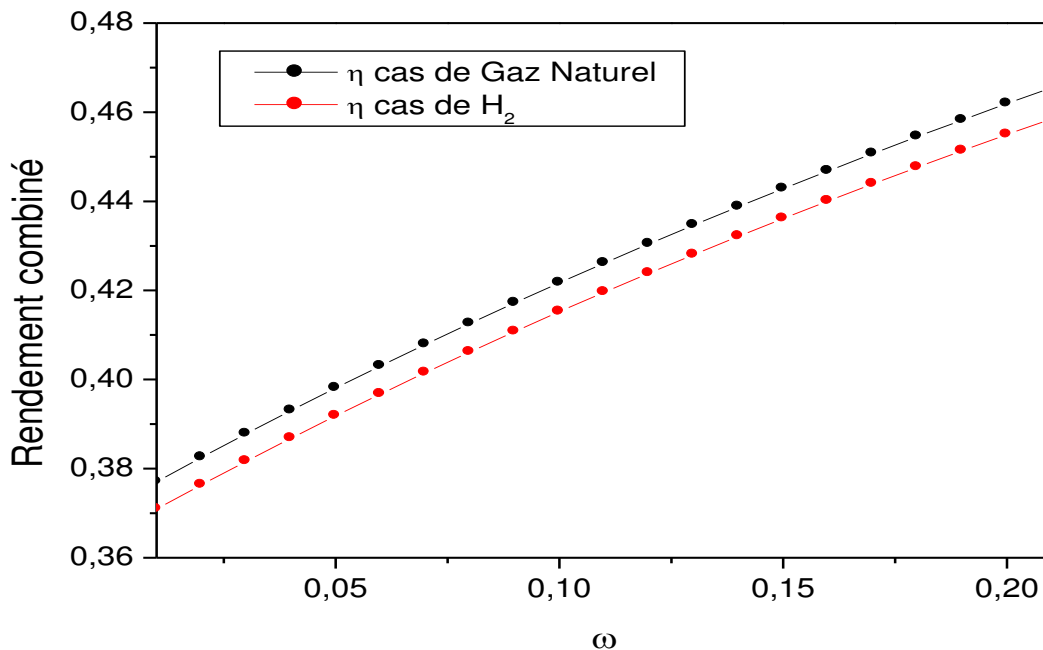


Figure V-1: La puissance en fonction de fraction vapeur/gaz d'échappement pour les deux cas de carburant, Gaz naturel et hydrogène

On constate une variation linéaire croissante de la puissance en fonction de la fraction vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement. En effet, on voit que pour la même valeur de la fraction 0.21, la puissance dans le cas de  $H_2$  est égale à 416,38 MW. Par contre, pour le gaz naturel on a une petite augmentation de 2.78 % qui égale à 11,94 MW (la puissance est égale à 428,33 MW).

### V.2.2. Le Rendement :

La figure représente la variation du rendement combiné de turbine en fonction de la fraction de débit de vapeur injectée par rapport au débit gaz d'échappement avec les différents carburants.

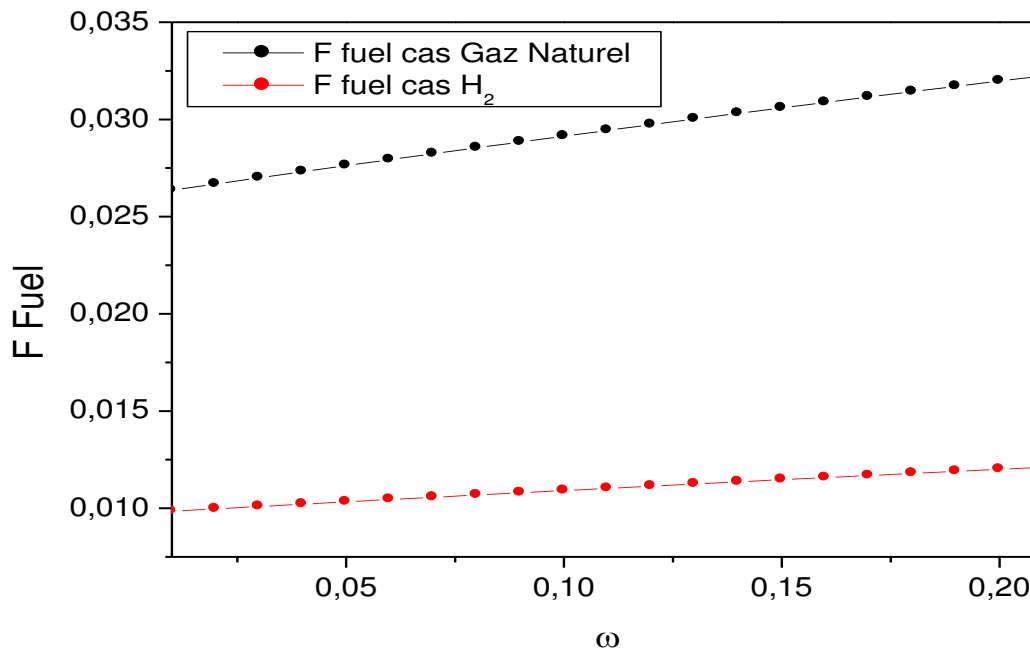


**Figure V-2: Le rendement en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement pour les deux cas de carburant, Gaz naturel et hydrogène.**

On observe une variation linéaire et croissante du rendement combiné en fonction de la fraction de la vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement. Par exemple, pour la même valeur de la fraction qui est égale à 0.21, le rendement pour le cas de  $H_2$  est égal à 45,85%. En revanche, pour le gaz naturel on a une petite augmentation de 1.50 % qui égale 0,699% (le rendement est égal à 46,55%).

### V.2.3. La quantité de fuel :

La figure montre la variation de la quantité de fuel en fonction de la fraction vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement avec différents carburants.

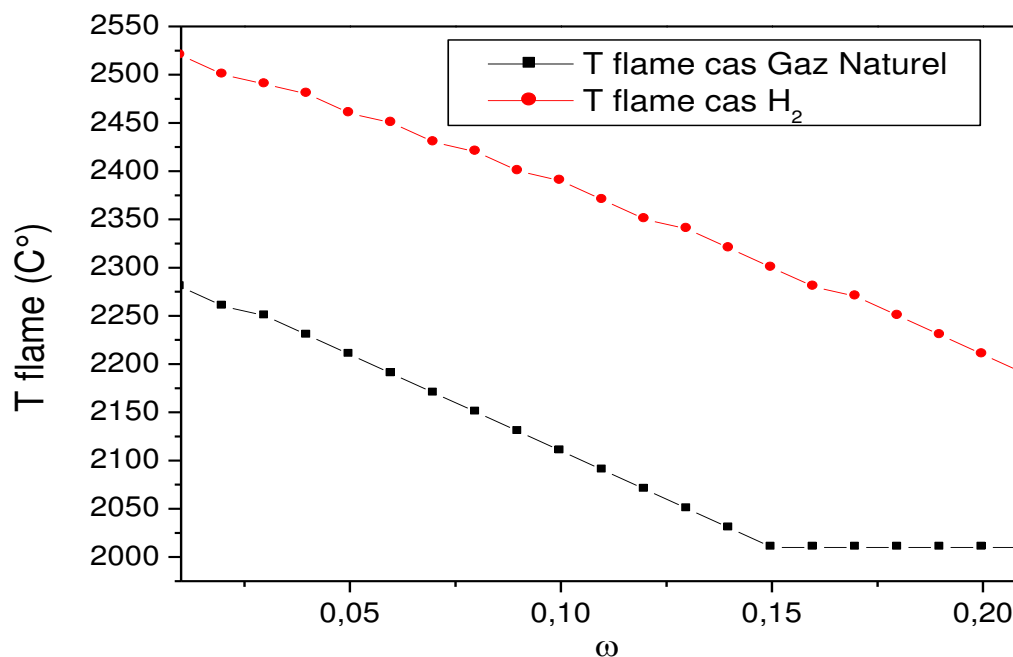


**Figure V-3: la quantité du fuel en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement.**

La figure montre l'évolution de la quantité de fuel en fonction de la fraction de vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement. On remarque bien que la quantité de fuel dans les deux cas est une droite qui augmente proportionnellement en fonction de la fraction. On prend comme exemple pour une valeur de gaz naturel, la quantité du fuel est plus importante (0,026) pour une fraction est 0,01. Tandis que pour le cas de H<sub>2</sub>, la quantité du fuel est plus petite (0,012) pour la même valeur de fraction. Cela est dû au pouvoir calorifique qui est très important dans le cas de l'Hydrogène.

