



UNIVERSITE DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master ou Licence en
Spécialité :

Installations énergétiques et turbomachines

Titre du Sujet :

**Etude d'un cycle combiné muni d'une chaudière de
récupération avec plusieurs niveaux de pression**

Promoteur :

Pr. B.BOUMEDDANE

Réalisé par :

BENSALAH ADEL

TAHAR ERRAHMANI YUCEF

DJOUABI ABDELKARIM

Promotion : 2022/2023

Sommaire

CHAPITRE I : CYCLE COMBINÉ

Introduction générale.....	1
I.1. cycle combine.....	1
I.1.1. Historique du cycle combiné.....	1
I.1.2. Définition du cycle combiné	2
I.1.3. Différents types de cycles combinés	3
I.1.4. Principe de fonctionnement de cycle Rankine simple	5
I.1.5. Principe de fonctionnement de cycle combiné simple	6
I.1.6. Les avantages et les inconvénients du cycle combiné	6
I.2. Turbine à gaz	7
I.2.1. Historique de la turbine à gaz	7
I.2.2. Définition turbine à gaz	7
I.2.3. Composants d'une turbine à gaz	8
I.2.4. La chaudière de récupération (HRSG)	9
I.2.5. Présentation générale.....	10
I.2.6. Chaudière à un niveau de pression	11
I.2.7. Chaudière de récupération à deux niveaux de pressions.....	12
I.2.8. Arrangement en cascade ou série.....	12
I.2.9. Arrangement en parallèle.....	13
I.2.10. Chaudière de récupération à trois niveaux de pressions.....	13
I.2.11. Le principe de fonctionnement	13
I.2.12. Descriptif.....	14
I.3. Turbine à vapeur	15
I.3.1. Introduction.....	15
I.3.2. Définition.....	15
I.3.3. Principes généraux de fonctionnement de la turbine à vapeur.....	15
I.3.4. Types des turbines à vapeur	16
I.3.5. Les principaux composants des turbines à vapeur	16
I.4. Conclusion	17

CHAPITRE II : ANALYSE DE CYCLE COMBINÉ

II.1. Introduction.....	19
II.2. analyse du cycle à turbine à gaz.....	19
a. Composition du combustible.....	19
b. Reaction de combustion.....	20
II.2.1. Analyse énergétique d'un turbine a gaz.....	21
a. Compresseur.....	22
b. Chambre de combustion.....	22
c. Turbine.....	23
II.2.2. Performance de turbine à gaz.....	23
II.3. Analyse du cycle à vapeur à un seul niveau de pression.....	24
a. Pompe.....	25
b. Chaudière de récupération.....	25
c. Turbine à vapeur.....	25
d. Condenseur.....	25
II.3.1. Performance de cycle vapeur.....	26
II.3.2. Performance de cycle combiné à un seul niveau.....	26
II.4. Analyse énergétique du cycle combiné à deux niveau de pression.....	27
a. Chaudière de recuperation.....	28
b. Turbine à gaz.....	28
c. Turbine à vapeur hp.....	28
d. Turbine à vapeur bp.....	28
e. Condenseur.....	28
II.4.1. Les performances de cycle vapeur	29
II.4.2. Les performances de cycle à combiné	29
II.5. Analyse énergétique du cycle combiné à trois niveaux de pression	30
II.5.1. Performance de turbine à vapeur basse pression	31
II.5.2. Performance de cycle combiné à trois niveau de pressions	32
II.6. Conclusion	32

CHAPITRE III : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

III.1. Introduction	34
III.2. Présentation de ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES)	34
III.3. Cycle d'une turbine à gaz	34
III.4. Cycle de turbine à vapeur	35
III.4.1. Un seul niveau de pression	35
III.4.2. Deuxièmes niveaux de pression	40
III.4.3. troisièmes niveaux de pression	54
III.5. Résultats de l'analyse énergétique	72
III.6. Conclusion	73

CONCLUSION GÉNÉRAL

Conclusion général	75
--------------------------	----

Liste des figures

Figure. I.1 : Principe de fonctionnement de cycle combiné.....	3
Figure I.2. Fonctionnement d'un cycle de Brayton simple	5
Figure I.3.Fonctionnement d'un cycle de Rankine simple.....	5
Figure I.4. Fonctionnement d'un cycle combiné simple.....	6
Figure.I.5 Schéma d'une turbine à gaz simple.....	7
Figure I.6: Photo d'une Chaudière.....	9
Figure II.1:	
A .Schéma du cycle de turbine à gaz simple.....	19
B. diagramme T, S de turbine à gaz simple.....	19
Figure (II.2) : schéma de principe du cycle combiné à un seul niveau de pression.....	24
Figure (II.3) : schéma de principe d'une du cycle à vapeur à deux niveaux de pressions.	27
Figure (II.4) : schéma de principe du cycle à vapeur à trois niveaux de pressions.....	30
Figure III.1 : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à un seul niveau.	36
Figure III.2 variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de haute pression.....	37
Figure III.3. variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de base pression.....	38
Figure III.4.variation de travail de turbine à vapeur par rapport de haute pression	39
Figure III.5. variation de travail de turbine à vapeur par rapport de base pression.....	40
Figure III.6 : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle vapeur à deuxième niveau de pression.	41
Figure III.7 :variation de travail de turbine à vapeur par rapport de haut pression.	42
Figure III.8 : variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de haut pression.	43
Figure III.9: variation de rendement cycle combiné par rapport de haut pression.....	44
Figure III.10: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de haut pression.	45
Figure III.11: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression.	46
Figure III.12: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression.	47
Figure III.13: variation de rendement cycle combiné par rapport de moyenne pression.	48
Figure III.14: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression.	49

Figure III.15 : variation de travail de turbine à vapeur par rapport de base pression.	50
Figure III.16: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de base pression.	51
Figure III.17: variation de rendement cycle combiné par rapport de base pression.	52
Figure III.18: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de base pression.	53
Figure III.19: Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle vapeur àtroisièmes niveau de pression.	55
Figure III.20: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de haut pression.	56
Figure III.21: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de haut pression.	57
Figure III.22: variation de rendement cycle combiné par rapport de haut pression.	58
Figure III.23: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de haut pression.	59
Figure III.24: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 1	60
Figure III.25:variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 1.	61
Figure III.26: variation de rendement cycle combiné par rapport de moyenne pression 1.	62
Figure III.27: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 1.	63
Figure III.28: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 2.	64
Figure III.29: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 2.	65
Figure III.30: variation de rendement cycle combiné par rapport de moyenne pression 2	66
Figure III.31: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 2.	67
Figure III.32: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de base pression.	68
Figure III.33: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de base pression.	69
Figure III.34: variation de rendement cycle combiné par rapport de base pression.....	70
Figure III.35: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de base pression.....	71

Liste des tableaux

Tableau .II.1- Composition molaire du gaz naturel.....	20
Tableau (III.1) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à gaz.....	35
Tableau (III.2) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à vapeur Un seul niveau de pression.....	36
Tableau (III.3) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de turbine à vapeur	37
Tableau (III.4) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de turbine à vapeur	38
Tableau (III.5) : variation de pression (hp) en fonction de travail thermique	39
Tableau (III.6) : variation de pression (bp) en fonction de travail thermique	40
Tableau (III.7) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à vapeur à deux niveaux de pression.....	41
Tableau (III.8) : variation de pression (hp) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur.....	42
Tableau (III.9) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de turbine à vapeur	43
Tableau (III.10) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de cycle combiné	44
Tableau (III.11) : variation de pression (hp) en fonction de puissance de turbine à vapeur	45
Tableau (III.12) : variation de pression (mp) en fonction de travail thermiques de turbine à vapeur.....	46
Tableau (III.13) : variation de pression (mp) en fonction de rendement de turbine à vapeur	47
Tableau (III.14) : variation de pression (mp) en fonction de rendement de cycle combiné.....	48
Tableau (III.15) : variation de pression (mp) en fonction de puissances de turbine à vapeur.....	49
Tableau (III.16) : variation de pression (bp) en fonction de puissance de turbine à vapeur.....	50
Tableau (III.17) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de turbine à vapeur	51
Tableau (III.18) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de cycle combiné.....	52
Tableau (III.19) : variation de pression (bp) en fonction de puissance de turbine à vapeur	53
Tableau (III.20) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à vapeur à trois niveaux de pression.....	54
Tableau (III.21) : variation de pression (hp) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur	56
Tableau (III.22) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de turbine à vapeur	57
Tableau (III.23) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de cycle combiné.....	58

Tableau (III.24) : variation de pression (h_p) en fonction de puissance de turbine à vapeur .	59
Tableau (III.25) : variation de pression (mp_1) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur.	60
Tableau (III.26) : variation de pression (mp_1) en fonction de rendement de turbine à vapeur.	61
Tableau (III.27) : variation de pression (mp_1) en fonction de rendement de cycle combiné.	62
Tableau (III.28) : variation de pression (mp_1) en fonction de puissance de turbine à vapeur.	63
Tableau (III.29) : variation de pression (mp_2) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur.	64
Tableau (III.30) : variation de pression (mp_2) en fonction de rendement de turbine à vapeur.	65
Tableau (III.31) : variation de pression (mp_2) en fonction de rendement de cycle combiné .	66
Tableau (III.32) : variation de pression (mp_2) en fonction de puissance de turbine à vapeur.	67
Tableau (III.33) : variation de pression (bp) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur.	68
Tableau (III.34) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de turbine à vapeur.	69
Tableau (III.35) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de cycle combiné.	70
Tableau (III.36) : variation de pression (bp) en fonction de puissance de turbine à vapeur.	71
Tableau(III.37) : Résultats de l'analyse énergétique.	72

Nomenclatures

\dot{m}_{vap} : débit de vapeur générée dans le HRSG	[kg/s]
\dot{m}_{gaz} : débit de gaz	[kg/s]
T_{app} : température d'approche	[°k]
V : volume de pompe	[m³]
h : enthalpie spécifique	[KJ/kg]
P : pression	[Bar]
T : température	[°k]
S : entropie	KJ.[kg/k]
E_{hrsg} : coefficient de chaudière de récupération	
F : rapport de fuel	
\dot{W}_{CC} : puissance de cycle combiné	[kw]
W_C : travail de compresseur	[kj/kg]
W_{Tg} : travail de la turbine à gaz (composante)	[kj/kg]
W_{tv} : travail de la turbine à vapeur (composante)	[kj/kg]
$W_{t.g}$: travail nette de la turbine à gaz	[kj/kg]
$W_{t.tv}$: travail de la turbine à vapeur	[kj/kg]
\dot{W}_{pmp} : travail de la pompe d'alimentation	[m³/kg]
$W_{det.cc}$: puissance détente de cycle combiné	[Kw]
$W_{c.cc}$: puissance compresseur de cycle combiné	[Kw]
\dot{W}_{CC} : Puissance nette de cycle combiné	[kw]
\dot{Q}_{sc} : Chaleur fournie dans la chambre de combustion	[kw]
\dot{Q}_{sf} : Chaleur récupérée dans la chaudière de récupération	[kw]
$P_{u\ tg}$: puissance de turbine à gaz	[kw]
$P_{u\ tv}$: puissance de turbine à vapeur	[kw]
h_{is} : enthalpie spécifique (cas isentropique)	[KJ/kg]
S_{is} : entropie spécifique (cas isentropique)	KJ.[kg/k]
T_{is} : température (cas isentropique)	[°k]
P_{is} : pression (cas isentropique)	[Bar]

Symboles Grecs

η_{CC} : rendement du cycle combiné

$\eta_{m.Tg}$: rendement mécanique de la turbine à gaz

$\eta_{is.pmp}$: rendement isentropique de pompes

$\eta_{is.C}$: rendement isentropique de compresseur

$\eta_{is.tg}$: rendement isentropique de la turbine à gaz

$\eta_{is.tv}$: rendement isentropique de la turbine à vapeur

η_{TG} : rendement de la turbine à gaz

η_{Tv} : rendement de la turbine à vapeur

Abréviations:

PCI : pouvoir calorifique inférieur

EES : Engineering Equation Solver

Hrsg: heat recovery steam generator

VRC: vapeur réchauffée chaude

VRF: vapeur réchauffée froid

TAG: turbine a gaz

TAV: turbine à vapeur

BP: basse pression

HP: haute pression

MP: moyenne pression

HT: haute temperature

LT: low temperature

CCGT: combined cycle gas turbine

GVR: generator vapor

CV: cycle vapeur

CHAPITRE I :

CYCLE COMBINÉ

Introduction générale :

La demande d'énergie est conditionnée par les équipements consommateurs à court terme, avec des choix plus limités pour certains usages (transport automobile) et des possibilités de substitution pour d'autres (usages thermiques).

L'offre d'énergie provient principalement de ressources non renouvelables, ce qui pousse les sociétés de production d'électricité à rechercher des procédés de production rentables, notamment en se tournant vers les énergies renouvelables. La gestion de l'énergie pose donc un problème d'optimisation technico-économique à différents niveaux : le choix de l'équipement le plus économique pour assurer une fonction donnée, le mode d'exploitation le plus judicieux, le compromis performance-prix pour chaque appareil, et le contrôle instantané du fonctionnement global.

La récupération d'énergie dans les centrales de production d'électricité est devenue un objectif de recherche important ces dernières années, en raison du coût croissant de l'énergie fossile et des préoccupations de développement durable à long terme. Les cycles combinés sont ainsi devenus économiquement et politiquement la solution privilégiée pour les conversions d'énergie.

Sur le plan thermodynamique, les cycles combinés offrent un potentiel de rendement élevé grâce à deux caractéristiques de la turbine à gaz : la chaleur de combustion est directement fournie au fluide moteur à une température de plus en plus élevée grâce à des techniques de refroidissement, et l'augmentation du taux de compression optimal évolue avec le carré du rapport des températures extrêmes. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz, à température élevée, constituent une source de chaleur adaptée aux caractéristiques courantes des cycles à vapeur.

Ainsi, la combinaison de la turbine à gaz et de la turbine à vapeur permet de créer un cycle fonctionnant entre deux températures, poussant ainsi le potentiel de rendement élevé et la réduction des coûts spécifiques des cycles combinés.

Les avantages actuels des cycles combinés dans la conversion de l'énergie fossile en électricité sont le résultat de décennies de développement, motivés par les crises énergétiques, les problèmes de pollution et les avancées technologiques. Le concept d'intégration énergétique devient ainsi un nouveau paradigme de l'industrie énergétique.

Dans le cadre de l'étude sur la meilleure stratégie d'investissement en Algérie dans le domaine de la production d'électricité, le travail présenté consiste en une étude technico-économique de deux cycles de conversion d'énergie : un cycle à gaz et un cycle combiné. L'objectif est d'évaluer l'énergie économisée et de prendre en compte les investissements et les coûts associés à chaque opération, afin de déterminer la rentabilité comparative des cycles.

I.1. cycle combiné :

I.1.1. Historique du cycle combiné :

Les cycles combinés avec récupération de la chaleur, qui emploient la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, ont été rendus faisables par augmentation du transfert thermique latéral par l'utilisation des tubes ailés. Les chaudières à tubes ailés ont été mises en service en 1959. Depuis 1960, le type de récupérateur de chaleur du cycle combiné est devenu dominant. Son application initiale était dans des applications de puissance et de chaleur là où son rapport de puissance à la chaleur était favorable dans beaucoup de processus chimiques et

pétrochimiques. Un nombre réduit de récupérateur de chaleur des cycles combiné ont été installés dans les centrales de production d'électricité dans les années 1960. Quand les turbines à gaz dont la capacité est plus de 50 MW ont été introduites dans les années 70 les expériences des récupérateurs de chaleur des cycles combinés ont rapidement augmenté dans les applications des compagnies d'électricité.

Les années 80 et le début des années 90 ont apporté un grand nombre de systèmes utilisant le gaz naturel comme combustible (installations de production de puissance et de production de puissance et chaleur (cogénération). Les installations de puissance seule utilisent l'extraction minimale de vapeur pour le chauffage d'eau d'alimentation. Les systèmes de cogénération utilisent la vapeur d'échappement des turbines à vapeur dans d'autres processus. Quelques cycles combinés par cogénération exportent la vapeur directement du HRSG.

Une centrale de 1886 MW à Korea Electric Power Company Seoinchon utilise huit turbines à gaz avancées configurées avec les systèmes de combustion de basse émission de NO_x et un cycle de vapeur avec réchauffage.

Les améliorations de l'efficacité du cycle combiné ont mené à l'amélioration des performances de turbine à gaz qui résultaient principalement des températures plus élevées à l'entrée turbine.[1]

I.1.2. Définition du cycle combiné :

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

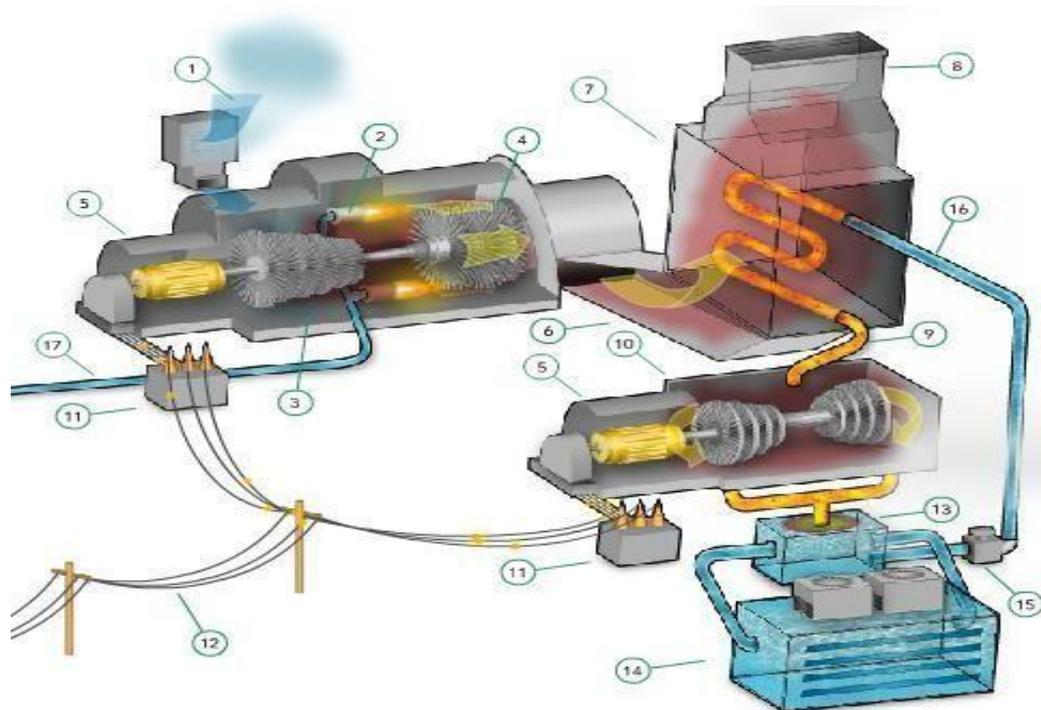


Figure. I.1 : Principe de fonctionnement de cycle combiné

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

I.1.3. Différents types de cycles combinés :

On distingue principalement deux types de cycles combinés :

Les cycles combinés à fort excès d'air dits encore de récupération pure ou sans feu, qui fonctionnent uniquement par récupération de la chaleur sensible des gaz d'échappement.

Les cycles combinés à faible excès d'air, qui utilisent l'oxygène restant dans les gaz d'échappement en brûlant un complément très important du combustible dans un générateur de

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

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

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

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

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

Principe de fonctionnement des centrales à cycle combiné Principe de fonctionnement de cycle Brayton simple.

Généralement, les turbines à gaz (TAG) fonctionnent selon un cycle ouvert, comme montré dans la figure I.5, les principales étapes de fonctionnement d'un TAG selon le cycle Brayton simple sont :

- (1) Admission : l'air entre à TAG dans des conditions du milieu atmosphérique.
- (1-2) Compression : augmenter la pression de l'air à une pression plus élevée.
- (2-3) Combustion : augmenter l'énergie de l'air comprimé, en brûlant l'air avec le carburant dans une chambre de combustion.
- (3-4) Détente : détendre les gaz brûlés dans une turbine produisant du travail mécanique.
- (4) Echappement : décharger les gaz détendus (à basse pression) dans le milieu atmosphérique .

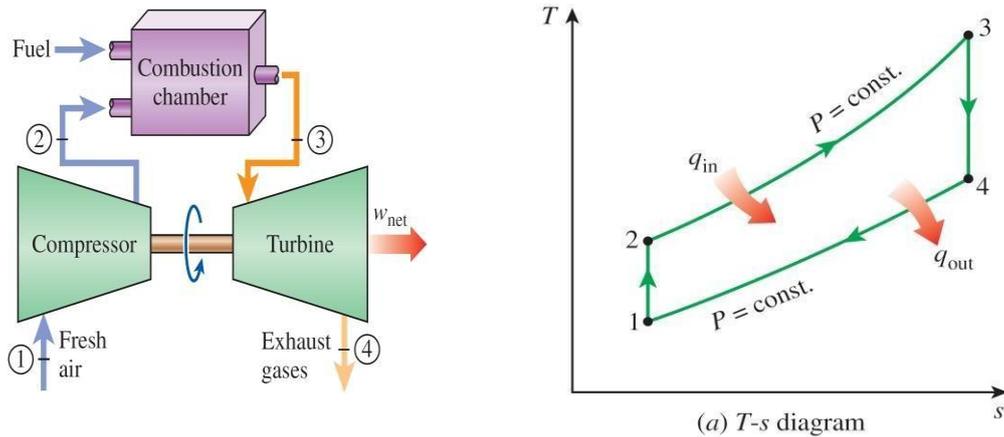


Figure I.2. Fonctionnement d'un cycle de Brayton simple .

