

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 Installations Energétique Et Turbomachines

PAR :

AZEGAGH NASSIM

AMIR ABDERRAZAK

Thème

Analyse thermodynamique d'un cycle combiné de base

Soutenu le2021 devant le jury composé de:

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

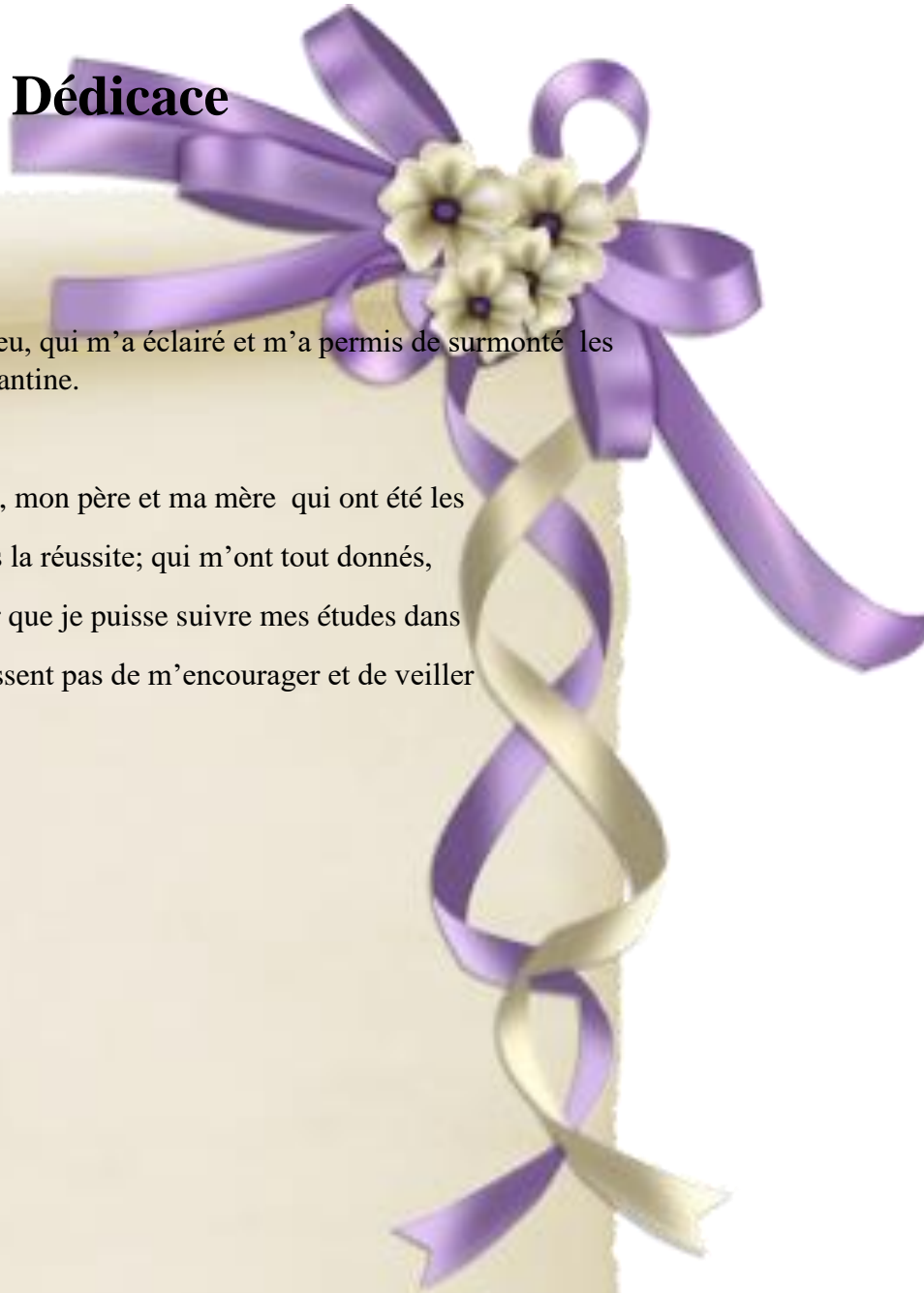
ANNÉE UNIVERSITAIRE 2020-2021

Dédicace

Tout d'abord je rends grâce à Dieu, qui m'a éclairé et m'a permis de surmonter les différentes étapes de ma vie estudiantine.

Ce modeste travail est dédié :

Aux êtres les plus chers de ma vie, mon père et ma mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite; qui m'ont tout donné, leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.



Remerciements

Remerciements

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

On profite aussi de cette occasion pour adresser nos sincères remerciements à **Dr. NADIR BOUTALBI** qui nous a fait bénéficier de leurs conseils et de leurs compétences, soulignant ainsi l'intérêt constant qu'il porte à nos travaux. On les remercie pour leurs confiances qu'ils nous ont témoignées, leurs pédagogies, leurs disponibilités et leur dévouements.

Nos remerciements vont également à tous les membres du jury pour avoir accepté de participer au jury.

On tient à remercier l'ensemble du cadre administratif de **Génie Mécanique**. Notre pensée va aussi à toutes les personnes que nous avons rencontrées durant ces derniers mois, pour leur sympathie et leur aide.

Sommaire

Dédicaces	
Remerciements	
Résumé	
Liste des Figures	
Nomenclature	
Introduction Générale.....	(01)
Chapitre I : Analyse bibliographique	
I.1. Introduction.....	(02)
I.2. Définition du cycle combiné.....	(02)
I.2.1. Objectifs de la transformation	(03)
a. Augmentation du rendement	(03)
b. Réduction des gaz à effet de serre	(03)
c. Economie de l'énergie primaire	(03)
I.2.2. Le principe d'un cycle combiné	(03)
I.2.3. Thermodynamique du cycle combiné	(04)
I.3. Turbine à gaz	(04)
I.3.1. Définition	(04)
I.3.2. Les éléments d'une turbine à gaz	(05)
I.3.3. Classification des turbines à gaz	(05)
a. Par le mode de construction	(05)
b. Par le mode de travail	(05)
i. Turbine à action	(05)
ii. Turbine à réaction	(05)
c. Par le mode de fonctionnement thermodynamique	(05)
i. Cycle fermé	(05)
ii. Cycle ouvert	(05)
a. Turbine à cycles simple	(05)
b. Turbine à cycles régénéré	(06)
I.3.4. Principe du fonctionnement de la turbine à gaz	(06)
I.3.5. Diagrammes des turbines à gaz	(06)
a. Cycle idéal de Baryton	(06)
b. Cycle réel de Baryton	(07)
I.3.6. Domaines d'application des turbines à gaz	(07)
I.3.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	(07)

SOMMAIRE

a. Avantage	(07)
b. Inconvénients	(08)
I.4. Chaudière de récupération (HRSG)	(08)
I.4.1. une surchauffeur	(08)
I.4.2. un évaporateur	(08)
I.4.3. un économiseur	(08)
I.5. Turbines à vapeur	(09)
I.5.1. Classification des turbines à vapeur	(10)
I.5.2. Les éléments du cycle de Rankine	(10)
a. Condenseur	(10)
b. Générateur	(10)
c. L'alternateur	(11)
d. Le transformateur	(11)
I.5.3. Principe d'une turbine à vapeur	(11)
I.5.4. La méthode de fonctionnement de la turbine à vapeur	(11)
a. Les turbines à action	(11)
b. Les turbines à réaction	(12)
I.5.5. La nature de fonctionnement thermodynamique	(12)
a. Turbine à condensation	(12)
b. Turbine à contre pression	(12)
I.5.6. Le mode de transmission d'énergie thermique	(12)
a. Transmission directe	(12)
b. Transmission indirecte	(12)
I.5.7. Architecture des cycles	(12)
I.5.8. Cycle de Hirn ou de Rankine	(13)
I.6. Association des deux cycles (Joule et Hirn)	(14)
I.7. Les avantages et les inconvénients du cycle combiné	(15)
I.7.1. Les avantages	(15)
I.7.2. Les inconvénients	(15)
I.8. Modélisation des cycles combinés	(15)
I.8.1. Généralités sur les logiciels	(15)
a. Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES)	(16)

SOMMAIRE

b. Présentation de THERMOPTIM	(16)
I.9.Revues bibliographiques	(17)

Chapitre II : Position du problème

II.1. Introduction	(19)
II.2. Formulation du problème.....	(19)
II.3. Données de l'étude	(20)
II.4. Modélisation thermodynamique de l'installation	(21)
II.4.1. Compresseur	(22)
II.4.2. Chambre de combustion	(23)
II.4.3. Turbine de la détente à gaz	(23)
II.4.4. Échangeur de chaleur	(25)
II.4.5. Turbine de détente à vapeur	(25)
II. 4.6. Equation du condenseur	(26)
II.4.7. Pompe d'alimentation	(27)
4.8. Cycle combiné	(27)
II.5. Méthode de simulation numérique utilisée	(28)
II.6. Organigramme de calcul numérique	(29)
II.7. Conclusion	(30)

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1. Introduction	(31)
III.2. Variation du taux de compression	(31)
III.3. Effet de variation de débit de gaz	(35)
III.4. Profil de récupération de chaleur dans l'échangeur de la chaleur	(37)
III.5. Comparaison entre le cycle réel et le cycle idéal	(38)
III.6. Diagramme (T-S) de différents cycles	(40)
III.7. Conclusion	(41)
CONCLUSION GENERALE	(42)

Liste des figures

Figure I- 1 -Principe d'une centrale à gaz à cycle combiné.....	(02)
Figure I- 2 - Schéma d'une turbine à gaz.....	(04)
Figure I- 3 Diagramme (T-S) et (P-V) pour un cycle idéal.....	(06)
Figure I- 4 - Diagramme (T-S) pour un cycle réel.....	(07)
Figure I- 5 - Schéma d'une turbine à vapeur.....	(09)
Figure I- 6 - Schéma d'un cycle ORC.....	(13)
Figure I- 7 - Cycle de Hirn sur un diagramme T- S..	(13)
Figure I- 8 - Combinaison des deux cycles (Joule et Hirn).....	(14)
Figure II-1 - Centrale électrique combinée gaz-vapeur.....	(20)
Figure II-2 - schéma descriptive de compresseur.....	(22)
Figure II-3 - schéma descriptive de chambre de combustion.....	(23)
Figure II-4 - schéma descriptive de la turbine à gaz.....	(23)
Figure II-5 - schéma descriptive de l'échangeur de chaleur.....	(25)
Figure II-6 - schéma descriptive de la turbine à vapeur.....	(25)
Figure II-7 - schéma descriptive de condensateur.....	(26)
Figure II-8 - schéma descriptive de la pompe.....	(27)
Figure. III. 1 : Variation des puissances en fonction de taux de compression.....	(31)
Figure. III.2 La variation de rendement avec le taux de compression.....	(32)
Figure. III. 3 : Variations des températures d'admission (T7) et de sortie (T8) de la turbine à gaz en fonction du taux de compression.....	(32)
Figure. III.4 Les variations de travail avec le taux de compression.....	(33)
Figure. III.5 Les variations de rapport de masse [Masse de gaz /Masse de vapeur] avec le taux de compression.....	(33)
Figure. III.6 La variation de rapport des puissances en fonction de taux de compression.....	(34)
Figure. III.7 La variation de rapport de travail de retour (BWR) en fonction de taux de compression.....	(34)

Liste des figures

- Figure. III. 8 :** Variations des puissances utiles en fonction du débit de gaz.....(35)
- Figure. III.9:** Variation de rendement en fonction du débit de gaz.....(36)
- Figure. III.10 :** Variation de la chaleur récupéré dans l'échangeur en fonction du débit de gaz.....(36)
- Figure. III.11 :** Variation de température en fonction de la chaleur récupéré dans l'changeur..... (37)
- Figure. III.12 :** Variation de travail en fonction de la chaleur récupéré dans l'changeur...(37)
- Figure. III.13 :** variations de rendements en fonction du taux de compression.....(38)
- Figure. III.14 :** Variation des puissances en fonction de taux de compression.....(39)
- Figure. III.15 :** Les variations de travail avec le taux de compression.....(39)
- Figure. III.16 :** Digramme (T-S) de cycle de Brayton.....(40)
- Figure. III 17 :** Diagramme (T-S) de cycle de Rankine.....(41)

Liste des tableaux

Tableau (II.1) : Donnés opérationnelles de la TAG..... (20)

Tableau (II.2) : Donnés opérationnelles de la TAV..... (21)

Nomenclature

\dot{m}_a : débit d'air	[kg/s]
\dot{m}_c : débit de combustible	[kg/s]
\dot{m}_{vap} : débit de vapeur générée dans le HRSG	[kg/s]
\dot{m}_{gaz} : débit de gaz	[kg/s]
\dot{m}_{ef} : débit d'eau de refroidissement	[kg/s]
ρ_e : masse volumique de l'eau	[kg/m ³]
ΔP_{ef} : différence de pression créée par la pompe	[kpa]
ΔT_{min} : pincement de l'échangeur	[°C]
ΔT_{app} : température d'approche	[°C]
V : volume d'eau pompée	[m ³]
h : enthalpie spécifique	[KJ/kg]
P : pression	[KPa]
T : température	[°C]
S : entropie	KJ.[kg/k]
r_5 : taux de compression	
r_6 : taux de détente	
X : titre de la vapeur	
\dot{W}_{CC} : Puissance 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 la turbine à gaz	KW
\dot{W}_{TAV} : Puissance de la turbine à vapeur (composante)	KW
\dot{W}_{p1} : Puissance de la pompe d'alimentation	KW
\dot{W}_{p2} : Puissance de la Pompe de refroidissement	KW
\dot{W}_{RK} : Puissance de cycle de Rankine	KW
\dot{W}_{CC} : Puissance nette de cycle combiné	KW
\dot{Q}_{in} : Chaleur fournie dans la chambre de combustion	KW
\dot{Q}_{HRSG} : Chaleur récupérée dans la chaudière de récupération	KW

Indices

5 : entrée du compresseur
6s : sortie du compresseur (cas isentropique)
6 : sortie du compresseur
7 : admission de la Turbine à gaz
8s : sortie de la turbine à gaz (cas isentropique)
8 : sortie de la turbine à gaz
9 : sortie des gaz de la chaudière de récupération
2 : entrée de l'eau d'alimentation dans la chaudière de récupération
7 : admission de la turbine à vapeur
4s : sortie de la turbine à vapeur (cas isentropique)
4 : sortie de la turbine à vapeur
1 : entrée de la pompe d'alimentation
Eco : économiseur
Evap : évaporateur
Sch : surchauffeur
TG : turbine à gaz (composante)
TAG : Turbine à gaz
TV : Turbine à vapeur (composante)
TAV : turbine à vapeur
RK : Rankine
CC : cycle combiné
P1 : pompe d'alimentation
Sat : saturation de la vapeur

Symboles Grecs

η_{CC} : rendement du cycle combiné
 η_m : rendement mécanique de la turbine à gaz
 η_p : rendement isentropique des pompes
 η_C : rendement de compresseur
 η_{t_1} : rendement de la turbine à gaz (composante)
 η_{TAG} : rendement de la turbine à gaz
 η_{t_2} : rendement de la turbine à vapeur (composante)

η_{RK} : rendement de cycle de Rankine

ε : Efficacité de la chaudière de récupération

X_{RK} : Fraction de puissance de cycle de Rankine

Abréviations

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

PCI : pouvoir calorifique inférieur

HRSG : chaudière de récupération

EES : Engineering Equation Solver

IAPWS : International Association for the Properties of Water and Steam

CO₂ : dioxyde de carbone

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

HAT : (Humide Air turbine) turbine à air humide

R245fa : 1, 1, 1, 3, 3-Pentafluoropentane (HFC-245fa)

TIT : (Turbine Inlet Temperature) température d'admission de la turbine

BTU : (British Thermal Unit) unité anglo-saxonne d'énergie

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 ...etc.

