

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté des Sciences de L'Ingénieur
Département Génie Mécanique

MEMOIRE DE MASTER

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en :

Filière : Génie mécanique
Option : Installations Energétiques et Turbomachines

Thème

Analyse des performances du cycle de Rankine au CO_2
transcritique dans un cycle combiné

Présenté par :

SOULI BOCHRA

Promotrice :

Brahimi.F

Promotion 2018- 2019

Remerciements

*Je remercie Dieu qui m'a donné la force et la patience
Pour terminer ce travail. J'exprime mes sincères
remerciements*

*A mes parents pour leur contribution pour chaque
travail que j'ai effectué.*

*A ma promotrice M Brahimi.F pour son aide et son
dévouement. A mon encadreur M. Khouni Farid*

*L'ensemble des enseignants du département de Génie
Mécanique et spécialement ceux de l'option
installations énergétiques*

*Que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la
réalisation de ce travail.*

Merci

Dédicace

Je dédie ce mémoire à :

*Mes parentes qui m'ont soutenu et m'encourager
durant mes années d'études.*

*Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde
reconnaissance.*

*A mes frères, mes sœurs et ceux qui ont partagé avec
moi tous les moments lors de la réalisation de ce travail.*

*Ils m'ont chaleureusement supporté et encouragé tout
au long de parcours.*

*A ma famille, mes proches et à ceux qui me donnent de
l'amour.*

*A mes amis qui m'ont toujours encouragé, et à qui je
souhaite plus de succès.*

Merci

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclateurs

Sommaire :

Introduction générale.....1

Chapitre I : Description générale de la centrale

1. Introduction.....	2
1. Principe de fonctionnement	3
2. Principaux composantes.....	5
2.1. Turbine à gaz(GT)	6
2.1.1. Description générale de la turbine à gaz SGT5 4000F	7
2.1.2. Cycle de la turbine à gaz.....	8
2.1.3. Composants et systèmes de la turbine à gaz	9
2.2. Générateur de vapeur à récupération de chaleur (en anglais HRSG)	13
2.2.1. Fonction de générateur de vapeur	13
2.2.2. Description de HRSG	14
2.2.3. Principaux composants HRSG	15
2.3. Turbine à vapeur (ST).....	17
3. Auxiliaires communs.....	18
3.1. Système d'air comprimé.....	18
3.2. Système de traitement de l'eau	19
3.3. Système de dessalement de l'eau de mer	19
3.4. Système de déminéralisation et de reminéralisation.....	19
3.5. Chaudière auxiliaire.....	20
3.6. Système auxiliaire d'eau de refroidissement	20
3.7. Système d'alimentation de gaz combustible et de fioul	20

Chapitre II : Aperçu sur les cycles organiques de Rankine

1. Introduction.....	21
2. Cycle de Rankine.....	21
3. Cycle organique de Rankine	24
4. Brèf historique	26
5. Différentes configurations du cycle ORC	27
5.1. ORC sous-critique.....	27
5.2. ORC supercritique (ou transcritique)	29

5.3.	ORC multi-pression	29
5.4.	Cycle trilatéral-flash (Trilateral Flash Cycle – TFC en anglais).....	31
5.5.	Cycle ORC à condensation (Organic Flash Cycle– OFC en anglais)	32
6.	Application et marchée de cycle ORC	33
6.1.	La géothermie.....	33
6.2.	La valorisation de biomasse	33
6.3.	La récupération de la chaleur	34
6.4.	L'énergie solaire	34
7.	Fournisseurs des modules ORC.....	35
8.	Critères de sélection du fluide de travail organique	36
8.1.	Fluide idéal	36
8.2.	Procédure générale pour la sélection du fluide de travail	38
8.3.	Classification des fluides de travail	39
9.	Systèmes ORC à haute température	43
10.	Système ORC à très haute température.....	44
11.	Le CO ₂ Trans-critique	45
11.1.	Historique du CO ₂ en tant que réfrigérant	45
12.	Conclusion	46

Chapitre III : Bilan énergétique et performances

1.	Analyse thermodynamique d'un cycle combiné gaz-vapeur.....	47
1.1.	Compresseur.....	49
1.2.	Chambre de combustion.....	50
1.3.	Turbine à gaz (TG)	51
1.4.	La pompe.....	52
1.5.	Générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG)	53
1.5.1.	Economiseur (isobare)	54
1.5.2.	Evaporateur (isobare-isotherme)	54
1.5.3.	Surchauffeur (isobare)	54
1.6.	La turbine à vapeur (TV).....	55
1.7.	Le condenseur	55
2.	Analyse thermodynamique d'un cycle combine avec le CO₂ transcritique :.....	57
2.1.	La pompe.....	57
2.2.	Générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG)	58
2.3.	La turbine à vapeur (TV).....	59
3.	Organigramme de calcul	61

Chapitre IV : Résultats et discussions

1. Analyse comparative	62
2. Analyse paramétrique.....	65
2.1. Influence de la température ambiante.....	65
2.2. Influence du taux de compression de la pompe	69
2.3. Influence de d'bit de fluide moteur de turbine à vapeur	72

Conclusion générale

Références bibliographiques

Annexes

Liste des figures :

Figure I.1: Centrale à cycle combiné de cap Djinet.....	2
Figure I.2 : Schéma de l'installation cycle combine.....	5
Figure I.3 : Schéma de turbine à gaz en mode cycle combiné.....	6
Figure I.4 : Cycle de turbine à gaz en mode cycle combiné (Disposition mono-arbre).....	8
Figure I.5 : Diagramme (P-V) ; (T-S) de cycle combiné.....	8
Figure I.6 : Composants de base de la turbine à gaz.....	9
Figure I.7 : Compresseur d'air multi étage.....	10
Figure I.8 Schéma de HRSG.....	14
Figure I.9 : Turbine à vapeur.....	19
Figure II.1 : Schéma du moteur de Rankine.....	21
Figure II.2 : Cycle idéal de Rankine dans le diagramme T-s de l'eau.....	22
Figure II.3 : Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal.....	23
Figure II.4 : Schéma du cycle ORC simple et avec un récupérateur.....	28
Figure II.5 : Diagramme T-s pour le cycle ORC simple et avec un récupérateur.....	28
Figure II.6 Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée.....	30
Figure II.7 : Schéma et diagramme Température.....	30
Figure II.8 : Diagramme T-s et pour un système du cycle trilatéral flash.....	31
Figure II.9 : Diagramme T-s pour centrales à vapeur.....	32
Figure II.10 : Schéma et diagramme T-s du fluide de travail pour le cycle OFC.....	32
Figure II.11 : Répartition des applications principales du systèmes ORC	34
Figure II.12 : Nombre de MW produite par le système ORC.....	35
Figure II.13 : Courbes de saturation des différents fluides	36
Figure II.14 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC.....	43
Figure II.15 : Sélections optimales des fluides de travail	44
Figure III.1 : Schéma d'installation cycle combine.....	47
Figure III.2 : Cycle de fonctionnement.....	47
Figure III.3 : Diagramme de transfert de chaleur.....	53
Figure III.4 : Schéma de cycle CO2 Transcritique.....	57
Figure IV.1 : Comparaison des puissances des pompes à eau et au R-744.....	63
Figure IV.2 : Comparaison des puissances des turbines à vapeur à eau et au R-744.....	63
Figure IV.3 : Comparaison des puissances utiles des turbines à vapeur à eau et au R-744.....	64
Figure IV.4 : Comparaison des rendements thermique de cycle à eau et au R-744.....	64

Figure IV.5 : Performances de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante.....	65
Figure IV.6 : Rendement thermique de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante...	66
Figure IV.7 : Puissance de la pompe en fonction de température ambiante.....	67
Figure IV.8 : Puissance de la turbine à vapeur en fonction de température ambiante.....	67
Figure IV.9 : Puissance totale de cycle combine en fonction de température ambiante.....	68
Figure IV.10 : Rendement globale du cycle en fonction de la température ambiante.....	86
Figure IV.11 : Puissance de la pompe en fonction du taux de compression.....	69
Figure IV.12 : Puissance de turbine à vapeur en fonction de taux de compression.....	69
Figure IV.13 : Puissance utile de la turbine à vapeur en fonction de taux de compression.....	70
Figure IV.14 : Puissance totale de l'installation en fonction de taux de compression.....	70
Figure IV.15 : Rendement global de l'installation en fonction de taux de compression.....	71
Figure IV.16 : Puissance de pompe (eau / R-744) en fonction de débit (eau / R-744).....	72
Figure IV.17 : Puissance de turbine à vapeur (eau / R-744) en fonction de débit de fluide	72
Figure IV.18 : Puissance utile de la turbine à eau et au R-744 en fonction de débit De fluide.....	73
Figure IV.19 : Puissance totale du l'installation de cycle à d'eau et au R-744 en fonction de débit	73
Figure IV.20 : Rendement global de cycle (eau / R-744) en fonction de débit de fluide moteur....	74

Listes des tableaux

Tableau II.1. Brève historique.....	27
Tableau II.2 : Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides ORC.....	40
TableauII.3 : Fluides de fonctionnement ORC pour la source de chaleur MT et HT....	44
Tableau III.1 : Données de calcul de base.....	49
Tableau III.1 : Données de calcul de CO2.....	57
Tableau IV.1 : Paramètres thermodynamiques de la turbine à vapeur.....	62
Tableau IV.2 : Performances de la turbine à vapeur (cycle eau /cycle R-744).....	62

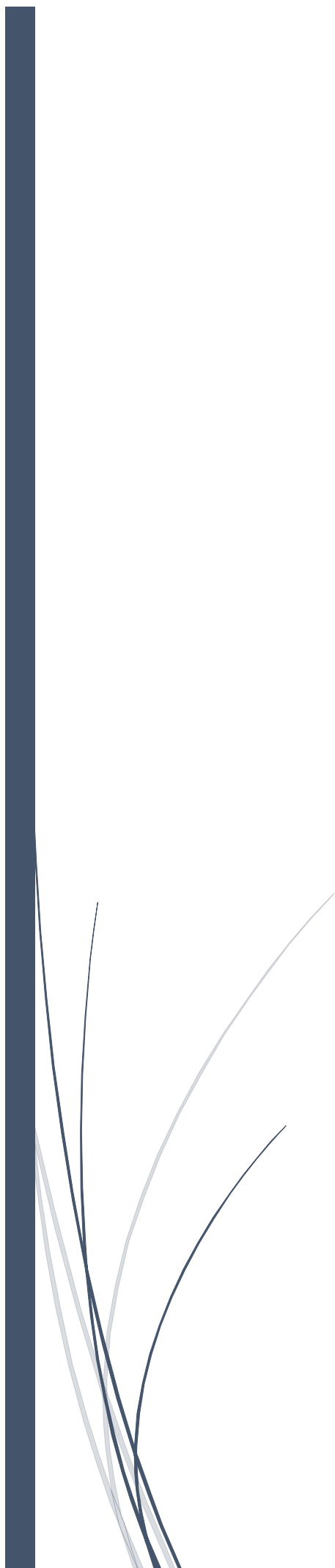
Nomenclatures :

Symbole	Signification	Unité
$\dot{m}_a$	Débit massique d'air	[kg/s]
$\dot{m}_f$	Débit massique de fuel	[kg/s]
$\dot{m}_{eau}$	Débit massique d'eau	[kg/s]
PCI	Pouvoir calorifique	[kJ/kg]
CP_a	capacité thermique massique d'air sous pression constante	[J. kg ⁻¹ K ⁻¹]
CP_g	capacité thermique massique de gaz sous pression constante	[J. kg ⁻¹ K ⁻¹]
CP_{eau}	capacité thermique massique d'eau sous pression constante	[J. kg ⁻¹ K ⁻¹]
CP_{CO2}	capacité thermique massique de R-744 sous pression constante	[J. kg ⁻¹ K ⁻¹]
P_{comp}	Puissance de compresseur	[W]
P_{CC}	Puissance de chambre de combustion	[W]
Q_{CC}	Quantité de chaleur de chambre de combustion	[J]
P_{TG}	Puissance de turbine à gaz	[W]
P_{net}	Puissance net de turbine à gaz	[W]
P_P	Puissance de pompe	[W]
Q_{HRSG}	Quantité de chaleur de générateur de vapeur	[J]
P_{TV}	Puissance de turbine à vapeur	[W]
P_{UTV}	Puissance utile de turbine à vapeur	[W]
P_{Tcycl}	puissance totale de cycle	[W]
Π_C	Taux de compression de compresseur	[/]
η_{isC}	Rendement isentropique de compresseur	[/]
η_{CC}	Rendement de la chambre de combustion	[/]
ΔP_{CC}	Perte de pression dans la chambre de combustion	[/]
Π_{TG}	Taux de détente de turbine à gaz	[/]
η_{isTG}	Rendement isentropique de turbine à gaz	[/]
Π_P	Rapport de compression de pompe	[/]
η_{isP}	Rendement isentropique de pompe	[/]
ϵ_{HRSG}	Efficacité de générateur de vapeur	[/]
ΔP_{HRSG}	Perte de pression dans le générateur de vapeur	[/]
Π_{TV}	Taux de détente de turbine à vapeur	[/]
η_{isTV}	Rendement isentropique de turbine à vapeur	[/]
η_g	Rendement globale de cycle	[/]
P_{cond}	Pression de condensation	[Pa]
ΔP_{cond}	Perte de pression dans le condenseur	[/]
P_{crit}	Pression critique	[Pa]
T_{crit}	Température critique	[°K]

Abréviations :

Abréviation	Signification
CCPP	Combined Cycle Power Plant
GT	Gaz turbine
ST	Steam turbine
HRSG	heat recovery steam generation
HP	High pressure
IP	Intermediate pressure
LP	Low pressure
ISO	Organisation internationale de normalisation
CT	Combustion turbine
NG	Naturel gaz
LSI	indice de saturation de Langelier
ORC	Organic Rankine Cycle
ODP	potentiel d'appauvrissant de la couche d'ozone
GWP	potentiel de réchauffement global
TFC	Trilateral Flash Cycle
OFC	Organic Flash Cycle
R&D	Recherche et développement
MT	Moyen température
HT	Haute température

Introduction générale



Introduction :

Actuellement, récupérer et convertir en électricité les rejets thermiques industriels à basse température suscite beaucoup d'intérêt.

Cela améliore non seulement l'efficacité énergétique des procédés industriels, mais réduit aussi la pollution thermique causée par la décharge directe de cette chaleur dans l'environnement.

En pratique, le système le plus utilisé pour la génération de l'électricité à partir de la chaleur est basé sur le cycle à vapeur d'eau. Cependant, ce type de cycle thermodynamique devient moins rentable à basse température car, en particulier, la vapeur d'eau produite à plus basse température, donc à plus basse pression, exige des équipements plus volumineux. De plus, l'absence de surchauffe de la vapeur d'eau provoque la condensation partielle de celle-ci dans la turbine ce qui peut endommager ses aubages pendant le processus de détente.

Depuis peu, le cycle organique de Rankine (ORC – Organic Rankine Cycle) est utilisé pour la production d'électricité à partir de source de chaleur à basse température.

Le cycle ORC fonctionne de manière similaire au cycle à vapeur d'eau, mais utilise un composé organique à la place de l'eau comme fluide de travail. Comme plusieurs composés organiques possèdent, à même température d'ébullition, une pression de vapeur saturante plus élevée que celle de l'eau permettant une valorisation plus efficace des rejets thermiques.

L'objectif de ce travail est de procéder à l'amélioration du cycle combiné classique par remplacement du cycle de Rankine à vapeur d'eau par un cycle de Rankine au CO₂ transcritique. Ce qui revient à établir une analyse comparative des performances des deux cycles (à vapeur d'eau et au CO₂ transcritique) suivie d'une analyse paramétrique montrant l'effet de certains paramètres clés du cycle combiné sur l'évolution de ses performances.

Ce mémoire est organisé de la manière suivante:

Chapitre I : Présentation de la centrale à cycle combiné de Cap Djinet.

Chapitre II : Aperçu sur les cycles organiques de Rankine.

Chapitre III : Bilan énergétique et performances.

Chapitre IV : Résultats et discussions.



Chapitre I : Présentation générale de centrale à cycle combiné de CAP DJINET

1. Introduction

Ce chapitre couvre la « Description générale, les principaux composants et leurs dispositions, les paramètres de fonctionnement de la centrale à cycle combiné RAS-DJINET de 1131,1 MW ». [1]



Figure.I.1 : Centrale à cycle combiné de Cap Djinet.

La centrale de RAS DJINET se compose principalement de trois (3) modules de centrale électrique à cycle combiné à arbre-simple (CCPP) ainsi que les systèmes qui supportent l'équilibre de la centrale. Chaque module de la CCPP a une (1) turbine à gaz (modèle : SIEMENS SGT5-4000F), d'un (1) HRSG associé, d'une (1) turbine à vapeur (Modèle : SIEMENS SST5-3000 H-IL) et d'un générateur commun refroidi par hydrogène (Modèle : SIEMENS SGEN 5-2000 H) situé sur le même arbre entre la turbine à gaz (GT) et la turbine à vapeur (ST).

