

République Algérienne Démocratique et Populaire

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMMED SEDDIK BEN YAHIA - JIJEL

Faculté des Sciences et de Technologie

Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Études

Pour l'obtention du diplôme de Master

En Génie Mécanique

Option Energétique

Thème

**Analyse d'un cycle combiné avec injection de vapeur
et récupération d'eau fonctionnant à l'hydrogène**

Les membres du jury :

Dr Bouraoui Amine

Pr Laouir Ahmed

Dr Laissaoui Aida

Président

Encadrant

Examineur

Présenté par :

Boussenna Abdeldjalil

Bensabra Mohammed

Promotion 2020

Remerciements :

Les premiers remerciements que je souhaiterais formuler s'adressent à notre encadreur A.Laouir, pour ces conseils précieux et son soutien le long du travail.

Nous adressons aussi nos vifs remerciements aux Dr A.Bouraoui et Dr A.Laissaoui pour avoir bien voulu examiner et juger ce travail.

Nous exprimons toute notre gratitude à Mr T.E.Boukeliaa pour son aide avec les bibliothèques MATLAB.

Nous tenons à remercier spécialement nos parents, nos sœurs et nos frères pour leurs supports et leurs aides

Nous ne laisserons pas cette occasion passer sans remercier nos camarades de promotion pour la solidarité et le soutien tout au long de ces années passer ensemble .

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Mon père que dieu l'accueille dans son paradis miséricordieux qui a nous quittés quelques jours auparavant notre soutenance.

Ma chère mère que dieu la protège

Mes frères

Mes sœurs

Et toute ma famille

*Mes amis et mes collègues de l'université de
Mohammed Seddik Ben Yahia-Jijel*

*Mes Collègues du Promotion CMIL 2015-
2016 de l'université de Mentouri-Constantine*

BOUSSENNA Abdeldjalil

Dédicace :

Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents

Mes frères

Mes sœurs

Et toute ma famille

*Mes amis et mes collègues de l'université de
Mohammed Seddik Ben Yahia-Jijel*

BENSABRA Mohammed

Introduction Générale.....	01
-----------------------------------	-----------

Chapitre I : Généralités sur les machines thermique

I.1	Introduction.....	03
I.2	Turbine à gaz	03
I.2.1	Compresseur.....	04
I.2.2	Chambre de combustion	04
I.2.3	Turbine.....	04
I.3	Cycle de Brayton (ou Joule).....	04
I.3.1	Cycle théorique de Brayton	05
I.3.2	Cycle réel de Brayton	06
I.4	Amélioration sur le cycle Brayton.....	06
I.4.1	Cycle de Brayton avec régénération.....	06
I.4.2	Cycle de Brayton avec réchauffage, régénération et refroidissement intermédiaire.....	07
I.5	Machine à vapeur	07
I.5.1	Pompe	08
I.5.2	Chaudière	08
I.5.3	Condenseur	08
I.6	Cycle de Rankine	09
I.6.1	Cycle théorique de Rankine.....	09
I.6.2	Cycle réel de Rankine	09
I.7	Cycle combiné	10
I.8	Chaudière de récupération	11
I.8.1	Chaudière à un niveau de pression	12
I.8.2	La chaudière à plusieurs niveaux de pression	14
I.9	Cycle STIG (Steam Injection Gas Turbine).....	15
I.10	Conclusion.....	16

Chapitre II : convertisseur d'énergie à hydrogène

II.1	Introduction	18
II.2	Combustion de l'hydrogène	18
II.2.1	Caractéristiques de l'hydrogène	18

II.2.1.1	Une très large gamme d'inflammabilité.....	18
II.2.1.2	Moins d'énergie d'allumage que les autres carburants.....	18
II.2.1.3	Température d'auto inflammation élevée.....	18
II.2.1.4	Vitesse de flamme élevée	19
II.2.1.5	Une haute diffusivité d'hydrogène.....	19
II.2.2	Différents systèmes de combustion	19
II.2.2.1	Lean premixed systems.....	19
II.2.2.2	Wet Low Emissions(WLE).....	20
II.2.2.3	Dry Low Emissions(DLE).....	20
II.2.3	Challenges de la combustion d'hydrogène	20
II.2.3.1	Phénomène thermo-acoustique	20
II.2.3.2	Les flammes à hautes températures.....	21
II.2.3.3	Flashback.....	21
II.2.3.4	L'auto-inflammation.....	22
II.3	Moteur à combustion interne à hydrogène	22
II.4	Pile à combustible	23
II.4.1	Définition	23
II.4.2	Principe du fonctionnement	23
II.4.3	Les avantages du p-à-c	24
II.5	Turbine à gaz brûlant de l'hydrogène	25
II.6	État de développement	26
II.6.1	Ansaldo Energia	26
II.6.2	General Electric	26
II.6.3	MHPS	27
II.6.4	Siemens	28
II.7	Conclusion	29

Chapitre III : Association de cycles Joule et Rankine avec injection de vapeur

III.1	Description.....	31
III.1.1	Situation avec l'utilisation de l'hydrogène.....	32
III.1.2	Les avantages de la combinaison injection de vapeur/combustion en	

	utilisant l'hydrogène comme combustible.....	32
III.2	Travaux précédents.....	33
III.3	Configuration étudié dans ce travail : Cycle combiné avec injection de vapeur (CCIV).....	34
III.3.1	Modélisation : Bilans d'énergie et de masse sur les composants.....	34
III.4	Conclusion	46

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1	Cycle combiné classique CCC.....	48
IV.1.1	Turbine à gaz seule (cycle Brayton CB)	48
IV.1.2	Cycle Rankine associe (CR)	52
IV.1.3	Résultats pour la combinaison(CB+CR)	58
IV.2	Cycle combiné avec injection de vapeur CCIV	59
IV.3	Conclusion.....	65

	Conclusion générale.....	67
--	---------------------------------	-----------

Nomenclature :

Symboles :

C_p : Capacité calorifique (kJ/kmole.K⁻¹)

f : fluide

h : Enthalpie d'un corps (kJ/kg)

h_f° : Enthalpie de formation (kJ/kmol)

M : masse molaire (g/mol)

m_a : Masse d'air injecté

m_g : Masse des gaz d'échappement

m_v : Masse de vapeur d'eau

n : Nombre de mole de vapeur d'eau injecté

n_{ex} : Nombre de mole d'air en excès

NO_x : Oxydes d'azote

P : Pression (bar)

Q : Flux de chaleur (Watt)

R : Constant des gaz parfaits (kJ/kmol.K⁻¹)

R_{air} : Rapport de quantité d'air avec excès et l'air stœchiométrique (%)

s : L'entropie d'un corps (kJ/kg)

T : Température (°C)

v : Volume massique (m³/kg)

W : Travail (kJ/kg)

W_c : Travail de compression (kJ/kg)

W_{netb} : Travail net de cycle Brayton (kJ/kg)

W_{netr} : Travail net de cycle Rankine (kJ/kg)

W_{net} : Travail net du système (kJ/kg)

W_t : Travail de la turbine (kJ/kg)

x : titre en vapeur

y : La fraction molaire d'un élément

ΔT_p : le pincement thermique dans le HRSG

Indice supplémentaire :

amb : ambiante

b : Brayton

c : Compresseur

ex: excès d'air

g : état vapeur

in : inlet (entrant)

l : état liquide

out : outlet (sortant)

p : Pompe

r : Rankine

st : stœchiométrique

Symboles grèques :

τ : Rapport de compression $\tau = \frac{P_2}{P_1}$

γ : (gamma) Exponent isentropique

Δ : Chute d'un paramètre

η_{is} : Rendement isentropique du composant (%)

Abréviations :

BP : Basse Pression

CBIV : Cycle Brayton à injection de vapeur

C.C : Chambre à combustion

CCC : Cycle combiné classique (avec excès d'air)

CCIV : Cycle combiné avec injection de vapeur

Comp : compresseur

DLE : Dry Low Emissions

GE : General Electric

GN : Gaz naturel

GPL : Gaz naturel liquéfié

HP : Haute Pression

HRSG : heat recovery steam generator (générateur de vapeur à récupération de chaleur)

MCI : Moteur à combustion interne

MHPS : Mitsubishi Hitachi Power Systems

MP : Moyen Pression

PEMFC : Proton exchange membrane fuel cell

P-à-c : Pile à combustible

ppm : Partie par millions

STIG : steam injection gaz turbine (turbine à gaz à injection de vapeur)

TAG : turbine à gaz

Turb : turbine

TM : Turbine mixte

TV : Turbine à vapeur

WLE : Wet Low Emissions

Liste des figures :

Figure	Titre	Page
I.1	Schéma d'une turbine à gaz simple.....	03
I.2	Diagramme T-s du cycle théorique de Brayton.....	05
I.3	Diagramme T-s du cycle actuel de Brayton.....	06
I.4	Schéma d'une machine à vapeur simple.....	07
I.5	Cycle théorique de Rankine représenté dans le diagramme T-s	09
I.6	Cycle réel du Rankine représenté Diagramme T-s	10
I.7	Schéma d'une combinaison Turbine à gaz-Machine à vapeur.....	11
I.8	Machine à cycle combiné avec une chaudière à un niveau de pression	13
I.9	Diagramme T-Q d'un HRSG à un seul niveau de pression.....	13
I.10	Diagramme T-Q d'un HRSG à plusieurs niveaux de pression	14
I.11	Schéma d'une chaudière à trois niveaux de pression dans un cycle combiné.....	15
I.12	Schéma d'une turbine à gaz à injection de vapeur dans la chambre de combustion.....	16
II.1	La différence entre une combustion normale et une combustion avec flashback (combustion normale à gauche).....	22
II.2	Schéma explicatif d'une pile à combustible.....	23
II.3	Schéma explicatif d'une PEMFC.....	24
II.4	Model de Ansaldo Energia GT36 H qui fonctionne avec 60% de H_2	26
II.5	La capacité d'utilisation de H_2 dans les TAG de GE.....	27
II.6	Les pourcentages d'utilisation de H_2 dans les turbines de Siemens.....	29
III.1	Schéma présentatif d'un cycle combiné à injection de vapeur et récupération d'eau cas général.....	31
III.2	Schéma présentatif d'une turbine à gaz avec injection de vapeur et récupération d'eau	33
III.3	Schéma présentatif d'un cycle combiné classique brûlant de l'hydrogène (avec excès d'air).....	35
III.4	Variation de la capacité calorifique en fonction de la température.....	36
III.5	Variation de gamma (γ) en fonction de la température.....	36
III.6	Diagramme T-Q du Cycle Rankine expliquant le pincement thermique dans le	

	HRSG.....	41
III.7	Schéma présentatif d'un cycle combiné avec injection partielle de vapeur à turbines séparées (cas étudié dans notre travail).....	44
IV.1	Variation du $R_{air}(\%)$ en fonction de τ et T_5	48
IV.2	Variation de T_6 en fonction de τ à différentes valeur de T_5 La figure montre aussi la variation du T_2	48
IV.3	Variation de W_c en fonction de τ et T_5	50
IV.4	Variation de W_t en fonction de τ et T_5	50
IV.5	Variation du W_{netb} en fonction de τ et T_5	50
IV.6	Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 10 Bars$	52
IV.7	Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 12 Bars$	52
IV.8	Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 14 Bars$	53
IV.9	Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 20 Bars$	53
IV.10	Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 18 Bars$	54
IV.11	Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 16 Bars$	54
IV.12	Variation du T_8 en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 Bars$	55
IV.13	Variation du T_8 en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 Bars$	56
IV.14	Variation de W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 Bars$	57
IV.15	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 Bars$	58
IV.16	Variation de T_6 en fonction de τ à différentes valeur de T_5 La figure montre aussi la variation du T_2	59
IV.17	Variation du W_c en fonction de τ et T_5 pour avec injection de vapeur (sans excès d'air).....	59
IV.18	Variation de T_8 en fonction de τ à différentes valeur de T_5	60
IV.19	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 25 Bars$	61
IV.20	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 30 Bars$	61
IV.21	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 35 Bars$	62
IV.22	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 40 Bars$	62
IV.23	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 45 Bars$	62
IV.24	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 50 Bars$	63
IV.25	Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 120 Bars$	64
IV.26	Variation du m_v en fonction de τ et T_5	64
IV.27	Variation du m_4 en fonction de τ et T_5	64

Liste des Tableaux :

Tableau	Titre	Page
II.1	Les différents bruleurs d'hydrogène des TAG de MHPS.....	28
III.1	Capacités calorifiques molaires	35

Introduction générale

Introduction générale

La production de l'énergie a toujours et depuis longtemps pris le centre d'intérêt mondial dans laquelle les sociétés sont en compétitions. La production d'énergie a connu par le temps plusieurs développements dans l'histoire pour qu'elle devienne sous la forme des moyens qu'on connaît aujourd'hui comme les moteurs à combustion, des turbines hydrauliques, les piles à combustibles et autres.

Un des moyens de production d'électricité est le moteur à combustion et plus précisément la turbine à gaz et la turbine à vapeur qui sont dominants dans la production d'électricité mondiale. Ces machines de productions d'électricité continue à se développer jour après jour pour que l'homme puisse exploiter le maximum d'énergie possible de ces machines.

Dans ce travail on étudie une combinaison de ces deux machines connues sous le nom de cycle combiné, ce dernier a prouvé son efficacité avec des rendements thermique arrivants jusqu'à 62% et une production d'énergie dépassant les 1000 MW. [1]

L'efficacité de ce cycle a pris l'attention des énergéticiens à le développer, parmi les modifications que ce cycle a subi, l'injection de vapeur (ou autrement dit le cycle Cheng), c'est une méthode efficace qui augmente le rendement et donne plusieurs avantages aux cycles combinés.

Le développement des cycles combinés ne s'arrête pas là, car il est un cycle basant sur la combustion des carburants produisant du CO_2 et aussi au temps que le monde est entrain du décarbonisation le cycle combiné a eu une autre modification mais cette fois dans la combustion qui va remplacer les carburants polluants comme les fuels et le gaz par un autre substitut à combustion propre qui est l'hydrogène. Cette dernière modification est un point très sensible sur lequel une grande compétition entre les producteurs des équipements des turbines a pris place, et un grand succès mondial si les sociétés peuvent le développer et le contrôler car à l'état actuel il n'est pas possible d'utiliser une combustion à 100% d'hydrogène et notre travail va présenter pourquoi. Malgré cela l'utilisation de l'hydrogène dans la production d'électricité reste très avantageuse sur les autres combustibles comme il sera présenté par la suite.

Chapitre I :
Généralités sur les
cycles
thermodynamiques
Brayton, Rankine et
variantes

I.1 Introduction

La base des machines thermiques sont les cycles thermodynamiques sur lesquels on fait le calcul des performances de chaque machine. Dans ce chapitre nous allons identifier les cycles très répandus dans la production d'énergie comme cycle de Brayton, cycle de Rankine et ces variantes, aussi nous allons voir leurs présentations dans le diagramme T-s et les améliorations et spécifications de chaque cycles.

I.2 Turbine à gaz

La turbine à gaz est l'une des machines thermodynamiques tournantes, elle est considérée comme l'un des moyens de production d'énergie les plus importants depuis longtemps, elle se compose généralement d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. La TAG est basée sur le principe de la conversion d'énergie elle convertit l'énergie thermique (la chaleur des gaz produites par la combustion d'un hydrocarbure) en travail mécanique (la rotation du l'arbre) pour une utilisation ultérieure. Les TAG produisent généralement une gamme large de puissance jusqu'à 600 MW. [1]

Les TAG ont une grande flexibilité dans l'utilisation de carburant fuel, gaz naturel, GPL, hydrogène ou même de biocarburant. La figure suivante nous montre un schéma simple d'une turbine à gaz :

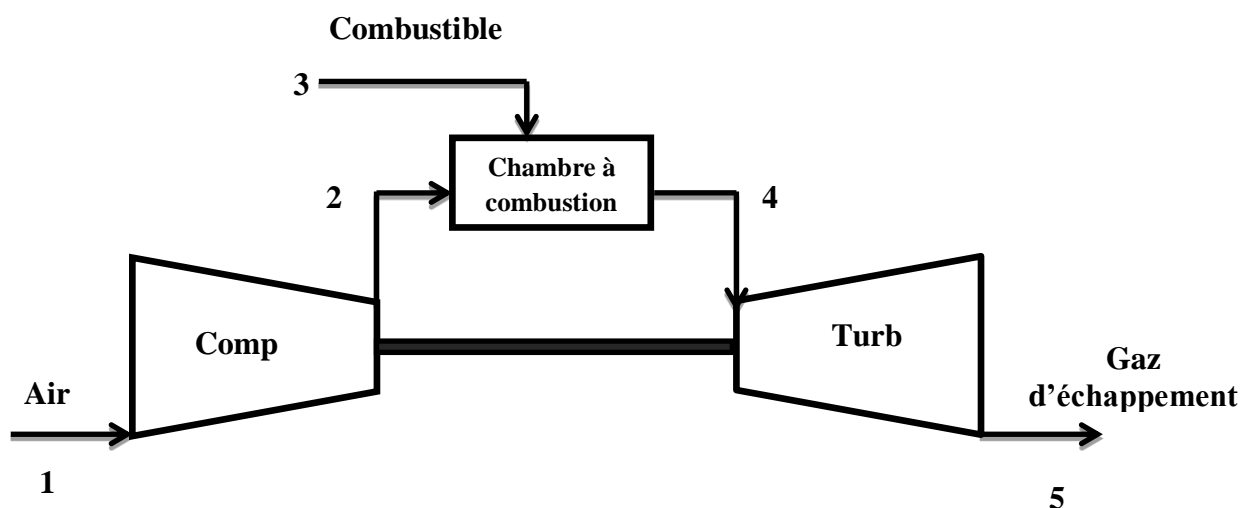


Figure.I.1 Schéma d'une turbine à gaz simple

I.2.1 Compresseur (1-2)

Le compresseur est utilisé pour augmenter la pression et par conséquent la température de l'air avant d'entrer dans la chambre de combustion. Il se compose de plusieurs étages et chaque étage contient un stator et un rotor, ce dernier augmente la pression de l'air, c'est-à-dire que à chaque fois l'air passe par un étage sa pression augmente. Cette compression permet de réduire le volume dans lequel le mélange est brûlé et améliore les processus de combustion.

Il existe deux types des compresseurs :

- les compresseurs axiaux.
- les compresseurs centrifuges.

I.2.2 Chambre de combustion (2-4)

La chambre de combustion est utilisée pour chauffer l'air précédemment comprimé par le compresseur, il est mélangé au combustible injecté dans la chambre puis brûlé (le carburant est injecté sous très forte pression). Elle est utilisée aussi pour contrôler la température des gaz résultants avant d'arriver à la turbine pour éviter le risque de l'endommager

Généralement on utilise des alliages réfractaires pour la construction des chambres à combustion à cause des hautes températures rencontrées. [2]

I.2.3 Turbine (4-5)

La turbine convertit l'énergie thermique des gaz résultants de la combustion en énergie mécanique au moyen des aubes, cette énergie est utilisée pour maintenir la rotation du compresseur et du générateur et d'autre mécanisme rotatif. Ces aubes peuvent résister à des températures allant jusqu'à 1500°C. [2]

I.3 Cycle de Brayton (ou Joule)

Le cycle de Brayton est considéré parmi les plus anciens cycles de la production d'énergie il est connu d'un autre nom qui est le cycle de Joule. La première idée de cycle de Brayton a été posée par Mr George Brayton en 1870. [1] Ce cycle repose sur deux processus isentropiques et deux autres à pression constante. L'énergie produite par ce cycle est l'énergie de rotation d'un arbre par une turbine qui est mise en parallèle avec un compresseur. L'air frais à une

pression et une température ambiantes est comprimé dans un compresseur, puis chauffé à pression constante dans une chambre de combustion par l'énergie de réaction chimique d'un combustible avec un oxydant (O_2), ce gaz à haute température et haute pression entre dans une turbine de détente et la fait tourner qui lui-même fait tourner un arbre de rotation, les gaz d'échappement vont sortir à la pression atmosphérique par un conduit d'échappement et se refroidir dans l'atmosphère. Au-delà il est clair que le cycle de Brayton est un cycle ouvert mais il peut être considéré comme un cycle fermé si on suppose que le rejet de chaleur se fait par un échangeur de chaleur qui va abaisser la température des gaz d'échappement vers la température ambiante.

I.3.1 Cycle théorique de Brayton

Le cycle théorique de Brayton (comme montré dans la figure-I.2-) comprend quatre évolutions réversibles suivantes :

- Une compression isentropique ($1 \rightarrow 2$)
- Combustion à pression constante ($2 \rightarrow 3$)
- Une détente isentropique dans une turbine ($3 \rightarrow 4$)
- Rejet de chaleur à pression constante ($4 \rightarrow 1$)

En outre on suppose dans ce cycle que :

- Les fluides circulant dans la turbine à gaz sont des gaz parfaits.
- Les pertes de pression négligeables.

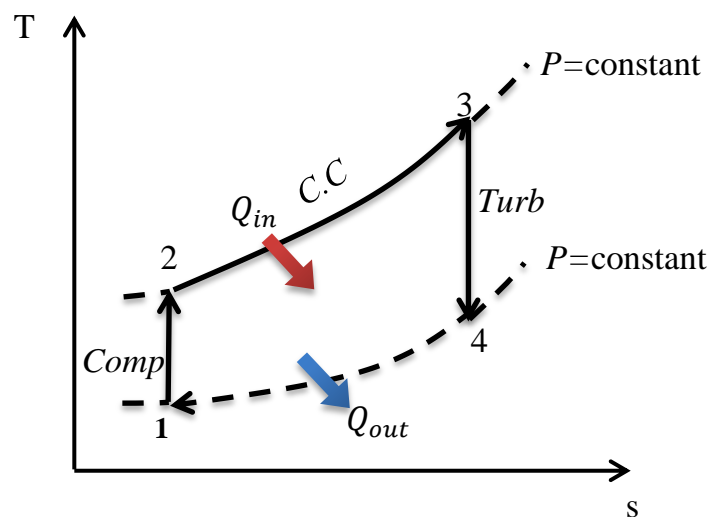


Figure.I.2 Cycle théorique de Brayton présenté dans le diagramme T-s

I.3.2 Cycle réel de Brayton

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique, dans ce cas la compression et la détente adiabatiques ne sont pas isentropiques à cause de la présence des frottements internes dans le compresseur et la turbine. Les pressions des processus (2-3) et (4-1) ne vont pas rester constantes pendant les transformations thermodynamiques, à cause des pertes de pression (voir figure-I.3-).

Le travail réel du compresseur est plus important comparé au travail théorique et l'inverse pour la turbine.

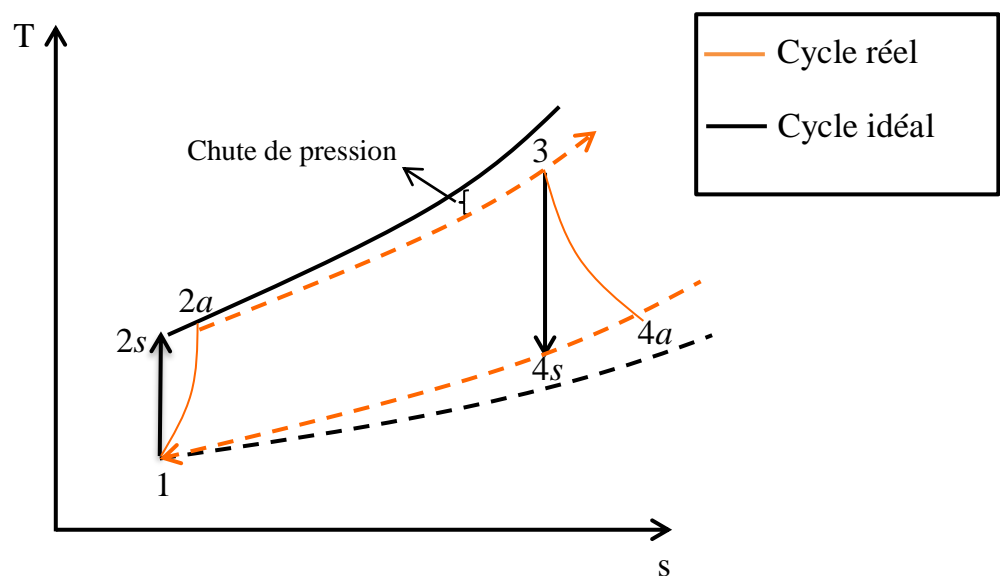


Figure.I.3 Cycle réel de Brayton présenté diagramme T-s.

I.4 Amélioration sur le cycle Brayton

I.4.1 Cycle de Brayton avec régénération

La régénération est une méthode utilisée pour récupérer les pertes thermiques des gaz d'échappement rejetées à haute température. La température des gaz d'échappement (la sortie de la turbine) est plus élevée (de l'ordre de 500°C) que la température de l'air comprimé, elle est considérée comme une grande perte d'énergie, pour cela on utilise la méthode de régénération, cette méthode basée sur le réchauffage de l'air comprimé avant entrée dans la chambre de combustion par un échangeur de chaleur placé entre la sortie de la turbine et l'air comprimé. Cette méthode permet de réduire la consommation de carburant et ainsi d'améliorer le rendement. [3]

I.4.2 Cycle de Brayton avec réchauffage, régénération et refroidissement intermédiaire

Cette méthode basée sur l'augmentation du travail net (la différence entre le travail de la turbine W_t et le travail de compresseur W_c) à partir des trois techniques :

- augmenter le travail de la turbine (réchauffe du gaz dans la turbine) : dans ce cas on va gagner un plus dans la détente à cause d'énergie thermique supplémentaire utilisée.

-diminuer le travail de compresseur (refroidissement du gaz dans le compresseur) :

L'augmentation de la pression de compresseur va augmenter aussi sa température et pour cela un refroidissement intermédiaire est nécessaire pour minimiser la température dz sortie d'air comprimé.

-récupération d'une partie de la chaleur dégagée (Q_{out}) par la régénération. [3]

I.5 Machine à vapeur

La machine à cycle vapeur est parmi les machines de production d'énergies les plus utilisables dans le monde, notamment dans les zones où est disponible une grande source d'eau. Cette machine est un dispositif thermique à écoulement continu dans lequel on peut transformer l'énergie thermique en énergie mécanique par la conversion d'énergie interne de la vapeur en énergie mécanique de rotation [4], elle se compose généralement d'une pompe, une chaudière, une turbine et un condenseur (voir figure I.4).

