

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
Et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

MEZIANE HILLAL

MOULOUDJ AREZKI

Thème

Etude comparative de différentes configurations du cycle combiné gaz-vapeur

Soutenu le 21/09/2022 devant le jury composé de :

Mr.	M. ADNANI	Président
Mr.	N. BOUTALBI	Rapporteur
Mr.	H. ALI-AGHA	Examineur

Année Universitaire 2021-2022

Remerciement

Nous remercions en premier lieu dieu le tout puissant de nous avoir donné la force et la volonté pour accomplir ce travail.

Nos chaleureux et sincères remerciements sont adressés à notre encadrant

***Mr N. BOUTALBI** pour son encadrement, sa contribution, sa patience et son aide tout le long de ce travail.*

Sans oublier de remercier tous nos enseignants de département génie mécanique pour leurs efforts et leurs conseils, et que sans eux nous ne serons pas ce que nous sommes aujourd'hui.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, nous disons merci.

Dédicaces

Je dédie ce travail :

A la femme généreuse et vaillante qui a trop souffert sans me laisser souffrir, qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureux, ma mère **HASSINA**.

A l'homme exceptionnel que je respect trop. Grâce à toi, j'ai toujours eu tout ce dont j'avais besoin, Tu as sacrifié beaucoup de choses pour m'offrir une vie de rêve, mon père **KACI**.

Je ne pourrais jamais suffisamment vous remercier...

Sincèrement vous m'avais donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance, je suis redevable d'une éducation dont je suis fier.

A la femme extraordinaire mon pilier indestructible, ma très cher tante qui était toujours à mes côtés depuis ma naissance, **KAISSA**.

A mes très chers frères **GHILAS** et **SAMY**.

A mes très chers tantes **DJOUHRA** et **NABIHA**.

A mes très chers amis que je considère comme ma deuxième famille pour les moments inoubliable qu'on a vécus ensemble : **DILA, HIMOU, KIKI, MELLY, BILLAL, MALIZA, LOULA, HMIDOUCHE** sans oublier la relève **SARAH** et **KARIMA**.

Je tiens à vous dire merci d'exister, je suis content de vous avoir dans ma vie et j'espère qu'on se reverra tous un jour au l'autre bout du monde.

A ceux que je considère plus que des amis, des frères : **ABDELHAK, RAFIK, BADRO, RAMSEY, TOUFIK, AYMEN, CHEBALOU, SAMIR, HOUHOU, YACINE, HICHAM, KARIME, LAMINE** et **AHCEN** sans oublier mon amie d'enfance **DYHIA**.

"Tomber c'est l'expérience, se battre c'est le caractère ne pas abandonner c'est la vie"

MEZIANE HILLAL

Dédicace

Tout d'abord, Nous tenons à remercier **DIEU LE TOUT PUISSANT** de nous avoir guidés dans la réalisation de ce travail.

Je dédie ce modeste travail,

A ma chère mère,

Ma source inépuisable de tendresse, de patience et de sacrifice. Ta prière et ta Bénédiction m'ont été d'un grand secours tout au long de ma vie. J'espère ne jamais te décevoir, ni trahir ta confiance et tes sacrifices.

A mon cher père,

De tous les pères, tu es le meilleur. Tu as été et tu seras toujours un exemple pour moi par tes qualités humaines, ta persévérance et perfectionnisme et de sacrifices, de sollicitudes, d'encouragement et de prières. Pourriez-vous trouver dans ce travail le fruit de toutes vos peines et tous de vos efforts. En ce jour, j'espère réaliser l'un de tes rêves.

A mes chers petits frères Ghiles et Mouhamed-Lamine,

Ma chère petite sœur Wardia,

Comme on ne peut trouver nulle part ailleurs, Puisse Dieux vous protège, garder et renforcer notre fraternité. Je vous souhaite tout le bonheur du monde

A mes chers grands parents et ma chère tante, A qui je souhaite une longue vie et une bonne santé

A la mémoire de mon grand-père Smail, Qu'il repose au le paradis.

A ma chère Melly,

Depuis que je t'ai connu, tu n'as cessé de me soutenir et de m'épauler, je te remercie de ne m'avoir jamais déçu. Aucun mot ne pourrait exprimer ma gratitude, mon amour et mon respect.

*A mes très chers amis (LA FAF), Belloula, Hillal, Hmidouche, Himou, Mayzou, Dououlou,
Loula, Mouma*

Je tiens à vous remercier du fond de mon cœur pour votre aide, votre patience et votre présence dans mes moments difficiles.

A mes amis, Lamine, Akli, Mamou, Lyes, Sofiane, Moumouh, Aimad, Karim, Ahcen, Lamine et à toute ma famille, mes Proches et à tous mes amis, Il me serait difficile de vous citer tous, vous êtes dans mon cœur, affectueusement.

MOULOUDJ Arezki

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iv
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	x
NOMENCLATURE	xi
Introduction Générale	1
Chapitre I :Analyse bibliographique.....	2
I.1. Introduction	2
I.2. Conversion d'énergie	2
I.3. Turbine à gaz	3
I.3.1. Définition	3
I.3.2. Les éléments principaux d'une turbine à gaz	3
I.3.3. Principe de fonctionnement.....	4
I.3.4. Classification des turbines à gaz	5
a. D'après le mode de construction	6
b. Par le mode de travail.....	7
c. Par le mode de fonctionnement	8
I.3.5. Les cycles thermodynamique	9
a. Cycle de brayton.....	9
I.3.6. Le rendement de cycle à gaz	9
I.4. Turbine à vapeur.....	10
I.4.1. Définition	10
I.4.2. Les éléments principaux d'une turbine à vapeur.....	11
I.4.3. Principe de fonctionnement.....	11
I.4.4. Classification des turbines à vapeur	12
a. Le nombre d'éléments	12
b. Le sens d'écoulement de la vapeur.....	12

c.	La méthode de fonctionnement de la vapeur	12
d.	L'utilisation	13
e.	Le mode de construction	13
I.4.5.	Les cycles thermodynamique	13
a.	Le cycle de Rankine	13
b.	Le cycle de Hirn	14
c.	Le cycle de Hirn avec resurchauffe	15
d.	Le cycle de HIRN avec soutirages	16
I.5.	Cycle combiné	17
I.5.1.	Définition	17
I.5.2.	Principe de fonctionnement du cycle combiné	18
I.5.3.	Les éléments principaux d'une cycle combiné	19
I.6.	Modélisation et simulation des cycles combinés	19
I.6.1.	Généralités sur les logiciels	19
a.	Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER	20
I.7.	Revue bibliographique	20
I.8.	Conclusion	22
Chapitre II : Position de problème		23
II.1.	Introduction	23
II.2.	Formulation du problème	23
II.3.	Données de l'étude	28
II.4.	Modélisation énergétique de l'installation	28
I.4.1.	Hypothèses	28
I.4.2.	Modélisation de la Configuration 1	29
I.4.3.	Modélisation de la Configuration 2	34
I.4.4.	Modélisation de la Configuration 3	37
II.5.	Méthode de simulation numérique utilisée	38
II.6.	Conclusion	39
Chapitre III : Discussions et résultats		40
III.1.	Introduction	40
III.2.	Variation du taux de compression	40
III.3.	Variations de la pression de saturation	44
III.4.	Variations de la pression de condensation	46

III.5. L'effet de variation de la température.....	47
III.6. Conclusion.....	49
Conclusion Générale	50
Références Bibliographiques	51
Résumé/Abstract	

Liste des Figures

Figure I.1. Turbine à gaz.....	3
Figure I.2 : Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz... ..	4
Figure I.3 : Classification des turbines à gaz.....	5
Figure I.4 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.....	6
Figure I.5 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	7
Figure I.6 : Schéma d'une turbine à action et à réaction.....	8
Figure I.7 : Illustration cycle de Brayton et cycle réel dans le diagramme (T, S)....	9
Figure I.8 : Turbine à vapeur... ..	10
Figure I.9 : Principe de fonctionnement d'une centrale thermique.....	11
Figure I.10 : Classification des turbines à vapeur.....	12
Figure I.11 : Schéma d'une centrale thermique élémentaire... ..	13
Figure I.12 : Cycle de Rankine... ..	14
Figure I.13 : Cycle de Hirn... ..	15
Figure II.14 : Installation à resurchauffe... ..	15
Figure I.15 : Cycle de Hirn avec resurchauffe.....	16
Figure I.16 : Installation à soutirage avec réchauffeur à mélange... ..	16
Figure I.17 : Cycle de Hirn avec soutirage... ..	17
Figure I.18 : Principe de fonctionnement de cycle combiné... ..	18

Figure II.1 : Configuration 1 , Cycle combiné, gaz-vapeur de base... ..	25
Figure II.2 : Configuration 2 , Cycle combiné, gaz-vapeur à cogénération.....	26
Figure II.3 : Configuration 3 , Cycle combiné, gaz-vapeur à resurchauffe.... ..	27
Figure III.1 : Variation de la puissance de cycle a gaz en fonction de taux de compression de différentes configurations.....	41
Figure III.2 : Variation de la puissance de cycle a vapeur en fonction de taux de compression de différentes configurations.....	41
Figure III.3 : Variation de la puissance de cycle combiné avec de taux de compression de différentes configurations.....	42
Figure III.4 : Variation de la température d’admission et de la sortie de la turbine de cycle combiné en fonction de taux de compression de différentes configurations... ..	42
Figure III.5 : Variation de débit de cycle a gaz en fonction de taux de compression de différentes configurations.....	43
Figure III.6 : Variation de débit de cycle a vapeur en fonction de taux de compression de différentes configurations.....	43
Figure III.7 : Variation de rendement avec le taux de compression de différentes configurations.....	44
Figure III.8 : Variation de la puissance du cycle combiné en fonction de la pression de saturation dans les différentes configurations... ..	45
Figure III.9 : Variation de rendement en fonction de la pression de saturation de différentes configurations.....	45
Figure III.10 : Variation de la puissance du cycle combiné en fonction de la pression de condensation dans les différentes configurations.....	46
Figure III.11 : Variation de rendement en fonction de la pression de condensation de différentes configurations.....	47

Figure III.12 : Variation de rendement en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz dans les différentes configurations..... 48

Figure III.13 : Variation de la puissance calorifique générée dans la chambre de combustion en fonction de la température T[7] dans les différentes configurations... .. 48

Liste des Tableaux

Table 1 : Donnés opérationnelles de cycle combiné...28

Nomenclature

\dot{m}_v : Débit de vapeur générée dans l'échangeur de chaleur	[kg/s]
\dot{m}_g : Débit de gaz traversant la turbine	[kg/s]
\dot{m}_{ef} : Débit d'eau de refroidissement	[kg/s]
\dot{m}_{com} : Débit combustible	[kg/s]
ρ_e : Masse volumique de l'eau	[kg/m ³]
ΔE_C : Différence d'énergie cinétique	[kJ]
ΔE_P : Différence d'énergie potentiel	[kJ]
Δh : Différence d'enthalpie	[kJ/kg]
v : Volume d'eau pompée	[m ³]
h : enthalpie spécifique	[kJ/kg]
P : pression	[kPa]
T : température	[K]
S : entropie	kJ.[kg/K]
$r5$: taux de compression	
$r6$: taux de détente	
X : titre de la vapeur	
\dot{W}_{CC} : Puissance net de cycle combiné	kW
\dot{W}_C : Puissance de compresseur	kW
\dot{W}_{TG} : Puissance de la turbine à gaz (composante)	kW
\dot{W}_{TAG} : Puissance nette de cycle à gaz	kW
\dot{W}_{TV} : Puissance de la turbine à vapeur (composante)	kW
\dot{W}_{TAV} : Puissance nette de cycle à vapeur	kW
\dot{W}_{PP} : Puissance de la pompe d'alimentation	kW
\dot{Q}_{in} : Chaleur fournie dans la chambre de combustion	kW

Symboles Grecs

η_{CC} : Rendement du cycle combiné
η_{TG} : Rendement isentropique de la turbine à gaz
η_{CC} : Rendement de compresseur

η_{TV} : Rendement isentropique de la turbine à vapeur

Abréviations

Evap : Évaporateur

TG : Turbine à gaz (composante)

TAG : Turbine à gaz

TV : Turbine à vapeur (composante)

TAV : Turbine à vapeur

CC : Cycle combiné

PP : Pompe d'alimentation

BWR : (Back Work Rate) rapport de travail de retour

PCI : pouvoir calorifique inférieur

H₂O : formule chimique de l'eau

CO : monoxyde de carbone **NO_x** : oxydes d'azote

CHP : (Combined Heat and Power) cogénération

SCR : Selective Catalytic Reduction

CCS : Carbon Capture and Storage

ATR : Autothermal Reformer

WGS : Water-Gaz-Shift

MCI : Moteur à combustion interne

Introduction Générale

Introduction générale

Le monde de l'énergie est très vaste, Il comporte plusieurs secteurs qui sont comptés parmi les points stratégiques de l'économie d'un pays, on compte parmi ces secteurs : l'énergie électrique.

Notre pays, étant en voie de développement, a déjà accédé à ce secteur par la création des installations spécialisées dans la production de cette énergie, parmi ces installations : les turbines à gaz, les turbines à vapeur, cycles combiné. Une centrale de turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement bas comparé à une centrale à vapeur et elle à des délais de constructions qui sont courts. Cependant, son rendement est faible, particulièrement à charge partielle. Une des technologies adoptées de nos jours pour l'amélioration du rendement de la turbine à gaz est "le cycle combiné". La technologie du cycle combinée est maintenant bien établie et offre une efficacité supérieure à n'importe quel système basé sur la concurrence de turbine à gaz disponibles à moyen terme pour des applications de production d'électricité. On arrive ainsi à combiner un cycle ouvert de turbine à gaz avec un cycle fermé à vapeur, du type de celui de Rankine. Les deux cycles sont évidemment partiellement juxtaposés car tous deux doivent comporter une source froide. La combinaison des deux cycles se fait dans l'Echangeur de récupération qui n'est en fait qu'un échangeur de chaleur à contre-courant.

L'amélioration des performances thermodynamiques d'un cycle combiné est généralement accompagné par un surcoût d'investissement ce qui pourrait conduire à l'augmentation du coût unitaire d'électricité. Il se pourra donc que dans le cas des données économiques particulières l'utilisation du cycle combiné deviennent plus intéressante. En plus, quelques atouts majeurs des cycles combinés leurs permettent d'être considérées comme les meilleurs installations à l'heure actuelle produisant une énergie presque propre. Il s'agit des techniques de séquestration et de capture du CO₂, même si cela peut nécessiter des coûts supplémentaires d'investissement dans les matériels de capture et de séquestration du gaz carbonique.

Ainsi, dans ce qui suit on va s'intéresser à l'étude comparativement entre un cycle combiné gaz-vapeur de base, cycle combiné gaz-vapeur à cogénération et le cycle combiné gaz-vapeur avec resurchauffe, en considérant plusieurs scénarios combinant entre plusieurs paramètres. Cette étude, permet non seulement d'approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement de diverses composantes de la turbine à gaz et à vapeur ainsi que l'introduction du cycle combiné. En outre, à travers la simulation numérique, la présente étude vise à contribuer aux travaux relatifs à l'amélioration des performances des cycles combinés.

Chapitre I

Analyse Bibliographique

Chapitre I : Analyse Bibliographique

I.1. Introduction

Ce chapitre ne présente pas une installation de centrale à cycle combiné en particulier, mais propose une découverte générale de cette filière de production d'énergie. Après quelques définitions, les aspects théoriques sont abordés afin de présenter la spécificité de l'association de deux cycles thermodynamiques (cycle à gaz et à vapeur) [1].

I.2. Conversion d'énergie

L'énergie est un élément fondamental de nos sociétés, elle est extraite de ressources primaires, transportées, transformées, stockées... Depuis l'aube de l'humanité, les ressources primaires exploitées ont été le bois, puis les fossiles (charbon, pétrole, gaz), transformées via des combustions et, plus récemment, l'uranium à travers la fission nucléaire ; l'énergie mécanique des cours d'eau et du vent a également été mise à contribution. Des transformations stellaires aux transformations d'énergie terrestres : les conversions d'énergie sont au cœur de nos vies.

En à peine plus d'un siècle, l'électricité, forme moderne de l'énergie par excellence, a pris une place de premier plan. Sa production absorbe désormais plus du tiers de la consommation d'énergie primaire mondiale. La combustion à grande échelle des carburants fossiles conduit à des dégagements massifs de gaz à effet de serre qui modifient les équilibres du système climatique ; par ailleurs, si leurs ressources restent extrêmement abondantes, au point de causer des dégâts environnementaux incommensurables, elles finiront par s'épuiser. Les déchets nucléaires, produits de l'extraction de l'uranium jusqu'au démantèlement des centrales, ont des durées de vie souvent extrêmement longues et s'accumulent dangereusement. Parallèlement, la nature nous dispense, de façon assez bien répartie sur la terre, une quantité d'énergie renouvelable plus que suffisante pour satisfaire nos besoins ; en effet la ressource solaire et ses sous-produits (vent, hydraulique...) représentent environ 8000 fois la consommation annuelle d'énergie primaire de l'humanité. Cette ressource pédagogique aborde les conversions d'énergie, la problématique de l'efficacité énergétique, les possibilités et limites des conversions. Les notions de rendement instantané et rendement sur cycle sont formalisées, puis celle de rendement sur cycle de vie est introduite en incluant des notions de durabilité, la gestion des conversions, le juste dimensionnement des convertisseurs et des

usages sont abordés, quelques exemples sont alors développés (éclairage, bâtiments, transports...) [11].