Les turbines à gaz sont conçues pour brûler le gaz naturel comme le combustible de base et le carburant diesel comme le combustible de secours.

1. Principe de fonctionnement

Le compresseur des turbines à gaz aspire l'air ambiant à travers un filtre à air d'admission, le comprime et l'alimente au système de combustion. Le gaz combustible est introduit dans le système de combustion et est brûlé avec de l'air comprimé. Le gaz de combustion comprimé chaud qui en résulte s'écoule dans la turbine. Le gaz se dilate et entraîne la turbine à gaz. La puissance mécanique générée dans la turbine entraîne l'alternateur et le compresseur. La sortie du générateur est connectée par un transformateur élévateur de générateur et des barres omnibus au réseau.

Le gaz combustible est chauffé dans un réchauffeur de bain-marie au moyen d'un contrôleur de température local pour maintenir au-dessus de la température du point de rosée. Le gaz combustible est finalement préchauffé par le réchauffeur d'efficacité GT par l'alimentation en eau fournie par l'économiseur HRSG IP. L'eau d'alimentation quittant le préchauffeur de gaz combustible est mélangée avec le flux de condensat avant d'entrer dans le préchauffeur de condensat.

Le gaz de combustion qui sort de la turbine à gaz est à haute température et transporte beaucoup d'énergie thermique. Cette énergie thermique d'échappement GT est utilisée pour produire de la vapeur dans un HRSG horizontal à triple pression.

La vapeur générée est alimentée à différentes étapes de la turbine à vapeur (HP / IP / LP).

La vapeur d'échappement de turbine LP, la vapeur d'étanchéité, les drains de turbine et / ou la vapeur de dérivation HP/LP sont condensés dans un condenseur à surface de vapeur. L'eau d'appoint est également apportée dans la cheminée du condenseur. Le condensat de la cheminée est évacué par des pompes d'extraction de condensat vers le système de préchauffage des condensats (économiseur LP) et vers plusieurs consommables via les échangeurs et refroidisseurs de l'éjecteur d'air à vapeur et du condenseur de vapeur du presse-étoupes. Le dégazeur est intégré au ballon de vapeur à basse pression (LP).

Les pompes d'alimentation HRSG doivent aspirer depuis le ballon de vapeur LP et fournir l'eau d'alimentation au circuit haute pression (HP) et, par une purge intermédiaire, au circuit de pression intermédiaire (IP).

La vapeur du tambour à vapeur HP circule à travers la surchauffeur et va vers la turbine à vapeur HP (ST). La vapeur prélevée de la décharge HP ST retourne au HRSG, où

elle est mélangée avec la vapeur surchauffée IP ; puis, en passant par le réchauffeur (RH), retournera à l'IP ST.

Enfin, la vapeur prélevée de la décharge IP ST va directement à LP ST ; La vapeur de LP SH provenant du HRSG est admise dans la décharge IP ST ou dans la transition. La vapeur déchargée de LP ST est envoyée au condenseur de surface de vapeur.

L'eau de mer est amenée à l'intérieur de l'usine à travers quatre (4) tuyaux d'admission de diamètre 2 300mm. Le tuyau d'admission est relié à un puisard d'admission d'eau de mer commun.

Il y a sept (7) numéros de chambres de pompe. Six (6) nos. Des chambres de pompe sont utilisées pour six (6) nos. Des pompes à eau en circulation et la septième chambre est utilisée pour installer deux (2) nos. Des pompes d'alimentation de l'usine de dessalement.

La pompe à eau de circulation permettrait de pomper l'eau de mer vers le condenseur. Après avoir extrait la chaleur du condenseur, trois (3) collecteurs indépendants sont amenés du condenseur de chaque unité et connectés à un bassin de siphon unitaire. Depuis le bassin du siphon, l'eau est envoyée à la mer par un canal unitaire.

Les pompes d'alimentation de l'usine de dessalement transfèrent l'eau brute à l'usine de dessalement. L'eau dessalée doit être stockée dans des réservoirs de stockage d'eau dessalée et doit être transférée vers divers consommateurs (eau potable, eau de service, alimentation d'usine DM, etc.) par l'intermédiaire de systèmes de pompage respectifs.

L'usine de déminéralisation produit l'eau déminéralisée à partir de l'eau dessalée en utilisant des échangeurs d'ions à lit mélangé qui seront ensuite stockés dans des réservoirs de stockage d'eau DM et transférés vers divers consommateurs par des pompes de transfert DM.

Le gaz naturel est reçu des conduites de gaz.

Le système d'alimentation et de conditionnement de gaz combustible (gaz naturel) fournit du gaz naturel à un certain niveau de propreté, de pression et de température pour répondre aux critères de fonctionnement et de conception du principal utilisateur de gaz naturel (Turbine à gaz / GT). Ce processus est nécessaire pour s'assurer que les aérosols, la condensation d'eau libre et les particules solides ne seront pas présents dans les systèmes de transmission ou de distribution de gaz aux principaux utilisateurs.

Le combustible est reçu du camion-citerne par des pompes de déchargement de combustible et stocké dans le réservoir puis livré à chaque turbine à gaz au moyen de pompes d'acheminement de combustible.

2. Principaux composantes

Chaque unité de centrale à cycle combiné se compose de :

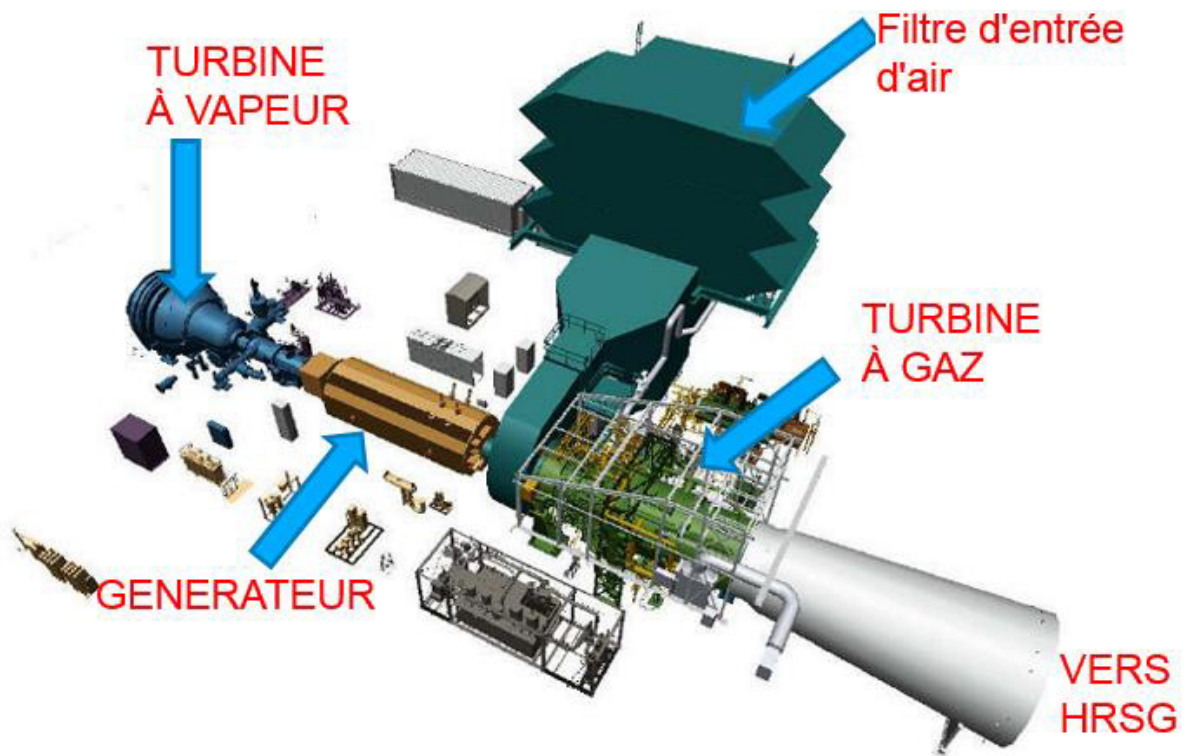


Figure I.2 : Schéma de l'installation cycle combiné.

2.1. Turbine à gaz(GT)

La centrale à cycle combiné RAS-DJINET se compose de trois (3) turbines à gaz SGT5-4000F de Siemens.

➤ Vue d'ensemble des turbines à gaz

Quand le générateur à turbine à gaz a été introduit à l'industrie de production électrique vers la fin des années 1940, c'était une centrale électrique à combustibles fossiles autonome révolutionnaire. Vingt ans plus tard, les turbines à gaz ont été établies comme un moyen important de répondre aux charges de pointe à croissance rapide sur les systèmes d'utilité. Au début des années 1990, les turbines à gaz dans divers cycles d'application étaient devenues une partie importante des nouveaux ajouts de production électrique dans le monde. En moins de 50 ans, ce qui était à l'origine une technologie de réacteur a été transformé en une solution de haute technologie essentielle à de nombreux besoins de production électrique.

La technologie des turbines à gaz a été appliquée pour la première fois dans les réacteurs des avions et a fini par être transformée en gros moteurs terrestres, appelés unités industrielles lourdes. Les réacteurs ont été emballés dans des turbines à gaz aéro-dérivées. Les machines aéro-dérivées et les machines industrielles lourdes sont deux lignes de produits distinctes. De loin, la majorité des turbines à gaz utilisée dans la production électrique sont de type industriel lourd. Ces machines sont généralement moins chères par kilowatt et moins efficaces que les unités aéro-dérivées

Les turbines à gaz sont construites dans une grande gamme de taux de rendement à des conditions ISO (59 °F, une humidité relative de 60 % et une pression barométrique ambiante de 14.7 psia (équivalente aux conditions de niveau de mer moyen)).

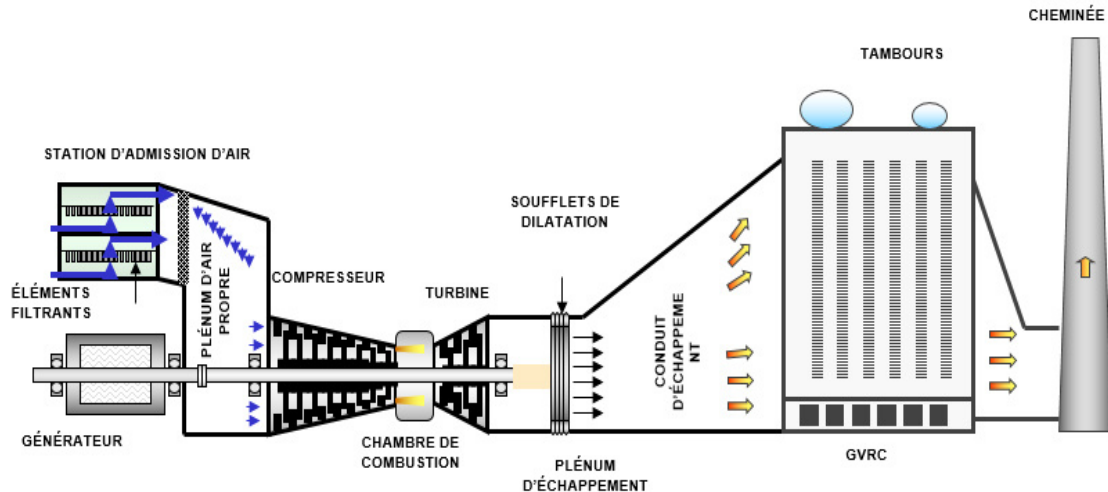


Figure I.3 : Schéma de la turbine à gaz en mode cycle combiné.

2.1.1. Description générale de la turbine à gaz SGT5 4000F

La turbine à gaz (GT), également appelée turbine à combustion (CT) est un moteur à combustion interne de type rotatif qui fonctionne sur cycle Brayton et peut être utilisée comme partie intégrante de nombreux cycles innovants dans lesquels la production d'arbres, d'énergie électrique ou les gaz résiduels à température élevée peuvent être utilisés pour la production de vapeur.

Chaque module de la centrale à cycle combiné (CCPP) est fourni avec une turbine à gaz ainsi que tous les accessoires nécessaires.

Les turbines à gaz à chambre de combustion annulaire Siemens sont des moteurs à arbre unique hermétique. Elles sont adaptées pour piloter les générateurs des centrales de charge de base, de charge partielle et de pointe à vitesse constante. Ces moteurs peuvent être utilisés dans l'une des nombreuses variantes associées aux applications à cycle combiné. L'une des caractéristiques d'une turbine à gaz mono-arbre hermétique est le rotor commun utilisé par le compresseur et la turbine. Le rotor est supporté dans deux paliers qui se trouvent à l'extérieur de la zone sous pression. Une enveloppe extérieure commune retenant la pression est également partagée par le compresseur et la turbine. Elle comprend trois sections de carter entre le carter de palier du compresseur et le carter de palier de la turbine.

La turbine à gaz est conçue pour le double allumage. Le gaz naturel (NG) doit être utilisé comme combustible primaire et le mazout distillé doit être utilisé comme combustible de secours. La turbine à gaz est conçue pour fonctionner à 100% de charge en tirant du gaz naturel et du mazout.

2.1.2. Cycle de la turbine à gaz

Quand la turbine à gaz est mise en marche, l'air ambiant est aspiré à travers le système d'air d'admission où il est filtré et puis dirigé vers l'entrée du compresseur. L'air est comprimé par le compresseur et dirigé vers le système de combustion. À l'intérieur du système de combustion, l'air est mélangé au carburant (gaz naturel ou mazout ou les deux ou un autre carburant) et le mélange est allumé. Les gaz de combustion chauffés et comprimés circulent ensuite vers la turbine. Les gaz de combustible se dilatent au fur et à mesure qu'ils circulent à travers la turbine, induisant sa rotation. La turbine rotative actionne le compresseur et les équipements accessoires avec un excès d'énergie disponible pour produire une puissance d'arbre qui actionne le générateur électrique. Les gaz sortant de la turbine s'échappent dans l'atmosphère et sont dirigés vers l'équipement de récupération de chaleur à travers un système d'échappement. Le nombre d'étages dans le compresseur et la turbine peut varier, mais il y a toujours un processus de compression suivi par le chauffage, la dilatation du fluide de fonctionnement (le gaz de combustion). La tension d'électricité de sortie du générateur est augmentée par un transformateur élévateur de générateur et alimentée à travers les jeux de barres au réseau ou à une autre destination.

Le cycle de la turbine à gaz est un cycle à flux constant avec un ajout constant d'énergie thermique. Il est fréquemment appelé cycle de Brayton.

La turbine à gaz, comme une machine à flux continu, est mieux décrite par le premier principe de la thermodynamique.

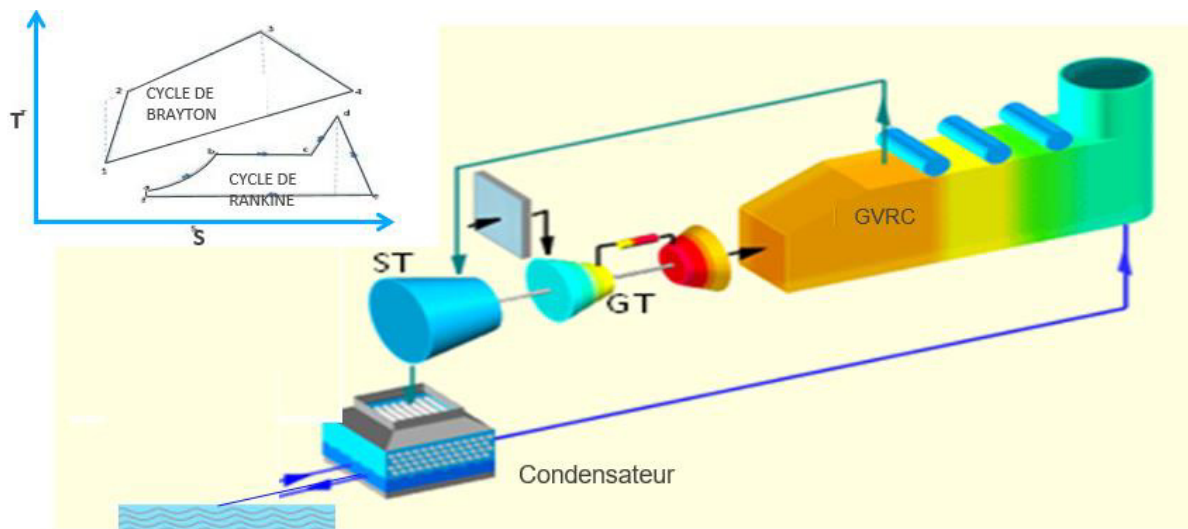
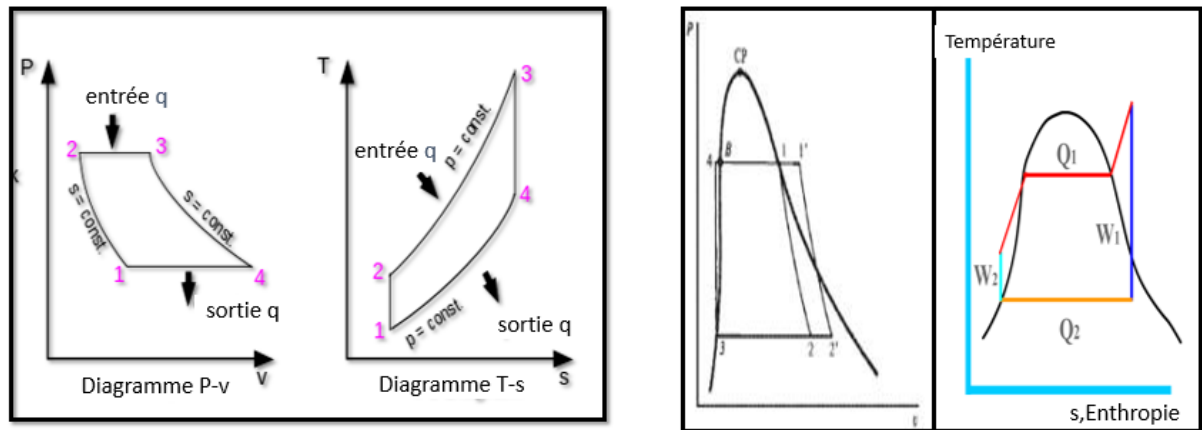


Figure I.4 : Cycle de la turbine à gaz en mode cycle combiné (Disposition mono-arbre).