I.1.4. Principe de fonctionnement de cycle Rankine simple :

Généralement les turbines à vapeur (TAV) fonctionnent selon un cycle fermé (**figure I.3**), les principales étapes de fonctionnement d'un TAV selon le cycle Rankine simple c'est :

(1-2) Pompage : l'eau condensée pompée vers la chaudière par une pompe.

(2-3) Vaporisation : l'eau d'alimentation entrée dans la chaudière est ensuite transformée en vapeur surchauffée en passant par l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur dans le cycle de la chaudière.

(3-4) Détente : détendre la vapeur dans une turbine produisant du travail mécanique.

(4-1) Condensation : la vapeur est envoyée vers un condenseur. L'échange de chaleur entre la vapeur et l'eau froide produit le phénomène de condensation de la vapeur chaude.

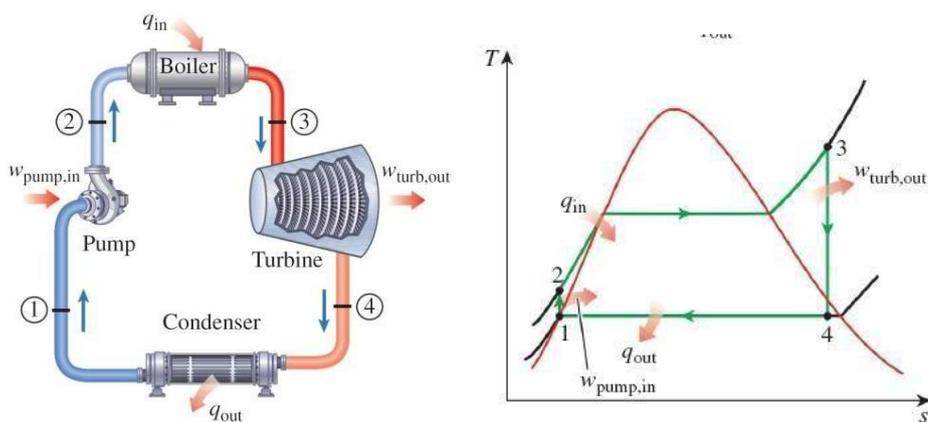


Figure I.3. Fonctionnement d'un cycle de Rankine simple

I.1.5. Principe de fonctionnement de cycle combiné simple :

Comme schématisé dans la (figure I.4), la principe de cycle combiné est de récupérer l'énergie perdue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz par un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC), cette dernière alimentant un cycle de vapeur [3].

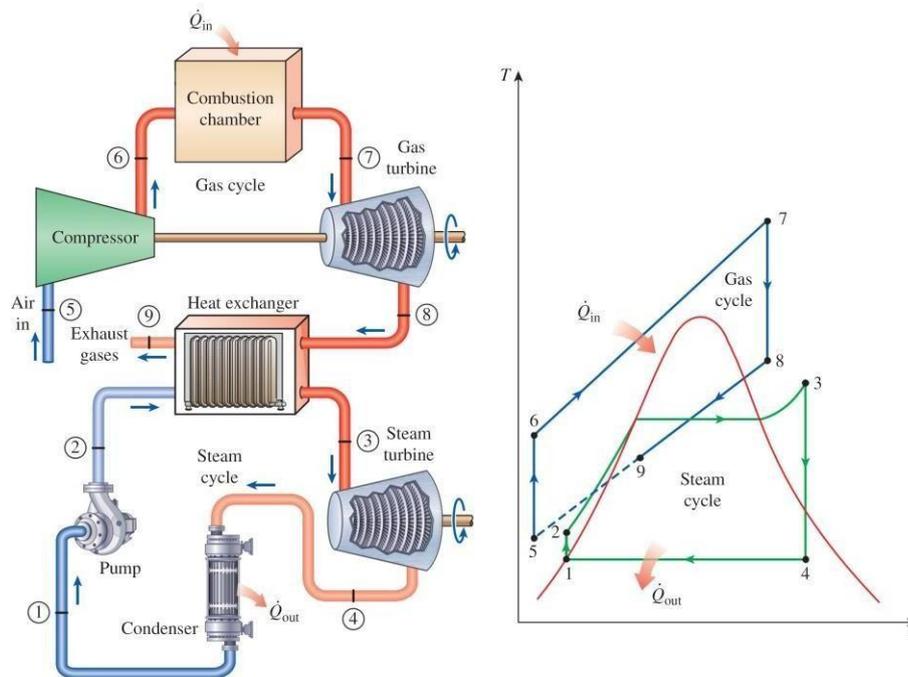


Figure I.4. Fonctionnement d'un cycle combiné simple.

I.1.6. Les avantages et les inconvénients du cycle combiné:

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.

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.2. Turbine à gaz :

I.2.1. Historique de la turbine à gaz :

1961 la firme - NUOVO PIGNONE - a commencé la production des turbines à gaz pour application fixe (destinées en premier lieu à l'industrie pétrochimique). Ces turbines sont.

Fabriquées sur la base d'un accord stipulé avec GENERAL ELECTRIC. Les modèles MS3000-5000-7000 et 9000 sont entièrement projetés par GE qui fournit à NP les parties tournantes et les aubages.[4]

I.2.2. Définition turbine à gaz:

La turbine à gaz est l'une des machines thermodynamiques tournantes, elle est considérée comme l'un des moyens de production d'énergie les plus importants depuis longtemps, elle se compose généralement d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. La TAG est basée sur le principe de la conversion d'énergie elle convertit l'énergie thermique (la chaleur des gaz produites par la combustion d'un hydrocarbure) en travail mécanique (la rotation du l'arbre) pour une utilisation ultérieure. Les TAG produisent généralement une gamme large de puissance jusqu'à 600 MW. les TAG ont une grande flexibilité dans l'utilisation de carburant fuel, gaz naturel, GPL, hydrogène ou même de biocarburant. La figure suivante nous montre un schéma simple d'une turbine à gaz :

Combustible :

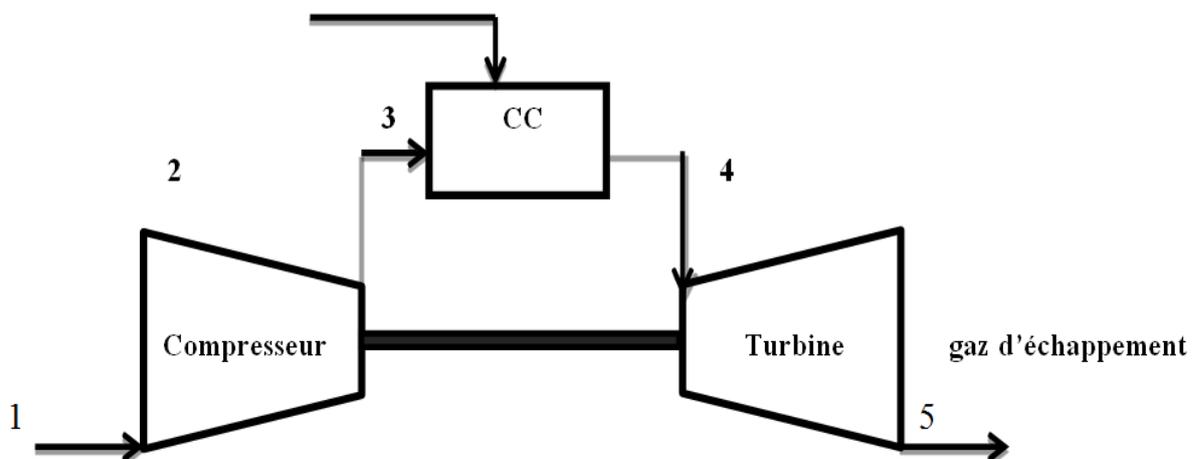


Figure.I.5 Schéma d'une turbine à gaz simple

I.2.3. Composants d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz est constituée par : une entrée conditionnant l'air (filtration et refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente. Pour la production d'électricité, la turbine à gaz est construite autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés le compresseur, la turbine de détente et l'alternateur.

Entrée d'air :

Elle comporte un système de filtration générant une perte qui varie de 0.3% à 1.3% (usuellement exprimé en mm de colonne d'eau de 30 à 130 mm) en fonction de son encrassement, il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0.6% à pleines puissance. L'éventuel de refroidissement d'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7°C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des brumisations d'eau ou à fluide caloporteur froid.

Le premier et le deuxième des systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0.25%. les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à 90% et 95% respectivement. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspire et des conditions atmosphériques.

Le compresseur :

Il fournit la quantité d'air pressurisé requis pour générer la puissance désirée avec une quantité de travail minimum

La chambre de combustion :

Mélanger le carburant à l'air pressurisé afin d'assurer une combustion efficace et complète pour fournir la puissance voulue.

Puissance et rendement :

La puissance fournie par une turbine à gaz dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse, qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compresseur et de la température à la sortie de la chambre de combustion. Consécutivement les chambres de combustions doivent supporter la pression de la sortie du compresseur, les aubes directrices et les ailettes du premier étage de la turbine de détente doivent supporter la température à la sortie de la chambre de combustion. **.[5]**

I.2.4. La chaudière de récupération (HRSG) :



Figure I.6: Photo d'une Chaudière

La chaudière de récupération de chaleur (HRSG) fait partie d'une centrale à cycle combiné, cette chaudière est un système sans feu additionnel à trois niveaux de pression, resurchauffe et circulation naturelle. Les circuits d'eau de vapeur et de gaz d'échappement de la chaudière sont représentés sur le schéma fonctionnel (PID) de la centrale.

La chaudière de récupération de chaleur est conçue pour utiliser l'énergie disponible dans le gaz d'échappement d'une turbine à gaz, qui fonctionnera au gaz naturel.

Les conditions des gaz d'échappement à l'entrée de la chaudière sont définies sur toutes les plages de température ambiante et de charge prévues. A chaque point de fonctionnement correspond une température et un débit des gaz d'échappement pris en compte pour les calculs et les garanties de performance de la chaudière. La chaudière est conçue pour une variation possible de ± 14 °C par rapport à la valeur attendue des gaz d'échappement de la turbine à combustion.

La chaudière de récupération de chaleur (HRSG) comprend les systèmes suivants : a- Le système de vapeur HP.

- ✓ Le système de resurchauffe.
- ✓ Le système de vapeur MP.
- ✓ Le système de vapeur BP.
- ✓ Le circuit de gaz d'échappement.

La chaudière inclut des tuyauteries d'interconnexion, des vannes y compris des vannes de régulation, des débitmètres, des vannes de vidange et de purge et l'instrumentation nécessaire.

Le système de purge continue est conçu pour disposer d'une capacité de purge d'au moins 5% du débit total HP et du débit MP. Les vannes de purge sont conçues pour de forte perte de charge et une plage de fonctionnement importante.

On peut citer les fonctions de ces systèmes :

Le système HP chauffe l'eau alimentaire et génère de la vapeur surchauffée pour admission dans le corps HP de la turbine à vapeur.

Le système MP chauffe l'eau alimentaire et génère de la vapeur surchauffée qui est mélangée avec la vapeur à resurchauffer à la sortie du corps HP de la turbine à vapeur. ce mélange passe dans le resurchauffeur puis est admis dans la section MP de la turbine à vapeur.

Le système BP chauffe l'eau alimentaire et génère de la vapeur surchauffée pour une admission dans le corps BP de la turbine à vapeur.

Le désurchauffeur de la surchauffeur HP et le désurchauffeur de la resurchauffe contrôlent respectivement la température de la vapeur vers les corps HP et MP de la turbine à vapeur.

I.2.5. Présentation générale :

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

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

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

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

coûteuse en capital.

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

- ✓ chaudière à un niveau de pression
- ✓ chaudière à deux niveaux de pression
- ✓ chaudière à trois niveaux de pression

I.2.6. Chaudière à un niveau de pression :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

I.2.7. Chaudière de récupération à deux niveaux de pressions :

La fonction du circuit Moyenne Pression (MP) est de réchauffer l'eau d'alimentation à une pression intermédiaire et produire de la vapeur surchauffée à environ 300,9°C, à un niveau de température semblable à la vapeur qui sort de la turbine Haute Pression, appelé vapeur réchauffée froid (VRF) (367.5 °C), pour postérieurement, et avec ce VRF, procéder à un réchauffement de ce dernier jusqu'à obtenir les conditions de température requises (566,2°C), pour pouvoir être fourni au corps MP de la turbine vapeur en prenant le nom de vapeur réchauffée chaude (VRC). En même temps la vapeur surchauffée MP fournit la vapeur auxiliaire requise. Aussi depuis le Ballon de vapeur MP, il existe une ligne de vapeur appelée « peggins steam » au ballon BP et une extraction d'eau après l'économiseur qui nourrit le réchauffeur degaz. Ce système se divise les sections suivantes disposées dans le sens du flux des gaz d'échappement :

- ✓ Réchauffeur HT/LT.
- ✓ Surchauffeur MP.
- ✓ Évaporateur BP.
- ✓ Économiseur BP.

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

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

I.2.8. Arrangement en cascade ou série :

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

L'arrangement en cascade est moins utilisé en raison des risques de corrosion du circuit HP par la présence de fortes concentrations en sels dans le ballon BP. En effet, la coexistence de l'eau et de la vapeur conduit à un partage des espèces chimiques de l'eau dans le ballon, qui peut provoquer une accumulation de boues malgré la purge continue en fonctionnement normal. Les circuits HP et BP n'étant pas séparés, les risques de pollution peuvent se répercuter d'un circuit vers l'autre.

I.2.9. Arrangement en parallèle :

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

I.2.10. Chaudière de récupération à trois niveaux de pressions :

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

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

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

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

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

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

I.2.11. Le principe de fonctionnement :

La chaudière de récupération est constituée de trois échangeurs montés en série : l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée.

La chaudière de récupération remplit trois fonctions représentées par l'économiseur (l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante), par l'évaporation (l'eau est vaporisée), par la surchauffe la vapeur est surchauffée à la température désirée). Elle comporte trois échangeurs, chaque échangeur

correspond à une pression.[6].

I.2.12. Descriptif

La chaudière de récupération peut être construite suivant deux configurations de base, basées sur la direction (horizontale ou verticale) des gaz d'échappement de la turbine à gaz à travers la chaudière. Dans une chaudière de récupération du type tourou horizontale le transfert de chaleur se fait dans un ensemble d'échangeurs.

L'économiseur est le dernier échangeur sur le trajet des fumées. Son but est de réchauffer l'eau d'alimentation jusqu'à une température (température d'approche) proche de la température de saturation.

L'évaporateur ou vaporisateur est le seul échangeur du dispositif qui n'élève pas la température du fluide.

Le surchauffeur est le premier échangeur traversé par la fumée. Il porte la vapeur à des conditions d'utilisation.

L'installation porte un **ballon de chaudière** dans lequel règne un équilibre eau- vapeur. Il assure un certain relais entre les différents échangeurs et son état (pression, température, niveau etc.) est étroitement surveillé, car il est le garant du bon fonctionnement de la chaudière de récupération.

Circuit eau : L'eau froide en provenance de la bache alimentaire est envoyée par la pompe dans l'échangeur économiseur. L'eau ainsi réchauffée passe dans le ballon puis ensuite dans l'évaporateur. Le ballon sépare la phase liquide de la phase vapeur. La vapeur produite est envoyée dans le surchauffeur.

Circuit gaz brûlés : Les gaz brûlés entrent dans la chaudière à une température de l'ordre de 500°C et en ressort avec une température de 150 à 180°C.

La différence de température entre les gaz d'échappement et la vapeur saturée est appelée le pincement (pinch point). Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique. Cependant plus il sera faible, plus la surface d'échange nécessaire sera importante. Il y a donc un optimum économique à trouver (8 à 15°C).

L'échange thermique dans le HRSG peut se dérouler à jusqu'à trois niveaux de pression, selon la quantité désirée d'énergie à récupérer. De nos jours, la chaudière de récupération à deux ou trois niveaux de pression est généralement la plus utilisée.

Dans toutes les chaudières de récupération, la température de sortie des fumées doit être supérieure à la température de rosée acide pour éviter toute corrosion, soit 90° à 100°C dans le cas où le carburant utilisé est le gaz naturel et 120° à 130°C pour du fuel distillé. Cette

température reste élevée pour des chaudières à un niveau de pression. Ceci en fait une technologie bien adaptée pour le fioul. De plus elle a l'avantage d'une grande simplicité donc d'un coup minimum.[7].

I.3.Turbine à vapeur :

I.3.1. Introduction

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion) dont le couple est transmis au moyen d'un arbre.

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

Il existe plusieurs types de turbines, à savoir turbine à vapeur, turbine hydraulique, turbine à gaz combustible, turbine à air.

I.3.2. Définition:

La turbine à vapeur est un des matériels stratégiques des installations de production d'énergie électrique. Son indisponibilité entraîne la perte de la production d'énergie, contrairement à d'autres matériels (pompes alimentaires, pompes de circulation assistée, ventilateurs...) dont la redondance permet de poursuivre l'exploitation des installations soit à pleine charge, soit éventuellement à charge partielle.

I.3.3. Principes généraux de fonctionnement de la turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit Clausius-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 au moins les étapes suivantes :

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

La turbine en constitue une évolution exploitant les principaux avantages des turbomachines à savoir :

- ✓ Puissance massique et puissance volumique élevée
- ✓ Rendement améliorée par la multiplication des étages de détente

Le rendement croit avec la pression de la vapeur et avec la température de surchauffe. Cependant, l'augmentation de ces caractéristiques est limitée par la teneur en eau de la vapeur en

fin de détente. En effet, la courbe de détente peut atteindre la courbe de saturation avec formation de gouttelettes qui nuisent à l'efficacité des derniers étages de détente. La teneur en eau liquide du mélange doit être limitée à 15 ou 20 pourcent in fine, c'est la pression dans le condenseur qui fixe de ce fait les pressions et température limites admissibles. Afin d'augmenter la pression et la température malgré le problème de l'humidité en fin de détente, il est possible de renvoyer la vapeur détendue jusqu'à la saturation vers la chaudière pour procéder à une surchauffe dans un échangeur supplémentaire.

Le cycle comprend fondamentalement deux changements d'état (évaporation et condensation). Le diagramme de phases de l'eau permet d'envisager un cycle à un seul changement d'état par l'utilisation d'une chaudière supercritique.

I.3.4. Types des turbines à vapeur :

Les turbines à vapeur sont classées selon les conditions de la vapeur à l'évacuation, soit des types à condensation ou sans condensation. Dans les turbines à condensation, la vapeur d'admission est habituellement surchauffée pour minimiser la condensation à l'intérieur de la turbine et la vapeur d'échappement est à une pression inférieure à la pression atmosphérique. La faible pression d'échappement est produite par un échangeur de chaleur externe qui refroidit la vapeur et la condense lorsqu'elle s'échappe de la turbine.

Dans les turbines sans condensation, quelquefois appelées turbines à contrepression, la vapeur d'échappement est égale ou supérieure à la pression atmosphérique. Comme la vapeur d'admission est souvent à la pression et à la température de saturation, on obtient un mélange de vapeur et de condensat, soit une vapeur humide à l'échappement.

I.3.5. Les principaux composants des turbines à vapeur :

Alternateur :

L'alternateur est une machine électrique du type génératrice à courant alternatif qui transforme l'énergie mécanique en énergie électrique. Il est entraîné par la turbine .

Transformateur principal (TP) :

L'évacuation de l'énergie produite par l'alternateur est évacuée sur le réseau haute tension à travers un transformateur principal élévateur : 13800V/63000V, un disjoncteur 63 KV (disjoncteur 52), trois câbles souterrains à pression d'huile et une ligne triphasée aérienne.

Transformateur de soutirage (TS) :

Les auxiliaires du groupe sont alimentés à travers un transformateur de soutirage (TS)

abaisseur : 13800V/6300V en service normal et un transformateur de démarrage (TD) abaisseur : 63000V/ 6300V en secours.

Chaudière :

Le rôle du générateur de vapeur est d'extraire l'énergie calorifique du combustible pour la céder à l'eau et produire de la vapeur à des paramètres fixés. Il constitue la source chaude du cycle thermodynamique. Cette vapeur sera utilisée par la turbine pour fournir de l'énergie mécanique.

Condenseur :

Afin de maximiser le rendement de la turbine à vapeur, la pression et la température de la sortie de vapeur doivent être aussi basses que possible. Pour cela, la vapeur qui sort de la turbine est dirigée vers le condenseur où elle est refroidie et condensée. Le condenseur est un échangeur de chaleur avec des milliers de tubes dans lesquels l'eau du circuit de refroidissement circule. La vapeur circule sur les tubes et se condense au contact de ceux-ci. L'eau du circuit de refroidissement extrait alors la chaleur de la vapeur[8].

Pompe alimentaire :

La pompe KSB à très haute pression est une pompe à centrifuge multicellulaire. Elle comprend un corps d'aspiration, un corps de refoulement et un certain nombre d'étages ou de cellules assemblées par des tirants. L'eau, provenant de la bache alimentaire à la pompe, possède une énergie de pression et une énergie cinétique qui seront augmentées dans les turbines en mouvement pour alimenter le générateur de vapeur (chaudière) en quantité nécessaires d'eau pour maintenir le niveau normal.

I.4. Conclusion :

Ce chapitre aborde les aspects généraux des centrales thermiques à cycle combiné, en présentant des définitions et des travaux relatifs à ces cycles, son objectif principal est de comprendre le fonctionnement des différents composants clés d'une centrale thermique à cycle combiné.