I.3. Turbine à gaz

I.3.1. Définition

La turbine à gaz est un dispositif thermique dont le rôle est de générer de l'énergie par la combustion d'hydrocarbures. Il s'agit le plus souvent d'un cycle ouvert et d'une combustion interne. [1]

Dans sa représentation la plus simple et la plus répandue, la turbine à gaz est composée de trois éléments principaux :

- Compresseur axiale.
- Chambre de combustion.
- Turbomoteur.

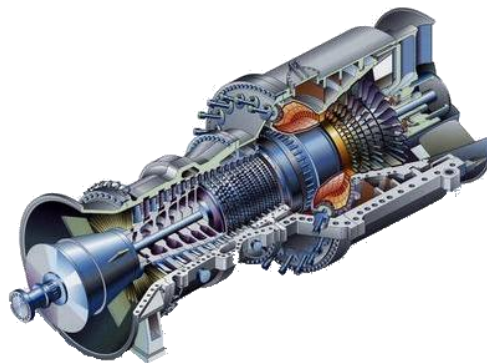


Figure I.1. Turbine à gaz [2].

I.3.2. Les éléments principaux d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz comporte trois éléments principaux dont le compresseur, chambre de combustion et une turbine :

a. Le compresseur

Le compresseur est de type à flux axial, il a un débit d'air élevé, ce qui est nécessaire pour obtenir une puissance élevée avec une dimension réduite.

b. La chambre de combustion

La chambre de combustion, où un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression avant d'être brûlé avec de l'air comprimé.

c. La turbine

Elle comprend un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se compose d'un stator et d'un rotor. Dans l'étage stator, les gaz à température et pression élevées, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

I.3.3. Principe de fonctionnement

Les turbines à gaz produisent de l'énergie mécanique à partir de la détente d'un gaz dans une turbine. Elles sont presque toujours associées à un compresseur et une chambre de combustion fournissant la chaleur au gaz avant sa détente dans une turbine. L'énergie mécanique produite par la turbine est transmise au compresseur par un arbre d'entraînement. Dans sa forme la plus simplifiée, le principe de fonctionnement des turbines à gaz est présenté sur la figure I.2.

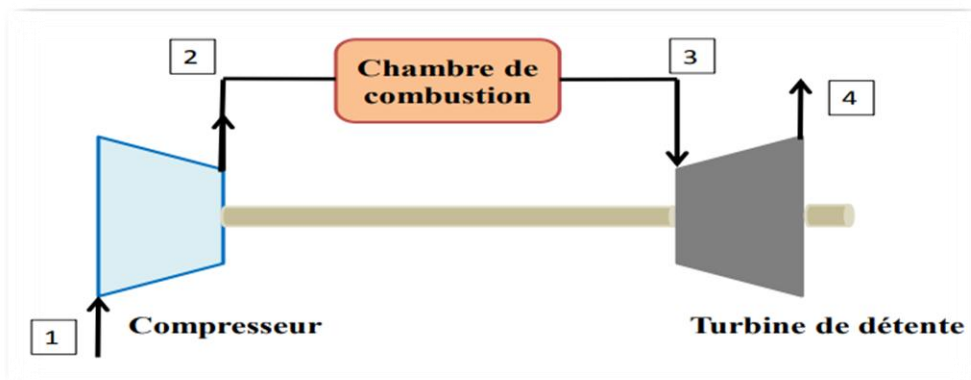


Figure I.2 : Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz [13].

La turbine à gaz fonctionne suivant trois phases qui se déroulent continuellement à savoir la compression, la combustion et la détente.

Dans un premier temps, de l'air extérieur est aspiré dans le compresseur. Le système d'admission d'air comporte généralement un filtre d'air empêchant le passage des impuretés dans la section compresseur. Dans le compresseur l'air ambiant est comprimé, il passe des

conditions (1) (pression et température) aux conditions (2) où sa température et sa pression se trouvent élevées.

L'air provenant du compresseur est ensuite dirigé vers la chambre de combustion. Dans la chambre de combustion, du combustible est injecté, atomisé et mélangé avec l'air. L'oxygène de l'air sert (partiellement ou en totalité) à la combustion. On obtient un mélange gazeux sortant de la chambre de combustion aux conditions (3), avec un volume agrandi à pression constante.

À la sortie de la chambre de combustion, les gaz mêlés sont évacués vers la turbine, à travers laquelle ils se détendent. Une réduction de température et de pression se produit dans la turbine entière. En sortie de turbine, on dispose de gaz sous pression aux conditions (4). Une partie du travail mécanique produit par la turbine sert à entraîner le compresseur.

I.3.4. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points : comme on le résume sur la figure I.3.

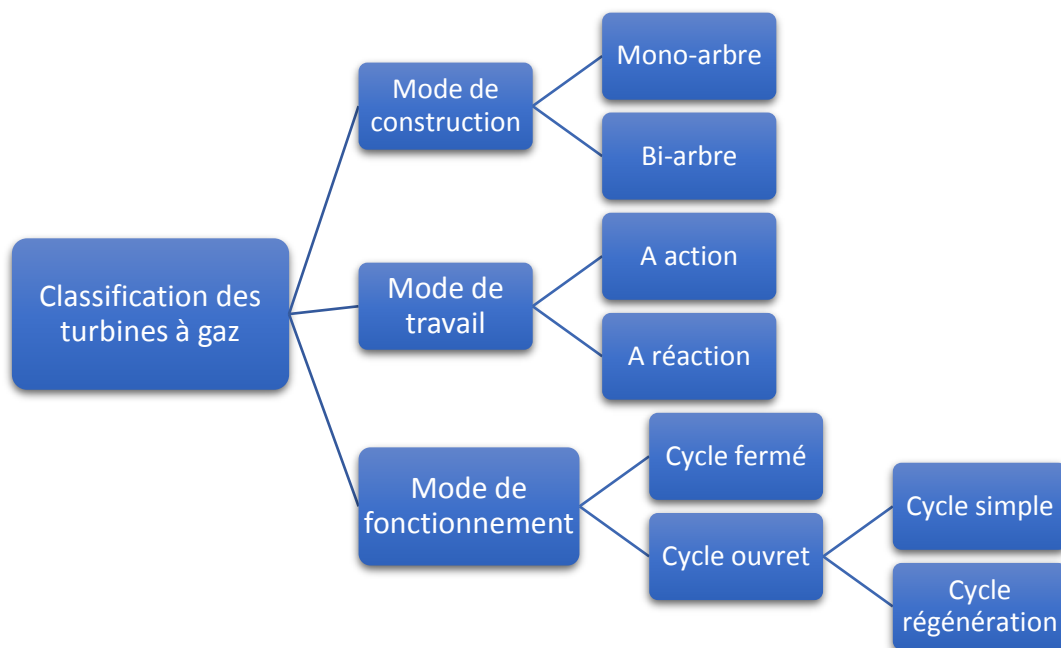


Figure I.3 : Classification des turbines à gaz.

a. D'après le mode de construction

i. Turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entraîner le compresseur ainsi que l'énergie pour entraîner la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique (figure I.4).

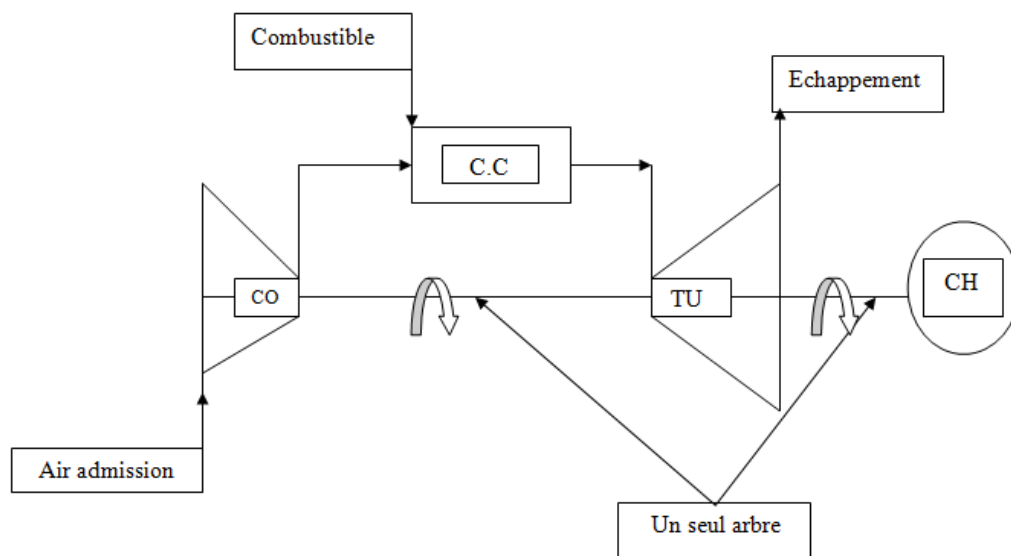


Figure I.4 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre [6].

ii. Turbine bi-arbre

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement.

La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur (figure I.5) [6].

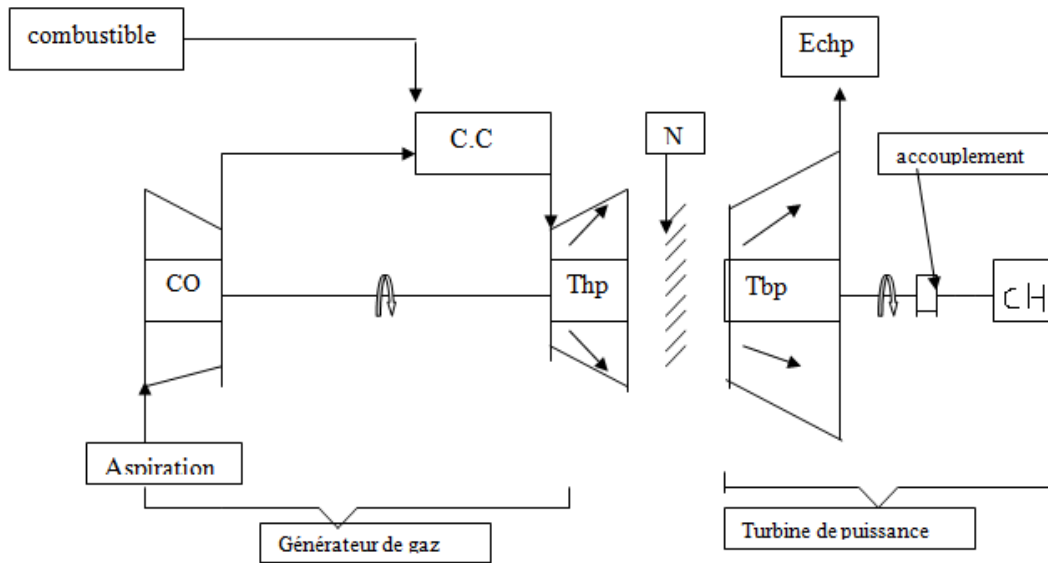


Figure I.5 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [6].

b. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbines :

i. Turbine à action

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes).

ii. Turbine à réaction

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c-à-dire qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

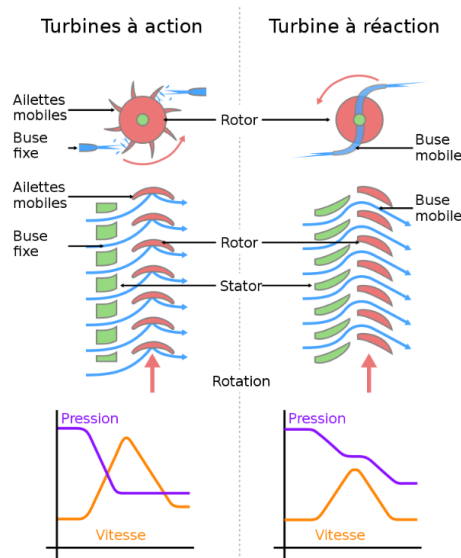


Figure I.6 : Schéma d'une turbine à action et à réaction [12].

c. Par le mode de fonctionnement

Il existe deux cycles thermodynamique.

i. Turbine à gaz à cycle fermé

Une turbine dont le même fluide est transféré à chaque cycle.

ii. Turbine à gaz à cycle ouvert

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine, qui est le plus commun, est divisé en deux classes : Turbine à cycle simple et turbine à cycle régénératif ou mixte.

iii. Turbine à gaz à cycle simple

Il s'agit d'une turbine utilisant un seul pour la production d'énergie mécanique. Après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique se perdent dans l'atmosphère par la cheminée.

iv. Turbine à gaz à cycle régénération

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation [6].

I.3.5. Les cycles thermodynamiques

a. Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il tient son nom de l'ingénieur américain George Brayton (1830–1892). La turbine à gaz fonctionne suivant le Cycle de Brayton réel. Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité, le cycle de brayton est représenté sur la (figure I.7).

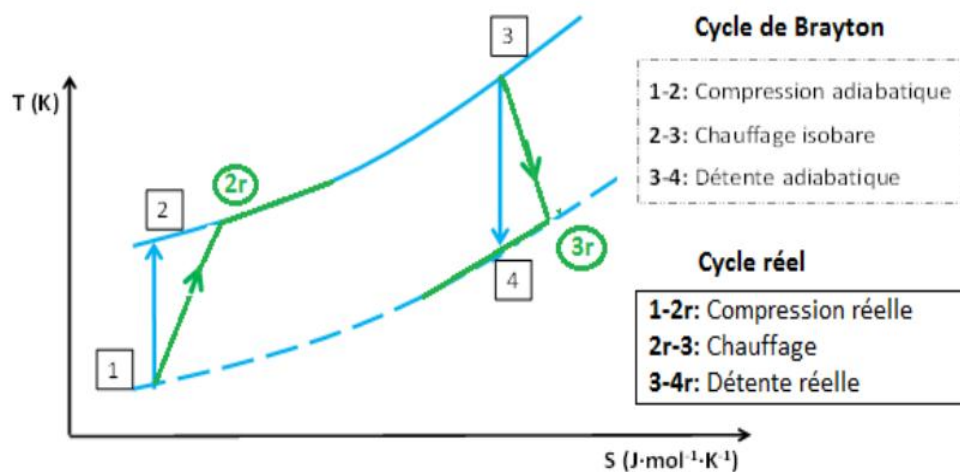


Figure I.7 : Illustration cycle de Brayton et cycle réel dans le diagramme (T, S) [13].

Dans le cycle idéal de Brayton les processus : compression (1-2) et détente (3-4) se produisent respectivement dans le compresseur et la turbine et sont supposés isentropiques, de la chaleur est additionnée (2-3) dans la chambre de combustion. Les gaz de combustion sont rejetés dans l'atmosphère en (4), et des gaz frais sont admis en (1) à la même pression. D'un point de vue énergétique, on peut assimiler ce cycle à un cycle fermé avec un refroidissement isobare entre (4) et (1).

Le cycle réel de la turbine à gaz s'écarte du cycle idéal. En effet, lors des compressions (1-2r) et détentes (3-4r), les irréversibilités (frottement, choc sur les aubages) sont génératrices d'entropie et provoquent un échauffement de gaz plus élevé que prévu par le cycle de Brayton (Figure 3). A noter que les irréversibilités contribuent toujours à dégrader l'efficacité de la turbine.

I.3.6. Rendement des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont des machines de production de puissance mécanique possédant un faible rendement (25 à 35 %). Ce faible rendement est dû au fait qu'une partie de la

puissance produite sert à entrainer le compresseur et une autre est perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Le rendement global de la turbine appelé rendement thermique peut être évalué par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{\dot{m}_{com} \cdot P_{ci}} \quad (\text{I.1})$$

η_{th} : Rendement thermique ;

Q_u : Puissance utile (MW) ;

\dot{m}_{com} : Débit combustible ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

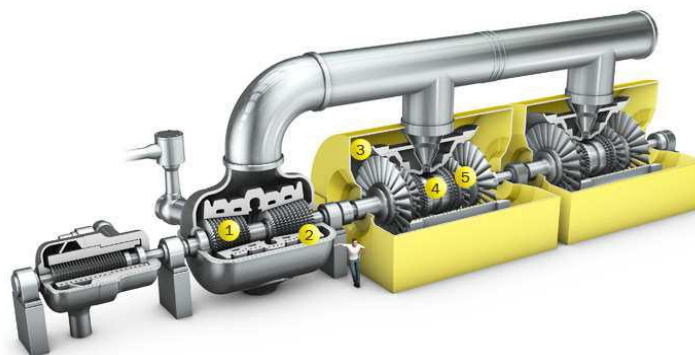
P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

I.4. Turbines à vapeur

I.4.1. Définition

Une turbine à vapeur est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre solidaire des pales de la turbine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.



1. Aubes de turbines

4. Arbre de turbine à vapeur

2. Carters de turbines

5. Diaphragme de turbine à vapeur.

3. Carters de turbines

Figure I.8 : Turbine à vapeur [14].

I.4.2. Les éléments principaux d'une turbine à vapeur

Une turbine à vapeur comporte quatre éléments principaux (figure I.9) :

a. La pompe

Son rôle est de faire circuler l'eau du condenseur vers le générateur et d'augmenter sa pression de vaporisation, augmentant ainsi la température de vaporisation.

b. La chaudière

Son rôle est de transférer de l'énergie au fluide moteur sous forme de chaleur obtenue lors de la combustion du carburant.

c. Le Turbine à vapeur

C'est l'élément moteur de la centrale thermique. Son rôle est de convertir l'énergie thermique cédée par la vapeur en énergie mécanique afin d'entraîner une charge.

d. Condenseur

Son rôle consiste à condenser la vapeur provenant directement de la turbine et maintenir un niveau assez bas à la sortie de la turbine.

I.4.3. Principe de fonctionnement

Une fois le fluide liquide comprimé dans la pompe, il reçoit l'énergie calorifique dégagée par la combustion du combustible dans la chaudière, lors de son changement de phase, le fluide entre dans la turbine où il se détend (l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique), ensuite la vapeur se condense dans le condenseur pour entrer dans la pompe à l'état liquide saturé.