(a) : Cycle de Brayton.

(b) : Cycle de Rankine.

Figure I.5 : Diagramme (P-V) ; (T-S) de turbine à gaz et de turbine à vapeur.

En pratique, il y a plusieurs cycles de turbine à gaz (le cycle simple et cycle combiné) qui augmentent l'efficacité de la turbine à combustion ou la puissance électrique. Dans chacune des variations, l'efficacité ou la puissance générée est augmentée en augmentant le débit massique à travers la turbine de puissance, en récupérant la chaleur du gaz rejeté, en réduisant le travail du compresseur ou en augmentant la température moyenne de la source de chaleur.

2.1.3. Composants et systèmes de la turbine à gaz

Une turbine à gaz typique se compose d'un système d'air d'admission, d'un compresseur, d'un système de combustion, d'une turbine, d'un système d'échappement.

Système d'aspiration des turbines à gaz

Le système d'admission d'air est conçu pour fournir au compresseur de la turbine à gaz l'air comburant requis et protéger les aubages du compresseur contre une usure prématurée due à l'encrassement. L'air comburant aspiré par le compresseur est épuré dans une combinaison de filtres.

Les Composants de base de la turbine à gaz sont comme les suivants :

Compresseur : Aspire l'air et le comprime

Chambre de Combustion : Carburant pompé et allumé pour brûler avec de l'air comprimé

Turbine : Gaz chauds convertis en travail pour actionner le compresseur et la charge externe

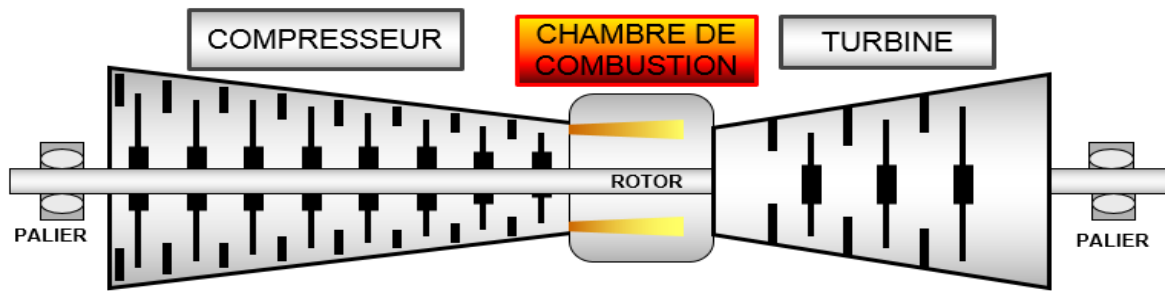


Figure I.6 : Composants de base de la turbine à gaz

2.1.3.1. Compresseur d'air multi-étage

En général, l'air d'admission est comprimé en étages par une série d'aubes sous forme de voilure stationnaire et rotative. Les aubes rotatives (rotor) fournissent de la force pour augmenter la vitesse de l'air dans chaque étage et les aubes stationnaires (stator) convertissent la vitesse en pression et guident aussi l'air vers le prochain étage du rotor. Les aubes du rotor du compresseur sont attachées à des roues qui sont tournées par l'arbre de la turbine à gaz. L'air comprimé refoulé du compresseur est dirigé vers le système de combustion. Une grande partie de l'air comprimé (appx. 80 %) est utilisée comme de l'air de combustion dans la turbine.

Une partie de l'air comprimé (appx. 5 %) est extraite de différents étages du compresseur et utilisée pour les accessoires de la turbine à gaz (ex. Refroidissement des aubes de la turbine, le nettoyage du filtre à air d'entrée et l'étanchéité du roulement).

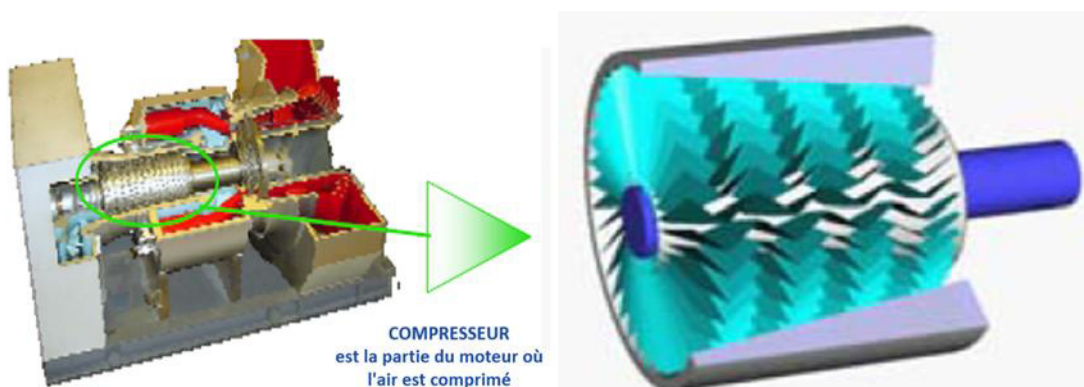


Figure I.7 : Compresseur d'air multi étage

2.1.3.2. Chambre de combustion

La chambre de combustion annulaire est située entre le compresseur et la turbine. En amont de l'entrée de la chambre de combustion, le débit d'air qui est comprimé et chauffé dans le compresseur est divisé :

Une partie circule directement vers la turbine, où elle est utilisée pour refroidir les aubes et les ailettes de la turbine.

L'autre partie entre dans l'espace annulaire entre le boîtier externe de la chambre de combustion et circule autour de la paroi extérieure de la chambre de combustion et le moyeu de la chambre de combustion. Une partie de ce débit d'air passe à travers les alésages d'air de refroidissement dans la paroi extérieure de la chambre de combustion et dans le moyeu de la chambre de combustion, circulant directement dans la chambre de combustion, alors que la majeure partie de l'air est alimentée dans la zone de combustion via des brûleurs hybrides.

Les 24 brûleurs hybrides sont uniformément distribués autour de la circonférence. Ici, l'air est mélangé avec du carburant pour qu'une flamme stable puisse se former dans la zone de combustion.

La chambre de combustion est conçue pour le gaz combustible et le mazout pour 100 % de charge de TG.

La courte distance entre les brûleurs hybrides adjacents assure la distribution de température uniforme à la sortie de la chambre de combustion. La conversion de l'énergie chimiquement liée du carburant cause l'augmentation du volume du gaz de combustion à l'intérieur de la chambre de Combustion.

Les gaz de combustion sous haute pression sont alimentés à la turbine, où le gradient de pression baisse alors que l'énergie interne est convertie en énergie cinétique.

Comparée à d'autres configurations, une chambre de combustion annulaire du brûleur hybride a un ratio favorable de la surface qui doit être refroidie selon le volume, ceci résulte dans une basse consommation de l'air de refroidissement spécifique.

La chambre de combustion annulaire inclut une zone de combustion conique à rotation symétrique, dont la section transversale baisse vers la sortie de la chambre de combustion.

2.1.3.3. Turbine axiale multi étages

L'action des gaz de combustion chauds pressurisés qui se développent à travers la section turbine convertissent l'énergie des gaz chauds en travail mécanique.

Les gaz d'échappement chauds sont développés à travers la turbine en étages par une série d'aubes sous forme de voilure stationnaire et rotative. Alors que les gaz à haute énergie se développent à travers les aubes stationnaires (buses), une partie de l'énergie thermique est convertie en énergie cinétique.

L'énergie cinétique est ensuite transférée vers les aubes rotatives (aubes de turbines) et convertie en travail.

Les turbines à gaz de la chambre de combustion annulaire Siemens sont des machines mono-arbre d'une conception mono-boîtier. Elles sont convenables pour actionner les générateurs des centrales électriques sous charge de base, charge partielle et sous charge de pointe à des vitesses constantes. Ils sont convenables pour l'exploitation aux carburants liquides ou gazeux.

Une caractéristique d'une turbine à gaz mono-arbre à boîtier simple est le rotor commun partagé par le compresseur et la turbine. Elle est supportée dans deux paliers qui se situent en dehors de la région pressurisée. Ceci fournit la base pour assurer un alignement correct et stable et donc un fonctionnement harmonieux, le boîtier externe sous pression qui est aussi commun au compresseur et à la turbine, inclut trois sections de boîtier entre le palier entre le boîtier de palier du compresseur et le boîtier de roulement de la turbine.

Conditions de référence

température ambiante	35 °C
Humidité relative	76%
Perte de pression à l'entrée de compresseur	800 Pa
Perte de pression à l'entrée de la turbine	3630Pa
Valeur de chauffage inférieure du gaz combustible	45001.3 KJ/Kg
Consommation de combustible	14.3kg/s
Température des gaz d'échappement	607.6 °C
Débit des gaz d'échappement	616.2kg/s

2.2.Générateur de vapeur à récupération de chaleur (en anglais HRSG)

La centrale à cycle combiné RAS-DJINET DE se compose de trois (3) générateurs de vapeur à récupération de chaleur

2.2.1. Fonction de générateur de vapeur

La fonction principale du générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) est de générer la quantité et la qualité nécessaires de vapeur en utilisant la chaleur rejetée par les gaz d'échappement du turbogénérateur à gaz qui est ensuite transportée à la turbine à vapeur pour générer de l'électricité.

Chaque module de la centrale électrique à cycle combiné est équipé d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur avec tous les accessoires nécessaires.

Le gaz d'échappement de la turbine à gaz (TG) est alimenté à un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) qui est conçu comme une chaudière à trois pressions horizontales avec un réchauffage (trois pressions).

Le HRSG est de type horizontal, entièrement vidangeable, à circulation naturelle avec trois niveaux de pression à savoir haute pression (HP), pression intermédiaire (IP) et basse pression (LP) chacun se complète avec son propre Ballon distinct et un système de réchauffement sur la section IP.

La vapeur générée du HRSG sera délivrée à la turbine à vapeur de type échappement axial, réchauffement.

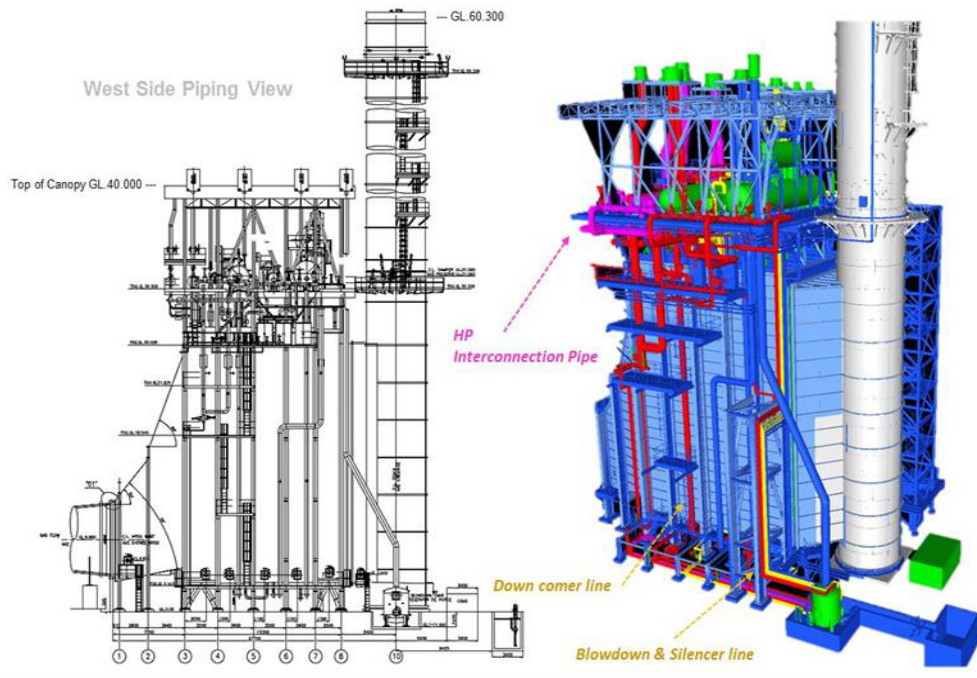


Figure I.8 : Schéma de la HRSG

2.2.2. Description de HRSG

La nouvelle centrale à cycle combiné est faite de trois (3) Turbines à gaz (TG) et trois (3) HRSG qui fournissent de la vapeur aux trois (3) nouvelles turbines à vapeur (TV) aucun système de dérivation n'est fourni entre la TG et le HRSG.

La TG est alimentée par le gaz naturel comme carburant principal et le carburant diesel comme le carburant de secours.

Le HRSG est de type à flux horizontal, sans poste-combustion et il produira une vapeur surchauffée au niveau de pression.

Deux pompes centrifuges fournissent l'eau d'alimentation aux systèmes suivants :

- Économiseur à haute pression (HP)
- Désurchauffeur à haute pression (HP)
- Économiseur à pression intermédiaire (IP)
- Station de dérivation HP et désurchauffeur de réchauffage.

L'aspiration de la pompe d'eau d'alimentation de chaudière prend l'eau du Ballon sous basse pression.

Les pompes à vitesse fixe avec une aspiration provenant du Ballon de vapeur LP fourniront l'eau d'alimentation au circuit à haute pression (HP) et à travers une purge intermédiaire, vers le circuit à pression intermédiaire (IP).

La vapeur provenant du ballon de vapeur HP circule à travers la surchauffeur et se dirige vers la turbine à vapeur HP.

La vapeur prise du refoulement de TV HP retourne vers le HRSG où elle est mélangée à la vapeur surchauffée IP, ensuite, elle passe à travers le réchauffage et reviendra vers la TV IP.

Enfin, la vapeur prise du refoulement de TV IP va directement vers la TV LP, la vapeur SH LP provenant du HRSG est admise dans le refoulement de TV IP.

La vapeur refoulée de la TV LP est envoyée vers le condensateur refroidi par l'eau. Le gaz d'échappement sera refoulé dans l'atmosphère à travers la cheminée principale.

Durant le démarrage d'unité, et en cas d'arrêt de TV, la vapeur produite par le HRSG est refoulée vers le condensateur par le système de dérivation (Dérivation HP, HRH et LP).

2.2.3. Principaux composants HRSG

2.2.3.1. HRSG - Ballon vapeur haute pression (HP)

Le ballon à vapeur HP est conçu pour séparer le mélangeur de vapeur et d'eau et pour fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur HP N° 1 et pour absorber les surtensions de l'évaporateur pendant les transitoires de démarrage et de fonctionnement.

HRSG - Ballon vapeur pression intermédiaire (IP)

Le ballon à vapeur IP est conçu pour séparer le mélangeur de vapeur et d'eau et pour fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur IP N° 1 et pour absorber les surtensions de l'évaporateur pendant les transitoires de démarrage et de fonctionnement.

HRSG - Ballon vapeur basse pression (LP)

Le ballon à vapeur LP est conçu pour séparer le mélangeur de vapeur et d'eau et pour fournir de la vapeur saturée de haute pureté à la surchauffeur LP n° 1 et pour absorber les surtensions de l'évaporateur pendant les transitoires de démarrage et de fonctionnement. Un trou d'homme est fourni pour l'accès au ballon à vapeur LP pour l'inspection et la maintenance.