**V.2.4. La température de flamme :**

La figure suivante représente la variation de température de flamme en fonction de la fraction de la vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement avec les différents carburants.

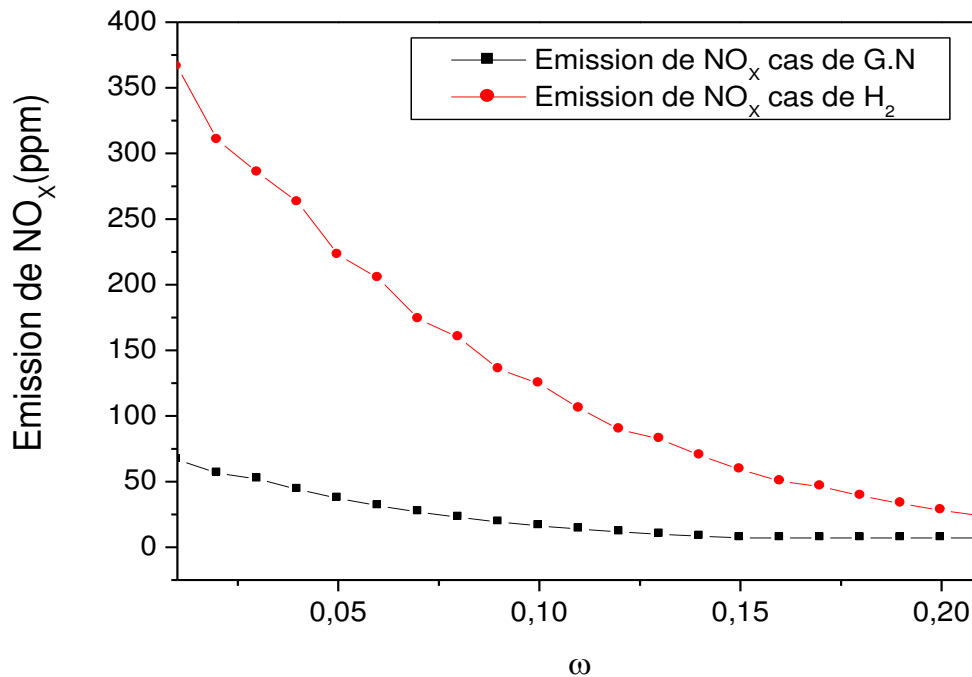


**Figure V-4 : La température de la flamme stœchiométrique en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement.**

Le graphe précédent décrit la variation de la température de flamme en fonction des fractions de vapeur injectée par rapport au gaz dans le cas de H<sub>2</sub> et le gaz naturel. Dans le cas de H<sub>2</sub>, la variation de la température de flamme est inversement proportionnelle à la fraction vapeur/gaz jusqu'à la valeur de la fraction vapeur/gaz de 0.21 où la température de flamme est de 2190°C. Par contre, pour le gaz naturel nous remarquons qu'il y a deux domaines : le premier est défini par l'intervalle (0.01-0.15) de la fraction où nous avons une variation inversement proportionnelle de la température de flamme en fonction de la fraction vapeur/gaz. Le deuxième est défini après la valeur de 0.15 où la valeur de la température de flamme est fixe à 2010°C.

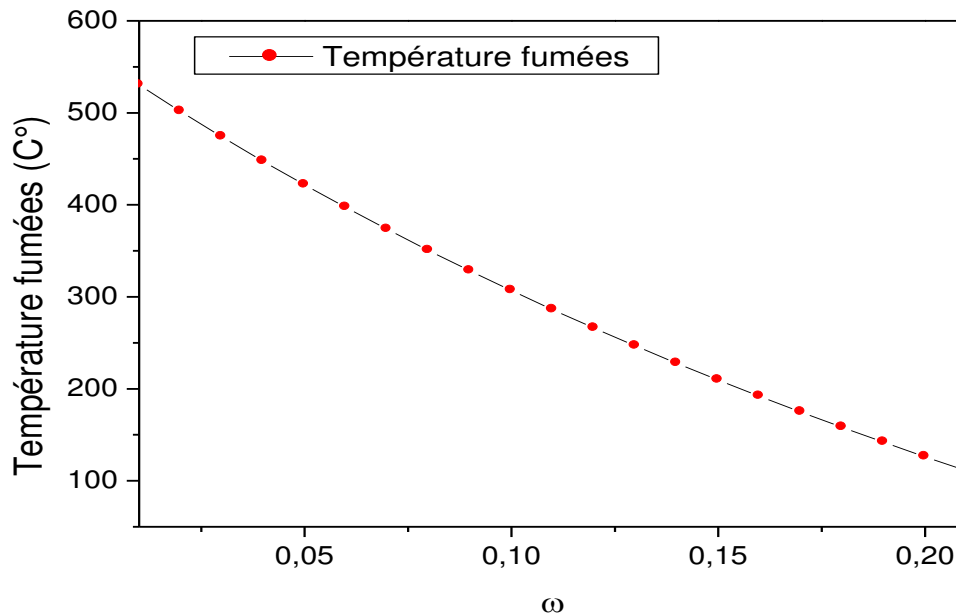
### V.2.5. Emission de l'oxyde d'azote (NO<sub>x</sub>) :

La figure ci-dessous représente la variation de l'émission de l'oxyde d'azote (NO<sub>x</sub>) de la turbine en fonction de la fraction de la vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement avec les différents carburants.



**Figure V-5: Emission de l'oxyde d'azote (NO<sub>x</sub>) en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement**

On remarque que l'émission de NO<sub>x</sub> dans les deux cas diminue proportionnellement en fonction de la fraction. Dans le cas de H<sub>2</sub> la chute de l'émission de NO<sub>x</sub> est rapide (93%). Elle diminue de 365,94 ppm jusqu'à 23,81 ppm avec un oméga de 0,21 C'est l'objectif recherché. Par contre, celle du gaz naturel diminue à 89,30%, de 66,59 ppm jusqu'à 7,12 ppm.