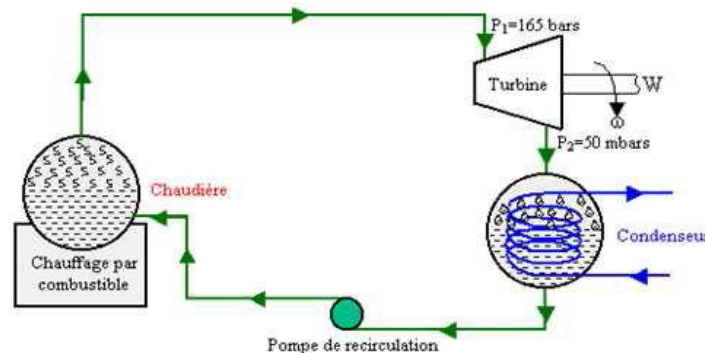


Figure I.9 : Principe de fonctionnement d'une centrale thermique [14].

I.4.4. Classification des turbines à vapeur

On peut classer les turbines à vapeur selon plusieurs critères, (figure I.10) :

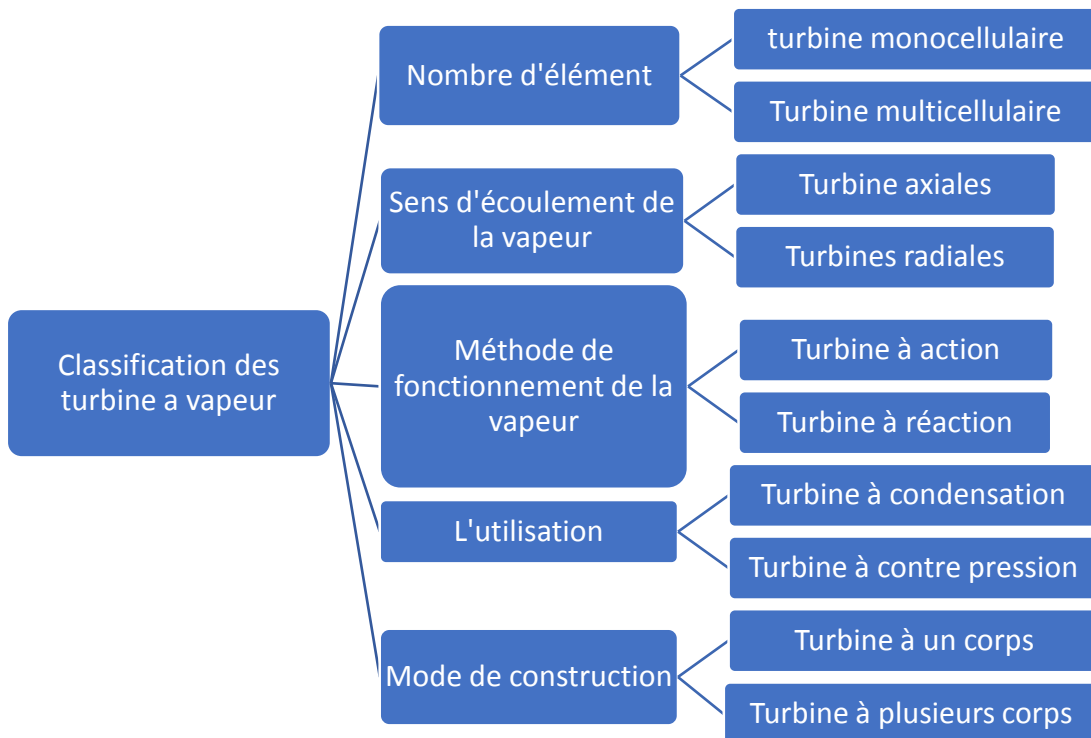


Figure I.10 : Classification des turbines à vapeur [3].

a. Le nombre d'éléments

On distingue deux types différents :

i. Turbine monocellulaire

Turbine élémentaire ou à une seule roue ou mono étagée.

ii. Turbine multicellulaire

Turbines à éléments multiples ou à plusieurs roues ou multi étagée.

b. Le sens d'écoulement de la vapeur

i. Les turbines axiales

Le sens de la vapeur se fait parallèlement à l'axe de la turbine.

ii. Les turbines radiales

L'écoulement de la vapeur se fait dans le sens radial.

c. La méthode de fonctionnement de la vapeur

On distingue les turbines suivantes :

i. Turbine à action

Dans lesquelles la détente se fait uniquement dans les aubages fixes. Elles sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation de débit. Leur construction est plus coûteuse.

ii. Turbines à réaction

Dans laquelle la détente se fait dans les canaux fixes et les canaux mobiles, Le rotor se présente en générale sous la forme d'un tambour sur lequel sont fixées les aubes mobiles. Généralement, les derniers étages de la turbine multicellulaire à action sont à réaction.

d. L'utilisation

- Turbine à condensation.
- Turbines à contre pression.

e. Le mode de construction**i. Turbine à un corps**

Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20 MW.

ii. Turbine à plusieurs corps

Ou de grande puissance pour les centrales thermiques à puissance élevée elle comprend deux ou trois corps (haute pression (HP), moyenne pression (MP), basse pression (BP)).

I.4.5. Les cycles thermodynamiques**a. Le cycle de Rankine**

L'eau décrit un cycle fermé qui combine des phases gazeuses et liquides. Le cycle RANKINE fonctionne entièrement en vapeur humide sans surchauffe [4].

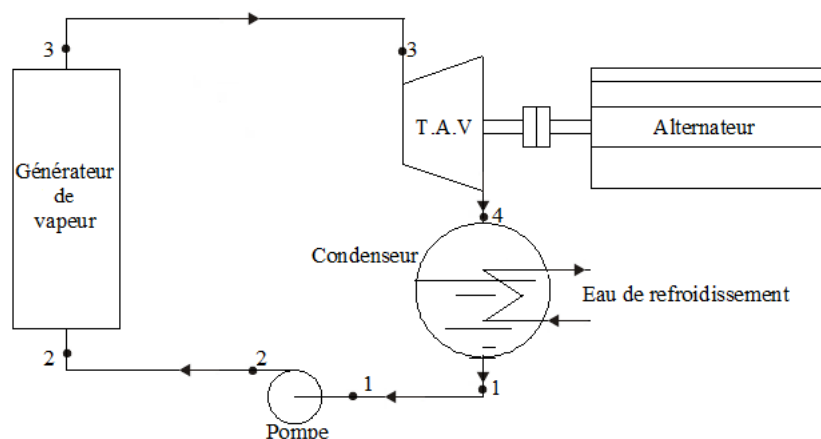


Figure I.11 : Schéma d'une centrale thermique élémentaire [4].

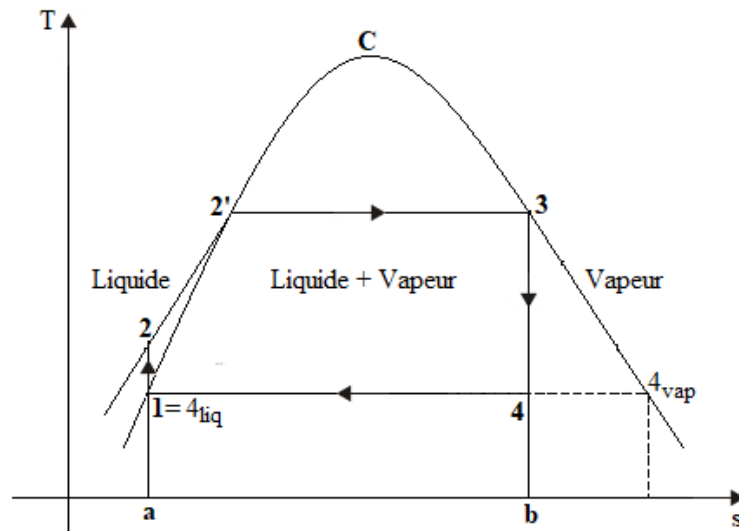


Figure I.12 : Cycle de Rankine [4].

1→2 : Compression isentropique de l'eau liquide par une pompe. Le liquide est porté à la haute pression P_2 , à laquelle la chaleur sera fournie à la chaudière.

2→3 : Apport de chaleur dans le générateur de vapeur à pression constante P_2 .

3→4 : Détente isentropique dans la turbine.

4→1 : Condensation de la vapeur à température et à pression constante.

b. Le cycle de Hirn

Le cycle de Rankine auquel on rajoute une surchauffe de la vapeur (4-5) s'appelle cycle de Hirn. Pour avoir ce cycle, on rajoute une surchauffeur à la centrale élémentaire.

La surchauffe (4-5) de la vapeur est isobare. Elle augmente le rendement du cycle ($\eta_H > \eta_R$) et les titres en vapeur ($x_{4'} > x_4$) [4].

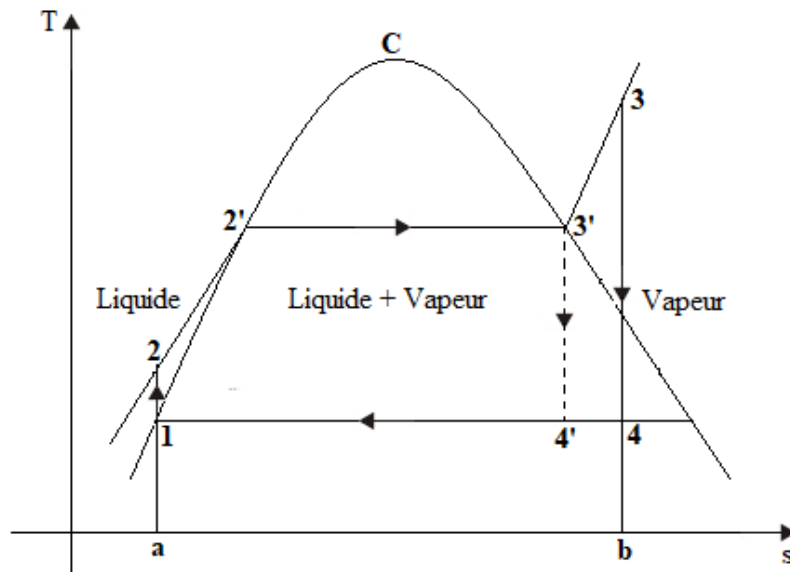


Figure I.13 : Cycle de Hirn [4].

c. Le cycle de Hirn avec resurchauffe

Il consiste à resurchauffer de nouveau à pression constante, la totalité du Débit de vapeur qui a travaillé dans une partie de la turbine et à la réintroduire dans celle-ci afin de l’y faire travailler à nouveau. Ce procédé procure :

- Une amélioration assez modérée du cycle.
- Une augmentation de rendement par la réduction de l’humidité de la vapeur dans la turbine.

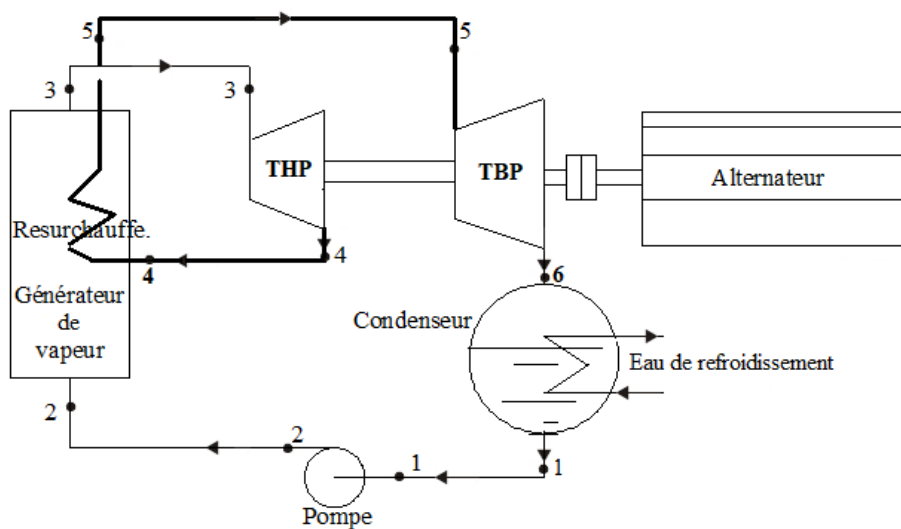


Figure II.14 : Installation à resurchauffe [4].

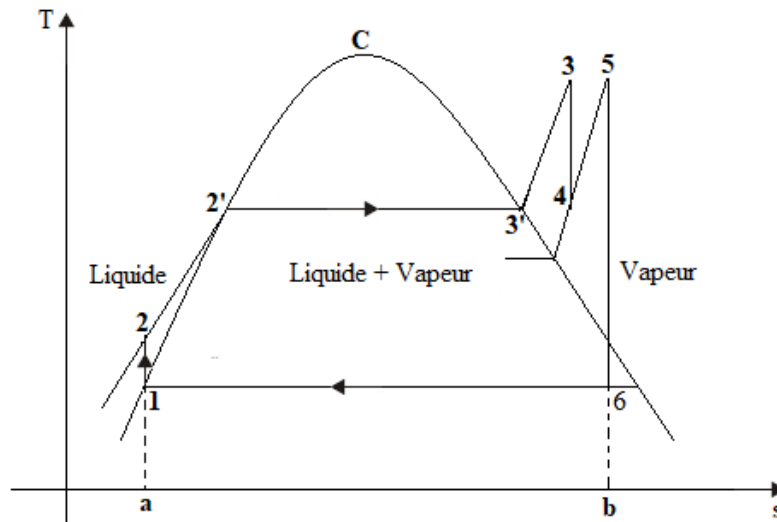


Figure I.15 : Cycle de Hirn avec resurchauffe [4].

d. Cycle de HIRN avec soutirages (Régénération)

Le cycle à régénération utilise un soutirage d'une faible quantité de vapeur après une première détente dans la turbine, ainsi que l'utilisation de réchauffeurs d'eau d'alimentation tel que décrit dans la figure I.16.

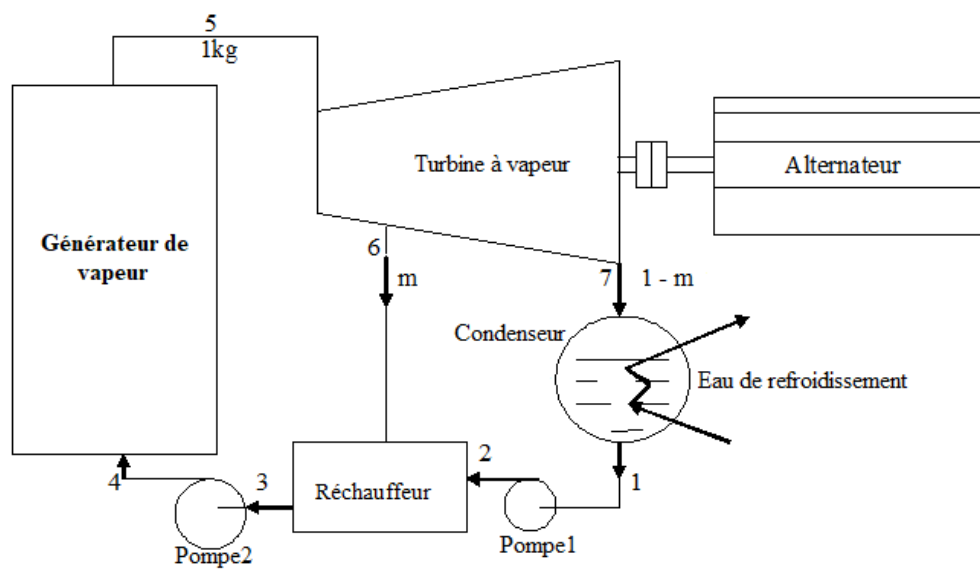


Figure I.16 : Installation à soutirage avec réchauffeur à mélange [4].

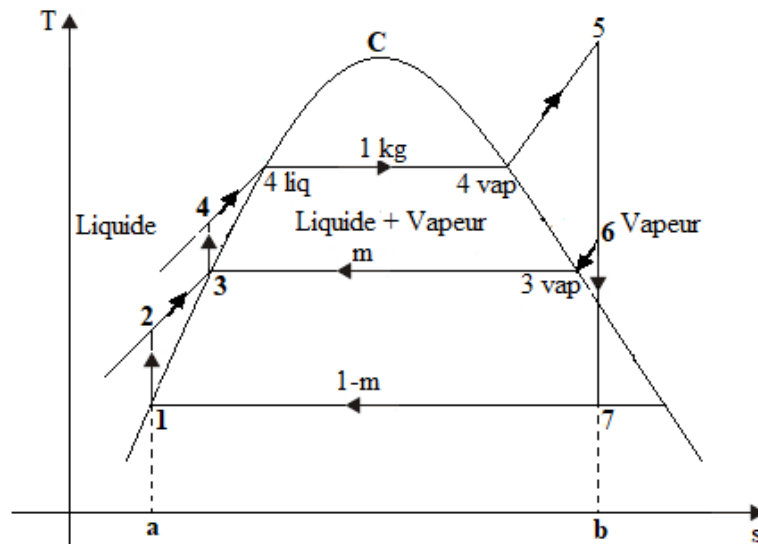


Figure I.17 : Cycle de Hirn avec soutirage [4].

L'important dans cette opération de soutirage est que la température moyenne à laquelle la chaleur est apportée au cycle ait augmenté ce qui s'accompagnera d'une augmentation de rendement thermique du cycle [4].