2.2.3.2. Sections économiseur

La fonction principale de la section économiseur du HRSG est de préchauffer l'eau de condensation. Le débit de condensats traversant l'économiseur LP est à contre-courant du débit des gaz d'échappement, de l'entrée au collecteur de sortie à travers les tubes à ailettes. Le débit de sortie de l'économiseur est évacué directement vers le dégazeur par l'intermédiaire d'une vanne de régulation.

2.2.3.3.Sections évaporateur

La section évaporateur fonctionne essentiellement à température constante, absorbant la chaleur provenant des gaz d'échappement dans une quantité égale à la chaleur latente de vaporisation pour la pression nominale du Ballon vapeur. Le mélange vapeur/eau quitte le collecteur supérieur de l'évaporateur à travers la colonne montante qui est reliée au Ballon vapeur LP et est dirigée vers un séparateur primaire où se produit la première étape de séparation vapeur/eau. L'eau saturée dans le ballon vapeur se décharge vers le bas tandis que la vapeur monte vers un deuxième séparateur d'humidité où la pureté finale de la vapeur est atteinte avant de quitter le Ballon vapeur.

2.2.3.4.Sections surchauffeur

La vapeur saturée est extraite du ballon vapeur vers le collecteur d'entrée du surchauffeur, puis s'écoule à travers la structure grillagée des tubes à ailettes vers le collecteur de sortie. Le débit de vapeur est à contre-courant du débit des gaz d'échappement. La section surchauffeur élève la température de la vapeur depuis la température de saturation jusqu'à une température de surchauffe conforme aux exigences de la turbine à vapeur basse pression.

2.2.3.5.HRSG - Section réchauffeur

La fonction principale de la section réchauffeur est de chauffer la vapeur de réchauffage à froid (CRH) jusqu'à la température de vapeur de réchauffage à chaud (HRH).

La vapeur surchauffée provenant du collecteur de sortie du surchauffeur-2 pression intermédiaire (IP) est combinée à la vapeur revenant de l'échappement de la turbine à vapeur haute pression (HP). Ce débit de vapeur combiné est acheminé vers le collecteur d'entrée de la section réchauffeur-1 (primaire) et passe ensuite à travers l'arrangement de mailles des tubes à ailettes vers le collecteur d'admission de la section réchauffeur-2 (secondaire) puis vers le collecteur de sortie. Le débit de vapeur est à contre-courant du débit de gaz d'échappement. La section réchauffeur élève la température de la vapeur depuis la température de saturation jusqu'à une température de surchauffe pour satisfaire aux exigences de température de la turbine à vapeur à pression intermédiaire .

2.2.3.6.HRSG – Dégazeur

Le dégazeur a pour fonction d'éliminer les gaz non condensables comme l'O₂ et le CO₂ des condensats lors du remplissage initial de la chaudière et du démarrage de l'installation. Il fait partie intégrante du Ballon basse pression (LP). Le Ballon LP agit comme un réservoir de stockage pour le dégazeur.

2.2.3.7. Cheminée HRSG

La cheminée HRSG et le silencieux de cheminée sont fournis pour acheminer les gaz d'échappement de la turbine à gaz depuis la sortie du HRSG vers l'atmosphère. Le conduit de transition de sortie avec joint de dilatation et cheminée est doté d'une protection du personnel (métal déployé) au niveau des échelles, des plates-formes et des ports de test.

Des ports d'essai sont fournis dans la cheminée pour les essais d'émission. Les gaz d'échappement chauds de la turbine à gaz font du bruit. Le silencieux de cheminée doit être installé pour réduire le bruit à la sortie de la cheminée. Par conséquent, une séparation est effectuée pour absorber le bruit.

La hauteur de la cheminée est de 60 m.

2.3. Turbine à vapeur (ST)

Chaque module de la centrale à cycle combiné (CCPP) est fourni avec une turbine à vapeur (modèle Siemens SST5-3000) ainsi que tous les accessoires nécessaires.



Figure I.9 : Turbine à vapeur modèle

Le modèle de turbine à vapeur, se compose d'un cylindre HP de type cylindrique et d'un cylindre PI/BP à débit direct s'écoulant axialement dans le condenseur refroidi par eau.

La turbine HP est de construction à simple et à double paroi avec un porte-lame stationnaire et un carter externe. Il est muni d'une vanne d'arrêt et de contrôle de vapeur principale, soudée, soutenue par des supports supplémentaires. Le carter extérieure est de type baril. Les étages de tambour montés dans le carter intérieur ou le support de lame stationnaire et dans l'arbre sont des étages de réaction avec une réaction d'environ 50 %. La turbine à vapeur comporte une vanne d'arrêt et de contrôle de vapeur principale ainsi qu'une vanne

d'arrêt et de contrôle de vapeur de secours. La vapeur principale est admise à travers les conduites de vapeur, en passant d'abord par la vanne d'arrêt puis par la vanne de régulation. La vanne d'arrêt principale permet d'isoler la turbine de la conduite de vapeur principale et peut rapidement interrompre l'alimentation en vapeur de la turbine.

Le carter extérieur PI et BP est divisé en deux sections, la section du carter d'entrée moulé et la section du carter d'échappement soudé. Les deux sections sont divisées horizontalement.

3. Auxiliaires communs

3.1.Système d'air comprimé

Le système d'air comprimé fournit de l'air comprimé pour répondre aux exigences du système d'air de service et du système d'air instrument de la centrale.

Le système d'air comprimé est divisé en deux types, à savoir, l'air de service et l'air instrument.

L'air de service est utilisé dans la centrale électrique pour le nettoyage et pour diverses autres applications alors que l'air instrument est utilisé pour les instruments et les vannes pneumatiques.

L'air comprimé généré par les compresseurs d'air est stocké dans des récepteurs d'air principaux, puis est distribué à l'intérieur de la centrale. L'air de service est distribué directement depuis les récepteurs d'air principaux alors que l'air instrument transit par des sécheurs d'air afin de générer un air instrument exempt d'humidité avant d'être distribué à différents endroits à l'intérieur de la centrale.

Les composants du système d'air comprimé sont :

Le système d'air comprimé de la centrale contient les composants suivants :

- 2x100% compresseurs à vis refroidis par l'air, exempts d'huile (1 en fonctionnement et 1 en veille).
- 2x100% récepteurs d'air principaux de type cylindrique vertical (1 en fonctionnement et 1 en veille).
- 2 x 100% pré-filtres (1 en fonctionnement et 1 en veille)
- 2 x 100% tours de sécheurs d'air de type dessiccateur sans apport de chaleur (alumine activée ; 1 en fonctionnement et 1 en veille)
- 2 x 100% filtres de sortie (1 en fonctionnement et 1 en veille)

- 3x100% récepteurs d'air instrument de type cylindrique vertical (1 en fonctionnement par tranche et aucun en veille)

3.2.Système de traitement de l'eau

L'usine de traitement des eaux comprend trois usines.

- Usine de dessalement de l'eau de mer
- Usine de déminéralisation
- Système de dessalement des eaux usées

3.3.Système de dessalement de l'eau de mer

Les unités de dessalement fournies pour le projet à cycle combiné de RAS DJINET incluent deux unités qui peuvent être exploitées en configuration simple.

Les unités sont disposées selon le « type à plusieurs effets avec une compression de vapeur thermique, chaque unité d'évaporation a 3 effets ou cellules disposés dans un réservoir.

Les unités de dessalement de RAS DJINET sont conçues pour un rendement de distillat net de 1100 m³/jour, avec une température d'eau de mer variant de 16 °C à 24 °C. Chaque unité est adaptée à l'exploitation à un temps. D'eau de mer max. de 28 °C, mais avec une capacité de distillat réduite (880 m³/jour).

3.4.Système de déminéralisation et de reminéralisation

Le système de déminéralisation déminéralise l'eau à partir de l'eau dessalée, produite à l'usine de dessalement.

Le système se compose principalement du système d'échangeur à lit mixte et le système de stockage et d'injection de produits chimiques.

Le système de stockage et d'injection de produits chimiques (acide et caustique) est fourni comme système commun pour la régénération de l'échangeur à lits mélangés

La reminéralisation de l'eau dessalée a pour but d'augmenter le pH, et de protéger les tuyaux, réservoirs, vannes et autres équipements métalliques de la corrosion.

Le système de reminéralisation est automatiquement contrôlé par le LSI (indice de saturation de Langelier) et le CCPP (potentiel de précipitation de carbonate de calcium). En outre des produits chimiques spécifiques sont injectés dans les flux d'eau potable et de service.

Afin de décrire correctement le système, ce dernier est subdivisé en sous-systèmes suivants :

- Système d'injection de produits chimiques pour l'eau de service
- Système d'injection de produits chimiques pour l'eau potable.

3.5. Chaudière auxiliaire

La fonction de la chaudière auxiliaire est de fournir le besoin en vapeur auxiliaire pendant la mise en marche de l'installation. En outre les chaudières doivent également fournir de la vapeur à l'usine de dessalement. Il y a deux (2) type 2 tambours, à circulation naturelle, à fond de tube à eau supporté et à chaudière auxiliaire au fioul / gaz naturel sont envisagés.

La capacité de vapeur de chaque chaudière est de 8 tonnes / heure à 20,5 bar.

La chaudière comporte trois (3) ensembles (3 x 50%) de pompes d'alimentation de chaudière communes aux deux chaudières. Un ventilateur d'air forcé (1X100%) par chaudière auxiliaire est prévue.

3.6. Système auxiliaire d'eau de refroidissement

Le système auxiliaire d'eau de refroidissement est prévu pour évacuer la chaleur du côté primaire des échangeurs de chaleur à plaques en fournissant de l'eau de mer froide prélevée du système de circulation d'eau aux échangeurs de chaleur du type à plaques.

3.7. Système d'alimentation de gaz combustible et de fioul

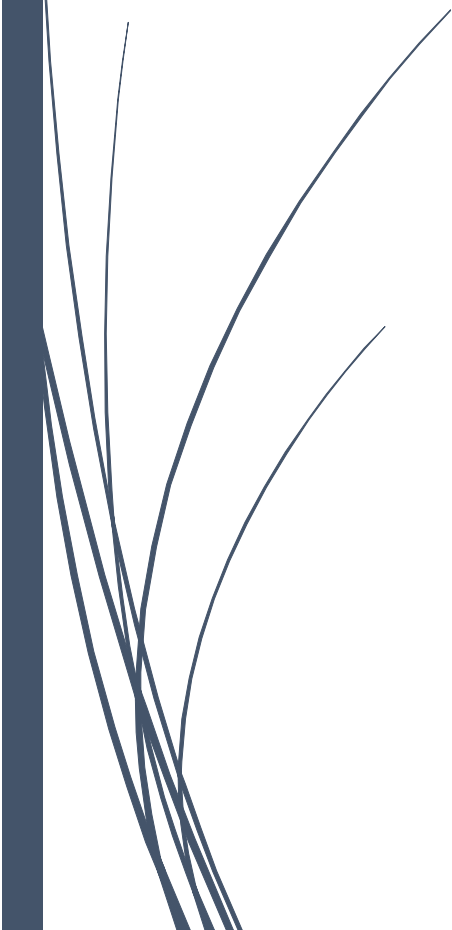
L'objet du système de gasoil est de recevoir, stocker et transporter le gasoil distillé pour les utilisations suivantes à une pression et une température prévues ;

- En tant que carburant de réserve pour les turbines à gaz et pour les chaudières auxiliaires,
- En tant que carburant principal pour le groupe électrogène diesel de secours et pour le moteur diesel de réserve de la pompe de bouche d'incendie
- Pour recueillir et acheminer le gasoil drainé à la station de traitement des eaux de rejet.
- Éteint le flux de gaz combustible à la turbine à gaz dans certaines conditions

Le système de gaz combustible a deux fonctions :

- ✓ Contrôle le débit massique du gaz combustible dans les chambres de combustion GT.
- ✓ Éteint le flux de gaz combustible à la turbine à gaz dans certaines conditions.

Chapitre II : Aperçu sur les cycles organiques de Rankine



1. Introduction

L'épuisement des ressources d'énergie fossiles et les impacts de leur utilisation sur l'environnement (par exemple le changement climatique, la destruction ou l'appauvrissement de la couche d'ozone) encouragent fortement la recherche de moyens de produire de l'électricité à base de ressources renouvelables.

Depuis quelques décennies, le cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), qui a le même principe que le cycle classique de Rankine mais avec un fluide organique, suscite beaucoup d'intérêt dans le domaine de la valorisation de rejets thermiques et de la production d'électricité à partir des ressources renouvelables d'énergie.

2. Cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui convertit la chaleur en travail mécanique. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité. La chaleur est fournie extérieurement à une boucle fermée qui utilise l'eau comme fluide de travail. Les moteurs à vapeur d'eau génèrent environ 90 % d'électricité consommée dans le monde. Le cycle porte le nom de William John Macquorn Rankine (1820-1872), un ingénieur civil, physicien, mathématicien Ecossais.

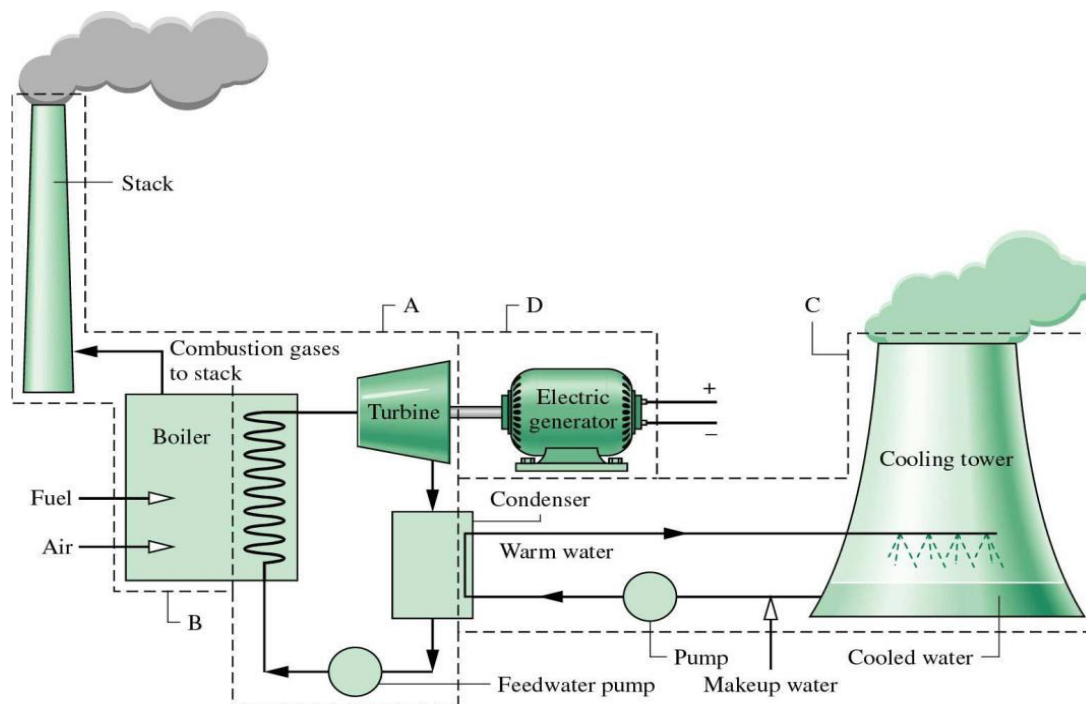


Figure II.1 : Schéma du moteur de Rankine [6].