En conclusion de ce chapitre, basé sur la revue de la littérature, nous avons constaté que l'utilisation de la technologie du cycle combiné améliore les performances des centrales thermiques. De plus, d'après les recherches antérieures, la section de la turbine à gaz présente une perte d'énergie plus élevée que la section de la turbine à vapeur. De même, la chambre de combustion est le composant de l'installation avec le taux de perte énergétique le plus élevé.

CHAPITRE II :
ANALYSE DE
CYCLE COMBINÉ

II.1. Introduction :

Ce chapitre présente l'analyse du cycle combiné gaz/vapeur, avec un seul et plusieurs niveaux de pression de production de vapeur. Le programme de calcul sous langage EES réalise l'analyse du fonctionnement avec un seul et plusieurs niveaux de pression. On a utilisé des procédures pour le calcul des performances thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur.

II.2. analyse du cycle à turbine à gaz :

Dans ce travail on considère une turbine à gaz à cycle simple qui se compose d'un compresseur, chambre de combustion et une turbine. Pour calculer les Performances thermodynamique aux différents points du cycle on utilise le progiciel EES. nous avons fait une analyse énergétique du cycle à turbine à gaz.

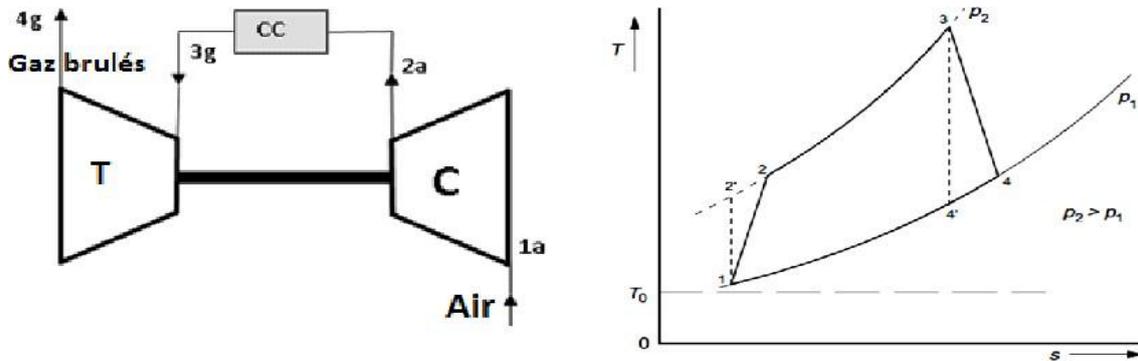


Figure II.1:

A. Schéma du cycle de turbine à gaz simple.

B. diagramme T, S de turbine à gaz simple.

a. Composition du combustible :

Les chambres de combustion de la turbine à gaz ainsi que la chaudière de récupération du cycle combiné en utilisent le gaz naturel comme combustible. Ce dernier est analysé par l'organisme CREDEG de la SONELGAZ, et ses composants sont mis en évidence dans le tableau 2.1 ci-dessous :

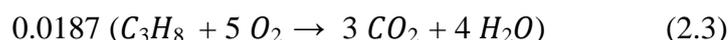
Tableau .II.1- Composition molaire du gaz naturel.[9]

Composant	Pourcentage (%)
CH ₄	83,01
C ₂ H ₆	8,02
C ₃ H ₈	1,87
C ₄ H ₁₀	0,26
C ₅ H ₁₂	0,91
C ₆ H ₁₄	0,07
CO ₂	0,18
N ₂	5,68

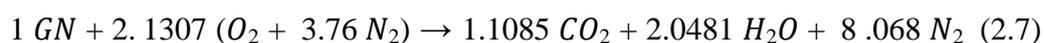
b. Réaction de combustion :

Comme le pourcentage d'excès d'air dans la combustion qui a lieu dans les chambres de combustion d'une turbine à gaz est en général très important, on peut considérer que la combustion sera complète et que, les niveaux de température obtenus étant relativement bas (< 1500 °C), on négligera toute dissociation au sein de la chambre de combustion.

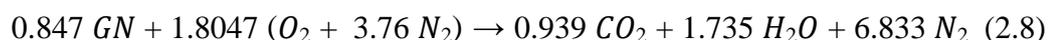
La réaction de combustion à laquelle nous avons affaire est une réaction qui peut être obtenue à partir des réactions de combustion de chaque constituant du gaz naturel pris à part :



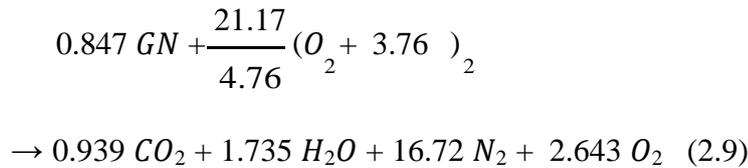
Ce qui nous donne la réaction de combustion globale suivante faisant intervenir 1 *kmole* de gaz naturel:



En multipliant la réaction (2.7) par le débit molaire du combustible nous arrivons à la réaction stœchiométrique de la combustion qui est donnée ci-dessous :



Ayant le débit molaire d'air de combustion qui est égale à 21.17 kmol/s la réaction (2.8) devient :



La quantité d'azote présente dans les réactifs reste inchangée puisque l'azote n'entre pas en jeu dans la réaction. Quant à la quantité d'oxygène présente dans les produits est égale à la quantité initiale d'oxygène diminuée de celle consommée lors de la réaction stœchiométrique (2.8).

De même pour la réaction de postcombustion, si l'on multiplie la réaction (2.8) par le débit molaire de combustible admis dans les brûleurs de la chaudière de récupération, nous obtenons la réaction stœchiométrique suivante :



La réaction utilisant dans ce cas les gaz d'échappement de la turbine à gaz comme comburant, le CO_2 et le H_2O vont augmenter des quantités ci-dessus, l'oxygène va diminuer de la quantité nécessaire à la postcombustion et l'azote va augmenter de la quantité supplémentaire introduite avec le GN, soit de $(0.0871 \cdot 0.0568 = 0.0049 \text{ kmol/s})$. La constitution des gaz d'échappement dans la chaudière de récupération (en kmol/s) après la postcombustion sera donc comme suit :

$$\begin{array}{ll} \text{O}_2 : 2.643 - 0.1856 = 2.4574 & \text{CO}_2 : 0.939 + 0.0966 = 1.0356 \\ \text{H}_2\text{O} : 1.735 + 0.1784 = 1.9134 & \text{N}_2 : 16.72 + 0.0049 = 16.725 \end{array}$$

II.2.1. Analyse énergétique d'un turbine a gaz:

Données :

- Conditions de fonctionnement température et pression : P_1, T_1 (bar, K).
- Combustible: gaz naturel Algérien.
- Le rendement de la chambre de combustion : η_{cc} (chambre de combustion non adiabatique)
- Le rendement isentropique du compresseur : $\eta_{is.c}$
- Le rendement isentropique de turbine : $\eta_{is.tg}$
- $P_{Ci} = 45000 \text{ kJ/kg}$

- $P_{i\ cc}=0.98$
- $P_{i\ c}=16$
- $T_{max}=1600\text{ }^{\circ}k$
- $\gamma_c=1.39$
- $\eta_{m.tg}=0.95$
- $r_{air} =0.287\text{ j/kg.}^{\circ}k$
- $r_{gb} = 0.296\text{ j/kg.}^{\circ}k$
- $\gamma_{tg} = 1.33$
- $C_{pt}=1.193\text{ j/kg.}^{\circ}k$
- $C_{pc} = 1.023\text{ j/kg.}^{\circ}k$
- $P_u\ tg= 300000\text{ kw}$

a. Compresseur :

a l'entrée de compresseur :

- $T_{g1}=298\text{ }^{\circ}k$
- $P_{g1}=1\text{ bar}$

a la sortie de compresseur :

$$\text{➤ } T_{g2}= T_{g1} \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{isc}} \cdot \left(p_{ic} \frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} - 1\right)\right] \quad (II.1)$$

$$\text{➤ } P_{g2}= P_{g1} \cdot P_{ic} \quad (II.2)$$

Enthalpie et entropie sont également déterminées par le EES en fonction de Température et pression et rendement isentropique.

b. Chambre de combustion :

$$\text{➤ } T_{g3} = T_{max}$$

$$\text{➤ } P_{g3} = P_{g2} \cdot P_{icc} \quad (II.3)$$

$$\text{➤ } f_1 = \frac{c_{pt} \cdot t_{g3} - c_{pc} \cdot t_{g2}}{\eta_{cc} \cdot p_{ci} - c_{pt} \cdot t_{g3}} \quad (II.4)$$

c. Turbine :

$$\text{➤ } T_{g4} = T_{g3} - \left[\frac{1}{\eta_{m \text{ tg}} \cdot (1 + f_1)} \cdot \frac{c_p c}{c_p t} (T_{g2} - T_{g1}) \right] \quad (\text{II.5})$$

$$\text{➤ } P_{g4} = P_{g1}$$

$$T_{g;is;4} = T_{g;3} \cdot p_{i \text{ tg}}^{\left[\frac{\gamma_{\text{tg}} - 1}{\gamma_{\text{tg}}} \right]} \quad (\text{II.6})$$

$$\text{➤ } \eta_{is \text{ tg}} = \frac{T_{g3} - T_{g4}}{T_{g3} - T_{g;is;4}} \quad (\text{II.7})$$

$$\text{➤ } P_{i \text{ tg}} = \frac{p_{g4}}{p_{g3}} \quad (\text{II.8})$$

II.2.2. Performance de turbine à gaz :

Quantité de chaleur source chaude :

$$\text{➤ } Q_{sc \text{ tg}} = h_{g3} - h_{g2} \quad (\text{II.9})$$

Quantité de chaleur source froid :

$$\text{➤ } Q_{sf \text{ tg}} = h_{g4} - h_{g1} \quad (\text{II.10})$$

Travail de turbine à gaz 1 :

$$\text{➤ } W_{tg1} = Q_{sc \text{ tg}} - Q_{sf \text{ tg}} \quad (\text{II.11})$$

Travail de compresseur :

$$\text{➤ } w_c = h_{g2} - h_{g1} \quad (\text{II.12})$$

Travail de cycle gaz :

$$\text{➤ } w_{t \text{ tg}} = h_{g3} - h_{g4} \quad (\text{II.13})$$

Travail de turbine à gaz 2 :

$$\text{➤ } w_{tg2} = w_{t \text{ tg}} - w_c$$

le rendement de turbine à gaz :

$$\text{➤ } \eta_{tg} = \frac{w_{tg2}}{Q_{sc \text{ tg}}} \quad (\text{II.14})$$

La puissance de turbine à gaz :

$$\text{➤ } P_{u \text{ tg}} = \dot{m}_g \cdot W_{tg1} \quad (\text{II.15})$$

II.3. Analyse du cycle à vapeur à un seul niveau de pression :

Dans ce travail, nous avons examiné une chaudière de récupération fonctionnant à une seule pression. Cette chaudière comprend un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur. Pour déterminer les températures à chaque point de la chaudière, il est essentiel de combiner les équations du côté chaud (gaz) et du côté froid (eau/vapeur).

Hypothèses et Variables d'entrées :

- Les pressions aux différents points caractéristiques sont données.
- T_{g4} est donnée.
- Le point d'approche est donné.
- Le rendement isentropique de la pompe $\eta_{is.pmp}$ et de la turbine $\eta_{is.tv}$ sont donnés.
- Débit de gaz et débit de vapeur sont données
- $E_{hrsg}=0.99$

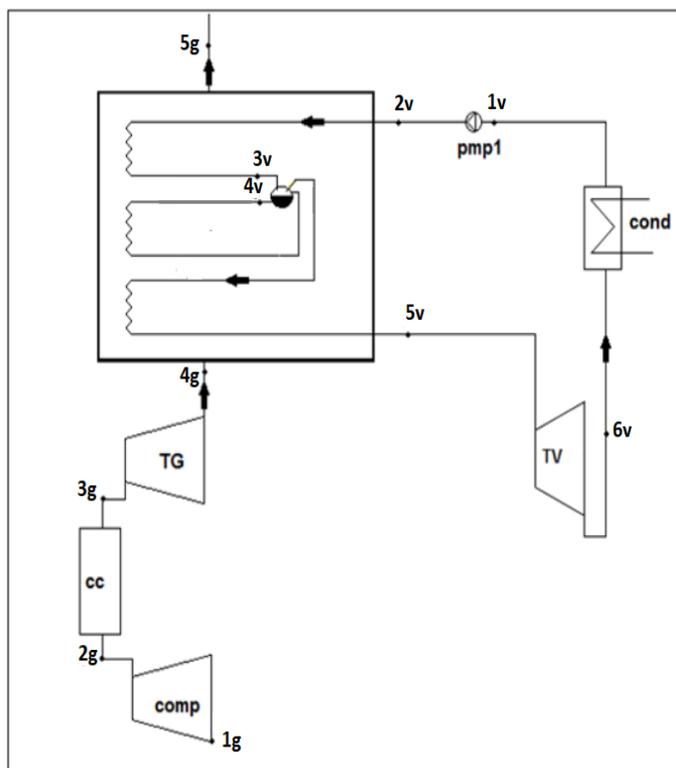


Figure (II.2) : schéma de principe du cycle combiné à un seul niveau de pression.

a. Pompe :

P_{v1} et P_{v2} est données donc en peut calculer :

S_{v1} ; h_{v1} ; T_{v1} ; v_{v1} ; h_{v2} ; T_{v2} .

$S_{v2} = S_{v1}$.

Travail de pompe :

$$\text{➤ } w_{\text{pmp1}} = v_{v1} \cdot (P_{v2} - P_{v1}) \cdot 100 \quad (\text{II.16})$$

b. Chaudière de récupération :

Equation d'équilibre puissance tg tv :

$$\text{➤ } \dot{m}_g (h_{g4} - h_{g5}) = \dot{m}_v (h_{v5} - h_{v2}) \quad (\text{II.17})$$

économiseur :

P_{v3} est donnée donc en peut calculer :

S_{v3} ; h_{v3} ; T_{v3}

Évaporateur:

P_{v4} est donnée donc en peut calculer :

S_{v4} ; h_{v4} ; T_{v4}

Surchauffeur :

$T_{v5} = T_{v \text{ max}}$

P_{v5} est donnée donc en peut calculer :

S_{v5} ; h_{v5}

c. Turbine à vapeur :

$S_{v6.IS} = S_{v5}$

$$\text{➤ } \eta_{\text{is tv}} = \frac{h_{v5} - h_{v6}}{h_{v5} - h_{\text{is } v6}} \quad (\text{II.18})$$

P_{v6} est donnée En peut calculer :

S_{v6} ; h_{v6} ; $h_{\text{is } v6}$; $T_{\text{is } v6}$; T_{v6}

d. Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de lamer.

II.3.1. Performance de cycle vapeur :

Quantité chaleur de chaude turbine à vapeur :

$$\text{➤ } Q_{sf\ tv} = h_{v\ 6} - h_{v\ 1} \quad (II.19)$$

Quantité chaleur de froids turbine à vapeur :

$$\text{➤ } Q_{sc\ tv} = h_{v\ 5} - h_{v\ 2} \quad (II.20)$$

Travail de turbine à vapeur 1 :

$$\text{➤ } W_{tv\ 1} = Q_{sc\ tv} - Q_{sf\ tv} \quad (II.21)$$

Travail total de turbine à vapeur :

$$\text{➤ } w_{t\ tv} = h_{v\ 5} - h_{v\ 6} \quad (II.22)$$

Travail de turbine à vapeur 2 :

$$\text{➤ } w_{tv\ 2} = w_{t\ tv} - w_{pmp1} \quad (II.23)$$

Le rendement de turbine à vapeur :

$$\text{➤ } \eta_{tv} = \frac{W_{tv\ 1}}{Q_{sc\ tv}} \quad (II.24)$$

La puissance de turbine à vapeur :

$$\text{➤ } Pu_{tv} = \dot{m}_v \cdot W_{tv\ 1} \quad (II.25)$$

II.3.2. Performance de cycle combiné à un seul niveau :

Quantité chaleur de chaude cycle combiné :

$$\text{➤ } Q_{sc\ cc} = \dot{m}_g \cdot (h_{g3} - h_{g2}) \quad (II.26)$$

Quantité chaleur de froids cycle combiné :

$$\text{➤ } Q_{sf\ cc} = \dot{m}_g (h_{g5} - h_{g1}) + \dot{m}_v (H_{v6} - h_{v1}) \quad (II.27)$$

Travail de cycle à combiné 1:

$$\text{➤ } w_{cc1} = Q_{sc\ cc} - Q_{sf\ cc} \quad (II.28)$$

Travail compresseur de cycle à combiné :

$$\text{➤ } w_{c\ cc} = \dot{m}_g (h_{g2} - h_{g1}) + \dot{m}_v (h_{v2} - h_{v1}) \quad (II.29)$$

Travail de détente de cycle à combiné :

$$\text{➤ } w_{det\ cc} = \dot{m}_g (h_{g3} - h_{g4}) + \dot{m}_v (h_{v5} - H_{v6}) \quad (II.30)$$

Travail de cycle à combiné 2:

$$\text{➤ } w_{cc2} = w_{det\ cc} - w_{c\ cc} \quad (II.31)$$

Le rendement de cycle à combiné :

$$\text{➤ } \eta_{cc1} = \frac{w_{cc1}}{Q_{sc\ cc}} \quad (II.32)$$

II.4. Analyse énergétique du cycle combiné à deux niveau de pression :

Dans ce travail, l'étude porte sur une chaudière de récupération à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit. Cette chaudière comprend un économiseur, un évaporateur et deux surchauffeurs. L'objectif est de déterminer les températures en chaque point de la chaudière en combinant les équations relatives au côté chaud (gaz) et au côté froid (eau/vapeur). Ainsi, une analyse complète est réalisée en prenant en compte les équations thermodynamiques appropriées pour les différents composants de la chaudière.

Données:

- $\dot{m}_g = 653,8 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_v = 53,69 \text{ kg/s}$
- $T_{v \max 1} = 800 \text{ °k}$
- $T_{v \max 2} = 700 \text{ °k}$
- $T_{app} = 60 \text{ °k}$
- $\eta_{cc} = 0,96$
- $P_{low} = 0,02 \text{ bar}$
- $p_{med} = 50 \text{ bar}$
- $P_{high} = 150 \text{ bar}$
- $\eta_{is tv} = 0,9$
- $\eta_{is pmp1} = 0,9$

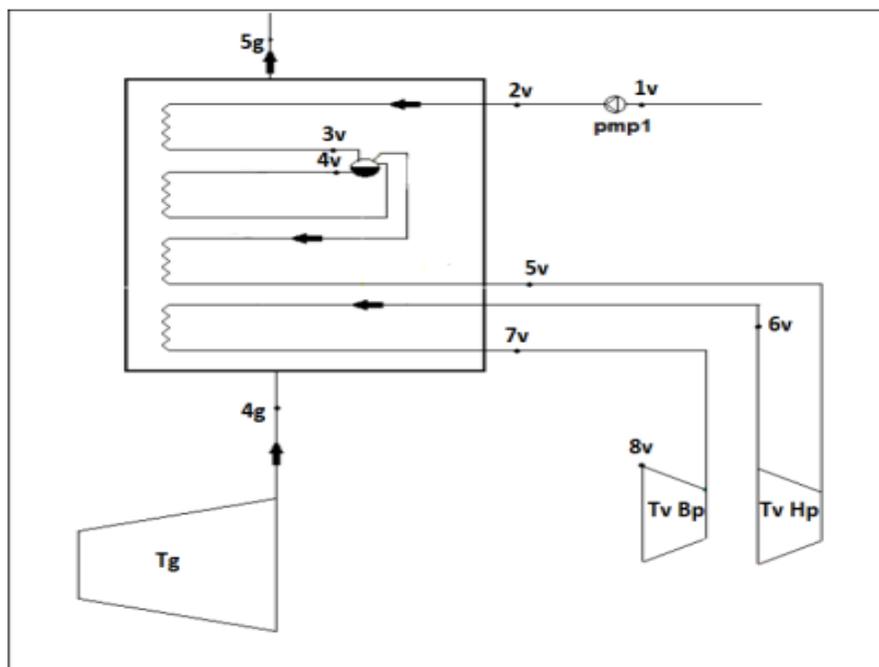


Figure (II.4) : schéma de principe d'une du cycle à vapeur à deux niveaux de pressions.