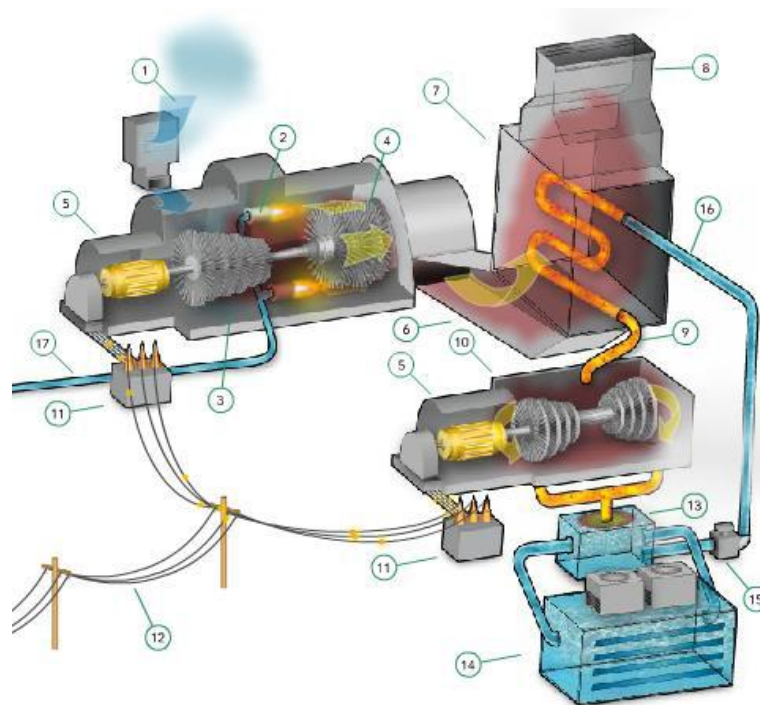
I.5. Cycle combiné

I.5.1. Définition

Un cycle combiné (on dit encore cycle mixte ou combined cycle gaz turbine CCGT) est essentiellement une centrale thermique produisant de l'électricité par deux moyens combinés. Une turbine (TAG) alimentée en gaz naturel va produire de l'électricité, c'est le premier cycle. Comme toute turbine à combustion, elle va occasionner de la production de la chaleur. Une partie de cette chaleur est alors récupérée, pour réchauffer une masse d'eau et la vaporiser, pour alimenter une seconde turbine (TAV) fonctionnent à la vapeur, c'est le second cycle. Une partie de la vapeur produite peut être également utilisée à d'autres fins c'est le cas de la cogénération. L'association des deux cycles permet d'optimiser la chaleur produite par la combustion du gaz naturel et d'atteindre un rendement électrique d'ordre de 58%. Le rendement électrique correspond au rapport entre la quantité d'électricité et la quantité de gaz consommée pour générer cette électricité. Plus le rendement est élevé, meilleur c'est. La quantité de gaz consommée est en effet plus faible pour la même quantité d'électricité produite [2].

I.5.2. Le principe de fonctionnement de cycle combiné

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz. Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées [2].



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

Figure I.18 : Principe de fonctionnement de cycle combiné [2].

I.5.3. Les éléments principaux d'un cycle combiné

- La turbine à gaz
- La chaudière
- La turbine à vapeur
- Le condenseur
- L'alternateur
- Les auxiliaires constitués par :
 - Le circuit d'eau de circulation du condenseur
 - Le circuit de réfrigération de la turbine à gaz
 - Le circuit de réfrigération des alternateurs - Une chaudière auxiliaire - Le traitement électrique
 - Le traitement des eaux pour l'alimentation du circuit de vapeur
 - Les compresseurs d'alimentation du circuit d'air comprimé pour la commande des vannes et by-pass
 - Les circuits d'eau brute et d'incendie.

I.6. Modélisation et simulation des cycles combinés

I.6.1. Généralités sur les logiciels

Selon le vocabulaire informatique officiel, un logiciel est un ensemble de procédures, de processus et de règles, et éventuellement de documentation, liés au fonctionnement d'ensembles de traitement de données.

Il s'agit donc d'un ensemble d'instructions plus ou moins complexes, écrites dans un langage de programmation, qui peut être un langage compilé ou interprété, destiné à être exécuté par un processeur, c'est-à-dire par un ordinateur, un terminal mobile (téléphone, tablette) etc.) ou des appareils plus basiques ou avancés (objets connectés comme des lecteurs de cartes à puce, des robots, des enceintes intelligentes, etc.)

Il existe de nombreux types de logiciels, selon que vous les envisagez d'un point de vue technique, juridique, fonctionnel, etc. : logiciel serveur ou logiciel client, micro logiciel (firmware), logiciel spécifique (développé par ou pour une entreprise utilisatrice donnée) ou progiciel (logiciel standard destiné à répondre aux besoins communs de nombreux utilisateurs), logiciel de gestion (logiciel de comptabilité, de paie,) logiciel de modélisation systémique et mathématique (MATLAB ,ENGENRENG EQUATION SOLVER (EES), THERMOPTIM).

L'objet de notre étude est de présenter une méthode numérique pour le calcul thermodynamique du cycle combiné gaz-vapeur afin d'étudier ses performances. Pour ce faire, il y'a lieu de formuler convenablement le problème et de lancer une simulation numérique à l'aide de logiciel EES (Engineering Equation Solver) [2].

a. Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES)

EES est un acronyme pour Engineering Equation Solver, un logiciel conçu pour résoudre n équations non linéaires pour n inconnues. Le programme peut simplifier les grands problèmes, tels que minimiser le risque d'erreurs de calcul. Cependant, il est surtout utile pour les problèmes nécessitant une solution itérative ou pour les problèmes paramétriques, où l'on fait varier une propriété pour évaluer l'effet sur l'efficacité du cycle, la puissance produite, le nombre d'heures de fonctionnement, etc. Nous utiliserons également EES pour résoudre des problèmes plus complexes et ouverts. Qui ne peuvent pas être facilement résolus à la main.

Le développement d'EES a été motivé par l'expérience dans l'enseignement des sciences mécaniques, thermodynamiques et de transfert de chaleur. Pour qu'un étudiant puisse apprendre et mieux appréhender les phénomènes physiques, il est nécessaire de travailler sur des problèmes concrets.

En outre, les capacités de ce programme sont telles, qu'il peut être également utilisé par des " experts ". EES comporte une vaste banque de données de propriétés thermodynamiques et de transport. Il est ainsi possible de résoudre des problèmes de thermodynamique, de mécanique des fluides, de transfert de chaleur. EES s'applique également dans de nombreux domaines de l'ingénierie (telle la mécanique par exemple) [6].

I.7. Revues bibliographiques

Le travail réalisé par Zaversky Fritz, analyse le potentiel de performance des cycles combinés alimentés uniquement par l'énergie solaire, en comparant l'impact de deux technologies différentes de récepteur solaire (type échangeur de chaleur opaque vs. Volumétrique). En raison des contraintes liées aux matériaux et à la performance des récepteurs, ainsi que de l'absence de combustion interne, la température d'entrée de la turbine à gaz (TIT) est limitée à des valeurs considérablement plus basses que celles observées dans les centrales actuelles à cycle combiné de pointe alimentées par des combustibles fossiles. Par conséquent, l'analyse comprend l'évaluation d'un cycle de Brayton de surchauffe, visant une température moyenne plus élevée de l'apport de chaleur, permettant ainsi des rendements de

conversion équitables malgré des TIV modérées. Une analyse d'optimisation paramétrique approfondie compare différentes configurations de cycles solaires combinés et les confronte aux centrales conventionnelles à cycle unique. Les pertes thermiques élevées dans le récepteur ont tendance à compenser le gain permis par le cycle de puissance. Le couplage innovant d'un récepteur d'air volumétrique ouvert avec un système d'échange de chaleur régénératif fonctionnant en mode alterné (période de chauffage non pressurisée, période de refroidissement pressurisée) pourrait être une solution prometteuse pour piloter efficacement un cycle combiné solaire. En outre, les performances optimales du cycle combiné solaire pour les rapports de concentration moyens typiques ($C \approx 500$) sont entièrement compatibles avec les TES à haute température, offrant la possibilité prometteuse d'un fonctionnement entièrement dispatchable à l'efficacité de conversion thermique-électrique la plus élevée [9].

Le but de cette étude faite par Arvind Kumar Tiwari, est d'examiner l'effet de la température ambiante sur la performance d'une centrale à cycles combinés. À cette fin, la centrale choisie est le NTPC (National Thermal Power Corporation) Dadi, Inde, où une unité au gaz de 817 MW est installée. L'effet de la température ambiante sur l'efficacité des cycles combinés, l'efficacité du cycle de la turbine au gaz, de la destruction de l'exergie dans différents éléments de la centrale, de la perte de l'exergie via l'échappement, et du rapport du mélange air-carburant, ainsi que la température d'entrée plus élevée, est aussi transmise. Les résultats montrent que la réduction nette de l'efficacité des cycles combinés est de 0.04%, et la variation de la destruction de l'exergie dans les différents éléments de la centrale s'élève jusqu'à 0.35% pour chaque hausse de ΔT dans la température ambiante. Le système de récupération de la chaleur perdue (WHR), composé d'un cycle de Rankine à vapeur (RC) et d'une turbine de puissance, est considéré comme la configuration la plus moderne à bord des navires. Cependant, les interactions et les compromis entre le moteur de propulsion principal et le système WHR ne sont pas encore totalement compris.

Zhu, Sipeng. Ma, Zetai. Zhang, Kun. Deng, Kangyao. Ont visé à fournir une étude thermodynamique complète sur cette centrale électrique à cycle combiné qui est simplifiée comme la combinaison d'un cycle diesel en tête de cylindre, d'un cycle de Brayton à balayage intermédiaire et d'un système RC à vapeur en queue de cylindre. Tout d'abord, un modèle thermodynamique sophistiqué de ce cycle combiné est établi et validé dans MATLAB, suivi par des études paramétriques détaillées sur les distributions d'énergie et d'exergie dans chaque sous-cycle. Les compromis entre ces sous-cycles sont ensuite étudiés dans des conditions de conception et hors conception. Il est conclu que l'énergie et l'exergie des gaz d'échappement peuvent être redistribuées en ajustant l'adaptation du turbocompresseur et le ratio de dérivation des gaz

d'échappement. La température de la source de chaleur joue un rôle important dans la détermination de la pression optimale d'évaporation à haute pression et de l'efficacité du RC à vapeur à double pression. Les performances de la centrale électrique à cycle combiné dépendent de la charge, et l'amélioration de l'économie de carburant atteint 7,3 % dans les conditions nominales et tombe à 3,2 % au point de charge de 40 % [10]. Kibria K. Roman et Jedediah B. Alvey ont introduit une méthode de sélection du type de moteur principal a été étudiée pour une utilisation dans des systèmes combinés de refroidissement, de chaleur et d'électricité. Le choix a été déterminé en comparant les critères de performance en matière d'économie, d'énergie et d'émissions. Des simulations ont été effectuées pour trois types différents de moteurs d'entraînement dans une zone climatique et comparées à un cas de référence avec un système de chauffage et d'électricité séparé typique dans la même zone climatique. Une méthode hybride de suivi de charge a été mise en œuvre, avec une amélioration suggérée. Les paramètres de performance ont été comparés et les résultats ont indiqué des émissions et des économies d'énergie pour les trois moteurs d'entraînement. Les types de moteurs principaux étaient un moteur à combustion interne alternatif (ICE), une micro-turbine et une pile à combustible à acide phosphorique. La zone climatique a été choisie pour être un climat froid et humide représenté par Chicago, IL. Des économies ont été constatées à la fois pour le moteur à combustion interne et les micro-turbines [7].

I.8. Conclusion

Les centrales à cycle combiné sont surtout connues pour leurs rendements élevés puisqu'il peut dépasser les 60 %, leur économie en énergie primaire et leur moindre niveau de pollution. A titre de comparaison, une centrale à gaz possède un faible rendement (25 à 35 %), alors qu'une centrale à cycle à vapeur possède un rendement moyen de 40% à 45%.

Chapitre II

Position du problème

Chapitre II : Position du problème

II.1. Introduction

Le but recherché à travers la présente étude est l'optimisation thermodynamique et économique des cycles combinés à laquelle on ne peut aboutir que suite à la modélisation et à la simulation du fonctionnement de ce type d'installation. Ce chapitre porte donc sur les modèles et les formules adaptées qui ont été sélectionnés à partir des recherches basées sur les études les plus récentes en la matière et préalablement exposées dans le chapitre précédent. Il s'agit donc de modéliser les deux principaux constituants du CC à savoir la turbine à gaz et le cycle vapeur et de présenter une méthode numérique pour le calcul thermodynamique du cycle combiné afin d'étudier ses performances.

II.2. Formulation du problème

L'objectif principal d'une simulation numérique est de reproduire le plus approximativement possible l'aspect de la réalité concrète. Dans notre cas, la simulation numérique du cycle combiné portera sur la prédiction de performances et bien évidemment du rendement global. Cela en partant d'un certains nombres des paramètres opérationnels variables et en s'appuyant sur des modèles thermodynamiques de cycle et des données fournies par différentes références. Le but final recherché est la maximisation du rendement. Car, en définitive, l'augmentation du rendement signifie une économie de carburant d'une part et une réduction des émissions de polluants d'autre part.

Pour cela, nous proposons de mener à bien l'étude et la simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur. La turbine à gaz est la principale composante de la centrale produisant environ les deux tiers de la puissance. Les turbines à vapeur à cycle combiné sont de dimensions modestes par rapport aux turbines des grandes centrales classiques à faible efficacité. En effet, la turbine à vapeur ne produit qu'environ un tiers de la puissance du cycle combiné. Pour cela, nous réalisons cette étude à l'aide d'une turbine à gaz simple couplée avec un cycle de Rankine simple.

Pour garantir un fonctionnement optimal du cycle combiné, il existe une température de sortie de gaz critique. Définie par la température de pincement et la température d'approche de l'échangeur en dessous et au-delà de laquelle le rendement du cycle chute progressivement. Le but de notre travail est d'établir ces paramètres opérationnels de

l'échangeur et varier la pression de saturation de la vapeur produite et la température de sortie des gaz de l'échangeur afin de prévoir leurs effets sur la performance et le rendement global du cycle. Cela permet de trouver la température critique de sortie des gaz et d'analyser son influence sur la performance de la récupération de la chaleur et l'efficacité d'échangeur. Le rendement élevé du cycle combiné est essentiellement lié à la récupération et la conversion de l'énergie thermique des gaz d'échappement dans la chaudière de récupération [2].