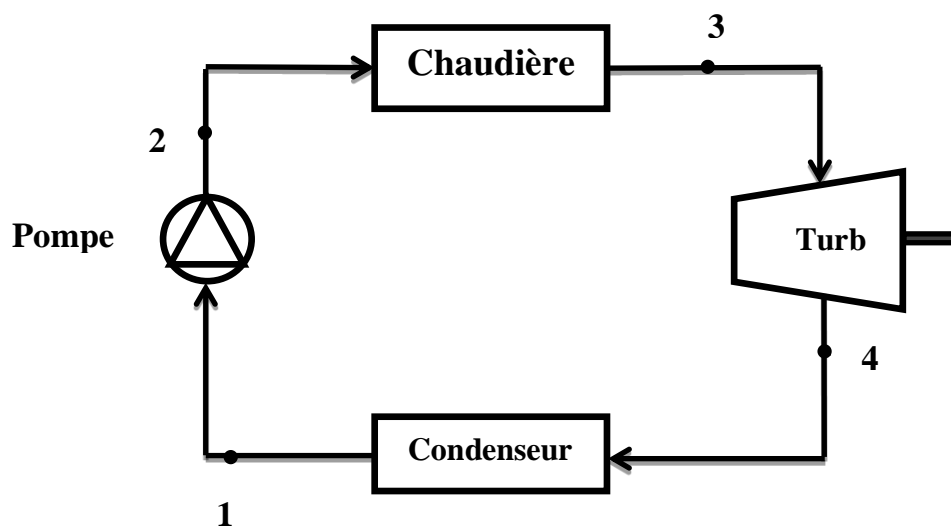


Figure.I.4 Schéma d'une machine à vapeur simple

I.5.1 Pompe (1-2)

La pompe est utilisée pour élever la pression du liquide (l'eau) qui est déjà stocké à l'intérieur des bache d'alimentation et le prétraitement et augmenter sa pression avant l'utiliser dans la chaudière. Il existe plusieurs types des pompes : volumétriques, axiales, centrifuges mais généralement les plus utilisé sont les pompes centrifuges. [2]

I.5.2 Chaudière (2-3)

La chaudière est un auxiliaire très important dans les centrales de production d'énergie basée sur le chauffage d'un liquide par la convection, ce fluide peut être soit vaporisée soit surchauffée.

Cet auxiliaire permet de transférer l'énergie thermique d'une source de chaleur au fluide caloporteur, cette chaleur peut être une chaleur dégagée par la combustion ou une chaleur d'un autre fluide dont la température est très élevée.

Il existe deux types des chaudières [2] :

- les chaudières à tubes de fumée.
- les chaudières à tubes d'eau.

A cause des fortes pressions rencontrées dans les cycles à vapeur, on utilise le plus souvent des chaudières à tube d'eau

I.5.3 Condenseur (4-1)

Le condenseur est un échangeur de chaleur qui permet de transférer de la chaleur entre deux fluides. Dans ce cas le condenseur se compose de deux passages :

Le premier permet le passage de vapeur d'eau qui sort de la turbine considéré comme fluide chaud. Et un deuxième qui permet le passage du fluide de refroidissement généralement l'eau de la mer (après traitement) considéré comme une source froide.

Cette vapeur se condense et change sa phase vapeur à la phase liquide puis s'utilise pour l'alimentation de la pompe.

I.6 Cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique considéré parmi les plus importants cycles de la production d'énergie dans le monde, **William John Macquorn Rankine** est le propriétaire de l'idée de ce cycle en 1859. [5]

I.6.1 Cycle théorique de Rankine

Le cycle théorique de Rankine (présenter dans la figure I.5) comprend les quatre évolutions suivantes :

- Une compression isentropique (1→2)
- Apport de chaleur isobare (2→3)
- Expansion isentropique (3→4)
- Rejet de chaleur isobare (dans un échangeur de chaleur) (4→1)

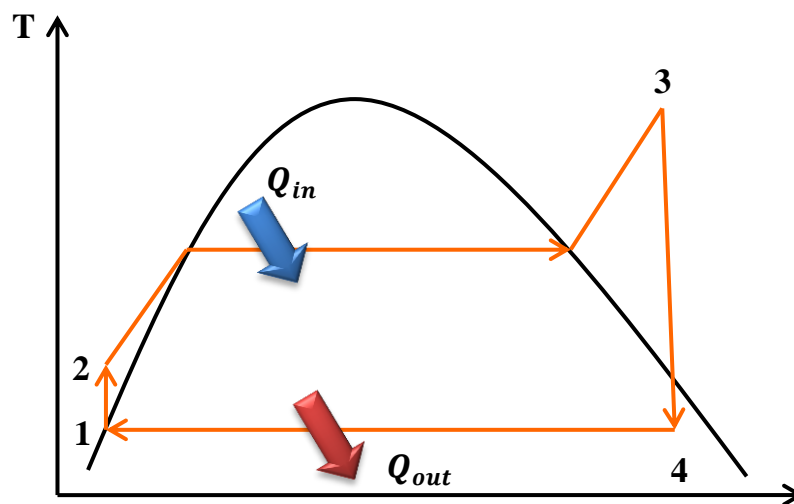


Figure.I.5 Cycle théorique de Rankine représenté dans le diagramme T-s. [3]

I.6.2 Cycle réel de Rankine

Le cycle réel de Rankine diffère du cycle théorique, dans ce cas le pompage et la détente sont adiabatiques mais ne sont pas isentropiques à cause de la présence des frottements internes dans la pompe et la turbine.

Les pressions des processus (2-3) et (4-1) changent pendant les transformations thermodynamiques (voir figure I.6).

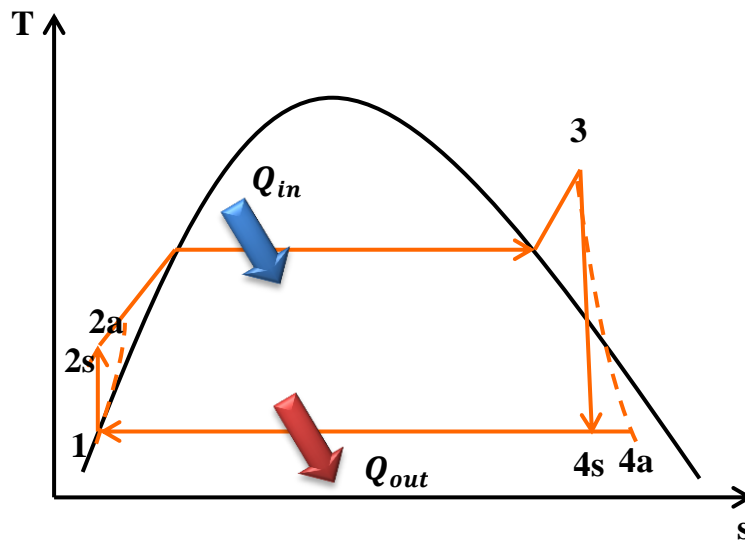


Figure.I.6 Cycle réel du Rankine représenté dans le diagramme T-s. [3]

I.7 Cycle combiné

Dans les années 1960 et avec le développement de la technologie et la diminution des énergies fossile, la demande continue sur l'énergie a obligé l'homme à penser à des alternatives comme aussi dans les pertes des énergies qui n'ont pas exploités comme dans les turbines à gaz.

Les gaz chauds sortants de la turbine à gaz sont le premier pas de la création du cycle combiné, un cycle qui se base sur une turbine à gaz reliée avec un cycle à vapeur par un générateur de vapeur à récupération de chaleur HRSG (Heat recovery steam generator) qui remplace la chaudière dans les centrales à vapeur.

Cette idée vient après que les températures dans les turbines à gaz peuvent dépasser 1400°C à l'aide d'utilisation des matériaux résistants à hautes températures pour la production des aubes des turbines comme les céramiques. Cette situation a permis d'utiliser les gaz d'échappement de la turbine à gaz (en générale plus de 450°C) comme source thermique pour le cycle Rankine. [6]

Avant d'aller au cycle combiné la perte de chaleur dans les gaz d'échappement des turbines à gaz ont été récupéré par les cycles à régénération, mais la limitation accompagnée avec ce cycle a dirigé les énergéticiens vers un autre cycle pour mieux exploiter cette perte d'énergie c'est le cycle combiné. Le cycle combiné et comme présenté dans la figure -I.7- travail en combinant les deux cycles à vapeur et à gaz. [7]

Cette combinaison des deux cycles a apporté de bons résultats en terme de rendements qui a dépassé les 60% (en mars 2008 la centrale japonaise de ChubuElectric Power's Nishi-Nagoya

Thermal Power Station Unit 7-1 a atteint 63,08 %) [1], et aussi les puissances développées ont dépassé les 1000 MW (L'Algérie a commencé en 2012 à exploiter une centrale produite par Alstom à terga-Ain-timouchent qui produit 1200MW). [1]

Les cycles combinés contribuent à réduire le tau des gaz à effet de serre de façon importante jusqu'à 50% pour le CO_2 et deux tiers pour les NO_x et élimine complètement l'oxyde de soufre SO_2 . [3]

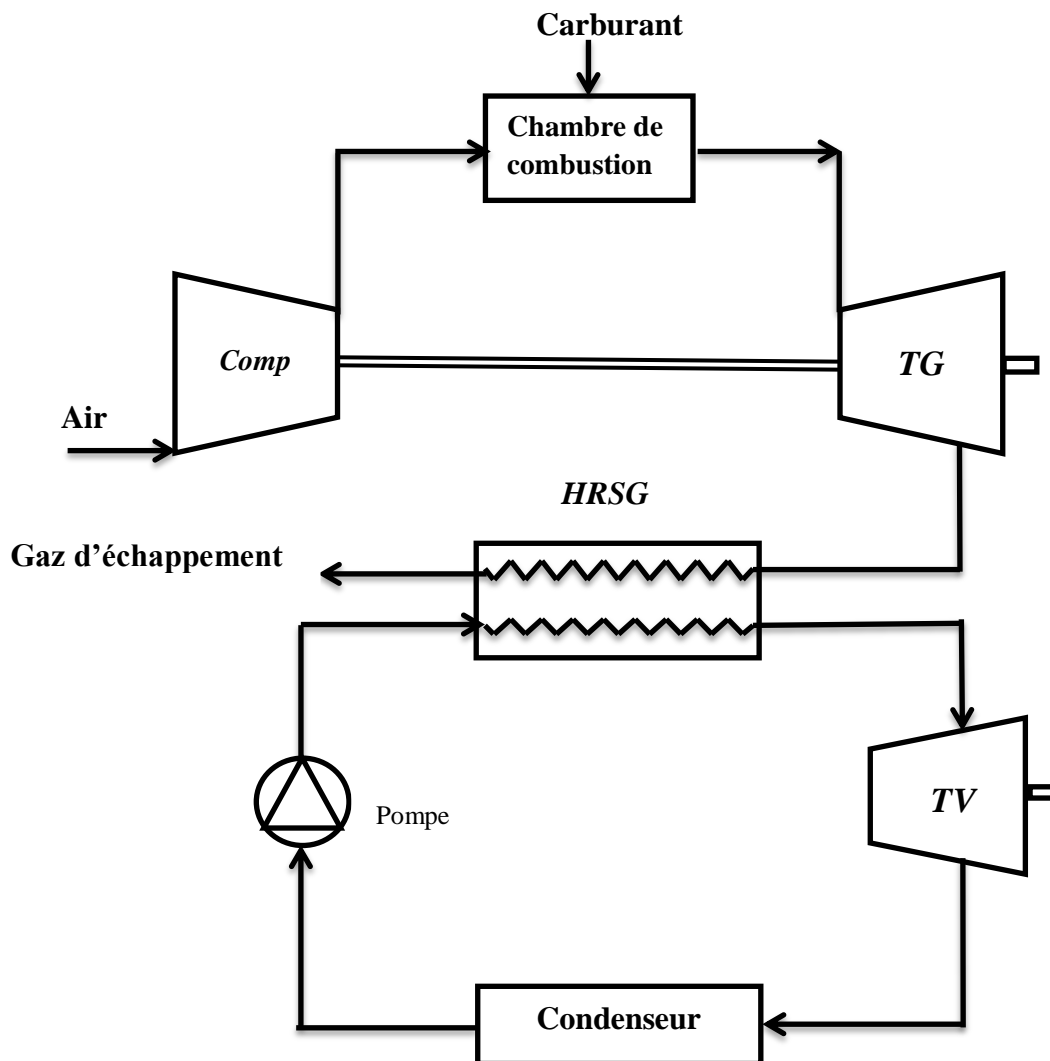


Figure.I.7 Schéma d'une combinaison Turbine à gaz-Machine à vapeur

I.8 Chaudière de récupération

La partie la plus importante dans les cycles combinés est la chaudière de récupération ou autrement dit le générateur de vapeur à récupération de chaleur HRSG car elle est la partie qui relie le cycle à gaz et à vapeur. Elle est constituée des faisceaux de tubes disposés soit verticalement ou horizontalement, et avec une circulation naturelle ou forcée. Dans un HRSG

on peut trouver un économiseur, un évaporateur relié à un ballon, un surchauffeur et des faisceaux de tubes d'un ou plusieurs niveaux de pression. [8]

A ce stade on peut définir le terme du pincement comme la différence de température dans l'entrée de l'évaporateur entre les gaz d'échappement et l'eau saturée. D'un point de vue énergétique il a un effet direct sur le rendement de cycle de façon que ce pincement soit le plus faible possible pour qu'on augmente le rendement, mais malheureusement son effet est restreint à un point ce qui fait penser à d'autres paramètres d'amélioration de ce rendement qui est le nombre de niveau de pression.

La différence de température entre la température des gaz brûlés à l'entrée et à la sortie du HRSG qualifie la qualité de cet organe et détermine le nombre de niveaux de pression de HRSG pour que cette différence de température soit la plus basse possible. Ajoutant le nombre de niveaux de pression sûrement va augmenter le coût de l'installation et aussi la complexité mais elle reste une solution pratique pour l'optimisation du cycle dont le but est que la récupération d'énergie soit maximale. [7]

I.8.1 Chaudière à un niveau de pression

Pour une chaudière de récupération à un seul niveau de pression on peut trouver dans l'ordre de transformation de l'eau vers la vapeur (voir figure I.8):

Un économiseur : on le trouve en contact avec les gaz chauds avant qu'ils ressortent du HRSG, il sert à élever la température de l'eau liquide à une température de pré-évaporation

Un évaporateur : c'est la partie où la transformation de phase de l'eau qui vient de l'économiseur va prendre place, la sortie de l'évaporateur dirige le mélange eau/vapeur vers le ballon.

Un ballon : c'est un réservoir où le mélange eau/vapeur va prendre place avec deux circuits le 1^{er} pour la circulation de vapeur et le 2^{ème} pour la circulation de l'eau saturée soit par différence de pression soit par pompe.

Un surchauffeur : dans lequel les gaz sortants du ballon à l'état saturé après l'évaporateur vont être surchauffés.

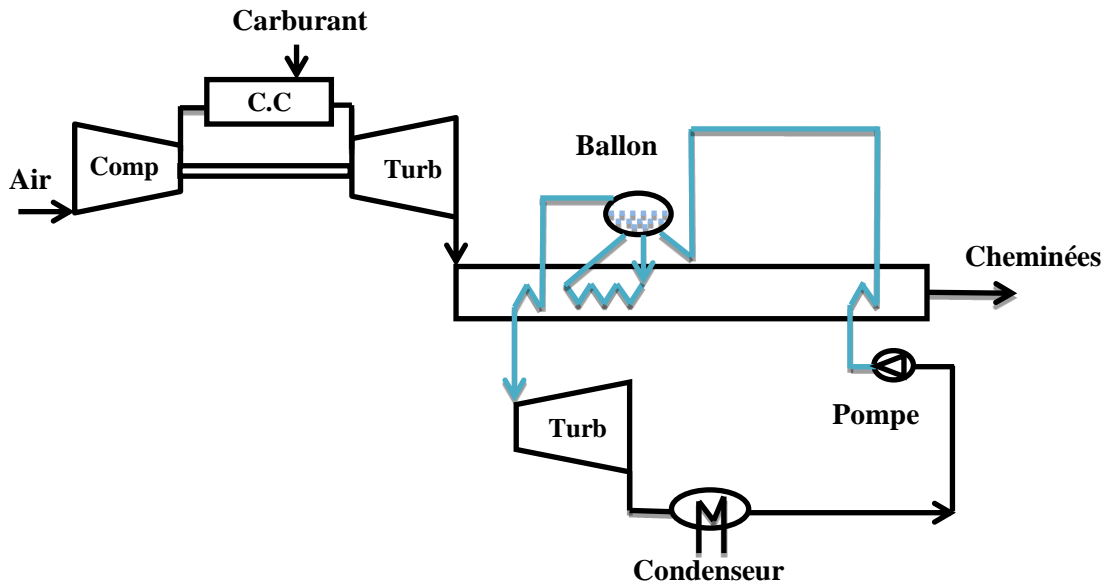


Figure.I.8 Machine à cycle combiné avec chaudière à un niveau de pression

Dans ce type il existe un seul niveau de pression la minimisation des pertes se fait par augmentation de la pression jusqu'à atteindre le pincement entre la température des gaz d'échappement et de la vapeur générée. Voyant le graphe de température des gaz d'échappement superposer sur le graphe de température de la vapeur dans la figure -I.9- peut expliquer le cas présenté

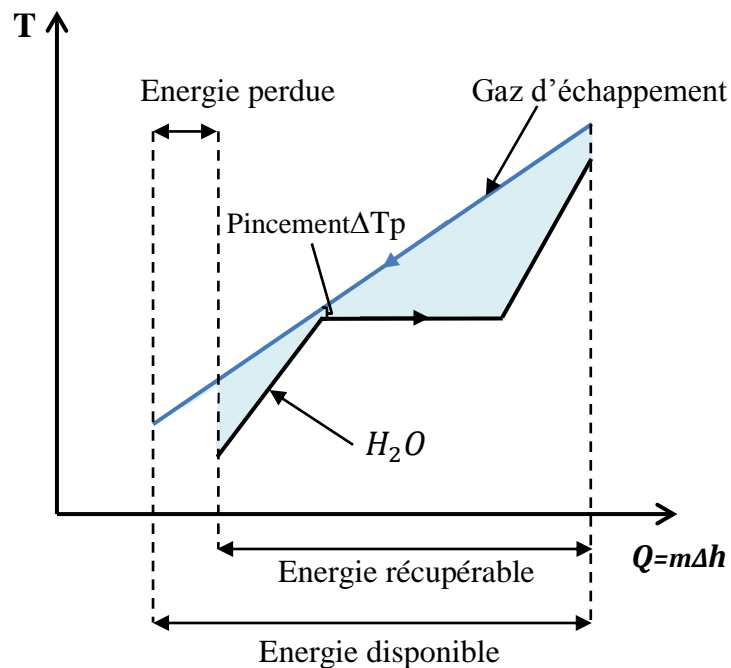


Figure.I.9 Diagramme T-Q d'un HRSG à un seul niveau de pression [9] [6]

La surface bleue détermine la production d'entropie et les irréversibilités du cycle (pertes exergetiques). On peut remarquer maintenant que à chaque fois le pincement augmente et la pression diminue le rendement de cycle diminue, donc l'augmentation de la pression de cycle Rankine va optimiser la chaleur rejetée du cycle Brayton. Ainsi, même cette solution d'augmentation de pression n'est pas très effective ce qui a conduit à trouver une autre solution qui est le cycle à plusieurs niveaux de pression.[9]

I.8.2 La chaudière à plusieurs niveaux de pression

Continuant à l'idée de cycle précédent, le cycle à plusieurs niveaux de pression (figure I.11) travaille sur le même principe et avec les mêmes composants sauf qu'il travaille avec trois corps imbriqués (Trois ou seulement deux) un corps haute pression (HP), un corps moyen pression (MP) et un corps basse pression (BP) et comme avantage avec plusieurs niveaux de pression le rendement global du cycle augmente et les irréversibilités diminuent (voir figure-I.10-)

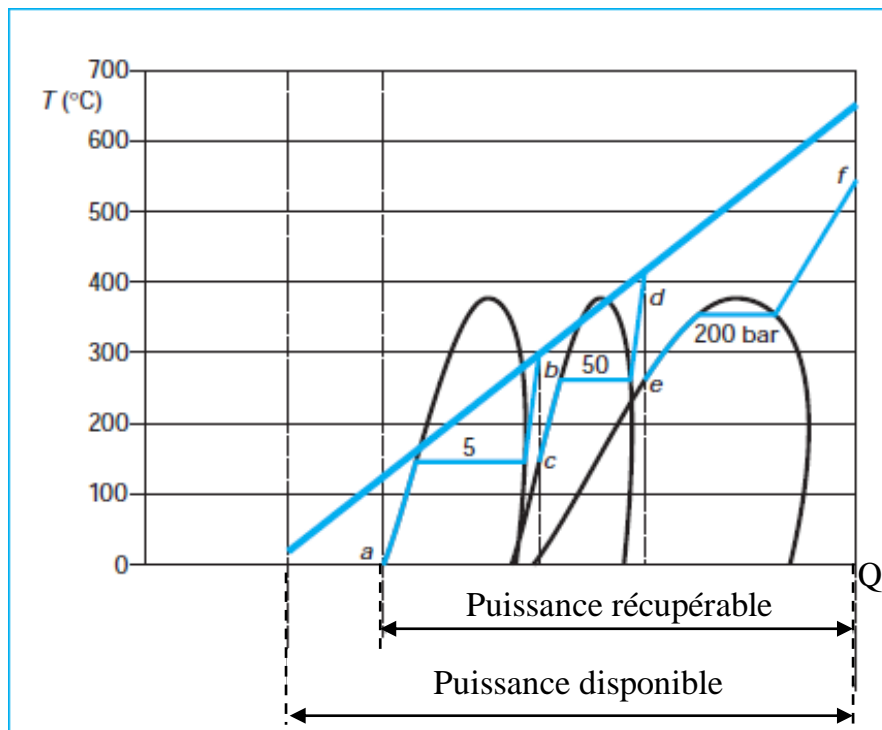


Figure .I.10 Diagramme T-Q d'un HRSG à plusieurs niveaux de pression [9]

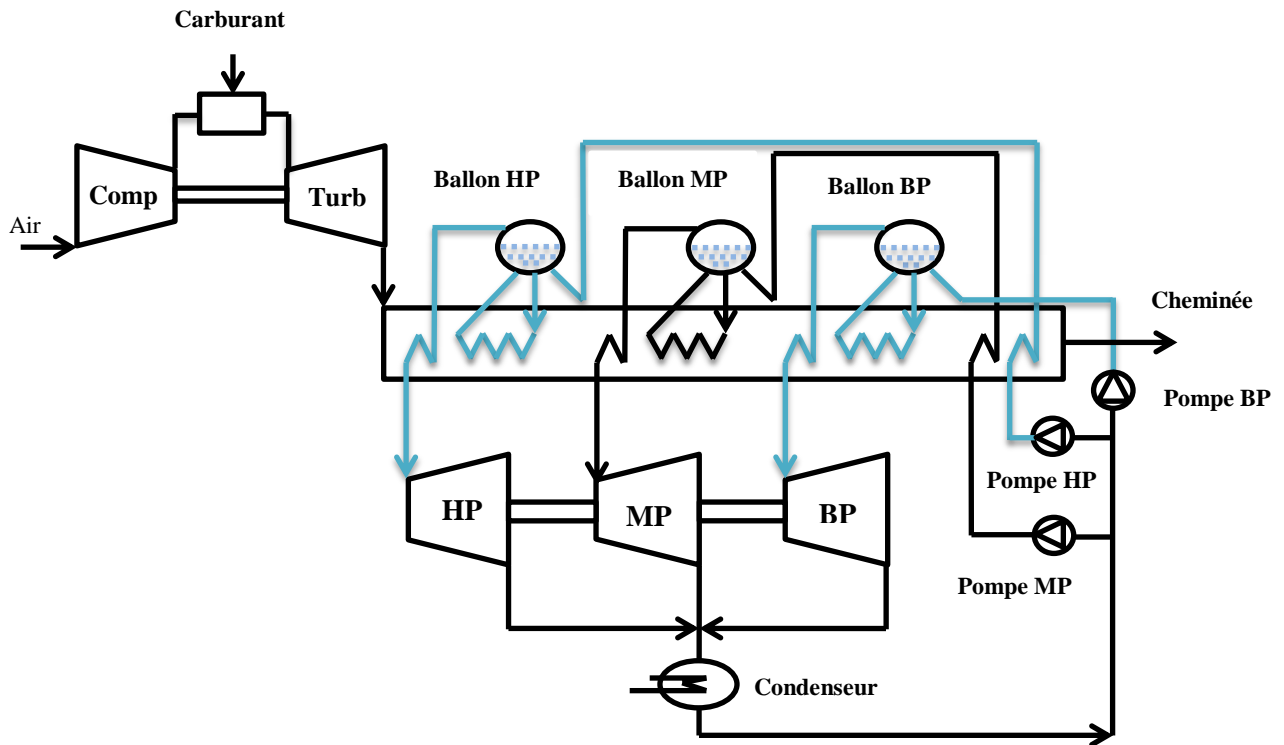


Figure.I.11 Schéma d'une machine thermique avec chaudière à trois niveaux de pression dans un cycle combiné [9]

On observe de la figure (I.10) que la puissance échangée des gaz d'échappement vers la vapeur générée a augmenté, par contre les irréversibilités et la température de sortie des gaz d'échappement ont diminué qui confirme l'intérêt de plusieurs niveaux de pression qui malgré sa complexité son rendement dépasse les 55% le rendre parmi les meilleurs cycles de production d'électricité.[9]

NB : dans les chaudières, le refroidissement des gaz d'échappement ne doit atteindre une certaine température pour éviter la condensation d'acide sulfurique (par exemple pour le gaz naturel est environ de 80°C).