Le deuxième niveau de pression :

Pour le deuxième_niveau $h_{g1}, h_{g2}, h_{g3}, h_{g4}, h_{v1}, h_{v2}, h_{v3}, h_{v4}, h_{v5}, h_{v6}, h_{is v6}, T_{g1}, T_{g2}, T_{g3}, T_{g4}, T_{v1}, T_{v2}, T_{v3}, T_{v4}, T_{v5}, T_{v6}, T_{is v6}, S_{g1}, S_{g1}, S_{g2}, S_{g3}, S_{g4}, S_{v1}, S_{v2}, S_{v3}, S_{v4}, S_{v5}, S_{v6}, S_{is v6}, p_{g1}, p_{g2}, p_{g3}, p_{g4}, p_{g5}, p_{v1}, p_{v2}, p_{v3}, p_{v4}, p_{v5}, W_{pmp}$ sont obtenues par la même méthode que le cycle d'un seul niveau de pression.

a. Chaudière de récupération :

$$\rightarrow T_{p3} = T_{v3} - T_{app} \quad (II.33)$$

p_{p3} est donnée peut calculer s_{p3}, h_{p3} .

b. Turbine à gaz :

Pour calculer h_{g5} on peut utilisé l'équation d'équilibre $tg tv$:

$$\rightarrow \dot{m}_g (h_{g,4} - h_{g5}) = \dot{m}_v (h_{v5} - h_{v2} + h_{v7} - h_{v6}) \quad (II.34)$$

p_{g5} et T_{g5} est données on peut calculer s_{g5}

c. Turbine à vapeur hp:

$$\begin{aligned} \rightarrow S_{IS.V6} &= S_{v5} \\ \rightarrow \eta_{is tv} &= \frac{h_{v5} - h_{v6}}{h_{v5} - h_{is v6}} \end{aligned} \quad (II.35)$$

p_{v6} est donnée donc on peut calculer :

$S_{v6}; h_{isv6}; T_{isv6}; T_{v6}$

Le deuxième niveau de pression:

A partir de p_{v7} et T_{v7} on peut calculer h_{v7} , et s_{v7}

d. Turbine à vapeur bp :

$$\rightarrow S_{IS.V8} = S_{v7}$$

p_{v8} est donnée donc on peut calculer :

$h_{isv8}; T_{isv8}$

$$\rightarrow h_{v8} = h_{v7} - \eta_{is tv2} \cdot (h_{v7} - h_{is v8}) \quad (II.36)$$

On peut calculer $S_{v8}; T_{v8}; x_{isv8}; x_{v8}$

e. Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de lamer.

II.4.1. Les performances de cycle vapeur :

Quantité chaleur de chaude turbine à vapeur :

$$\text{➤ } Q_{sc\ tv} = h_{v\ 5} - h_{v\ 2} + h_{v\ 7} - h_{v\ 6} \quad (II.37)$$

Quantité chaleur de froids turbine à vapeur :

$$\text{➤ } Q_{sf\ tv} = h_{v\ 8} - h_{v\ 1} \quad (II.38)$$

Travail de turbine à vapeur 1 :

$$\text{➤ } W_{tv1} = Q_{sc\ tv} - Q_{sf\ tv} \quad (II.39)$$

Travail de cycle à vapeur :

$$\text{➤ } W_{t\ tv} = h_{v\ 5} - h_{v\ 6} + h_{v\ 7} - h_{v\ 8} \quad (II.40)$$

Travail de turbine à vapeur 2 :

$$\text{➤ } W_{tv2} = W_{t\ tv} - w_{pmp1} \quad (II.41)$$

Travail de turbine à vapeur 2 en (M.w) :

$$\text{➤ } W_{tv\ 2\ M.w} = W_{tv\ 2} \frac{m \cdot v}{1000} \quad (II.42)$$

Le rendement de tv :

$$\text{➤ } \eta_{tv} = \frac{W_{t\ tv}}{Q_{sc\ tv}} \quad (II.43)$$

La puissance de tv :

$$\text{➤ } Pu_{tv} = m \cdot v \cdot W_{tv1} \quad (II.44)$$

II.4.2. Les performances de cycle à combiné :

Quantité chaleur de chaud cycle combiné :

$$\text{➤ } Q_{sc\ cc} = m \cdot g (h_{g3} - h_{g2}) \quad (II.45)$$

Quantité chaleur de froids cycles combiné :

$$\text{➤ } Q_{sf\ cc} = m \cdot g (h_{g5} - h_{g1}) + m \cdot v (h_{v\ 8} - h_{v\ 1}) \quad (II.46)$$

Travail de cycle à combiné 1 :

$$\text{➤ } w_{cc1} = Q_{sc\ cc} - Q_{sf\ cc} \quad (II.47)$$

Travail compresseur de cycle à combiné :

$$\text{➤ } w_{c\ cc} = m \cdot g (h_{g2} - h_{g1}) + m \cdot v (h_{v\ 2} - h_{v\ 1}) \quad (II.48)$$

Travail détente de cycle à combiné :

$$\text{➤ } w_{det\ cc} = m \cdot g (h_{g3} - h_{g4}) + m \cdot v (h_{v\ 5} - h_{v\ 6} + h_{v\ 7} - h_{v\ 8}) \quad (II.49)$$

Travail de cycle à combiné 2 :

$$\text{➤ } w_{cc2} = w_{det\ cc} - w_{c\ cc} \quad (II.50)$$

Le rendement de cycle combiné :

$$\eta_{cc1} = \frac{w_{cc1}}{Q_{sc\ cc}} \quad (II.51)$$

II.5. Analyse énergétique du cycle combiné à trois niveaux de pression :

Dans cette étude, nous avons examiné une chaudière de récupération à trois niveaux de pression qui utilise une division de débit. Cette chaudière est composée de un économiseur, un évaporateur et trois surchauffeurs.

Données:

- $\dot{m}_g = 653,8 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_v = 53,69 \text{ kg/s}$
- $T_{v\max2} = 680 \text{ °k}$
- $T_{v\max3} = 600 \text{ °k}$
- $T_{app} = 60 \text{ °k}$
- $\eta_{cc} = 0,96$
- $P_{med1} = 50 \text{ bar}$
- $P_{med2} = 20 \text{ bar}$
- $P_{low} = 0,02 \text{ bar}$

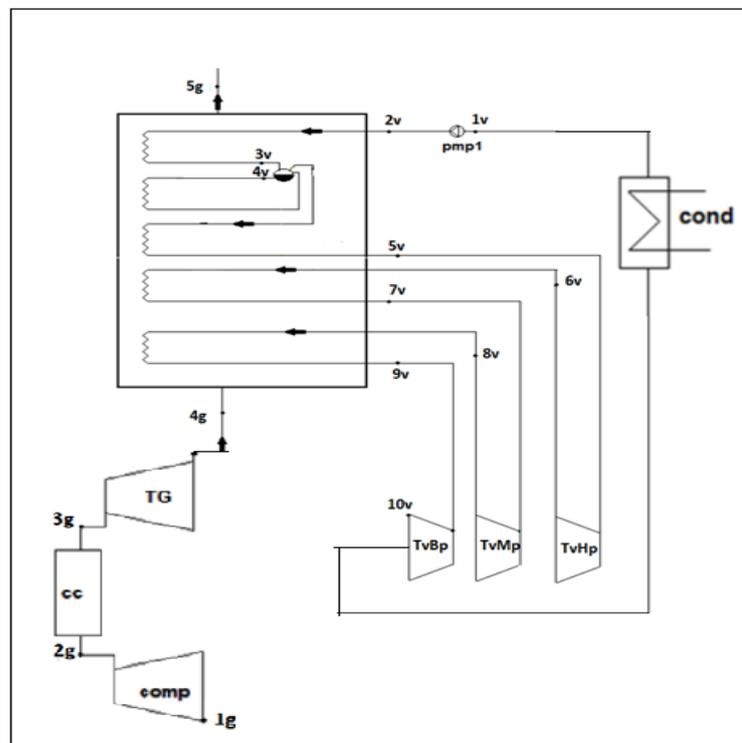


Figure (II.4) : schéma de principe du cycle à vapeur à trois niveaux de pressions

Le troisième niveaux de pression :

Pour le troisième_niveau $h_{g1}, h_{g2}, h_{g3}, h_{g4}, h_{v1}, h_{v2}, h_{v3}, h_{v4}, h_{v5}, h_{v6}, h_{is\ v6}, h_{v7}, h_{v8}, h_{is\ v8}, h_{p3}, T_{g1}, T_{g2}, T_{g3}, T_{g4}, T_{v1}, T_{v2}, T_{v3}, T_{v4}, T_{v5}, T_{v6}, T_{is\ v6}, T_{v7}, T_{v8}, T_{is\ v8}, T_{P3}, S_{g1}, S_{g1}, S_{g2}, S_{g3}, S_{g4}, S_{v1}, S_{v2}, S_{v3}, S_{v4}, S_{v5}, S_{v6}, S_{is\ v6}, S_{v7}, S_{is\ v8}, S_{v8}, S_{P3}, p_{g1}, p_{g2}, p_{g3}, p_{g4}, p_{g5}, p_{v1}, p_{v2}, p_{v3}, p_{v4}, p_{v5}, p_{v7}, p_{v8}, p_{v6}, p_{P3}, W_{pmp}$, sont obtenues par la même méthode que le cycle d'un seul niveau de pression.

Pour calculer h_{g5} on peut utilisé l'équation d'équilibre tg tv :

$$\triangleright m'_g (h_{g4} - h_{g5}) = m'_v (h_{v5} - h_{v2} + h_{v7} - h_{v6} + h_{v9} - h_{v8}) \quad (II.52)$$

Dans Le troisième niveau c'est le niveau basse pression, il se compose turbine à vapeur basse pression et surchauffeur.

A partir le premiers niveau (haute pression) et deuxième niveaux (moyenne pression)

On peut analyser le troisième niveau (basse pression).

A niveau de surchauffeur :

T_{v9} et p_{v9} et données, donc :

On peut calculer h_{v9}, S_{v9}

A niveau de turbine à vapeur basse pression:

$$\begin{aligned} \triangleright S_{isv10} &= S_{v9} \\ \triangleright \eta_{is\ tv} &= \frac{h_{v9} - h_{v10}}{h_{v9} - h_{is\ v10}} \end{aligned} \quad (II.53)$$

P_{v10} est donnée, donc :

On peut calculer : $T_{v10}, h_{v10}, S_{v10}, T_{is10}, h_{isv10}$

II.5.1. Performance de turbine à vapeur basse pression :

Quantité de chaleur de la source chaude:

$$\triangleright Q_{sc\ tv} = h_{v5} - h_{v2} + h_{v7} - h_{v6} + h_{v9} - h_{v8} \quad (II.54)$$

Quantité de chaleur de la source froide :

$$\triangleright Q_{sf\ tv} = h_{v10} - h_{v1} \quad (II.55)$$

Travail de turbine à vapeur à haute pression :

$$\triangleright W_{tv1} = Q_{sc\ tv} - Q_{sf\ tv} \quad (II.56)$$

Travail de cycle vapeur :

$$\triangleright W_{tv} = h_{v5} - h_{v6} + h_{v7} - h_{v8} + h_{v9} - h_{v10} \quad (II.57)$$

Travail de turbine à base pression :

$$\triangleright W_{tv2} = W_{tv} - W_{pmp1} \quad (II.58)$$

Puissance thermique de turbine à vapeur :

$$\triangleright P_{u_{tv}} = \dot{m}_v W_{tv1} \quad (II.59)$$

Rendement thermique de la turbine à vapeur :

$$\triangleright \eta_{tv} = \frac{W_{tv1}}{Q_{sc\ tv}} \quad (II.60)$$

II.5.2. Performance de cycle combiné à trois niveau de pressions :

Quantité chaleur de chaud cycle combiné :

$$\triangleright Q_{sc\ cc} = \dot{m}_g (h_{g3} - h_{g2}) \quad (II.61)$$

Quantité chaleur de froids cycle combiné :

$$\triangleright Q_{sf\ cc} = \dot{m}_g (h_{g5} - h_{g1}) + \dot{m}_v (h_{v10} - h_{v1}) \quad (II.62)$$

Travail de cycle à combiné 1 :

$$\triangleright w_{cc1} = Q_{sc\ cc} - Q_{sf\ cc} \quad (II.63)$$

Travail de compresseur cycle à combiné :

$$\triangleright w_{c\ cc} = \dot{m}_g (h_{g2} - h_{g1}) + \dot{m}_v (h_{v2} - h_{v1}) \quad (II.64)$$

Travail de détente cycle à combiné :

$$\triangleright w_{det\ cc} = \dot{m}_g (h_{g3} - h_{g4}) + \dot{m}_v (h_{v5} - h_{v6} + h_{v7} - h_{v8} + h_{v9} - h_{v10}) \quad (II.65)$$

Travail de cycle à combiné 2 :

$$\triangleright w_{cc2} = w_{det\ cc} - w_{c\ cc} \quad (II.66)$$

Le rendement de cycle combiné :

$$\triangleright \eta_{cc1} = \frac{w_{cc1}}{Q_{sc\ cc}} \quad (II.67)$$

II.6. Conclusion :

D'après ce chapitre on déduit que la technologie du cycle combiné est considérée comme une technologie moderne, permettant d'augmenter l'efficacité énergétique tout en maintenant des niveaux élevés de disponibilité et de fiabilité. Elle offre également la possibilité de réduire les coûts, comme l'utilisation de chaudières à plusieurs niveaux de pression. En résumé, le cycle combiné est une approche technologique avancée qui permet d'améliorer l'efficacité énergétique tout en maintenant des performances fiables et en réduisant les coûts opérationnels.

Les analyses du cycle combiné avec chaudière de récupération à un et plusieurs niveaux de pressions débit nous donne des équations énergétiques intéressant pour obtenir des résultats qui nous permet de choisir une chaudière de récupération pour la centrale thermique de cycle combiné.

CHAPITRE III :
RÉSULTATS ET
DISCUSSIONS

III.1. Introduction :

ce chapitre présente une synthèse des résultats énergétiques d'un cycle combiné, en utilisant diverses chaudières de récupération, basée sur les analyses effectuées dans le chapitre 2. L'outil de calcul EES a été utilisé pour ces analyses. Pour mettre en place ce cycle combiné, il est nécessaire d'installer à la fois une turbine à gaz et un système de génération de vapeur, qui sont connectés à une chaudière de récupération.

III.2. Présentation de ENGENRENG 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].

III.3. Cycle d'une turbine à gaz :

Le choix des points caractéristiques d'un cycle de turbine à gaz n'est pas fortuit. Pour ce faire nous avons besoin de faire un compromis entre les critères suivants:

- ✓ Réalisé un couplage avec IMV : la température d'échappement T_{g4} est proche de 871,6°K.
- ✓ Obtenir un bon rendement énergétique.
- ✓ Réduire le cout de l'installation.

Données de constructeur

- Le rendement isentropique du compresseur : $\eta_{is\ c} = 0,91$
- Le rendement isentropique de turbine : $\eta_{is\ tg} = 0,92$

- Le rendement mécanique de la turbine : $\eta_{m\ tg}=0,95$

Hypothèses :

- Le rendement de combustion : $\eta_{comb}=1$ (combustion complète)
- Le rendement de chambre de combustion : $\eta_{cc}=0,96$
- Le P_{CI} de gaz Naturel Algérien : $P_{CI}=450000 \frac{kg}{kg}$

Tableau (III.1) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à gaz.

Point	P_g (bar)	T_g (°k)	h_g (kj/kg)	S_g (kj/kg)	$T_{g\ is}$ (°k)
[1]	1	298	298,4	5,699	
[2]	16	683,4	695,8	5,754	
[3]	15,68	1600	1758	6,736	
[4]	1	871,6	901,4	6,816	808,2
[5]	1	648,9	659	6,495	

Analyse de performance énergétique de turbine à gaz :

- Le travail de turbine à gaz : $w_{tg1} = 458,9 \frac{kg}{kg}$
- Le travail de cycle gaz : $w_{t,tg} = 856,2 \frac{kg}{kg}$
- Le rendement du cycle gaz : $\eta_{tg}=43,21\%$

III.4. Cycle de turbine à vapeur :

III.4.1. Un seul niveau de pression :

Hypothèses :

- Le rendement isentropique des pompes : $\eta_{is\ pmp\ 1}=0,9$
- Le rendement isentropique des turbines : $\eta_{is\ tv}=0,9$
- Le rendement thermique de la chaudière de récupération : $\eta_{hrsg} = E_{hrsg} =0,99$
- La chaudière de récupération sans poste combustion.
- Les températures des surchauffes égale à 800°K.
- Les pertes de pression dans la chaudière de récupération sont nulles.

Pour pouvoir produire un débit $m'_{v} =53,69 \frac{kg}{s}$ de vapeur à 150 bar, surchauffés à 800°K , il faut un débit $m'_{g} =653,8 \frac{kg}{s}$ de fumées à 871,6°K.

Tableau (III.2) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à vapeur Un seul niveau de pression

Point	P _v (bar)	T _v (°k)	H _v (kj/kg)	S _v (kj/kg)	V _v (m ³ /kg) Tapez une	h _{is v} (kj/kg)	S _{is v} (kj/kg)	T _{v is} (°k)
[1]	1	372,8	417,5	1,303	0,00104 3			
[2]	150	373,8	433	1,303				
[3]	150	615,3	1610	3,684				
[4]	150	615,3	2610	5,309				
[5]	150	800	3385	6,442				
[6]	1	372,8	2439	6,724		2333	6,442	372,8

Analyse de performance énergétique du cycle vapeur à un seul niveau de pression :

- Le Travail de turbine à vapeur $W_{tv1} = 931,3 \frac{kJ}{kg}$
- Le travail de cycle vapeur : $w_{t, tv} = 856,2 \frac{kJ}{kg}$
- Le rendement du cycle vapeur : $\eta_{tv} = 43,2\%$

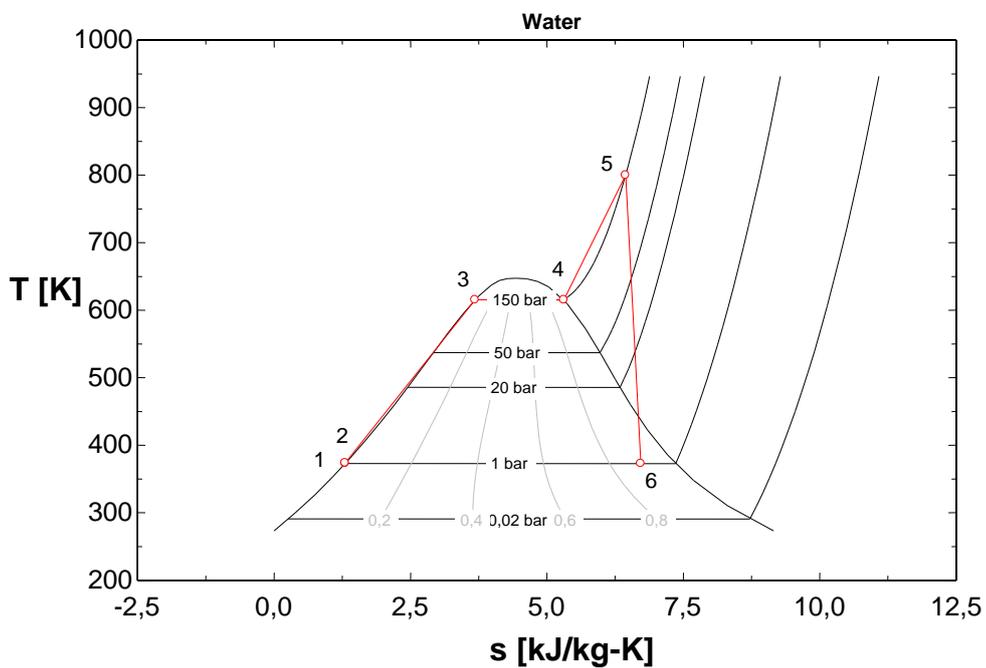


Figure III.1 : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à un seul niveau.

a. Variation de rendement de turbine à vapeur par rapport les pressions :

Haut pression (hp) :

Tableau (III.3) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de turbine à vapeur

P_{high} (bar)	η_{tv}
120	0,3076
122,8	0,3085
125,6	0,3093
128,3	0,3101
131,1	0,3108
133,9	0,3116
136,7	0,3123
139,4	0,313
142,2	0,3137
145	0,3143

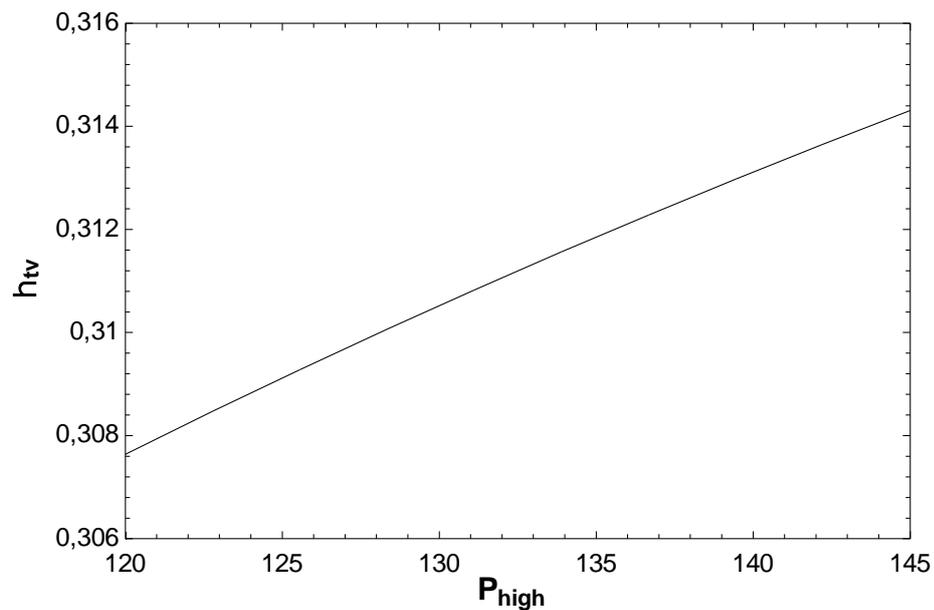


Figure III.2 variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de haute pression

La Figure III.2 : montre l'effet de la pression (haute pression) sur la variation de rendement produit dans la turbine à vapeur. La variation de rendement augmente avec l'augmentation de la pression (haute pression)

Basse pression (bp):

Tableau (III.4) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de turbine à vapeur

$P_{low}(\text{bar})$	η_{tv}
0,01	0,4215
0,12	0,3722
0,23	0,3566
0,34	0,3465
0,45	0,3389
0,56	0,3328
0,67	0,3276
0,78	0,3231
0,89	0,3191
1	0,3154