1. Pompe :

(1→2) : compression isentropique

(1→2') : compression réelle

2. Chaudière de récupération :

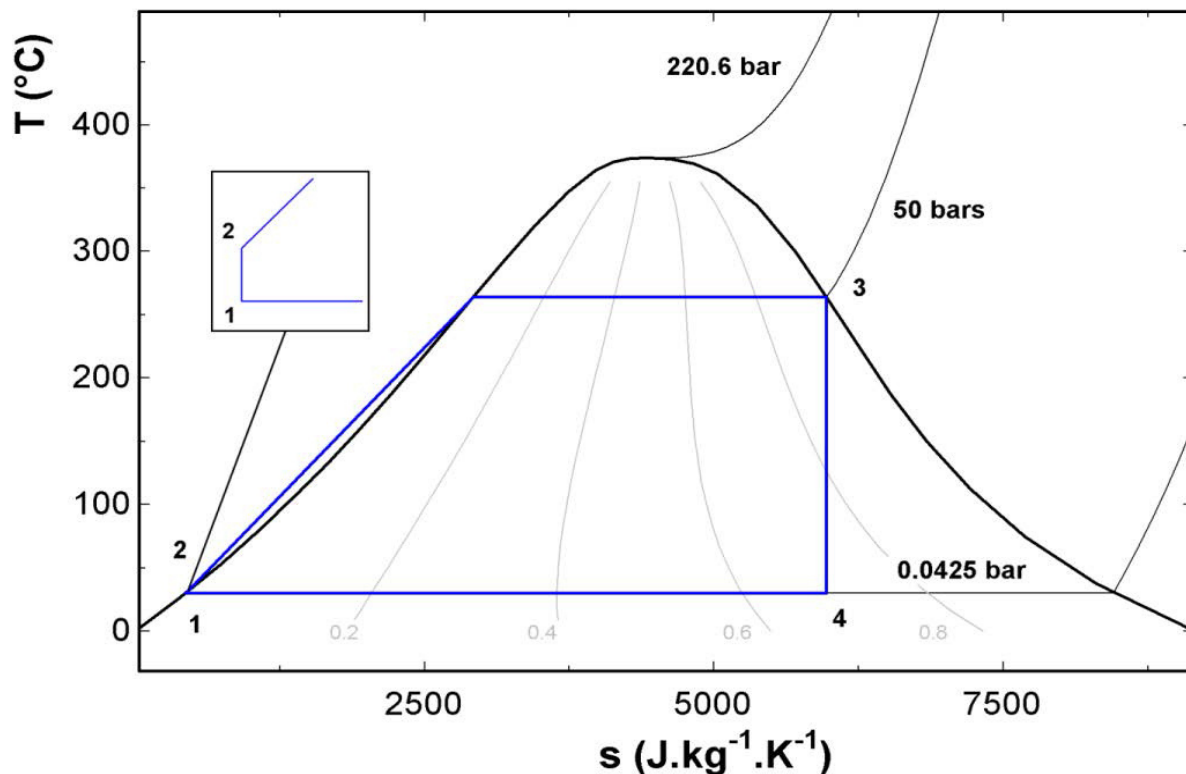
(2→3) : évaporation et surchauffe isobare

3. Turbine à vapeur :

(3→4) : détente isentropique

(5→4') : détente réelle

(4→1) : condensation isotherme-isobare

**Figure II.2 :** Cycle idéal de Rankine dans le diagramme T-s de l'eau.

Le cycle idéal de Rankine se réfère à la configuration simple du cycle de Rankine montrée dans la Figure 2 fonctionnant avec des composants sans irréversibilités à laquelle une étape de surchauffe de la vapeur est ajoutée.

Le cycle réel de Rankine diffère de cycle idéal en raison des irréversibilités dans les composants du cycle. Nous illustrons sur l'influence des irréversibilités sur la transformation énergétique. Les irréversibilités et les pertes sont présentées avec :

a. Irréversibilité dans la pompe

Le pompage est accompagné d'une augmentation de l'entropie. Le travail demandé par le procédé réel est donc plus important que dans le cas du procédé idéal. Le transfert de chaleur entre le fluide traversant la pompe et l'environnement est souvent négligé et la pompe est alors considérée adiabatique.

b. Irréversibilité dans la turbine

Similaire au procédé de pompage, l'irréversibilité du procédé de détente est également caractérisée par un rendement isentropique de la turbine. Le transfert de chaleur entre le fluide traversant la turbine et l'environnement est souvent négligé et la turbine est alors considérée adiabatique.

c. Frottement du fluide de travail :

Les frottements internes et les frottements avec les parois inhérentes à l'écoulement du fluide de travail causent des chutes de pression dans la chaudière, le condenseur et les tuyaux de liaisons entre les composants du cycle. Pour compenser ces chutes de pression, le fluide de travail doit être pompé à une pression plus élevée que la pression demandée par le cycle idéal. Cela agrandit la taille de la pompe et donc sa puissance.

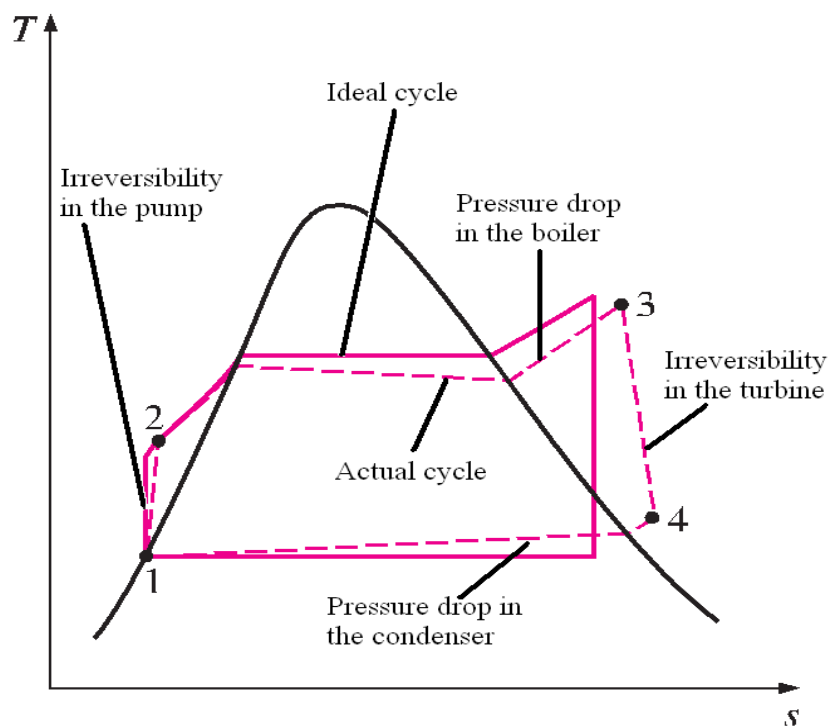


Figure II.3 : Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal [7].

3. Cycle organique de Rankine

Le cycle organique de Rankine est un cycle de Rankine utilisant un composé organique au lieu de l'eau comme fluide de travail. En effet, l'eau est un fluide de travail excellent pour le cycle de Rankine si la température de source thermique est suffisamment élevée.

Ce fluide traditionnel est thermiquement, et chimiquement stable, non-toxique, inflammable, peu coûteux, qui possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, et qui possède un ODP (potentiel d'appauvrissant de la couche d'ozone), et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls [3]. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante. Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [4]. Pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse et de moyenne température, le cycle ORC présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel.

L'avantage majeur du cycle ORC par rapport au cycle classique pour la génération d'électricité à basse température et à faible puissance réside dans le fait que la machine de détente peut être une turbine axiale ou radiale ou même une machine volumétrique.

La technologie ORC offre également d'autres avantages :

- Procédé de démarrage simple.
- Opération automatique et continue.
- Procédure de maintenance simple.
- Sans demande de présence de l'opérateur.
- Longue durée de vie de centrale (> 20 ans).
- Sans besoin de déminéraliser l'eau.
- Sans besoin de dégazage. En effet, le fonctionnement à basse pression, très inférieure à la pression atmosphérique en sortie de la turbine occasionne d'inévitables entrées d'air dans l'installation. L'oxygène de l'air entraîne la corrosion de tous les composants et des problèmes d'encrassement. Le dégazage est l'opération permettant de dégazer en continu l'eau qui circule dans le cycle est qui est coûteuse en énergie et impose des contraintes additionnelles au fonctionnement [4].

Grâce aux avantages ci-dessus, la technologie ORC suscite beaucoup d'attention et s'étend rapidement pour la génération d'électricité à partir des sources thermiques de basse température.

La contrainte principale pour l'ORC réside dans la stabilité thermique des fluides de travail disponibles imposant une température maximale du cycle qui ne peut pas dépasser 400°C.

Pour la conception du cycle ORC, l'une des étapes les plus importantes est l'identification du fluide de travail approprié car les propriétés thermo-physiques et de transport des fluides de travail influencent fortement la performance, la taille et la conception du système. Pour le cycle de Rankine en général et le cycle à vapeur d'eau en particulier, l'eau est un fluide de travail parfait avec de bonnes propriétés, c'est-à-dire elle est abondante, peu chère, chimiquement stable, thermiquement stable, non-toxique, ininflammable ; elle a une viscosité faible, zéro ODP, zéro GWP. Cependant, ce fluide ne peut pas être économiquement employé pour la génération d'électricité à partir d'une source de chaleur à basse température en raison de la température (100 °C) de changement de phase à la pression atmosphérique relativement haute. De plus, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail présente également quelques inconvénients.

- Besoin d'une grande surchauffe pour éviter la condensation du fluide pendant l'étape de détente du cycle de Rankine.
- Etape de condensation réalisée à pression inférieure à la pression atmosphérique ce qui contribue à agrandir la taille du système et risque de pénétration de l'air ambiant dans le système.
- Turbines complexes et coûteuses.

Pour la production d'électricité à basse température, les fluides organiques à basse température d'ébullition présentent de vrais potentiels. Actuellement, il y a beaucoup de recherches focalisées sur la sélection du fluide de travail pour le système ORC.

4. Bref historique

Une brève histoire des cycles ORC a été présentée en citant les évènements importants concernant le développement de cette technologie. Nous en retraçons les éléments les plus significatifs [2].

Année	Evènement
1823	Monsieur Humphrey Davy (1778-1829) suggère le cycle ORC comme une alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré qu'un liquide volatil peut être vaporisé par la vapeur d'eau échappée et peut donc générer plus l'énergie
1824	Les travaux de Carnot
1825-1826	Thomas Howard a fait un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail
1853	Du Trembley, un ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion de bateau (avec un éther comme fluide actif). Le moteur a été installé dans quelques bateaux de voyageurs. Cependant, la construction des moteurs binaires à vapeur d'eau – éther a été interrompue après une explosion causée par l'éther au port de Bahia, en Amérique du sud en 1856.
1859	William J.M. Rankine a développé la théorie complète du moteur à vapeur d'eau.
1883	Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphta qui a été essentiellement un moteur à cycle fermé à vapeur utilisant le naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail [20]. Le moteur est développé par Gas Engine and Power Company of Morris Heights, New York. En 1890, il y avait 500 bateaux à moteur à naphta en opération.
1923-1930	Tito Romagnoli a développé quelques moteurs de Rankine dont un avec chlorure de méthyle comme fluide de travail
1930	Luigi D'Amelio a expérimenté avec le chlorure d'éthyle à l'Université de Naples
1935	La pompe solaire basée sur le travail de D'Amelio.
1940	Centrale géothermique de 1 MW à Citara, île d'Ischia utilisant l'Ethylène. Gasperini et Grassi développe la pompe solaire SOMOR1 utilisant un réfrigérant.

1958-1961	Tabor et Bronicki établissent les critères pour la sélection des fluides organiques appropriés pour optimiser le rendement du cycle au laboratoire nationalisraélien de physique.
1961	Un cycle ORC nouveau a été développé avec un prototype de 3 kW et présenté à la conférence de l'Organisation des Nations Unies à Rome. Ce travail amène à l'établissement de l'entreprise Ormat en 1965.
1967	Le premier cycle binaire géothermique a été installé. Son fluide de travail était le réfrigérant R12 avec une puissance brute de 680 kW
1970	Gianfranco Agelino, Ennico Macchi et Mario Gaia ont développé un cycle ORC de 3 kW, amenant à l'établissement de l'entreprise Turboden en 1980.
1980	Turboden fabrique des unités à partir de 300 kW, surtout pour la cogénération utilisant la biomasse
1990	Ormat a des croissances substantielles dans l'utilisation du cycle ORC pour la géothermie. Alors que, Turboden fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe.
2000	Plusieurs fabricants des systèmes ORC et des fournisseurs de composants sont disponibles. Les recherches se poursuivent dans le domaine et de nouvelles technologies apparaissent.

Tableau II.1 : Bref historique.

5. Différentes configurations du cycle ORC

5.1. ORC sous-critique

Ce type de cycle ORC est toujours appelé simplement le cycle ORC.

Deux configurations sont très souvent utilisées pour le cycle ORC sous-critique:

- ORC simple (ou standard) (Figure II- 4.a).
- Avec un récupérateur (Figure II-4. b).

Dans les cas où la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude, on ajoute au cycle de bas un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur). Cette énergie est récupérée par échange avec le liquide sortant de la pompe. Cette récupération d'énergie diminue donc la quantité de chaleur demandée pour le préchauffage du fluide avant son entrée dans l'évaporateur et la quantité de chaleur du fluide de travail déchargée au puits

froid et donc la taille du condenseur. Avec le récupérateur, la performance du cycle ORC est améliorée mais le système est plus complexe amenant à un coût d'investissement plus élevé.

En plus, le récupérateur augmente également la perte de charge totale du système.

(La figure II-5. a et Figure II- 5.b) présentent les diagrammes T-s du fluide de travail et les profils de température de la source thermique et du puits froid pour le cycle ORC simple et pour celui avec un récupérateur [2].

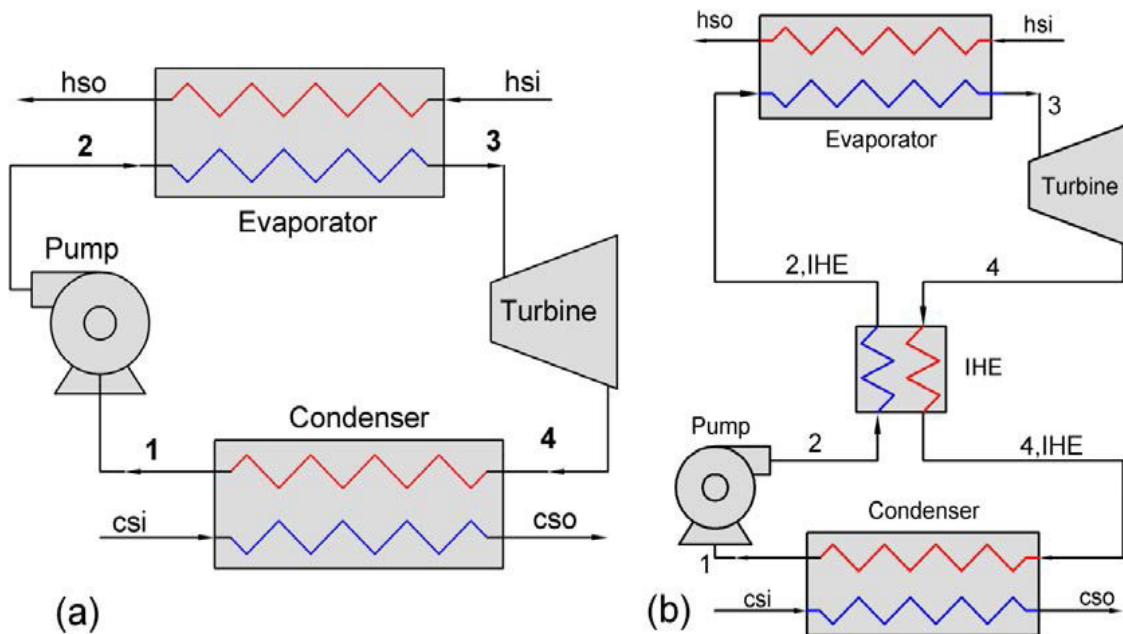


Figure II-4. Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)[2].

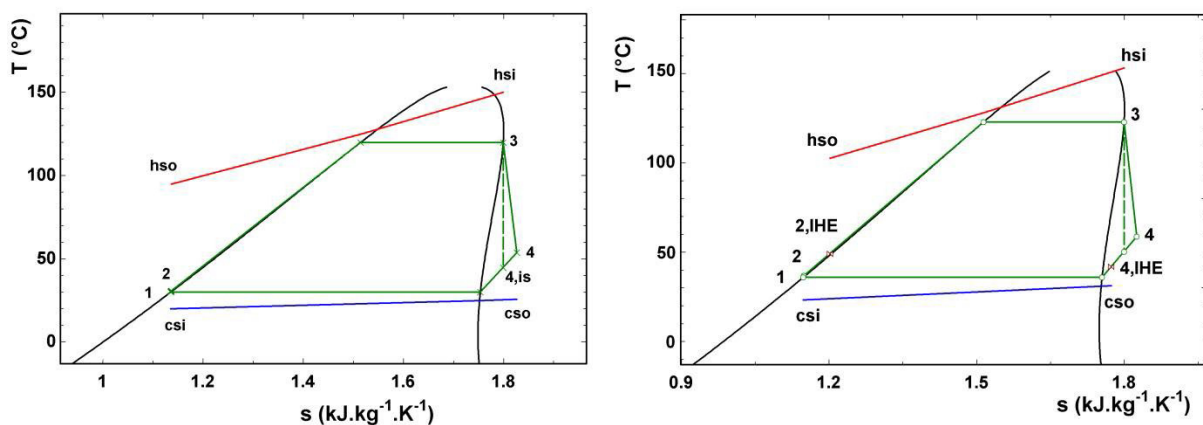


Figure II-5. Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b) [2].