I.9 Cycle STIG (Steam Injection Gas Turbine)

Pour l'état de l'art voir la référence [11] cité dans la référence [10] et la référence [10] elle-même. L'utilisation de la turbine à gaz pour la production d'électricité s'est répandue dans le monde entier mais parfois certaines conditions climatiques font diminuer le rendement de cette machine et pour cela des solutions comme la régénération, le refroidissement intermédiaire et l'injection de vapeur sont été proposées. La solution qui nous intéresse dans cette partie est la turbine à gaz à injection de vapeur ou le cycle STIG (steam injection gaz

turbine) qui consiste à l'introduction de vapeur dans les partie de turbine à gaz ce qui améliore les performances du système et aide à stabiliser la puissance sortante dans toutes les conditions. L'injection de vapeur contribue également à réduire les émissions de NO_x .

Un cycle STIG est une turbine à gaz relié à sa sortie avec une chaudière de récupération déjà cité qui est le HRSG (voir figure -I.12-). Les gaz d'échappement sortant de la turbine à des températures hautes vont vaporiser un débit d'eau entrant le HRSG et produit de la vapeur qui sera injectée dans la chambre de combustion de turbine à gaz qui va augmenter le débit qui se détend dans la turbine à gaz. [12]

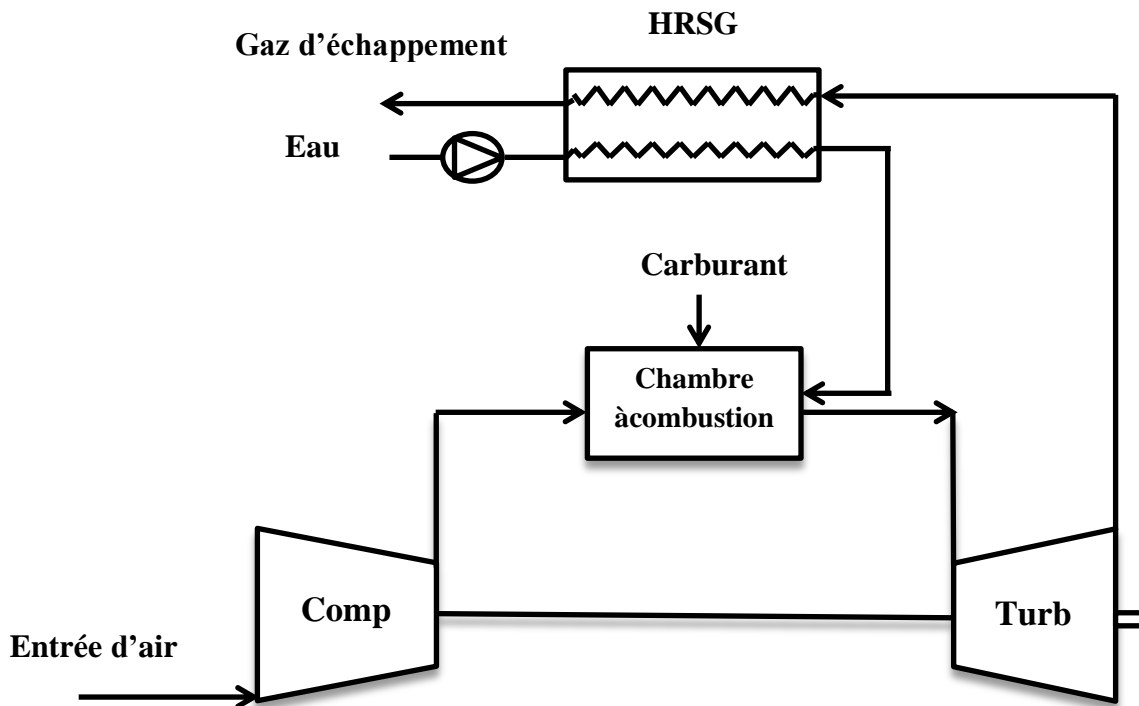


Figure.I.12 Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur dans la chambre de combustion

Allons au plus restreint, nous travaillons sur les cycles combinés et donc le HRSG va prendre la place de la chaudière à vapeur ce qui donne un avantage de plus à l'installation.

I.10 Conclusion

A partir de ce chapitre on peut dire que la machine thermique et l'un des moyens de production d'énergie les plus importants à cause de sa variété. Les améliorations sur les cycles Brayton, Rankine font ouvrir la porte pour les ingénieurs à des machines thermiques efficaces et économiques. Parmi les améliorations discutés précédemment le cycle STIG et le plus important qu'on va étudier dans ce travail.

Chapitre II :

Convertisseurs d'énergie à hydrogène

II.1.Introduction

Quand on dit convertisseurs d'énergie à hydrogène deux personnes de deux différents domaines peuvent imaginer deux choses différentes puisque cette appellation est posée sur un moteur à combustion interne (MCI) qui brûle de l'hydrogène pour la combustion, comme aussi on peut la donner pour les modules de pile à combustible car les deux travaillent à base de l'hydrogène. Pour la pile à combustible on va parler beaucoup plus sur lesquelles utilisés dans les moteurs des véhicules.

II.2 Combustion de l'hydrogène

II.2.1 Caractéristiques de l'hydrogène

II.2.1.1 Une très large gamme d'inflammabilité

Ce qui permet à l'hydrogène d'être utilisé dans des mélanges air-carburant avec des proportions très différents (de 4% à 75%). Cet avantage permet aux MCI à hydrogène de démarrer avec des mélanges pauvres ou le dosage de carburant est inférieur même de dosage stœchiométrique. De plus, le démarrage du mélange sous des mélanges pauvres permet d'avoir des réactions qui minimisent le tau des NO_x dégagés comme aussi économiser le carburant. [13][14]

II.2.1.2 Moins d'énergie d'allumage que les autres carburants

Cette faible énergie assure un allumage rapide même pour les mélanges pauvres. [13][14]

II.2.1.3 Température d'auto inflammation élevée

C'est un facteur très favorable dans les MCI parce qu'elle rend possible pour les ingénieurs le choix du rapport de compression dans un large domaine car la température suit le rapport de compression suivant l'équation d'une transformation adiabatique :

$$P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma [15] \quad (\text{II.1})$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.2})$$

II.2.1.4 Vitesse de flamme élevée

Pour le tau stœchiométrique des mélanges air-hydrogène la flamme d'hydrogène a une vitesse très élevée ce qui permet au cycle moteur de tend vers le cycle théorique sur lequel se base le moteur. [14]

II.2.1.5 Une haute diffusivité d'hydrogène

Ce qui aide à avoir une bonne homogénéité de mélange air-carburant et aussi éviter les risques en cas de fuites d'hydrogène. [13]

Comme tous les carburants, l'hydrogène par rapport à ces caractéristique a aussi des inconvénients comme :

-Si le mélange pauvre air-carburant dépasse une certaine limite la puissance de sortie du moteur sera faible.

-Il existe un danger d'allumage prématuré dans les endroits chauds du cylindre à cause la basse énergie d'allumage et la large gamme d'inflammabilité ce qui conduit d'avoir le phénomène de cliquetis.

-l'utilisation de l'hydrogène met en jeu le risque du retour de flamme dans le cylindre (flash back) puisque la distance de propagation de la flamme d'hydrogène est un peu courte (the small quenching distance). [16]

-la faible densité d'hydrogène exige un grand volume pour satisfaire l'énergie adéquate pour que le moteur marche dans les conditions normales. Aussi la faible densité d'hydrogène affecte directement la densité énergétique du mélange air-hydrogène et par conséquent la puissance de sortie du moteur.

II.2.2 Différents systèmes de combustion

II.2.2.1 *Lean premixed systems* (les systèmes pré mélangés pauvres)

C'est une méthode très utilisés par les sociétés de production des turbines mais qui reste à développer encore pour pouvoir travailler avec des mélanges à plus fort teneur en H_2 . Ses résultats sont un peu satisfaisants car avec cette méthode on peut arriver à des mélanges avec 60% de volume de H_2 . [17]

II.2.2.2 *Wet Low Emissions (WLE)*

Cette méthode est appelé aussi par un autre nom Flammes de diffusion diluée avec de l'azote, de l'eau ou de la vapeur. C'est une méthode utilisé pour trois raisons essentielles la 1^{ère} est d'avoir une température de sortie de chambre de combustion élevée, la 2^{ème} est d'élargir la distance de propagation de la flamme d'hydrogène et la 3^{ème} est pour éviter l'explosion d'hydrogène ou les anomalies de combustion. Et comme cette méthode est très pratique et utile elle a aussi des inconvénients à causedu tau des NO_x élevé et le rendement qui est un peu faible. [17]

II.2.2.3 *Dry Low Emissions(DLE)*

C'est une technologie développé pour avoir une flexibilité dans l'utilisation de l'hydrogène de 0 à 100% en volume de mélange et aussi avec tous les régimes de travail de la turbine avec des faibles taux des NO_x , mais aussi cette méthode a un inconvénient dérangerant qui se présente dans la température de sortie de la chambre de combustion qui sera un peu faible et limitée.[17][18]

II.2.3 Challenges de la combustion d'hydrogène

Toutes ces méthodes sont en train d'être développées pour que la combustion de l'hydrogène atteigne les objectifs voulus par les spécialistes qui sont une combustion sans incidents avec des faibles quantités des polluants et des hautes températures de sorties et pour cela les challenges qu'il faut défilier sont :

II.2.3.1 *Phénomène thermo-acoustique*

C'est un phénomène connu dans le milieu des turbines sous le nom de "la fluctuation de la pression de la chambre de combustion". ce problème est lié au phénomène de résonance dans les fréquences des oscillations des effets sonores de la chambre de combustions et les oscillations de la flamme d'hydrogène qui s'amplifient par conséquence et causent une perturbation dans la pression. [17][19]

Ce phénomène est un peu difficile à contrôler a besoin des outils de contrôle pour la stabilité des effets acoustiques. Un bon passage de la flamme entre les régimes de combustion sans interférence entre les fréquences est un aspect important.

II.2.3.2 *Les flammes à hautes températures*

La flamme à haute température de la combustion d'hydrogène est un avantage comme elle est un inconvénient. La haute température augmente le rendement et l'énergie produite par la turbine mais elle aussi augmente la production des NO_x ce qui fait une contradiction avec le but principale de la turbine à hydrogène qui est la diminution de pollution. Pour la réduction des NO_x il faut un abaissement de température qui réduit les capacités du système ou faire des pots catalytiques à la sortie des gaz d'échappement qui est couteux et aussi augmente la complexité du système global. Donc la flamme à haute température est aussi un challenge pour les technologues des turbines à trouver des solutions. [13][16][17]

II.2.3.3 *Flashback*

C'est un problème qui est généralement lié à la combustion avec les systèmes pré-mélangés simples qui prend place dans les pré-mélangeurs (voir figure II.2). La cause principale de ce problème est que la vitesse de la flamme est supérieure à la vitesse de propagation des gaz ce qui conduit à un retour de la flamme à contre-courant. Ils existent 4 types de flashback : le flux de base, la couche limite, vortex breakdown et les instabilités de la flamme. Les systèmes pré-mélangés simples en général servent à minimiser la vitesse de la flamme ce qui aide à éviter le flashback mais le contrôle d'autres paramètres techniques des cycles thermodynamiques comme la haute température et pression avec d'autres facteurs essentiels font augmenter la vitesse de la flamme. [20]

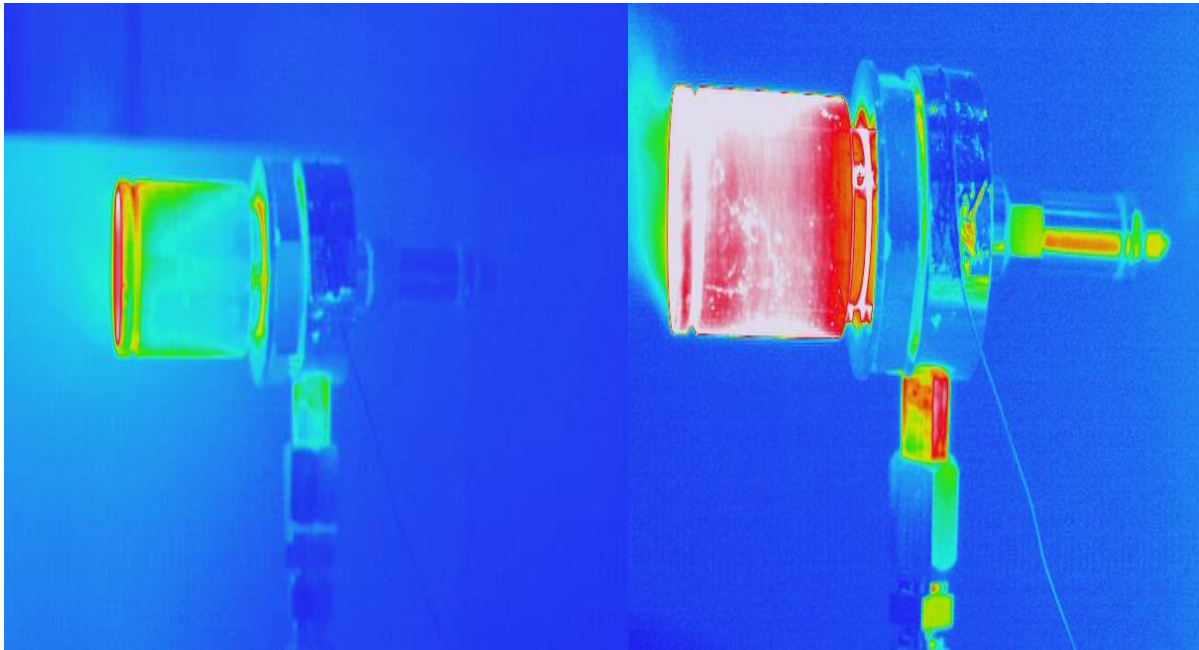


Figure II.1 La différence entre une combustion normale et une combustion avec flashback (combustion normale à gauche). [18]

II.2.3.4 L'auto-inflammation

L'utilisation des mélanges de combustible contenant de l'hydrogène peut être dangereuse du côté de réactivité des combustibles. Le risque d'auto-inflammation avec ces mélanges contenant de l'hydrogène est destructeur pour les chambres à combustion surtout que l'hydrogène est un carburant explosif (ce phénomène est très commun dans les MCI à hydrogène). Une étude pour éviter l'auto-inflammation dans la combustion d'hydrogène est obligatoire pour éviter les dégâts matériels ou humains. [13] [14]

II.3 Moteur à combustion interne à hydrogène

Les MCI à hydrogène sont des moteurs thermiques qui utilisent l'hydrogène pur pour la combustion. Ils présentent la meilleure solution du problème posée sur les carburants épuisables. L'avantage plus important du moteur à hydrogène est la contribution énorme dans la diminution du tau de CO_2 dégagé par les moteurs des véhicules. Les MCI à hydrogène ont présentés des bons rendements de 30% à 40% qui sont comparables aux moteurs à explosion. L'utilisation de ces moteurs reste avec un système de carburation hybride pour éviter les problèmes de la combustion liés à l'hydrogène.

II.4 Pile à combustible

II.4.1 Définition

La pile à combustible (p-à-c) est l'outil de conversion d'énergie chimique contenu dans un combustible à une énergie électrique. Elle travaille au moyen d'une réaction d'oxydoréduction.[21]

II.4.2 Principe du fonctionnement

Une pile à combustible est constituée d'une membrane entourée d'une anode et une cathode (les électrodes) qui sont directement attachés à deux plaques bipolaires (voir figure -II.3-)

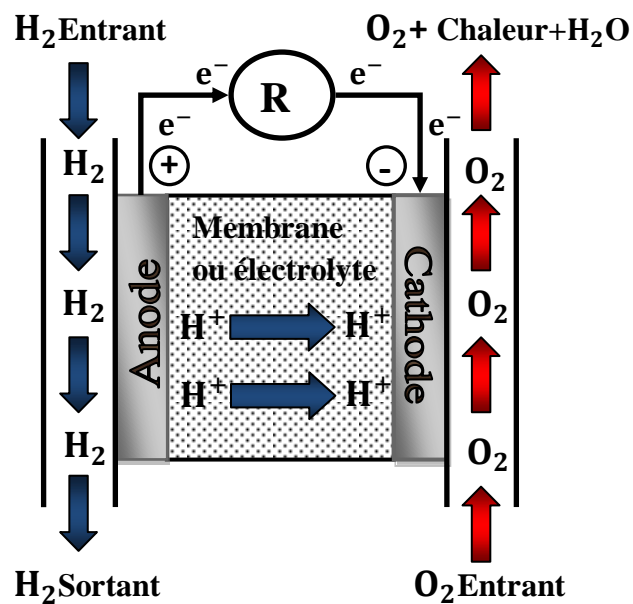


Figure II.2 Schéma explicatif d'une pile à combustible

Pour passer de dihydrogène à la génération d'électricité il faut passer par une réaction électrochimique résultant de l'eau, la chaleur et l'électricité. Cette réaction se base sur déstabilisation des atomes de dihydrogène pour qu'il libère des électrons au-delà se présente le rôle de la membrane qui va permettre le passage seulement des protons H^+ les électrons vont prendre un autre chemin dans un circuit électrique jusqu'à l'autre côté de la p-à-c (la cathode) dans ce côté les protons vont se combiner avec les molécules d' O_2 produisant de l'eau. Il existe plusieurs types des piles à combustibles mais les plus répandues surtout dans le domaine d'automobile sont les PEMFC(Proton exchange membrane fuel cell). [22]

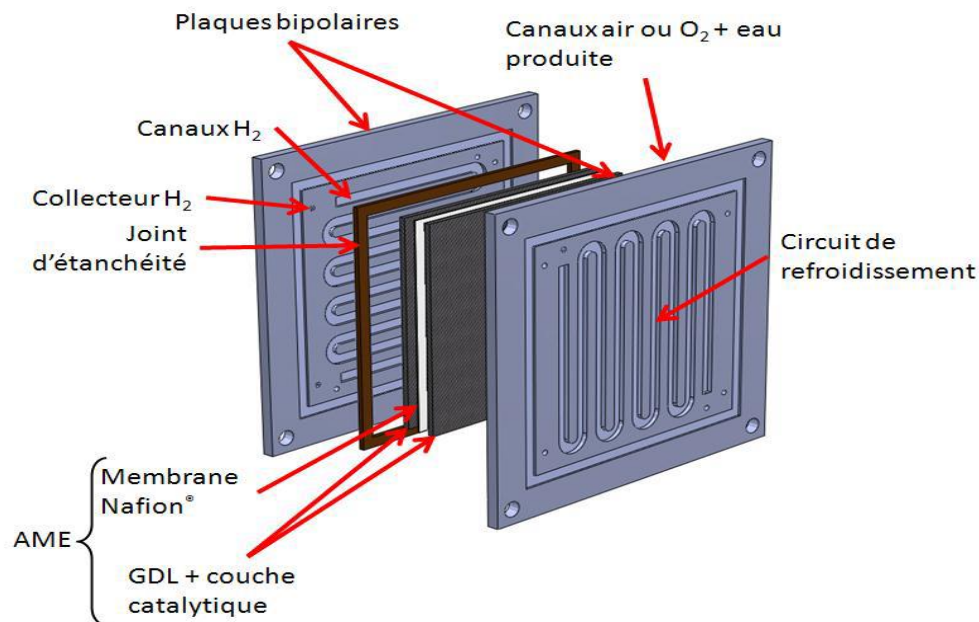


Figure II.3 Schéma explicatif d'une PEMFC. [23]

II.4.3 Les avantages du p-à-c

-Les produits de la réaction électrochimique de la p-à-c sont en général de la chaleur, H₂O (pour une p-à-c de l'hydrogène) qui ne sont pas nocifs pour l'environnement.

-Un effet de bruit restreint et faible par rapport aux MCI.

-Des rendements électriques et globaux élevés (rendement électrique atteint les 70% et rendement du système atteint les 50%) ce qui fait que les p-a-c sont les meilleures en termes de rendement. [23]

-les p-à-c sont des systèmes très sécurisés et surtout en termes de fuites à cause de la légèreté de l'hydrogène et de plus des systèmes de sécurités utilisés (les réservoirs de l'hydrogène sont placés toujours à côté des ventilateurs). De plus, si on parle de la pression appliquée sur l'enveloppe les spécialistes ont fait des tests sur les p-à-c d'une pression qui fait deux fois la pression de service au minimum, cette forte résistance est due à l'utilisation des composites à base de fibre de carbone. [23]

-les p-à-c atteignent une densité massique d'énergie très élevée de l'ordre de 1000 Wh/kg, et une densité volumique de puissance de l'ordre de 400W/l. [1]

II.5 Turbine à gaz brulant de l'hydrogène

La turbine à gaz utilisant de l'hydrogène pour la combustion à devenu un des premiers intérêts des industries. L'hydrogène et comme il est considéré comme une source d'énergie propre va être le meilleur substitut pour la production d'énergie dans les moteurs thermiques. La TAG à hydrogène reste encore une idée à étudier pour le future puisque l'utilisation de l'hydrogène n'est pas encore possible pour plusieurs raisons parmi lesquelles :

Le problème de flashback discuté précédemment dans la section II.2.3. Un autre problème lié à la combustion d'hydrogène c'est que la faible énergie d'allumage d'hydrogène aide à avoir une précombustion dans des endroits indésirables comme la section de pré-mélange. Quelques industries ont trouvé une solution pour ce problème de flashback mais dans des cas particuliers seulement comme MHPS (Mitsubishi Hitachi Power Systems) qui ont fait une modification sur la buse tourbillonnante « Swirlernozzle » -dont la cause ici est le vortex breakdown- et minimiser la surface ou la vitesse de flamme est faible ce qui résulte le flashback. [19]

Un 2^{ème} problème lié à la combustion d'hydrogène limite aussi à avoir la turbine à 100% d'hydrogène qui est le problème thermo-acoustique déjà discuté précédemment dans la section II.4.1. Pour ce problème le directeur du projet de développement d'une turbine à gaz à hydrogène dans MHPS Satoshi Tanimura a dit : “c'est en fait plus que bruyant, et une fois que l'oscillation se produit, elle détruira la chambre de combustion en un instant”. [19]

Et comme solution il a dit : “Afin d'éviter cela, non seulement nous ajustons l'emplacement et la méthode de combustion du combustible, mais nous avons incorporé un certain nombre d'innovations telles qu'un dispositif d'absorption acoustique”. [19]

Il existe aussi d'autres problèmes concernant le stockage et la disponibilité de l'hydrogène car et jusqu'à maintenant la production de l'hydrogène n'arrivent pas à satisfaire les besoins à grande échelle de la production d'énergie à base d'hydrogène.

II.6 État de développement

II.6.1 AnsaldoEnergia

-AnsaldoEnergia sont déjà arrivé à présenter deux modèle de turbine :

- GT36 H class engin qui travaille avec 0-50% vol H_2 avec combustion de GN (voir figure II.3).
- GT26 F class engin qui travaille avec 0-45% vol H_2 avec combustion de GN.

Pas seulement ça les émissions des NO_x sont limités et ne dépassent pas les 25ppm et parfois 15ppm, et aussi les rendements de plusieurs installations à cycle combiné de AnsaldoEnergia ont dépassé le rendement de 60%. [18]

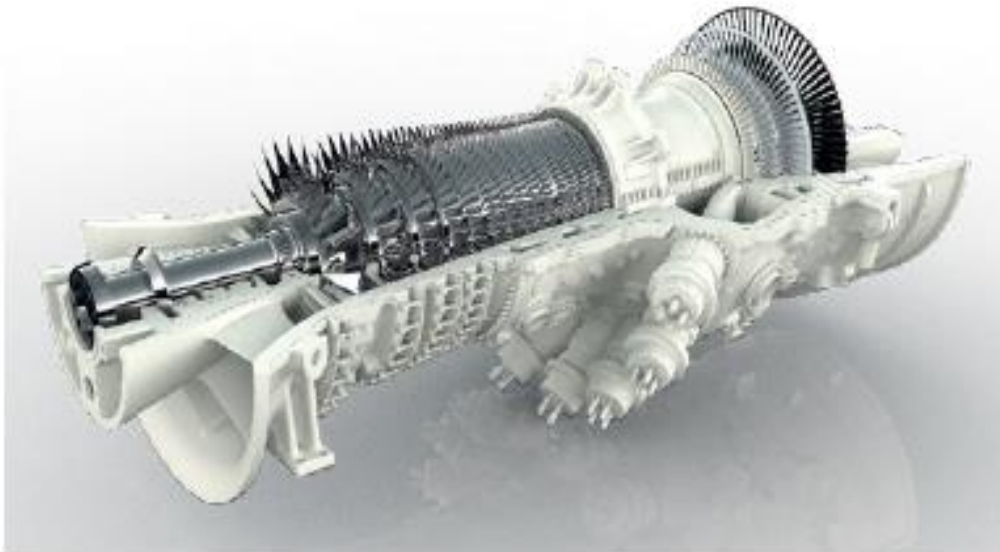


Figure II.4 Model de Ansaldo Energia GT36 H qui fonctionne avec 60% de H_2 . [17]

II.6.2 General Electric

-GE (General Electric) a démontré que son modèle GT13E2 a atteint 60% de combustion utilisant de l'hydrogène. [17]

La figure suivant présente la capacité des modèles des turbines GE à utiliser l'hydrogène :

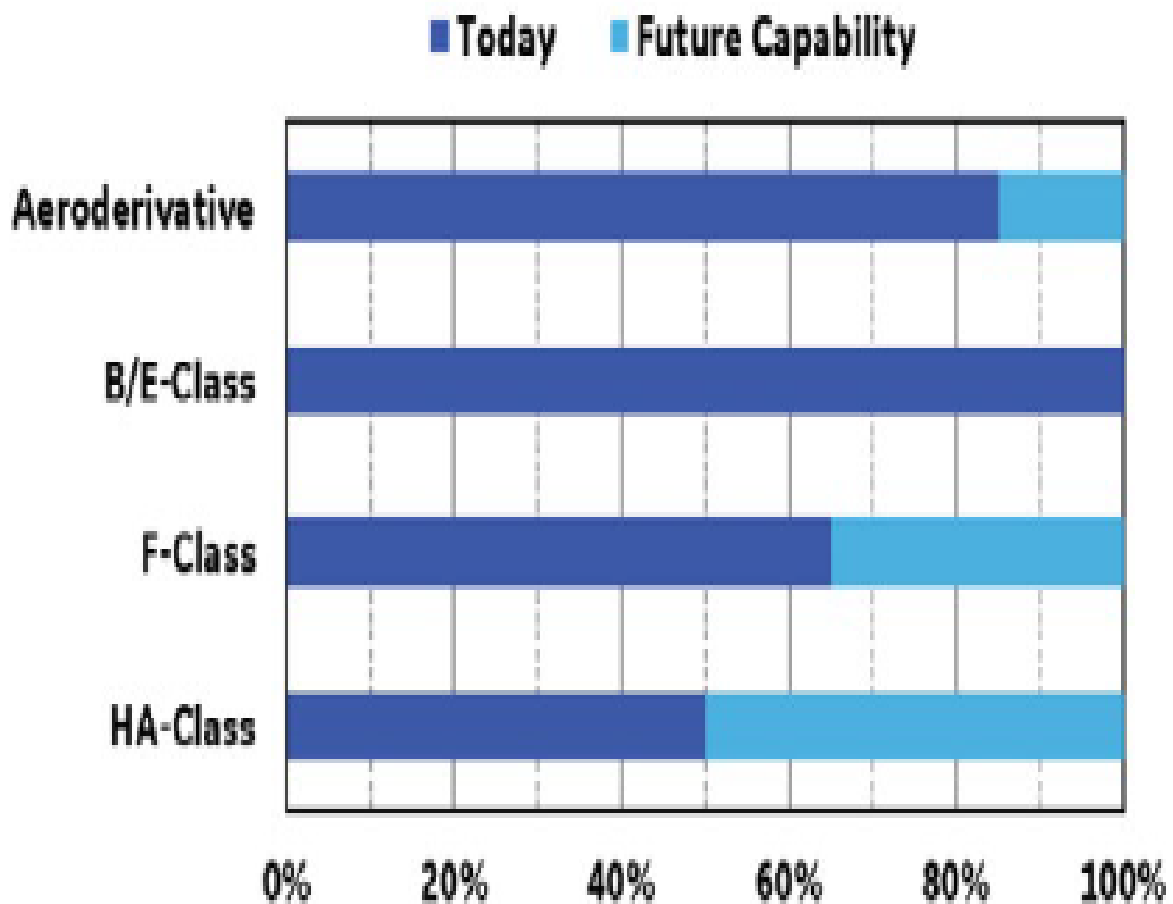


Figure II.5 La capacité d'utilisation de H_2 dans les TAG de GE. [17]

GE a déjà fait un grand succès concernant l'utilisation de l'hydrogène, son prochain challenge et de mettre les turbines qui atteignent plus de 60% d'utilisation d'hydrogène en travail pour des longues durées.