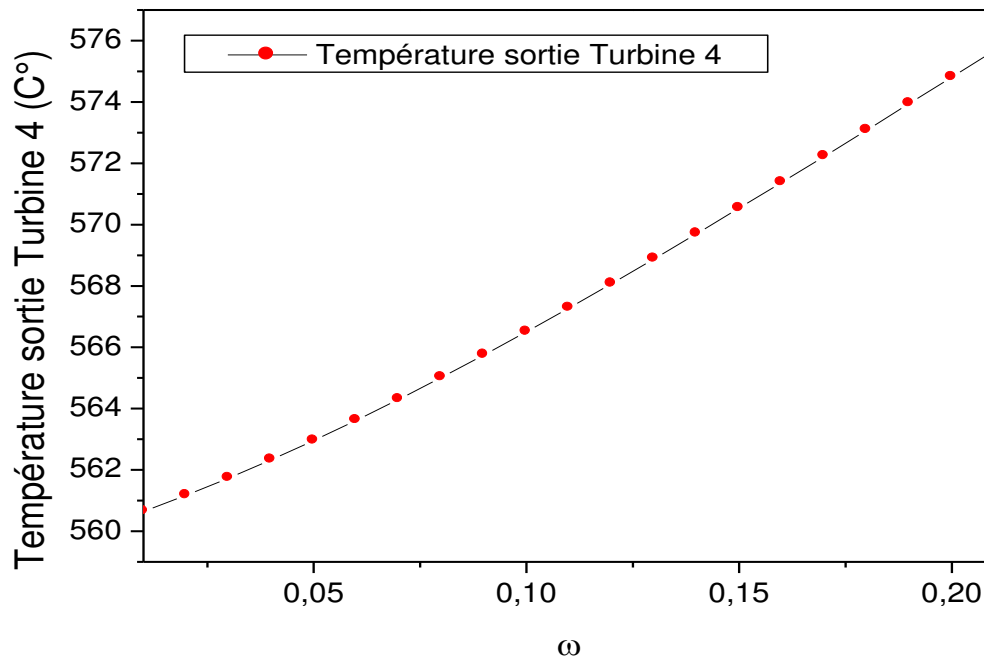
**V.2.6. La température des fumées :**

**Figure V-6 : La température des fumées en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement.**

Le graphe précédent illustre la variation de la température des fumées en fonction de la fraction de vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement. Ce dernier dévoile une diminution proportionnelle et rapide de 79%. En effet, la température décroît de 530,28°C (pour  $\omega$  0,01) jusqu'à 110,88°C pour une fraction de 0,21.

**V.2.7. La température de sortie turbine  $T_4$  :**

Le graphe suivant représente l'évolution de la température de sortie turbine  $T_4$  en fonction de la fraction de la vapeur injectée par rapport au gaz d'échappement :

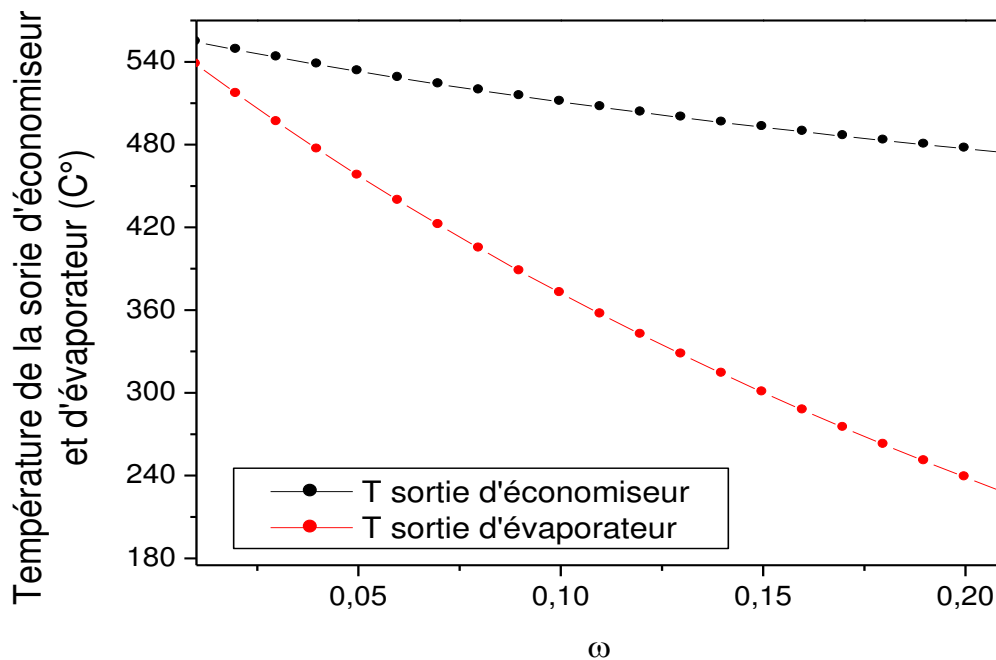


**Figure V-7 : La température de sortie turbine  $T_4$  en fonction de la fraction vapeur/gaz d'échappement.**

Ce graphe montre une augmentation proportionnelle et lente (2,68 %) de la température de sortie turbine  $T_4$  avec la fraction. En effet, la température augmente de la valeur 560,64°C (pour une fraction de 0,01) jusqu'à la valeur de 575,68°C (pour une fraction de 0,21).

**V.2.8. Température de gaz à l'entrée de l'économiseur et de l'évaporateur :**

Ce graphe nous informe sur la variation de la température en amont de chaque élément de STIG.



**Figure IV 8: Température de gaz à l'entrée de l'économiseur et de l'évaporateur**

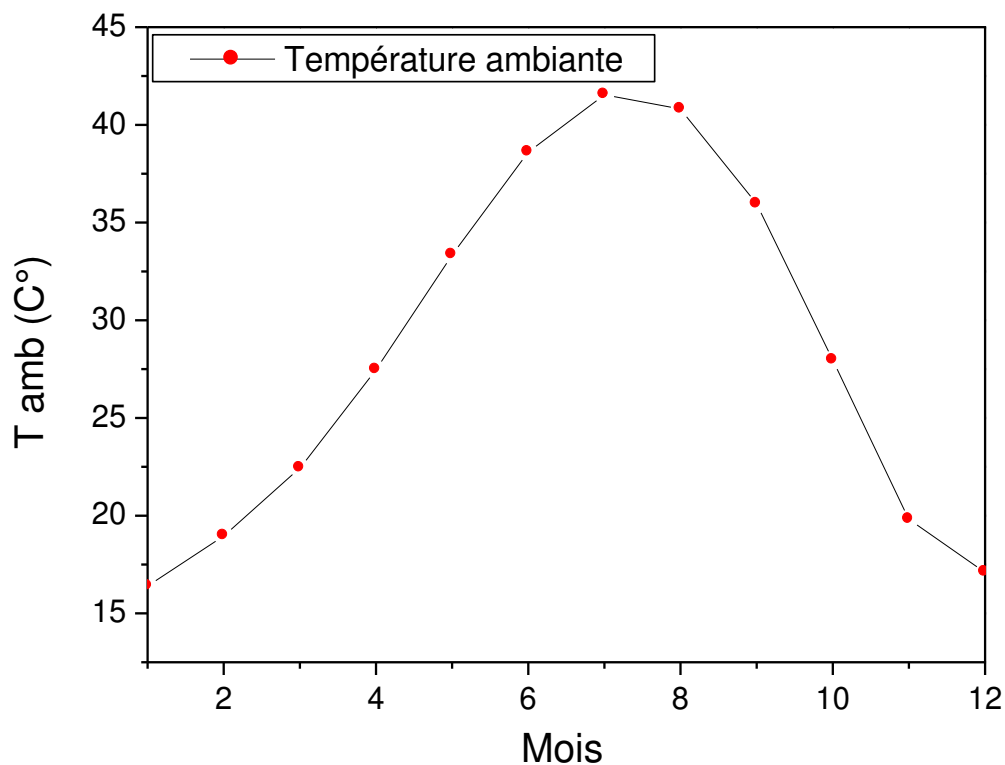
A partir de cette figure, nous avons remarqué que les deux courbes sont décroissantes. On peut constater que l'augmentation de la fraction implique une diminution de la température de gaz à la sortie de l'économiseur et à la sortie de l'évaporateur. On peut prendre comme exemple ; pour la même valeur de la fraction qui est égale à 0,21, la température du gaz à la sortie de l'économiseur est égale à 474,11°C et la température du gaz à la sortie de l'évaporateur est égale à 227,37°C.



### V.3. Variation des paramètres en fonction des mois d'une année :

#### V.3.1. La température d'entrée du compresseur (température ambiante) durant une année :

Le graphe qui suit montre la variation de la température en fonction des mois de l'année.



**Figure V-9: La température ambiante en fonction des mois d'une année**

On observe une variation croissante de la température allant de 16,40°C au mois de janvier jusqu'à 41,54°C au mois de juillet. Dans la deuxième partie de l'année, on remarque que l'évolution de la température est décroissante cette fois pour atteindre 17,10°C au mois de décembre.