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 pourrait donc que dans le cas des données économiques particulières l'utilisation du cycle combiné devient plus intéressante.

En plus, quelques atouts majeurs des cycles combinés leurs permettent d'être considérées comme les meilleures 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 thermo-économique comparativement entre la turbine à gaz et le cycle combiné en considérant plusieurs scénarios combinant entre plusieurs paramètres économiques. Cette étude, permet non seulement d'approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement de diverses composantes de la turbine à gaz 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. La simulation numérique aide à prévoir les meilleurs paramètres de fonctionnement du cycle. Afin d'atteindre l'objectif de l'étude, les étapes suivantes ont été suivies :

- Au menu du premier chapitre, on a un descriptif de la turbine à gaz et du cycle combiné. Contenant leur principe de fonctionnement et les différentes composantes du système ainsi que l'étude de leurs cycles thermodynamiques.
- Dans le deuxième chapitre, on effectuera une analyse thermodynamique de la turbine à gaz et du cycle combiné ou les modèles et les formules mathématique seront passé en revue et décrits dans les détails
- La formulation de problème, la modélisation thermodynamique et la méthode numérique utilisée, feront l'objet du chapitre III. Les modèles et les formules thermodynamiques du cycle combiné sont passés en revue et décrite en détail. La simulation numérique est élaborée grâce au logiciel EES.
- La conclusion et les recommandations clôturent la présente étude.

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 de Joule et de Hirn). Le concept de centrale à cycle combiné n'est pas nouveau, mais les développements récents en matière de turbine à combustion ont généré des gains de rendement et des augmentations de puissance unitaire qui ont suscité des regains d'intérêt pour cette filière. Les précisions nécessaires à la compréhension de ces évolutions sont ensuite présentées notamment sur les plans de la théorie, de la technologie et de l'environnement. L'engouement pour ces installations peut également s'expliquer par leur aspect modulaire, c'est pourquoi les différentes configurations envisageables sont enfin abordées, ainsi que les critères de choix et d'insertion dans un parc d'exploitation. Les critères économiques, sur lesquels se fondent les choix en matière d'investissement au niveau d'un pays, sont aussi détaillés [1].

I.2. Définition du cycle combiné :

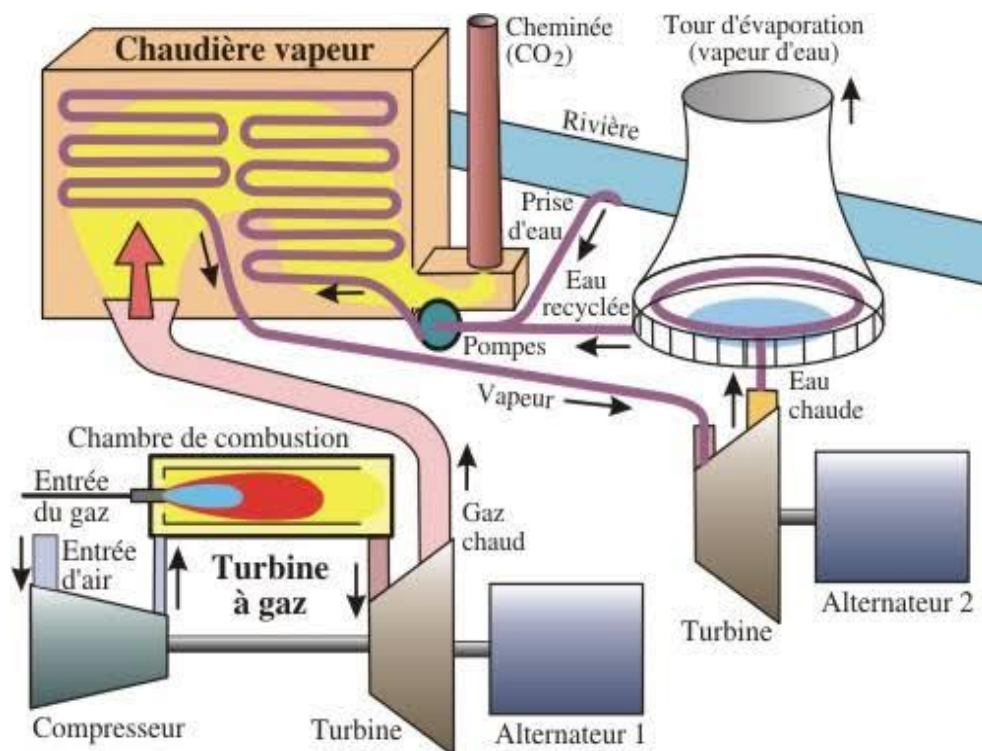


Figure I.1 : Principe d'une centrale à gaz à cycle combiné [9].

Un cycle combiné (on dit encore cycle mixte ou combiné 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.2.1. Objectifs de la transformation:

a. Augmentation du rendement:

L'ouverture du marché électrique algérien fait apparaître de nouveaux agents (investisseurs privés) qui vont installer et faire fonctionner de nouvelles centrales à cycles combinés à rendement élevé; le coût du gaz sera le même pour tous les agents, nouveaux et anciens, et la priorité de dispatching sera basée sur le coût marginal de production. Tout cela comporte la nécessité pour SPE d'adopter des solutions basées sur une très importante amélioration du rendement actuel de production pour ne pas courir le risque de passer en production de pointe.

b. Réduction des gaz à effet de serre:

Les gaz à effet de serre, principalement le CO₂, sont responsables de l'échauffement climatique de la terre. La plus grande partie de gaz carbonique provient de la combustion des combustibles fossiles, dans des centrales à gaz, à vapeur et à charbon. La transformation de ces derniers en centrales à cycles combinés permet de diminuer sensiblement l'émission de CO₂.

c. Economie de l'énergie primaire:

La récupération de la chaleur issue des gaz d'échappement de la turbine à gaz SIEMENS V94.3.A permet de faire une économie de l'énergie primaire.

I.2.2. 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 un échangeur 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.

I.2.3. Thermodynamique du cycle combiné :

La température de gaz d'échappement des turbines à gaz d'aujourd'hui change entre pour les petites et plus anciennes turbines à gaz est 600°C pour les TG avancées, et le jet spécifique du gaz d'échappement s'élève. En employant la chaleur de ce gaz d'échappement dans un cycle d'eau -vapeur, le rendement totale du cycle peut être augmenté considérablement parce qu'une différence totale très élevée de la température peut être utilisée dans le cycle combiné comparé à un cycle simple de turbine à gaz [7].

I.3. Turbine à gaz :

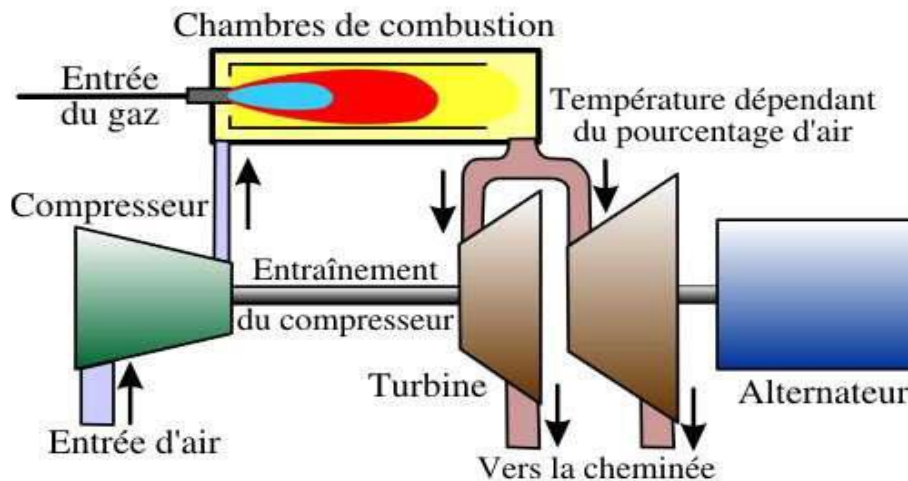


Figure I.2 : Schéma d'une turbine à gaz [3].

I.3.1. Définition :

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz,...). La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne, Figure 1.2. Dans ce genre d'installations l'échappement de la turbine à gaz se fait directement dans l'atmosphère. Si l'échappement de la turbine à gaz se fait vers une Chaudière de Récupération (*HRSG*) et si la vapeur produite sert au fonctionnement d'une turbine à vapeur, on parle alors de centrale à cycle combiné. Lorsque la vapeur est utilisée pour d'autres processus, au lieu de la turbine à vapeur, on utilise le terme de cogénération (production d'électricité et de vapeur) pour décrire cette installation.

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

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

- Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise entre 10 et 30 bars environ;
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion [7].

I.3.3. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

a. Par le mode de construction :

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres bi-arbre ; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge.

b. Par le mode de travail :

On distingue deux types de turbines :

- Turbine à action** : ou l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.
- Turbine à réaction** : une partie de l'énergie thermique est transformée dans la Rouen énergie cinétique et mécanique.

c. Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

IL existe deux cycles thermodynamique :

- cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
- cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :
 - Turbine à cycles simple** : c'est une machine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
 - Turbine à cycles régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation [2].

I.3.4.Principe du fonctionnement de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant;
- elle le comprime à une pression plus élevée;
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion; elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus;
- La figure II.6 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus. [7]

I.3.5. Diagrammes des turbines à gaz:

Aujourd'hui, les moteurs à turbine à gaz et les turboréacteurs modernes à air comprimé sont également des moteurs thermiques à pression constante. C'est pourquoi nous décrivons leur thermodynamique selon le cycle de Brayton. En général, le cycle de Brayton décrit le fonctionnement d'un moteur thermique à pression constante. C'est l'un des cycles thermodynamiques les plus courants que l'on puisse trouver dans les centrales à turbine à gaz ou dans les avions. Contrairement au cycle de Carnot, le cycle de Brayton n'exécute pas de processus isothermiques, car ceux-ci doivent être effectués très lentement. Dans un cycle de Brayton idéal, le système qui exécute le cycle subit une série de quatre processus : deux processus isentropiques (adiabatiques réversibles) alternés avec deux processus isobares

a. Cycle idéal de Baryton :

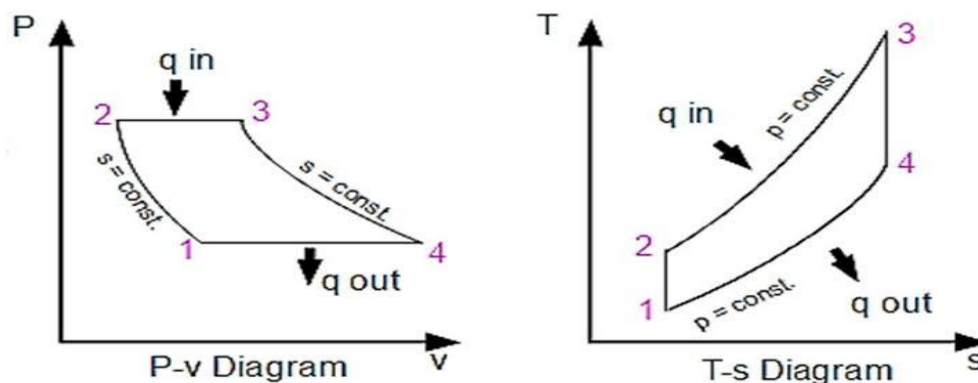


Figure 3- Diagramme (T-S) et (P-V) pour un cycle idéal [4].

les diagrammes (T-s) et (P-v), respectivement, pour le cycle idéal de Brayton. Toutes les transformations sont réversibles, sans frottement, sans perte de charge et sans perte de

chaleur. La compression et la détente sont isentropiques, et la combustion et la détente sont isobares. Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par trois paramètres significatifs: le rapport de pression (taux de compression), la température de combustion, et le rendement thermique du cycle.

Le taux de compression, $\tau_c = P_2/P_1$, est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Sa valeur égale aussi le rapport P_3/P_4 .

b. Cycle réel de Baryton :

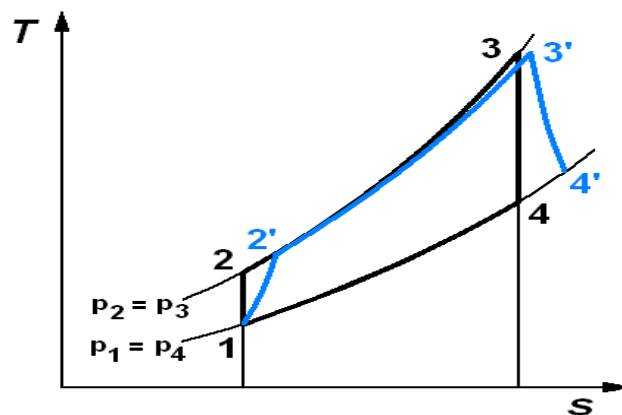


Figure 4- Diagramme (T-S) pour un cycle réel [5].

Dans le cycle réel de Baryton les processus thermodynamiques sont irréversibles à cause du frottement visqueux. La compression et la détente ne sont plus isentropiques, et la combustion et le refroidissement ne sont plus à pressions constantes, voir Figure 4.

I.3.6. Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

- Domaines fixes (utilisation industrielle) : Entraînement des compresseurs, Entraînement des pompes et Entraînement des alternateurs.
- Domaines mobiles : la traction automobile, la traction ferroviaire, l'application marine et l'aviation (turboréacteur et turbo hélice)[7].

I.3.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

a. Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé;
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue;
- Démarrage facile même à grand froid;
- Diversité de combustible pour le fonctionnement;
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

b. Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel;
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel [7].

I.4. Chaudière de récupération (HRSG) :

La chaudière de récupération ou HRSG (Heat Recovery Steam Generator) est le lien entre la turbine à gaz et le processus de turbine à vapeur. La fonction de HRSG est de convertir l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement de turbine à gaz en vapeur [2].

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

I.4.1. une surchauffeur:

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

I.4.2. un évaporateur:

l'eau provenant de l'économiseur (à l'état liquide sous-saturé) Passe à l'état saturer. Le mélange diphasique est admis dans le ballon ou se fait la séparation liquide/vapeur provenant de l'évaporateur. La partie liquide circule à nouveau dans l'évaporateur naturellement (thermosiphon) ou de manières assistées (pompe de circulation) jusqu'à la vaporisation.