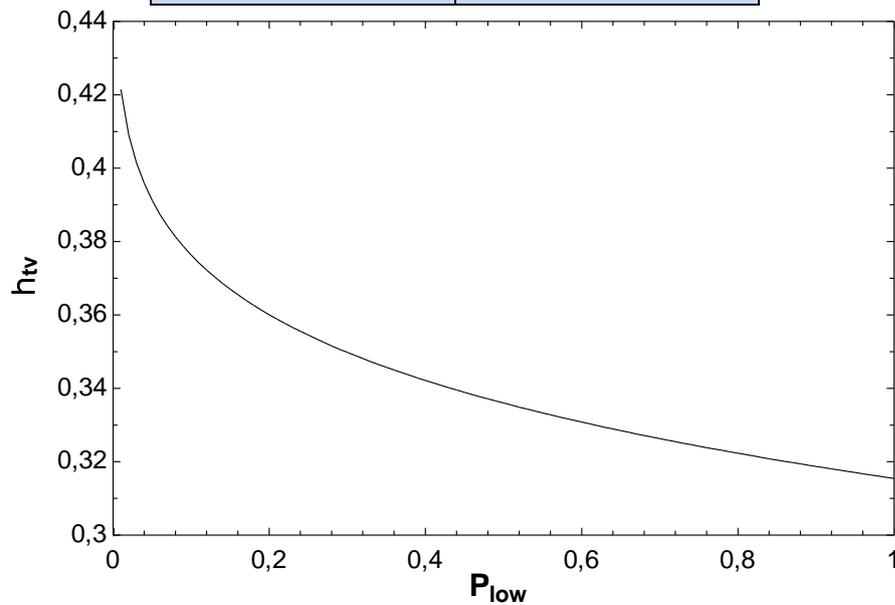


Figure III.3. variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de base pression

La Figure III.3: illustre l'effet de la pression (base pression) sur la variation de rendement produit dans la turbine à vapeur. La variation de rendement diminué avec l'augmentation de la pression (base pression) .

b. Variation de travail de turbine à vapeur par rapport les pressions :

Haut pression (hp) :

Tableau (III.5) : variation de pression (hp) en fonction de travail thermique

$P_{\text{high}}(\text{bar})$	$w_{\text{tv}} (\text{kJ/kg})$
120	919,9
122,8	921,3
125,6	922,7
128,3	923,9
131,1	925,1
133,9	926,2
136,7	927,3
139,4	928,2
142,2	929,1
145	929,9

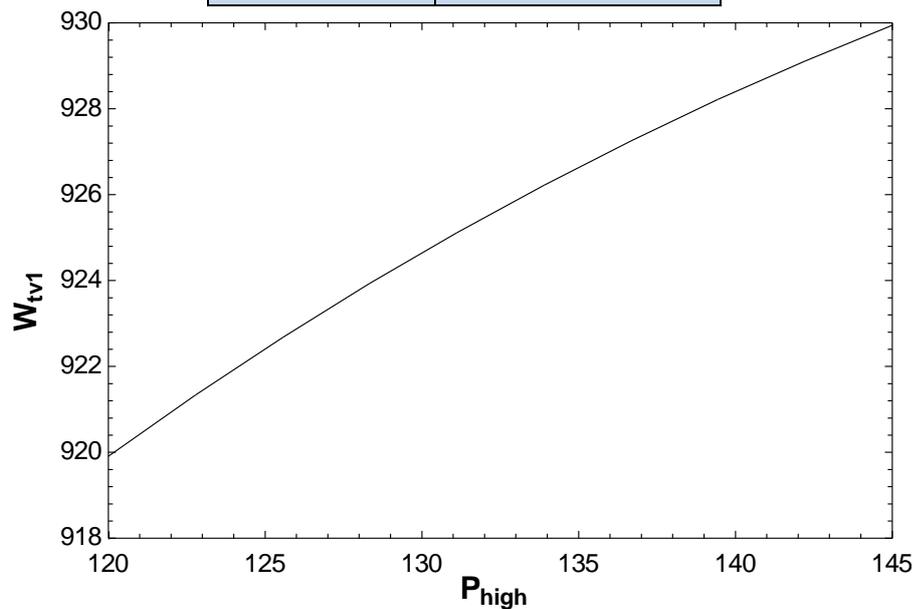


Figure III.4. variation de travail de turbine à vapeur par rapport de haute pression

La Figure III.4 : montre la variation du travail thermique de la turbine à vapeur en fonction de la pression (haute pression). L'augmentation de la pression conduit à une augmentation du travail thermique de la turbine vapeur.

Base pression (bp):

Tableau (III.6) : variation de pression (bp) en fonction de travail thermique

$P_{low}(\text{bar})$	$w_{tv}(\text{kJ/kg})$
0,01	1408
0,12	1177
0,23	1107
0,34	1063
0,45	1030
0,56	1004
0,67	982,1
0,78	963,1
0,89	946,3
1	931,3

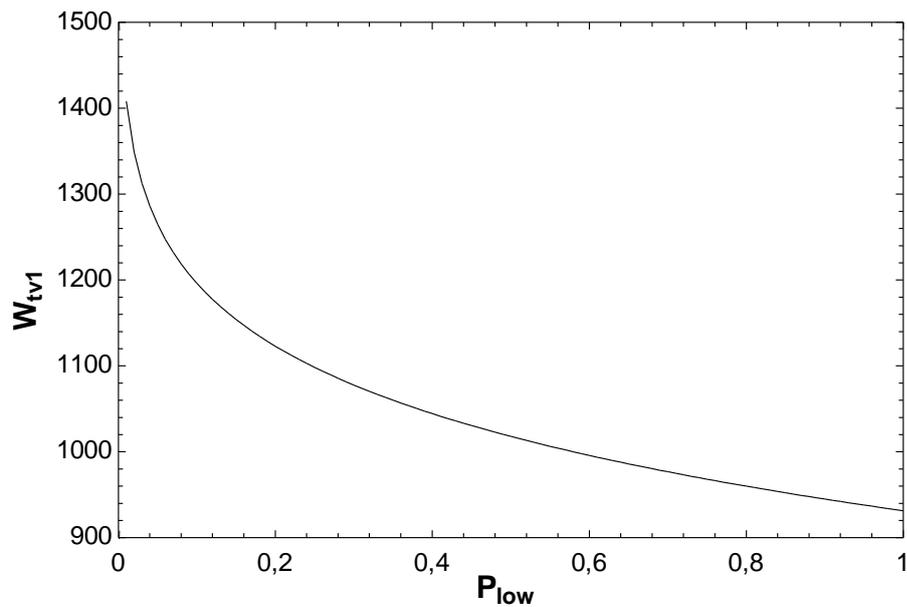


Figure III.5. variation de travail de turbine à vapeur par rapport de base pression

La Figure III.5: représenter la variation du travail thermique de la turbine à vapeur en fonction de la pression (base pression). La diminution de la pression conduit à une augmentation du travail thermique de la turbine vapeur.

III.4.2. Deuxièmes niveaux de pression :

Hypothèses :

- Le débit de vapeur et le débit gaz pour le deuxièmes niveaux ne change pas (sont fractionnements de débit).

- La température de sortie de premier surchauffeur égale à 800°K. La température de sortie de deuxième surchauffeur égale à 700°K.

Tableau (III.7) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à vapeur à deux niveaux de pression

Point	p_v (bar)	T_v (°k)	h_v (kj/kg)	S_v (kj/kg)	V_v (m ³ /kg)	h_{isv} (kj/kg)	S_{isv} (kj/kg)	T_{vis} (°k)
[1]	0,02	290,6	73,37	0,2603	0,001001			
[2]	150	290,9	88,33	0,2603				
[3]	150	615,3	1610	3,684				
[4]	150	615,3	2610	5,309				
[5]	150	800	3385	6,442				
[6]	50	633,8	3096	6,493		3064	6,442	621,7
[7]	50	700	3261	6,741				
[8]	0,02	290,6	2087	7,19		1957	6,741	290,6

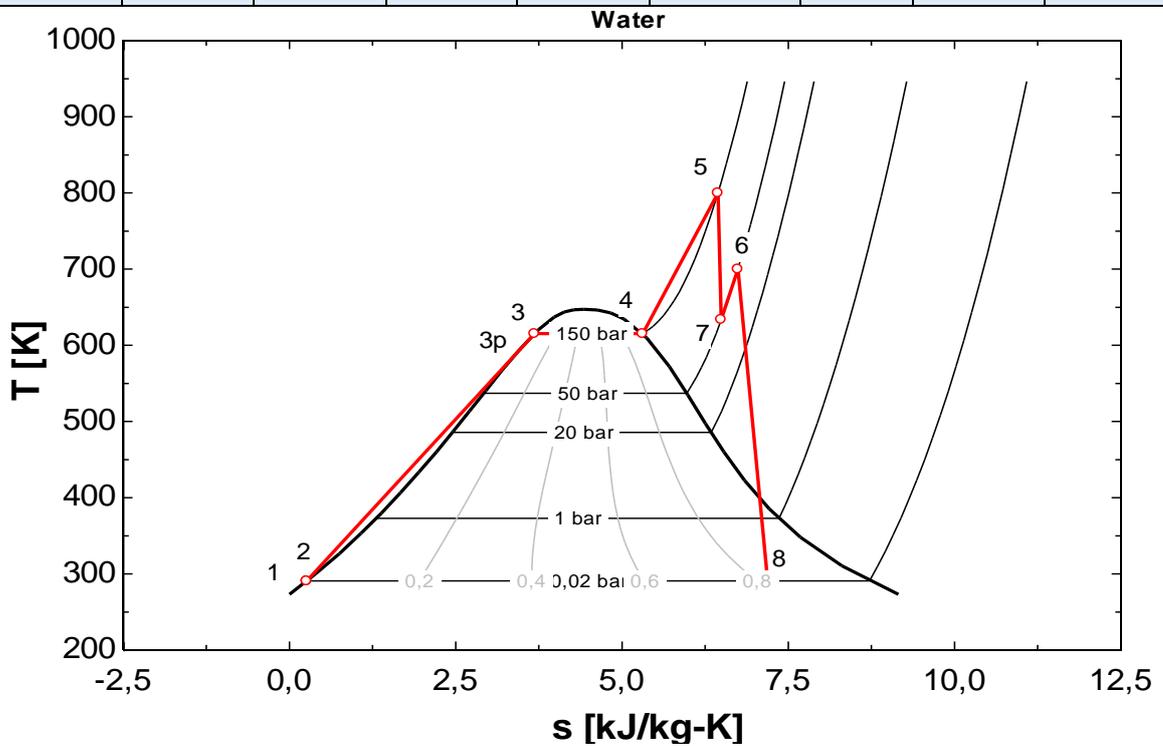


Figure III.6 : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle vapeur à deuxième niveau de pression.

Analyse de performance énergétique du cycle vapeur à deuxième niveau de pression.

- Le Travail de turbine à vapeur $W_{tv1} = 1148 \frac{kJ}{kg}$
- Le travail de cycle vapeur : $w_{t, cv} = 1463 \frac{kJ}{kg}$
- Le rendement du cycle vapeur : $\eta_{t, cv} = 41,83\%$

Variation de rendement de turbine à vapeur par rapport les pressions :

Haut pression (hp) :

Tableau (III.8) : variation de pression (hp) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur

phigh(bar)	Wtv1(kj/kg)
120	1404
122,8	1409
125,6	1413
128,3	1418
131,1	1422
133,9	1426
136,7	1431
139,4	1434
142,2	1438
145	1442

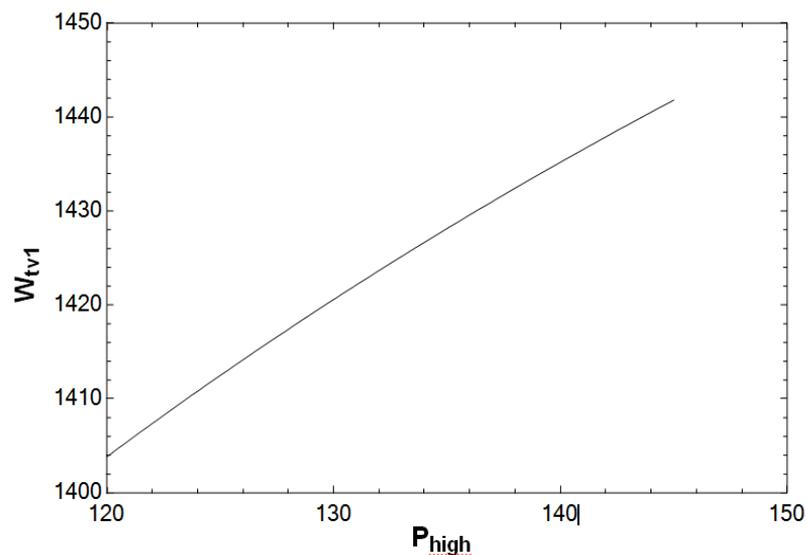


Figure III.7 : variation de travail de turbine à vapeur par rapport de haut pression.

La Figure III.7: montre l'effet de la pression (haute pression) sur la variation de travail produit dans la turbine à vapeur. La variation de travail augment avec l'augmentation de la pression (haute pression).

Haut pression (hp) :

Tableau (III.9) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de turbine à vapeur

phigh(bar)	η_{tv}
120	0,4107
122,8	0,4116
125,6	0,4124
128,3	0,4132
131,1	0,4139
133,9	0,4146
136,7	0,4153
139,4	0,416
142,2	0,4166
145	0,4172

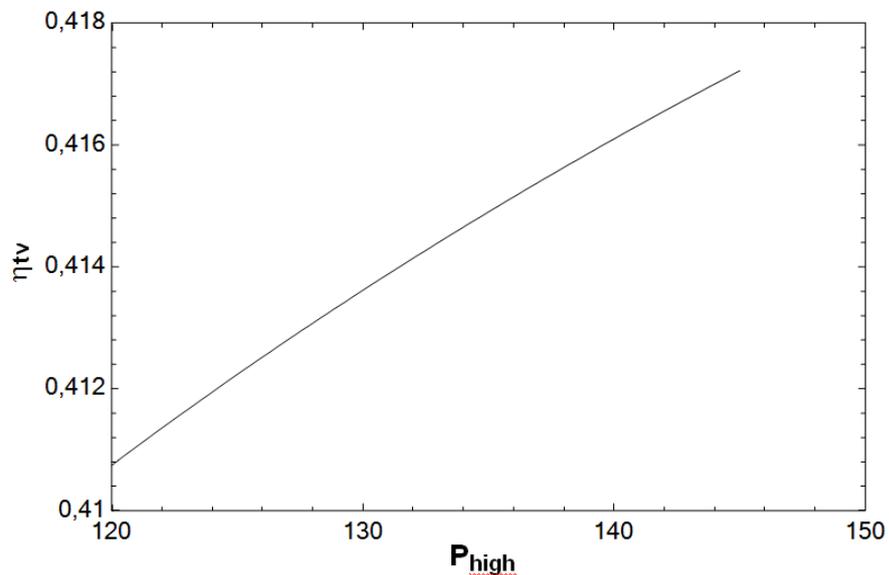


Figure III.8 : variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de haut pression.

La Figure III.8: montre l'effet de la pression (haute pression) sur la variation de rendement produit dans la turbine à vapeur. La variation de rendement augment avec l'augmentation de la pression (haute pression)

Haut pression (hp) :

Tableau (III.10) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de cycle combiné

phigh(bar)	η_{cc1}
120	0,5407
122,8	0,5411
125,6	0,5414
128,3	0,5418
131,1	0,5421
133,9	0,5424
136,7	0,5428
139,4	0,5431
142,2	0,5434
145	0,5436

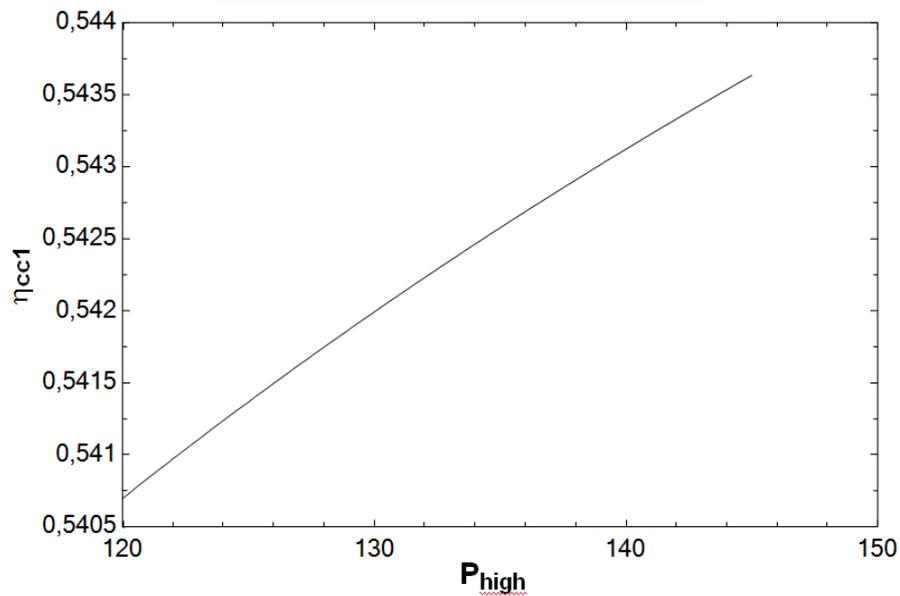


Figure III.9: variation de rendement cycle combiné par rapport de haut pression.

La Figure III.9: illustre l'effet de la pression (base pression) sur la variation de rendement produit dans la cycle combiné, La variation de rendement du cycle combiné augmente avec l'augmentation de la pression (base pression) .

Haut pression (hp) :

Tableau (III.11) : variation de pression (hp) en fonction de puissance de turbine à vapeur

phigh(bar)	putv(kj/kg)
120	75373
122,8	75635
125,6	75887
128,3	76129
131,1	76363
133,9	76588
136,7	76805
139,4	77014
142,2	77216
145	77410

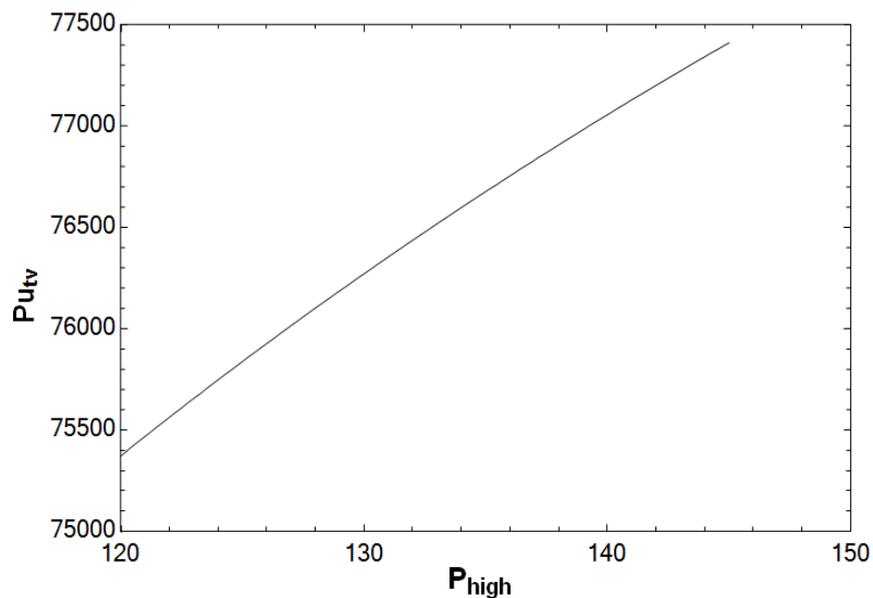


Figure III.10: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de haut pression.

La Figure III.10: montre la variation du puissance de la turbine à vapeur en fonction de la pression (haute pression). L'augmentation de la pression conduit à une augmentation du puissance de la turbine vapeur

Moyenne pression (Mp) :

Tableau (III.12) : variation de pression (mp) en fonction de travail thermiques de turbine à vapeur

$p_{med}(\text{bar})$	$W_{tv1}(\text{kJ/kg})$
20	1559
24,44	1540
28,89	1522
33,33	1505
37,78	1489
42,22	1474
46,67	1459
51,11	1444
55,56	1430
60	1417

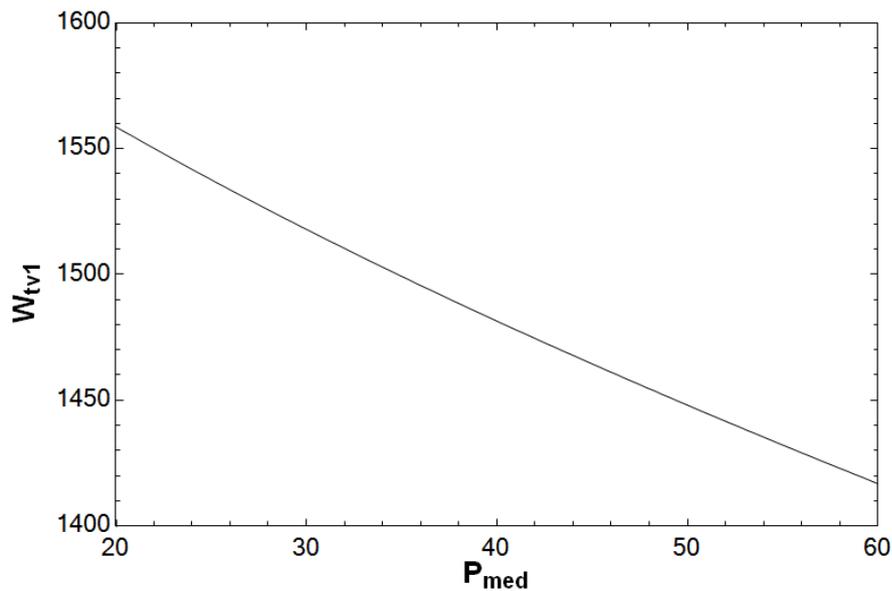


Figure III.11: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression.