II.6.3 MHPS

Mitsubishi Hitachi Power Systems ont déjà obtenu les 30% dans les mélanges des combustibles H_2-CH_4 (ou bien le Hythane : mélange de hydrogène et méthane) mais aussi ils donnent comme date finale de l'utilisation de 100% de H_2 dans la combustion 2025, l'état de développement des systèmes de combustion de MHPS est bien décrit dans le tableau II.1 [19].

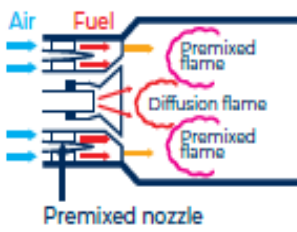
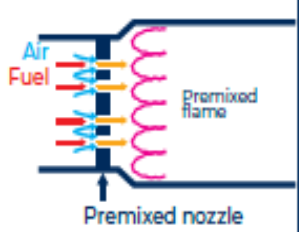
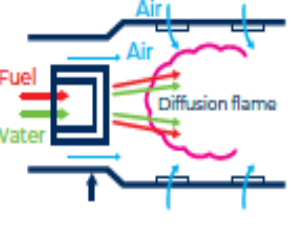
	Multi-nozzle combustor	Multi-cluster combustor	Diffusion combustor
Combustor type	Premix	Premix	Diffusion
Structure			
Dilution for low NOx	Not applicable (Dry)	Not applicable (Dry)	Water, steam and N ₂
Cycle efficiency	No efficiency drop because of no steam or water injection	No efficiency drop because of no steam or water injection	Efficiency drop occurs because steam or water are injected to reduce NOx
Hydrogen co-firing ratio	Up to 30% vol.	Up to 100% vol. (under development)	Up to 100% vol.

Tableau II.1 Les différents brûleurs d'hydrogène des TAG de MHPS

II.6.4 Siemens

Siemens est la 1^{ère} compagnie qui atteint l'utilisation de 100% H_2 dans trois différents modèles de ces turbines (voir figure-II.5-). Siemens aussi a pu déjà développer des systèmes de combustion DLE 3^{ème} génération qui brûle de 50% à 60% de H_2 mais ils ne peuvent pas l'équiper tous les turbines pour des causes techniques et parfois en terme de coût optimale [17][24].

100% Hydrogen Mission

Siemens gas turbines
H₂ capacities

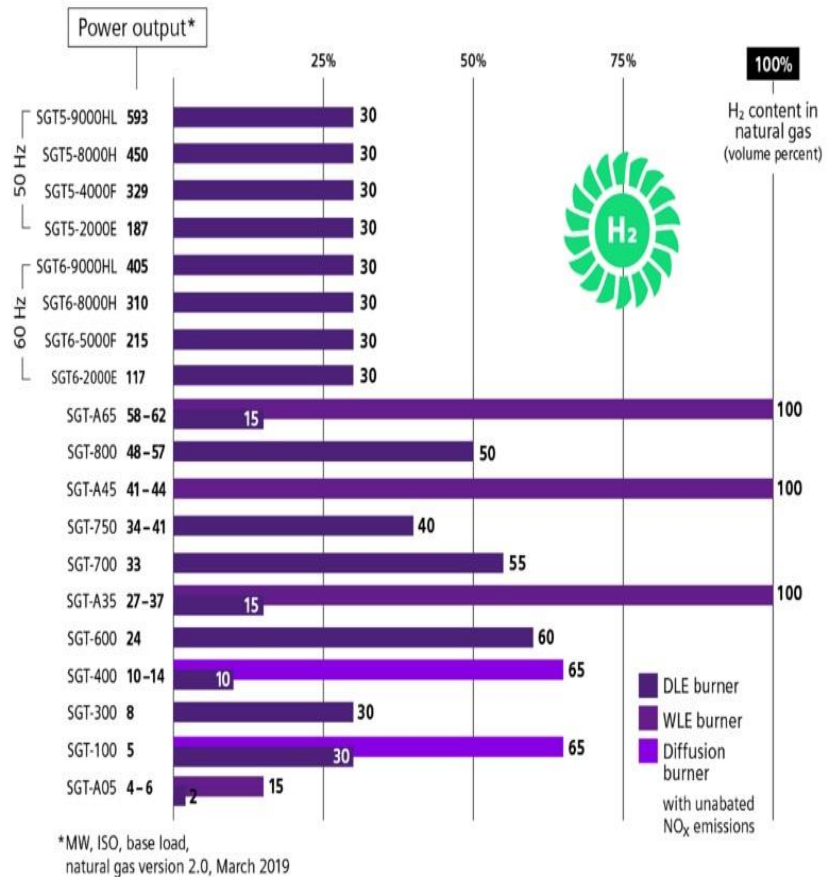


Figure II.6 Les pourcentages d'utilisation de H₂ dans les turbines de Siemens [24].

On peut conclure que la turbine à gaz à hydrogène est une meilleure solution pour une production d'énergie non polluante avec de bons rendements.

II.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a discuté l'hydrogène le combustible futur : son utilisation, ses caractéristiques, et les convertisseurs d'énergie utilisant ce combustible. L'hydrogène est le combustibles qu'on va utiliser dans cette étude pour réduire les émissions des gaz polluants et pour d'autres raisons seront discutés dans le chapitre suivant.

Chapitre III :

**Associations de cycles
Brayton et Rankine
avec injection de
vapeur**

III.1 Description

Ce travail a pour but d'améliorer les performances d'une TAG, et parmi les méthodes d'amélioration l'injection de vapeur. Cette méthode est connue sous le nom de cycle Cheng ou STIG (voir section I.9).

Ce système n'est pas exactement un cycle STIG ni un cycle combiné, il se présente comme une combinaison entre ces deux derniers (voir figure III.1). L'avantage de cette combinaison est d'augmenter le rendement thermique (récupération de la chaleur rejetée dans les gaz d'échappement de la TAG), et de minimiser le travail de compression en éliminant l'excès d'air qui est remplacé par la vapeur d'eau.

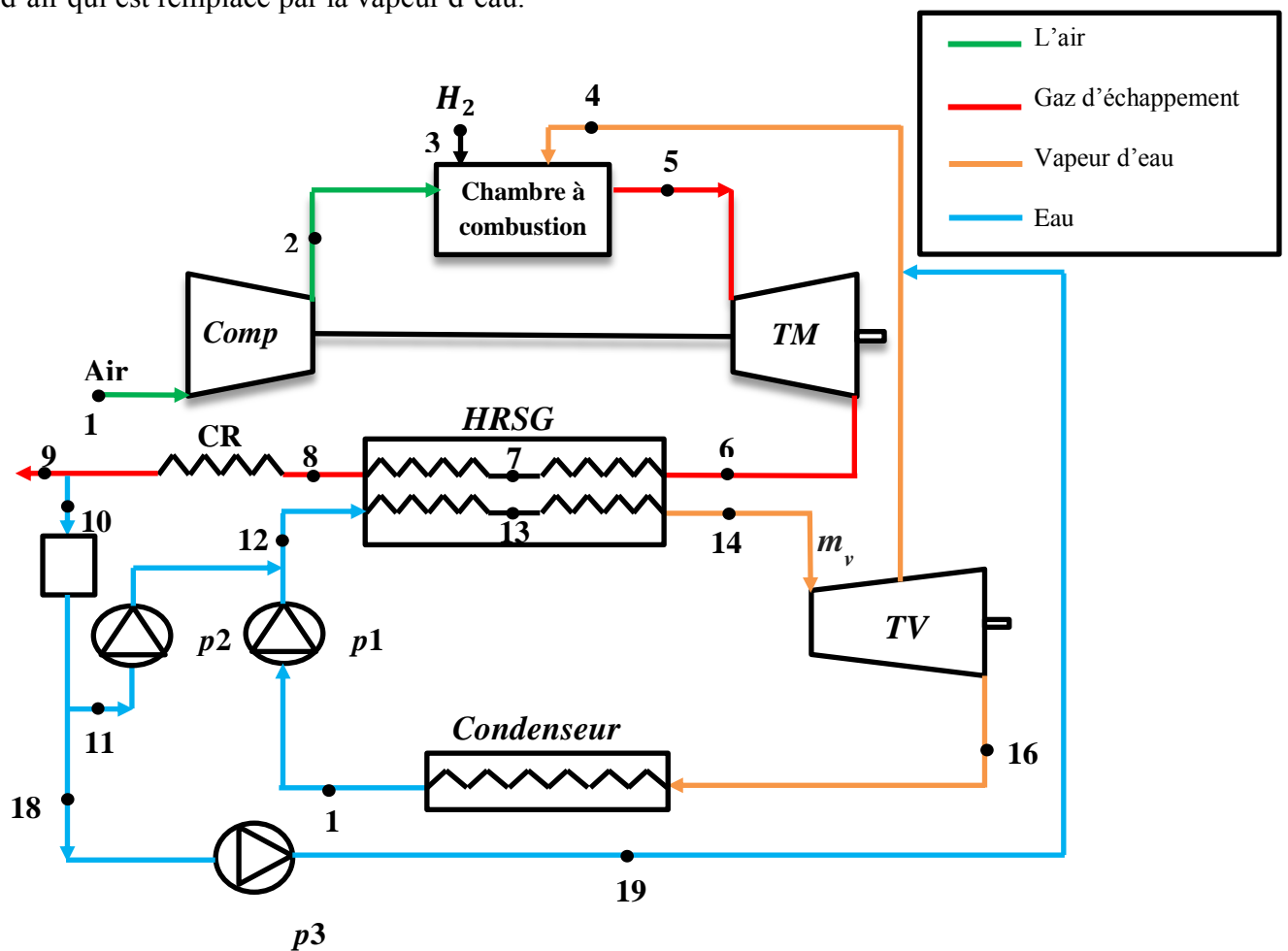


Figure.III.1 Schéma présentatif d'un cycle combiné à injection de vapeur et récupération d'eau (cas général). [25]

La vapeur d'eau injectée en aval de la chambre de combustion va être mélangée avec les gaz d'échappement de la combustion. Le mélange de ces gaz avec de la vapeur d'eau présente

autant d'inconvénients que d'avantages, il favorise le refroidissement des aubes de la turbines, comme il provoque (surtout si le carburant est de source fossiles) :

- Perte d'eau à l'échappement sous forme d'humidité.
- Possibilité de la récupération d'une partie d'eau par condensation, mais l'eau obtenue serait polluée par les produits de la combustion.
- Nécessité d'un apport continu en eau propre pour compenser les pertes dans le système. [26]

Faute de nécessité continue et la demande d'eau cette combinaison n'a pas vraiment pris une large utilisation (seulement s'il y a une alimentation suffisante en eau).

III.1.1 Situation avec l'utilisation de l'hydrogène

Dans notre combustion nous allons utiliser de l'hydrogène (le combustible de future). Comme nous avons discuté plus haut voir (II.2.1), la combustion d'hydrogène produit des gaz riches en H_2O au contraire de la combustion des hydrocarbures elle ne contient pas des contaminants. Ainsi, l'utilisation de l'hydrogène va donner pleins d'avantages à l'installation (figure III.1) qui à son tour, va aboutir une solution pour l'alimentation en eau car :

- Les gaz sont plus riches en H_2O ce qui facilite la condensation et la récupération d'eau.
- La propreté de l'eau condensée donne la possibilité de son recirculation dans le circuit de cycle à vapeur.
- L'eau produit par la combustion est suffisant pour l'alimentation de l'installation, donc aucun apport extérieur n'est nécessaire. [26]

III.1.2 Les avantages de la combinaison injection de vapeur/combustion en utilisant l'hydrogène comme combustible

L'injection de la vapeur d'eau remplace l'excès d'air dans les TAG simple et comme résultat de l'effet de vapeur d'eau, une diminution de la température d'entrée à la turbine va être produite ce qui nous donne comme avantages :

- La réduction des NO_x .
- La possibilité d'utilisation de 100% de H_2 pour la combustion.

De plus, l'utilisation de cette combinaison dans un cycle combiné augmente le rendement thermique de la machine thermique à des grandes valeurs. Cette augmentation du rendement

thermique peut rendre la machine thermique une solution économique et compétitive avec la pile à combustible à hydrogène. [26]

III.2 Travaux précédents

Il existe un travail précédent au niveau du département de génie mécanique à l'université de M.S Ben Yahia réalisé en 2017 par A. Lakrioui et al (voir la référence [27]). Ce travail présente le cas le plus simple de l'injection de vapeur en utilisant de l'hydrogène comme combustible, on peut l'appeler cycle Brayton à injection de vapeur CBIV (voir figure III.2). Il se diffère à notre système au niveau de l'utilisation d'une turbine mixte seule (pas de turbine à vapeur)

Il existe d'autres points de différence au niveau des hypothèses de calculs qui seront présentée par la suite

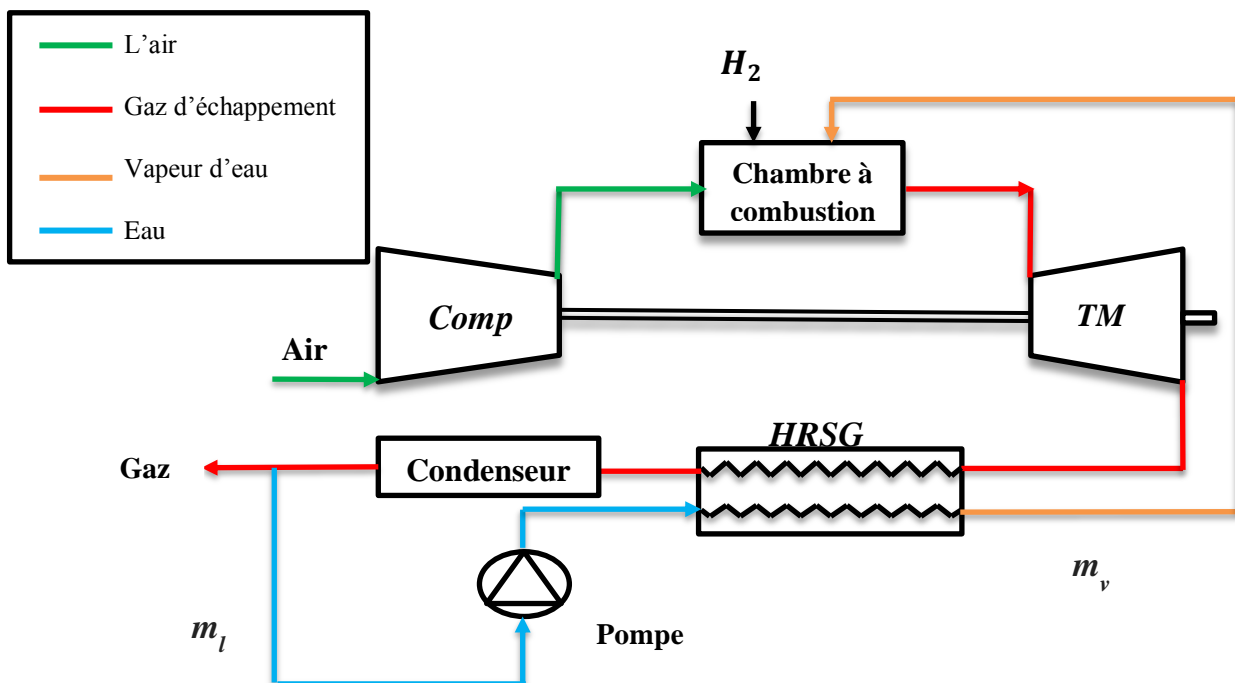


Figure.III.2 Schéma présentatif d'une turbine à gaz avec injection de vapeur et récupération d'eau étudié dans [27]

III.3 Configuration étudié dans ce travail : Cycle combiné avec injection de vapeur (CCIV) (figure III.1)

Le système étudié dans ce travail ne se diffère pas trop du système présenté au début de ce chapitre car nous avons utilisé deux turbines de détente (turbine mixte et turbine à vapeur seule).

Pour le calcul des propriétés de la vapeur d'eau on a utilisé deux codes MATLAB « XSteam » et « IAPWS » qui donnent une valeur exacte en fonction d'une ou de deux variables. [28][29]

Par contre, il faut citer ici que Feniza et Lakrioui ont considéré la vapeur d'eau comme un gaz parfait tout au long de leurs travail de recherche, ce qui est un autre point de différence.

Hypothèses posées

- Les rendements isentropiques des turbines, du compresseur et de pompe sont identiques et égaux à $\eta = 0.85$.
- La température d'entrée au compresseur $T_1 = 298.15k$.
- La pression d'entrée au compresseur $P_1 = 1.013 bars$.
- La pression du condenseur $P_{17} = 10 kPa$.

Paramètres à varier

- Le rapport des pressions du cycle Brayton τ varie entre 10 et 20 avec un pas $\Delta P = 1$ bar.
- La température d'entrée à la turbine T_5 varie entre 1000 et 1500 avec un pas $\Delta T = 50^\circ C$.
- La pression dans la chaudière HRSG varie avec 1 bar aussi.

III.3.1 Modélisation : Bilans d'énergie et de masse sur les composants

- **Cycle combiné classique (avec excès d'air) CCC**

Afin de Faciliter la présentation de notre travail au lecteur nous allons travailler sur deux cycles séparés un cycle de Brayton et un autre de Rankine le système CCC est présenté par la suite dans la figure III.3 :

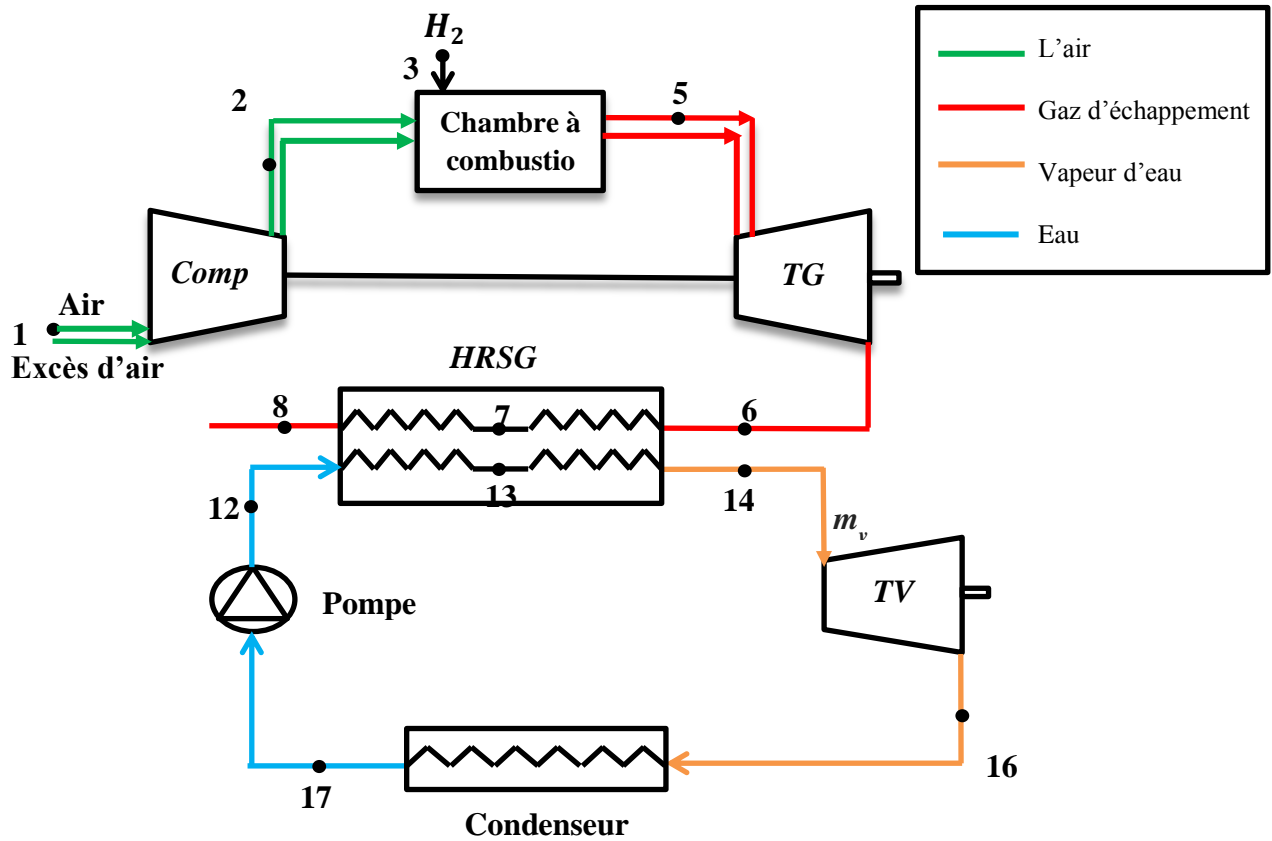


Figure.III.3 Schéma présentatif d'un cycle combiné classique brûlant de l'hydrogène (avec excès d'air). [25]

Compresseur (1-2)

La capacité calorifique molaire de l'air est égale :

$$C_{p_{air}} = 0,21C_{p_{O_2}} + 0,79C_{p_{N_2}} \tag{III.1}$$

Pour calculer la capacité calorifique molaire de chaque élément il faut utiliser la formule suivante :

$$C_p = (A + BT + CT^2 + DT^{-2})R \tag{III.2}$$

Gaz	Coefficients			
	A	B10 ³	C10 ⁶	D10 ⁻⁵
H ₂	3,249	0,422	0	0,083
N ₂	3,28	0,593	0	0,04
H ₂ O	3,639	0,506	0	-0,227
O ₂	3,47	1,45	0	0,121

TableauIII.1 Capacités calorifiques molaires [30]

Les graphes représentant les capacités calorifiques molaires et les gammas (γ) calculés de l'équation III.2 sont montrés dans les figures III.4 et III.5 ci-dessous :