### V.3.2. La puissance dans le cas du GN et H<sub>2</sub>, et la température ambiante en fonction des mois d'une année

Les graphes suivants présentent l'évolution de la puissance combinée dans les cas des Gaz Naturel, H<sub>2</sub> et la température ambiante en fonction des mois d'une année :

Dans le premier cas de gaz naturel, on remarque une baisse de la puissance, de sa valeur maximum de 426,63MW au mois de janvier, jusqu'à sa valeur minimum 396 MW au mois de Juillet. Puis, elle augmente de Juillet à Janvier de l'année prochaine. Cela est dû à la variation de la température ambiante (la température ambiante augmente la puissance diminue).

Dans le deuxième cas de H<sub>2</sub>, on remarque aussi une baisse de la puissance, de sa valeur maximale de 414,71MW au mois de janvier, jusqu'à sa valeur minimale de 384,62MW au mois de Juillet. Puis, elle devient croissante de Juillet jusqu'au Janvier de l'année prochaine. Cela est dû au changement de la température ambiante (la température ambiante augmente la puissance diminue).

On constate une relation inverse entre la température ambiante et la puissance combinée dans les deux cas de carburants.

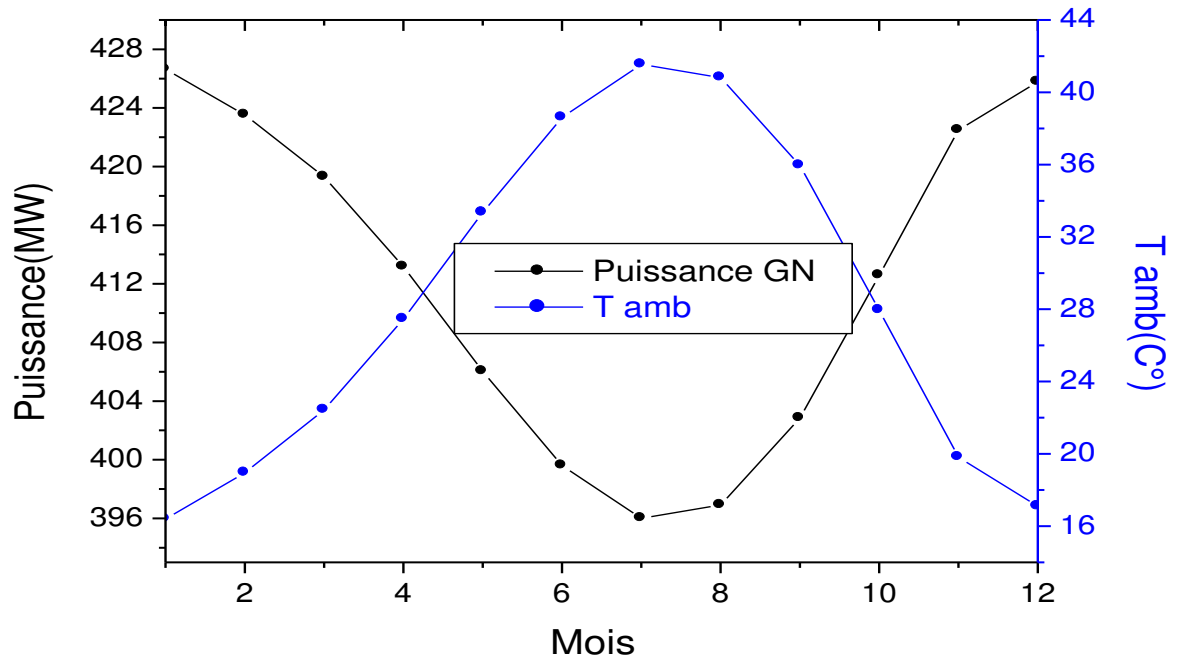


Figure V-10 : La puissance dans le cas du Gaz Naturel et la température ambiante en fonction des mois d’une année

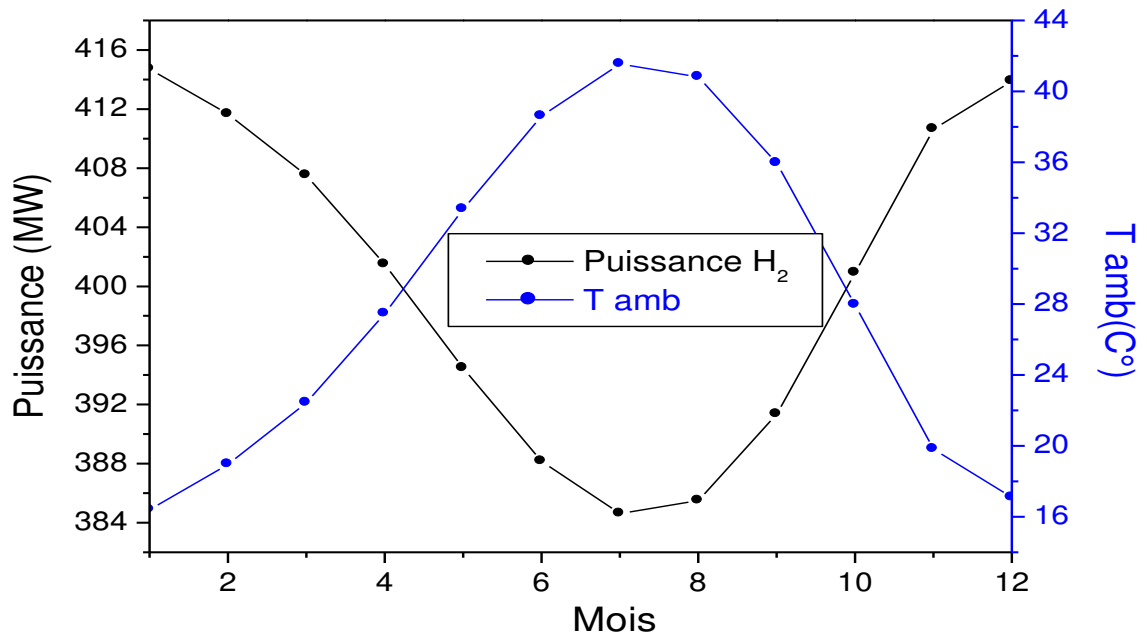


Figure V-11 : La puissance dans le cas de l’hydrogène et la température ambiante en fonction des mois d’une année

---

**V.3.3. Le rendement dans le cas du GN, H<sub>2</sub> et la température ambiante en fonction des mois d'une année :**

Les graphes suivants présentent l'évolution du rendement combiné dans le cas du Gaz Naturel de H<sub>2</sub> et la température ambiante, en fonction des mois d'une année :

Dans le cas du gaz naturel, on remarque une décroissance du rendement où sa valeur maximum qui est de 46,45% au mois de janvier, diminue jusqu'à sa valeur minimale de 45,13% au mois de Juillet. Puis la variation devient croissante de Juillet à Janvier de l'année prochaine. Cela est dû au changement de la température ambiante (la température ambiante augmente le rendement diminue).

Dans le cas de H<sub>2</sub>, on remarque aussi une chute du rendement qui va de sa valeur maximale de 45,74% (au mois de janvier) jusqu'à sa valeur minimale de 44,37% (au mois de Juillet). Puis, elle augmente de Juillet à Janvier de l'année prochaine. Cela est dû à la variation de la température ambiante (la température ambiante augmente le rendement diminue).

On constate une relation inverse entre la température ambiante et le rendement combiné dans les deux cas de carburants.