La Figure III.11: représenter la variation du travail thermique de la turbine à vapeur en fonction de la pression (moyenne pression). L'augmentation de la pression conduit à une diminution du travail thermique de la turbine vapeur.

Moyenne pression (Mp) :

Tableau (III.13) : variation de pression (mp) en fonction de rendement de turbine à vapeur :

$p_{med}(\text{bar})$	η_{tv}
20	0,4212
24,44	0,4213
28,89	0,4211
33,33	0,4207
37,78	0,4202
42,22	0,4195
46,67	0,4188
51,11	0,4181
55,56	0,4172
60	0,4164

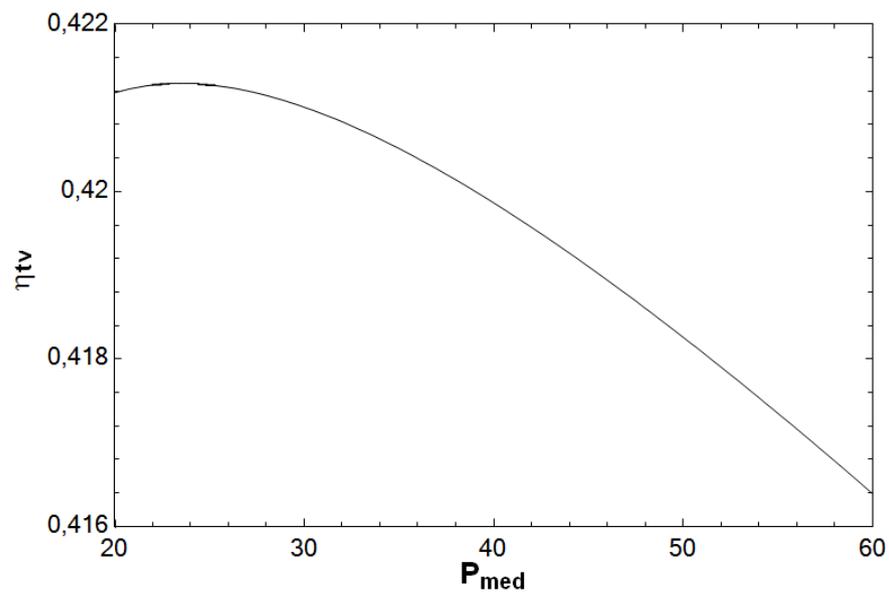


Figure III.12: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression.

La Figure III.12 : représenter la variation du travail thermique de la turbine à vapeur en fonction de la pression (moyenne pression). La diminution de la pression conduit à une augmentation du rendement de la turbine vapeur

Moyenne pression (Mp) :

Tableau (III.14) : variation de pression (mp) en fonction de rendement de cycle combiné

pmed(bar)	η_{cc1}
20	0,5527
24,44	0,5512
28,89	0,5498
33,33	0,5485
37,78	0,5473
42,22	0,5461
46,67	0,545
51,11	0,5438
55,56	0,5428
60	0,5417

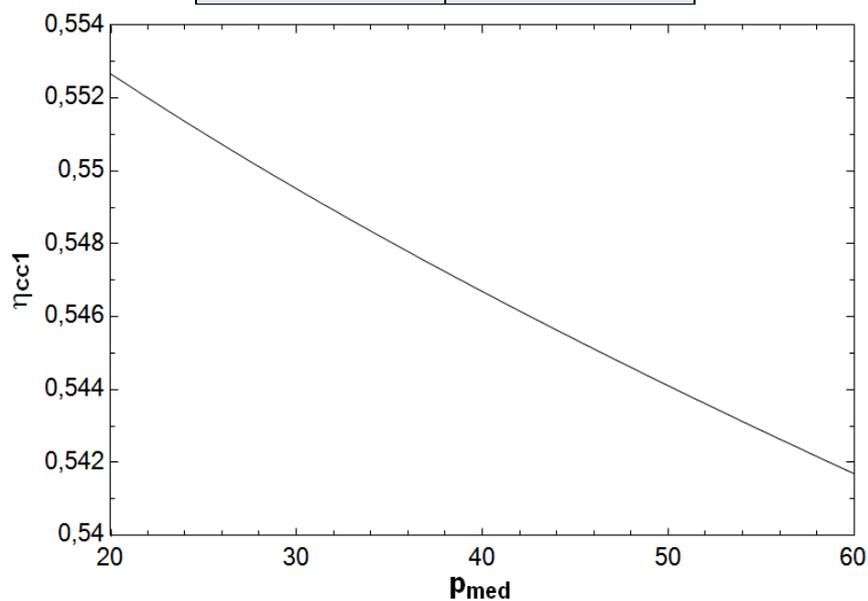


Figure III.13: variation de rendement cycle combiné par rapport de moyenne pression.

La Figure III.13: illustre l'effet de la pression (base pression) sur la variation de rendement produit dans la cycle combiné. La variation de rendement diminué avec l'augmentation delapression (moyenne pression) .

Moyenne pression (Mp) :

Tableau (III.15) : variation de pression (mp) en fonction de puissances de turbine à vapeur

pmed(bar)	putv(kj/kg)
20	83684
24,44	82676
28,89	81724
33,33	80820
37,78	79956
42,22	79126
46,67	78326
51,11	77552
55,56	76800
60	76068

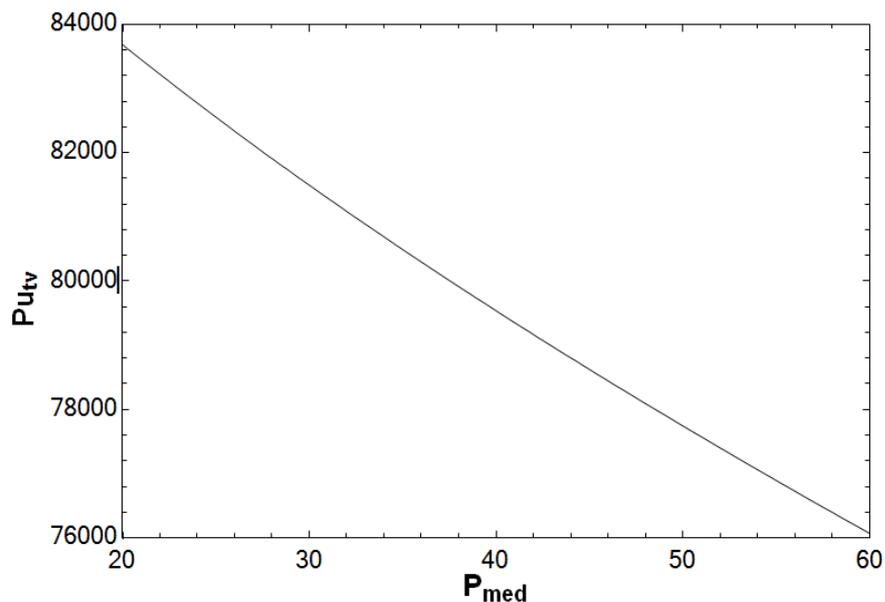


Figure III.14: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression.

La Figure III.14: illustre l'effet de la pression (base pression) sur la variation de puissance dans la turbine à vapeur. La variation de puissance diminue avec l'augmentation de la pression (base pression)

Base pression (Bp) :

Tableau (III.16) : variation de pression (bp) en fonction de puissance de turbine à vapeur

p_{low} (bar)	W_{tv1} (kj/kg)
0,01	1510
0,12	1268
0,23	1194
0,34	1148
0,45	1113
0,56	1085
0,67	1062
0,78	1042
0,89	1024
1	1008

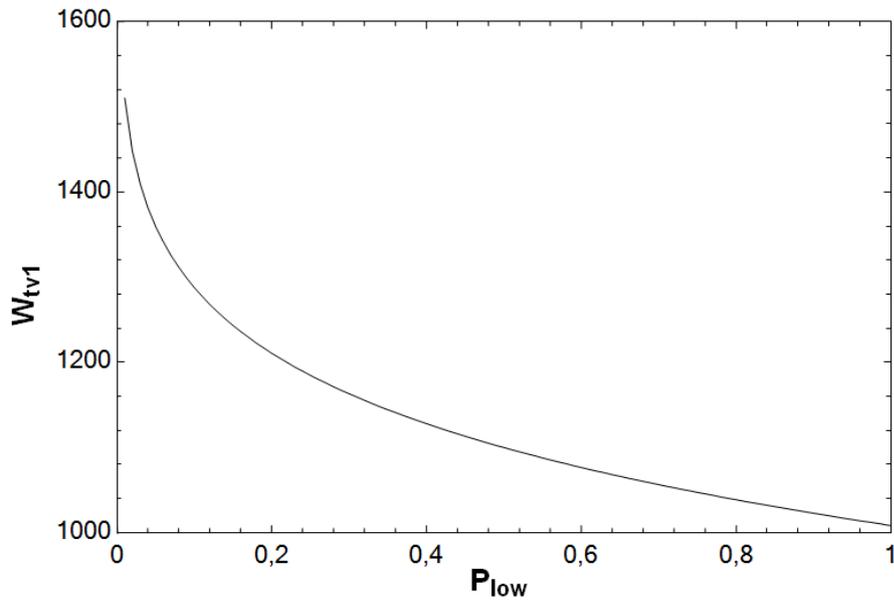


Figure III.15 : variation de travail de turbine à vapeur par rapport de base pression.

La Figure III.15: représenter la variation du travail thermique de la turbine à vapeur en fonctionde la pression (base pression). La diminution de la pression conduit à une augmentation du travail thermique de la turbine vapeur.

Base pression (Bp) :

Tableau (III.17) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de turbine à vapeur

$p_{low}(\text{bar})$	η_{tv}
0,01	0,4307
0,12	0,381
0,23	0,3652
0,34	0,355
0,45	0,3473
0,56	0,3411
0,67	0,3358
0,78	0,3312
0,89	0,3272
1	0,3235

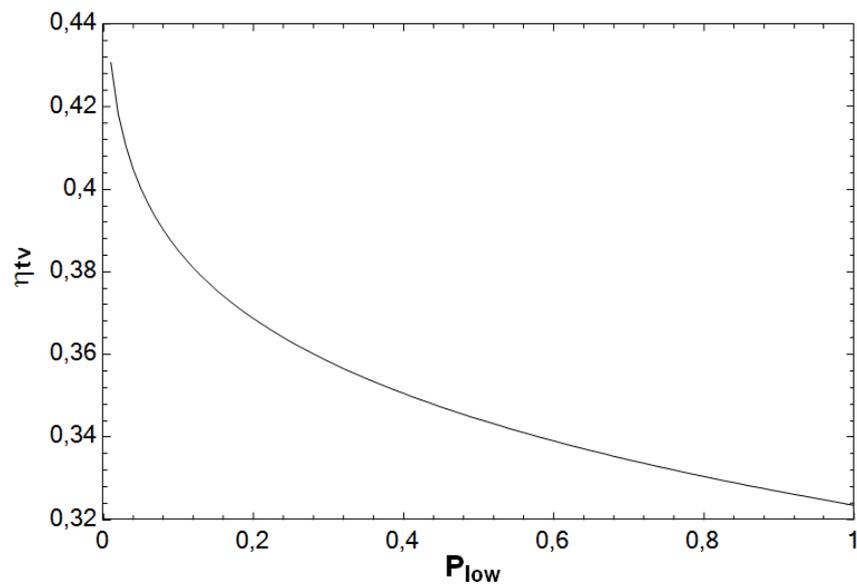


Figure III.16: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de base pression.

La Figure III.16: illustre l'effet de la pression (base pression) sur la variation de rendement produit dans la turbine à vapeur. La variation de rendement diminué avec l'augmentation de la pression (base pression).

Base pression (Bp) :

Tableau (III.18) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de cycle combiné

$P_{low}(\text{bar})$	η_{cc1}
0,01	0,5489
0,12	0,5302
0,23	0,5245
0,34	0,5209
0,45	0,5182
0,56	0,5161
0,67	0,5143
0,78	0,5127
0,89	0,5113
1	0,5101

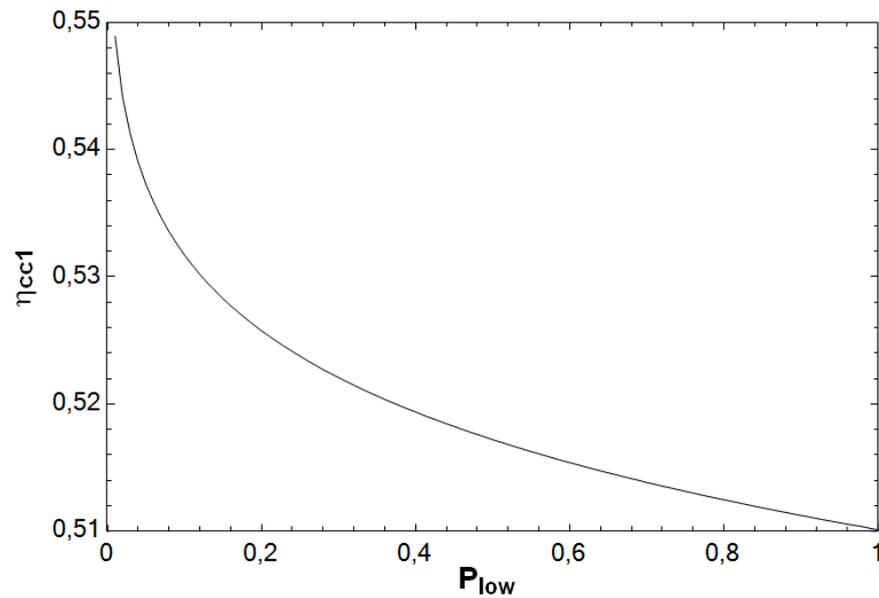


Figure III.17: variation de rendement cycle combiné par rapport de base pression.

La Figure III.17: montre la variation de la pression (base pression) sur la variation de rendement produit dans la cycle combiné. La variation de rendement diminué avec l'augmentation de la pression (base pression).

Base pression (Bp) :

Tableau (III.19) : variation de pression (bp) en fonction de puissance de turbine à vapeur

$p_{low}(\text{bar})$	$p_{utv}(\text{kJ/kg})$
0,01	81080
0,12	68077
0,23	64129
0,34	61626
0,45	59766
0,56	58275
0,67	57025
0,78	55946
0,89	54994
1	54142

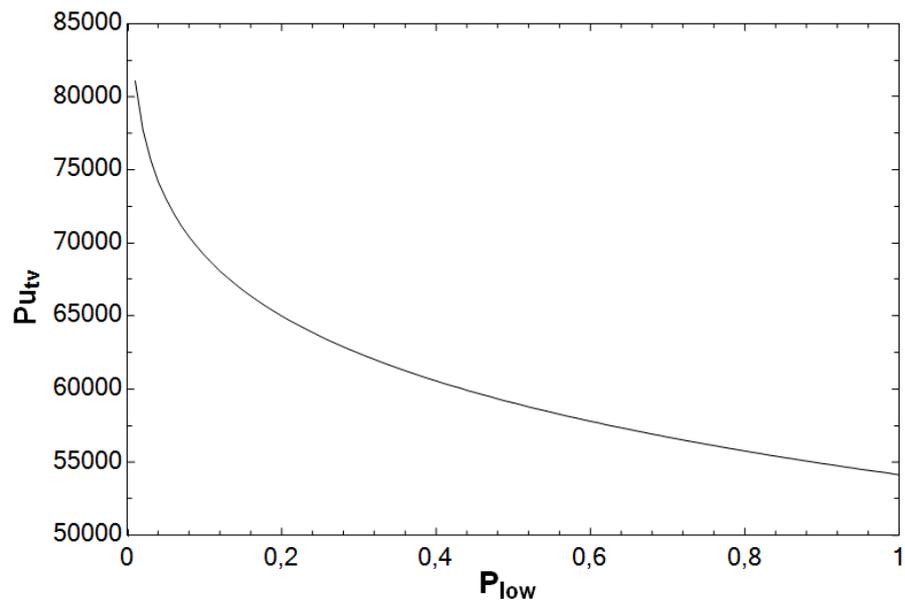


Figure III.18: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de base pression.

La Figure III.18: représenter la variation du travail thermique de la turbine à vapeur en fonction de la pression (base pression). L'augmentation de la pression conduit à une diminution du travail thermique de la turbine vapeur.

III.4.3. troisièmes niveaux de pression :

Hypothèses :

- Le débit de vapeur et le débit gaz pour le troisièmes niveaux ne change pas (sont fractionnements de débit).
- La température de sortie de premier surchauffeur égale à 800°K.
- La température de sortie de deuxièmes surchauffeur égale à 700°K. La température de sortie de troisièmes surchauffeur égale à 500°K.

Tableau (III.20) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à vapeur à trois niveaux de pression

Point	p_v (bar)	T_v (°k)	h_v (kj/kg)	S_v (kj/kg)	V_v (m ³ /kg)	H_{isv} (kj/kg)	S_{isv} (kj/kg)	T_{vis} (°k)
[1]	0,02	290,6	73,37	0,2603	0,001001			
[2]	150	290,9	88,33	0,2603				
[3]	150	615,3	1610	3,684				
[4]	150	615,3	2610	5,309				
[5]	150	800	3385	6,442				
[6]	50	633,8	3096	6,493		3064	6,442	621,7
[7]	50	680	3212	6,67				
[8]	20	560,8	2994	6,714		2970	6,67	550,7
[9]	20	600	3084	6,87				
[10]	0,02	290,6	2104	7,245		1995	6,87	290,6

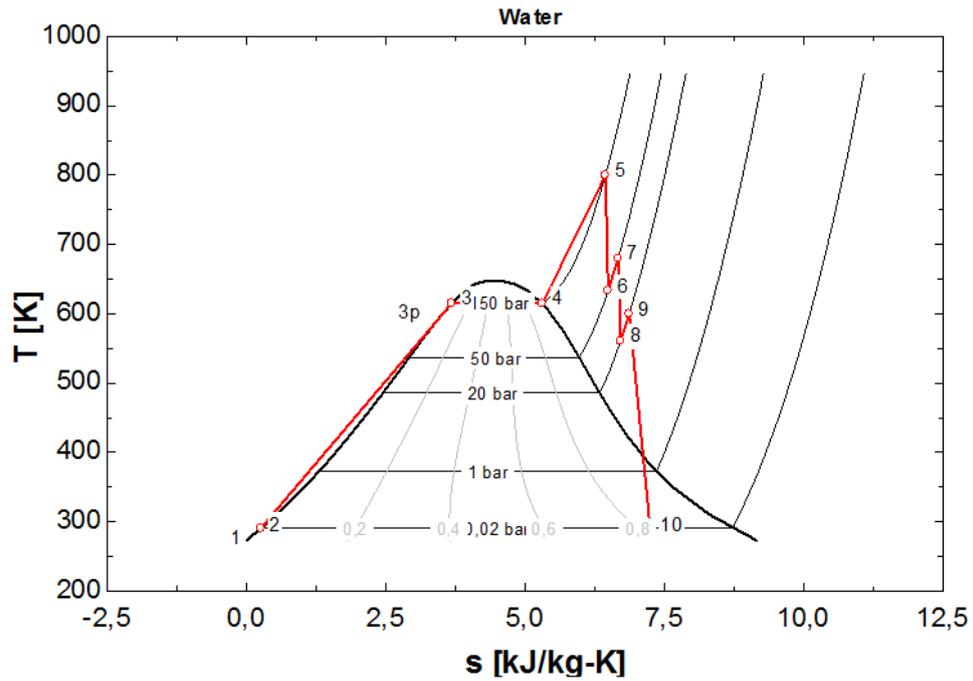


Figure III.19: Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle vapeur à troisièmes niveau de pression.

Analyse de performance énergétique du cycle vapeur à troisièmes niveau de pression :

- Le Travail de turbine à vapeur $W_{tvl} = 1474 \frac{kJ}{kg}$
- Le travail de cycle vapeur : $w_{t,tv} = 1489 \frac{kJ}{kg}$
- Le rendement du cycle vapeur : $\eta_{tv} = 42.02\%$

Variation de performance énergétique du cycle vapeur par rapport les pressions :

Haut pression (hp) :

Tableau (III.21) : variation de pression (hp) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur .