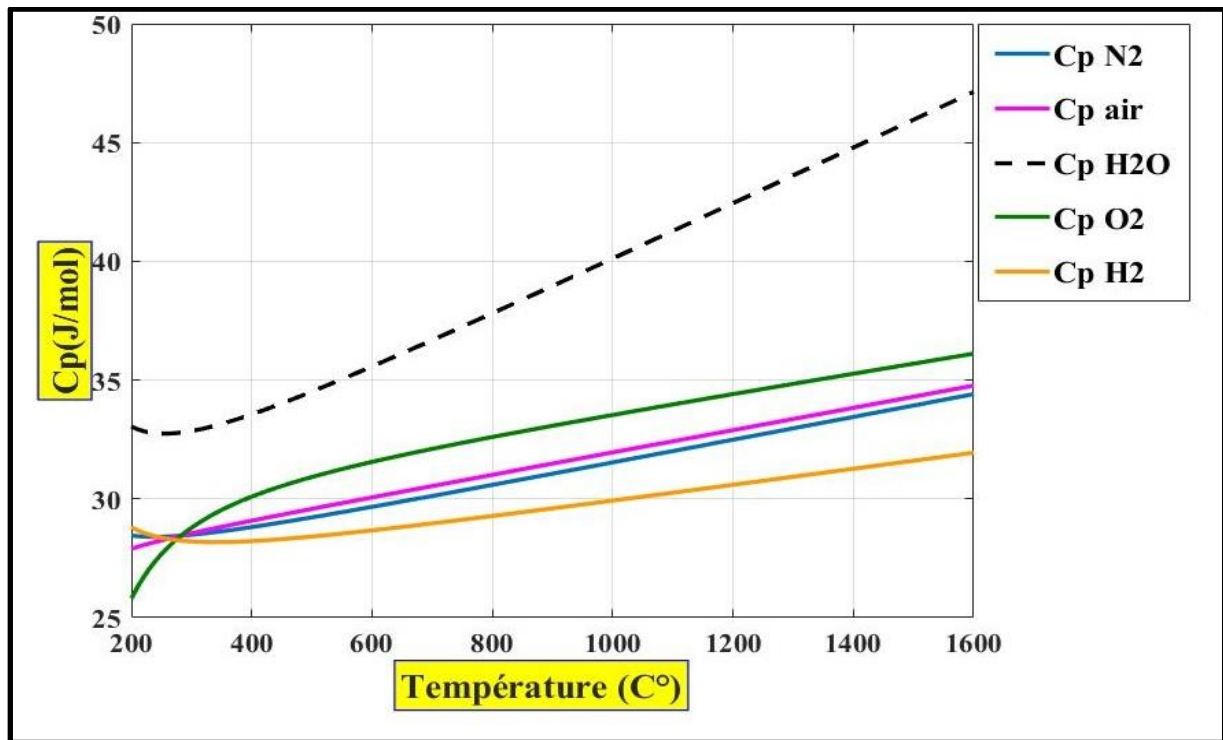


Figure III.4 Variation de la capacité calorifique en fonction de la température

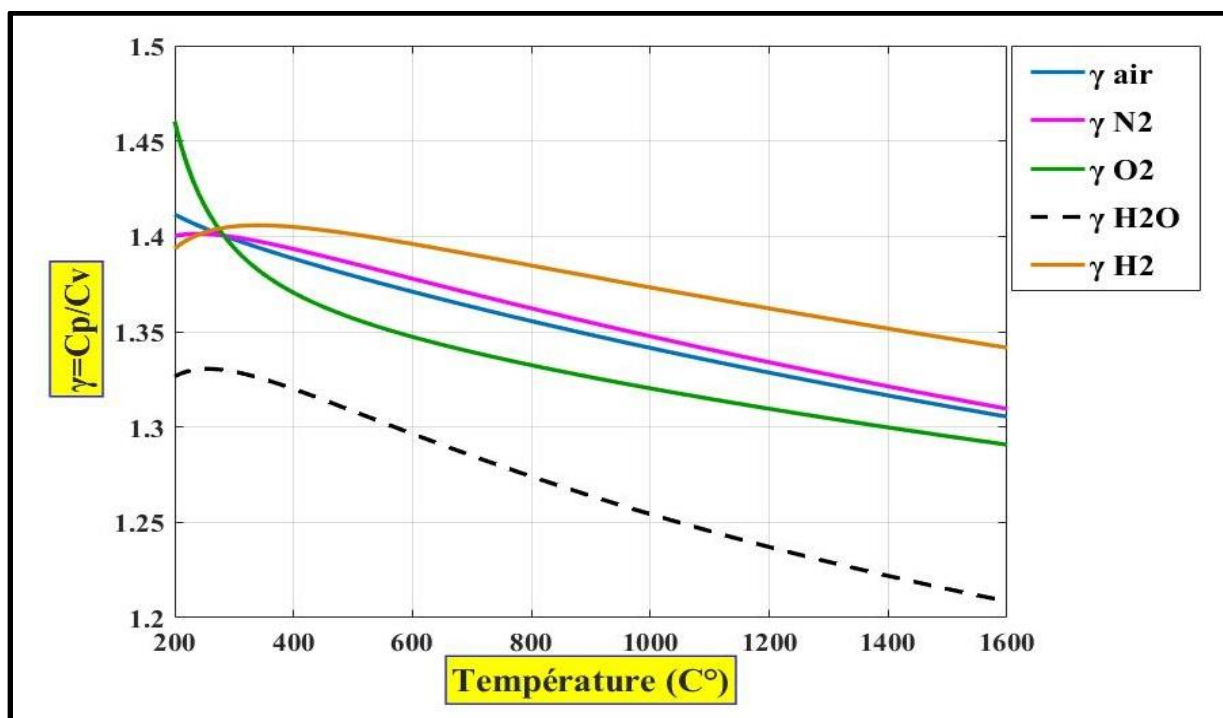


Figure III.5 Variation de gamma (γ) en fonction de la température

Un autre point de différence, avec le travail de A. Lakrioui et al, apparaît dans le calcul de cette capacité calorifique. Tandis qu'ils ont utilisés des valeurs moyennes pour les capacités calorifiques, nous avons utilisé cette corrélation (équation III.2) pour les calculer, ce qui nous donne plus de précision pour nos calculs.

Les températures T_2 de fin de compression et T_{2s} de fin de compression isentropique sont calculées à l'aide des équations suivantes :

$$\int_{T_1}^{T_{2s}} \frac{C_{p_{air}}}{T} dT - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 0 \quad (\text{III. 3})$$

$$\int_{T_1}^{T_2} C_{p_{air}} dT = \frac{W_{12s}}{\eta_c} \quad (\text{III. 4})$$

Pour obtenir des valeurs plus précises des températures T_{2s} et T_2 nous allons utiliser le solveur des équations du programme Matlab en utilisant la fonction "VpaSolve".

On peut calculer la pression à la fin de la compression par la relation suivante :

$$P_2 = P_1 \tau \quad (\text{III. 5})$$

Le travail de compression W_c est calculé comme suit :

$$W_c = (m_{st} + m_{ex}) \int_{T_1}^{T_2} C_{p_{air}} dT \quad (\text{III. 6})$$

m_{st} : La masse d'air stœchiométrique

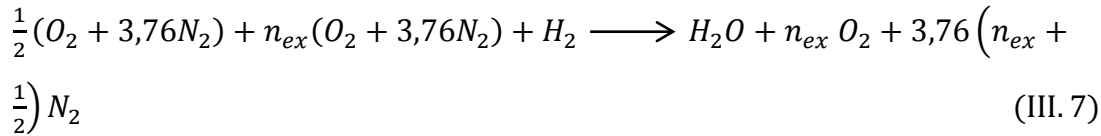
m_{ex} : La masse d'air en excès

NB : ce travail de compression ainsi que tous les travaux suivants vont être calculés pour 1 kg d'air de combustion.

m_{ex} : est calculé depuis l'étape suivante pour trouver la masse d'air optimale pour avoir le refroidissement de l'air jusqu'à la T_5 voulu, puis utilisée pour le calcul de travail de compression.

Chambre de combustion (2-5)

L'équation de la réaction chimique qui se produit dans la chambre de combustion est la suivante :



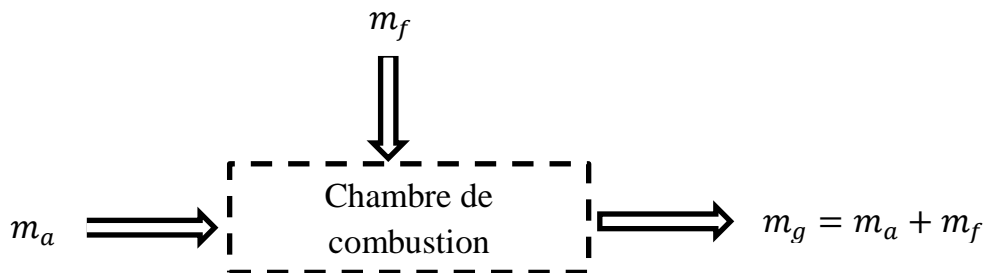
On a donc pour :

$$1 \text{ kmol de } H_2 \longrightarrow 4,76/2 \text{ kmol d'air}$$

$$2 \text{ kg de } H_2 \longrightarrow 68,949 \text{ kg d'air}$$

$$1 \text{ kg d'air} \longrightarrow 29,10^{-3} \text{ kg de } H_2$$

Pour déterminer les paramètres de la fin de combustion il faut faire un bilan d'énergie sur la chambre de combustion (si les pertes calorifiques sont négligeables)



On a :

$$\sum (n_i h_i)^R = \sum (n_i h_i)^P \quad (\text{III. 8})$$

Donc :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}(h_{f_{O_2}}^\circ + \Delta h^R_{O_2} + 3,76(h_{f_{N_2}}^\circ + \Delta h^R_{N_2})) + h_{f_{H_2}}^\circ + \Delta h^R_{H_2} + n_{ex}(h_{f_{O_2}}^\circ + \Delta h^R_{O_2} + \\ & 3,76(h_{f_{N_2}}^\circ + \Delta h^R_{N_2})) \longrightarrow h_{f_{H_2O}}^\circ + \Delta h^p_{H_2O} + n_{ex}(h_{f_{O_2}}^\circ + \Delta h^p_{O_2}) + 3,76 \left(\frac{1}{2} + \right. \\ & \left. n_{ex} \right) (h_{f_{N_2}}^\circ + \Delta h^p_{N_2}) \end{aligned} \quad (\text{III. 9})$$

On connait que :

$$h_{f_{O_2}}^{\circ} = h_{f_{N_2}}^{\circ} = h_{f_{H_2}}^{\circ} = 0 \quad (\text{III. 10})$$

$$\text{Et } h_{f_{H_2O}}^{\circ} = -241827 \text{ kJ/kMole}$$

Et on considère que :

$$\Delta h_{H_2}^R \simeq 0 \quad (\text{III. 11})$$

$$n_{ex} = \frac{\frac{1}{2} (\Delta h_{O_2}^R + 3,76 \Delta h_{N_2}^R) - h_{f_{H_2O}}^{\circ} - \Delta h_{H_2O}^p - \frac{3,76}{2} \Delta h_{N_2}^p}{(\Delta h_{O_2}^p - \Delta h_{O_2}^R) + 3,76 * (\Delta h_{N_2}^p - \Delta h_{N_2}^R)} \quad (\text{III. 12})$$

Avec :

$$\Delta h_{O_2}^R = \int_{T_1}^{T_2} c_{p_{O_2}} dT \quad (\text{III. 13})$$

$$\Delta h_{N_2}^R = \int_{T_1}^{T_2} c_{p_{N_2}} dT \quad (\text{III. 14})$$

$$\Delta h_{H_2O}^p = \int_{T_1}^{T_5} c_{p_{H_2O}} dT \quad (\text{III. 15})$$

$$\Delta h_{O_2}^p - \Delta h_{O_2}^R = \int_{T_2}^{T_5} c_{p_{O_2}} dT \quad (\text{III. 16})$$

$$\Delta h_{N_2}^p - \Delta h_{N_2}^R = \int_{T_2}^{T_5} c_{p_{N_2}} dT \quad (\text{III. 17})$$

Turbine (5-6)

On fixe la température de sortie de la chambre de combustion T_5 , et on calcule les températures T_6 de fin de la détente et T_{6s} de fin de la détente isentropique à partir des équations suivantes :

$$\int_{T_5}^{T_{6s}} \frac{C_{p_{gaz}}}{T} dT - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 0 \quad (\text{III. 18})$$

$$\int_{T_5}^{T_{6s}} \frac{C_{p_{gaz}}}{T} dT = \frac{W_{56s}}{\eta_{is,c}} \quad (\text{III. 19})$$

Mais d'abord il faut calculer la capacité calorifique du mélange $C_{p_{gaz}}$.

$$C_{p_{gaz}} = y_{O_2} C_{p_{O_2}} + y_{N_2} C_{p_{N_2}} + y_{H_2O} C_{p_{H_2O}} \quad (\text{III. 20})$$

Avec :

$$y_{O_2} = \frac{n_{ex}}{1 + n_{ex} + \left(\frac{1}{2} + n_{ex} \right) 3,76} \quad (\text{III. 21})$$

$$y_{N_2} = \frac{(1 + n_{ex}) 3,76}{1 + n_{ex} + \left(\frac{1}{2} + n_{ex} \right) 3,76} \quad (\text{III. 22})$$

$$y_{H_2O} = \frac{1}{1 + n_{ex} + \left(\frac{1}{2} + n_{ex} \right) 3,76} \quad (\text{III. 23})$$

Le travail de la détente W_t est calculé comme suit :

$$W_t = -m_5 \int_{T_5}^{T_6} C_{p_{gaz}} dT \quad (\text{III. 24})$$

Donc le travail de cycle Brayton W_{netb} :

$$W_{netb} = W_t - W_c \quad (\text{III. 25})$$

Pour le Cycle de Rankine son diagramme est déjà présenter dans la section (I.6) figure I.5.

N'oublions pas que notre cycle est relié avec le cycle précédent ce qui va nous présenter quelques points supplémentaires des gaz d'échappement de la turbine à gaz qui vont chauffer l'eau et le rendre vapeur. Pour plus d'éclaircissement de ce passage nous allons présenter le chemin de chaque cycle sur un diagramme T-Q comme suit :

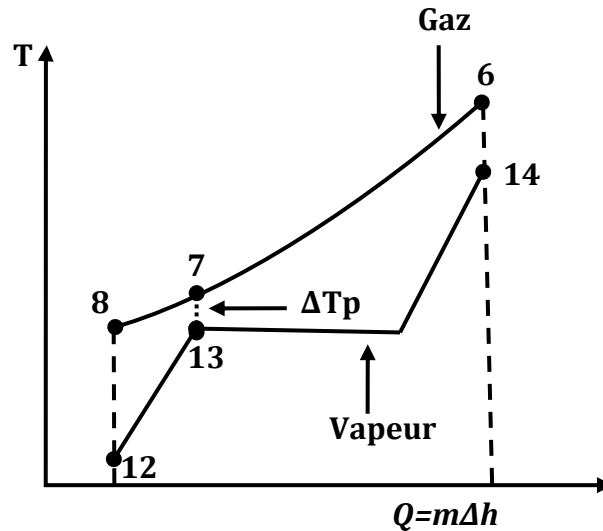


Figure.III.6 Diagramme T-Q du Cycle Rankine expliquant le pincement thermique dans le HRSG. [25]

La figure III.6 présente le pincement thermique ΔT_p . Ce pincement présente un point essentiel pour les calculs car il met une condition de convergence sur les températures : T_8, T_{12}, T_6 et T_{14}

Il faut que : $T_8 > T_{12} + 10$ comme aussi $T_6 > T_{14} + 10$

Pour ce cycle Rankine on ne va pas faire des bilans sur les composants de la machine dans cette partie mais sur les points importants seulement :

- Au point 17 : c'est le point de départ de cycle de Rankine ou on commence le pompage de l'eau. On peut extraire tous les paramètres de ce point puisque l'eau est dans l'état de saturation à partir du diagramme T-S, pour l'extraction des résultats ici entre le rôle des fonctions XSteam et IAPWS qu'on a utilisé pour trouver les paramètres suivant : v_{17}, T_{17}, h_{17} et s_{17}
- Au point 12: Dans ce point et avant de continuer il faut d'abord fixer la pression de la chaudière HRSG.

On sait que la transformation 17→12 est une transformation isentropique c'est-à-dire :

$$s_{12} = s_{17} \quad (\text{III. 26})$$

$$h_{12} = (h_{12s} - h_{17}) / \eta_{is,p} + h_{17} \quad (\text{III. 27})$$

$$T_{12} = f(h_{12}, s_{12}) \quad (\text{III. 28})$$

donc: T_{12} est trouvée par la fonction XSteam

- Au point 13: nous avons ici le même cas du point 17 (le liquide saturé) donc les paramètres sont extraite de la pression fixé au point 12 à l'aide de XSteam : h_{13} , s_{13} et T_{13}
- Au point 14: pour pouvoir connaitre les paramètres de ce point il faut d'abord faire des conditions sur le point 16 comme le titre(x) qu'on va le prendre égale à 0,85 (c'est la valeur minimale normalisé pour les turbine à vapeur) si la transformation de 14→16 est isentropique et comme ça on peut calculer l'entropie du point 14 comme suit :

$$s_{14} = s_{16l} + x (s_{16g} - s_{16l}) \quad (\text{III. 29})$$

A partir de là on peut calculer le reste des paramètres facilement utilisant XSteam.

- Au point 16: la pression de ce point est la même que la pression du condenseur $P_{16} = 0,1$ bars. Pour ce point il suffit de calculer l'enthalpie réelle et puis extraire le reste des paramètres T_{16} , s_{16} et le nouveau titre en vapeur "xr" à l'aide de XSteam :

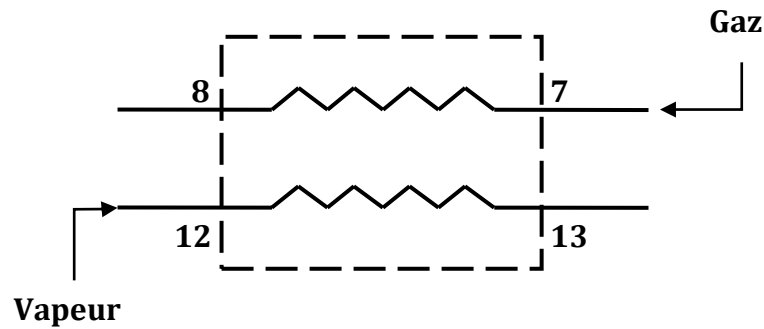
$$h_{16} = h_{14} - (h_{14} - h_{16s}) \eta_{is,t} \quad (\text{III. 30})$$

N'oublions pas que ce cycle est associé au gaz d'échappement du cycle à gaz et pour cela il faut aussi calculer les paramètres des points 7 et 8

- Au point 7 : on s'intéresse seulement à la température c'est le point du pincement thermique ΔT_p donc :

$$T_7 = \Delta T_p + T_{13}$$

- Au point 8 : Pour le calcul de la température de ce point il faut faire un bilan d'énergie pour l'échangeur entre les quatre points 7, 8, 12 et 13 comme suit :



Donc on va trouver :

$$m_v (h_{13} - h_{12}) = m_g \int_{T_8}^{T_7} C_{p_{gaz}} dT \quad (\text{III. 31})$$

$$m_g = y_{H_2O} M_{H_2O} + y_{N_2} M_{N_2} + y_{O_2} M_{O_2} \quad (\text{III. 32})$$

On peut remarquer dans ce bilan que la masse de vapeur (m_v) est inconnu et il faut la calculer pour pouvoir trouver la température T_8 , comme résultat il faut faire un 2^{ème} bilan dans le 1^{er} échangeur entre les points 6, 7, 13 et 14 pour le calcul de la masse de vapeur :

$$m_v (h_{14} - h_{13}) = m_g \int_{T_7}^{T_6} C_{p_{gaz}} dT \quad (\text{III. 33})$$

Après le calcul de les quatre températures : T_8 , T_{12} , T_6 et T_{14} on fait le teste de la différence de température $T_8 - T_{12}$ et $T_6 - T_{14}$ s'il ne suffit pas la condition (la différence de température est supérieure à 10°C) donc on change la pression et on refais les calculs.

Le travail de pompage de l'eau dans le cycle Rankine :

$$W_p = \frac{v_{17}(P_{12} - P_{17})}{\eta_{is,p}} \quad (\text{III. 34})$$

Le travail de la détente de la turbine à vapeur :

$$W_{tv} = \frac{m_v (h_{14} - h_{16})}{\eta_{is,tv}} \quad (\text{III. 35})$$

Le travail net de cycle Rankine W_{netr} :

$$W_{netr} = W_{tv} - W_p \quad (\text{III. 36})$$

Le travail net du cycle combiné :

$$W_{net} = W_{netj} + W_{netr} \quad (\text{III. 37})$$

- **Cycle avec injection de vapeur (CCIV) (figure III.4)**

Dans ce cycle nous allons travailler sur les mêmes étapes que dans le cycle précédent avec des petits changements à faire, le système CCIV qui est présenté dans la figure III.4 :

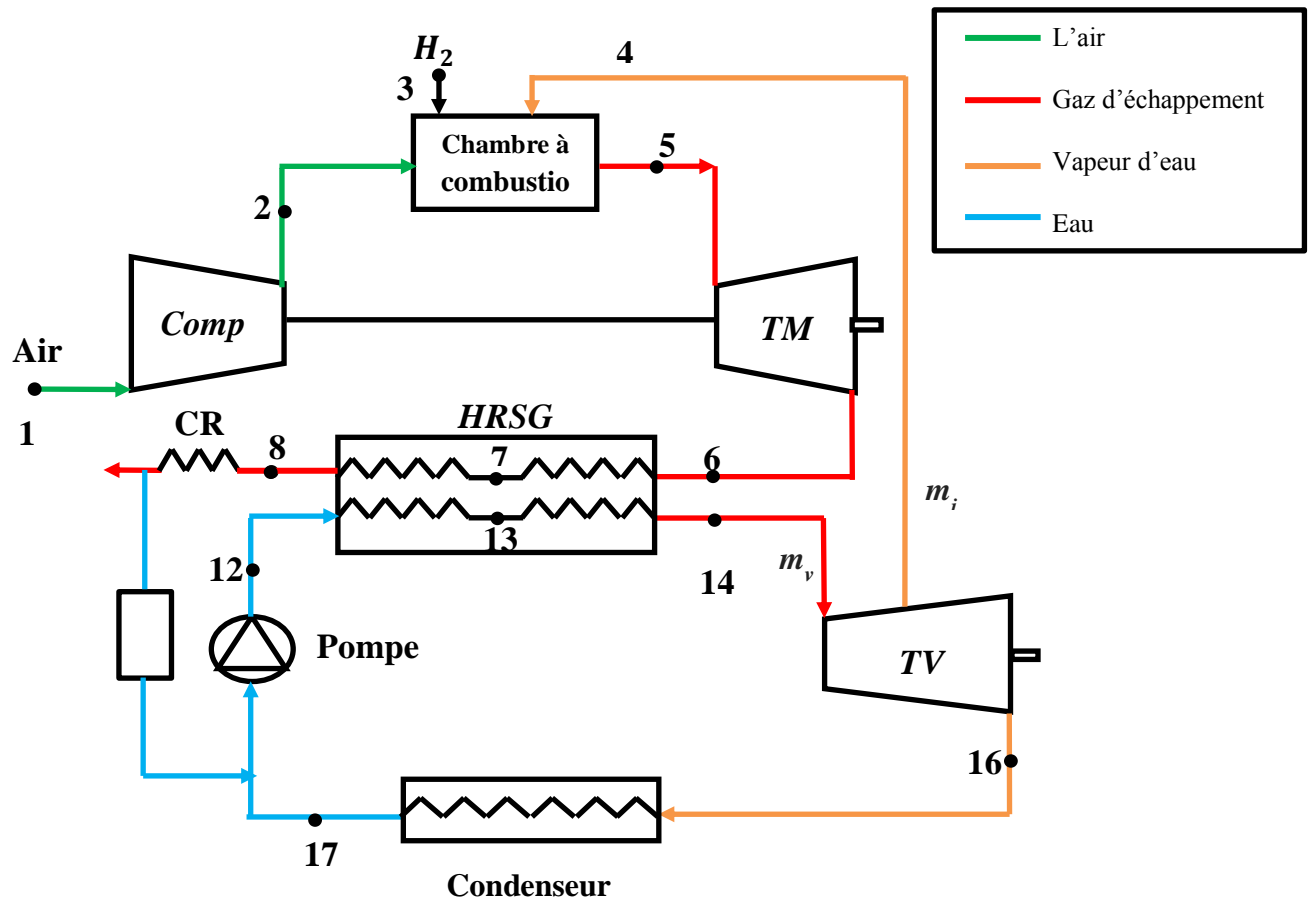


Figure.III.7 Schéma présentatif d'un cycle combiné avec injection partielle de vapeur à turbines séparées (cas étudié dans notre travail). [25]

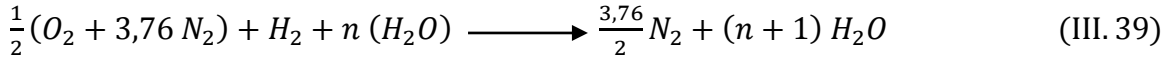
Avant de commencer vous pouvez remarquer sur la figure III.4 que l'entrée de l'eau d'alimentation récupérer du condenseur récupérateur d'eau est changé puisque on ne va pas faire sans bilan pour faciliter les calculs (on considère que la masse d'eau est conservé dans le cycle).

Pour le travail de la compression on va changer seulement le débit d'air qui sera sans excès d'air donc le travail de compression sera :

$$W_c = m_a \int_{T_1}^{T_2} C_{p_{air}} dT \quad (\text{III. 38})$$

La combustion (2-5)

L'équation de combustion se change dans ce cas elle a devenu comme suit :



$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(h_{f_{O_2}}^\circ + \Delta h^R_{O_2} + 3,76 (h_{f_{N_2}}^\circ + \Delta h^R_{N_2})) + \Delta h^R_{H_2} + n (h_{f_{H_2O}}^\circ + \Delta h^R_{H_2O}) \\ = \frac{3,76}{2}(h_{f_{N_2}}^\circ + \Delta h^p_{N_2}) + (n + 1) (h_{f_{H_2O}}^\circ + \Delta h^p_{H_2O}) \end{aligned} \quad (\text{III. 40})$$

Il faut faire en considération que la détente produit un peu d'eau qu'il faut être calculé.

Le nombre de mol d'eau injectée:

$$n = \frac{\frac{1}{2}\Delta h^R_{O_2} + \frac{3,76}{2}(\Delta h^R_{N_2} - \Delta h^p_{N_2}) - h_{f_{H_2O}}^\circ - \Delta h^p_{H_2O}}{(\Delta h^p_{H_2O} - \Delta h^R_{H_2O})} \quad (\text{III. 41})$$

Avec :

$$\Delta h^R_{N_2} - \Delta h^p_{N_2} = - \int_{T_2}^{T_5} C_{p_{N_2}} dT \quad (\text{III. 42})$$

$$\Delta h^p_{H_2O} - \Delta h^R_{H_2O} = \int_{T_4}^{T_5} C_{p_{H_2O}} dT \quad (\text{III. 43})$$

La quantité de vapeur d'eau injecté sera reliée avec la température et la pression de l'air à chauffer et aussi de la température T_5 de sortie de la chambre de combustion

Pour la détente : le seul changement qui va prendre place ici est la masse des gaz d'échappement et les fractions massiques de chaque élément et par conséquent le travail de la turbine

$$C_{p_{gaz}} = y_{N_2} C_{p_{N_2}} + y_{H_2O} C_{p_{H_2O}} \quad (\text{III. 44})$$

$$y_{N_2} = \frac{\frac{3,76}{2}}{\frac{3,76}{2} + n + 1} \quad (\text{III. 45})$$

$$y_{H_2O} = \frac{n + 1}{\frac{3,76}{2} + n + 1} \quad (\text{III. 46})$$

La masse molaire des gaz :

$$m_g = y_{N_2} 28 + y_{H_2O} 18 \quad (\text{III. 47})$$

Pour le cycle Rankine la masse de vapeur injecté sera retiré de la turbine à vapeur présentée dans le schéma (voir figure III.4) qui à une pression d'entrée variable comme dans le cas précédent CCC, et la pression de sortie de la turbine à vapeur sera la même de la chambre de combustion. Dans cette configuration on va choisi une pression de 25bars pour lancer les calculs de la pression de HRSG, c'est à cause de la pression maximale de la chambre de combustion qui est 20bars.