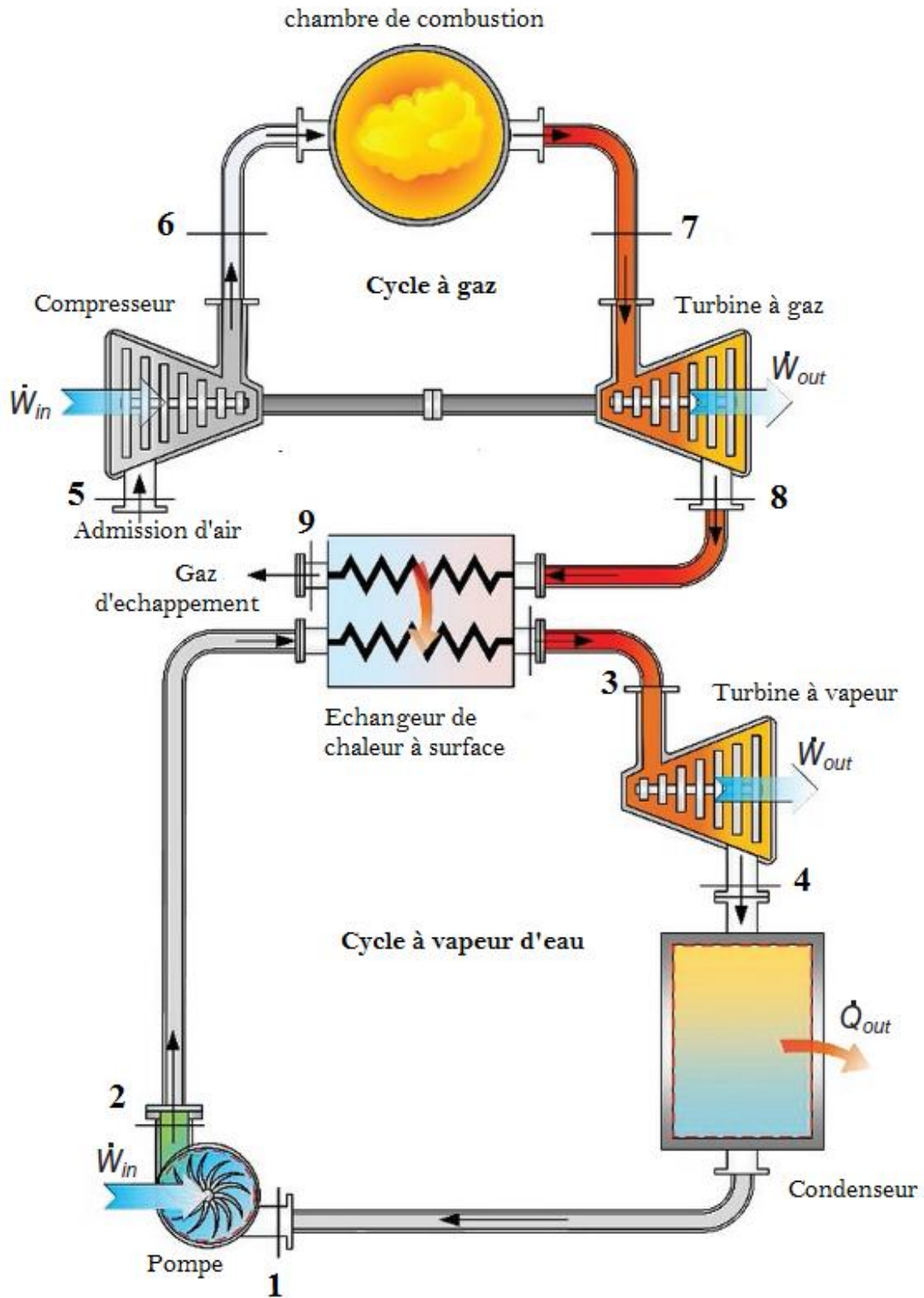


Figure II.1 : Configuration 1, Cycle combiné, gaz-vapeur de base

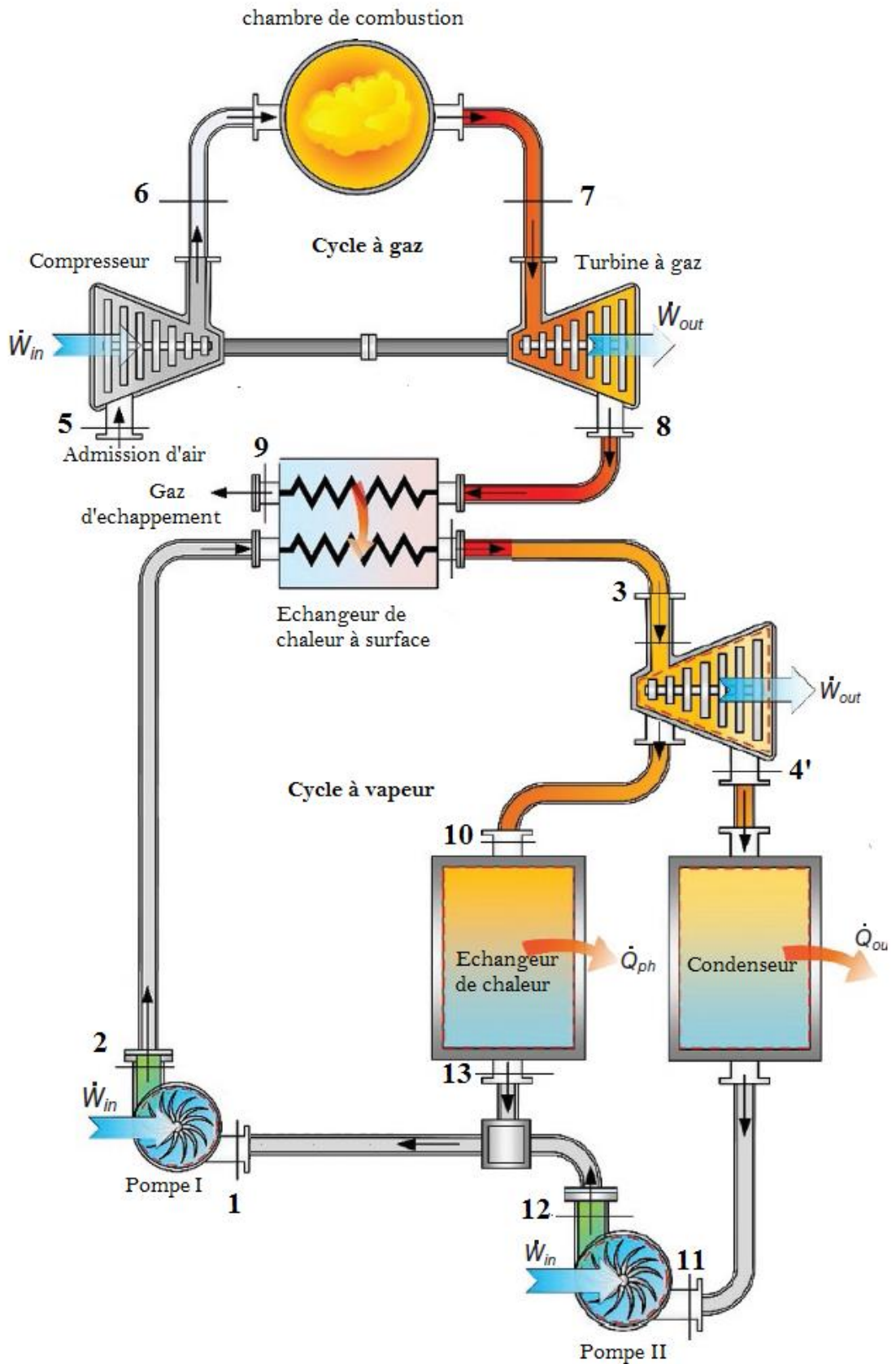


Figure II.2 : Configuration 2, Cycle combiné, gaz-vapeur à cogénération

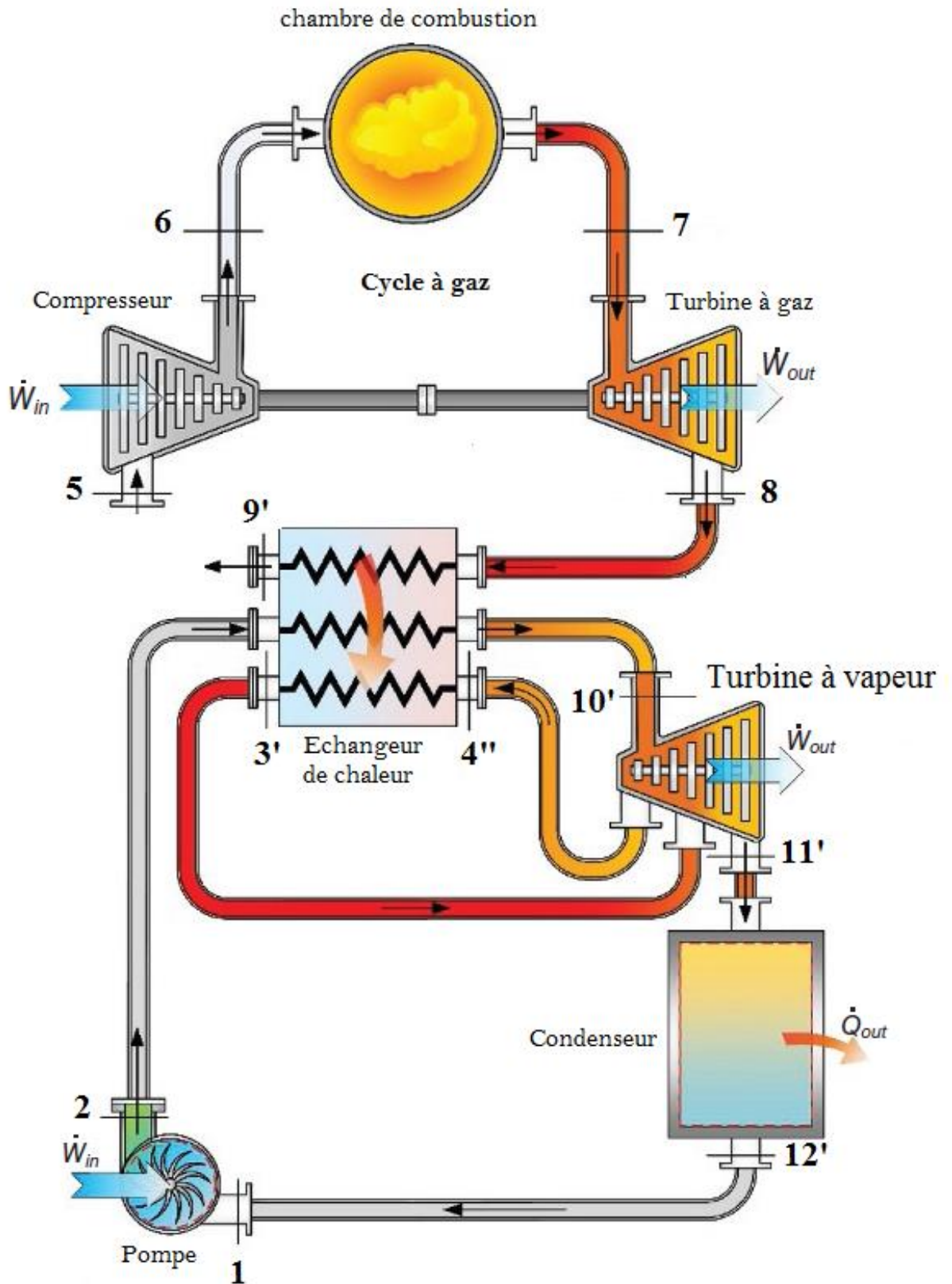


Figure II.3 : Configuration 3, Cycle combiné, gaz-vapeur à resurchauffe

II.3. Données de l'étude

Les données utilisées dans le cadre de cette étude ont été choisies. Concernant la température de pincement et la température d'approche, Des valeurs moyennes de pincement et approche sont utilisées pour les calculs. La **table 1** contient les valeurs fournies par des références bibliographiques et exploitées pour les calculs de cycle combiné.

Table 1 : Données opérationnelles de cycle combiné.

Paramètre	Valeur
Température de l'entrée d'air T_5	300 K
Pression de l'entrée d'air P_5	14,7 kPa
Taux de compression	15
Température de sortie de chambre de combustion T_7	1400 K
Température de gaz d'échappement T_9	460 K
Puissance nette de cycle de gaz	450 MW
Rendement isentropique de compresseur	0.85
Rendement isentropique de turbine à gaz	0.88
Rendement isentropique de turbine à vapeur	0.88
Pression de l'entrée de la turbine de vapeur $P_3 ; P_{10}$	8000 kPa
Température de l'entrée de la turbine de vapeur $T_3 : T_{10}$	673 K
Pression de condensation $P_4 ; P_{11}$	20 Pa

II.4. Modélisation énergétique de l'installation

Pour cela on s'appuiera sur le premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes ouverts :

$$\Delta E_C + \Delta E_P + \Delta h = \dot{Q} + \dot{W}$$

II.4.1. Hypothèses

Il est utile de préciser ici, que la détermination des différents paramètres du cycle combiné par leur modèle approprié se fait en prenant en considération quelques hypothèses :

- La pompe et la turbine sont supposée adiabatiques vis-à-vis du milieu extérieur.
- Les variations des énergies cinétiques et potentielles sont supposées négligeables.
- Le régime est permanent.
- La surface totale d'échange de chaleur de l'échangeur est constante.
- Le coefficient global d'échange est constant pour chaque niveau de pression.

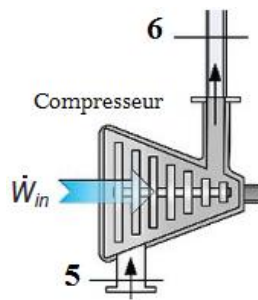
Pour faire une étude thermodynamique pour tout le cycle, on passe pour l'étude de tous les organes un par un indépendamment pour chaque configuration.

II.4.2. Modélisation de la Configuration 1

a. Compresseur

Le processus de compression d'air représenté par les segments (5-6s) pour le cas isentropique et (5-6) pour le cas réel, est accompli par le compresseur et modélisé par le rendement isentropique de compression [2].

On a le rendement de compresseur est donné par :



$$h_5 + W_{C,isen} = h_{6s} \quad (\text{II.3})$$

$$h_5 + W_C = h_6 \quad (\text{II.4})$$

$$\eta_C = \frac{W_{C,ISEN}}{W_C} \quad (\text{II.1})$$

$$\eta_C = \frac{(h_{6s} - h_5)}{(h_6 - h_5)} \quad (\text{II.2})$$

Le rendement adiabatique du compresseur, $WC > WC.isen$

$S_{6s} = S_5$ (Compression isentropique)

h_5 et S_5 Sont également déterminées par le EES en fonction de h_5 et P_5

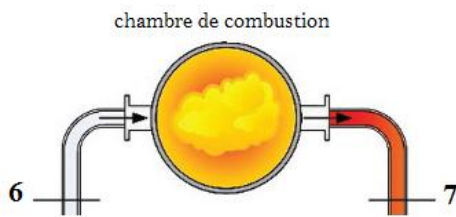
$$r_5 = \frac{P_6}{P_5} \tag{II.5}$$

$$\rightarrow P_6 = r_5 \cdot P_5 \tag{II.6}$$

Avec r_5 : le taux de compression

b. Chambre de combustion

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



$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_g \cdot Q_{in} \tag{II.7}$$

Ou : $Q_{in} = h_7 - h_6 \tag{II.8}$

\dot{m}_g : Le débit des gaz traversant la turbine.

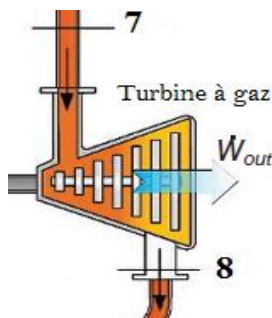
La majorité des turbines à gaz de cycle combiné utilisent généralement le gaz naturel comme combustible.

Le Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel varie en fonction de la composition chimique du gaz (teneur en méthane, propane, en butane et autres).

c. Turbine de détente à gaz

Le processus de détente réalisé dans la turbine à gaz est représenté sur la figure II-1- par le segment (7-8s) pour le cas isentropique et (7-8) pour le réel [2].

Le travail de la turbine de détente est donné par :



$$W_{TG} = (h_7 - h_8) \tag{II.9}$$

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{W_{TG, isn}} \tag{II.10}$$

$$\eta_{TG} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} \tag{II.11}$$

Donc :

$$h_8 = h_7 - \eta_{TG}(h_7 - h_{8s}) \quad (\text{II.12})$$

h_{8s} est déterminé en fonction par le EES en fonction S_{8s} et P_8 .

On a : $S_{8s} = S_7 \quad (\text{II.13})$

Car la détente de la turbine est isentropique .

P_8 est déterminé par le taux de détente de la turbine.

$$r_5 = \frac{P_7}{P_8} \quad (\text{II.14})$$

Donc :

$$P_8 = r_5 \cdot P_7 \quad (\text{II.15})$$

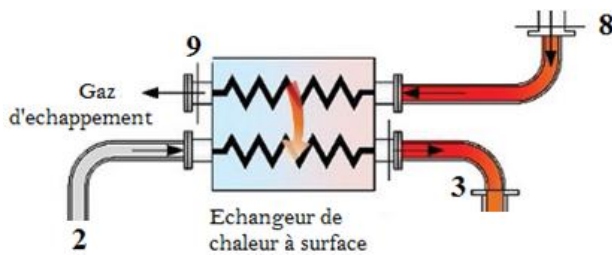
La puissance nette délivrée le cycle gaz est :

$$\dot{W}_{N.TG} = \dot{m}_g \cdot (W_{TG} - W_C) \quad (\text{II.16})$$

Le rendement de la turbine à gaz est directement lié à la chaleur produite dans la chambre de combustion par la relation :

$$\eta_{th(TG)} = \frac{W_{TG}}{Q_{in}} \quad (\text{II.17})$$

d. Échangeur de chaleur



$$\dot{Q}_{EC} + \dot{Q}_{\text{évap}} = 0 \quad (\text{II.18})$$

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{m}_g \cdot (h_8 - h_9) \quad (\text{II.19})$$

$$\dot{Q}_{\text{évap}} = \dot{m}_v \cdot (h_3 - h_2) \quad (\text{II.20})$$

$$\dot{m}_g \cdot h_8 + \dot{m}_v \cdot h_3 = \dot{m}_g \cdot h_9 + \dot{m}_v \cdot h_2 \quad (\text{II.21})$$

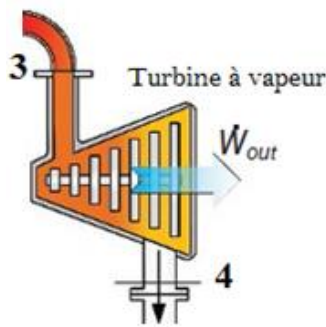
\dot{m}_g : Le débit des gaz traversant la turbine.

\dot{m}_v : Le débit de vapeur générée dans l'échangeur de chaleur.

e. Turbine de détente à vapeur

La puissance de la turbine à vapeur est directement liée à la récupération et conversion de la chaleur dans l'échangeur de chaleur. Le processus de détente dans la turbine à vapeur est représenté sur la figure II.1 par le segment (3 – 4s) pour le cas isentropique et (3 – 4) pour le cas réel.

On a le travail de la turbine à vapeur est donné par :



$$W_{TV} = (h_3 - h_4) \tag{II.22}$$

Le rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{W_{sTV}} \tag{II.23}$$

D'ou

$$\eta_{TV} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{II.24}$$

h_{4s} Est déterminé par le EES en fonction de S_{4s} et P_4 . Savoir que $S_{4s} = S_3$

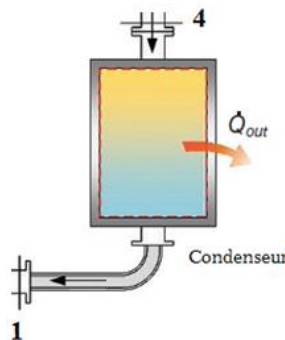
Donc :

$$h_4 = h_3 - \eta_{TV}(h_3 - h_{4s}) \tag{II.25}$$

La puissance nette de cycle vapeur est donnée par :

$$\dot{W}_{NV} = \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{PP}) \tag{II.26}$$

f. Condenseur



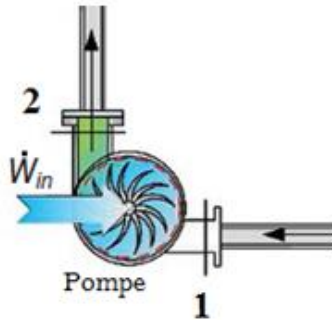
Le bilan énergétique dans le condenseur s'exprime

Comme :

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_1) \tag{II.27}$$

g. Pompe d'alimentation

Le travail de la pompe est donné par :



$$W_{PP} = h_2 - h_1 \quad (\text{II.27})$$

h. Le rendement du cycle combiné :

La puissance nette du cycle combiné est la somme de la puissance de la turbine à gaz et du cycle de Rankine, son expression est donnée par :

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{TAG} + \dot{W}_{TAV} \quad (\text{II.28})$$

D'où :

$$\dot{W}_{CC} = \dot{m}_g \cdot (W_{TG} - W_C) + \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{PP}) \quad (\text{II.29})$$

Le rendement thermique est :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{II.30})$$

On a le taux de puissance :

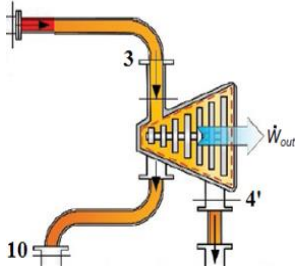
$$NR = \frac{\dot{W}_{TAG}}{\dot{W}_{TAV}} \quad (\text{II.31})$$

II.4.3. Modélisation de la Configuration 2

Pour le cycle à gaz c'est les mêmes équations que la configuration 1 (figure II.1).

a. Turbine de détente à vapeur

Le travail de la turbine de détente est donné par



$$h_3 = W_{TV} + yh_{10} + (1 - y)h_{4'} \quad (\text{II.32})$$

$$W_{TV} = h_3 - (yh_{10} + (1 - y)h_{4'}) \quad (\text{II.33})$$

Le rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{W_{sTV}} \quad (\text{II.34})$$

D'où

$$\eta_{TV} = \frac{h_3 - h_{10}}{h_3 - h_{10s}} \quad (\text{II.35})$$

$$\eta_{TV} = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_{4s'}} \quad (\text{II.36})$$

h_{10s} Et $h_{4's}$ sont déterminés par le EES en fonction de $S_{4s'}$, $P_{4'}$ et S_{10s} , P_{10} .