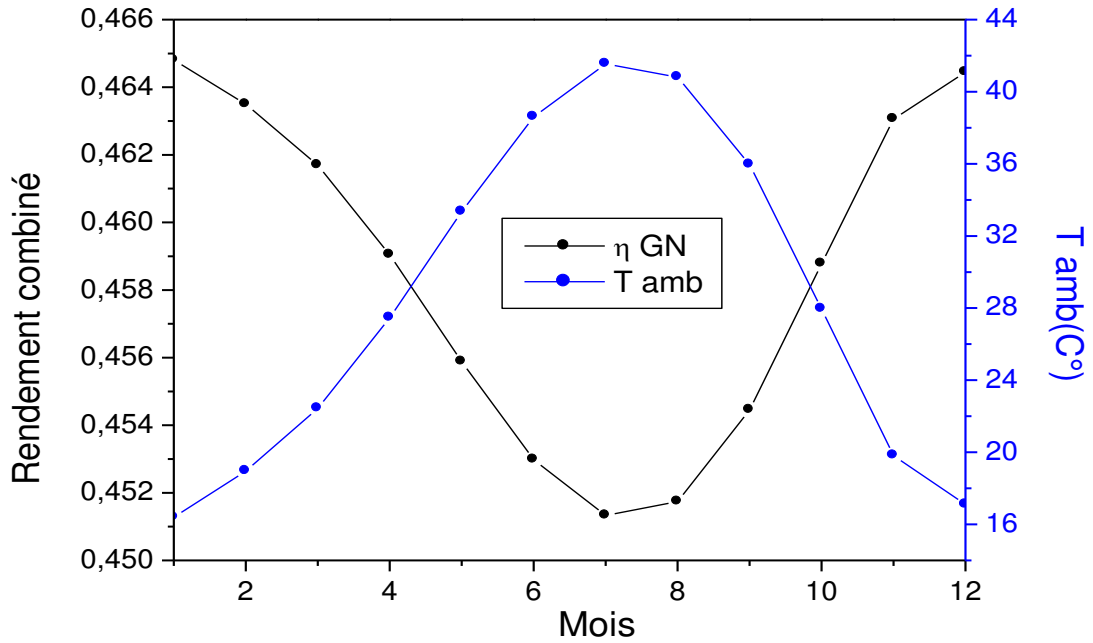


Figure V-12 : Le rendement dans le cas du Gaz Naturel et la température ambiante en fonction des mois d’une année.

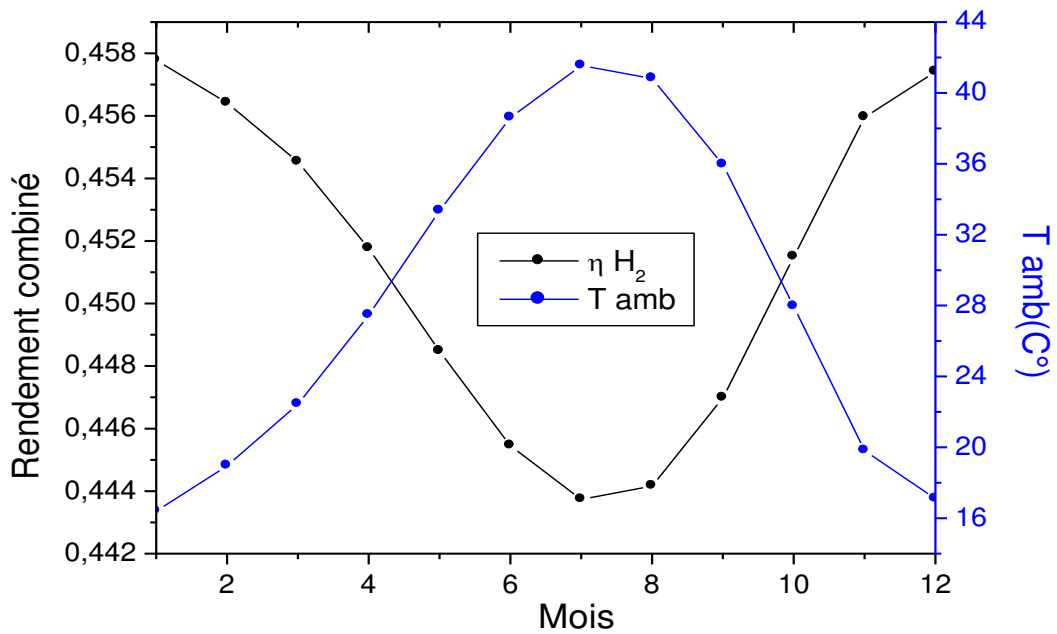


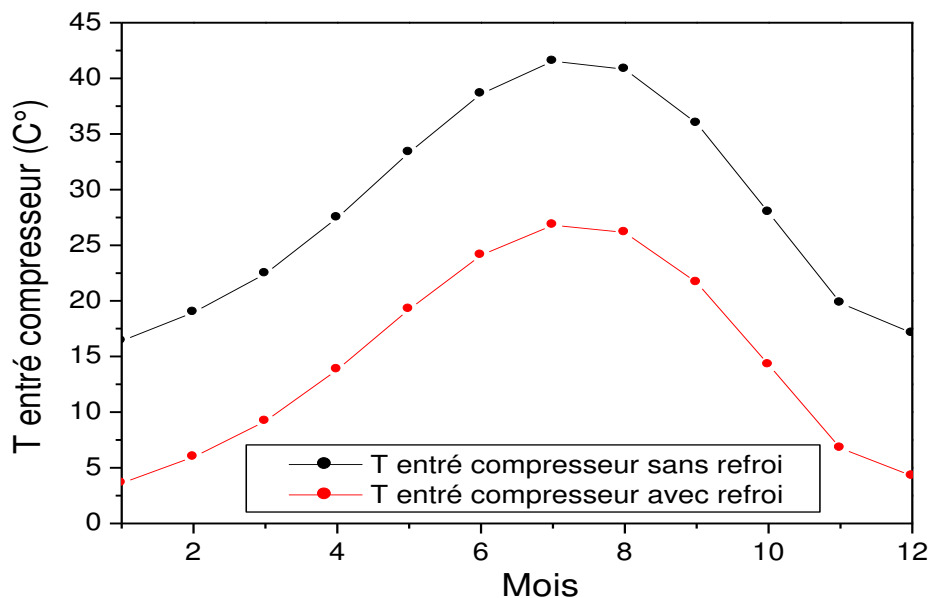
Figure V-13 : Le rendement dans le cas d’hydrogène et de la température ambiante en fonction des mois d’une année

#### V.4. Variation des paramètres avec le système de refroidissement en fonction des mois d'une année :

Un système de refroidissement de l'air est installé à l'admission du compresseur.

##### V.4.1. La température de l'air d'admission sans et avec refroidissement durant une année :

Le graphe suivant présente les variations de la température à l'entrée du compresseur sans et avec refroidissement de l'air durant les mois d'une année.



**Figure V-14 : La température d'entrée du compresseur sans et avec refroidissement d'air durant une année.**

Au mois de janvier, on remarque une grande différence de température à l'entrée du compresseur 77,90%. En effet, la température est de 16,40°C sans le refroidissement. Par contre, elle est de 3,62°C avec le refroidissement.

Au mois de juillet, la différence de température n'est aussi grande 35,46 %. Elle passe de 41,54°C sans le refroidissement à 26,81°C avec le refroidissement.

**V.4.2. L'évolution de la puissance en fonction des mois d'une année :**

Dans le graphe n° V-15, la puissance de H<sub>2</sub> avec le refroidissement est plus importante que celle de H<sub>2</sub> sans refroidissement. On remarque une chute de puissance pour les deux cas et cela jusqu'au mois de juillet, puis une augmentation de la puissance jusqu'au mois de décembre. Pour le mois de juillet, la valeur de la puissance dans le cas de H<sub>2</sub>, sans refroidissement, est de 384,62 MW. Et avec refroidissement, on a une augmentation de 9,03 MW (sa puissance égale à 393,65 MW).

Le graphe n° V-16 montre que la puissance du Gaz Naturel, avec refroidissement, est plus importante que celle sans refroidissement. On remarque une chute de la puissance dans les deux cas jusqu'au mois de juillet. Puis une augmentation de la puissance jusqu'à décembre. Pour le mois de juillet, la valeur de la puissance dans le cas du Gaz Naturel est de 396,01 MW sans refroidissement et avec refroidissement on a une augmentation de 9,18 MW (sa puissance égale à 405,19MW).