Pour le calcul des paramètres on va suivre les mêmes étapes que dans le premier cas avec changement des pressions.

III.4 Conclusion

Dans ce chapitre on a fait l'étude de notre travail avec les schémas et les équations de calculs convenables. On a fait l'étude sur de configurations séparés : la première est un cycle combiné classique (CCC) et la deuxième et un cycle combiné avec injection de vapeur.

Chapitre IV :

Résultats et discussion

IV.1 Cycle combiné classique

Il faut rappeler que le CCC est présenté dans la figure III.3 de chapitre précédent :

IV.1.1 Turbine à gaz seule (cycle Brayton CB)

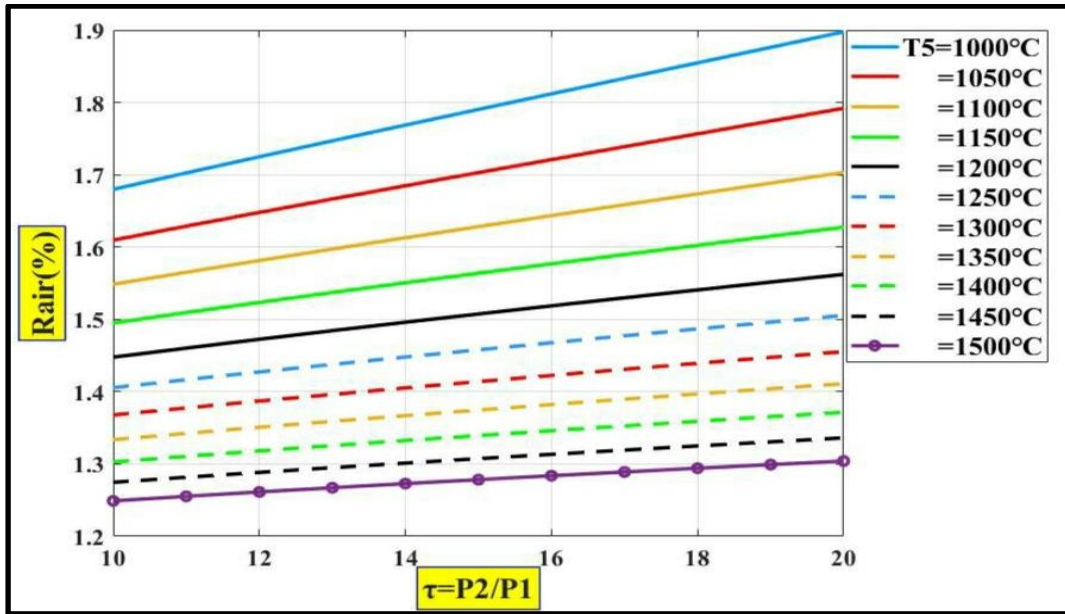


Figure.IV.1 Variation du $R_{air}(\%)$ en fonction de τ et T_5

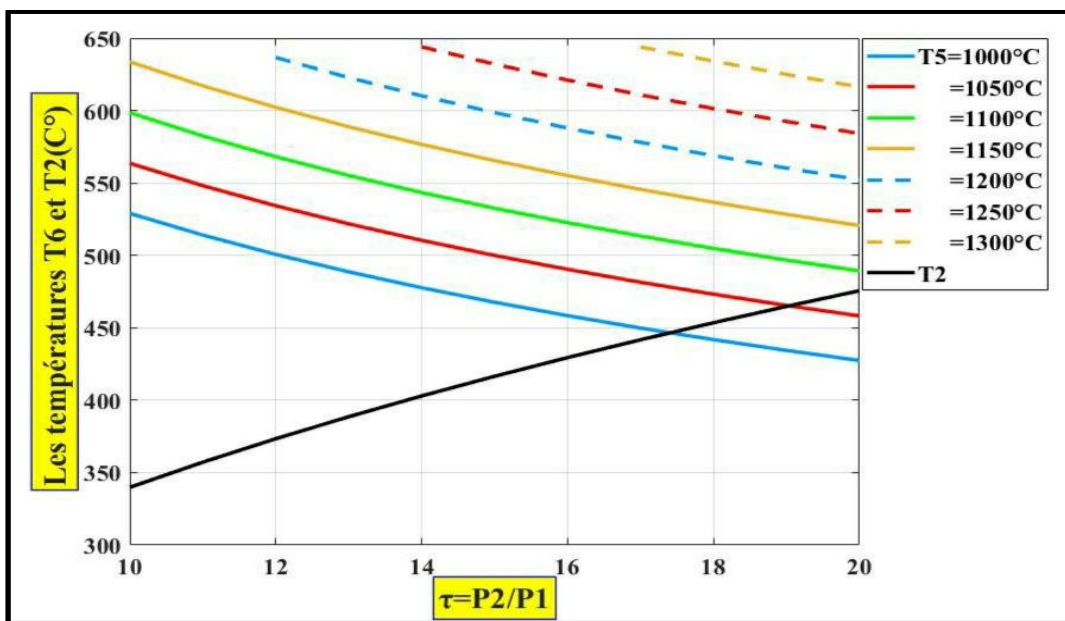


Figure.IV.2 Variation de T_6 en fonction de τ à différentes valeurs de T_5

La figure montre aussi la variation du T_2 . (TAG du CCC)

Rapport des masses

La figure IV.1 au-dessus, nous montre le rapport entre la quantité d'air entrant et l'air stœchiométrique pour la combustion. On remarque une augmentation de rapport R_{air} en fonction du τ et une diminution en fonction du T_5 . L'augmentation de τ fait augmenter l'enthalpie d'air de combustion, par la suite la T_5 va dépasser la température demandé donc il faut plus d'excès d'air pour arriver à la température voulue. Du l'autre côté, l'augmentation de T_5 fait diminuer la demande sur l'excès d'air car on ne va pas trop refroidir l'air de combustion.

Températures T_6 et T_2

Comme 1^{ère} remarque sur les graphes des températures T_6 présentés dans la figure IV.2, nous tenons compte qu'il s'arrête dans $T_5 = 1300^\circ C$, cette limite résulte d'une contrainte pratique pour la température des gaz d'échappement dans l'industrie des TAG, il faut que $T_6 < 650^\circ C$. Pour la variation des températures on remarque une diminution de la température T_6 en fonction du τ pour tous les T_5 ce qui est expliqué par la bonne récupération d'énergie au niveau de la turbine pour les hauts valeurs de τ et donc la diminution de température de sortie de TAG. Au contraire pour T_2 on voit l'inverse du T_6 car le compresseur augmentant la pression va obligatoirement augmenter la température par la loi des gaz parfaits donc ce résultat est claire.

N.B : les résultats de calculs dont la température de sortie de la turbine soit $T_6 > 650^\circ C$ ne seront pas présentés dans les graphes par la suite car il est rare dans la pratique de dépasser ce niveau de températures.

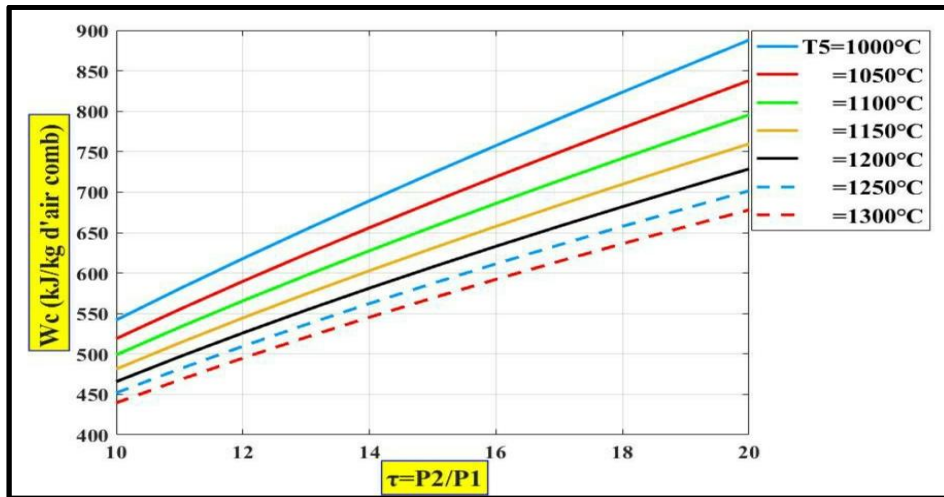


Figure.IV.3 Variation de W_c en fonction de τ et T_5 . (TAG du CCC)

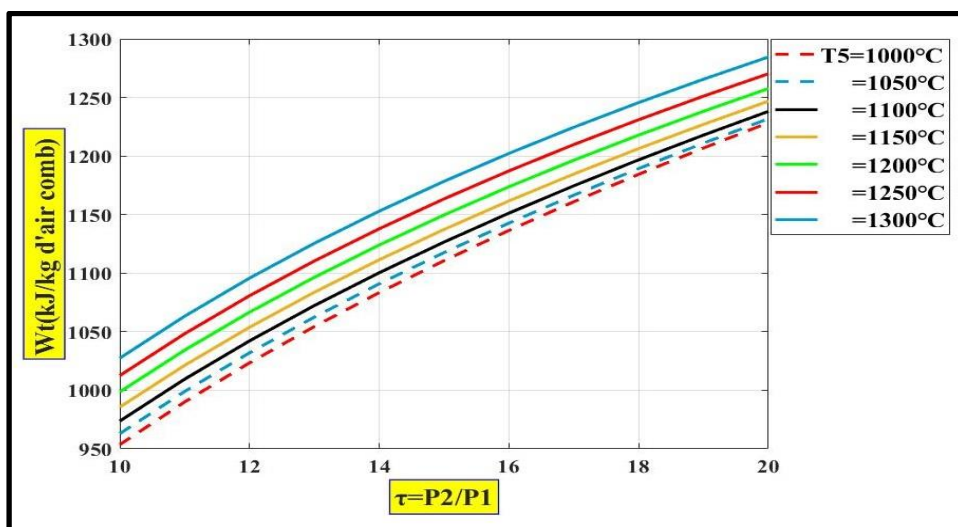


Figure.IV.4 Variation de W_t en fonction de τ et T_5 . (TAG du CCC)

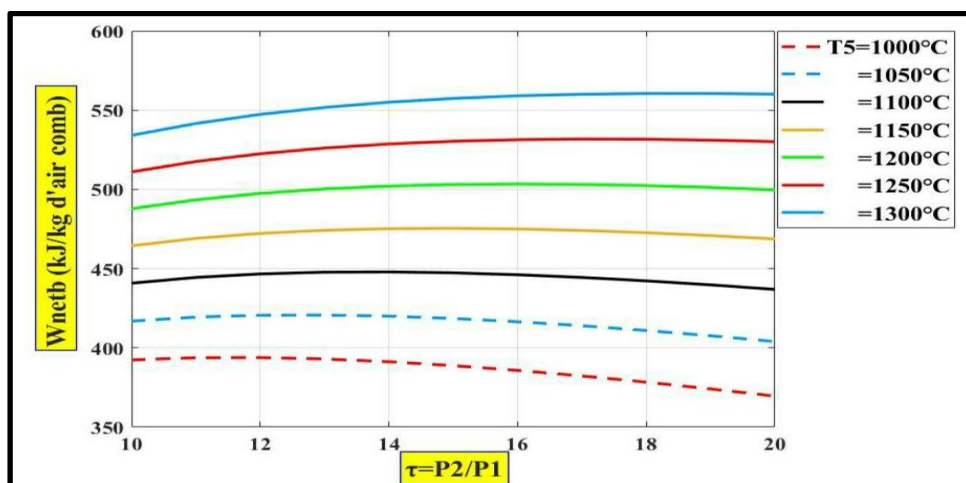


Figure.IV.5 Variation du W_{netb} en fonction de τ et T_5 . (TAG du CCC)

Travail de Compression

La variation du travail du compresseur montré sur la figure IV.3 est presque linéaire en fonction du τ , elle est liée directement à la variation de l'excès d'air. L'augmentation de rapport de compression est comme expliqué dans la figure (IV.1) va augmenter l'air en excès qui va passer par le compresseur, donc l'augmentation du travail est expliquée. Une température T_5 plus forte nécessite moins d'excès d'air, et cela conduit à réduire la valeur du travail de compression.

Travail de détente

La figure IV.4 montre le travail de la turbine en fonction de τ et T_5 . L'augmentation de travail par rapport au premier paramètre τ s'explique par la loi du travail de la turbine $W = \int v dP$ ou physiquement par les forces de pression appliquée sur la turbine (augmentant le rapport de pression donc le travail va augmenter). Par rapport au deuxième paramètre T_5 c'est la quantité d'énergie thermique dégagée par la combustion qui donne un travail de plus.

Travail net de cycle Brayton

Les graphes montrés sur la figure IV.5 représentent le travail net du cycle Brayton $W_{netb} = W_t - W_c$. Il prend une forme un peu parabolique. Pour $T_5 < 1100^\circ\text{C}$ nous observons que la courbe est en diminution en fonction du τ . Pour $1100^\circ\text{C} \leq T_5 \leq 1200^\circ\text{C}$ les graphes sont presque constants avec des concavités faibles sur les extrémités.

Pour $T_5 > 1200^\circ\text{C}$ le travail net augmente et atteint un extremum.

IV.1.2 Cycle Rankine (associé) (CR)

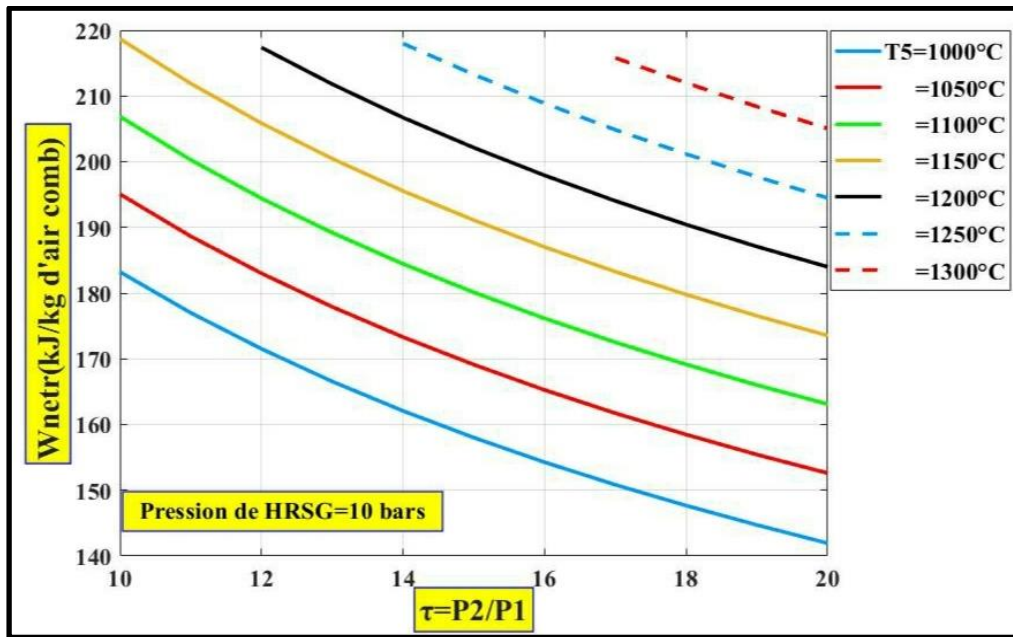


Figure.IV.6 Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 10 \text{ Bars}$. CR du CCC

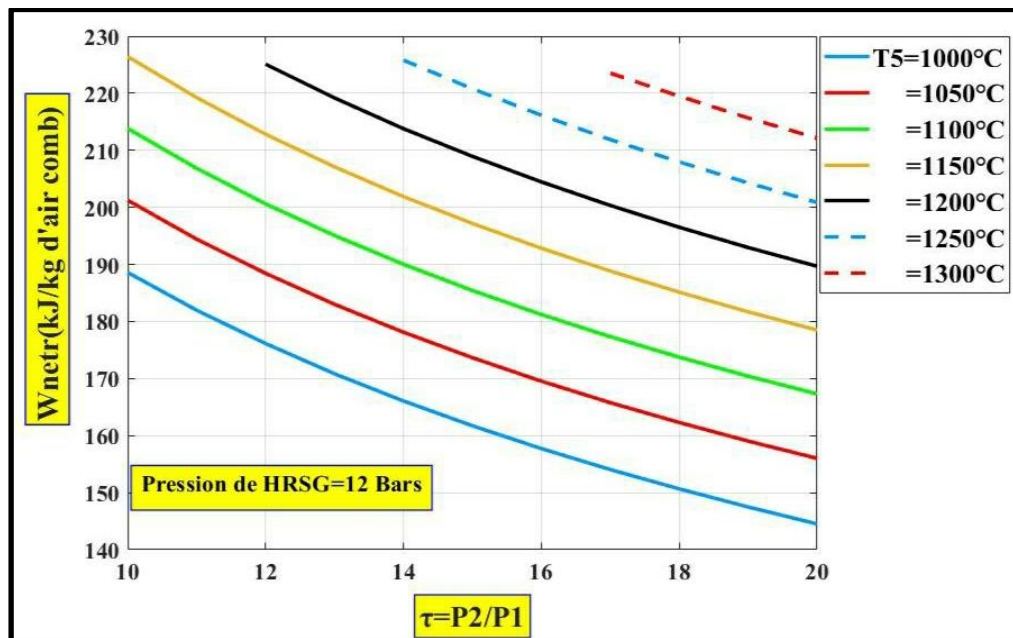


Figure.IV.7 Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 12 \text{ Bars}$. CR du CCC

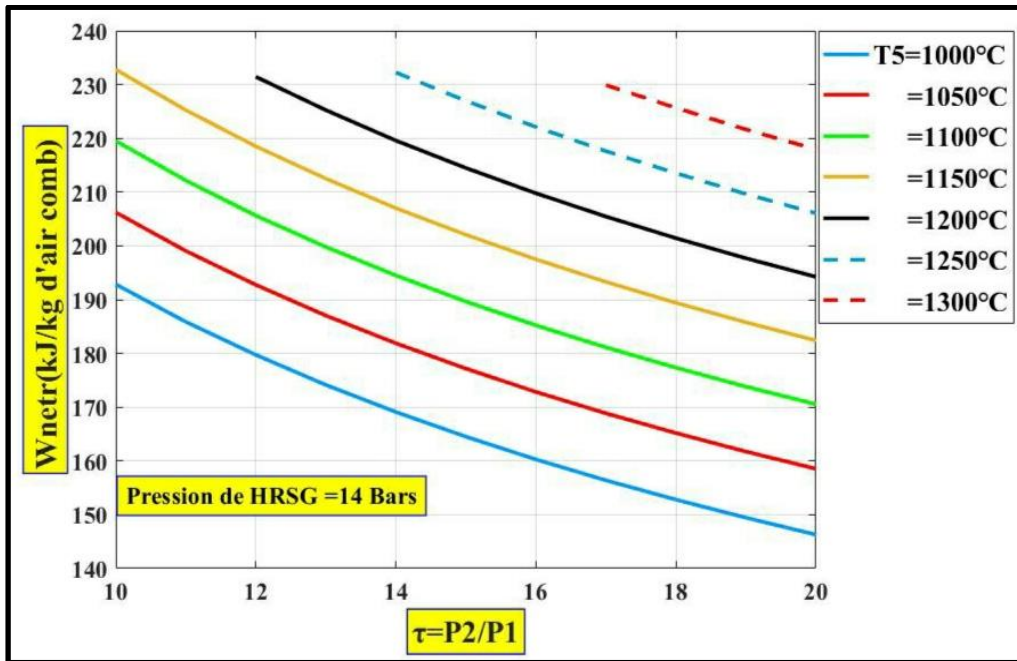


Figure.IV.8 Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 14 \text{ Bars}$. CR du CCC

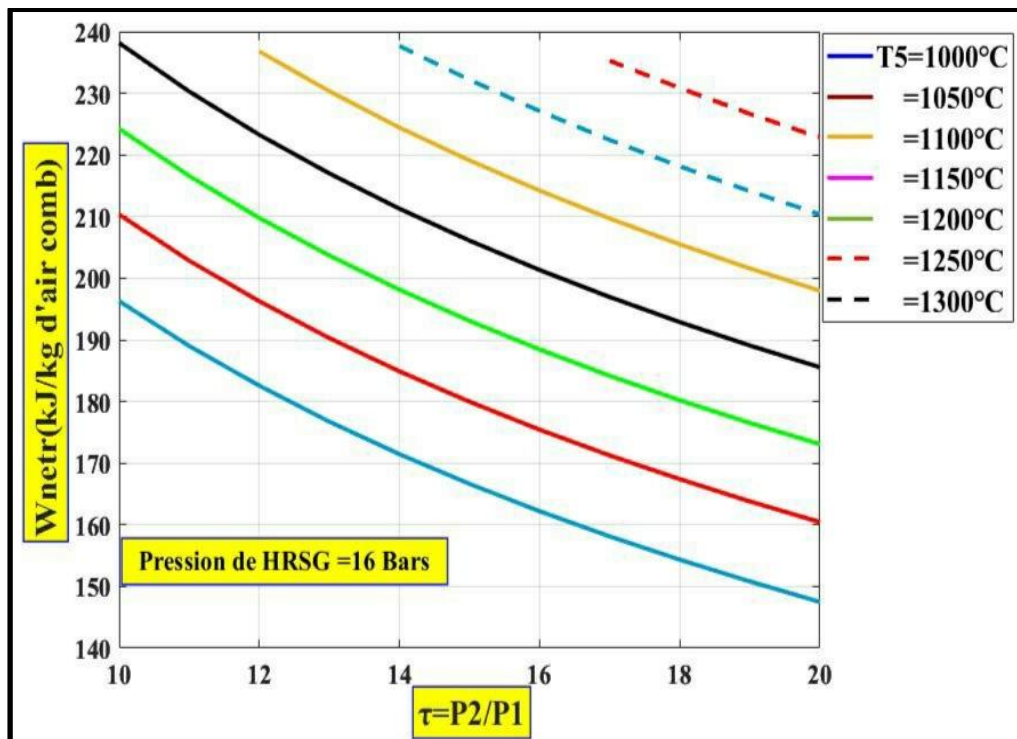


Figure. IV.9 Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 16 \text{ Bars}$. CR du CCC

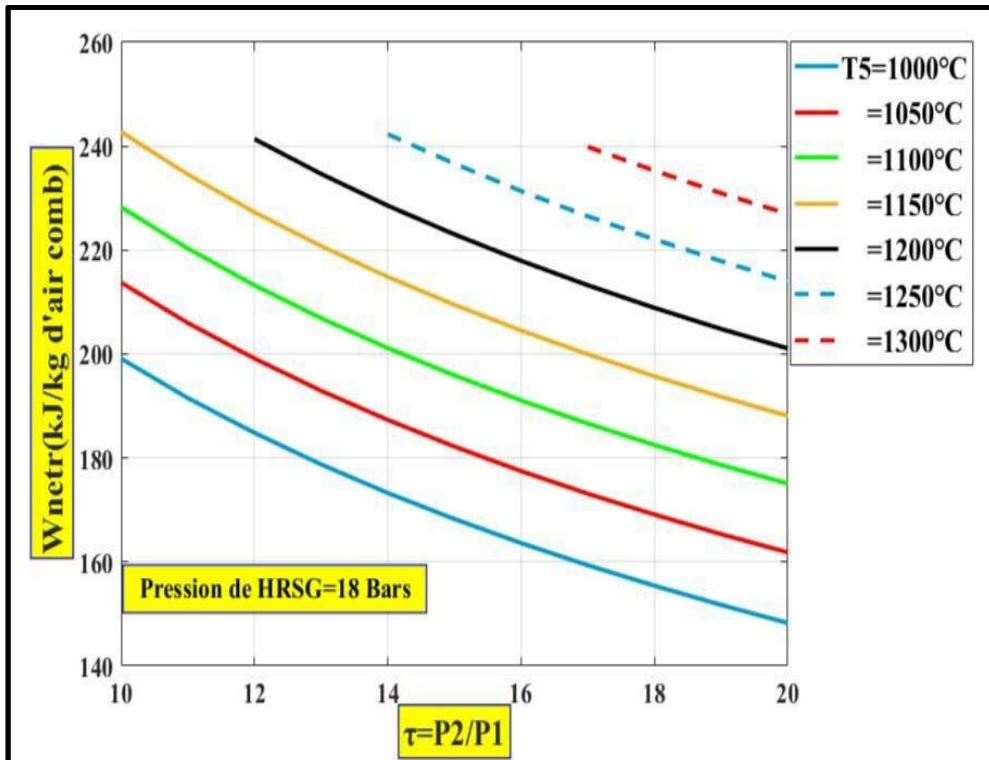


Figure.IV.10 Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 18 Bars$. CR du CCC

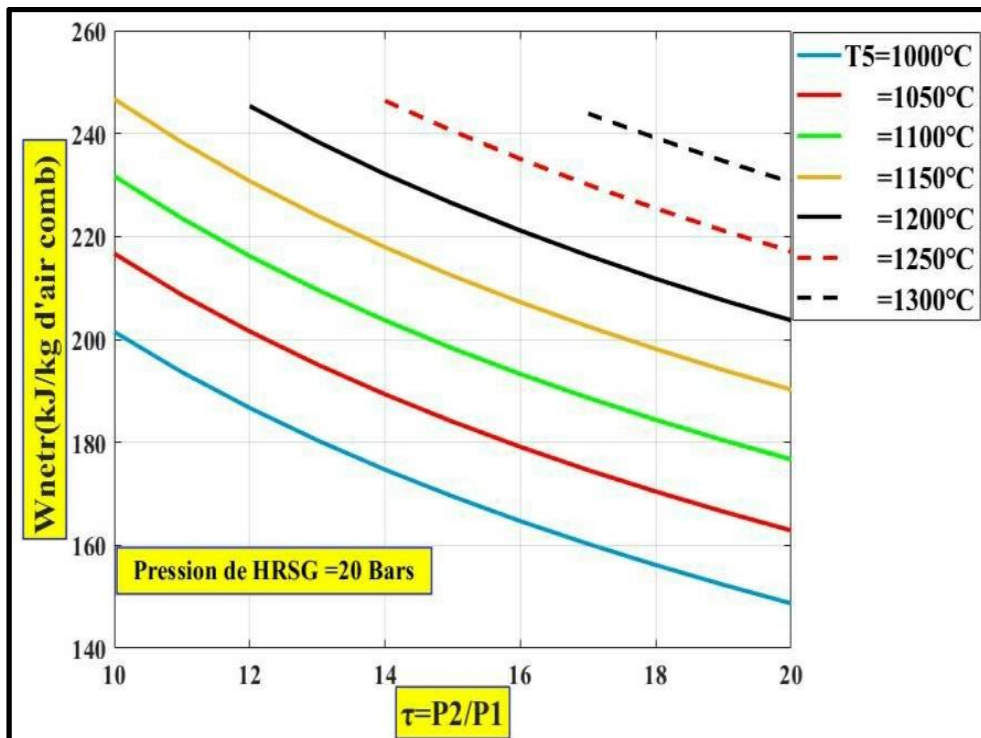


Figure.IV.11 Variation du W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 20 Bars$. CR du CCC

Effet de la pression de HRSG

Nous remarquons sur l'ensemble des graphes précédents (les figures IV.6, IV.7, IV.8, IV.9, IV.10, IV.11) que l'augmentation de la pression de HRSG augmente le travail du cycle Rankine et minimise la différence entre les courbes de différente température T_5 jusqu'à l'arrivée à la pression maximale où le pincement sera bien limité (qui est dans le CCC est 28 bars). La pression du cycle Rankine est un peu faible comparée aux cycles Rankine non associés au cycle Joule, cette limitation de pression a été la cause de la création des cycles à plusieurs niveaux de pression discutée dans la section I.8.2 de chapitre I.