Savoir que $S_{4s'} = S_3$ Et $S_{10s} = S_3$.

Donc :

$$h_{4'} = h_3 - \eta_{TV}(h_3 - h_{4s'}) \quad (\text{II.37})$$

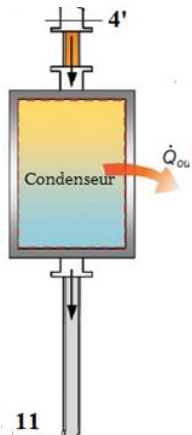
$$h_{10} = h_3 - \eta_{TV}(h_3 - h_{10s}) \quad (\text{II.38})$$

La puissance nette de cycle vapeur est donnée par :

$$\dot{W}_{NV} = \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{PP}) \quad (\text{II.39})$$

b. Condenseur

Le bilan énergétique dans le condenseur s'exprime comme :



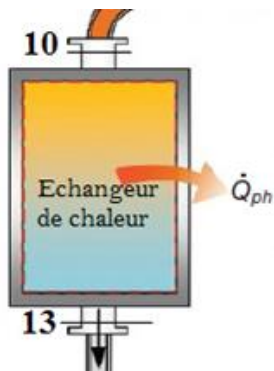
$$(1 - y)h_{4'} = Q_{out} + (1 - y)h_{11} \tag{II.40}$$

$$Q_{out} = (1 - y)(h_{4'} - h_{11}) \tag{II.41}$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_v \cdot Q_{out} \tag{II.42}$$

c. Échangeur de chaleur

Le bilan énergétique dans l'échangeur s'exprime comme :

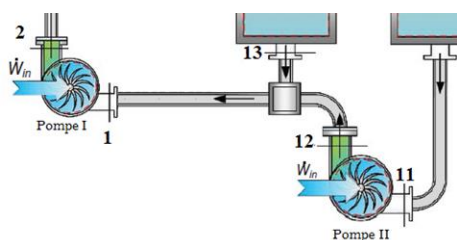


$$y \cdot h_{10} + (1 - y)h_{12} = h_1 \tag{II.42}$$

Avec $P_1 = P_{10}$

d. Pompes d'alimentation

Le travail de la pompe I est donnée par :



$$W_{PP1s} = v_1(P_{12} - P_{11}) \tag{II.43}$$

$$W_{pp1} = \frac{W_{PP1s}}{\eta_{PP}} \tag{II.44}$$

$$h_{11} + W_{PP1} = h_{12} \tag{II.45}$$

D'où :
$$W_{PP1} = h_{12} - h_{11} \quad (\text{II.46})$$

Avec :
$$P_{11} = P_{4'} \text{ et } P_{12} = P_{10}$$

Le travail de la pompe II est donné par :

$$W_{PP2s} = v_3(P_2 - P_1) \quad (\text{II.47})$$

$$W_{PP2} = \frac{W_{PP2s}}{\eta_{PP}} \quad (\text{II.48})$$

$$h_1 + W_{PP2} = h_2 \quad (\text{II.49})$$

D'où :

$$W_{PP2} = h_2 - h_1 \quad (\text{II.50})$$

Avec :
$$P_2 = P_3$$

Donc le travail des deux pompes est donné par :

$$W_{PP} = (1 - y)W_{PP1} + W_{PP2} \quad (\text{II.51})$$

e. Le rendement du cycle combiné

La puissance nette du cycle combiné est la somme de la puissance de la turbine à gaz et du cycle de Rankine, son expression est donnée par :

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{TAG} + \dot{W}_{TAV} \quad (\text{II.52})$$

D'où :

$$\dot{W}_{CC} = \dot{m}_g \cdot (W_{TG} - W_C) + \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{PP}) \quad (\text{II.53})$$

Le rendement thermique est :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{II.54})$$

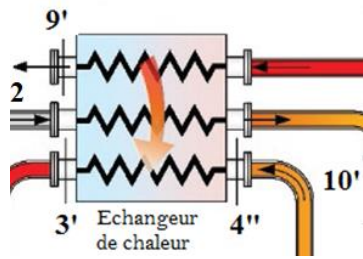
On a le taux de puissance :

$$NR = \frac{\dot{W}_{TAG}}{\dot{W}_{TAV}} \quad (\text{II.55})$$

II.4.4. Modélisation de la Configuration 3

Pour le cycle à gaz c'est les mêmes équations que la configuration 1 (figure II.1).

a. Échangeur de chaleur



$$\dot{Q}_{EC} + \dot{Q}_{\acute{e}vap} = 0 \tag{II.56}$$

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{m}_g (h_8 - h_{9'}) \tag{II.57}$$

$$\dot{Q}_{\acute{e}vap} = \dot{m}_v [(h_{10'} - h_2) + (h_{3'} - h_{4''})] \tag{II.58}$$

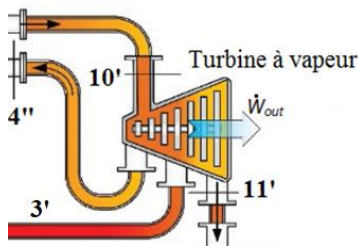
$$\dot{m}_g \cdot h_8 + \dot{m}_v \cdot h_{10'} + \dot{m}_v \cdot h_{3'} = \dot{m}_g \cdot h_{9'} + \dot{m}_v \cdot h_2 + \dot{m}_v \cdot h_{4''} \tag{II.59}$$

\dot{m}_v : Le débit de vapeur générée dans l'échangeur de chaleur.

L'équation de travail de la pompe d'alimentation est la même que la configuration (figure II.1).

b. Turbine de détente à vapeur

On a le travail de la turbine a vapeur est donnée par :



$$W_{TV} = (h_{10'} - h_{4''}) + (h_{3'} - h_{11'}) \tag{II.60}$$

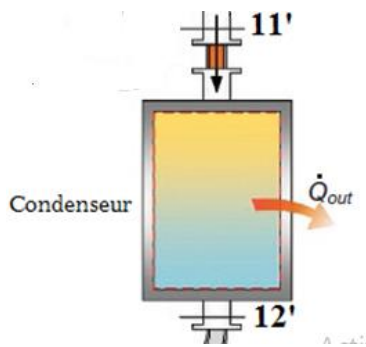
La puissance nette de cycle de vapeur est donnée par :

$$\dot{W}_{NV} = \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{PP}) \tag{II.61}$$

Savoir que $S_{3'} = S_{11'}$, et $P_{11'} = P_1$ et $P_{3'} = P_{4''}$, se font déduits par EES.

c. Condenseur

Le bilan énergétique dans le condenseur s'exprime comme :



$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v(h_{11'} - h_{12'}) \quad (\text{II.62})$$

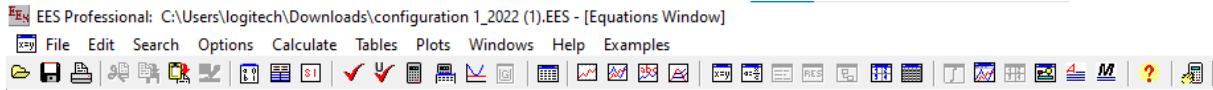
La puissance nette du cycle combiné et le rendement thermique et le taux de puissance sont les mêmes équations que les configurations précédentes.

II.5. Méthode de simulation numérique utilisée

Nos calculs ont été réalisées à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver), qui est avant tout un outil mathématique de résolution de systèmes d'équations. La méthode d'approximation du point de pincement est utilisée pour déterminer la température critique des gaz de sortie de la chaudière de récupération. Par conséquent, des modèles thermodynamiques spécifiques à l'eau (IAPWS) et au gaz (Air_ha) sont utilisés. Ils permettront de calculer l'enthalpie de l'eau et des gaz à température et des pressions fixes. Ce logiciel a été choisi car il comprend :

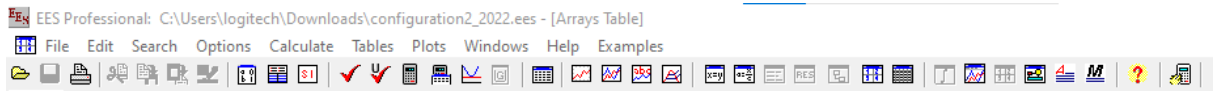
- * Base de données thermodynamiques ;
- * Méthodes de résolution d'équations;
- * Interface graphique adaptative

La base de données thermodynamique rassemble les quantités de base nécessaires pour estimer les propriétés en phase liquide et gazeuse de nombreuses substances. Il existe également des programmes de calcul des fonctions thermodynamiques et d'autres propriétés ainsi que des programmes de résolution d'équilibres liquide-vapeur ou encore d'équilibre chimique en phase gazeuse. De nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables "vapeur" sont implémentées, telles que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées [2].



"Gas Cycle External heat exchanger analysis"

h[6] + q_in = h[7] "SSSF conservation of energy for the external heat exchanger, assuming W=0, ke=pe=0"
 h[7]=enthalpy(Air,T=T[7])
 P[7]=P[9] "Assume process 6-7 is SSSF constant pressure"
 Q_dot_in*Convert(MW; kW)=m_dot_gas*q_in



Sort	1	2	3	4
	h_i [kJ/kg]	P_i [kPa]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [K]
[1]	670.4	600	1,931	432
[2]	678.5	8000	1,931	432.8



Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$\eta_C = 0.85$	$\eta_P = 1$	$\eta_T = 0.88$	$\eta_{in} = 0.5321$	GasFluid\$ = 'Air'	$h_{1Ts} = 2381$ [kJ/kg]
$h_{4s} = 2884$ [kJ/kg]	$h_{6s} = 651.2$ [kJ/kg]	$h_{8s} = 721.6$ [kJ/kg]	MoisturePercentage = 5.973 [%]	$\dot{m}_{gas} = 1130$ [kg/s]	$\dot{m}_{steam} = 139.2$ [kg/s]
$\dot{Q}_{in} = 906884$ [kW]	$\dot{Q}_{out} = 491503$ [kW]	$Q_{in} = 400681$ [kW]	$Q_{out} = 467870$ [kW]	$r = 15$	SteamFluid\$ = 'steam_iapws'
$v_1 = 0.001017$ [m ³ /kg]	$\dot{W}_{C,gas} = 466276$ [kW]	$\dot{W}_{net,gas} = 323265$ [kW]	$\dot{W}_{net,plant} = 482570$ [kW]	$\dot{W}_{net,plant,alt} = 415381$ [kW]	$\dot{W}_{net,steam} = 159305$ [kW]
$\dot{W}_{p,steam} = 1130$ [kW]	$\dot{W}_{T,gas} = 789541$ [kW]	$\dot{W}_{T,steam} = 160435$ [kW]	$w_{pump} = 8.117$ [kJ/kg]	$x_{11} = 0.9403$	$x_{11s} = 0.9032$

II.6. Conclusion

Ce chapitre permet de positionner précisément le problème à travers la formulation détaillée de tous les modèles utilisés pour la simulation numérique des trois différentes configurations du cycle combiné. La formulation du problème, a pour objectif principal de déterminer la fonction objective, en d'autres termes que nous voulons atteindre un objectif à partir d'un certain nombre de données de base qui est pour le cas de cette étude l'optimisation de la performance et du rendement du cycle combiné. A partir de là, une modélisation thermodynamique a été élaborée. On a ainsi pu détailler tous les calculs utilisés dans l'étude et finalement la méthode de simulation numérique [2].

Chapitre III

Discussions et Résultats

Chapitre III : Discussions et Résultats

III.1. Introduction

Il a été déjà présenté dans le chapitre précédent les modèles mathématiques permettant la modélisation thermodynamique de différentes configurations du cycle combiné étudié. Dans le présent chapitre, les principaux résultats obtenus à partir de la simulation numérique, sont présentés. Nous allons suivre la même procédure dans cette partie afin d'étudier l'influence de certains paramètres de la turbine, la température et la puissance et d'autres sur le fonctionnement et le rendement de différentes configurations du cycle combiné. Ceci nous permet de prévoir les valeurs de ces paramètres pour le fonctionnement optimal du cycle combiné.

III.2. Variation du taux de compression

Le taux de compression, qui dépend du type de turbine utilisée, est un paramètre important dans la conception des turbines à gaz. Il détermine la température de l'air à l'admission de la chambre de combustion et contribue à la réduction de la consommation de combustible. Afin de prévoir l'effet de rapport de compression sur le cycle combiné de différentes configurations, on varie sa valeur de 6 à 22, tout en maintenant la température d'admission de la turbine fixée à 1400 K. Les figures III.1, III.2 et III.3 montrent l'effet du taux de compression sur la variation des différentes puissances produites par la turbine à gaz, à vapeur et le cycle combiné de différentes configurations. Avec l'augmentation du taux de compression, les figures révèlent une augmentation plus nette des puissances nettes du cycle à gaz pour les deux premières configurations (Figure II-1, Figure II-2). Cette augmentation devient une diminution pour des taux de compression dépassant $\tau = 10$ dans la troisième configuration (Figure II-3). Pour le cycle de Rankine, l'augmentation du taux de compression se matérialise par des baisses légères de puissance nette pour la configuration 1 et 2 (Figure II-1, Figure II-2), en revanche en remarque que dans la configuration 3 (figure II.3) la puissance nette est constante. Finalement dans le cycle combiné on déduit que la puissance augmente puis elle diminue lorsque le taux de compression dépasse la valeur 11, alors que dans les configurations (Figure II-1, Figure II-2) la puissance reste constante.

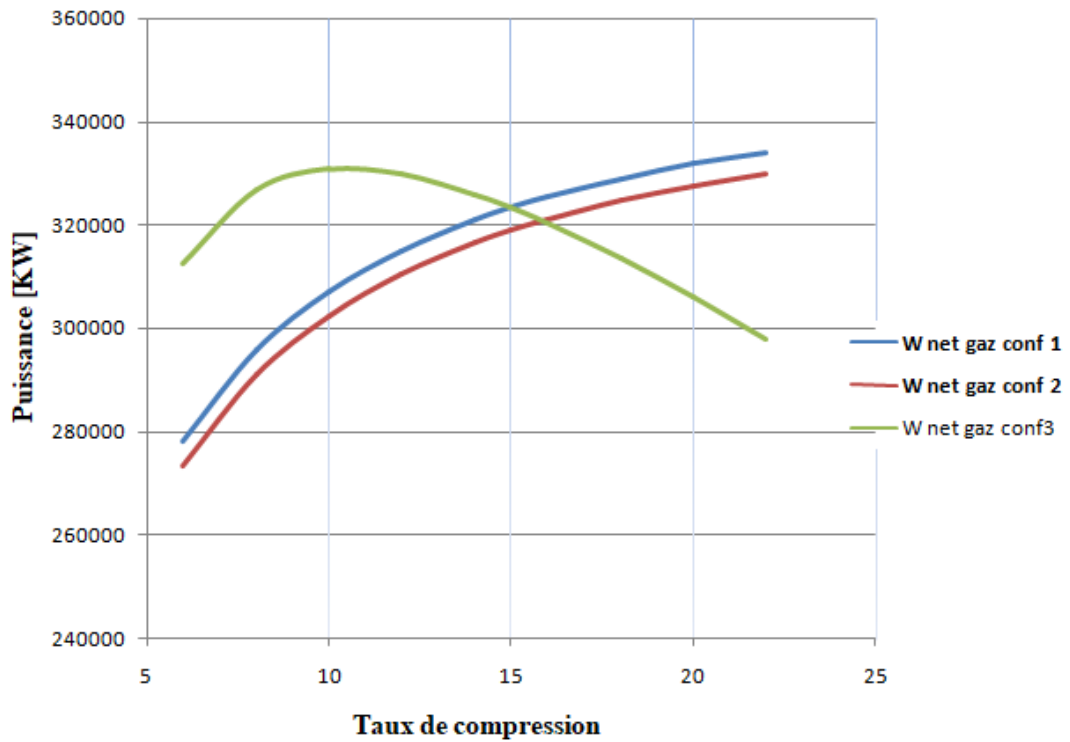


Figure III.1 : Variation de la puissance de cycle a gaz en fonction de taux de compression de différentes configurations.