I.4.3. un économiseur:

l'eau en provenance d'une bache ou de circuit d'extraction est réchauffée jusqu'à une température voisine de son point de saturation, mais en restant à l'état liquide. Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles eau-vapeur dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère au niveau de la cheminée reste élevée, de l'ordre de 150 à 180 C [5].

I.5. Turbines à vapeur :

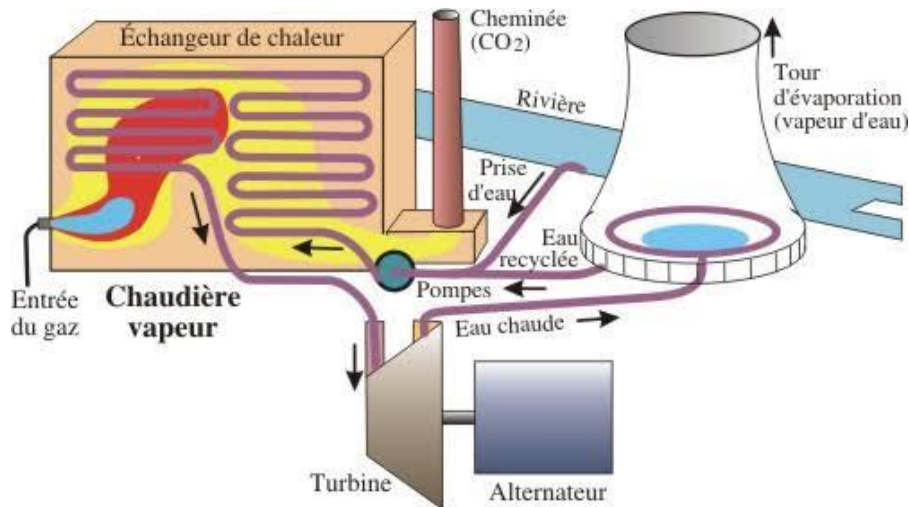


Figure I.5 : Schéma d'une turbine à vapeur [3].

En général, une turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie thermique contenue dans la vapeur en énergie mécanique ou en énergie électrique. Dans sa forme la plus simple, une turbine à vapeur se compose d'une chaudière (générateur de vapeur), d'une turbine, d'un condenseur, d'une pompe d'alimentation et une variété de dispositifs auxiliaires. Contrairement aux moteurs alternatifs, par exemple, la compression, le chauffage et la détente sont continus et se produisent simultanément. Le fonctionnement de base de la turbine à vapeur est similaire à la turbine à gaz, sauf que le fluide de travail est de l'eau et de la vapeur au lieu de l'air ou du gaz.

La turbine à vapeur étant un moteur thermique rotatif, elle est particulièrement adaptée pour être utilisée pour entraîner un générateur électrique. Il est à noter qu'environ 90% de toute la production d'électricité dans le monde est due à des turbines à vapeur. La turbine à vapeur a été inventée en 1884 par Sir Charles Parsons, dont le premier modèle était connecté à une dynamo qui produisait 7,5 kW d'électricité. La turbine à vapeur est une caractéristique commune à toutes les centrales thermiques modernes et futures. En fait, la production d'énergie des centrales à fusion repose également sur l'utilisation de turbines à vapeur conventionnelles.

Les exigences les plus importantes pour une turbine à vapeur moderne de cycle combiné sont :

- Un rendement élevé
- Des périodes de démarrage plus courtes
- Des périodes d'installation plus courtes

I.5.1. Classification des turbines à vapeur :

On peut classer les turbines à vapeur selon :

On a plusieurs critères pour la classification de la turbine à vapeur

- La manière d'écoulement de la vapeur.
- Le sens d'écoulement de la vapeur.
- La nature de fonctionnement thermodynamique.
- La méthode de transmission d'énergie thermique.
- Le mode de construction.

I.5.2. Les éléments du cycle de Rankine:

a. Condenseur

Le condenseur est accolé à l'échappement de la turbine et reçoit la vapeur de cette dernière augmentée des retours de condensats du cycle (fonction normale ou secours), ou la vapeur du contournement turbine. Il a vocation à condenser l'ensemble des débits qu'il reçoit. L'eau de refroidissement est admise à l'intérieur des tubes et est ensuite rejetée à la rivière, ou à la mer ou renvoyée au réfrigérant atmosphérique. Le condenseur est un matériel simple passe. Il assure également la fonction de dégazage et d'extraction des gaz incondensables. Le dégazage permet l'élimination de l'oxygène dans l'eau afin de prévenir tout risque de corrosion dans les circuits de la centrale. Cette fonction est essentielle pour la qualité de l'eau. Un bon appareil optimise l'évacuation des incondensables car lors d'une condensation en film, ils peuvent constituer un obstacle entre la vapeur et le tube, ce qui conduit à diminuer fortement le coefficient d'échange en convection externe au tube et donc les performances du condenseur et de la tranche. Des pompes spécifiques et des éjecteurs de mise à vide s'acquittent de cette fonction d'évacuation

b. Générateur

La majorité des turbines à gaz et des turbines à vapeur sont directement couplées aux générateurs à deux pôles. Pour des unités avec des productions en dessous de 40 MW, les générateurs tétra-polaires, qui fonctionnent à moitié vitesse, sont plus économiques. Il est avantageux que des turbines avec de telle production aient généralement déjà une boîte de vitesse et donc l'utilisation d'un générateur tétra polaire exige seulement l'adaptation du rapport de réduction de boîte de vitesse. Quatre (4) types de générateurs sont utilisés dans les centrales à cycle combiné :

- Générateurs refroidis à l'air avec le refroidissement à l'air à circuit ouvert
- Générateurs refroidis à l'air avec de l'air à circuit fermé (TEWAC)
- Générateurs refroidis à hydrogène
- Générateurs refroidis à l'eau dans les centrales à un seul axe

Les générateurs avec refroidissement à l'air avec circuit ouvert sont de moindre en coût et n'ont pas besoin de refroidissement supplémentaire, cependant des problèmes, avec l'encrassement, des atmosphères corrosives et le bruit, peuvent surgir.

Les générateurs avec refroidissement à l'air avec le circuit d'air fermé, sont utilisés pour des capacités de 480 MVA. Ces machines sont raisonnables en coût et fournissent une excellente fiabilité. Le rendement des générateurs modernes refroidis à l'air, en pleine puissance, est au-dessus de 98%. Les générateurs refroidis à l'hydrogène et à l'eau atteignent des rendements approximativement de 99% en pleine puissance, ce qui rend leur performance supérieure, en particulier à puissance partielle, aux machines refroidies à l'air. Cependant, les machines

refroidies à l'eau exigent des équipements auxiliaires et de l'équipement de surveillance, elles sont plus complexes dans la conception et en conséquence, plus chères que les machines refroidies à l'air. En général, les générateurs ont une très bonne fiabilité; les machines refroidies à l'air offrent une fiabilité légèrement plus élevée en raison de leur simplicité [2].

c. L'alternateur

Il est formé de deux pièces principales : le rotor et le stator. Comme son nom l'indique, le rotor est la partie mobile tandis que le stator est fixe. Le rotor est constitué d'électroaimants qui sont en fait des fils enroulés autour d'un noyau de métal. Le stator se compose d'un enroulement de barres de cuivre. La mise en rotation du rotor provoque un déplacement d'électrons à l'intérieur du stator. Le mouvement des électrons crée ainsi un courant électrique [8].

d. Le transformateur

C'est un appareil qui permet d'augmenter la tension électrique (voltage) du courant alternatif produit par l'alternateur. Le transformateur se compose de deux bobines, une appelée primaire où le courant électrique entre à bas voltage et une autre, appelée secondaire, où est produit le courant à très haut voltage qui est acheminé vers les lignes de transmission. L'électricité à plus haut voltage est plus facile à transporter et subit moins de pertes lors de sa transmission sur de longues distances [8].

I.5.3.Principe d'une turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Ce cycle comprend aux mains les étapes suivantes:

- L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée,
- La vapeur se détend et refroidit dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique,
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.

I.5.4.La méthode de fonctionnement de la turbine à vapeur

On distingue les turbines suivantes :

a. Les turbines à action

Dans ces turbines la chute d'enthalpie est utilisée en totalité dans la tuyère pour engendrer de l'énergie cinétique, qu'est transformée à son tour en énergie mécanique dans la roue figure II.9. La turbine peut être monocellulaire, bicellulaire, ou multicellulaire. Dans les deux derniers cas, la transformation de l'énergie cinétique en énergie mécanique a lieu en plusieurs étapes. Dans les canaux fixes intermédiaires, entre les canaux mobiles, il n'existe aucune transformation d'énergie, seule la direction de la vitesse est modifiée [7].

b. Les turbines à réaction

Dans lesquelles une partie seulement de la chute thermique mise à la position de l'étage, est transformée en énergie cinétique dans le distributeur ; le reste est transformé en énergie cinétique dans les aubages mobiles de la roue.

I.5.5. La nature de fonctionnement thermodynamique

a. Turbine à condensation :

La vapeur circule suivant un cycle fermé, et l'opération de détente permet de détendre la vapeur jusqu'à des pressions très basses (0.05 bar). Généralement ce type de turbines est composé de turbines haute pression, moyenne pression et basse pression.

b. Turbine à contre pression :

La vapeur circule suivant un cycle ouvert, à l'échappement les pressions sont toujours supérieures à la sortie est utilisée pour d'autres fins (séchage, chauffage industrie chimique,).

I.5.6. Le mode de transmission d'énergie thermique

a. Transmission directe :

L'énergie mécanique produite est transmise directement à la génératrice à la même vitesse de rotation

b. Transmission indirecte :

L'installation nécessite un réducteur de vitesse, comme c'est le cas de la turbine de bateaux ou les vitesses d'hélices sont plus petites

I.5.7. Architecture des cycles

Le schéma de principe d'un cycle organique de Rankine simple est donné figure 21. Il montre qu'à l'instar d'un cycle de centrale à vapeur d'eau, une telle installation comprend quatre composants, traversés par le même débit de fluide :

- une pompe ;
- un générateur de vapeur ;
- une machine de détente ;
- un condenseur.

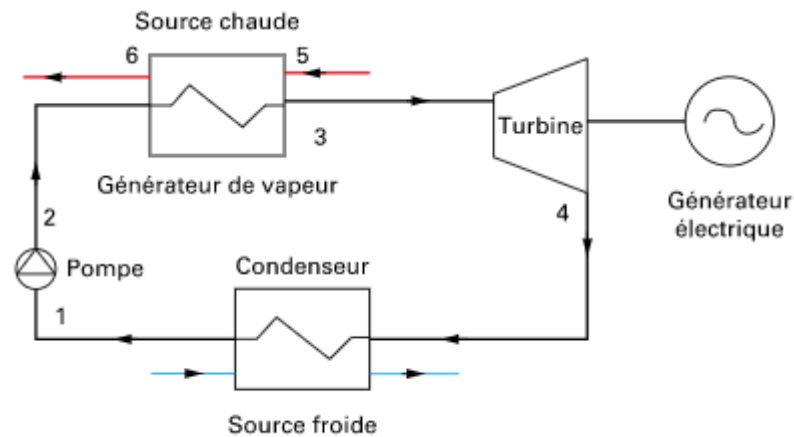


Figure I.6 : Schéma d'un cycle ORC [8].

Dans ces cycles, on utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisantes pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression à l'état liquide. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz). Le liquide comprimé est vaporisé et éventuellement surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur [6].

I.5.8.Cycle de Hirn ou de Rankine

Le cycle de Hirn ou de Rankine caractérise les transformations thermodynamiques du cycle eau-vapeur d'une centrale thermique. Le cycle de Rankine ne considère que deux transformations isothermes et deux transformations isentropiques tandis que celui de Hirn intègre une phase de surchauffe de la vapeur à l'issue de la vaporisation. Ce dernier est le plus représentatif du fonctionnement d'un cycle eau-vapeur d'une centrale thermique.

La figure 19 propose une représentation des différentes transformations du cycle de Hirn [1].

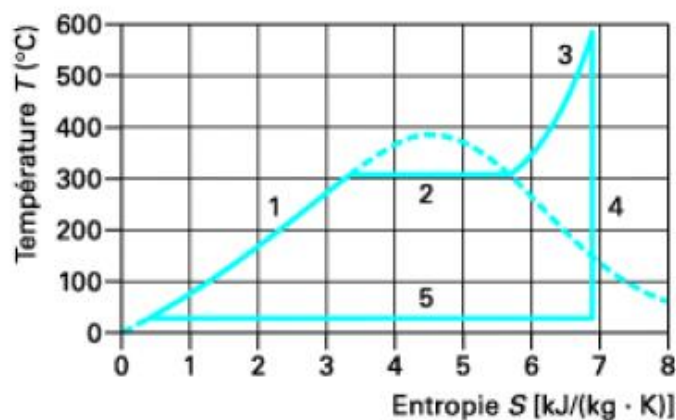


Figure I.7 : Cycle de Hirn sur un diagramme T- S [1].

Les transformations 1, 2 et 3 (figure I.7) caractérisent l'échange avec la source chaude, tandis que la transformation 5 (figure I.7) correspond à la condensation de la vapeur par la source froide.

Le travail du circuit de pompage alimentaire (mise en pression de l'eau) n'est pas mentionné sur le diagramme.

En détail, les transformations thermodynamiques correspondent à :

Étape 1 : échauffement de l'eau dans le ou les économiseur(s) ;

Étape 2 : évaporation dans l'évaporateur au niveau de pression considéré ;

Étape 3 : surchauffe de la vapeur dans le ou les surchauffeurs ;

Étape 4 : détente de la vapeur dans la turbine à vapeur ;

Étape 5 : condensation de la vapeur dans le condenseur [1].

I.6. Association des deux cycles (Joule et Hirn)

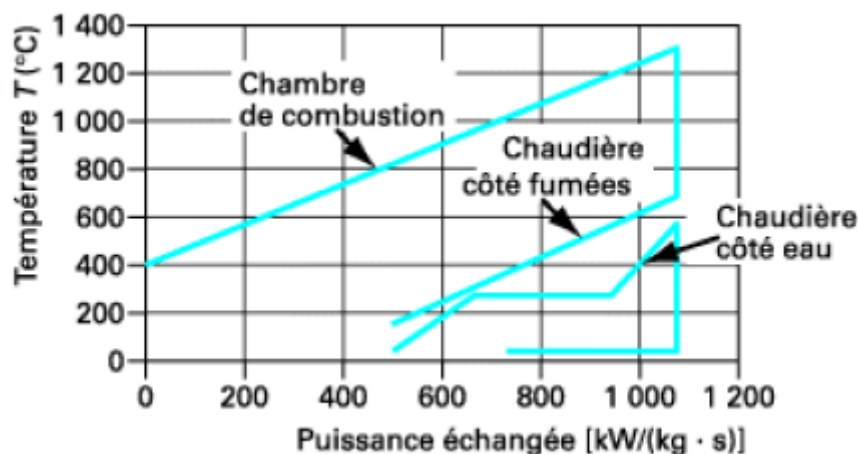


Figure I.8 : Combinaison des deux cycles (Joule et Hirn) [1].