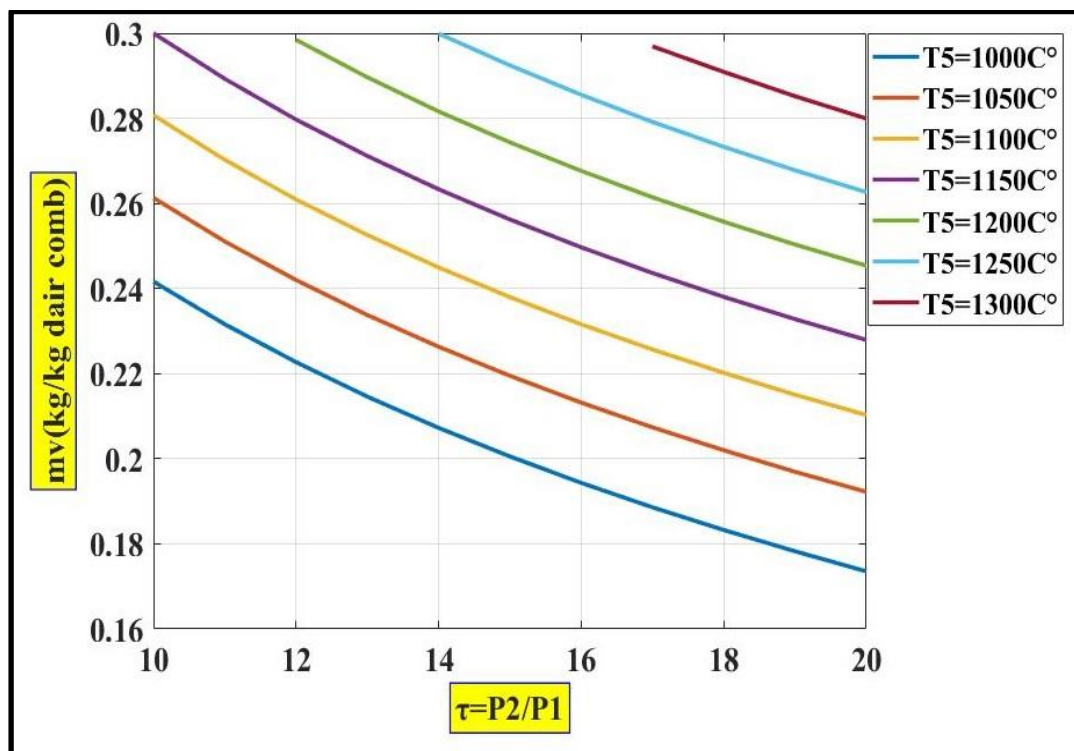


Figure.IV.12 Variation du m_v en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 \text{ Bars}$. CR du CCC

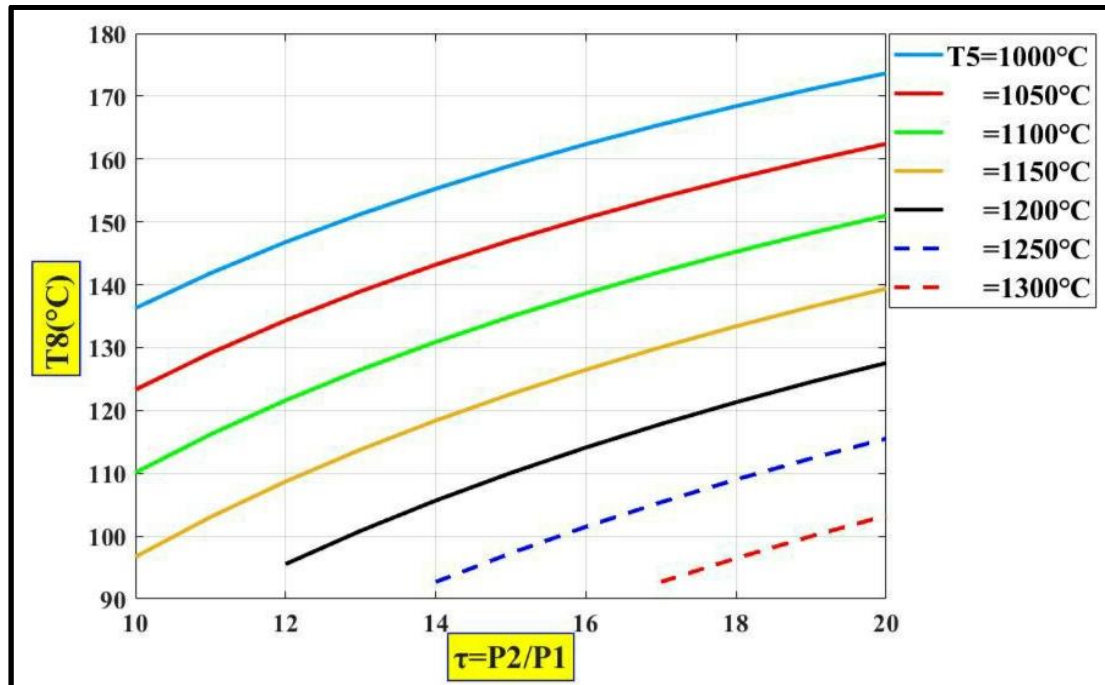


Figure.IV.13 Variation du T_8 en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 \text{ Bars}$. CR du CCC

La masse de vapeur

La figure IV.12 montre la variation de la masse de vapeur produite au niveau du HRSG. Elle diminue en fonction de τ et augmente en fonction du T_5 . Si on observe les graphes de la figure IV.2 de température de sortie turbine à gaz, on va remarquer une similarité avec ces graphes de la masse de vapeur. La masse de vapeur suit la variation de T_6 car elle a un effet direct sur T_{14} et par la suite la masse de vapeur produite.

La température de sortie de HRSG

Sur la figure IV.13 on observe que la température T_8 de sortie du HRSG augmente avec l'augmentation de τ . Ces courbes aussi suivent les courbes de l'excès d'air ce qui explique que la récupération dans le HRSG est meilleure pour les basses pressions et les hautes températures T_5 (ce qui confirme les résultats trouvés dans la figure IV.12 de W_{netr}). Pour $T_5 < 1200^\circ\text{C}$, cet intervalle offre une large gamme pour le choix de pression pour le cycle Brayton lors de la combinaison avec le cycle Rankine mais pas une bonne récupération. Au contraire de l'intervalle où $T_5 \geq 1200$ la récupération de chaleur est optimale mais le choix de pression va être restreint.

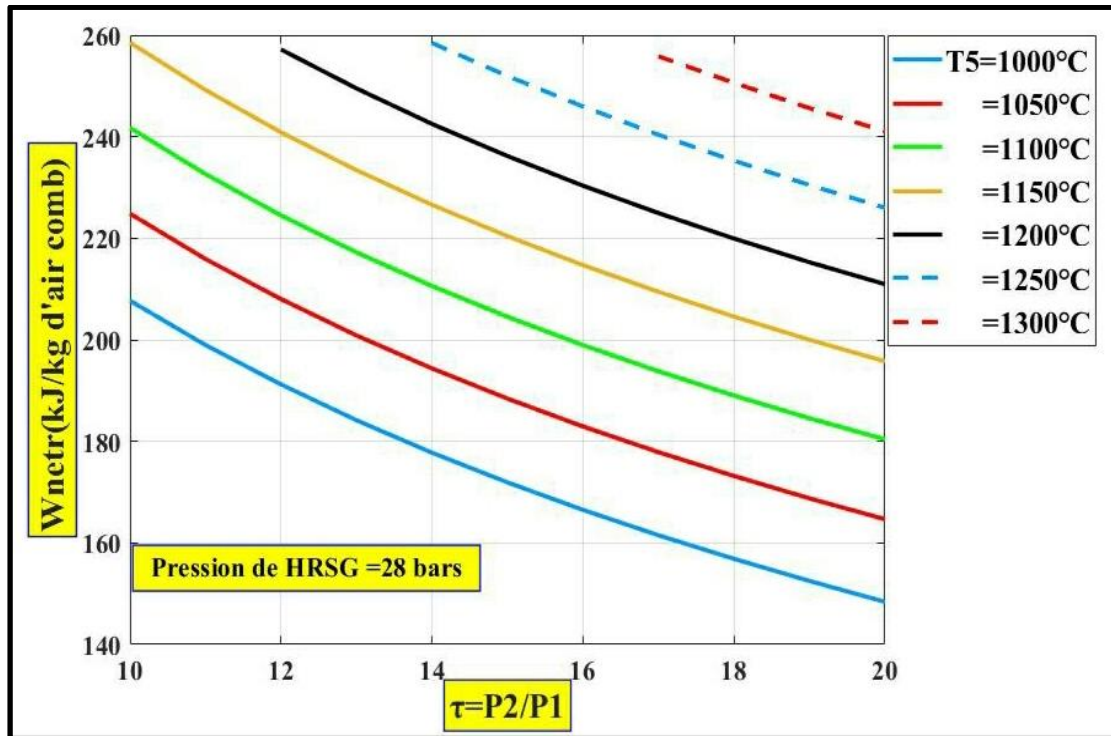


Figure.IV.14 Variation de W_{netr} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 \text{ Bars}$

La figure IV.14 présente le travail net du cycle Rankine pour la pression maximale de la chaudière. On observe une diminution de travail net du cycle Rankine en fonction de τ et une augmentation en fonction du T_5 . L'augmentation de de travail en fonction de T_5 est le résultat de l'augmentation de l'énergie récupéré dans la chaudière. Le tau de compression élevé dans le cycle Brayton augmente le travail récupéré dans la turbine à gaz ce qui va réduire l'énergie contenue dans les gaz d'échappement qui vont chauffer l'eau et donc par la suite moins de travail récupérer dans la turbine à vapeur.

IV.1.3 Résultats pour la combinaison (CB+CR)

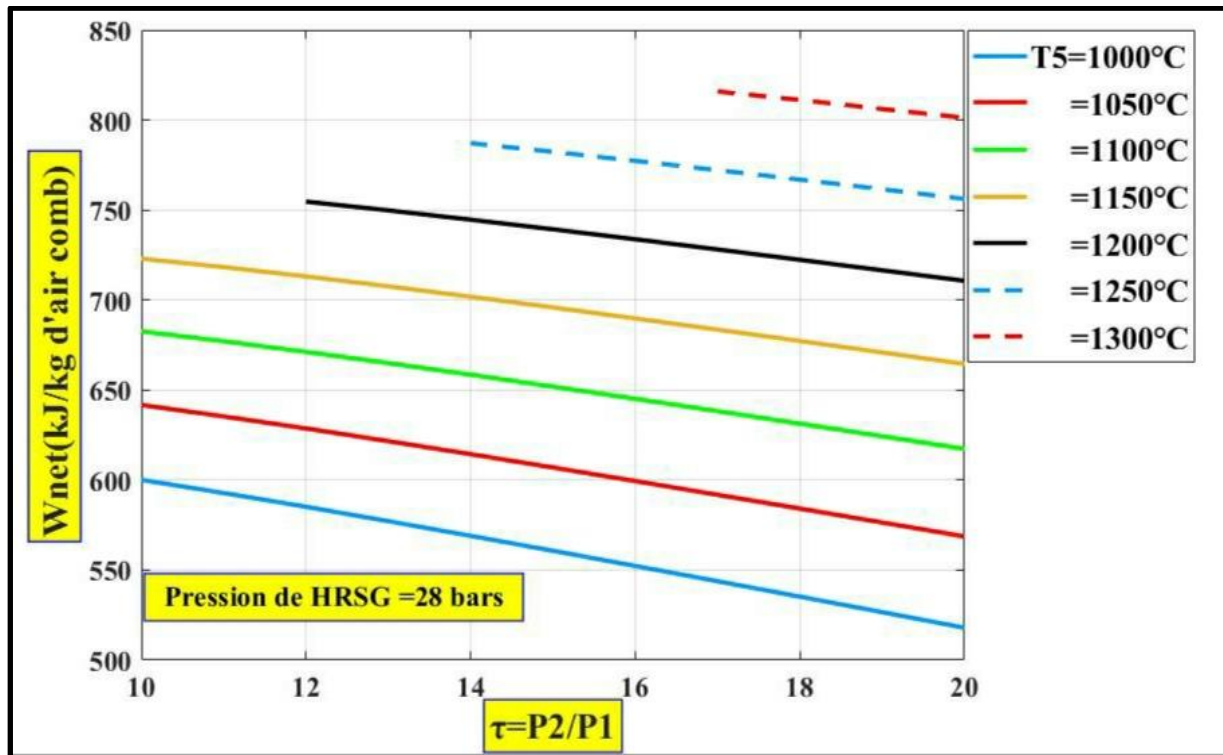


Figure.IV.15 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 28 \text{ Bars}$.
CCC=CB+CR

Sur la figure IV.15 on observe pour les hautes températures de T_5 ($T_5 > 1200^\circ\text{C}$) le cycle donne des résultats meilleures que pour une température $1000^\circ\text{C} < T_5 < 1150^\circ\text{C}$, par contre le choix de rapport des pressions de cycle Brayton est un peu restreint pour ($T_5 \geq 1200^\circ\text{C}$). L'intérêt de cet intervalle de pression est d'aider les utilisateurs à choisir la pression et la température optimale avec les autres paramètres et conditions de l'installation.

IV.2 Cycle combiné avec injection de vapeur CCIV

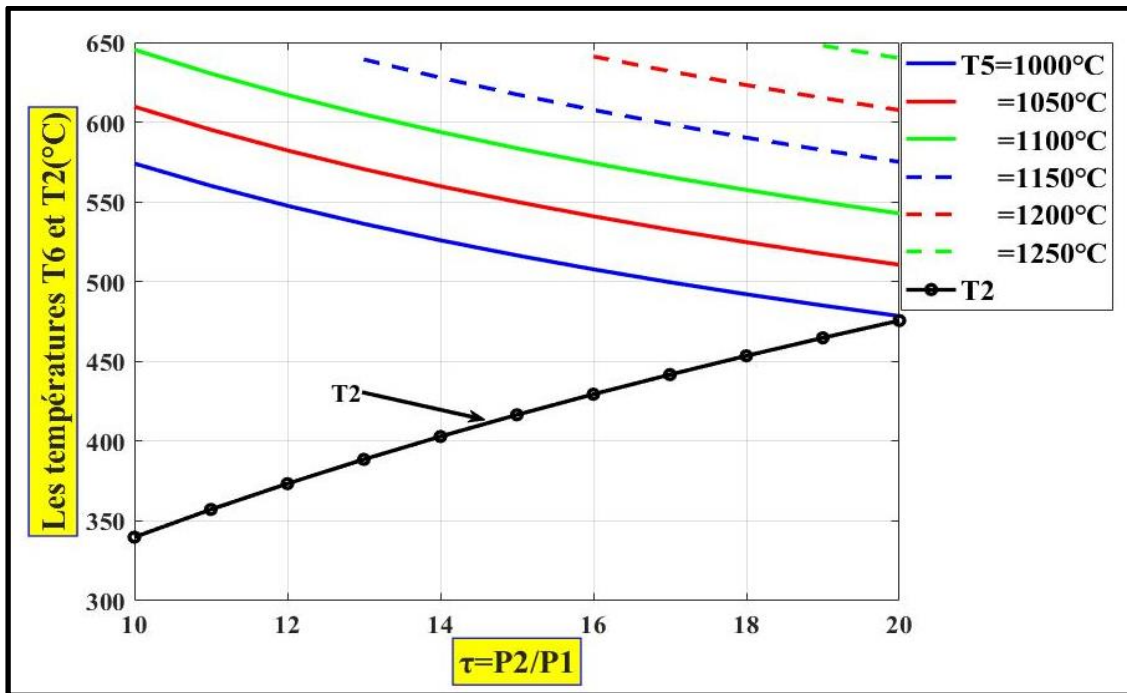


Figure.IV.16 Variation de T_6 en fonction de τ à différentes valeur de T_5 La figure montre aussi la variation du T_2 . CCIV

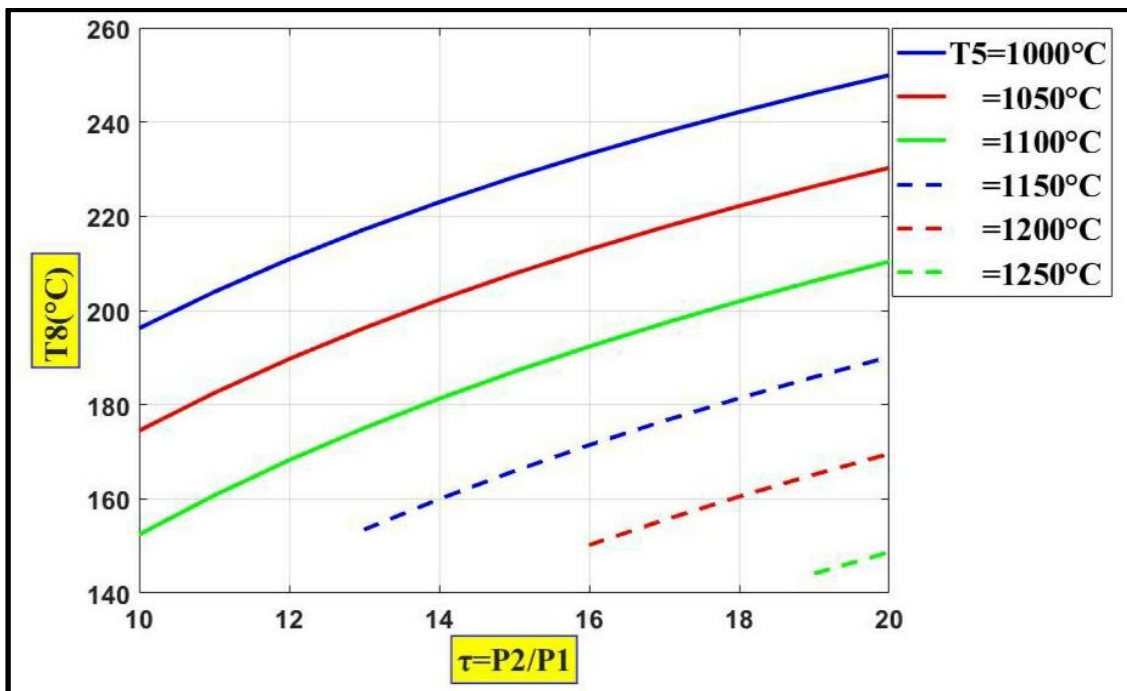


Figure.IV.17 Variation de T_8 en fonction de τ à différentes valeur de T_5 . CCIV

Températures T_6 et T_2

Comme 1^{ère} remarque concernant la figure IV.16, le nombre des graphes est encore minimisé pour seulement Cinq graphes de T_5 (L'ensemble des graphes qui ont $T_6 > 650^\circ\text{C}$ à augmenter). On peut dire qu'avec l'injection de vapeur d'eau la température des gaz d'échappement augmente ce qui apparaît comme un défaut pour le système. Par contre, l'augmentation de la température des gaz d'échappement est un avantage pour ce cycle, afin d'avoir une bonne récupération au niveau du HRSG.

Températures de sortie de HRSG T_8

Comme le montre la figure IV.17, la température T_8 a augmenté dans ce cas de CCIV ce qui nous explique l'effet de la vapeur d'eau injectée, qu'il a augmenté la température des gaz d'échappement T_6 . Pour cela et malgré la récupération d'une quantité d'énergie dans le HRSG la température des gaz sortants de la turbine reste un peu élevée vue que la détente ici est pour le mélange gaz d'échappement+vapeur d'eau. Dans un autre point de vue il est possible d'utiliser cette haute température comme un préchauffeur afin d'optimiser les pertes d'énergies dans le cycle.

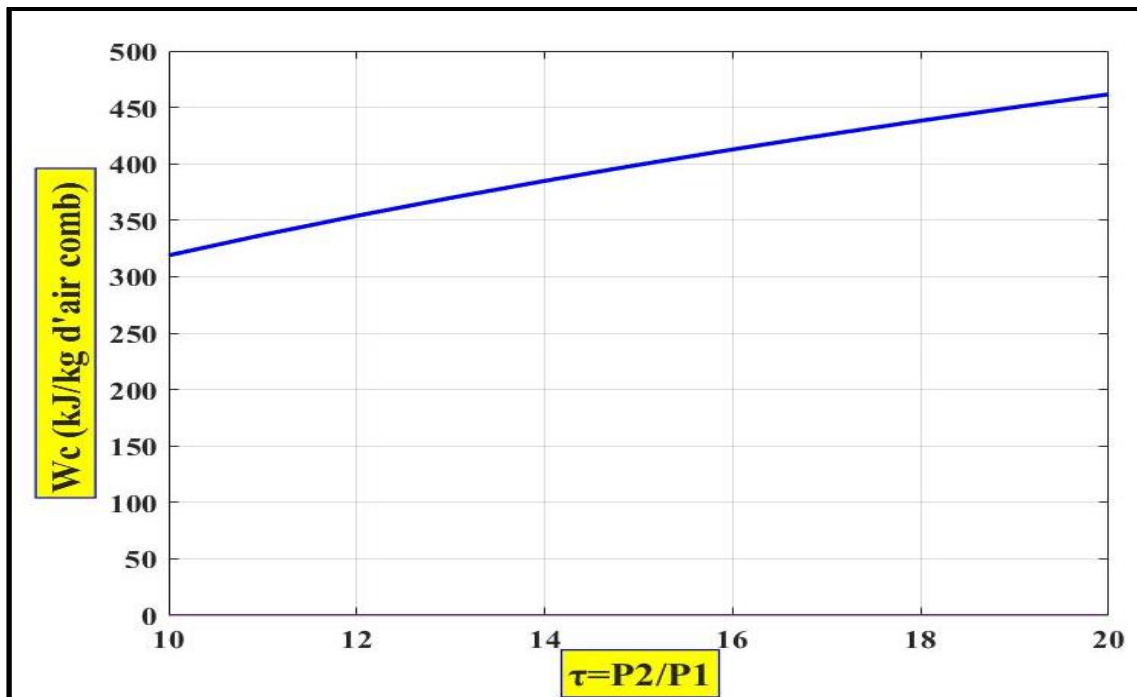


Figure.IV.18 Variation du W_c en fonction de τ pour avec injection de vapeur (sans excès d'air). CCIV

Travail de compression

Pour la figure IV.18 on remarque qu'une seule courbe dans cette configuration (CCIV). Le débit d'air entrant n'est pas relié avec la température de sortie de la chambre de combustion, car il n'y a pas d'excès d'air, donc le travail de compression reste le même pour tous les valeurs de T_5 .