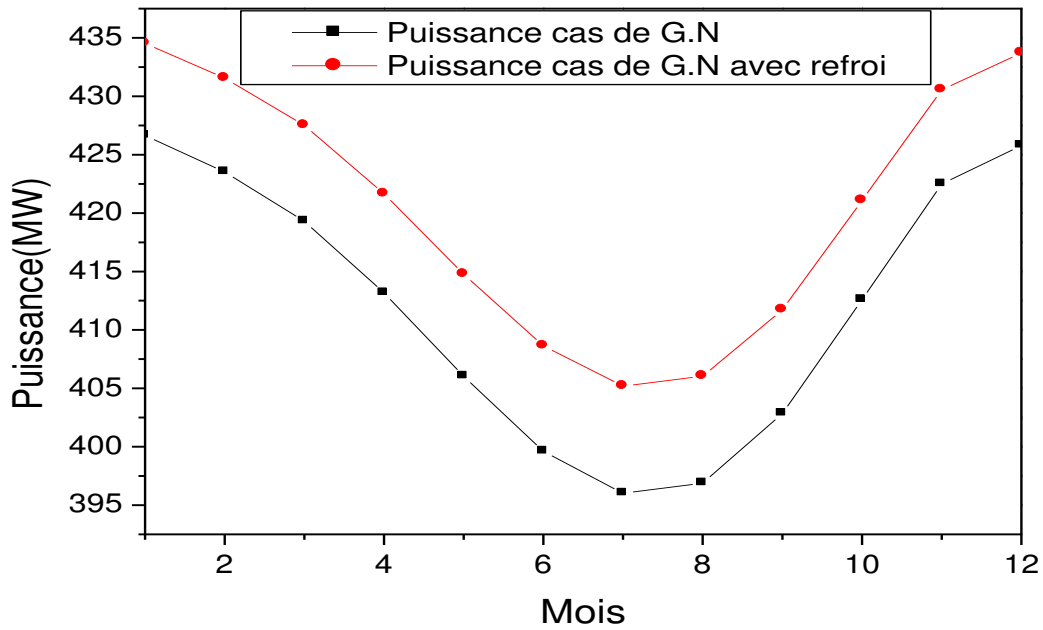


Figure V-15 : Représente de la puissance dans le cas du Gaz Naturel avec et sans refroidissement durant les mois d’une année.

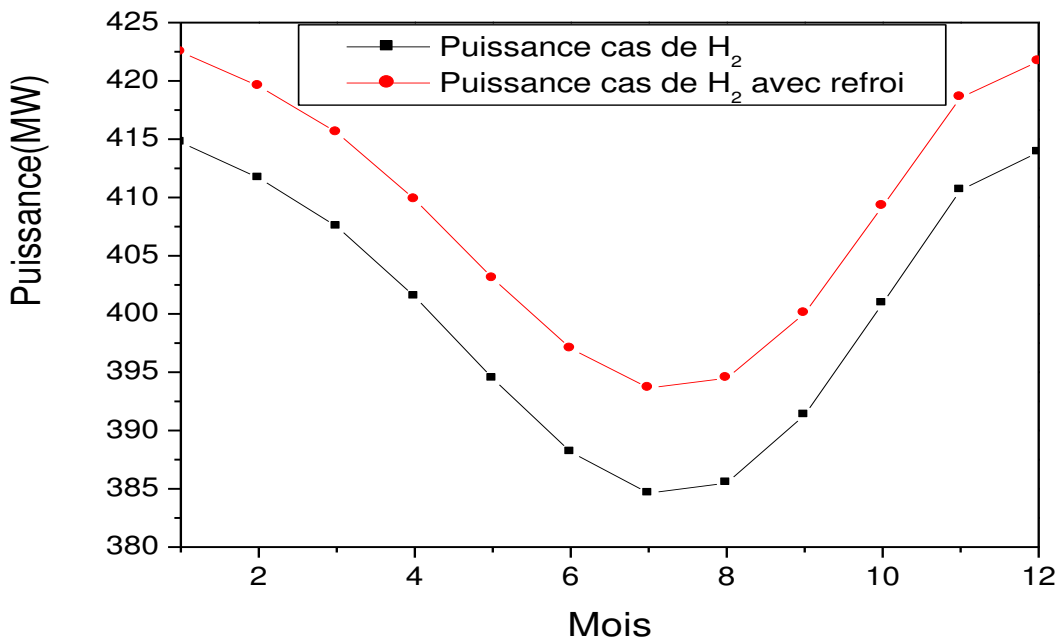


Figure V-16 : Représente de la puissance dans le cas de H<sub>2</sub> avec et sans refroidissement durant les mois d’une année.



**V.4.3. L'évolution du rendement en fonction des mois d'une année :**

Dans le graphe n° V-17, le rendement dans le cas de H<sub>2</sub> avec refroidissement est plus important que celui sans refroidissement. On remarque une chute du rendement, dans les deux cas, jusqu'au mois de juillet, puis une augmentation jusqu'au mois de décembre. Pour le mois de juillet, la valeur du rendement dans le cas de H<sub>2</sub> est de 44,37% sans refroidissement et avec refroidissement on remarque une augmentation de 0,44% (son rendement égale à 44,81%). Il y'a une augmentation de 0,98%.

Dans le graphe n° V-18, le rendement dans le cas de Gaz Naturel avec refroidissement est plus important que celui sans refroidissement. On remarque une chute du rendement pour les deux cas jusqu'au mois de juillet, puis une augmentation de ce dernier jusqu'à décembre. Pour le mois de juillet la valeur du rendement pour le cas de Gaz Naturel est de 45,13% et pour le Gaz Naturel avec refroidissement on a une augmentation de 0,42% (son rendement égale à 45,55%) différence est 0,99%

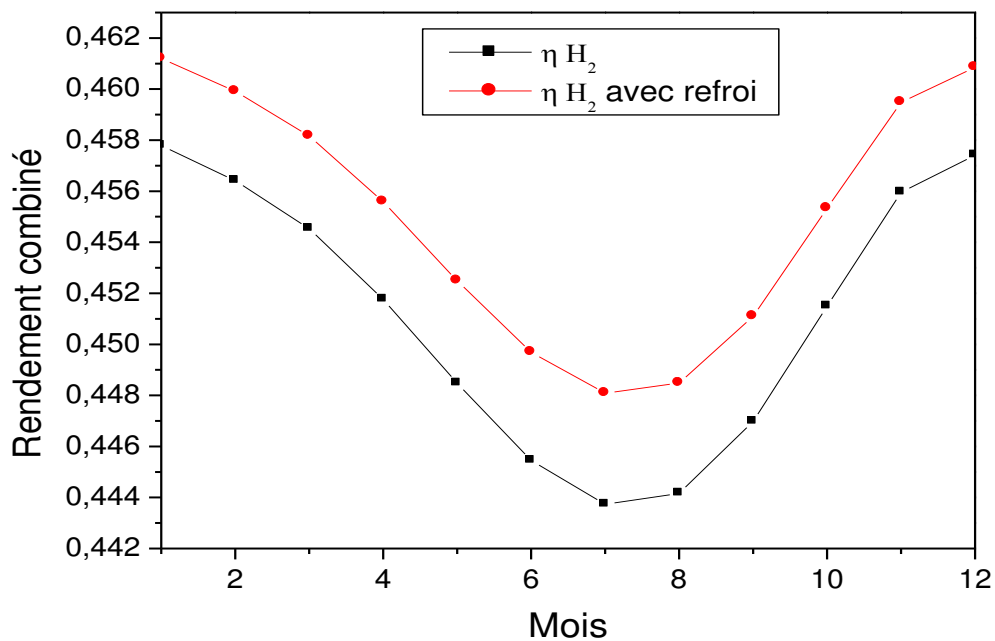


Figure V-17 : Représente du rendement dans le cas de H<sub>2</sub> avec et sans refroidissement en fonction des mois d'une année.