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

La représentation simultanée du cycle de Joule et de Hirn sur un diagramme $T-S$ présente une difficulté liée à l'irréversibilité des échanges thermiques dans les échangeurs de la chaudière de récupération.

La quantité de chaleur cédée par les fumées est égale à celle absorbée par l'eau/vapeur.

Cela explique pourquoi, sur un diagramme $T-S$, il n'est pas possible de superposer rigoureusement les deux cycles sur le même domaine entropique.

Par contre, la puissance thermique échangée dans la chaudière de récupération est conservative, ce qui permet de réaliser un diagramme $T = f(Q)$ afin d'illustrer la complémentarité des cycles de Joule et de Hirn.

Le cycle eau-vapeur de la figure 20 est représentatif d'une installation à un niveau de pression (1P). La puissance thermique échangée dans l'installation est portée en abscisse [1].

I.7. Les avantages et les inconvénients du cycle combiné:

I.7.1. Les avantages

- Cette technologie demande un Investissement plus faible que d'autres Type de centrales.
- Conventionnelles de puissance plus forte.
- Assure un rendement énergétique Nettement supérieur à celui d'une centrale Thermique classique (65% contre 38%). Ce Type de centrale peut être facilement Implanté au plus près des lieux de Consommation (Zones urbaines..).
- Les centrales à cycle combiné Permettent de réduire de 50% les Emissions de CO₂, de diviser par trois les Oxydes d'azotes (NO_x) et de supprimer les Rejets d'oxydes de soufre (SO₂) par rapport Aux moyens de production thermique à Flamme (classique).
- En outre, lorsque la combustion Utilise du gaz naturel, cela ne produit ni Particules de poussière ni odeurs.

I.7.2. Les inconvénients

- La combustion d'une énergie fossile Entraîne inévitablement le rejet de gaz à Effet de serre (le gaz carbonique CO₂) dans L'atmosphère. C'est le principal polluant De ces centrales.
- La plupart des turbines dites (à gaz) Peuvent brûler divers combustibles liquides, Et c'est la teneur en soufre du combustible Utilisé qui provoque la présence d'oxydes De soufre à l'échappement.

I.8. Modélisation des cycles combinés

I.8.1. Généralités sur les logiciels

Un logiciel est, selon le vocabulaire officiel de l'informatique, l'ensemble des programmes, procédés et règles, et éventuellement de la documentation, relatifs au fonctionnement d'un ensemble de traitement de données.

Il s'agit donc d'un ensemble plus ou moins complexe d'instructions, écrites dans un langage de programmation qui peut être un langage compilé ou un langage interprété ayant vocation à être exécutées par un processeur, c'est-à-dire par un ordinateur, un terminal mobile (téléphone, tablette, etc.) ou par des dispositifs plus rudimentaires ou plus évolués (lecteur de carte à puce, robot, objet connecté tel qu'enceinte intelligente, etc.)

Il existe de nombreuses typologies de logiciels, selon qu'on se place 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 ,ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES), THERMOPTIM).

a. Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES)

EES est 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.

EES est un acronyme pour Engineering Equation Solver. La fonction de base fournie par EES est la résolution d'un ensemble d'équations algébriques. EES peut également résoudre des équations différentielles, les équations avec des variables complexes, l'optimisation, la régression linéaire et non linéaire, générer des graphiques de qualité publication, simplifier les analyses d'incertitude et fournir des animations.

EES peut être utilisé pour de nombreuses applications d'ingénierie. Il convient parfaitement à l'enseignement des cours de génie mécanique et à la pratique de l'ingénierie [10].

b. Présentation de THERMOPTIM

Le progiciel Thermoptim (www.thermoptim.org) fournit un environnement de modélisation intégrant de manière profondément interconnectée un éditeur de schémas / écran synoptique, des diagrammes interactifs, des fonctions de simulation et une méthode d'optimisation basée sur la méthode du pincement. Son objectif est double : faciliter et sécuriser la modélisation des technologies de conversion de l'énergie [11].

THERMOPTIM permet de faire :

- Représentation par simple assemblage graphique de systèmes énergétiques très variés de complexités diverses
- Modélisation phénoménologique ou/et technologique des composants
- Extension du noyau du progiciel permettant l'ajout de composants externes et le pilotage personnalisé des calculs
- Un outil utilisable aussi bien pour l'initiation que pour résoudre des problèmes industriels En effet, THERMOPTIM permet de calculer automatiquement l'état complet (température, pression, volume massique, enthalpie, énergie interne, entropie, exergie, titre) de différents fluides, qui peuvent être des gaz idéaux ou des vapeurs condensables.

De plus, le progiciel possède une base de données des propriétés thermodynamiques des corps les plus couramment rencontrés en pratique.

- Un outil comme ThermoOptim permet de compléter un enseignement classique de la thermodynamique par une grande diversité d'activités pédagogiques, qui peuvent être regroupées en deux principales catégories : celles de découverte et initiation, notamment par exploration de modèles prédéfinis, et celles de construction de modèles [11].

I.9.Revues bibliographiques

Zaversky,F., Les I., Sorbet P., Sánchez M.,Valentin,B., Brau J-F., Siros F ont élaboré une étude qui 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 [12]. 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, S., Ma, Z., Zhang, K., & Deng, K. 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 [13].

Rovira, A., Abbas, R., Sánchez, C., Muñoz, M.ont présenter une étude qui analyse un cycle combiné solaire intégré qui, comme nouveauté, inclut une turbine à gaz avec récupération partielle. On suppose une installation solaire classique comprenant des miroirs paraboliques avec une huile thermique. Ce champ alimente un générateur de vapeur solaire travaillant en parallèle avec l'évaporateur haute pression du générateur de vapeur à récupération de chaleur. L'installation est conçue pour équilibrer l'alimentation solaire du cycle à vapeur avec la puissance thermique transférée à l'air dans le récupérateur avant son introduction dans la chambre de combustion. Ainsi, seule une fraction des gaz d'échappement de la turbine passe par le récupérateur. La production de vapeur supplémentaire due à la contribution solaire est atténuée par la puissance inférieure disponible à l'évaporateur du générateur de vapeur à récupération de chaleur, ce qui permet d'obtenir un fonctionnement constant de la turbine à vapeur indépendamment de la contribution solaire. Les résultats montrent que la proposition atteint de meilleures performances et un coût de production plus faible que les cycles combinés solaires intégrés conventionnels. En outre, une nouvelle proposition pour évaluer

les performances de la centrale et les évaluations économiques est introduite, qui s'est avérée utile pour comprendre correctement les résultats obtenus. Afin d'effectuer des comparaisons, une CCGT conventionnelle sans intégration solaire est définie comme centrale électrique de référence. Dans cette configuration, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont dirigés vers une chaudière à double niveau de pression qui alimente la turbine à vapeur du cycle de Rankine [14].

Al-Zareer, M., Dincer, I., Rosen, M. A., se sont intéressés à l'étude d'un système intégré de gazéification du charbon à cycle combiné pour la production d'hydrogène et d'électricité est optimisé en termes d'efficacité énergétique et d'exergie, ainsi que de quantité et de coût de l'hydrogène et de l'électricité produits. Le système intégré est optimisé en se concentrant sur le processus de conversion du charbon en gaz de synthèse. Un nouveau processus d'optimisation est développé, qui intègre un réseau neuronal artificiel et un algorithme génétique. Le système de gazéification est modélisé et simulé avec Aspen Plus pour de larges gammes de conditions de fonctionnement, où la méthode du réseau neuronal artificiel est utilisée pour représenter mathématiquement les résultats de la simulation [15].

Kibria K. Roman et Jedediah B. Alvey ont introduit une méthode de sélection de moteur de production d'électricité (turbines, moteur diesel etc.) adéquat basée sur des critères économique, de consommation d'énergie et des émissions. Pour cela, des simulations ont été effectuées pour un immeuble de service de taille moyenne situé dans un climat froid et humide (Chicago, IL) en utilisant un moteur à combustion interne (MCI) à échange de chaleur, une micro-turbine et une pile à combustible. Les résultats indiquent des réductions des émissions pour chacun des trois types de moteurs, avec une meilleure réduction pour le moteur à combustion interne, suivie de la pile à combustible, puis la micro-turbine. La consommation d'énergie primaire est réduite dans chacun des trois cas classés dans cet ordre, la pile à combustible suivie de près du MCI, puis la micro-turbine. Cependant, les considérations économiques indiquent que la pile à combustible ne serait pas convenable. Le MCI serait plus économique, suivie de la micro-turbine [2].

Position de problème

Chapitre II. Position de problème

1. Introduction

Le but recherché à travers la présente étude est l'optimisation thermodynamique et économique des cycles combinés auquel 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.

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].

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 ce faire, on se propose de faire l'étude et la simulation numérique d'un cycle combiné. La turbine à gaz est le composant principal de la centrale en produisant environ 2/3 de la puissance. Les turbines à vapeur d'un cycle combiné sont d'une taille modeste comparées aux turbines des grandes centrales conventionnelles dont le rendement est faible. Ceci tient au fait que seul un tiers environ de la puissance du cycle combiné est produit par la turbine à vapeur. Pour cela, nous réalisons cette étude à l'aide d'une turbine à gaz simple couplée avec un cycle de Rankine simple.

Pour assurer le fonctionnement optimal du cycle combiné, il se trouve une température critique de sortie des gaz, définie par la température de pincement et la température d'approche du l'échangeur en dessous et au-delà de laquelle le rendement du cycle chute progressivement. L'objet de notre travail est de fixer ces paramètres opérationnels de l'échangeur de chaleur et varier la pression de saturation de la vapeur générée et la température de sortie des gaz du 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 du l'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.

La simulation numérique constitue un outil d'aide incontournable pour prédire les paramètres optimaux de fonctionnement de cycle afin d'avoir les meilleures performances et rendement. Le logiciel de calcul et de simulation EES est utilisé pour la modélisation et la simulation numérique dans le cas présent [2].

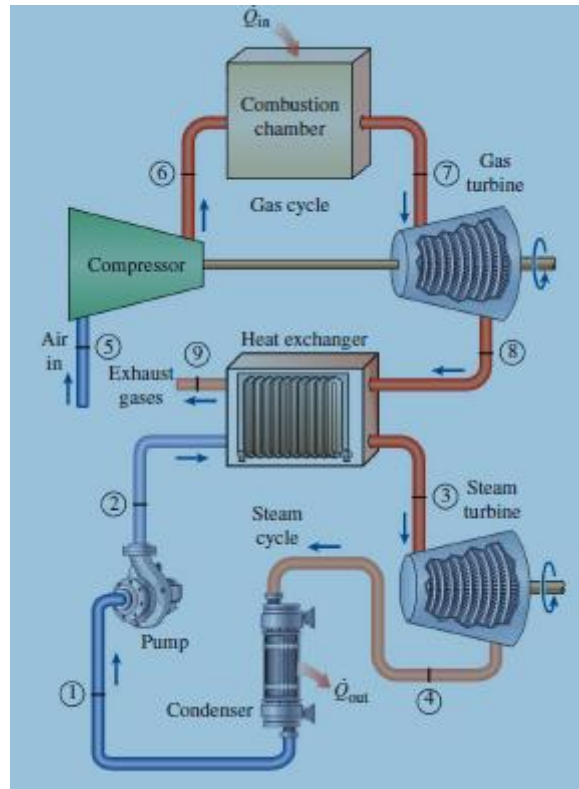


Figure II-1 - Centrale électrique combinée gaz-vapeur

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 utilisée pour les calculs. Les **tables 1** et **2** contiennent les valeurs fournies par des références bibliographiques et exploitées pour les calculs de cycle combiné.

Table 1 : Données opérationnelles de la TAG.

composants	Paramètres	Symboles	Unités	Valeurs
Compresseur	Température de l'entrée d'air	T_5	[°C]	27
	Pression d'entrée d'air	P_5	[kPa]	14.7
	Taux de compression	r_5	----	12
	Rendement isentropique	η_c	----	82%

Turbine à gaz	Température d'admission des gaz	T_7	[K]	1400
	Rendement mécanique de TAG	η_{TG}	-----	86%
Echangeur de chaleur	Température de sortie des gaz	T_9	[K]	460
	Pression de la sortie d'échangeur	$P_9=P_5$	[KPa]	14.7

Table 2 : Donnés opérationnelles de la TAV.

composants	Paramètres	Symboles	Unités	Valeurs
Turbine à vapeur	Température d'admission de la vapeur	T_3	[K]	673
	Pression d'entrée de la turbine à vapeur	P_3	[kPa]	8000
	Rendement isentropique	η_{TV}	-----	86%
Condenseur	Pression de condenseur	P_4	[kPa]	20
Pompe	Rendement isentropique de la pompe	η_{PP}	-----	100%

4. Modélisation thermodynamique de l'installation

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 adiabatique vis-à-vis du milieu extérieur ;
- On néglige les variations des énergies cinétiques et potentielle ;
- 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 ;
- L'enthalpie des gaz (fumées) est en fonction de température et de pression ;

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

4.1. Compresseur

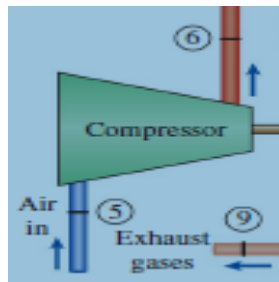


Figure II-2 – Schéma descriptive de compresseur.

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

On a le rendement de compresseur est donné par ;

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

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

Le rendement adiabatique du compresseur, $W_C > W_{C,isen}$

$$h_5 + W_C = h_{6s} \quad (\text{II.3})$$

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

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

$$r_5 = \frac{P_6}{P_5} \quad (\text{II.4})$$

$$\rightarrow P_6 = r_5 \cdot P_5 \quad (\text{II.5})$$

Avec r_5 : le taux de compression

Donc h_6 est donné par :

$$h_5 + W_C = h_6 \quad (\text{II.6})$$

4.2. Chambre de combustion

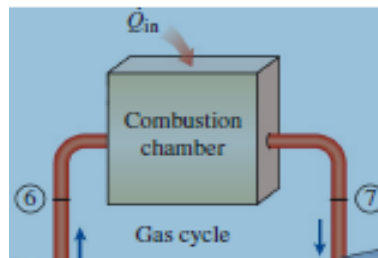


Figure II-3 - Schéma descriptive de chambre de combustion

La chambre de combustion n'est pas parfaite puisqu'il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement, donc seul le débit du combustible brûlé « m_c » apporte de l'énergie au fluide actif. La composition des gaz change après la combustion et le fluide de travail n'est plus l'air pur issu du compresseur, mais un mélange d'air et des produits de combustion (à savoir principalement le CO_2 , H_2O , CO , NO_x et autres). Pour cela on tient compte du débit des gaz « m_c » dans les calculs. Le processus de combustion est représenté par le segment (6-7) sur la figure II-1.