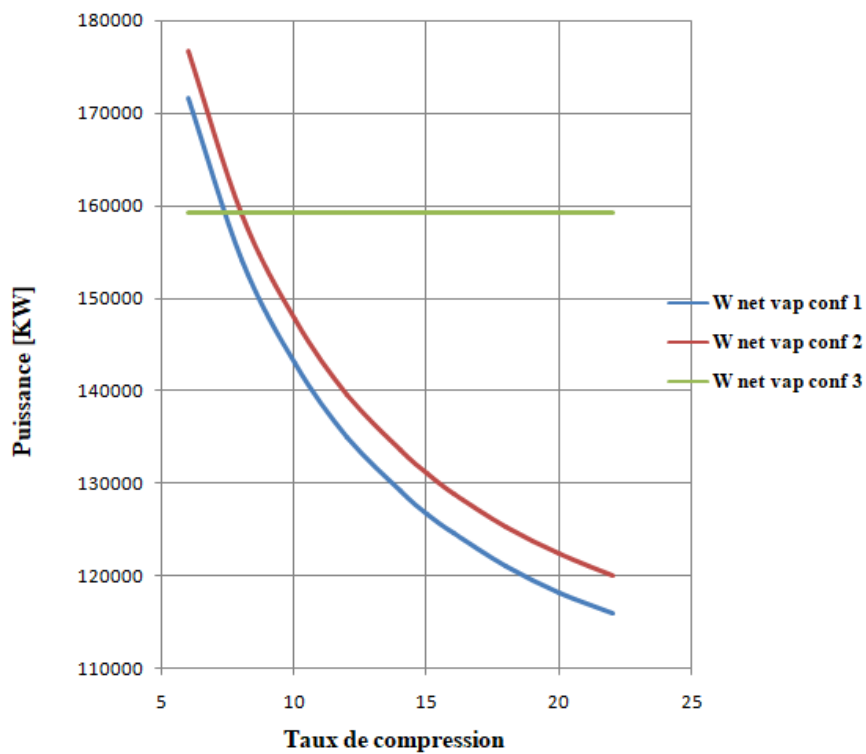


Figure III.2 : Variation de la puissance de cycle à vapeur en fonction de taux de compression de différentes configurations.

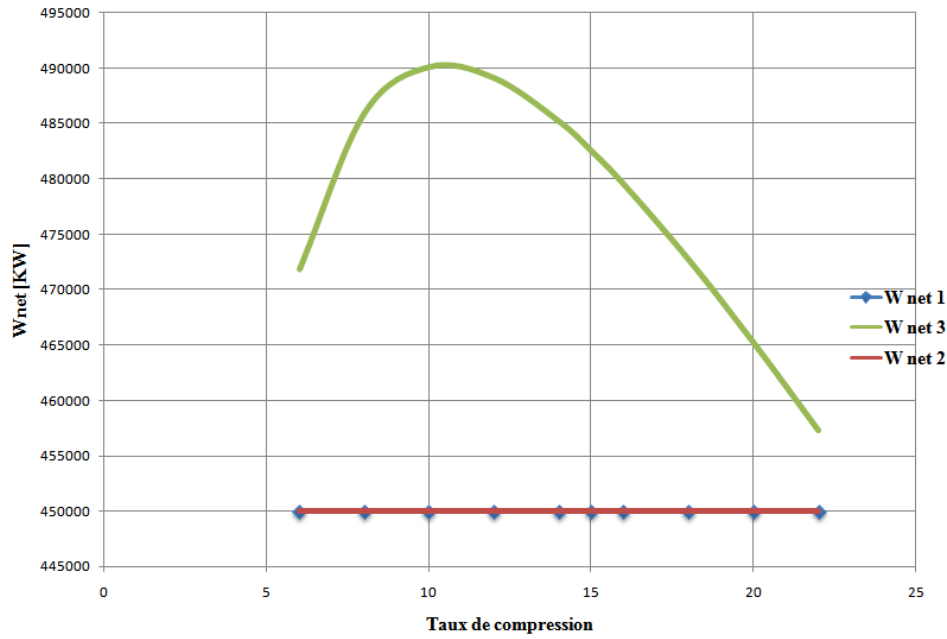


Figure III.3 : Variation de la puissance de cycle combiné avec de taux de compression de différentes configurations.

La figure III.4 représente les variations des températures d’admission et de sortie de la turbine de cycle combiné en fonction de taux de compression de différentes configurations, avec l’augmentation du taux de compression la température d’admission (T_7) reste constante, et la température de sortie de la turbine à gaz (T_8) elle se diminue.

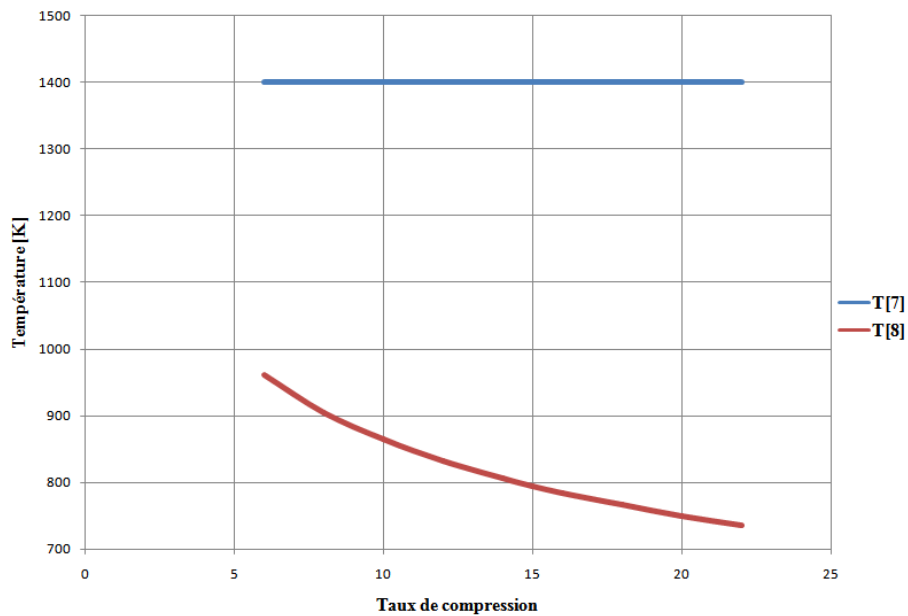


Figure III.4 : Variation de la température d’admission et de la sortie de la turbine de cycle combiné en fonction de taux de compression de différentes configurations.

Les figures (III.5 et III.6), illustrent l'effet du taux de compression avec les variations de débit de masse de gaz et débit de masse de vapeur de différentes configurations. On constate à travers ces deux figures que les variations de débit de masse augmentent avec l'augmentation de taux de compression dans le cycle à gaz pour la configuration 1 et 2 (Figure II-1, Figure II-2) et contrairement dans le cycle à vapeur elles diminuent, la configuration 3 (Figure II-3) reste constante dans les deux cycles.

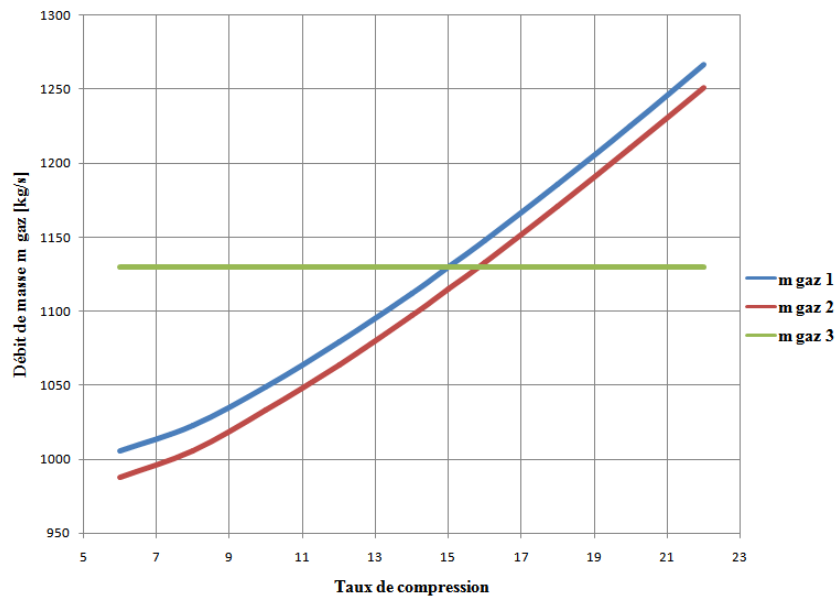


Figure III.5 : Variation de débit de cycle à gaz en fonction de taux de compression de différentes configurations.

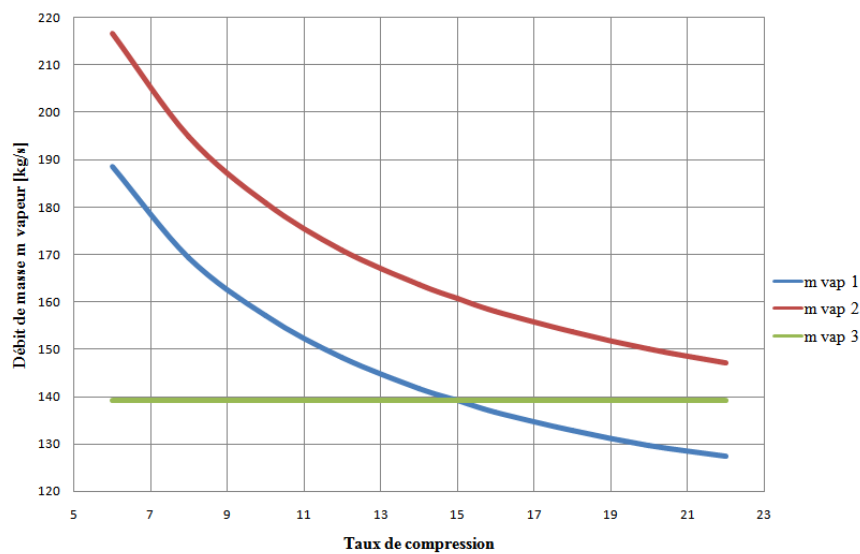


Figure III.6 : Variation de débit de cycle à vapeur en fonction de taux de compression de différentes configurations.

La figure III.7 on remarque une augmentation de rendement thermique de différentes configurations de cycle combiné (Figure II-1, Figure II-2, Figure II-3) avec l'augmentation de taux de compression, on déduit que le rendement thermique de cycle combiné, gaz-vapeur avec resurchauffe est toujours meilleure que les autres configurations car la puissance nette de ce dernier est supérieure.

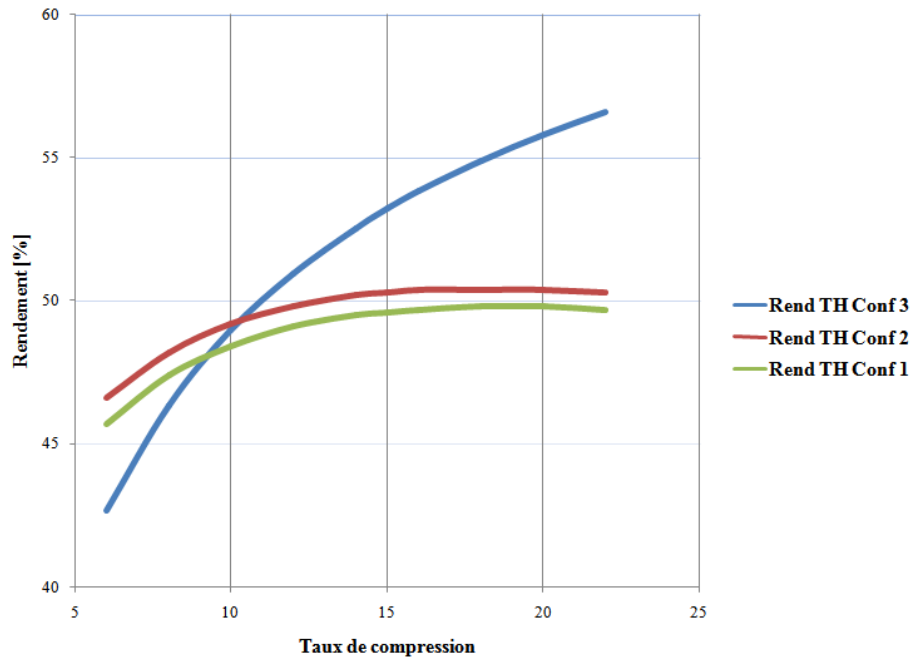


Figure III.7 : Variation de rendement avec le taux de compression de différentes configurations.

III.3. Variations de la pression de saturation

Les figures III.8 et III.9 donnent un aperçu de l'effet de la pression de saturation sur la performance et la puissance du cycle combiné pour différentes configurations. Cette pression peut varier de 550 à 10000 kPa. La figure III.8 montre la puissance en fonction de la pression de saturation. La tendance à la croissance de la courbe de puissance du cycle combiné signifie que la puissance pour la configuration 3 (Figure II.3) est passée de 47,35 MW à 48,7 MW. Cette augmentation de puissance se traduit par une augmentation des rendements du cycle combiné dans les différentes configurations. La pression de condensation influe directement sur la puissance de la turbine, cette augmentation de pression signifie un rendement accru

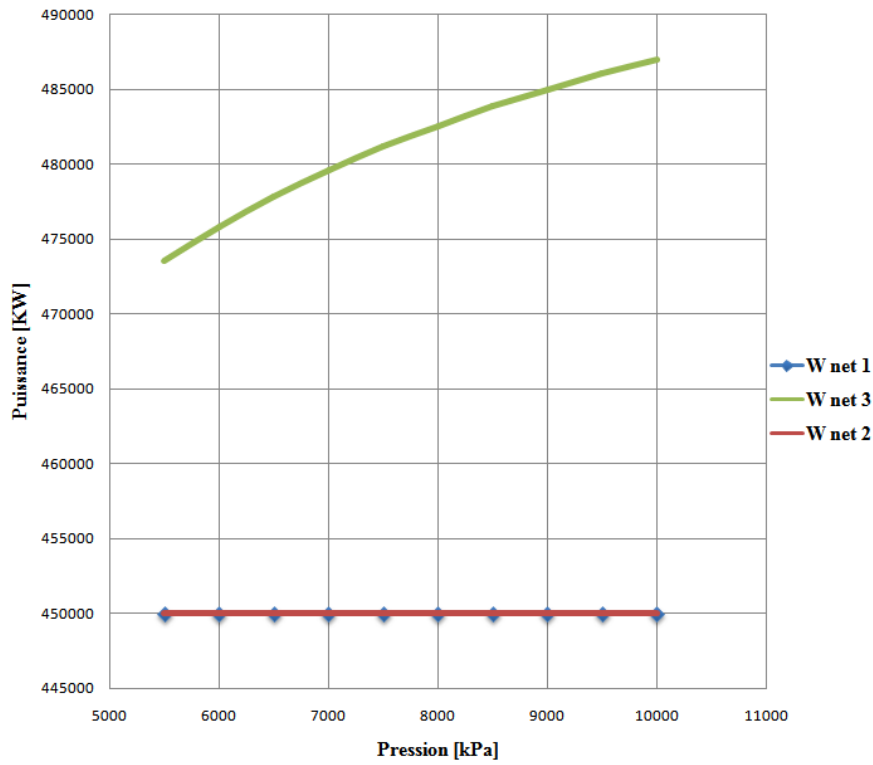


Figure III.8 : Variation de la puissance du cycle combiné en fonction de la pression de saturation dans les différentes configurations.

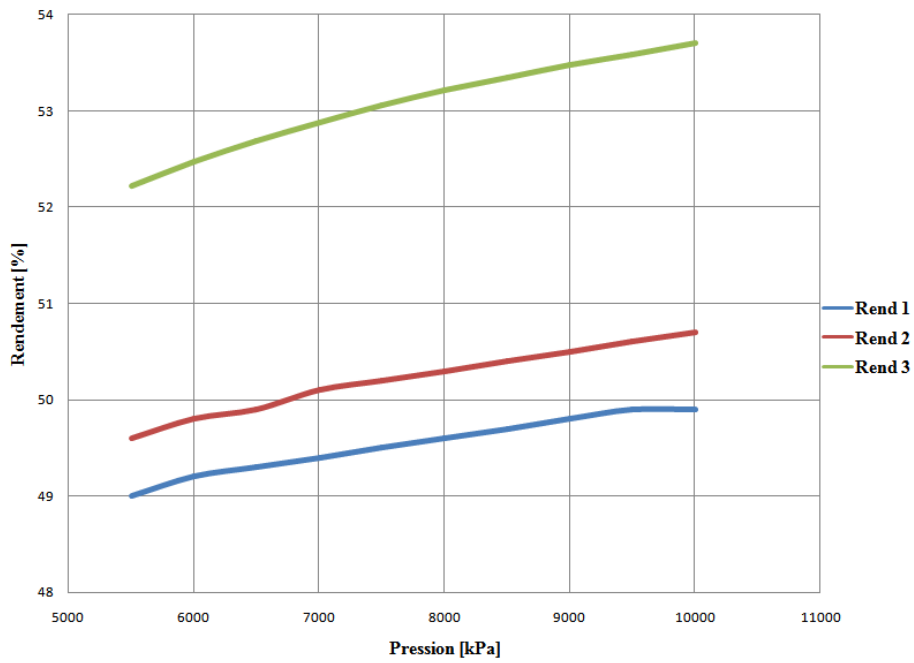


Figure III.9 : Variation de rendement en fonction de la pression de saturation de différentes configurations.