$p_{high}(bar)$	$W_{tv1}(kj/kg)$
120	1430
122,8	1435
125,6	1439
128,3	1444
131,1	1448
133,9	1452
136,7	1456
139,4	1460
142,2	1464
145	1468

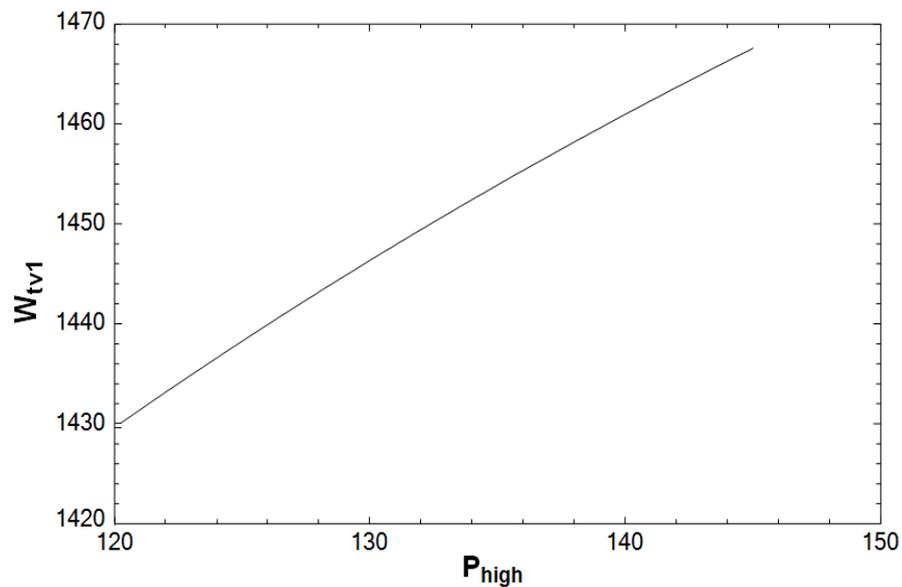


Figure III.20: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de haut pression.

La Figure III.20: montre l'effet de la pression (haute pression) sur la variation de travail thermique de la turbine à vapeur. on remarque que La variation de travail thermique de la turbine à vapeur augment avec l'augmentation de la pression (haute pression)

Haut pression (hp) :

Tableau (III.22) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de turbine à vapeur .

$p_{high}(\text{bar})$	η_{tv}
120	0,4132
122,8	0,414
125,6	0,4148
128,3	0,4156
131,1	0,4163
133,9	0,417
136,7	0,4177
139,4	0,4184
142,2	0,419
145	0,4196

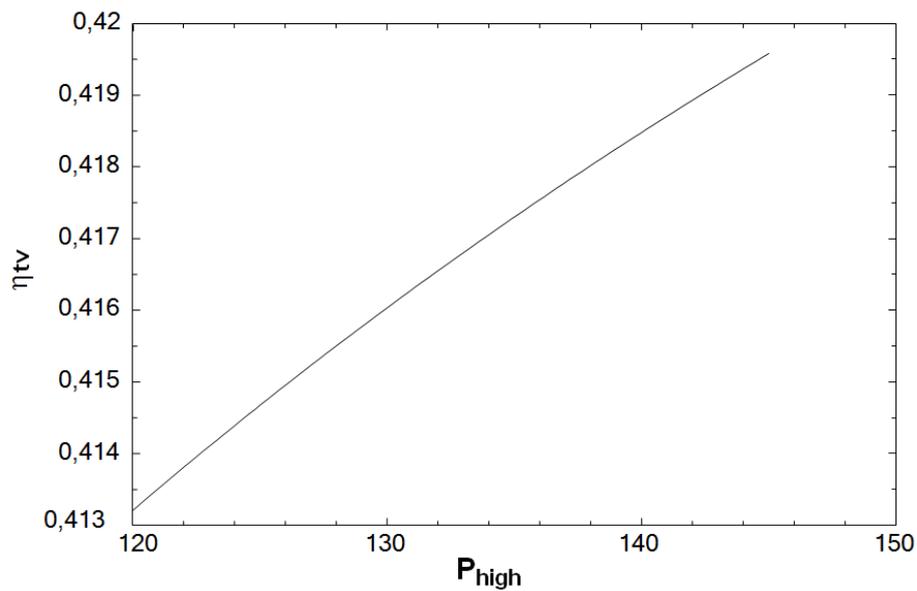


Figure III.21: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de haut pression.

La Figure III.21: représenter la variation de rendement thermique de turbine à vapeur en fonction de pression(haute pression), on observe que l'augmentation de pression conduit à l'augmentation du rendement thermique de turbine à vapeur

Haut pression (hp) :

Tableau (III.23) : variation de pression (hp) en fonction de rendement de cycle combiné

phigh(bar)	η_{cc1}
120	0,5427
122,8	0,5431
125,6	0,5434
128,3	0,5438
131,1	0,5441
133,9	0,5444
136,7	0,5448
139,4	0,5451
142,2	0,5453
145	0,5456

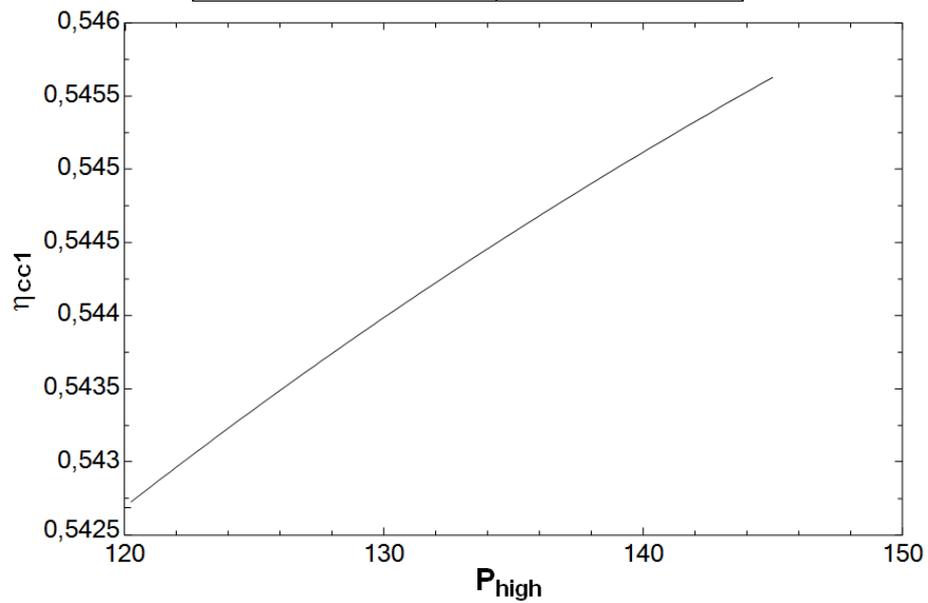


Figure III.22: variation de rendement cycle combiné par rapport de haut pression.

La Figure III.22 : illustre la variation de rendement thermique du cycle combinée en fonction de pression(haute pression), l'augmentation de pression conduit à l'augmentation du rendement thermique du cycle combinée jusqu'a le maximum

Haut pression (hp) :

Tableau (III.24) : variation de pression (hp) en fonction de puissance de turbine à vapeur .

phigh(bar)	putv(kj/kg)
120	76757
122,8	77019
125,6	77271
128,3	77513
131,1	77747
133,9	77972
136,7	78189
139,4	78398
142,2	78600
145	78794

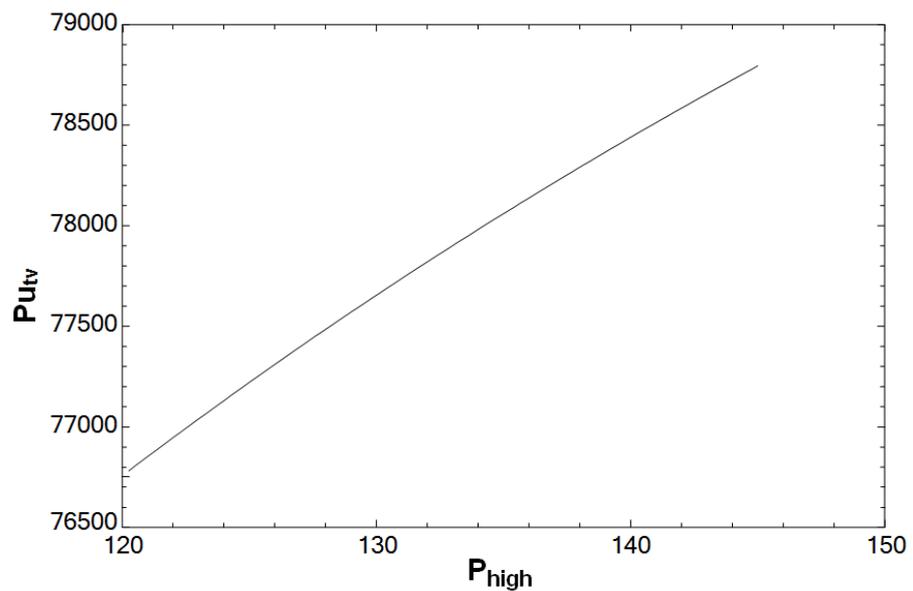


Figure III.23: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de haut pression.

La Figure III.23 : représenter la variation de puissance thermique de turbine à vapeur en fonction de pression(haute pression), on observe que l'augmentation de pression conduit à l'augmentation du puissance thermique de turbine à vapeur

Moyenne pression 1 (Mp) :

Tableau (III.25) : variation de pression (p_1) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur

$P_{med1}(\text{bar})$	$W_{tv1}(\text{kJ/kg})$
40	1478
46,67	1476
53,33	1471
60	1465
66,67	1457
73,33	1449
80	1440
86,67	1430
93,33	1420
100	1410

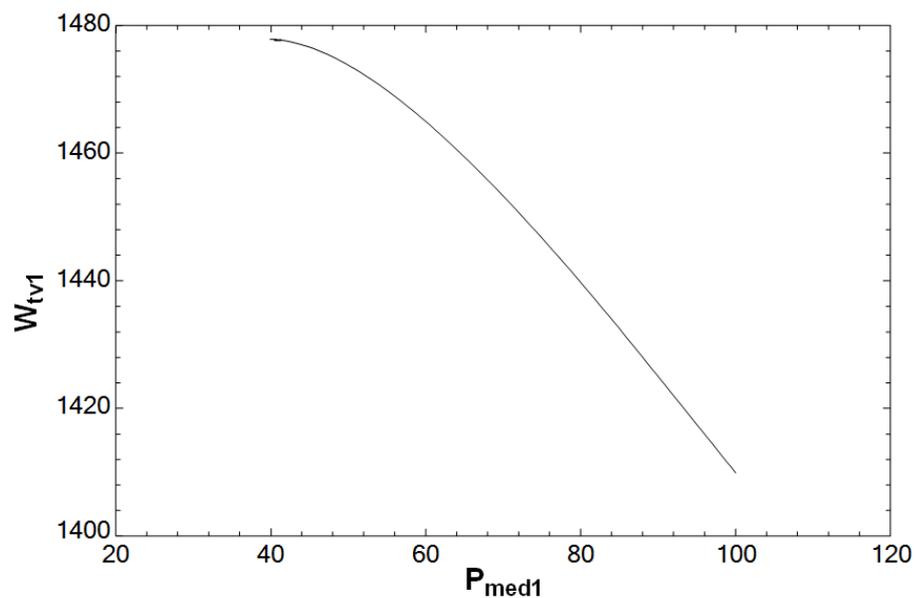


Figure III.24: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 1 .

La Figure III.24 : montre la variation du travail thermique de la turbine à vapeur, en fonction de pression (pression médium 1). L'augmentation de pression produit à une diminution du travail thermique de la turbine à vapeur .

Moyenne pression 1 (Mp) :

Tableau (III.26) : variation de pression (p_1) en fonction de rendement de turbine à vapeur

$P_{med1}(\text{bar})$	η_{tv}
40	0,4213
46,67	0,4209
53,33	0,4202
60	0,4191
66,67	0,4179
73,33	0,4165
80	0,4149
86,67	0,4133
93,33	0,4116
100	0,4098

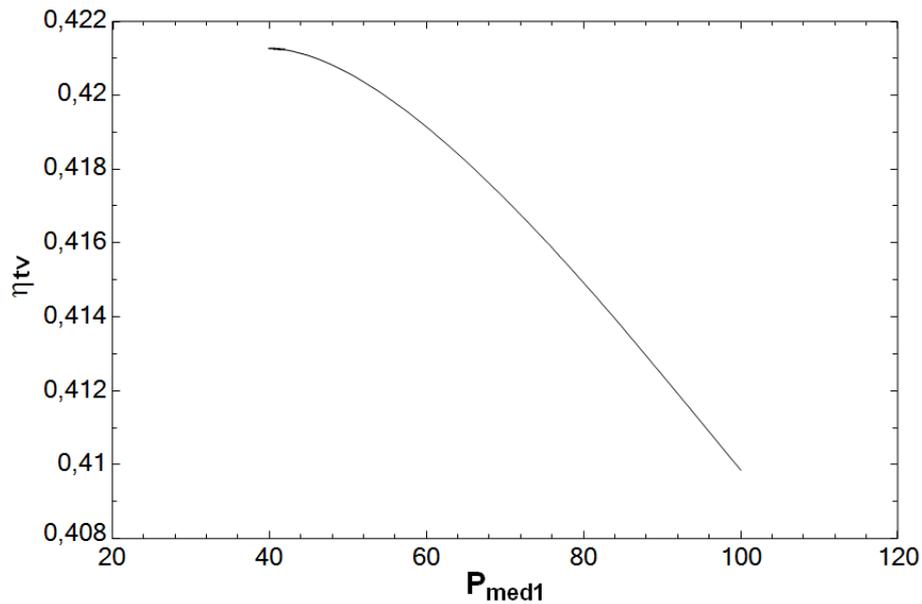


Figure III.25: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 1.

La Figure III.25 : représenter la variation de rendement thermique de la turbine à vapeur en fonction de pression(pression médium 1),on observe l'augmentation de pression conduit à une diminution du rendement thermique de la turbine à vapeur .

Moyenne pression 1 (Mp) :

Tableau (III.27) : variation de pression (p_1) en fonction de rendement de cycle combiné

$P_{med1}(\text{bar})$	η_{cc1}
40	0,5464
46,67	0,5463
53,33	0,5459
60	0,5454
66,67	0,5448
73,33	0,5442
80	0,5435
86,67	0,5427
93,33	0,5419
100	0,5412

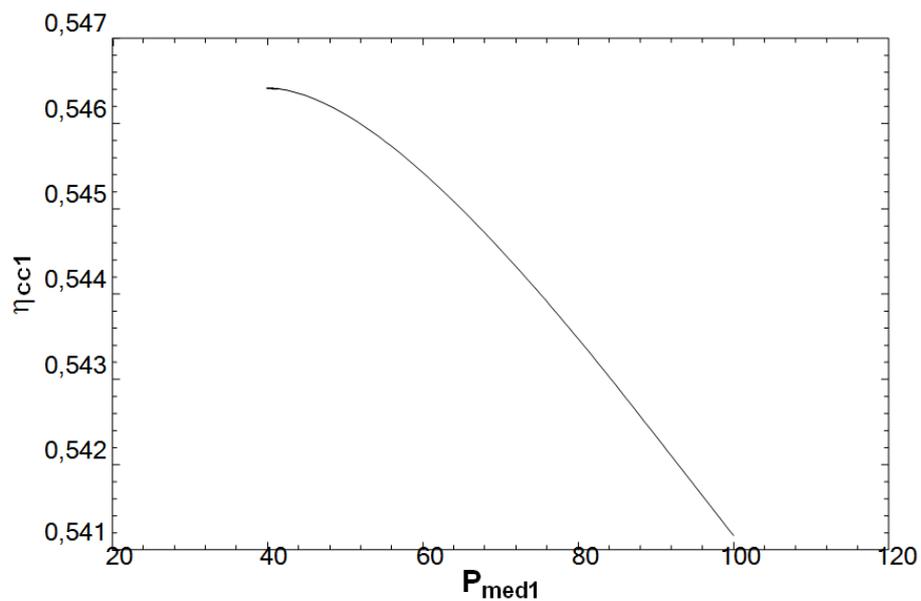


Figure III.26: variation de rendement cycle combiné par rapport de moyenne pression 1.

La Figure III.26: représenter la variation de rendement thermique du cycle combiné en fonction de pression (pression médium 1), on remarque que l'augmentation de pression produit à une diminution durendement thermique du cycle combiné .

Moyenne pression 1 (Mp) :

Tableau (III.28) : variation de pression (p_1) en fonction de puissance de turbine à vapeur

$P_{med1}(\text{bar})$	$p_{utv}(\text{kJ/kg})$
40	79345
46,67	79235
53,33	78991
60	78652
66,67	78247
73,33	77793
80	77300
86,67	76777
93,33	76239
100	75698

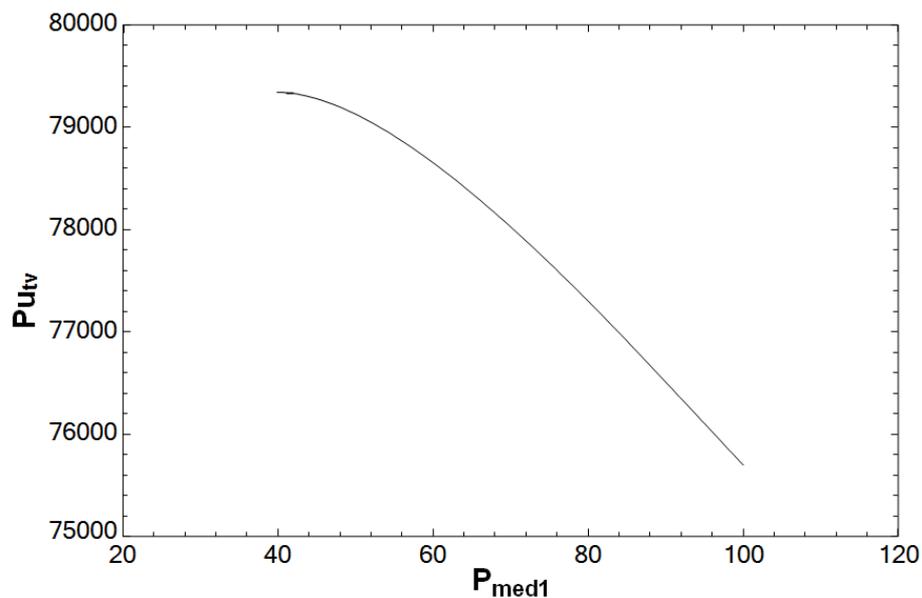


Figure III.27: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 1.

La Figure III.27: représenter la variation de puissance thermique de turbine à vapeur en fonction de pression (pression médium 1), on vue que l'augmentation de pression conduit une diminution du puissance thermique de la turbine à vapeur .

Moyenne pression 2 (Mp) :

Tableau (III.29) : variation de pression (mp_2) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur

$P_{med2}(\text{bar})$	$W_{tv1}(\text{kJ/kg})$
1	1633
5,889	1575
10,78	1535
15,67	1501
20,56	1470
25,44	1442
30,33	1416
35,22	1390
40,11	1367
45	1343

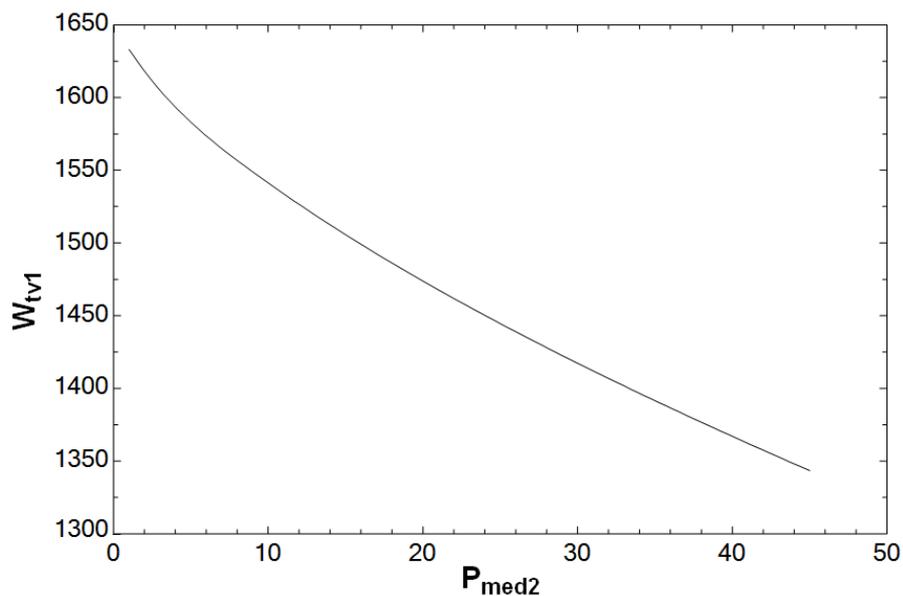


Figure III.28: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 2.

La Figure III.28: montre la variation du travail thermique de la turbine à vapeur, en fonction de pression (pression médium 2). L'augmentation de pression produit à une diminution du travail thermique de la turbine à vapeur .

Moyenne pression 2 (Mp) :

Tableau (III.30) : variation de pression (p_2) en fonction de rendement de turbine à vapeur

$P_{med2}(\text{bar})$	η_{tv}
1	0,4039
5,889	0,4181
10,78	0,4207
15,67	0,4211
20,56	0,4205
25,44	0,4195
30,33	0,4183
35,22	0,4169
40,11	0,4154
45	0,4137

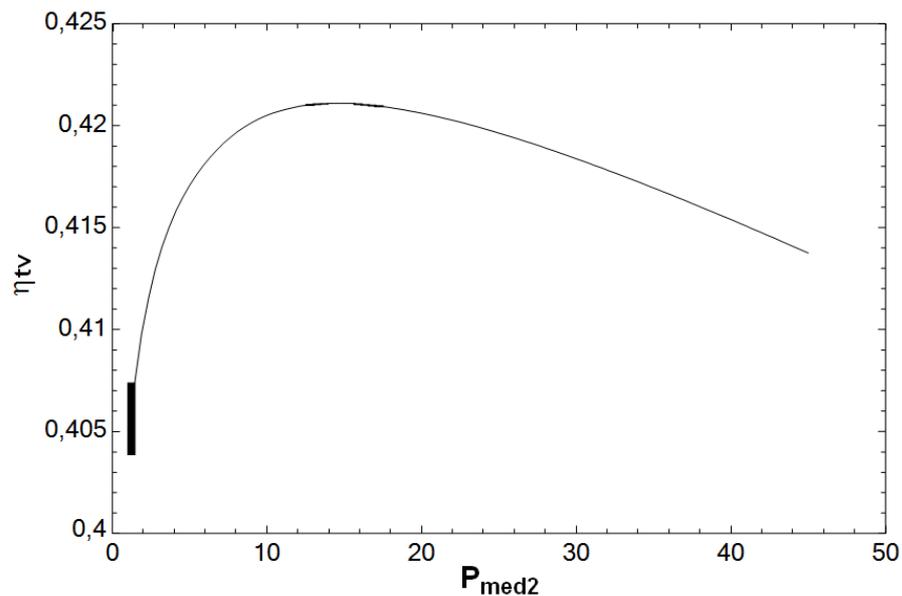


Figure III.29: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 2.