Le bilan énergétique dans la chambre de combustion peut être établi comme suit:

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

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_g \cdot Q_{in} \quad (\text{II.7})$$

Où

$$Q_{in} = h_7 - h_6 \quad (\text{II.8})$$

Avec :

$$h_7 = W_{TG, isn} - h_{8s} \quad (\text{II.9})$$

\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.

4.3. Turbine de la détente à gaz

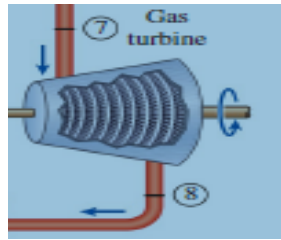


Figure II-4 - Schéma descriptive de la turbine à gaz.

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 .

Le travail de la turbine de détente est donné par :

$$W_{TG} = (h_7 - h_8) \quad (\text{II.10})$$

h_8 Est calculée à partir de rendement isentropique de la turbine de détente

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{W_{TG, isn}} \quad (\text{II.11})$$

Ou

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

Donc :

$$h_8 = h_7 - \eta_{TG}(h_7 - h_{8s}) \quad (\text{II.13})$$

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

On a

$$S_{8s} = S_7 \quad (\text{II.14})$$

P_8 est déterminé par le taux de détente de la turbine

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

Donc ;

$$P_8 = r_5 \cdot P_7 \quad (\text{II.16})$$

La puissance nette délivrée par la turbine à gaz est :

$$\dot{W}_{TAG} = \dot{m}_g \cdot (W_{TG} - W_C) \quad (\text{II.17})$$

On définit également le rapport de travail de retour BWR (Back Work Ratio) qui désigne la fraction de puissance de la turbine nécessaire pour l'entraînement de compresseur.

$$BWR = \frac{\dot{m}_g \cdot W_C + \dot{m}_v \cdot W_{PP}}{\dot{m}_g \cdot W_{TG} + \dot{m}_v \cdot W_{TV}} \quad (II.19)$$

4.4. Échangeur de chaleur

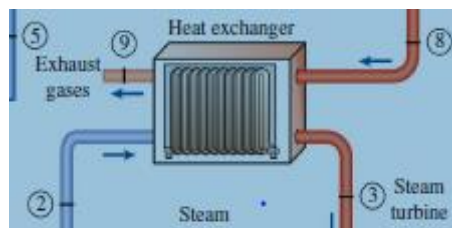


Figure II-5 - Schéma descriptive de l'échangeur de chaleur.

$$\dot{Q}_{EC} + \dot{Q}_{\text{évap}} = 0 \quad (II.20)$$

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_8 - h_9) \quad (II.21)$$

$$\dot{Q}_{\text{évap}} = \dot{m}_v \cdot (h_3 - h_2) \quad (II.22)$$

$$\dot{m}_{gaz} \cdot h_8 + \dot{m}_v \cdot h_3 = \dot{m}_{gaz} \cdot h_9 + \dot{m}_v \cdot h_2 \quad (II.23)$$

Avec :

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

4.5. Turbine de détente à vapeur

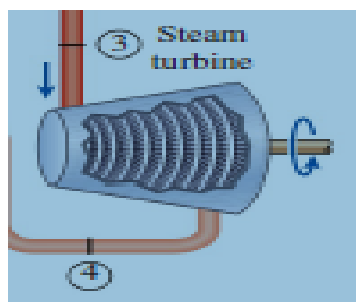


Figure II-6 - Schéma descriptive de la turbine à vapeur.

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 :

$$W_{TV} = (h_3 - h_4) \quad (\text{II.24})$$

Le rendement isentropique de la turbine est donnée par :

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{W_{TV, isn}} \quad (\text{II.25})$$

$$\eta_{TV} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{II.26})$$

h_{4s} Est déterminé par le EES en fonction de S_{4s} et P_4

$$S_{4s} = S_3$$

Donc :

$$h_4 = h_3 - \eta_{TV}(h_3 - h_{4s}) \quad (\text{II.27})$$

Avec ;

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_v \cdot Q_{out} \quad (\text{II.28})$$

D'où

$$Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (\text{II.29})$$

La puissance de la turbine est donnée par :

$$\dot{w}_{TAV} = \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{pmp}) \quad (\text{II.30})$$

4.6. Equation du condenseur

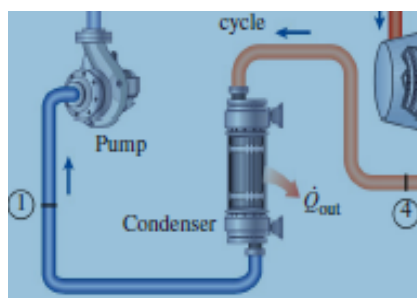


Figure II-7 - Schéma descriptive de condensateur.

Le condenseur le bilan thermique s'exprime en ;

$$\dot{m}_v \cdot C_{p_v} \cdot (T_{out} - T_{in}) = \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_1) \quad (\text{II.31})$$

4.7. Pompe d'alimentation

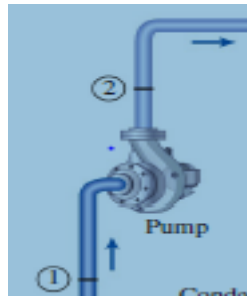


Figure II-8 - Schéma descriptive de la pompe.

Le processus (1–2) sur la figure II.1, représente le travail de la pompe d'alimentation.

Travail de pompe isentropique en supposant un volume spécifique constant ;

$$W_{PP,s} = V_1(P_2 - P_1) \quad (\text{II.32})$$

V_1 : Volume d'eau pompée à la sortie du condenseur

P_1 : Pression du condensateur ($P_1 = P_C$)

P_2 : Pression d'entrée de l'échangeur théoriquement égale à la pression de l'échangeur

Définition de l'efficacité de la pompe ;

$$W_{PP} = \frac{W_{PP,s}}{\eta_{PP}} \quad (\text{II.33})$$

h_4 : Enthalpie à la rentrée du condenseur

h_1 : Enthalpie à la sortie du condenseur

D'où

$$h_1 + W_{PP} = h_2 \quad (\text{II.34})$$

4.8. 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 :

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{TAG} + \dot{W}_{TAV} \quad (\text{II.35})$$

D’où

$$\dot{W}_{CC} = \dot{m}_g \cdot (W_{TG} - W_C) + \dot{m}_v \cdot (W_{TV} - W_{PP}) \quad (\text{II.36})$$

Le rendement thermique est :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{II.37})$$

On a le rapport de réseau (Network Ratio) égale à ;

$$\text{NR} = \frac{\dot{W}_{TAG}}{\dot{W}_{TAV}} \quad (\text{II.38})$$

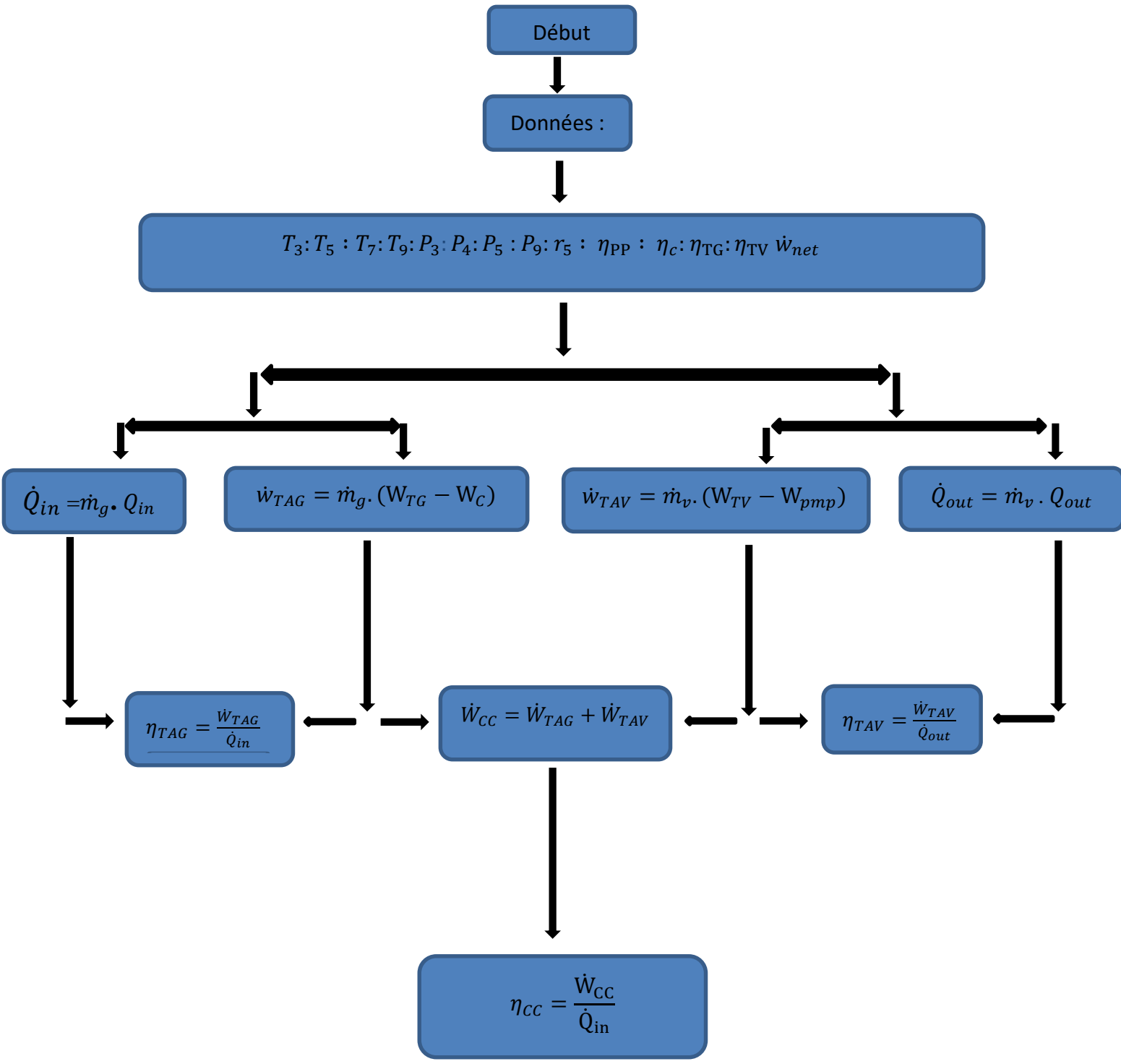
5. Méthode de simulation numérique utilisée

Notre simulation numérique est assurée en utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver ou solveur d’équations pour l’ingénierie) qui est avant tout un outil mathématique de résolution des systèmes d’équations. La méthode de pincement et d’approche est utilisée pour déterminer la température critique de sortie des gaz de l’échangeur. Ainsi, des modèles thermodynamiques spécifiques à l’eau (IAPWS) et pour le gaz (Air_ha) sont utilisées. Ils vont permettre de calculer les enthalpies de l’eau et des gaz à des températures et des pressions fixées. Le logiciel a été choisi parce qu’il comporte :

- les bases de données thermodynamiques ;
- les méthodes de résolution d’équation ;
- l’interface graphique adaptée

Les bases de données thermodynamiques regroupent les grandeurs fondamentales nécessaires à l’estimation des propriétés en phases liquide et gazeuse de nombreuses substances. On trouvera 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].

6. Organigramme de calcul numérique



7. Conclusion

Ce chapitre permet de positionner explicitement le problème à travers la formulation détaillée de tous les modèles utilisés pour la simulation numérique du cycle combiné. La formulation du problème, a pour objectif principal de déterminer la fonction objective, c'est-à-dire qu'en fonction d'un certain nombre de données de base, on désire parvenir à un but recherché, 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. Cela a permis de détailler tous les calculs utilisés dans le cadre de l'étude et en fin la méthode de simulation numérique [2].

Résultats et discussions

Chapitre III. Résultats et discussions

III.1. Introduction

Nous avons détaillé dans le chapitre précédent les modèles mathématiques permettant la modélisation thermodynamique 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 à gaz, la température et la puissance et d'autres sur le fonctionnement et le rendement 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. Avec l'augmentation du taux de compression, les figures révèlent une augmentation plus nette dans un premier temps des puissances utiles et des rendements de la turbine à gaz et du cycle combiné. Cette augmentation devient légère pour des taux de compression dépassant les 17 et après on remarque une diminution de rendement du cycle. Pour le cycle de Rankine, l'augmentation du taux de compression se matérialise par des baisses légères de puissance utile du cycle de Rankine. L'augmentation du taux de compression implique une augmentation de la pression et de la température à la sortie du compresseur.

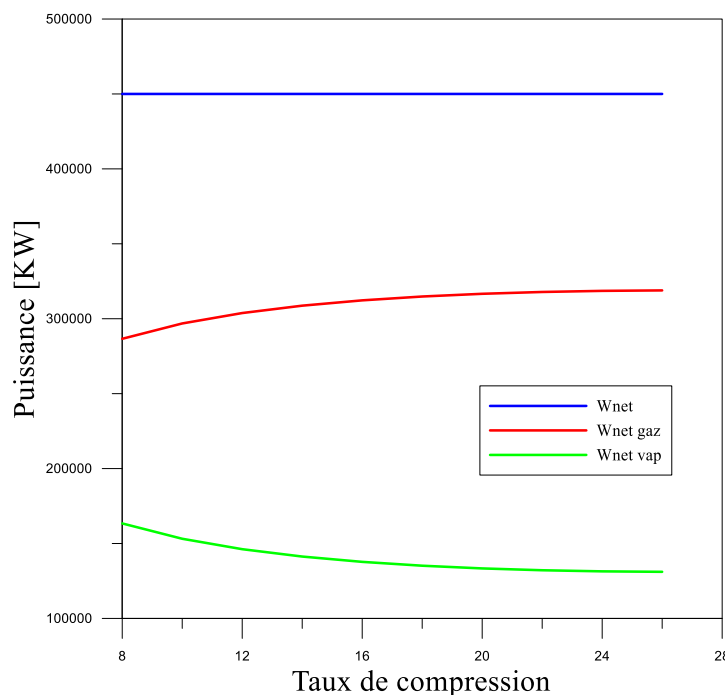


Figure. III. 1 : Variation des puissances en fonction de taux de compression

La figure.III.1 : montre l'effet du taux de compression sur la variation des différentes puissances produites dans le cycle combinée, la turbine à gaz et la turbine à vapeur. La variation des différentes puissances augment avec l'augmentation du taux de compression.