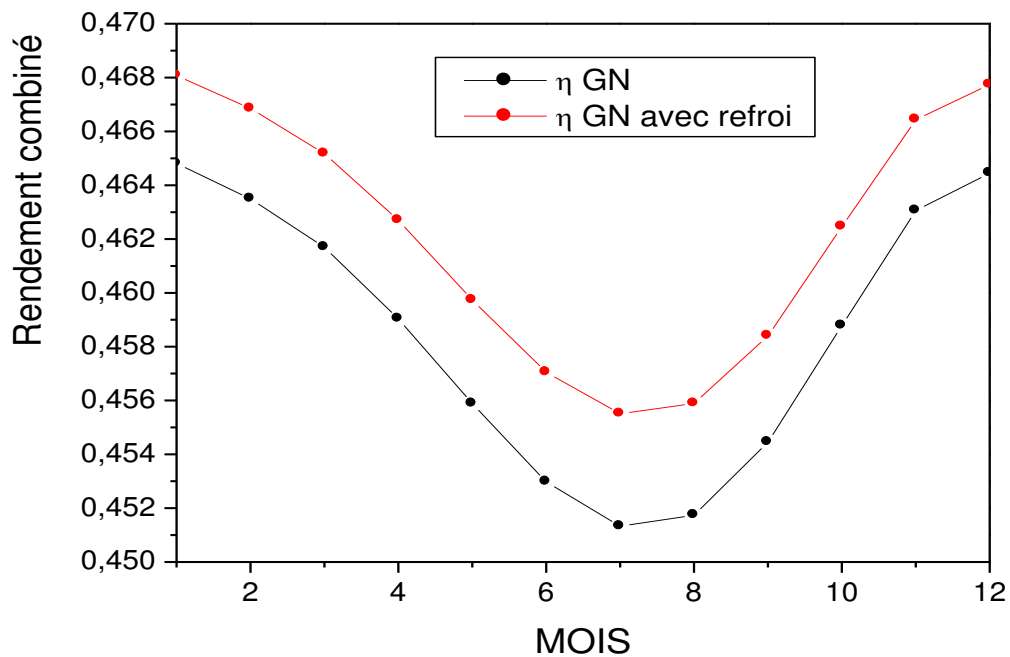
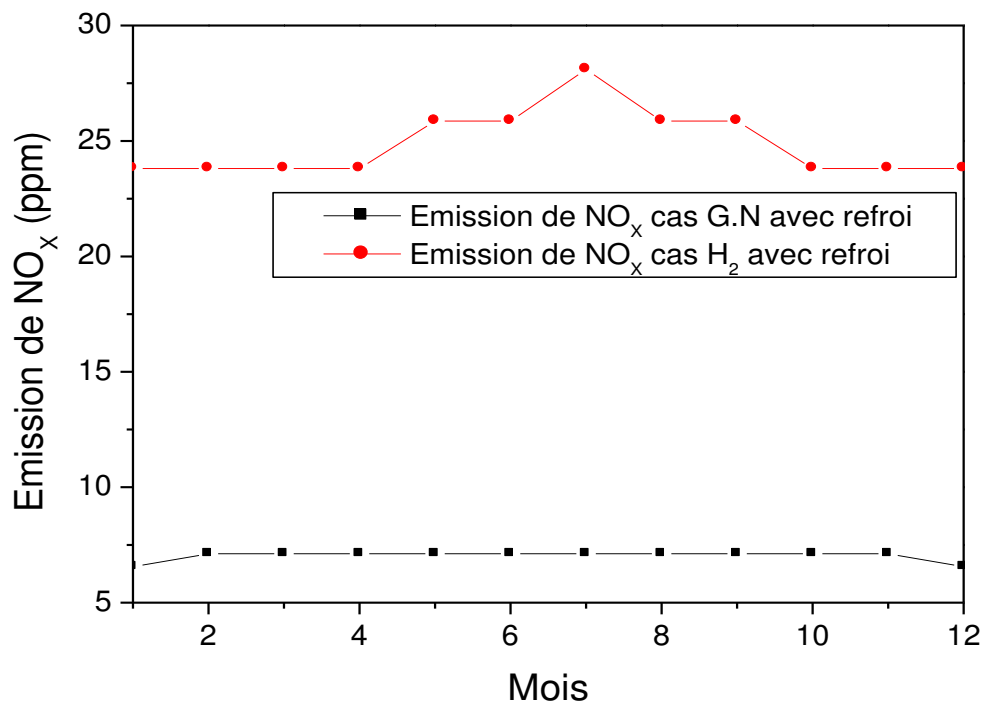


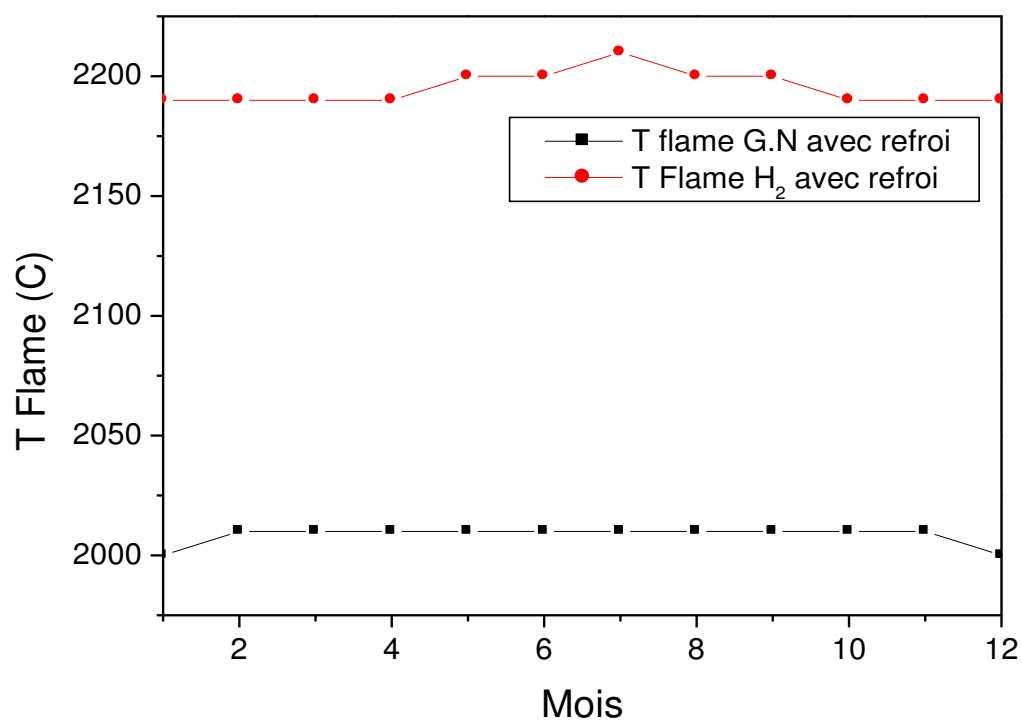
Figure V-18 : Représente le rendement dans le cas du Gaz Naturel avec et sans refroidissement en fonction des mois d'une année.