La Figure III.29: illustre la variation de rendement thermique de turbine à vapeur en fonction de pression (pression médium 2), l'augmentation de pression conduit à l'augmentation du rendement thermique de turbine à vapeur jusqu'à le maximum, en outre le rendement thermique de la turbine à vapeur il se diminue

Moyenne pression 2 (Mp) :

Tableau (III.31) : variation de pression (p_2) en fonction de rendement de cycle combiné

$P_{med2}(\text{bar})$	η_{cc1}
1	0,5584
5,889	0,5539
10,78	0,5509
15,67	0,5482
20,56	0,5458
25,44	0,5437
30,33	0,5416
35,22	0,5397
40,11	0,5378
45	0,536

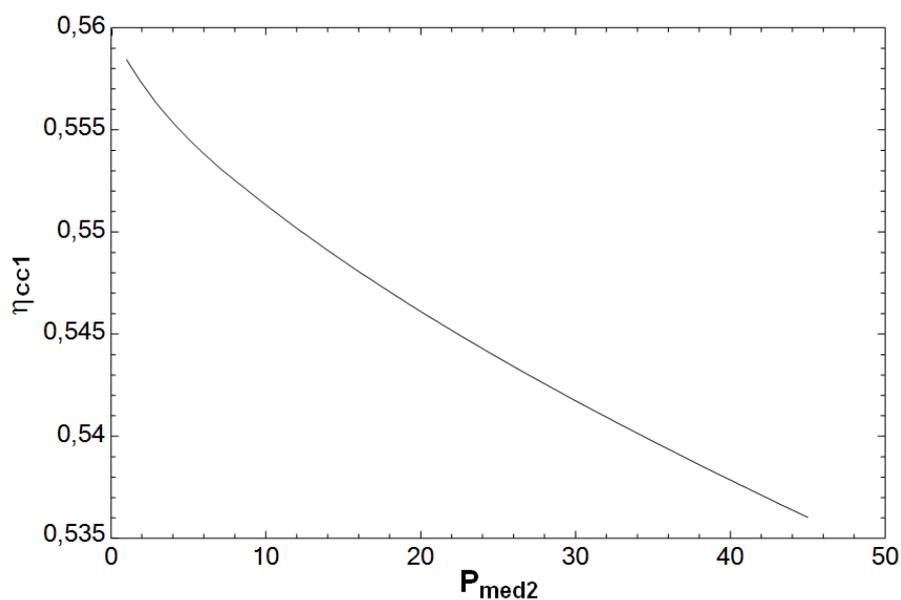


Figure III.30: variation de rendement cycle combiné par rapport de moyenne pression 2 .

La Figure III.30: représenter la variation de rendement thermique du cycle combiné en fonction de pression(pression médium 2), l'augmentation de pression conduit à une diminution du rendement thermique du cycle combiné .

Moyenne pression 2 (Mp) :

Tableau (III.32) : variation de pression (mp_2) en fonction de puissance de turbine à vapeur

$P_{med2}(bar)$	$putv(kj/kg)$
1	87683
5,889	84538
10,78	82435
15,67	80601
20,56	78946
25,44	77423
30,33	76000
35,22	74654
40,11	73367
45	72129

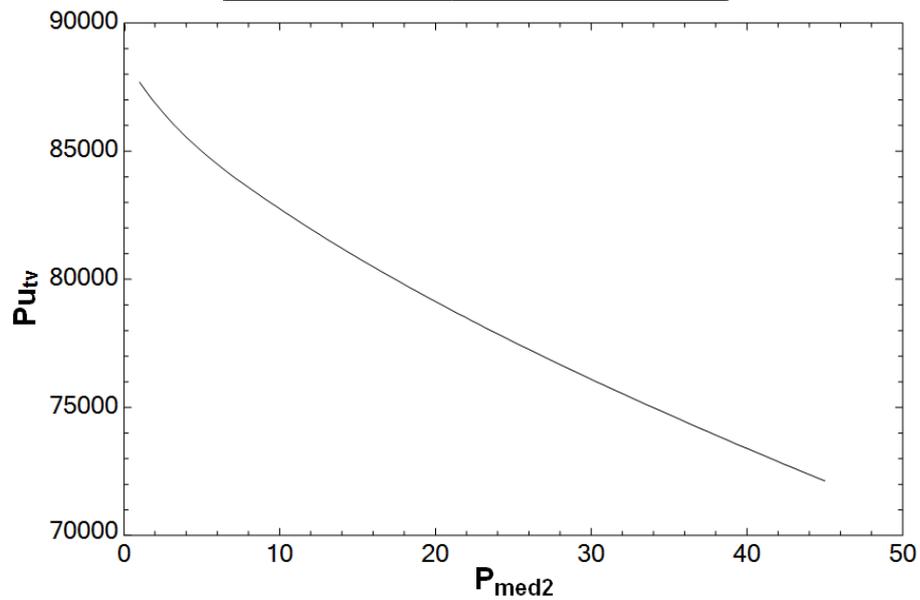


Figure III.31: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de moyenne pression 2.

La Figure III.31:représenter la variation de puissance thermique de turbine à vapeur en fonction de pression (pression médium 2), on observe que l'augmentation de pression conduit une diminution du puissance thermique de la turbine à vapeur .

Base pression (Bp) :

Tableau (III.33) : variation de pression (bp) en fonction de travail thermique de turbine à vapeur

$p_{low}(\text{bar})$	$W_{tv1}(\text{kJ/kg})$
0,01	1537
0,12	1290
0,23	1215
0,34	1167
0,45	1132
0,56	1103
0,67	1080
0,78	1059
0,89	1041
1	1025

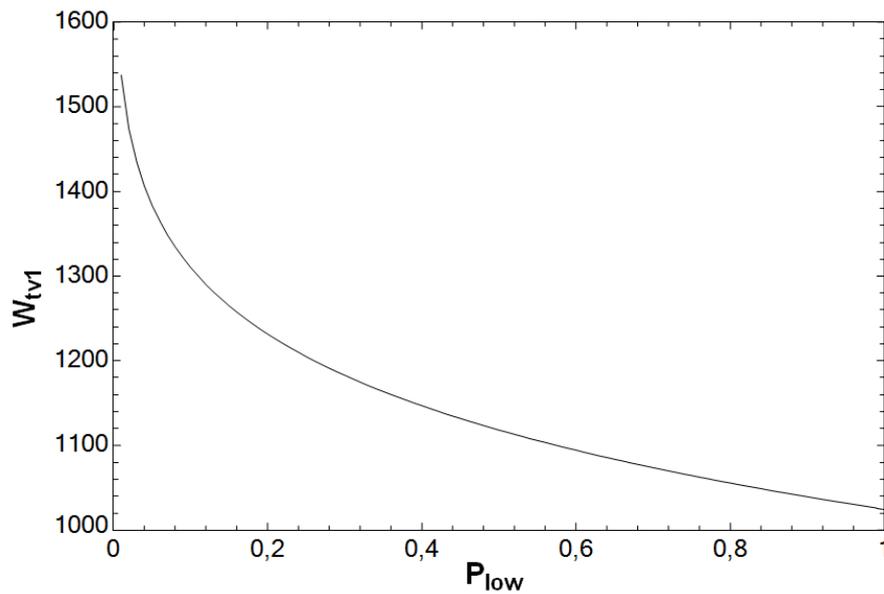


Figure III.32: variation de travail de turbine à vapeur par rapport de base pression.

La Figure III.32 : montre la variation du travail thermique de la turbine à vapeur, en fonction de pression (base pression). L'augmentation de pression produit à une diminution du travail thermique de la turbine à vapeur .

Base pression (Bp) :

Tableau (III.34) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de turbine à vapeur

$p_{low}(\text{bar})$	η_{tv}
0,01	0,4332
0,12	0,3828
0,23	0,3667
0,34	0,3564
0,45	0,3485
0,56	0,3422
0,67	0,3369
0,78	0,3322
0,89	0,3281
1	0,3243

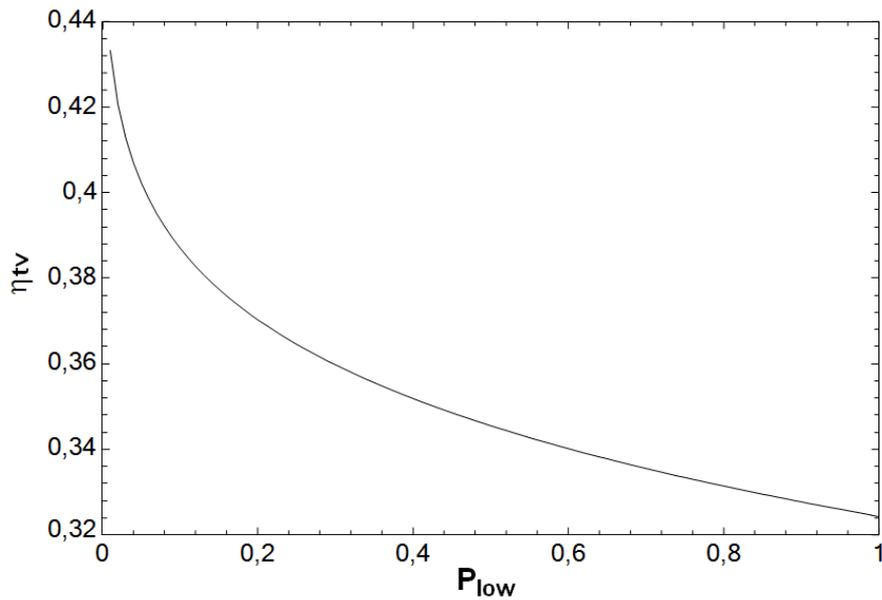


Figure III.33: variation de rendement de turbine à vapeur par rapport de base pression.

La Figure III.33 : représenter la variation de rendement thermique de la turbine à vapeur en fonction de pression (base pression), on observe l'augmentation de pression conduit à une diminution du rendement thermique de la turbine à vapeur .

Base pression (Bp) :

Tableau (III.35) : variation de pression (bp) en fonction de rendement de cycle combiné

p _{low} (bar)	η_{cc1}
0,01	0,551
0,12	0,5319
0,23	0,5261
0,34	0,5224
0,45	0,5197
0,56	0,5175
0,67	0,5156
0,78	0,514
0,89	0,5126
1	0,5114

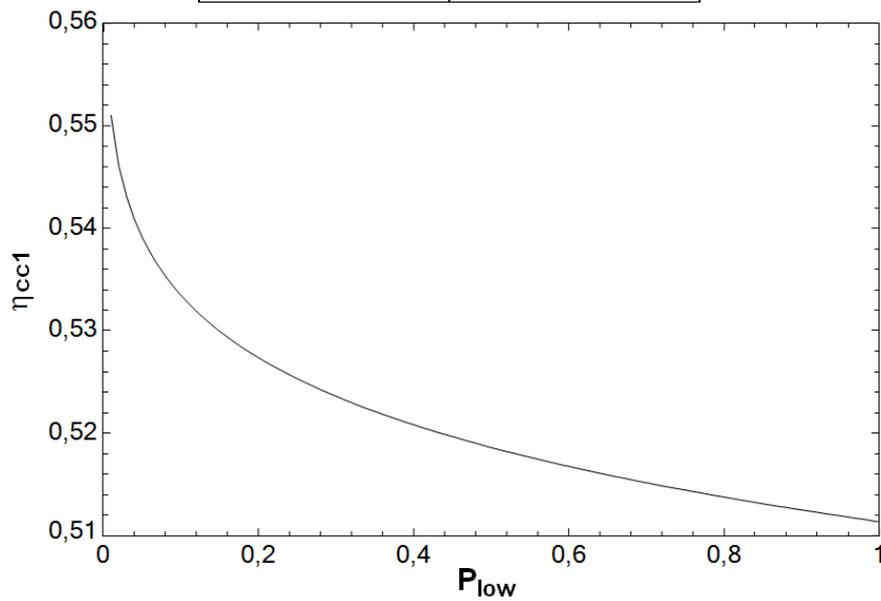


Figure III.34: variation de rendement cycle combiné par rapport de base pression.

La Figure III.34: représenter la variation de rendement thermique du cycle combiné en fonction de pression (base pression), on remarque que l'augmentation de pression produit à une diminution du rendement thermique du cycle combiné .

Base pression (Bp) :

Tableau (III.36) : variation de pression (bp) en fonction de puissance de turbine à vapeur

$p_{low}(\text{bar})$	$p_{utv}(\text{kJ/kg})$
0,01	82530
0,12	69261
0,23	65227
0,34	62669
0,45	60767
0,56	59242
0,67	57963
0,78	56859
0,89	55885
1	55012

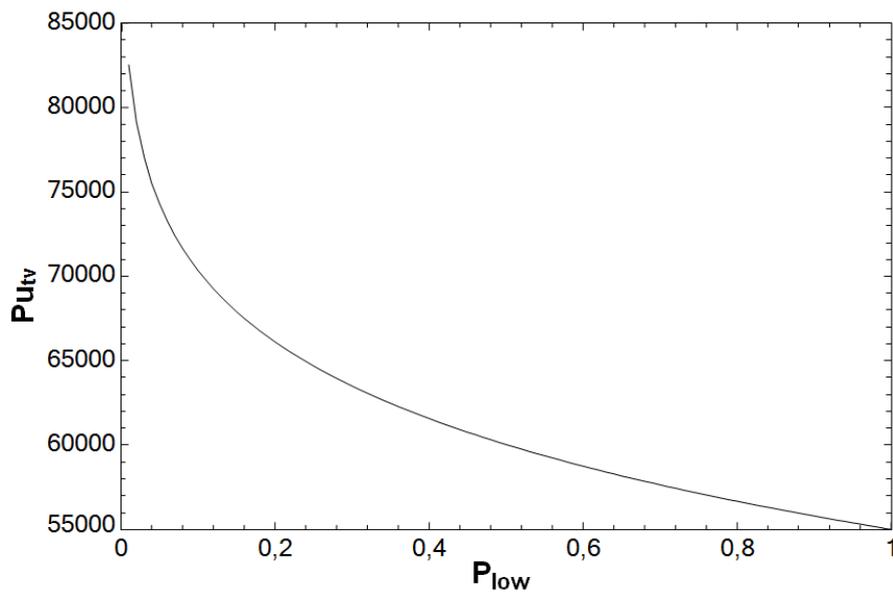


Figure III.35: variation de puissance de turbine à vapeur par rapport de base pression.

La Figure III.35: représenter la variation de puissance thermique de turbine à vapeur en fonction de pression (base pression), on vue que l'augmentation de pression conduit une diminution du puissance thermique de la turbine à vapeur .

III.5. Résultats de l'analyse énergétique :

Tableau(III.37) : Résultats de l'analyse énergétique

niveau	(1)	(2)	(3)
η_{cc1}	50,42	54,41	54,61
η_{tv}	31,54	41,83	42,06
η_{tg}	43,21	43,21	43,21
Wdet.cc(kj/kg)	610617	602442	639743
Wtv(kj/kg)	931,3	1448	1474
Wcc(kw)	350000	377758	379142
Putv(kj/kg)	50000	77743	79127
QSC CC(kw)	694229	694229	694264
Qsc tg(kj/kg)	1062	1062	1062
Qsc tv(kj/kg)	2952	3462	3504
Qsf cc(kw)	344229	316506	315122
Q sf tg(kj/kg)	603	603	603
Qsf tv(kj/kg)	2021	2014	2030
Putg(kj/kg)	300000	300015	300015
Wc.cc(kj/kg)	260617	260601	260601
Wtg(kj/kg)	458,9	458,9	458,9
m'g(kg/s)	653,8	653,8	653,8
m'v(kg/s)	53,69	53,69	53,69
Wt.tg(kj/kg)	856,2	856,2	852,2
Wt.tv(kj/kg)	946,8	1463	1489

Exploitation des résultats :

Pour la partie cycle à vapeur du cycle combiné on peut jouer sur trois critères :

1. La température du gaz d'échappement à la sortie cheminé :

Une réduction des pertes énergétiques dans le gaz évacué vers l'ambiance ce qui implique que une amélioration de rendement global de l'installation.

2. Le nombre du niveau de pression sans fractionnement de débit :

D'après les résultats du tableau ci-dessus nous remarquons que l'augmentation du nombre de niveau de pression sans fractionnement de débit implique :

Une augmentation de la puissance et de rendement du cycle combiné mais l'inconvénient est la température d'échappement très élevée.

Diminuer le débit du gaz de fonctionnement de la turbine ce qui donne une réduction des dimensions de la turbine et réduction du cout de l'installation.

3. Le nombre du niveau de pression sans fractionnement de débit :

D'après les résultats du tableau ci-dessus nous remarquons que l'augmentation du nombre de niveau de pression sans fractionnement de débit implique :

Une augmentation de la puissance et de rendement du cycle combiné mais l'inconvénient est la température d'échappement très élevée.

III.6. 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 certaines pressions, ce qui nous a permis de voir leurs effets sur les puissances de la turbine à vapeur. De manière générale, les Performances augmentent avec les augmentations de pression. Dans l'échangeur de chaleur, une analyse de l'effet de la récupération de la chaleur, est effectuée. 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 GÉNÉRAL

Conclusion général :

Le travail effectué dans ce mémoire de master, a porté sur l'étude et la simulation numérique d'un cycle combiné avec une chaudière de récupération ayant plusieurs niveaux 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 la chaudière de récupération 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 la chaudière. Celle-ci détermine la récupération de chaleur dans la chaudière.

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 global. Les résultats qui découlent de cette étude, permettent de tirer les conclusions suivantes :

- L'augmentation du taux de compression permet d'améliorer le rendement de la turbine à gaz ;
- Le débit de combustible 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 améliorés. Cependant ces températures doivent être compatibles avec la limite des matériaux de la turbine ;
- Le fonctionnement de la chaudière est assuré pour des valeurs de la température de sortie des gaz au-delà de la température critique ;
- Pour des températures de sortie des gaz en dessous de la température critique, le pincement évite le « croisement des températures » à l'entrée de l'évaporateur. Dans ce cas, une réduction progressive de la température de saturation est préconisée, pour assurer la continuité de fonctionnement de la chaudière, par conséquent la diminution de la pression de la chaudière récupératrice ;

- La récupération de chaleur dans la chaudière augmente de manière linéaire et inversement proportionnelle avec la température de sortie des gaz ;
- Dans une chaudière de récupération dont le niveau de pression est fixé, la température de sortie des gaz est gouvernée par le pincement et ne peut pas être choisie librement. Il en va de même de la production de vapeur ;
- 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.
- Le niveau de la pression de condensation détermine le taux de détente dans la turbine à vapeur et par conséquent la puissance utile de cycle Rankine.

A titre de recommandation, nous estimons profitable pour les concepteurs de ces installations :

- D'aborder des études d'optimisation des cycles combinés ayant des chaudières de récupération à plusieurs niveaux de pressions et une resurchauffe de vapeur afin de d'exploiter au maximum la récupération de chaleur et de réduire éventuellement les irréversibilités engendrées dans la chaudière récupératrice.
- Concevoir des cycles combinés intégrant des collecteurs solaires pouvant être d'un apport supplémentaire d'énergie à la fois au niveau de la chaudière de récupération et au niveau de la turbine à vapeur, pour effectuer une resurchauffe de la vapeur et réaliser une double détente en vue d'accroître la puissance et le rendement de l'installation.

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] Doc SK SKIKDA, les notions de base d'une centrale à cycle combiné.
- [2] Janusz K., Marcin J, Mateusz B. (2015). The characteristics of ultramodern combined cycle power plants. *Energy*, 92, 197-211.
- [3] M.A. Antir, M.A. Khedimo. Contribution à l'amélioration de performance énergétique de la station de pompage du gaz naturel de SONATRACH Hassi Berkine. Mémoire de Master, Université de Kasdi Merbah, Ouargla, 2017.
- [4] Wikipédia le 15/07/2020.
- [5] documentation de la centrale électrique Hadjret Ennous.
- [6] H. Khalil, «Maitrise du risque d'explosion au niveau des chaudières [cas FERTIAL Algérie]», mémoire de fin d'étude, ENP, (2016).
- [7] V.E. Cenusa, M. Feidt, R. Benelmir, A. Badea1. (2006). Optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression et chaudière à surface d'échange imposée. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, Vol. 61, No. 2, 225-235.
- [8] KLAI SIHEM ,construction d'une ontologie à partir de bases de données pour l'aide à la maintenance industrielle application : turbine à vapeur univ-skikda 2008/2009.
- [9] CREDEG, SONELGAZ, «Analyse de la composition molaire du gaz naturel,» 2012.
- [10] KLEIN, Sanford A. et ALVARADO, F. L. EES: Engineering equation solver for the Microsoft Windows operating system. F-Chart software, 1992.