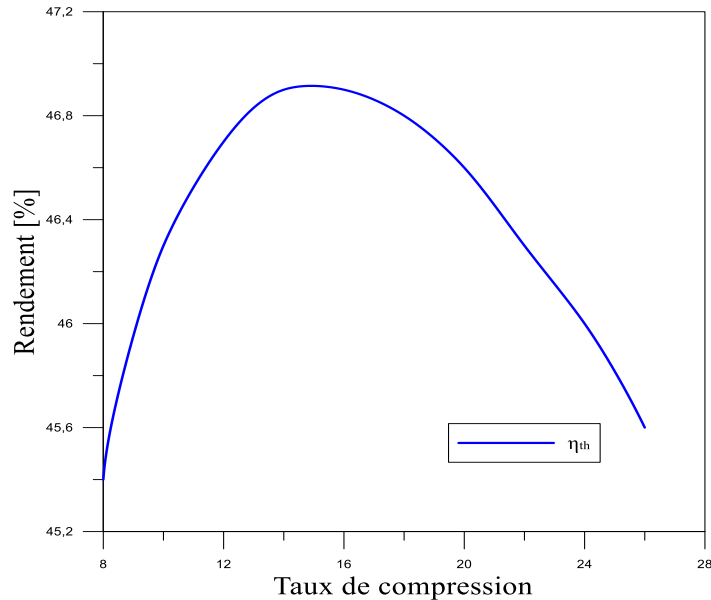


Figure. III.2 La variation de rendement thermique du cycle combinée avec le taux de compression

La figure. III.2 illustre la variation de rendement thermique du cycle combinée en fonction du taux de compression, l'augmentation de taux de compression conduit à l'augmentation du rendement thermique du cycle combinée jusqu'à le maximum, en outre le rendement thermique il se diminue.

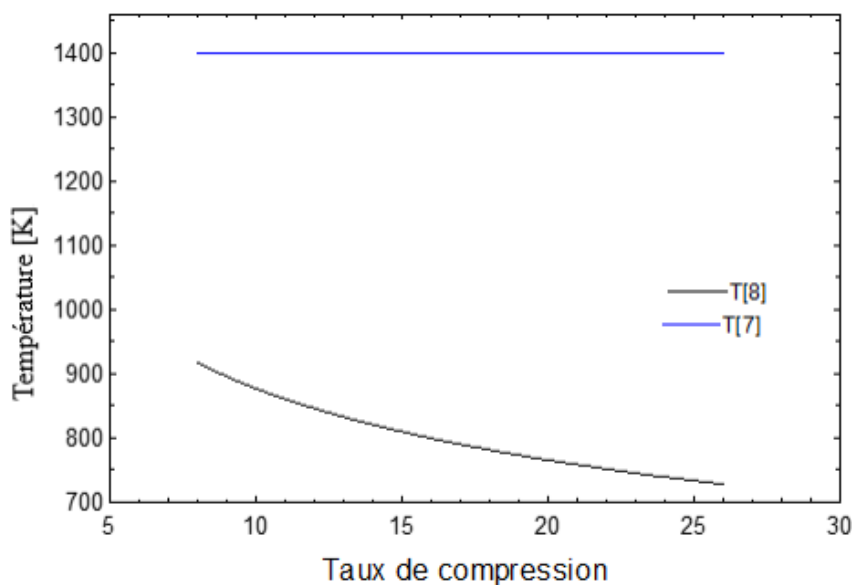


Figure. III. 3 : Variations des températures d'admission (T7) et de sortie (T8) de la turbine à gaz en fonction du taux de compression

La figure. III. 3 représente les variations des températures d'admission et de sortie de la turbine à gaz en fonction du taux de compression, avec l'augmentation du taux de compression la température d'admission reste constante, et la température de sortie de la turbine à gaz elle se diminue.

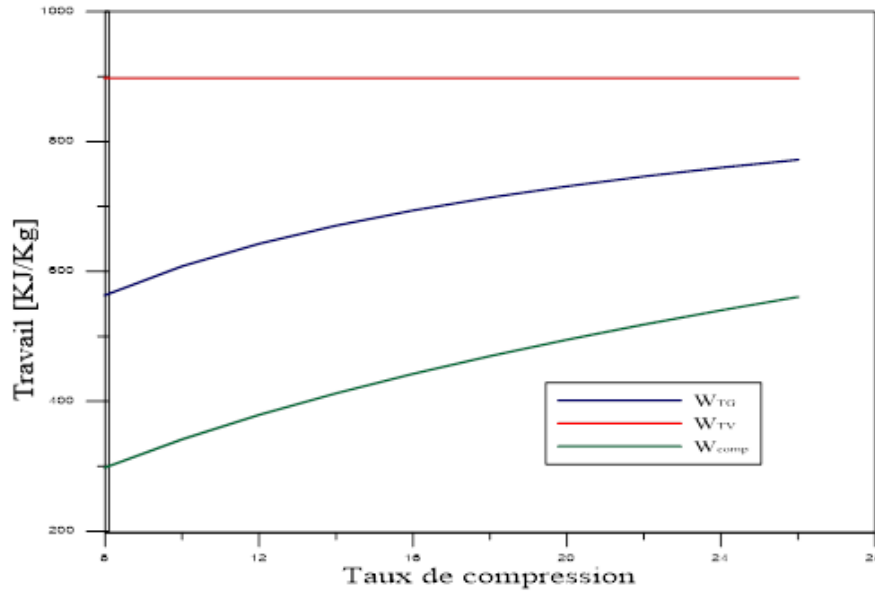


Figure. III.4 Les variations de travail de la turbine à gaz, la turbine à vapeur et le travail de compresseur avec le taux de compression

La figure III.4 montre la variation du travail thermique de la turbine à gaz, turbine à vapeur et le travail de compresseur en fonction du taux de compression. L'augmentation du taux de compression conduit à une augmentation du travail thermique global de compresseur et de la turbine à gaz, par contre le travail de la turbine à vapeur reste constante.

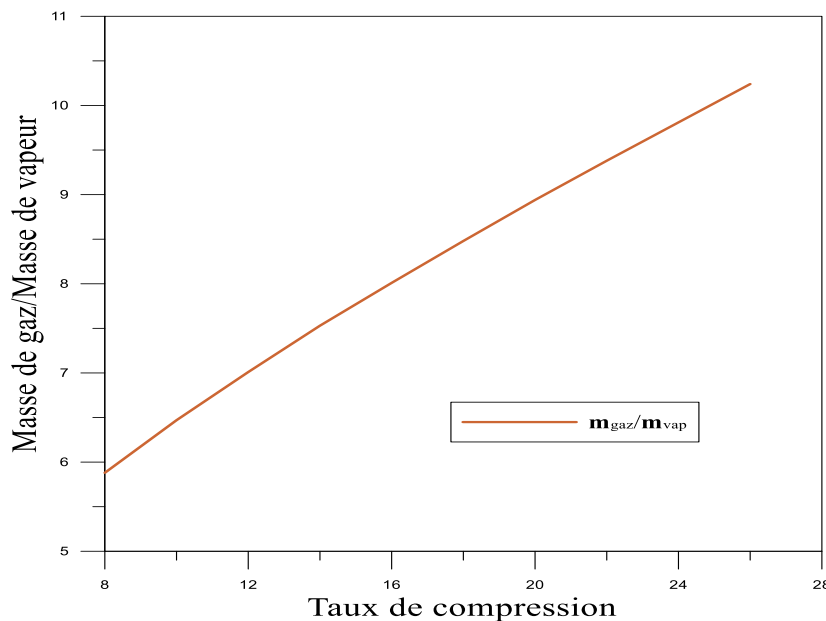


Figure. III.5 Les variations de rapport de masse [Masse de gaz /Masse de vapeur] avec le taux de compression

La figure. III.5 illustre l'effet du taux de compression avec les variations de rapport de masse [Masse de gaz/Masse de vapeur], On constate à travers cette figure que les variations de rapport de masse augmentent avec l'augmentation du taux de compression.

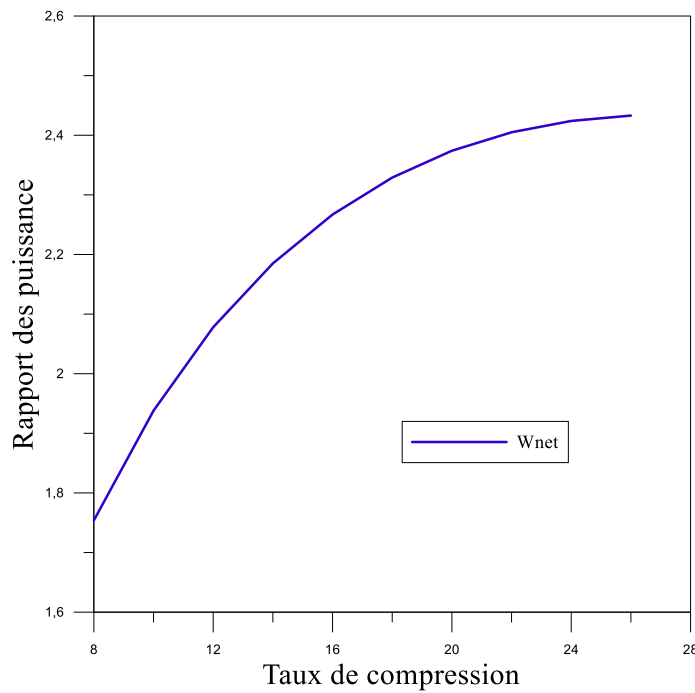


Figure. III.6 La variation de rapport des puissances en fonction de taux de compression

La figure. III.6 montre la variation de rapport des puissances en fonction de taux de compression, à travers cette figure on remarque que la variation de rapport des puissances augmentent avec l'augmentation de taux de compression.

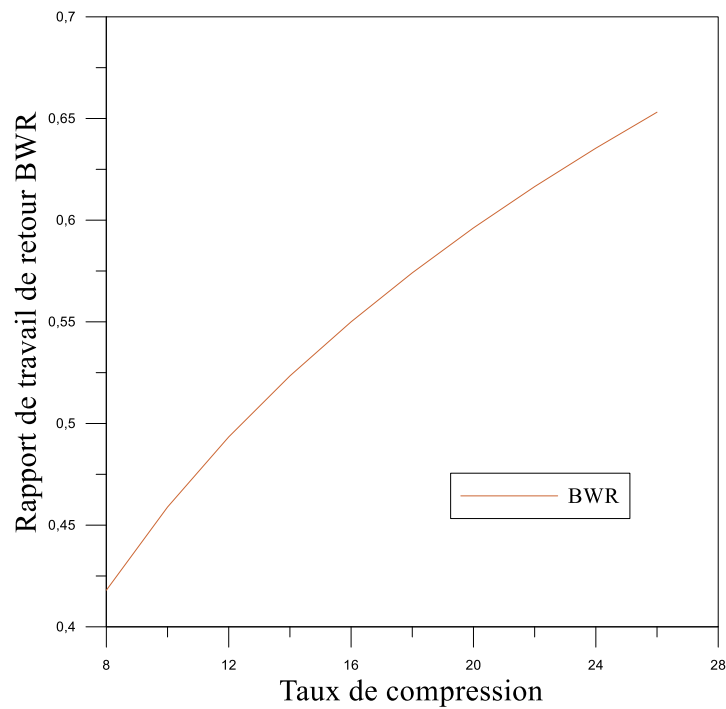


Figure. III.7 La variation de rapport du travail de retour (BWR) en fonction de taux de compression

La figure. III.7 montre le rapport de travail de retour aux fonctions du taux de compression. On constate que la variation de rapport du travail de retour augment avec l'augmentation de taux de compression.

III.3. Effet de variation de débit de gaz

La variation du débit de gaz influe directement sur les performances du cycle combiné et le cycle de Baryton et le cycle de Rankine.

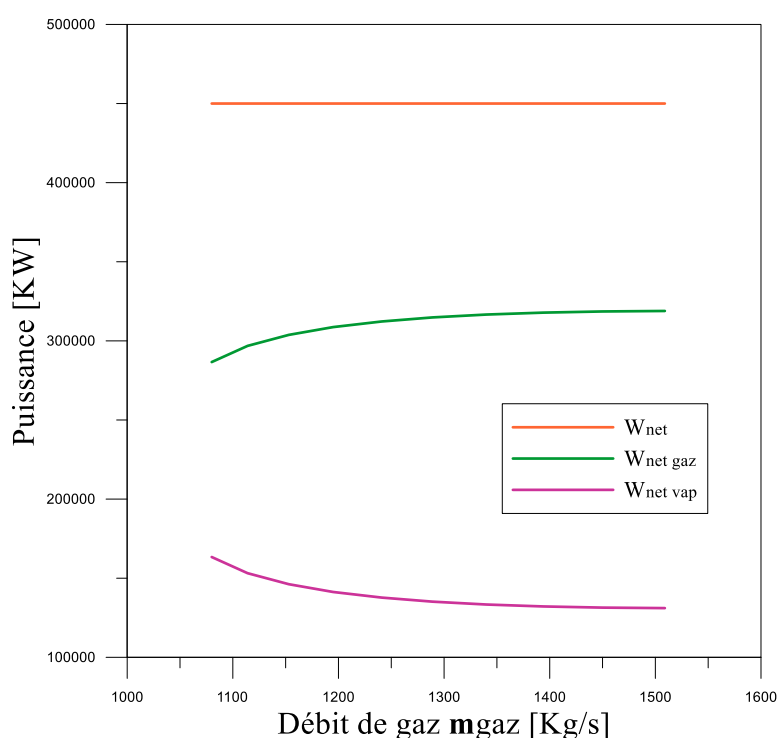


Figure. III. 8 : Variations des puissances utiles en fonction du débit de gaz

La figure III.8 présente l'évolution des puissances du cycle à gaz, du cycle à vapeur et du cycle combiné en fonction du débit de gaz. L'évolution montre que le débit de gaz a une influence directe sur les performances des différents composants. Il est évident qu'une augmentation du débit implique l'augmentation de la puissance de cycle à gaz et la puissance net de cycle combinée et la diminution de la puissance du cycle à vapeur

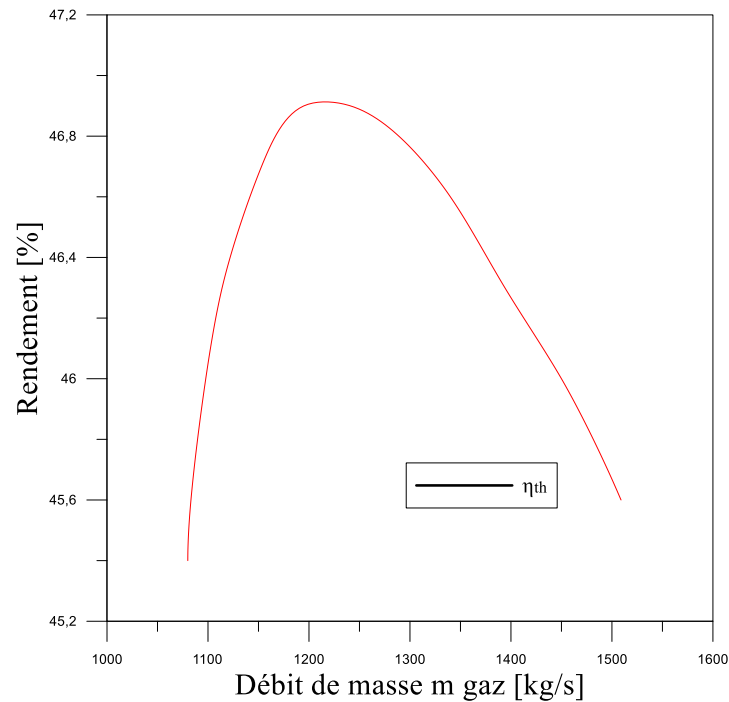


Figure. III.9: Variation de rendement en fonction du débit de gaz

La figure. III.9 montre la variation du rendement thermique global en fonction du débit de gaz. L'augmentation du débit de gaz conduit à une augmentation du rendement thermique global jusqu'à une certaine valeur après on remarque une diminution de rendement.