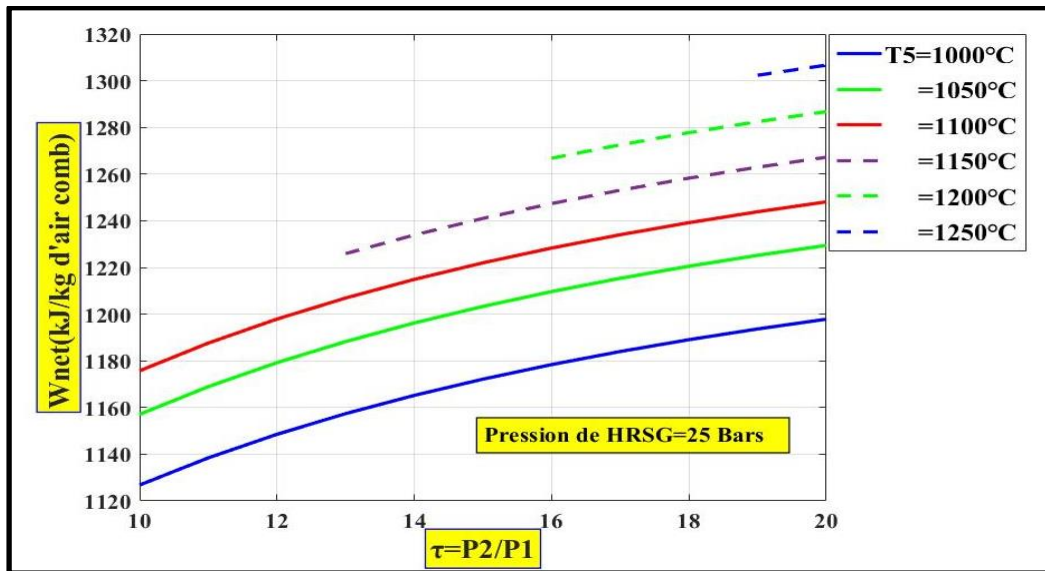


Figure.IV.19 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 25 Bars$. CCIV

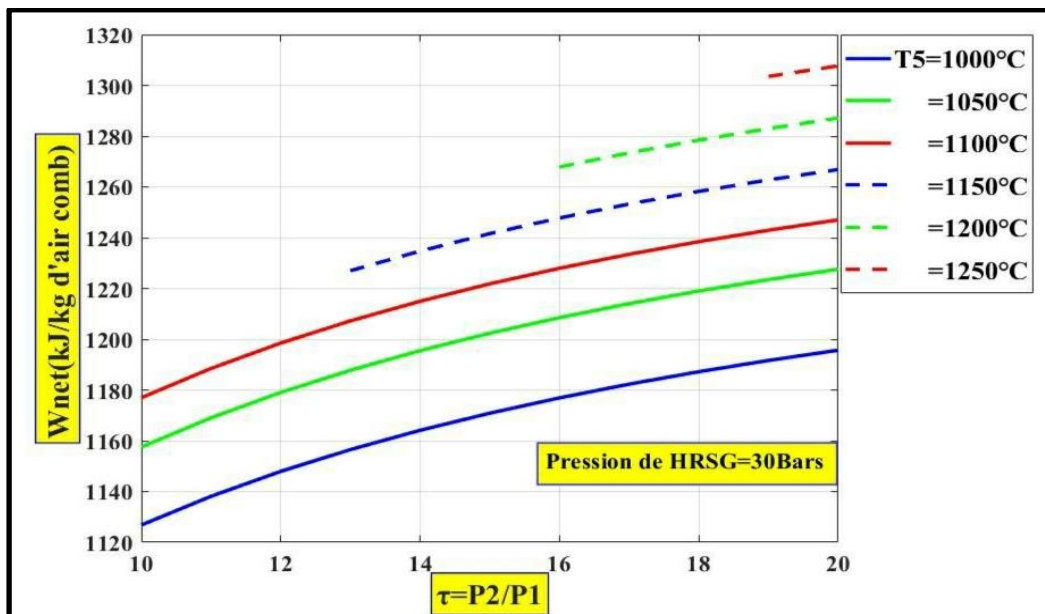


Figure.IV.20 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 30 Bars$. CCIV

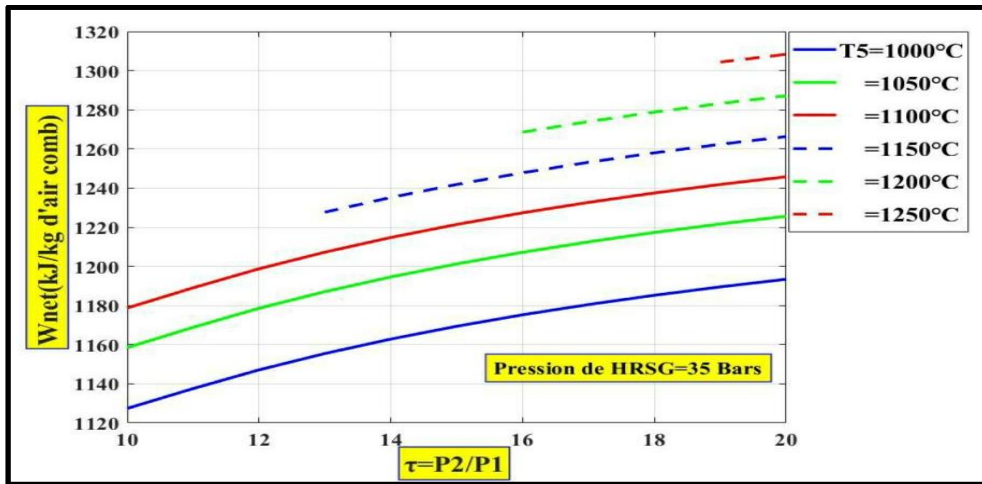


Figure.IV.21 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 35 \text{ Bars}$. CCIV

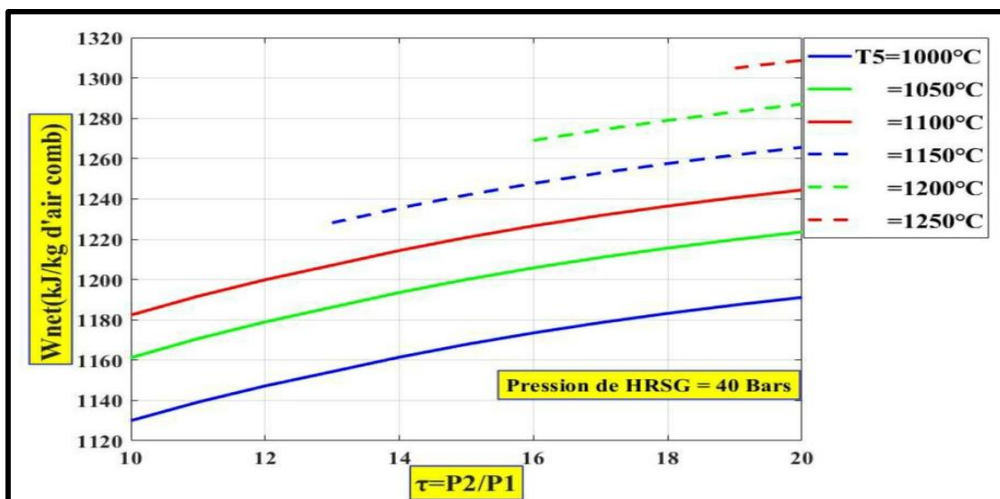


Figure.IV.22 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 40 \text{ Bars}$. CCIV

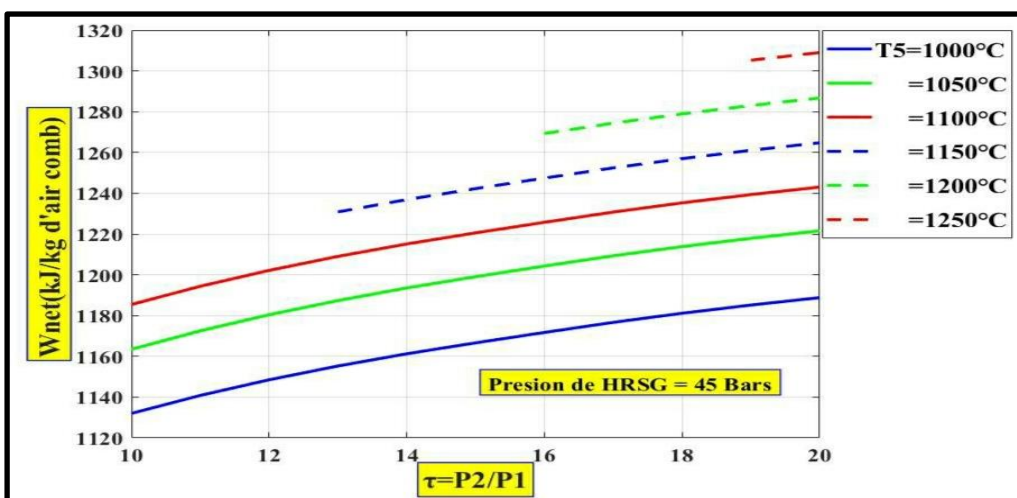


Figure.IV.23 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 45 \text{ Bars}$. CCIV

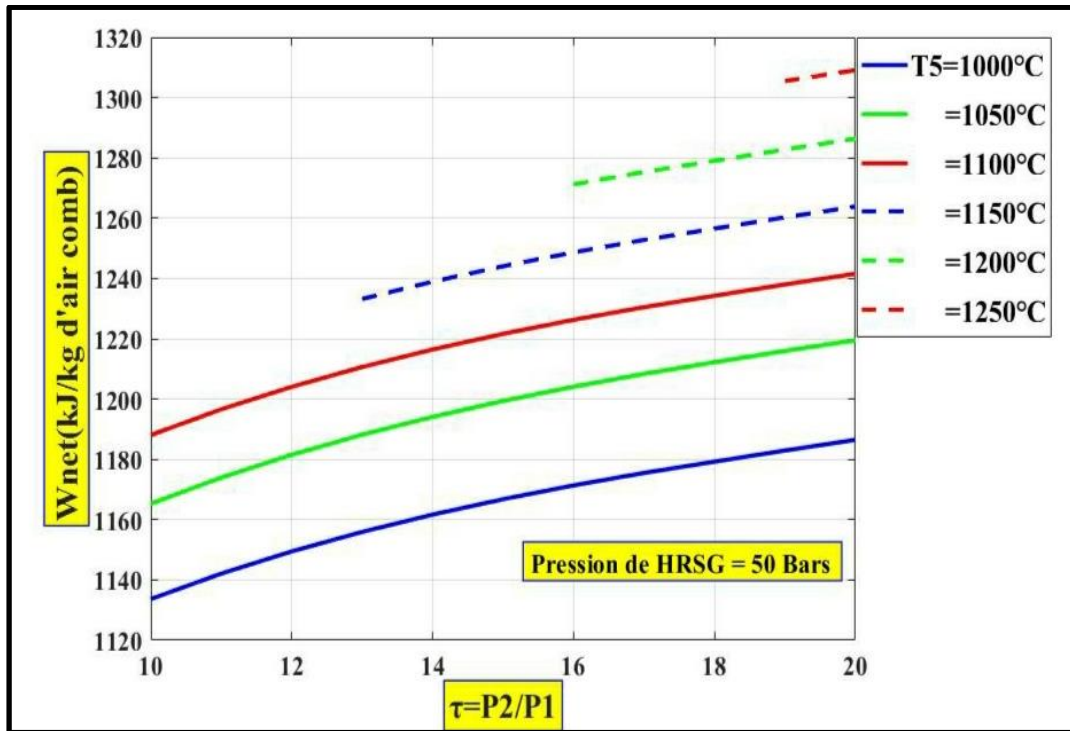


Figure.IV.24 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 50 \text{ Bars}$. CCIV

Effet de pression

L'ensemble des figures IV.19, IV.20, IV.21, IV.22 et IV.23 IV.24 nous donne l'information sur la variation de W_{net} en fonction de pression P_{14} la pression de la chaudière HRSG. L'augmentation de la pression fait augmenter le travail net de CCIV à cause de travail de plus récupérer au niveau de la turbine à vapeur. Pour le teste de pression vous pouvez observer qu'on a commencé dans ce cas avec une pression de 25 bars c'est pour qu'après la détente il faut tomber dans la plus hautes pression d'injection possible qui est 20 bars.

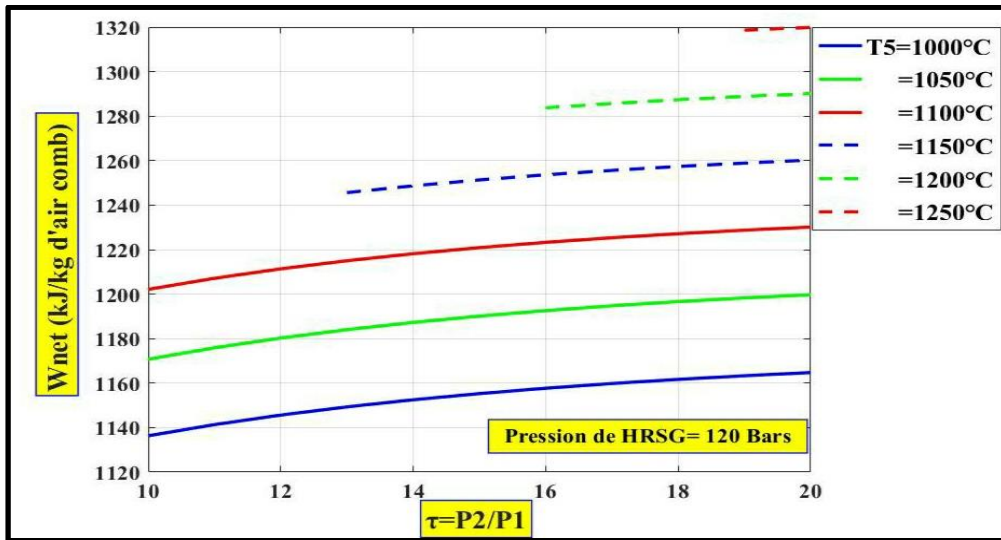


Figure.IV.25 Variation du W_{net} en fonction de τ et T_5 pour $P_{HRSG} = 120 \text{ Bars}$. CCIV

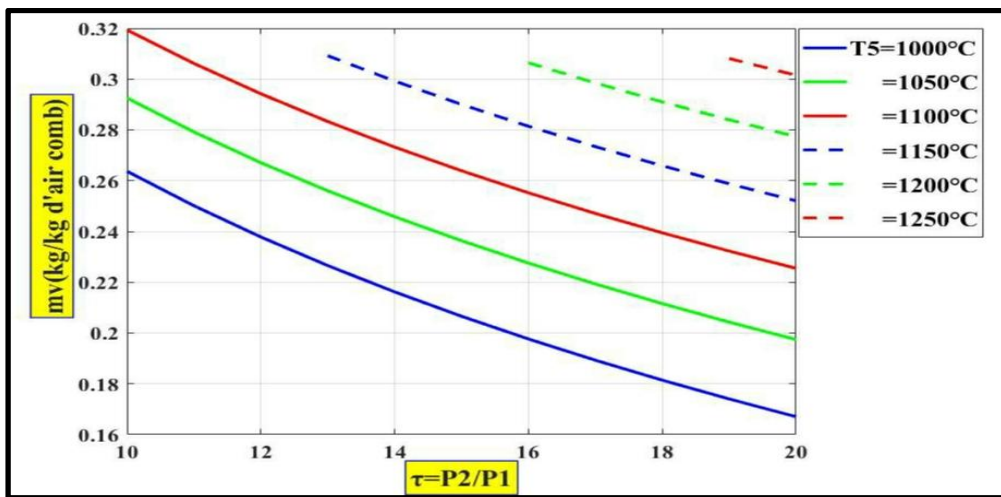


Figure.IV.26 Variation du m_v en fonction de τ et T_5 . CCIV

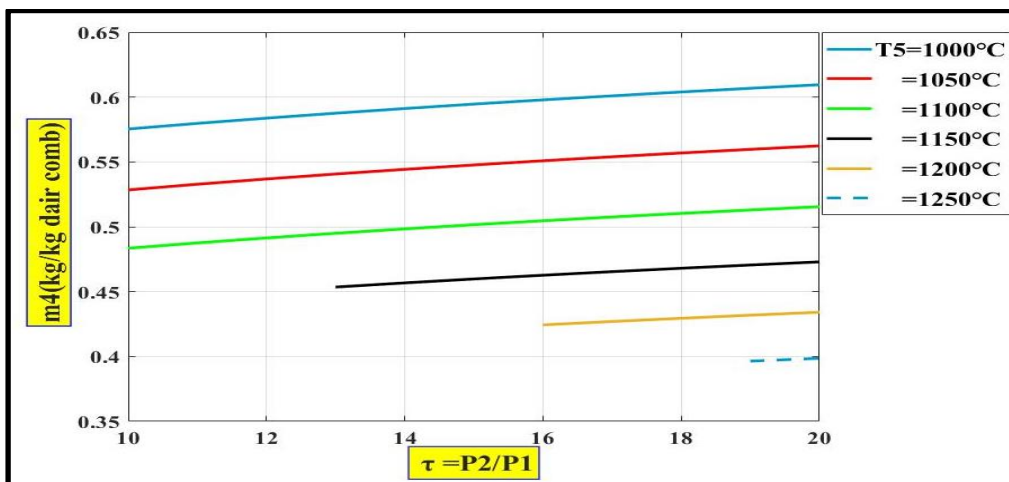


Figure.IV.27 Variation du m_4 en fonction de τ et T_5 . CCIV

Travail net du cycle

La figure IV.25 montre la variation du W_{net} pour une pression de chaudière HRSG 120 Bars. Cette augmentation est logique suite à l'injection de vapeur mais semble trop forte. Après une vérification approfondie, nous avons trouvé la cause principale de l'augmentation de travail est la masse de vapeur injecté qui est moins que celle demandé pour le refroidissement (voir les figure IV.26 et IV.27 suivantes). En réalité la température T_5 dans ce cas n'est pas dans l'intervalle voulu [1000-1500] °C, elle est plus que ça pour raison de refroidissement non accompli. Cette situation de manque de vapeur injectée nous a conduit à un autre problème de choix de pression de HRSG, car les calculs ne convergent pas vers une pression maximale c'est pourquoi qu'on pris 120 bars comme exemple.

Les masses de vapeur

On remarque sur les deux figure IV.26 et IV.27 la variation de la masse de vapeur injecté dans le cycle (m_v) et la masse de vapeur demandé pour le refroidissement (m_4). On peut dire que le résultat trouvé précédemment pour le travail net est dû à l'insuffisance de vapeur nécessaire à l'injection. Ce manque de vapeur injecté a affecté premièrement la température T_6 et par les suites les autres paramètres jusqu'à arriver au travail net de la configuration. Pour une étude correcte sur les résultats de cette configuration il faut l'intervention d'un deuxième circuit d'alimentation en eau comme proposé sur la figure III.1 avec le condenseur récupérateur et le circuit qui le suit.

IV.3 Conclusion

Ce chapitre comporte la représentation des résultats étudiés dans le chapitre 03 et son discussion. On peut dire que cette étude nous a conduit à dire qu'on ne peut pas fait aucune modification sur le système générale de cette étude présenté dans la figure(III.1). Le circuit d'alimentation en cas du manque ne peut pas être supprimé ou modifié car dans cette machine la masse de vapeur injecté est insuffisante pour le refroidissement. Une étude plus générale sur le système générale est nécessaire pour voir l'efficacité de cette machine thermique.

Conclusion générale

Conclusion générale

Afin d'améliorer les performances des machines thermiques basées sur les cycles Brayton, l'injection de vapeur d'eau a été développée par Cheng en 1960. On a fait notre étude pour voir l'effet de cette technique sur les cycles combinés à l'aide d'un programme MATLAB qu'on a développé pour le calcul des différents paramètres.

Le bon contrôle du HRSG du système étudié nous a conduit à dire que l'injection de vapeur d'eau dans un cycle combiné est une méthode d'amélioration efficace. Toutefois, une deuxième étude après correction du système avec un circuit d'alimentation est obligatoire pour voir la convergence du système par rapport à tous les paramètres.

La réussite de ce système dépend des résultats qui seront trouvés après l'étude approfondie du système complet, car il va contribuer dans la solution d'un des problèmes majeurs des cycles STIG qui est l'alimentation en eau qui va être produite du condenseur récupérateur.

La contribution dans la réduction des niveaux de pollution de l'atmosphère est un but pour les sociétés de production d'énergie ; notre système offre cet avantage avec l'utilisation de 100% d'hydrogène, qui est considéré comme le combustible de future.

Références et bibliographiques

[1]Wikipédia le 15/07/2020

[2] <https://dicens.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/centrales-vapeur.html>

[3]Y.A.cengel, M.A.Boles. Thermodynamics An engineering approach, McGraw-Hill, 1996.

[4] <https://energie-nucleaire.net/fonctionnement-centrale-nucleaire/centrale-nucleaire/turbine-a-vapeur>

[5] <https://www.thermal-engineering.org/fr/quel-est-le-cycle-de-rankine-cycle-de-turbine-a-vapeur-definition/>

[6] Cours éducatif edX : Cycles combinés, cogénération, cycles récepteurs

[7] V.E.Cenusa, “Contribution à l'amélioration du couplage thermodynamique entre l'installation de la turbine à gaz et l'installation de la turbine à vapeur dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur” thèse doctorale, université de Henri Poincaré, Nancy-I, 2004

[8] M.Touil, D.E.Laboudi, “Effet de l'injection de vapeur dans la chambre à combustion sur les performances des cycles combinés”, mémoire de master, université de Saad Dahleb-Blida, 2016.

[9] A.Lallemand “Convertisseur thermomécanique : cycles moteurs à vapeur et combinés cogénération”, Techniques de l'ingénieur-be 8053-

[10]A.Bouam, “Amélioration des Performances des turbines à gaz utiliser dans l'industrie des hydrocarbure par l'injection de vapeur d'eau a l'amont de chambre de combustion”, université M'hammed Bouguara, Boumerdes 2009

[11] E.D.Larson, R.H.Williams, “Steam injected gas turbines”, ASME Journal of Engineering and Gas Turbines Power, Vol. 109, No. 1, pp. 55-63,1987

[12]A. Bouam, S. Aïssani and R. Kadi, “Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions” Journal of Oil & Gas Science and Technology, Vol. 63, No. 2, pp. 251-261, 2008

[13] College of the desert. Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies: Rev 0, December 2001.

- [14] Fethia Amrouche et coll., An Overview of Alternative Road Fuel: Hydrogen Compressed Natural Gas for Internal Combustion Engines. Premier Congrès International sur les Matériaux et l'Environnement «CIME 2010», Alger, du 05 au 07 Octobre 2010.
- [15] R.Maamri, “Modélisation et expérimentation des moteur à combustion Fonctionnant avec différents carburants de substitution et mélanges ”, Thèse doctorale, Université du Québec, trois rivières, 2014.
- [16] M.P.Proctor, S.T.James, “Combustor flame flashback”, Case Western Reserve University, 1985.
- [17] ETN Global Hydrogen “Gas Turbine: The path towards a zero-carbon gas turbine”, 2020.
- [18] M.H.A.AL-Hashimi, “Characteristics of Gas Turbine Swirl Combustor”, Thèse doctorale, Institute of Energy, Cardiff School of Engineering-Cardiff University.
- [19] Mitsubishi Hitachi power systems, “Hydrogen Power generation Handbook”.
- [20] http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1405-7743201400040001
- [21] V.Régouillet, “Caractérisation d’un système pile à combustible en vue de garantir son démarrage et son fonctionnement à température ambiante négative”, thèse doctorale, Université de Franche-comté, 2013
- [22] C.A.Vaudrey, “Analyse thermodynamique en dimensions finies du système Pile à Combustible”, thèse doctorale, Université de Franche-Comté , 2009
- [23] T.Hordé, “Étude de systèmes pile à combustible hybridés embarqués pour l’aéronautique”, Thèse doctorale, école nationale supérieur des mines de Paris, 2012
- [24] www.siemens-energy.com
- [25] A.Laouir, “Modélisation de cycle combiné à injection de vapeur et récupération d’eau fonctionnant à l’hydrogène”, Communication d’encadrement et d’orientation, Département de génie mécanique université de Jijel, février 2020
- [26] A.Laouir, “Cycle combiné à injection de vapeur et récupération d’eau fonctionnant à l’hydrogène”, Communication d’encadrement et d’orientation, Département de génie mécanique université de Jijel, février 2020
- [27] A.Lakrioui, O.Feniza, Analyse de cycles à combustion avec injection d’eau, Mémoire de master université de Jijel, Département de génie mécanique, 2017

[28] Magnus Holmgren, XSTEAM FORMATLAB

[29] International Association for the properties of Water and Steam 2007, “Revised release on the IAPWS industrial formulation 1997 for the Thermodynamics Properties of Water and Steam (The revision only relates to the extension of region 5 to 50 MPa)”, Erlangen, Germany.

[30] J.M. Smith, H.C. Van Ness, M.M. Abbott, Introduction to chemical engineering thermodynamics, McGraw-Hill, 1996.

Résumé :

Dans ce travail on a fait une étude thermodynamique concernant l'utilisation de l'hydrogène dans la combustion et le tau maximale possible dans une machine thermique à cycle combiné avec l'injection de la vapeur d'eau. Des bilans énergétiques ont été écrit et programmé sur le programme de calcul MATLAB pour l'installation de la machine thermique à étudié (après simplification) afin de la comparer avec une installation classique à excès d'air brulant de l'hydrogène. Les résultats trouvés par calculs ne sont pas confirmés à cause de cycle étudié, l'utilisation de système originale (sans simplification) peut donner d'autre résultats qui prouve l'intérêt de ce travail.

Il faut dire aussi qu'on a trouver que la combustion de l'hydrogène est efficace et possible à 100% d'hydrogène, et donner la solution pour les besoins de l'eau pour alimenter le cycle. Donc on peut dire que l'installation proposé est une solution pour contribuer dans la réduction des polluants.

Abstract:

In this work a thermodynamic study was made concerning the use of hydrogen in combustion and the maximum possible ratio in a combined cycle thermal machine with steam injection. Energy balances were written and programmed on the MATLAB calculation program for the installation of the thermal machine under study (after simplification) in order to compare it with a classical installation with excessive air burning hydrogen. The results found by calculations are not confirmed because of the studied cycle, the use of original system (without simplification) can give other results that prove the interest of this work.

It must also be said that we have found that the combustion of hydrogen is efficient and possible at 100% hydrogen, and give the solution for the needs of water to feed the cycle. So we can say that the proposed installation is a solution to contribute in the reduction of pollutants.

ملخص :

في هذا العمل تم إجراء دراسة ديناميكية حرارية تتعلق باستخدام الهيدروجين في الاحتراق وأقصى قدر ممكن منه في آلة حرارية ذات دورة مركبة مع حقن بخار الماء. تمت كتابة موازين الطاقة وبرمجتها في برنامج الحساب ماطلاب لتكوين الآلة الحرارية قيد الدراسة (بعد التبسيط) من أجل مقارنتها بالتكوين التقليدي مع احتراق الهواء الزائد للهيدروجين. النتائج التي تم التوصل إليها من خلال الحسابات لم يتم تأكيدها بسبب الدورة المدروسة ، واستخدام النظام الأصلي (بدون تبسيط) يمكن أن يعطي نتائج أخرى تثبت فائدة هذا العمل.

يجب أن يقال أيضًا أننا وجدنا أن احتراق الهيدروجين فعال وممكن بنسبة 100٪ من الهيدروجين ، ويعطي الحل لاحتياجات الماء لتغذية الدورة. لذلك يمكننا القول أن التركيب المقترح هو حل للمساهمة في تقليل الملوثات.