III.4. Variations de la pression de condensation

Les figures III.10, III.11 illustrent de manière générale l'influence de la pression de condensation sur la performance et la puissance du cycle combiné dans les différentes configurations. Une variation de cette pression allant de 10 à 28 kPa est effectuée. La figure III.10 montre l'évolution de la puissance en fonction de pression de condensation. L'allure décroissante de la courbe de puissance du cycle combiné implique une baisse de puissance de cycle combiné de 49,4 à 47,7 MW pour la configuration 3 (Figure II.3). La diminution de cette puissance se traduit par une diminution des rendements du cycle combiné dans les différentes configurations. La pression de condensation influe directement sur la puissance de la turbine, une baisse de cette pression implique un gain de rendement.

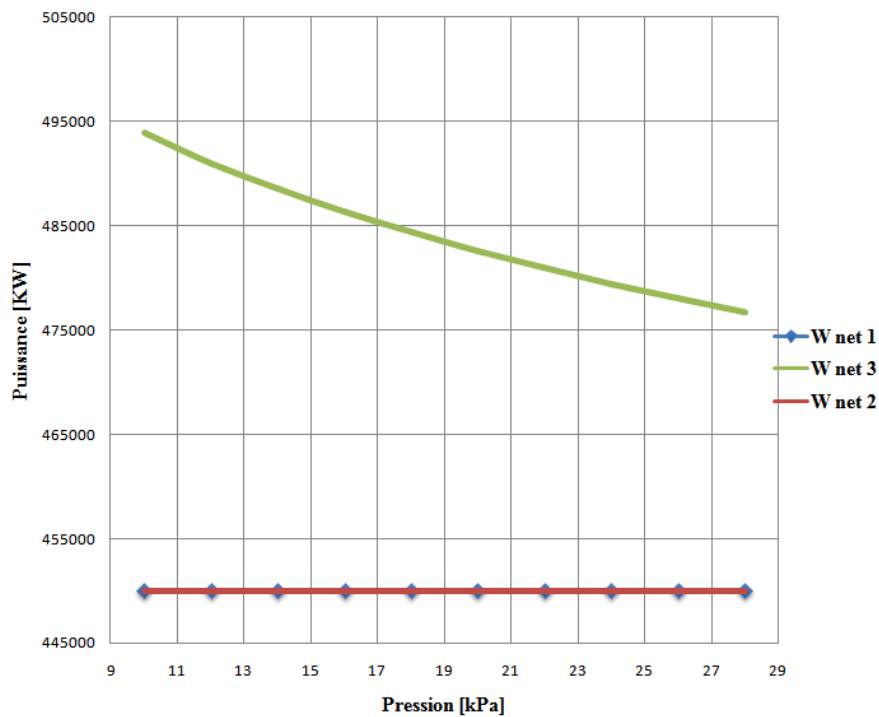


Figure III.10 : Variation de la puissance du cycle combiné en fonction de la pression de condensation dans les différentes configurations.

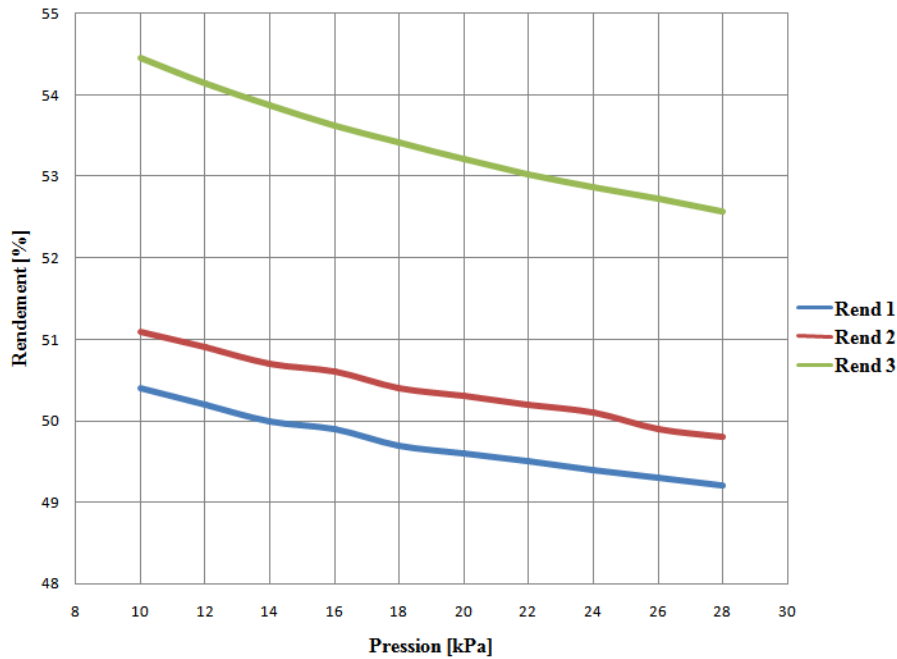


Figure III.11 : Variation de rendement en fonction de la pression de condensation de différentes configurations.

III.5. L'effet de variation de la température

Dans ce cas figure III.12 on peut voir l'augmentation de rendement thermique de configuration 1 et 2 (Figure II-1, Figure II-2) après une variation de température d'entrée de la turbine à gaz $T[7]$ (900 K – 1800 K), contrairement à la configuration 3 le rendement diminue, mais il reste toujours le meilleur rendement, il atteint sa valeur maximale lorsque la température soit minimal ($T=900K$), on constate aussi dans la Figure III.13 que cette variation de température a effet sur la puissance calorifique générer dans la chambre de combustion alors que cette quantité diminue avec l'augmentation de la température dans les configurations (Figure II-1, Figure II-2)et dans la configuration du cycle combiné avec resurchauffe augmente avec l'augmentation de la température $T[7]$. Donc on conclut que lorsque la puissance calorifique soit minimale le rendement thermique soit maximal.

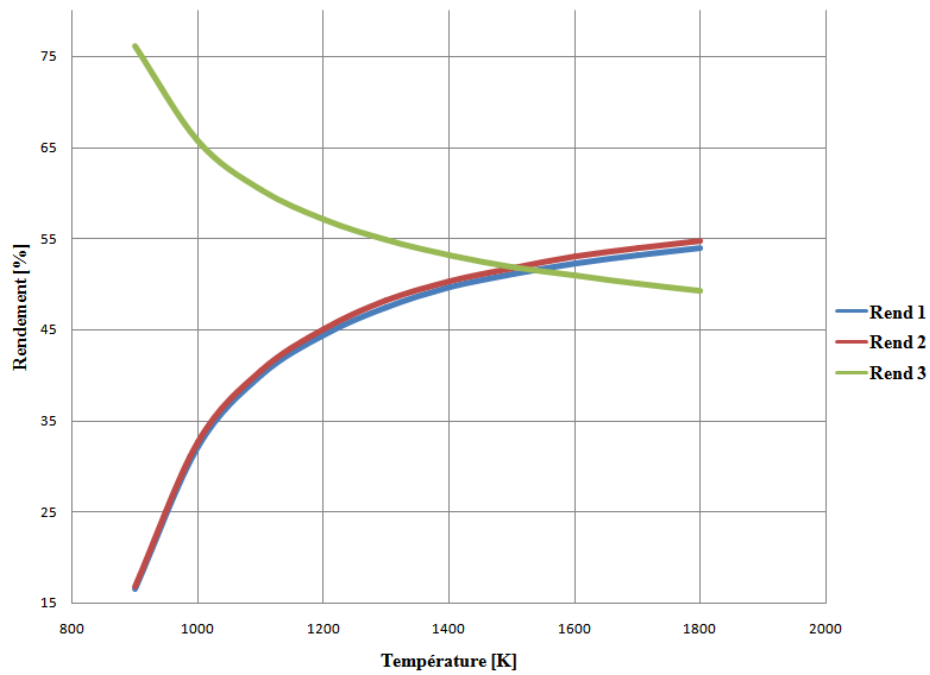


Figure III.12 : Variation de rendement en fonction de la température à l’entrée de la turbine à gaz dans les différentes configurations.

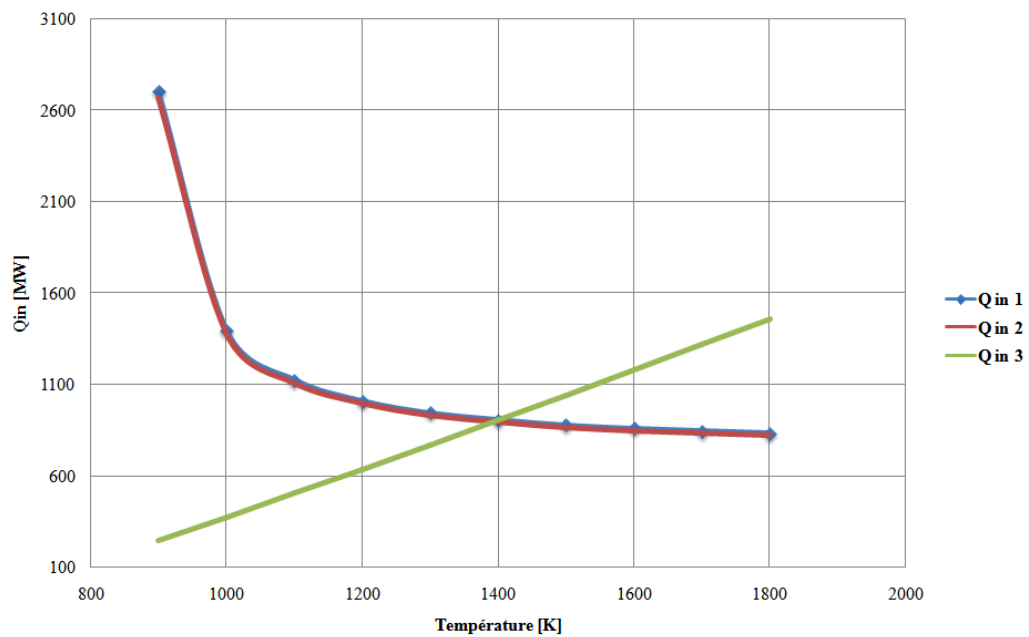


Figure III.13 : Variation de la puissance calorifique générer dans la chambre de combustion en fonction de la température $T[7]$ dans les différentes configurations.

III.6. Conclusion

Ce chapitre présente et discute les différents résultats de simulations numériques à cycles combinés dans différentes configurations. Les résultats apparaissent sous forme de graphique. Certains paramètres ont été variés à différents niveaux de configuration du cycle combiné. Ainsi, pour les turbines à gaz et à vapeur, nous avons fait varier le taux de compression, les pressions de condensation et de saturation, et la température à l'entrée de la turbine à gaz, ce qui nous a permis de voir leurs effets sur la puissance dans les différentes configurations du cycle combiné. Cela a permis de mettre en évidence leurs influences sur le cycle et surtout de déterminer le meilleur rendement. Ensuite, l'effet de l'augmentation de pression de condensation est observé au niveau de la turbine à vapeur. Cela conduit à une légère baisse du rendement du cycle combiné. En fin, l'analyse des différentes figures obtenues à partir de la simulation, permet de prévoir les paramètres permettant le fonctionnement optimal de cycle combiné.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le travail effectué dans ce mémoire de master, a porté sur l'étude comparative et la simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur de base, cycle combiné gaz-vapeur à cogénération et le cycle combiné gaz-vapeur avec resurchauffe. A cet effet, un programme a été développé avec le logiciel commercial EES, permettant de prévoir et d'analyser l'influence de certains paramètres sur le fonctionnement, les performances et enfin le rendement global du cycle étudié.

L'attention a été portée, sur l'effet de la variation de la pression de saturation et de condensation ainsi le taux de compression et la température de combustion. La variation de ses paramètres influe sur la puissance et le pouvoir calorifique, elle a donc une influence certaine sur le rendement thermique. Les résultats qui découlent de cette étude, permettent de tirer les conclusions suivantes :

L'augmentation du taux de compression permet d'améliorer le rendement thermique de cycle combinée ;

L'effet de la pression de saturation sur la performance et la puissance du cycle combiné pour différentes configurations, l'augmentation de puissance se traduit par une augmentation des rendements, La pression de condensation influe directement sur la puissance de la turbine, cette augmentation de pression signifie un rendement accru.

La variation de température à effet sur la puissance calorifique générer dans la chambre de combustion alors que cette quantité diminue avec l'augmentation de la température, donc lorsque la puissance calorifique soit minimale le rendement thermique soit maximal.

A la fin de cette présentation, nous pouvons dire que les résultats obtenus à partir de cette simulation numérique sont intéressants. Cependant pour consolider davantage l'étude, une comparaison des résultats de la simulation et ceux d'une installation de cycle combiné réelle, par exemple, peut s'avérer intéressant. Dans ce cas, la démarche de la simulation numérique peut permettre de mieux définir le cycle le plus performant.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] : MONTEIL, J.M. Centrale à cycle combiné. Théorie, performances, modularité. Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, 2003, vol. 3, no BE8905, p. BE8905. 1-BE8905. 15.
- [2] : Mohamed Zodi,S et Laouali Chaibou, A, ‘ ‘ Simulation numérique d’un cycle combiné’ ’, mémoire pour l’obtention d’un master, Spécialité : Génie Energétique, Univ. Tlemcen, 2016.
- [3] : Abdeldjalil BÉRIBÉCHE, Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d’un cycle hybride (Hassi R’emel) mémoire pour l’obtention d’un master, Spécialité génie mécanique, Université Mohamed Khider Biskra.
- [4] : Mr A. DJERRADA Cours de conversion d’énergie, 3ème année licence, Département de génie mécanique, Faculté de technologie, Université A-Mira Bejaia.
- [5] : Bouchama,M, Dimensionnement du condenseur de la centrale thermique de Hadjret Ennousse ,mémoire pour l’obtention du diplôme de master, ENERGETIQUE , UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA, 2017/2018.
- [6] : METALLAOUI NASSIM. Étude thermodynamique de la turbine a` gaz ms7001ea au niveau du complexe gn11k de skikda. Master’s thesis, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA, 2017.
- [7]: Kibria K. R., Jedediah B.A. (2016). Selection of prime mover for combined cooling, heating, and power systems based on energy savings, life cycle analysis and environmental consideration. *Energy and Buildings*, 110, 170–181.
- [8] : GICQUEL, Renaud. Un logiciel pédagogique pour la formation des ingénieurs : Thermoptim. In : Fluides de travail pour la production de froid. 2017.
- [9]: ZAVERSKY, F, LES, I, SORBET, P. The challenge of solar powered combined cycles–Providing dispatchability and increasing efficiency by integrating the open volumetric air receiver technology. *Energy*, 2020, vol. 194, p. 116796.
- [10] : ZHU, S, MA, Z, ZHANG, K, *et al.* Energy and exergy analysis of the combined cycle power plant recovering waste heat from the marine two-stroke engine under design and off-design conditions. *Energy*, 2020, vol. 210, p. 118558.
- [11] : Hélène HORSIN MOLINARO - Bernard MULTON, Conversion d’énergie et efficacité énergétique, école normale, supérieure, Paris saclay, 03/09/2018.

[12] : Drissi Chafai. Calcul énergétique de l'installation combiné de Borj-Chegua pour production d'électricité, Mémoire de master, Domaine : Sciences et Techniques, Filière : Génie Mécanique, Spécialité : Mécanique Energétique, Université de Biskra, 2019/2020.

[13] : Aboubacar Nomaou MAMAN TOUKOUR, Augmentation de l'efficacité de la turbine à gaz de la Negelec en utilisant un système de refroidissement d'air d'admission, Mémoire pour l'obtention du Master En Ingénierie De L'eau et de L'environnement, Option : Electricité, 2016.

[14] : DJABRI MALEKEDDINE, Etude numérique des caractéristiques géométriques des aubes à action des turbines à vapeur, MEMOIRE DE MASTER, Option Conception et fabrication assisté par ordinateur (CFAO), Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences & Technologie, Université de Tébessa, 2014/2015.

Résumé

Le travail élaboré dans ce mémoire consiste à analyser à l'aide d'une modélisation thermodynamique de trois différentes configurations d'un cycle combiné. La simulation numérique est assurée en utilisant le logiciel commercial EES. Dans ce travail on s'intéresse à l'étude comparative de différentes configurations d'un cycle combiné. Pour répondre à la demande sans cesse croissante en énergie, il est nécessaire d'améliorer les performances et le rendement des installations de production électrique de manière à réduire les émissions des polluants et à réguler le coût d'investissement. Pour atteindre cet objectif plusieurs études d'optimisation sont disponibles dans la littérature concernant les cycles combinés. Dans le cas de cette étude comparative, la simulation permet de mettre en évidence l'influence de certains paramètres de fonctionnement du cycle combiné, comme l'effet du taux de compression, la pression de saturation et de condensation, sur la puissance du cycle ainsi que son rendement, les résultats obtenus montrent l'intérêt du système couplé vapeur-gaz avec resurchauffe. En plus de son rendement thermodynamique qui est plus efficace par rapport à celui du cycle gaz-vapeur de base ainsi le cycle combiné à régénération.

Mots Clés : Cycle combiné, simulation, modélisation, comparative, EES

Abstract

The work developed in this thesis consists in analyzing with the help of a thermodynamic modeling of three different configurations of a combined cycle. The numerical simulation is carried out using the commercial software EES. In this work we are interested in the comparative study of different configurations of a combined cycle. In order to meet the ever-increasing demand for energy, it is necessary to improve the performance and efficiency of power generation facilities in order to reduce pollutant emissions and regulate the investment cost. To achieve this objective, several optimization studies are available in the literature concerning combined cycles. In the case of this comparative study, the simulation allows highlighting the influence of some operating parameters of the combined cycle, such as the effect of the compression ratio, the saturation and condensation pressure, on the power of the cycle as well as its efficiency. The results obtained show the interest of the coupled steam-gas system with resuperheating. In addition to its thermodynamic efficiency which is more efficient than the basic gas-steam cycle, the combined cycle with regeneration is also more efficient.

Keywords: Combined cycle, simulation, modeling, comparative, EES.