5.2. ORC supercritique (ou transcritique)

Le cycle ORC supercritique comme celui sous-critique se compose de 4 éléments

Pour un cycle idéal supercritique ou pseudo-supercritique, le fluide de travail passe des procédés suivants :

- **a → b** : la compression isentropique du liquide sous-refroidi de la pression p_1 à p_2 .
- **b → d** : l'addition isobarique de la chaleur à la pression p_2 jusqu'à la température la plus élevée du cycle au point d.
- **d → e** : l'expansion isentropique de la pression p_2 à p_1
- **e → a** : l'extraction isobarique de la chaleur à la pression p_1 , si un récupérateur est installé dans le cycle, ce qui est souvent le cas, une portion de cette chaleur est transférée vers le fluide pour augmenter son enthalpie du point b au c à la pression constante p_2 .

Le fluide cyclé est tout d'abord compressé de la pression basse à la pression haute (supérieure à la pression critique dans le cas du cycle ORC supercritique) par la pompe, la température et l'enthalpie de ce fluide augmentent après en échangeant avec une source de chaleur dans le générateur de vapeur. L'énergie thermique du fluide cyclé est par la suite transformée en énergie mécanique grâce à son expansion dans le détendeur. Le fluide de travail est finalement condensé à la pression basse dans le condenseur avant d'être transféré à la pression haute par la pompe pour compléter le cycle [2].

5.3. ORC multi-pression

Une autre configuration du cycle de Rankine pour la génération d'électricité est le cycle à multi-pression de transfert thermique à haute température. Le schéma d'un système de doubles pressions est montré dans la Figure. Le fluide de travail est pompé vers deux générateurs de vapeur à basse et à haute pression. Le fluide sortant de la turbine à haute pression, est mélangé avec la vapeur basse pression pour entrer dans la turbine à basse pression. [8]

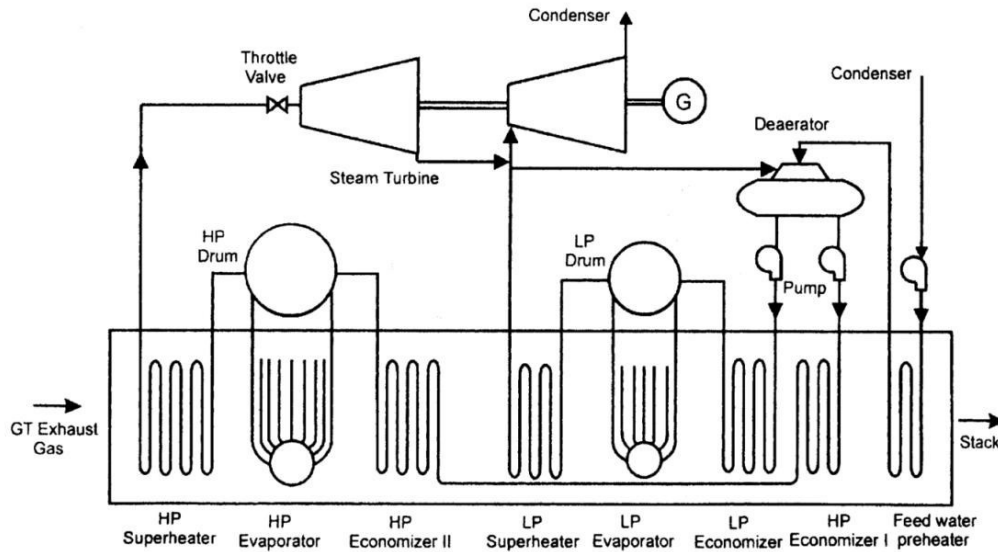


Figure II-6. Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée [8].

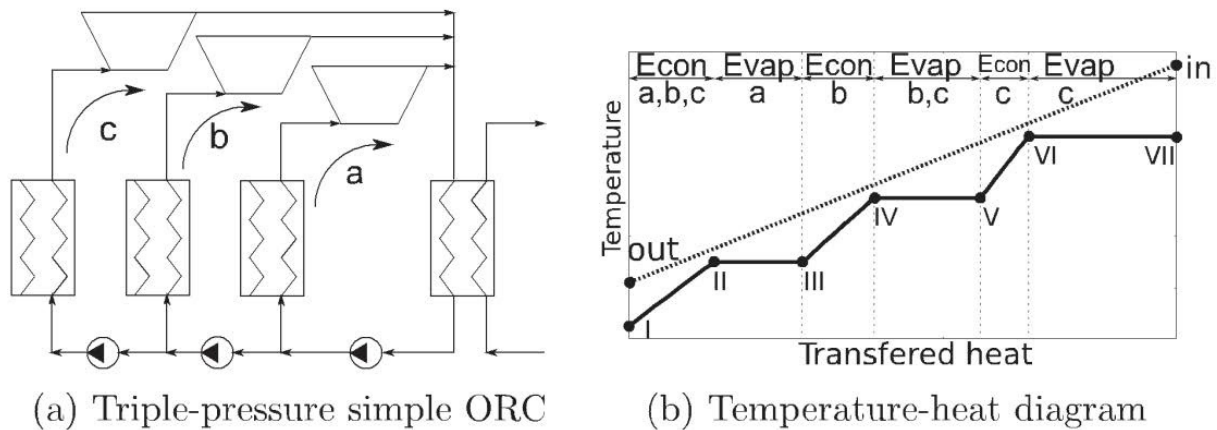


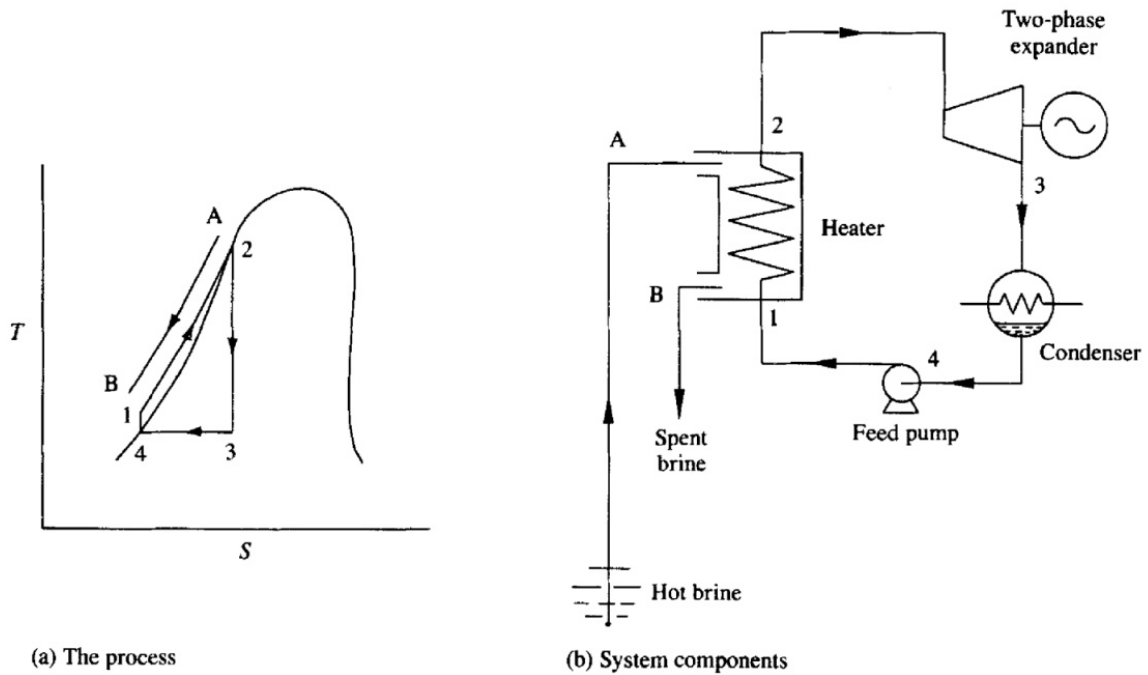
Figure II-7. Schéma (a) et diagramme Température – chaleur (b) d'un cycle sous-critique, triple-pression sans surchauffe [9].

On constate que dans cette configuration d'ORC, la différence de température entre la courbe de refroidissement du fluide de la source thermique et celle de chauffage du fluide cyclé est plus faible que pour un cycle sous-critique avec un seul niveau de pression de l'étape de génération de vapeur. L'entropie créée par le transfert de chaleur sera alors moindre dans l'ORC multi-pression. Donc, les améliorations du rendement sont obtenues en appliquant plus d'un niveau de pression pour le transfert de chaleur à haute température du cycle de Rankine [9].

5.4. Cycle trilatéral-flash (Trilateral Flash Cycle – TFC en anglais)

Le cycle trilatéral-flash a été introduit par Smith et Martin en 1985 comme cycle trilatéral-flash à vapeur humide.

Le diagramme T-s pour les procédés thermodynamiques et le schéma du cycle TFC sont présentés dans la Figure 8 [10].



FigureII-8 : Diagramme T-s (a) et l'arrangement des composant (b) pour un système du cycle trilatéral-flash [10].

En général, un cycle trilatéral est un cycle thermodynamique dans lequel le fluide de travail entre dans la turbine à l'état du liquide saturé au lieu de vapeur saturée ou surchauffée comme dans le cas des cycles ORC. En évitant la part de l'ébullition, l'addition de la chaleur à partir de la source thermique au fluide de travail est plus efficace.

Le cycle trilatéral se compose d'une pompe, d'un réchauffeur, d'une turbine diphasique et d'un condenseur. Le fluide de travail à l'état du liquide saturé est d'abord pompé de la pression basse P_1 à la pression haute P_2 par la pompe. Ce fluide est chauffé après jusqu'à la température d'ébullition à la pression P_2 en échangeant la chaleur avec la source thermique dans le réchauffeur. A l'état de liquide saturé à la pression P_2 , le fluide de travail entre dans la turbine diphasique pour délivrer le travail. Dans la turbine, le fluide de travail se détend en zone diphasique et sa pression descend jusqu'à la pression P_1 . A cette basse pression, le fluide de travail cède sa chaleur au puits froid pour se condenser jusqu'à l'état de liquide saturé dans le condenseur.

Bien que ce type du cycle thermodynamique ait été bien considéré depuis plus 30 ans, le manque de turbines diphasiques avec haut rendement isentropique est l'obstacle principal pour la mise en œuvre du cycle trilatéral à grande échelle.

5.5. Cycle ORC à condensation (Organic Flash Cycle– OFC en anglais)

La théorie fondamentale pour ce type de cycle ORC est rencontrée dans les centrales géothermiques à condensation (flash steam power plant – en anglais). Dans les centrales géothermiques, les cycles à vapeur d'eau à mono-condensation (single-flash steam power plant) ou à double-condensation (double-flash steam power plants) sont souvent utilisés.

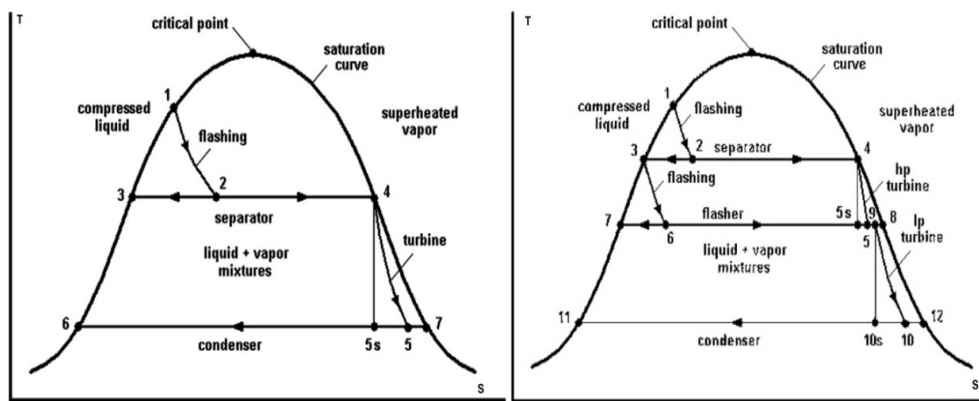


Figure II-9 : Diagramme T-s pour centrales à vapeur à mono-condensation et à double condensation [11].

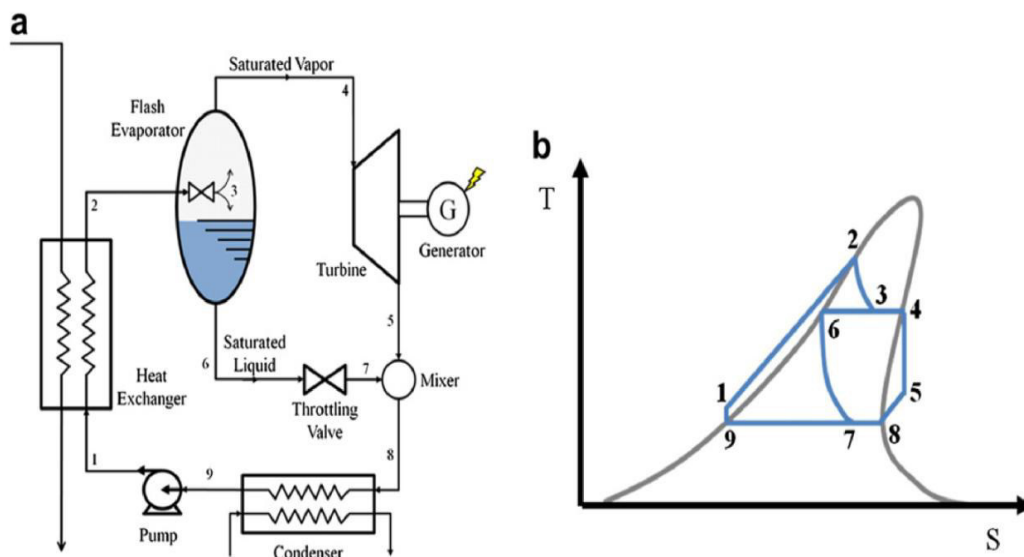


Figure II.10. Schéma (a) et diagramme T-s (b) du fluide de travail pour le cycle OFC [12].

6. Application et marché de cycle ORC

Actuellement, les cycles organiques de Rankine suscitent beaucoup d'attention en recherche et développement (R&D) pour la génération d'électricité à partir des sources thermiques à basse température. Un grand nombre de projets R&D sont exécutés pour l'utilisation des cycles ORC. [13].

Actuellement, le marché des technologies ORC focalise principalement sur quatre Applications majeures [2] :

6.1. La géothermie

Un système géothermique est basé sur la chaleur, la perméabilité et l'eau. La chaleur du centre de la terre, atteint parfois la surface comme la lave volcanique, mais reste souvent au-dessous de la croûte de la planète, chauffant la roche et l'eau à proximité. L'eau chaude ou la vapeur d'eau peut être piégée dans des roches perméables ou poreuses sous une couche de roche imperméable. Un réservoir géothermique peut donc se former.

6.2. La valorisation de biomasse

Brûler la biomasse et le pétrole fossile libère le dioxyde de carbone (CO_2) en atmosphère.

Cependant, la combustion de l'énergie fossile libère CO_2 emprisonné depuis des millions d'années dans la Terre, influant sur le cycle naturel du CO_2 et amenant à une augmentation de la concentration en CO_2 de l'atmosphère. Au contraire, la combustion de biomasse fait retourner simplement en atmosphère le CO_2 qui est absorbé quand les plantes grandissent pendant une courte période de temps (de quelques années à environ une décennie). La même quantité de CO_2 absorbée de l'air via le procédé de la photosynthèse pendant le développement des plantes est remis à l'environnement par la combustion de biomasse. Donc, il n'y a pas de variation nette du CO_2 dans l'atmosphère, c.à.d. une transformation neutre en CO_2 , si le cycle de croissance et de la récolte est durable. C'est pourquoi, la biomasse peut être considérée comme une ressource d'énergie renouvelable. Quelques émissions nettes de CO_2 se produisent si la production (la plantation, la récolte ou le traitement) ou le transport de biomasse font appel à l'utilisation des carburants fossiles.

6.3. La récupération de la chaleur

Dans plusieurs procédés industriels, une quantité significative de l'énergie thermique de température moyenne et élevée (150 – 350 °C) est toujours rejetée dans l'atmosphère.

L'intérêt dans la récupération des rejets thermiques industriels augmente en raison du prix élevé de l'énergie et la volonté de réduire les émissions des gaz à effet de serre. Les sources de chaleur perdue potentielles pour la récupération par des centrales ORC sont trouvées dans des industries les plus grosses consommatrices d'énergie tels que : l'industrie du ciment, du verre, de la sidérurgie, et du pétrole et gaz (raffineries) ainsi que dans des usines d'incinération. La capacité des installations actuelles de récupération de chaleur par cycle ORC va de 1.5 à 4 MW.

6.4. L'énergie solaire

L'énergie solaire concentrée est une technologie par laquelle le rayonnement du soleil est concentré par un collecteur solaire et transféré à un fluide à haute température. L'énergie thermique est convertie en électricité dans un cycle thermodynamique. Deux possibilités pour la conception des centrales solaires ORC en termes de température maximale du fluide de travail peuvent être distinguées. Les centrales de température moyenne (> 250 °C) imposent un rendement élevé de conversion mais un moteur cher et des collecteurs coûteux. Les centrales solaires de basse température (< 150 °C) amènent au contraire à faible rendement avec des composants moins chers comparativement.