#### V.4.4. L'évolution d'émission de l'oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ) et la température de flamme en fonction des mois d'une année :

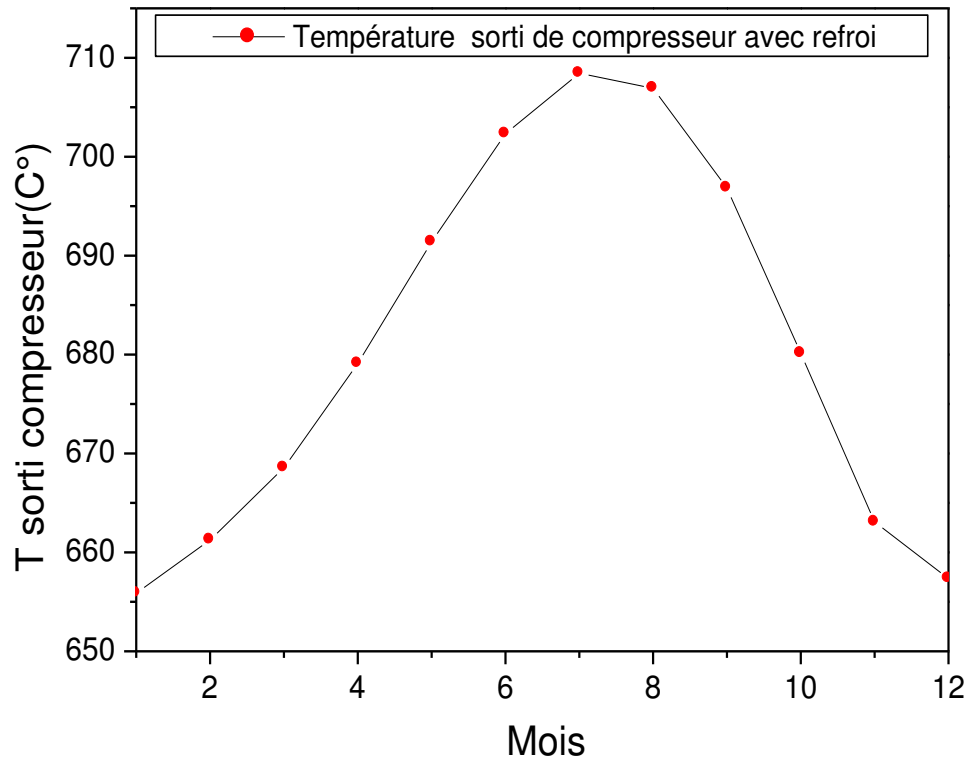
Les graphes V-19 et V-20 représentent respectivement l'émission de l'oxyde d'azote et la température de flamme de combustion dans le cas de  $\text{H}_2$  et du Gaz Naturel avec refroidissement en fonction des mois d'une année. On remarque que la valeur maximale d'émission de l'oxyde d'azote de combustion dans le cas de  $\text{H}_2$  est égale à 28.08 ppm au mois de juillet (à cause de la valeur de la température de flamme qui est maximal aussi  $2210^\circ\text{C}$ ). Par contre, l'émission d'oxyde d'azote de combustion du gaz naturel reste stable sur tous les mois de l'année avec une valeur de 7,12 ppm. La température de flamme reste aussi stable  $2010^\circ\text{C}$ .



**Figure V-19 : Représente l'émission de l'oxyde d'azote de combustion dans le cas de  $\text{H}_2$  et du Gaz Naturel avec refroidissement en fonction des mois d'une année.**



**Figure V-20 : Représente la température de flamme de combustion dans le cas de H<sub>2</sub> et du Gaz Naturel avec refroidissement en fonction des mois d'une année.**

**V.4.5. Température de sortie compresseur avec refroidissement :**

**Figure V-21 : Température de sortie compresseur avec refroidissement en fonction des mois d'une année.**

Le graphe précédent représente la température de sortie compresseur avec refroidissement d'air. Cette courbe se développe d'une manière croissante jusqu'à sa valeur maximale (708,44°C) au mois de juillet. La température du compresseur diminue entre le mois de juillet et le mois décembre pour atteindre la valeur de 657,35°C.



# **Conclusion Générale**

# Conclusion générale

---

## Conclusion générale

Le but de notre travail est de faire l'étude thermodynamique de la possibilité d'utiliser l'hydrogène comme carburant dans la turbine à gaz, le dispositif d'une installation équipée d'un générateur de vapeur et d'un refroidisseur d'air d'admission est proposé.

Une recherche bibliographique détaillée a été faite pour prévoir les performances d'une turbine à gaz sans injection et avec injection de la vapeur d'eau.

Les résultats ont montré que le débit de l'injection de vapeur influe positivement sur la puissance (une augmentation de 50%), et diminue les émissions d'oxyde d'azote  $\text{NO}_x$  (jusqu'à 90 %) en utilisant 21% de fraction du débit de vapeur par rapport au débit de gaz.

La consommation de fuel est plus importante dans le cas du gaz naturel par rapport à l'hydrogène. Par contre, la température de flamme est plus élevée dans le cas de l'hydrogène pour lequel l'émission de  $\text{NO}_x$  est importante. Son utilisation doit être accompagné par l'injection de la vapeur d'eau pour diluer la température de la flamme. L'injection de la vapeur d'eau fait diminuer la température des fumées et fait augmenter la température d'échappement.

Nous avons remarqué que les conditions ambiantes influent sur les performances de la turbine à gaz. Une augmentation de la température ambiante se répercute négativement sur toutes les performances de la turbine, et affecte la puissance de la turbine en la diminuant de 7%. On a cependant l'augmenter de 3% avec le refroidissement de l'air à l'admission.



# Références



# Référence

---

- [1] C.R. Cortès et al, "Gas Turbines Inlet Air Cooling Techniques: An OverView of Current Technologies", Power-Gen International (2003).
- [2] Yap, M.R et al,"Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection", Power for Land (2006) PP 8-11.
- [3] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J (1991) PP 12-13.
- [4] Deboln, B et al, "Retrofitting, Life Extension and Réhabilitation of Heavy Duty Gas Turbines", conférence proceedings (1998).
- [5] W. Wagner et al, " The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys.fe V Chem.Ref. Data 31 (2002).
- [6] Alok Ku. Mohapatra, Sanjay, Comparative analysis of inlet air cooling techniques integrated tocooled gas turbine plant, Journal of the Energy Institute (2014) PP 1-15.
- [7] A. Haj Ayed, K Kusterer , H.H.-W. Funke, J Keinz, C. Striegan, D. Bohn, Experimental and numerical investigations of the dry-low-NOx hydrogen micromix combustion chamber of an industrial gas turbine, Propulsion and Power Research, 4(September 2015), PP 123-131.
- [8] G.L.Juste, Hydrogen injection as additional fuel in gas turbine combustor. Evaluation of effects,International Journal of Hydrogen Energy ,31(November 2006)PP 2112-2121
- [9] Mario Ditaranto, Terese Lovase, Hailong Li, Concept of hydrogen fired gas turbine cycle with exhaust gas recirculation: Assessment of combustion and emissions performance, International Journal of Greenhouse Gas Control, 37(June 2015), PP 377-383.
- [10] Hasan Kayhan Kayadelen, Yasin Ust, Performance and environment as objectives in multi-criterion optimization of steam injected gas turbine cycles, Applied Thermal Engineering 71(2014) PP 184-196.
- [11] Anoop Kumar Shukla, Onkar Singh , Performance Evaluation of Steam Injected Gas Turbine Based Power Plant with Inlet Evaporative Cooling, Applied Thermal Engineering, 102(June 2016), PP 454-464.

## Référence

---

- [12] Mahmoud Nadir. Adel Ghenaiet, Steam turbine injection generator performance estimation considering turbine blade cooling, *Energy*, 132 (2017), PP 248-256.
- [13] Alok Ku. Mohapatra, Sanjay, Comparative analysis of inlet air cooling techniques integrated to cooled gas turbine plant, *Journal of the Energy Institute*, 88(August 2015), PP 344-358.
- [14] Alaa A et al, Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques, *Alexandria Engineering Journal*, 55 (Septembre 2016), PP 1903-1914.
- [15] encyclopédie en ligne Wikipédia : <http://fr.wikipedia.org/wiki/hydrogène>.
- [16] Drell, I, L, and belles, F. E, 1957, « survey of hydrogen combustion properties » NACA Report 1383, Research Mémoire E57D24.
- [17] AFH2 - Mémento de l'hydrogène : fiche 7.1, 7.2, 7.3-juin 2001-association Française de l'hydrogène : <http://www.afh2.org/>.
- [18] British Petroleum news lettre : <http://www.bn.com/> .
- [19] Todd, D. M, and Battista, R. A, 2000, « Demonstrated applicability of hydrogen fuel for Gas turbines, » Proc of the Ichem Gasification 4 conférence, Noordwijk, the Netherlands.