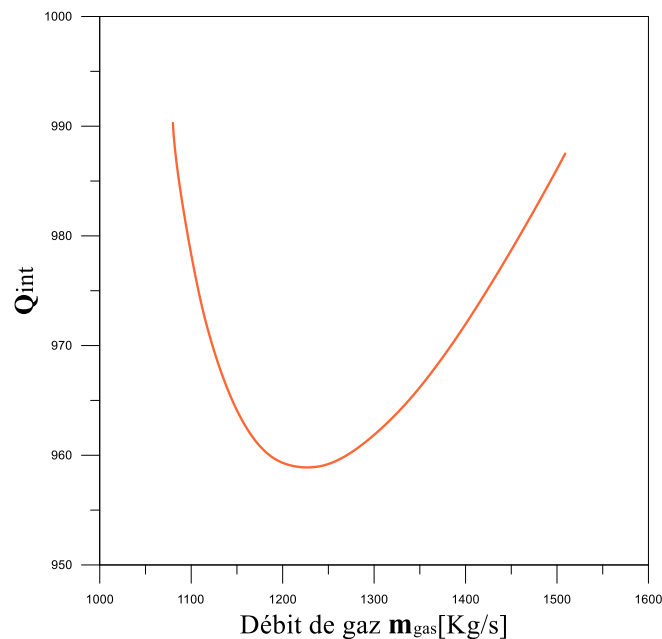


Figure. III.10 : Variation de la chaleur récupérée dans l'échangeur en fonction du débit de gaz

La figure. III.10 illustre la Variation de la chaleur récupéré dans l'changeur en fonction du débit de gaz. L'augmentation du débit de gaz conduit à une diminution de la chaleur récupéré dans l'échangeur jusqu'à une certaine valeur après on remarque une augmentation plus nette de la chaleur récupéré dans l'échangeur.

III.4. Profil de récupération de chaleur dans l'échangeur de la chaleur

L'augmentation de la récupération de chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz implique une diminution de la température (T_9) à la sortie du l'échangeur de chaleur.

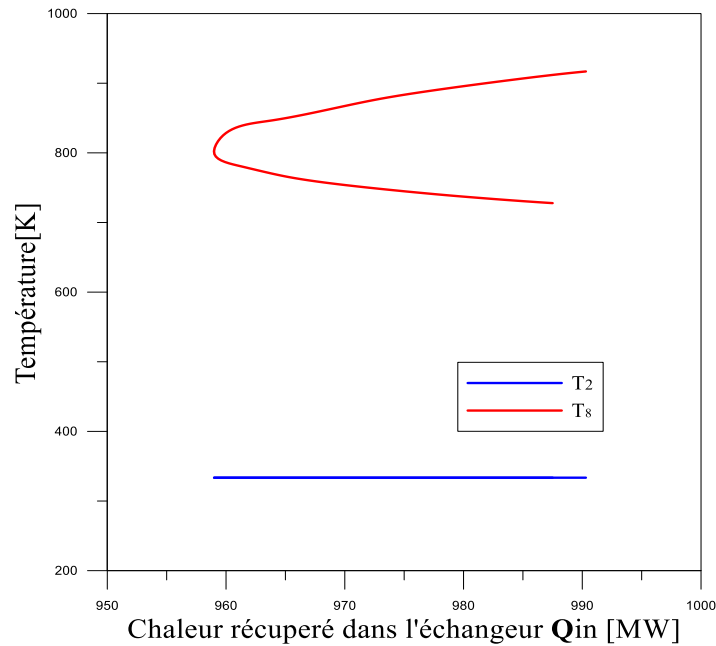


Figure. III.11 : Variation de température en fonction de la chaleur récupérée dans l'changeur

La figure III.11 présente le profil des températures de la vapeur et des gaz dans l'échangeur de chaleur. Il est remarqué clairement le profil de température de gaz (T_8) augment avec l'augmentation de la chaleur récupéré dans l'échangeur de chaleur, et la température de vapeur (T_2) reste constante.

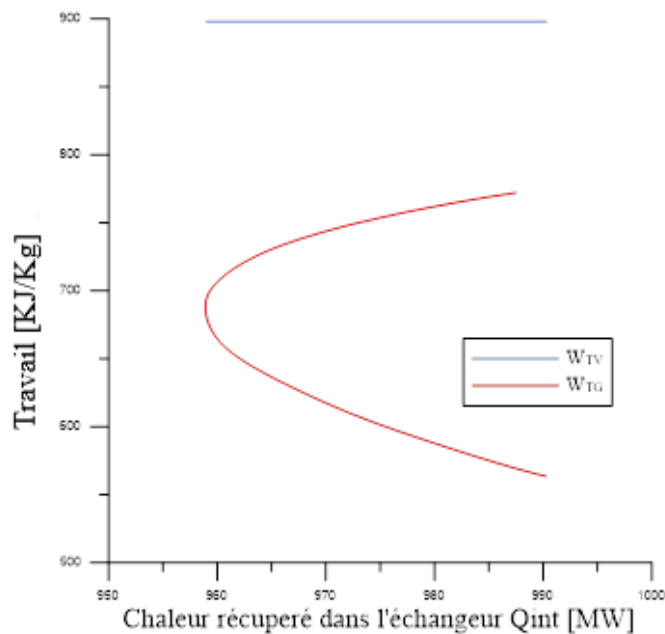


Figure. III.12 : Variation de travail en fonction de la chaleur récupéré dans l'changeur

La figure. III.12 illustre la variation de travail en fonction de la chaleur récupéré dans l'échangeur, on constate une relation de correspondance proportionnelle entre la chaleur récupéré dans l'échangeur et le travail de la turbine à gaz, l'augmentation de la chaleur récupéré dans l'échangeur de chaleur conduit à l'augmentation de travail de la turbine à gaz, comme on remarque que le travail de la turbine à vapeur reste constante

III.5. Comparaison entre le cycle réel et le cycle idéal

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique.

La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc.

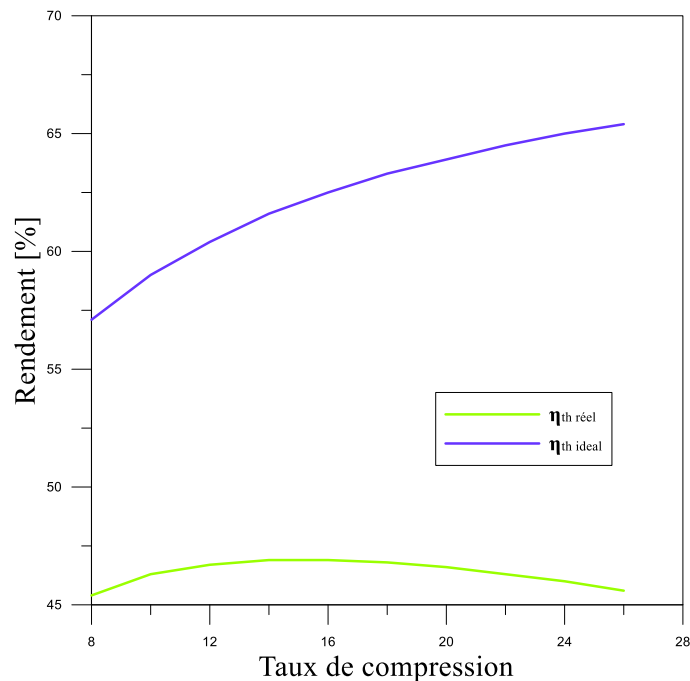


Figure. III.13 variations de rendement théorique réel et idéal en fonction du taux de compression

La figure III.13 représente la variation des rendements réels et idéals en fonction de taux de compression, D'après cette figure on remarque que le rendement théorique réel et idéal augmentent avec l'augmentation du taux de compression.

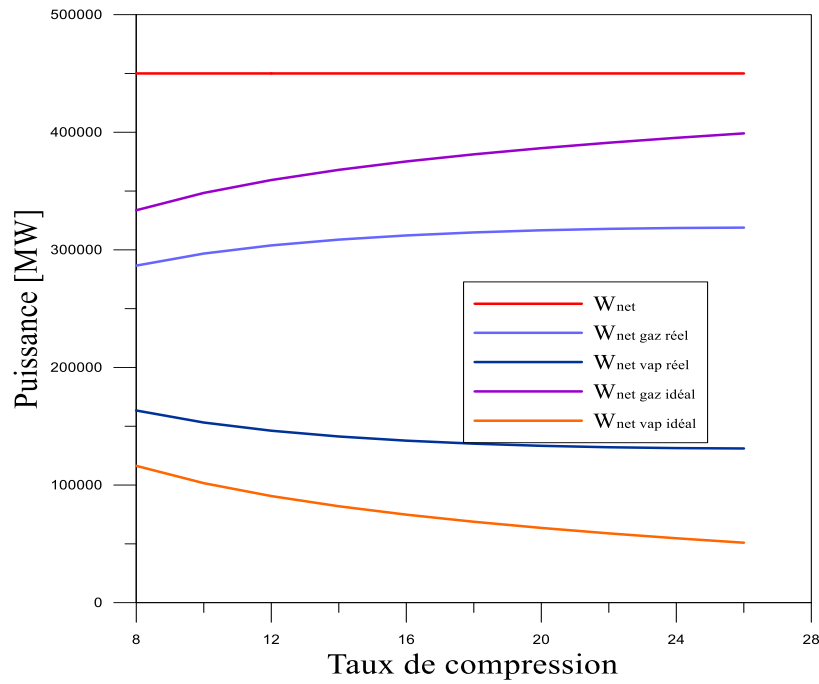


Figure. III.14 : Variation des puissances en fonction de taux de compression

La figure III.14 illustre la variation des puissances en fonction de taux de compression, cette figure montre que la puissance nette réelle et idéale de la turbine à vapeur diminue avec l'augmentation de taux de compression, et la puissance nette réelle et idéale de la turbine à gaz augment avec l'augmentation de taux de compression. La puissance nette du cycle combinée reste constante.

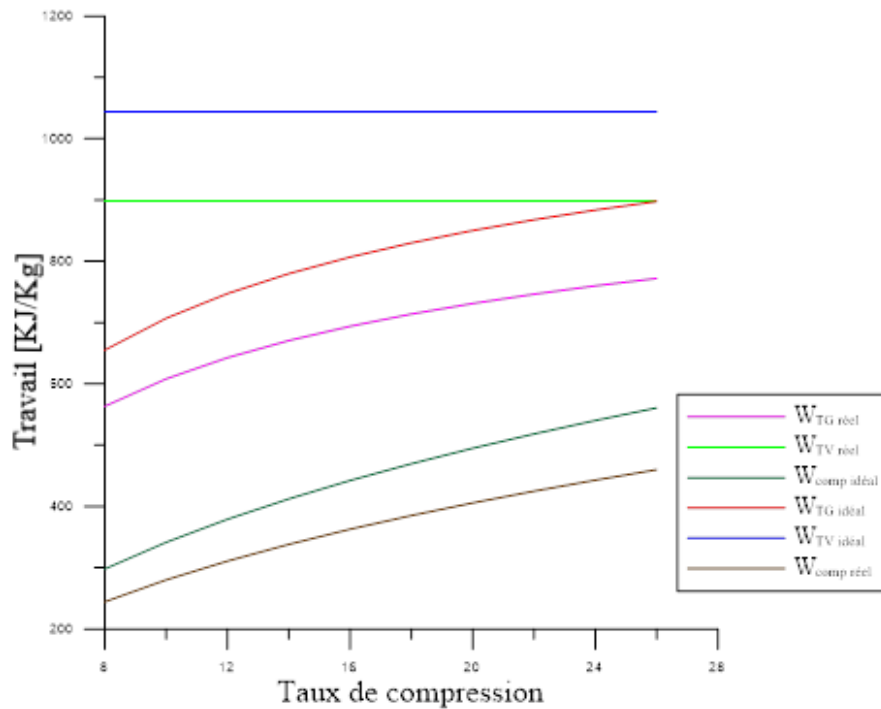


Figure. III.15 Les variations de travail réel et idéal avec le taux de compression

La figure III.15 représente la variation de travail réel et idéal en fonction de taux de compression, à travers de cette figure il est remarquable que le travail réel de la turbine à gaz et le travail réel de la turbine à vapeur et le travail réel de compresseur et le travail idéal de (la turbine à gaz, turbine à vapeur, compresseur) augmentent avec l'augmentation du taux de compression, comme on remarque que le travail dans le cas idéal sont élevés que le cas réel à cause des pertes et des frottements.

III.6. Diagramme (T-S) de différents cycles

Les figures suivantes représentent les deux cycles composants le cycle combiné à savoir le cycle de Brayton et le cycle de Rankine.