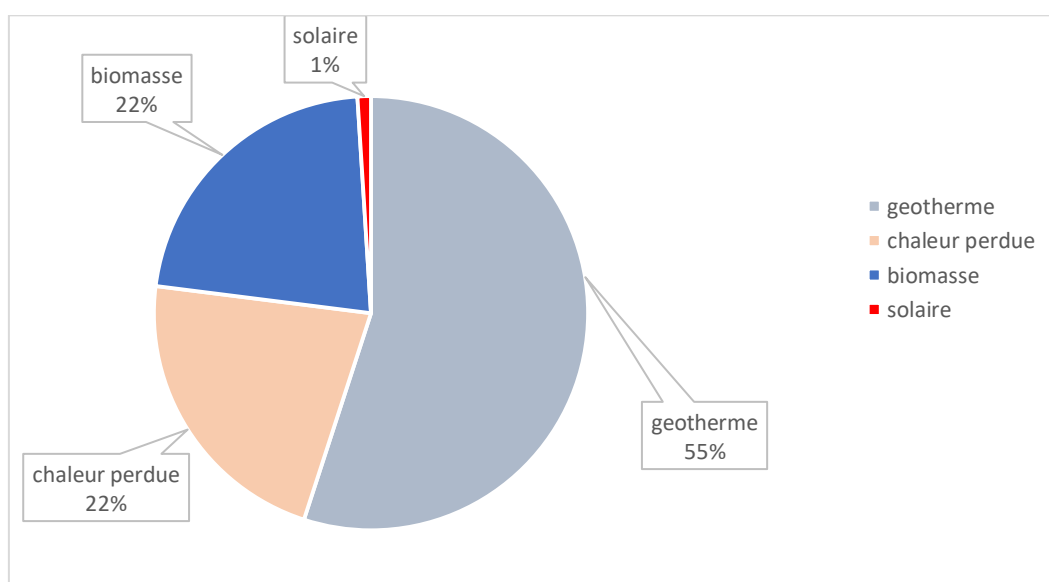


Figure II.11. Répartition des applications principales du systèmes ORC par la puissance électrique installée [14].

7. Fournisseurs des modules ORC

Actuellement, plusieurs fabricants fournissent des modules ORC complets pour les applications différentes. Deux fournisseurs principaux de modules ORC sont ORMAT, une entreprise israélienne, focalisant sur l'utilisation des systèmes ORC pour les centrales géothermiques et Turboden, une compagnie italienne, qui est connue comme le leader européen pour la fabrication de modules ORC, surtout pour la valorisation de biomasse.

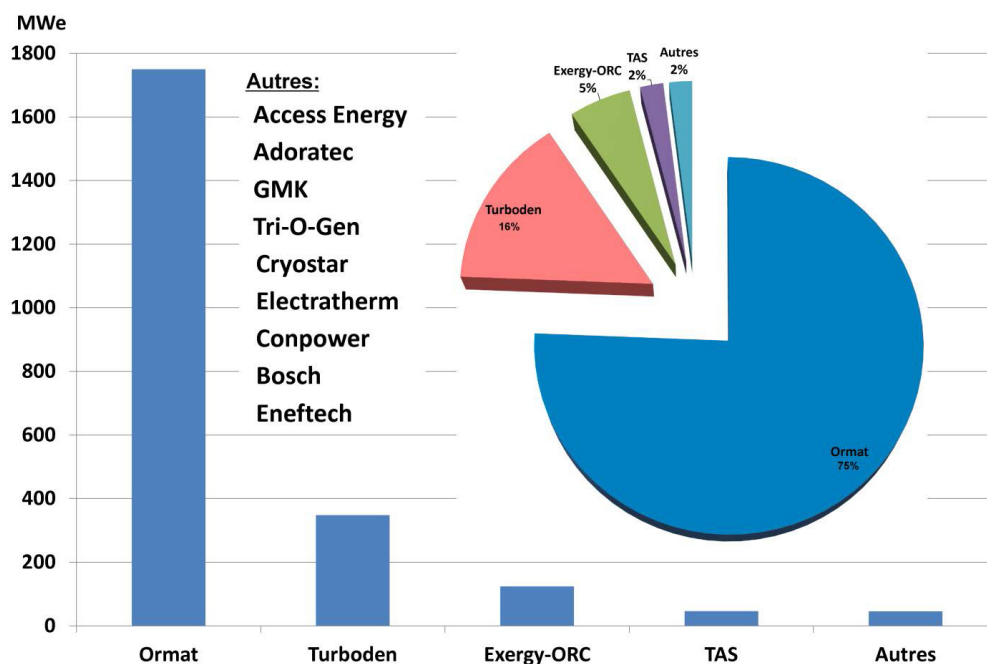


Figure II-12. Nombre de MW produite par le système ORC fournis par les fournisseurs dans le monde [2].

8. Critères de sélection du fluide de travail organique

8.1. Fluide idéal

Plusieurs auteurs ont suggéré qu'un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine doit satisfaire les critères thermodynamiques et physiques suivants [4] :

1- La température critique du fluide de travail doit être bien supérieure à la température la plus élevée du cycle (cas sous-critique). L'évaporation du fluide de travail peut se faire à la température maximale du cycle. Cela a pour résultat un rendement relatif important du système.

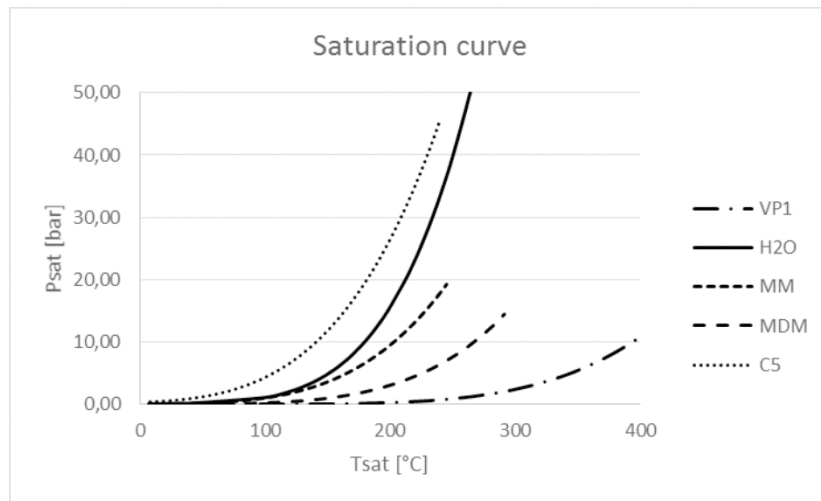


Figure II-13. Courbes de saturation des différents fluides fonctionnant par rapport à la vapeur d'eau [3].

- 1- La pression de saturation à la température maximale du cycle ne doit pas être excessive. La pression élevée amène de problèmes de contrainte mécanique.
- 2- La pression de saturation à la température minimale (c.à.d. la pression de condensation) du cycle ne doit pas être trop faible pour éviter les problèmes d'étanchéité et la pénétration de l'air ambiant dans le système.
- 3- Le point triple doit être bien inférieur à la température ambiante minimale qui est désirée. Cela assure que le fluide ne se solidifie pas à tous les points de fonctionnement du système incluant le temps de traitement à l'extérieur du cycle.
- 4- Une faible valeur de chaleur spécifique du liquide ou, alternativement, un ratio faible de nombre d'atomes par molécule divisé par la masse moléculaire et un ratio important entre chaleur latente de vaporisation et la chaleur spécifique du liquide sont souhaités. Cela réduit la quantité de chaleur demandée pour augmenter la température du liquide sous-refroidi à la

température d'évaporation. Par conséquent, la plupart de la chaleur est ajoutée à la température maximale du cycle, et le cycle approche plus celui de Carnot.

5- Une viscosité faible, une chaleur latente importante de vaporisation, une conductivité thermique élevée et une bonne capacité de mouillage¹⁰ du fluide de travail sont préférées.

Ces propriétés assurent que les chutes de pression en traversant les échangeurs et les tuyaux auxiliaires sont faibles et que le taux d'échange thermique dans des échangeurs est important.

6- Un bon fluide de travail doit avoir des volumes spécifiques faibles. Ces propriétés affectent les taux de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur. Le volume spécifique de vapeur se rapporte directement aux tailles et coût d'achat des composants du cycle. En plus, un volume spécifique important de vapeur conduit à des écoulements volumétriques importants à l'échappement du détendeur et a pour résultat des pertes significatives de pression. Le volume spécifique du liquide à la pression de condensation doit être aussi faible que possible pour minimiser la demande en travail de la pompe.

7- La pente $\frac{ds}{dT}$ de la courbe de saturation de vapeur du fluide de travail dans le diagramme T-s est préférée au voisinage de zéro. Cela prévient la production excessive de condensat ou de surchauffe pendant la détente. Cela assure aussi que le rejet de chaleur dans le condenseur se fait à la température minimale du cycle.

8- Non-corrosivité et compatibilité avec les matériaux communs du système sont des critères importants de sélection.

9- Le fluide de travail doit être chimiquement stable à tous les niveaux de température utilisée dans le système. La résistance de décomposition thermique du fluide de travail en présence des lubrifiants et des matériaux du container est un critère important.

10- Non-toxicité, ininflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité, et actuelle acceptabilité industrielle sont également des caractéristiques désirables.

11- Le fluide doit avoir des bonnes propriétés de lubrification.

12- Le coût faible et la disponibilité en quantité importante sont désirés.

8.2. Procédure générale pour la sélection du fluide de travail

En pratique, il n'existe pas un fluide qui satisfait à tous les critères du fluide idéal discutés précédemment. Donc, un compromis doit être adopté pour chaque application particulière, la sélection des fluides de travail pour la machine ORC est réalisée à travers plusieurs étapes.

La procédure générale pour l'identification des fluides de travail potentiels du cycle ORC comporte les étapes suivantes :

1. Collecte des données (réaliser une étude de l'état de l'art des fluides de travail)

2. Première sélection en tenant compte des critères suivants :

- Propriétés environnementales : Les législations sont de plus en plus restrictives pour limiter les impacts liés à l'utilisation des fluides frigorigènes, il apparait essentiel de considérer les impacts environnementaux lors du choix du fluide de travail. Trois indicateurs de mesure sont ici pris en compte :

- ✓ Le potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP pour « Global Warming Potential »).
- ✓ Le potentiel de déplétion ozonique (PDO ou ODP pour « Ozone Depletion Potential »).
- ✓ La durée d'atmosphérique (ALT pour « Atmospheric Life Time »).

- Sécurité : L'utilisation de certains fluides de travail présente des risques liés à la sécurité. L'indicateur retenu est celui de l'ASHRAE, standard 34. Celui-ci se compose d'une lettre qui indique la toxicité du fluide (de A pour non-toxique à C pour très toxique) suivie d'un chiffre qui indique son inflammabilité (1 pour non-inflammable, 2L pour moyennement inflammable, 2 pour inflammable et 3 pour très inflammable).

- santé : inflammabilité, toxicité

- Stabilité chimique, thermique : les stabilités des fluides à la température maximale du cycle sont des critères importants pour la sélection des fluides de travail

- Propriétés thermo-physiques (P_{crit} , T_{crit} , b_T masse volumique) à partir des données de niveau de température de source de chaleur et de puits froid, du type de cycle

ORC utilisé (sous-critique ou supercritique)

- Disponibilité, comptabilité avec les matériaux et l'huile de lubrification, et coût.

3. Réalisation de la modélisation du système avec les fluides présélectionnés :

La modélisation en régime stationnaire est seule réalisée dans cette thèse

4. Optimisation thermo-économique, exergo-économique en tenant compte des critères environnementaux et économiques

5. Evaluation de la rentabilité économique du projet pour faire la sélection finale.

8.3. Classification des fluides de travail

Le cycle ORC peut utiliser les fluides de travail sous forme de corps purs (mono-composé comme R134a, R245fa, etc.) ou de mélanges de deux, trois composés ou plus. En effet, il existe trois catégories de mélanges qui peuvent être utilisés comme fluides de travail du cycle ORC :

- ✓ Les mélanges azéotropes, quasi-azéotropes et zéotropes (ou non-azéotropes). Alors que, les azéotropes, habituellement de type binaire ou ternaire, sont utilisés depuis longtemps dans l'industrie du froid, les quasi-azéotropes et les non-azéotropes ont un grand potentiel de développement. Cependant, en cas de fuites, la composition et les propriétés des fluides quasiazéotropes risquent d'être altérées.
- ✓ Les fluides non-azéotropes peuvent aider à améliorer l'efficacité énergétique du système grâce à une propriété, dite « glissement de température » dans les procédés isobariques de l'évaporation et de la condensation, mais la conception du système risque d'être modifiée. De plus, les coefficients d'échange thermique de l'évaporation et de la condensation des fluides zéotropes sont plus faibles que les coefficients d'échange thermique des fluides purs à cause de l'effet de transfert de masse.

Fluide de travail	Remarques
M1 (R245fa pur), M2 (R245fa/R152a, 0.9/0.1), M3 (R245fa/R152a, 0.7/0.3) sont expérimentalement testés avec un cycle solaire de Rankine à basse température	Rendement du collecteur et rendement thermique du cycle avec les mélanges zéotropes sont supérieurs qu'avec le fluide pur
Comparaison de la puissance optimale du cycle transcritique de Rankine utilisant les mélanges binaires avec le cycle sous-critique de Rankine utilisant R134a et R245fa	La puissance optimale du cycle transcritique utilisant le mélange R125/R245fa est 11 % plus grande par rapport à celle du cycle sous-critique avec R134a
Quelques fluides purs souvent utilisés sont considérés comme les composés potentiels pour créer des mélanges binaires et ternaires.	L'utilisation des mélanges zéotropes appropriés comme fluide de travail donne des effets positifs sur la performance du cycle ORC. L'addition d'un troisième composé à un mélange binaire donne un effet faible
Isobutane/isopentane et R227ea/R245fa de différentes compositions sont utilisées comme fluide de travail du cycle sous-critique de Rankine	Le changement de phase non-isotherme des mélanges amènes à une augmentation du rendement en comparaison avec les fluides purs
Les mélanges zéotropes du dioxyde de carbone avec 7 fluides de bas GWP sont utilisés comme fluide de travail du cycle transcritique de Rankine	Ces mélanges zéotropes peuvent aider à améliorer le rendement thermique du cycle transcritique de Rankine et à diminuer la pression opérationnelle en comparaison au cycle utilisant le CO ₂ pur

Tableau II.2 : Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides comme fluide de travail du cycle ORC

Les fluides de travail purs sont classés on sept catégories principales avec leurs principaux avantages et inconvénients :

- **Hydrocarbures**

- ✓ Propriétés thermodynamique désirables
- ✓ Problèmes d'inflammabilité

- **Perfluorocarbures**

- ✓ Extrêmement inerte et stable
- ✓ Complexité moléculaire extrême
- ✓ Propriétés thermodynamiques indésirables

- **Siloxanes**

- ✓ Attractive pour un mélange des propriétés physiques et thermiques
- ✓ Souvent disponibles comme des mélanges zéotropes plutôt que des fluides purs

- **Hydrocarbures de chaîne droite**

- ✓ Quelques fluides avec zéro ODP possèdent des intérêts potentiels

- **Ethers et éthers fluorés**

- ✓ Problèmes d'inflammabilité et de toxicité
- ✓ Propriétés thermodynamiques indésirables

- **Alcools**

- ✓ Problèmes d'inflammabilité
- ✓ Solubles dans l'eau
- ✓ Propriétés thermodynamiques indésirables

- **Inorganiques**

- ✓ Cher ou non selon le cas
- ✓ Moindre impacts environnementaux
- ✓ Quelques problèmes d'opération

Dans un autre travail, Santarossa classifie les fluides de travail des systèmes ORC en trois catégories avec les applications

- **Huiles de silicone**

- ✓ Petit ORC (< 4MW).
- ✓ Biomasse.
- ✓ Récupération de chaleur de température modérée et élevée (ex. gaz d'échappement de turbine, gaz perdu des procédés).
- ✓ Centrale solaire concentrée.

- **Hydrocarbures**

- ✓ Taille important de l'unité.
- ✓ Moins cher mais quelques fluides inflammables.
- ✓ Récupération de chaleur de basse, modérée et haute température et centrales importantes à biomasse.
- ✓ Géothermie.

- **Fluides fluorés**

- ✓ Géothermie.
- ✓ Récupération de chaleur de basse température (ex. chemise d'eau de moteur, eau chaude de procédé).

Une autre méthode de classification des fluides de travail du cycle ORC grâce à la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme Température-entropie (T-s) est souvent utilisée dans la littérature. En effet, selon la pente $\left(\frac{ds}{dT}\right)$ de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-s.