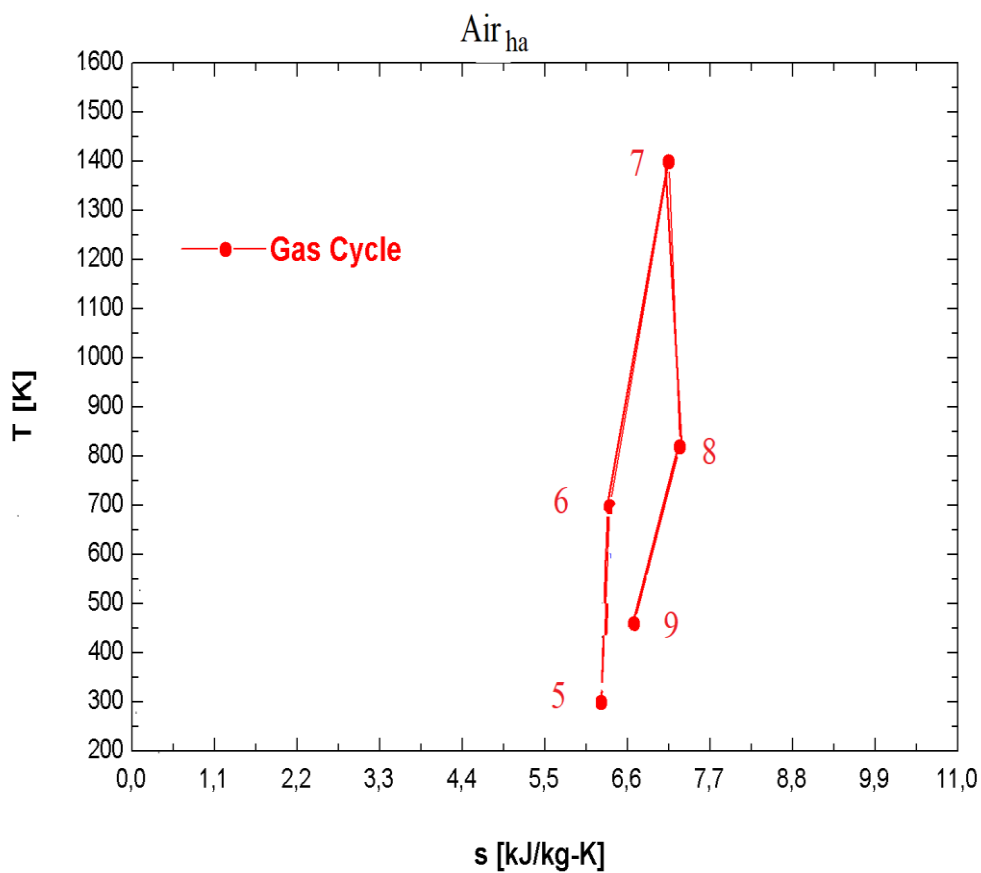


Figure. III. 16 : Diagramme (T-S) de cycle de Brayton

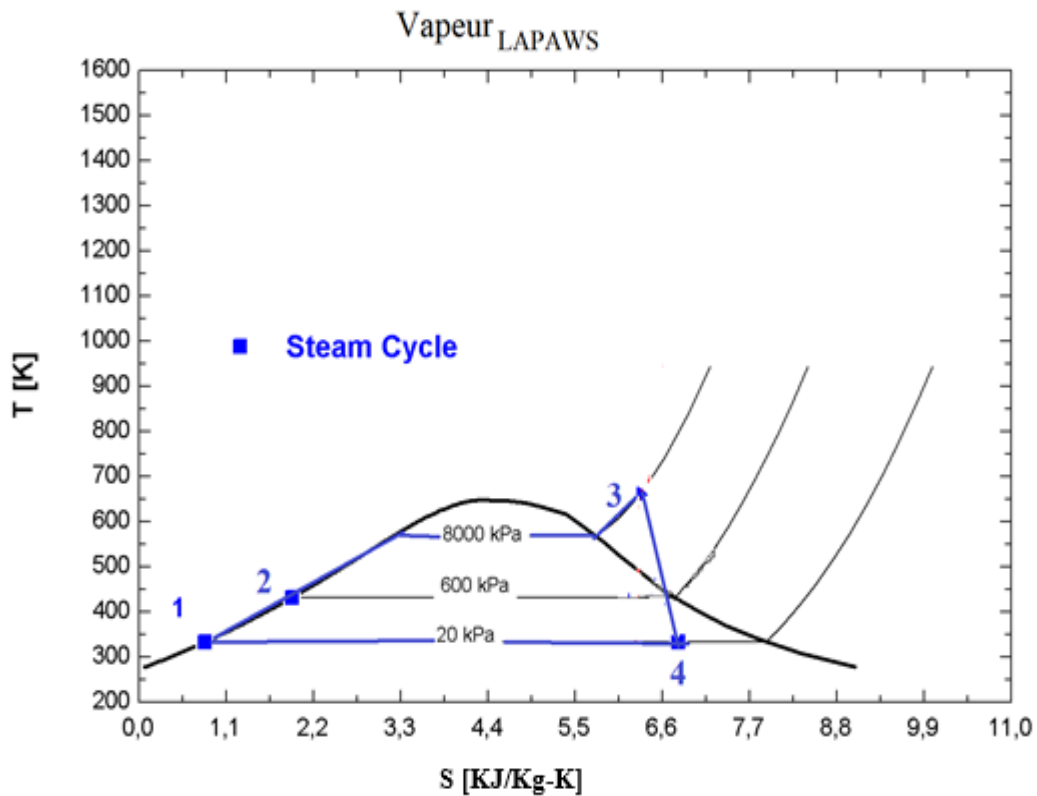


Figure. III 17 : Diagramme (T-S) de cycle de Rankine surchauffé

III.7. Conclusion

Dans ce chapitre, les différents résultats de la simulation numérique du cycle combiné sont présentés et discutés. Les résultats sont sous formes des graphes. Il a été procédé à des variations de certains paramètres au niveau des différents composants du cycle combiné. Ainsi pour la turbine à gaz, on a varié le taux de compression et le débit du gaz, ce qui nous a permis de voir leurs effets sur les puissances de la turbine à gaz et du cycle combiné. De manière générale, les performances augmentent avec les augmentations du taux de compression et du débit de gaz. Dans l'échangeur de chaleur, une analyse de l'effet de la récupération de la chaleur, est effectuée. Cela a permis de mettre en évidence leurs influences sur le cycle et surtout de déterminer une température critique qui dépend du pincement. En fin, l'analyse des différentes figures obtenues à partir de la simulation, permet de prévoir les paramètres permettant le fonctionnement optimal de cycle.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail effectué dans ce mémoire de master, a porté sur l'étude et la simulation numérique d'un cycle combiné avec un échangeur de chaleur ayant un seul niveau de pression. 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.

Un accent particulier a été porté sur l'analyse de certains paramètres de l'échangeur de chaleur afin d'assurer un fonctionnement optimal avec une meilleure efficacité énergétique. Ainsi, l'analyse de l'effet de pincement et d'approche a permis de trouver la température critique de sortie des gaz de l'échangeur. Celle-ci détermine la récupération de chaleur dans l'échangeur.

Pareillement, l'attention a été portée aussi, sur l'effet de la variation de la pression de saturation de la vapeur. Le niveau de cette pression détermine la température de saturation de la vapeur et la température de la vapeur surchauffée, 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 ;
- Le débit de gaz constitue un moyen pour réguler la quantité de chaleur fournie par la combustion, et donc les températures d'admission de la turbine à gaz. Ainsi pour des températures élevées, les performances et le rendement de cycle combiné se trouvent améliorées. Cependant ces températures doivent être compatibles avec la limite des matériaux de la turbine ;
- Le fonctionnement de l'échangeur est assuré pour des valeurs de la température de sortie des gaz au-delà de la température critique ;
- La récupération de chaleur dans l'échangeur augmente de manière linéaire et inversement proportionnelle avec la température de sortie des gaz ;
- De manière générale, pour une température de sortie des gaz fixe, l'augmentation de la pression de saturation de la vapeur implique un accroissement de la puissance de la turbine à vapeur et par conséquent celle du cycle combiné. L'augmentation de la pression de saturation doit être dans les limites de contraintes de la turbine à vapeur car cette pression détermine la température de la vapeur surchauffée.

Au terme de ce mémoire, on peut dire que les résultats obtenus 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 comprendre le cycle étudié.

Bibliographie

- [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] ANTIR MOHAMMED, A, et KHEDIMO MOHAMED, A, Contribution à l'amélioration de performance énergétique de la station de pompage du gaz naturel de SONATRACH HASSI BERKINE , mémoire pour l’obtention d’un diplôme de master ,GENIE MECANIQUE ,UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA, 2016/2017.
- [4] CHEKCHAK, Bisma. *Analyse thermodynamique d’une centrale thermique hybride solaire/gaz*. 2014. Thèse de doctorat. Université de Batna 1-Hadj Lakhder.
- [5] TAMIMOUNT, A, ‘ ‘effet de la variation des paramètres économiques sur la rentabilité des turbines à gaz et des cycles combinées’’, mémoire pour l’obtention d’un diplôme de master, CONVERSION D’ENERGIE, Université M’hamede Bougra de Boumerdes, 2016/2017.
- [6] Nick,K, ‘ ‘Turbine à vapeur –Description et caractéristique ‘ ‘ URL :<https://www.thermal-engineering.org>, 19-02-2020].
- [7] 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.
- [8] GICQUEL, Renaud. Cycles organiques de Rankine COR. 2016.
- [9] <http://www.leseoliennes.be/economieolien/turbinegaz.htm>
- [10] KLEIN, Sanford A. et ALVARADO, F. L. *EES: Engineering equation solver for the Microsoft Windows operating system*. F-Chart software, 1992.
- [11] GICQUEL, Renaud. Un logiciel pédagogique pour la formation des ingénieurs: Thermoptim. In : *Fluides de travail pour la production de froid*. 2017.
- [12] ZAVERSKY, F, LES, I, SORBET, P, *et al.* 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.
- [13] 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.
- [14] ROVIRA, A, ABBAS, R, SÁNCHEZ, Consuelo, *et al.* Proposal and analysis of an integrated solar combined cycle with partial recuperation. *Energy*, 2020, vol. 198, p. 117379.
- [15] AL-ZAREER, M, DINCER, I, et ROSEN, M A. Multi-objective optimization of an integrated gasification combined cycle for hydrogen and electricity production. *Computers & Chemical Engineering*, 2018, vol. 117, p. 256-267.

Résumé

La consommation de l'énergie est restée très longtemps stable lorsque l'homme ne l'utilisait que pour sa survie et ses besoins alimentaires. Une augmentation brutale des besoins en énergie est apparue, celle-ci ne cessait de croître de façon explosive sous l'effet conjoint de l'augmentation de la population et du développement industriel. Ce qui conduirait dans un proche avenir, à un épuisement des ressources énergétiques fossiles non renouvelables et à une dégradation de l'environnement. Nous sommes alors contraints de faire la recherche d'autres ressources d'énergie. De préférence, nous nous orientons vers la recherche de ressources énergétiques qui soient durables telle que les énergies renouvelables. Le solaire thermique, le photovoltaïque, la géothermie, l'énergie éolienne et la biomasse sont toutes des sources régénérables. Il est nécessaire de les intégrer et de les adapter à nos besoins. L'un des problèmes à vaincre est celui du transport de ces énergies jusqu'aux points d'utilisation. Quand c'est possible, le transport de l'énergie électrique semble le mieux adapté. Or, la production de l'électricité à grande échelle par conversion de l'énergie solaire est possible en concentrant le rayonnement solaire, grâce aux systèmes de centrales CSP (Concentrated Solar Power) pour actionner un cycle thermodynamique efficace et produire de l'électricité en faisant tourner une ou des turbines à vapeur combinées à une ou des turbines à gaz « cycle combiné ». Ces centrales 'gaz-vapeur' sont conçues pour pouvoir récupérer les chaleurs dégagées dans les fumées de la turbine à gaz, sortant à haute température pour être utilisées à la génération de la vapeur. L'objectif dans ce papier est de montrer l'optimisation et le rendement d'un tel cycle en faisant une simulation numérique de ses constituants à l'aide d'un logiciel (EES) qui pourrait nous aider à modéliser les systèmes énergétiques, à établir un bilan exergétique et à connaître les éléments responsables des irréversibilités afin de chercher à les réduire. Les résultats ont montré qu'une centrale à un niveau de pression comporte de fortes irréversibilités internes.

Mots clés : cycle combiné, simulation, modélisation.

Abstract

For a long time, energy consumption remained stable when man only used it for his survival and food needs. A sudden increase in energy needs has appeared, which has continued to grow explosively under the combined effect of population growth and industrial development. This would lead in the near future to a depletion of non-renewable fossil energy resources and to environmental degradation. We are therefore forced to look for alternative energy resources. Preferably, we are looking for energy resources that are sustainable, such as renewable energies. Solar thermal, photovoltaic, geothermal, wind anergie and biomass are all regenerable sources. It is necessary to integrate and adapt them to our needs. One of the problems to overcome is the transport of these energies to the points of use. Where possible, the transport of electrical energy seems to be the most suitable. However, large-scale electricity generation by converting solar energy is possible by concentrating solar radiation, using Concentrated Solar Power (CSP) systems to drive an efficient thermodynamic cycle and produce electricity by running a steam turbine(s) combined with a gas turbine(s) "combined cycle". These 'gas-steam' plants are designed to be able to recover the heat from the gas turbine flue gases, which are released at high temperature for use in steam generation. The objective of this paper is to show the optimisation and efficiency of such a cycle by numerically simulating its components using software that could help us to model the energy systems, to establish an exergy balance and to know the elements responsible for the irreversibilities in order to try to reduce them. The results showed that a power plant at one pressure level has high internal irreversibilities.

Key words: Combined cycle, simulation, modélisation.

Résumé

La consommation de l'énergie est restée très longtemps stable lorsque l'homme ne l'utilisait que pour sa survie et ses besoins alimentaires. Une augmentation brutale des besoins en énergie est apparue, celle-ci ne cessait de croître de façon explosive sous l'effet conjoint de l'augmentation de la population et du développement industriel. Ce qui conduirait dans un proche avenir, à un épuisement des ressources énergétiques fossiles non renouvelables et à une dégradation de l'environnement. Nous sommes alors contraints de faire la recherche d'autres ressources d'énergie. De préférence, nous nous orientons vers la recherche de ressources énergétiques qui soient durables telle que les énergies renouvelables. Le solaire thermique, le photovoltaïque, la géothermie, l'énergie éolienne et la biomasse sont toutes des sources régénérables. Il est nécessaire de les intégrer et de les adapter à nos besoins. L'un des problèmes à vaincre est celui du transport de ces énergies jusqu'aux points d'utilisation. Quand c'est possible, le transport de l'énergie électrique semble le mieux adapté. Or, la production de l'électricité à grande échelle par conversion de l'énergie solaire est possible en concentrant le rayonnement solaire, grâce aux systèmes de centrales CSP (Concentrated Solar Power) pour actionner un cycle thermodynamique efficace et produire de l'électricité en faisant tourner une ou des turbines à vapeur combinées à une ou des turbines à gaz « cycle combiné ». Ces centrales 'gazvapeur' sont conçues pour pouvoir récupérer les chaleurs dégagées dans les fumées de la turbine à gaz, sortant à haute température pour être utilisées à la génération de la vapeur. L'objectif dans ce papier est de montrer l'optimisation et le rendement d'un tel cycle en faisant une simulation numérique de ses constituants à l'aide d'un logiciel (EES) qui pourrait nous aider à modéliser les systèmes énergétiques, à établir un bilan exergetique et à connaître les éléments responsables des irréversibilités afin de chercher à les réduire. Les résultats ont montré qu'une centrale à un niveau de pression comporte de fortes irréversibilités internes.

Mots clés : cycle combiné, simulation, modélisation.

Abstrac

For a long time, energy consumption remained stable when man only used it for his survival and food needs. A sudden increase in energy needs has appeared, which has continued to grow explosively under the combined effect of population growth and industrial development. This would lead in the near future to a depletion of non-renewable fossil energy resources and to environmental degradation. We are therefore forced to look for alternative energy resources. Preferably, we are looking for energy resources that are sustainable, such as renewable energies. Solar thermal, photovoltaic, geothermal, wind anergie and biomass are all regenerable sources. It is necessary to integrate and adapt them to our needs. One of the problems to overcome is the transport of these energies to the points of use. Where possible, the transport of electrical energy seems to be the most suitable. However, large-scale electricity generation by converting solar energy is possible by concentrating solar radiation, using Concentrated Solar Power (CSP) systems to drive an efficient thermodynamic cycle and produce electricity by running a steam turbine(s) combined with a gas turbine(s) "combined cycle". These 'gassteam' plants are designed to be able to recover the heat from the gas turbine flue gases, which are released at high temperature for use in steam generation. The objective of this paper is to show the optimisation and efficiency of such a cycle by numerically simulating its components using software that could help us to model the energy systems, to establish an exergy balance and to know the elements responsible for the irreversibilities in order to try to reduce them. The results showed that a power plant at one pressure level has high internal irreversibilities.

Key words: Combined cycle, simulation, modélisatio