Les fluides organiques sont classifiés en trois catégories :

- Les fluides séchant possèdent une pente positive.
- Les fluides mouillants – négative.
- Les fluides isentropiques se caractérisent par une courbe verticale de saturation de vapeur.

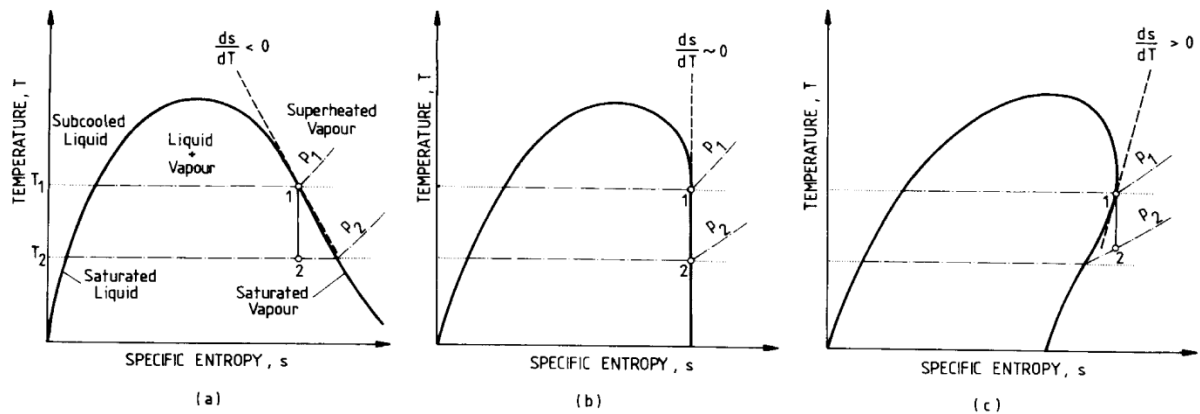


Figure II.14 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC [17].

$\frac{ds}{dT} > 0$: Fluide séchant.

$\frac{ds}{dT} \sim 0$: Fluide isentropique.

$\frac{ds}{dT} < 0$: Fluide mouillant.

9. Systèmes ORC à haute température

La plupart des systèmes d'ORC disponibles sur le marché utilisent comme composés fluides fonctionnels et/ou mélanges les trois familles suivantes :

- Hydrocarbures.
- Siloxanes.
- Réfrigérants.

En particulier, les fluides appartenant à des groupes d'hydrocarbures et de siloxane sont couramment utilisés pour exploiter le moyen sources thermiques de température (MT) et de température élevée (HT), les réfrigérants sont normalement utilisés pour les applications source thermique Basse température.

Dans le tableau 1, une liste non exhaustive du fluide de travail le plus commun utilisé dans les systèmes commerciaux d'ORC pour MT et l'application de sources thermiques HT et la plage de température respective sont données.

Aucun des fluides de travail énumérés au tableau 1 n'a démontré la stabilité thermique à des températures supérieures à 300 ° C. Avec cette limite maximale de température opérationnelle, une efficacité électrique maximale correspondante peut être calculée et fixée comme limite supérieure pour les systèmes ORC disponibles sur le marché [3].

fluide fonctionnel	Température maximal [°C]	Plage de température d'évaporation [°C]	Plage de température de condensation [°C]
Octamethyltrisiloxane	290	250-280	80-150
Hexamethyldisiloxane	290	180-250	30-60
Cyclopentane	300	200-320	> 0

Tableau II.3 : Fluides de fonctionnement ORC pour la source de chaleur MT et HT [3].

10. Système ORC à très haute température

Il y a une littérature exhaustive avec des études théoriques sur les systèmes ORC fonctionnant à des températures très élevées avec des liquides organiques stables à plus de 300°C. L'exploitation réelle de ce développement technologique permettrait une meilleure utilisation des sources de chaleur, amélioration de l'efficacité du système et élargissement de l'application des systèmes ORC.

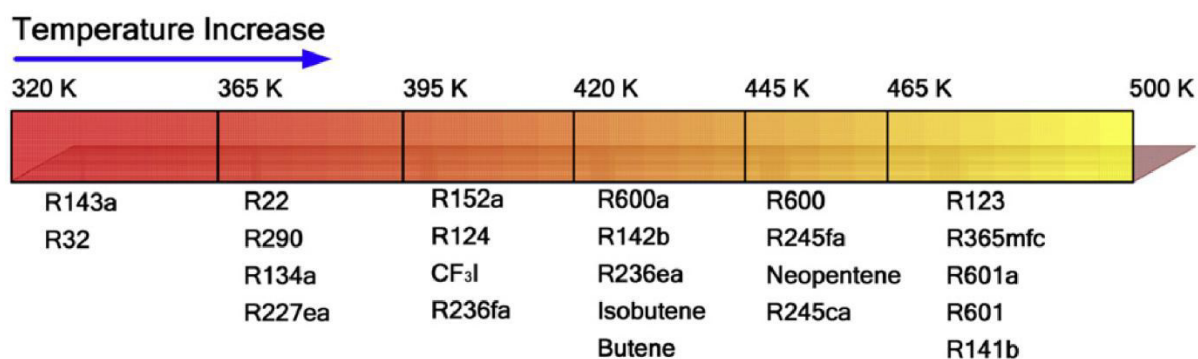


Figure II-15. Sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [1].

11. Le CO₂ Trans-critique

11.1. Historique du CO₂ en tant que réfrigérant

Le CO₂ est un « vieux » réfrigérant, et il est donc normal de faire un bref historique sur l'utilisation de ce réfrigérant dans le siècle passé et de tenter de comprendre son déclin au profit des CFC, après la seconde guerre mondiale. La renaissance récente du CO₂ est également discutée.

Au début du 20^{ème} siècle, le CO₂ était utilisé couramment comme réfrigérant, principalement dans les systèmes marins mais également dans la climatisation et les applications frigorifiques stationnaires. L'américain Alexandre Twining est le premier à avoir proposé, en 1850, le CO₂ comme réfrigérant dans un système à compression de vapeur ; son invention a fait l'objet d'un dépôt de brevet en Angleterre (Bodinus, 1999). Cependant, il a fallu attendre la fin des années 1860 pour qu'un système frigorifique au CO₂ voit le jour ; il a été conçu par l'Américain S.C. Lowe (Thévenot, 1979). En Europe, Karl Linde a construit la première installation au CO₂ en 1881. L'allemand Franz Windhausen a considérablement amélioré la technologie, surtout avec la conception d'un compresseur, et s'est vu attribuer un brevet en Angleterre en 1886. La compagnie J. & E. Hall anglaise a racheté les propriétés industrielles en 1887, et après avoir amélioré davantage la technologie, elle a lancé, en 1889, la commercialisation de la première machine au CO₂ de type bi-étagée. L'application primaire des installations au CO₂ était réservée pour la réfrigération marine, un domaine d'application où le CO₂ était le réfrigérant dominant jusqu'aux années 1950-1960.

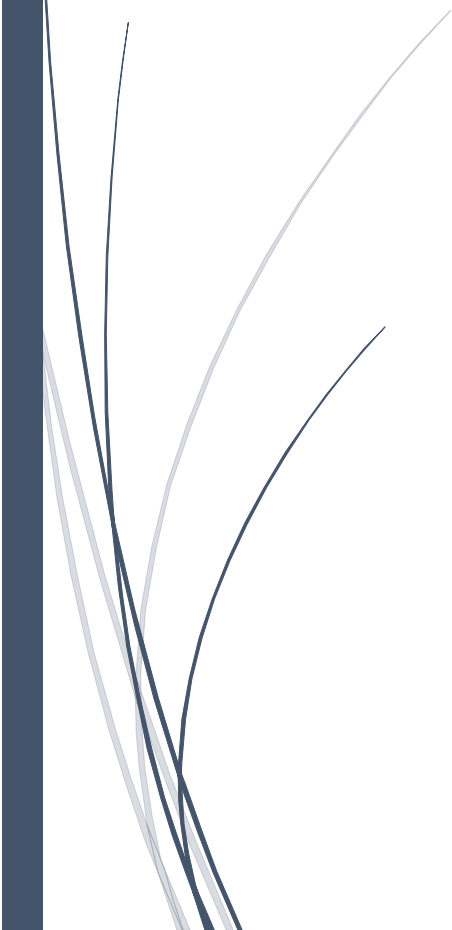
12. Conclusion

Ce chapitre avait pour l'objectif de faire comprendre le principe du fonctionnement d'un cycle organique de Rankine basé sur le cycle de Rankine mais utilisant un composé organique de basse température d'ébullition à la pression atmosphérique, en remplacement de l'eau comme fluide de travail. Une brève histoire des systèmes ORC a été présentée en citant des événements importants sur l'évolution du développement de ce type de cycle thermodynamique.

Actuellement, le cycle ORC sous-critique est la configuration la plus utilisée pour sa simplicité, sa sécurité et sa stabilité de fonctionnement. Le cycle ORC supercritique présente également des potentiels pour l'amélioration de la performance et de la rentabilité des projets de production d'électricité à basse température. Les autres configurations de centrales ORC apportent aussi des intérêts pour la transformation de la chaleur en électricité mais demandent encore des efforts de R&D pour la faisabilité et la rentabilité des projets.

Le marché de la technologie ORC est mentionné en focalisant sur quatre applications principales ; la géothermie, la biomasse, la récupération de chaleur et l'énergie solaire thermodynamique. Parmi ces applications, les centrales géothermiques produisent la plus grande puissance électrique. Alors que, le plus grand nombre des installations d'ORC est trouvé pour l'application de biomasse. Les informations de plusieurs fournisseurs de modules ORC sont également collectées et présentées dans ce chapitre pour une vision générale du marché de la technologie ORC.

Chapitre III : Bilan énergétique et performances



Dans ce chapitre nous allons établir un bilan énergétique pour calculer les différents paramètres thermodynamiques et les performances de l'installation de cycle thermodynamique réel de cycle combine (gaz- vapeur) et (gaz – R-744).

Le cycle de fonctionnement est représenté dans le diagramme (T, S) (Figure. III.2).

1. Analyse thermodynamique d'un cycle combiné gaz-vapeur

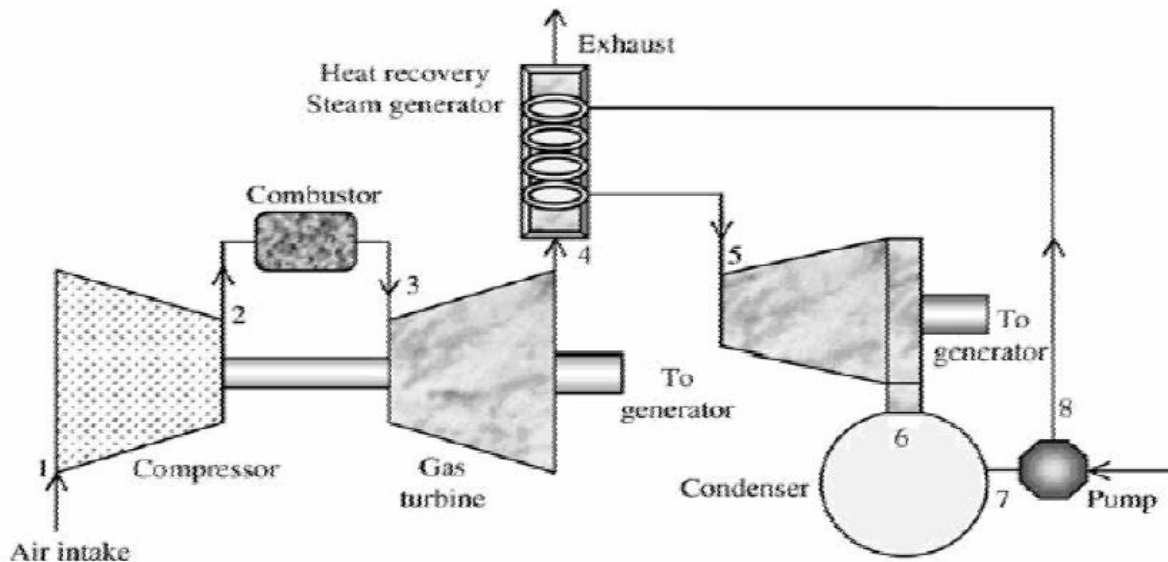


Figure III.1 : Schéma d'installation à cycle combiné.

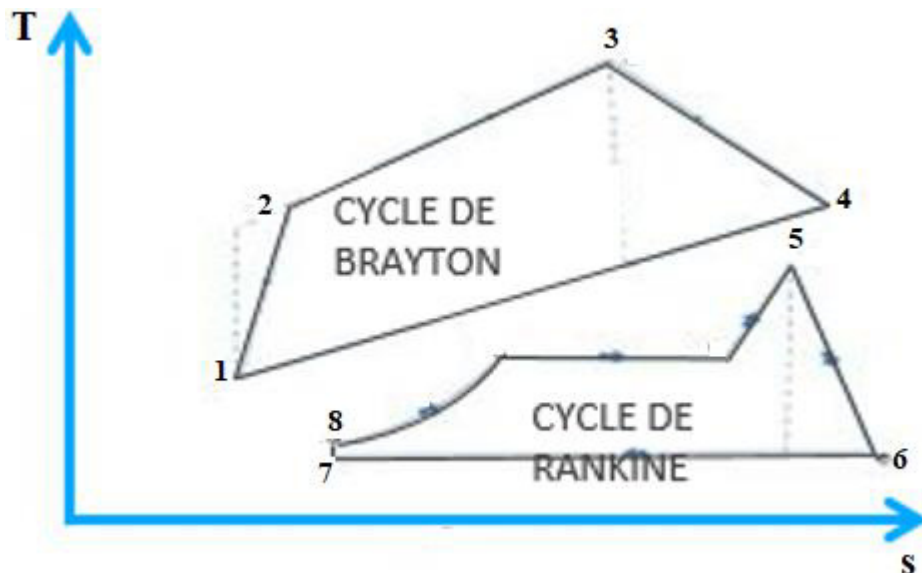


Figure III.2 : Cycle de fonctionnement.

Transformations thermodynamiques :

(1→2) : compression isentropique

(1→2') : compression réelle

(2→3) : combustion isobare

(3→4) : détente isentropique

(3→4') : détente réelle

(7→8) : compression isentropique

(7→8') : compression réelle

(8→5) : évaporation et surchauffe isobare

(5→6) : détente isentropique

(5→6') : détente réelle

(6→7) : condensation isotherme-isobare

Données de base :

Données	Symbole	Unité	Valeur
Le débit d'air à l'entrée de compresseur	$\dot{m}_a$	[m ³ /s]	555
la température à l'entrée de compresseur (ambiante)	T1	[°K]	308.15
la pression à l'entrée de compresseur (ambiante)	P1	[Pa]	1.013*10 ⁵
le taux de compression	Π_C	[/]	17
Rapport de compression de la pompe	Π_P	[/]	2340
Le débit de fuel	$\dot{m}_f$	[kg/s]	14.3
Le débit d'eau	$\dot{m}_{eau}$	[kg/s]	77.14
Le pouvoir calorifique de fuel	PCI	[kJ/kg]	45001
Le rendement isentropique de compresseur	η_{isC}	[/]	0.8

Le rendement isentropique de turbine à gaz	η_{isTG}	[/]	0.9
Le rendement de la chambre de combustion	η_{cc}	[/]	0.9
Le rendement isentropique de la pompe	η_{isP}	[/]	0.74
Le rendement isentropique de la turbine à vapeur	η_{isTV}	[/]	0.83
L'efficacité de HRSG	ϵ_{HRSG}	[/]	0.8
Perte de pression dans la chambre de combustion	ΔP_{CC}	[Pa]	363
Gamma d'air	γ_a	[/]	1.4
Gamma des gaz	γ_g	[/]	1.33

Tableau III.1 : Données de calcul de base.

La capacité thermique massique à pression constante de l'air est donnée par la formule suivante [15].

$$Cp_a(T) = 1.9327 * 10^{-10} * T^4 - 7.999 * 10^{-7} * T^3 + T^3 + 1.1407 * 10^{-3} * T^2 - 4.489 * 10^{-1} * T + 1.0575 * 10^3 \quad (\text{III.1})$$

1.1. Compresseur

La température du compresseur est considérée égale à la température ambiante, et la Pression d'admission du compresseur, c'est la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine. $P_1=1.013$ bar.

(1→2) : Compression isentropique

La température d'air à l'entrée de compresseur (T_1) :

$$T_1 = T_{atm}$$

la masse volumique ρ_a est donnée par la formule suivante :

$$\rho_a = \frac{p}{r.T}$$

Le débit massique est donné par la relation suivante :

$$\dot{m}_a = Q_v \cdot \rho_a$$

La température T_{2is} à la fin de la compression isentropique est donnée par la relation suivante :

$$T_{2is} = T_1 \times \Pi_C^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right)} \quad (\text{III.2})$$

La pression à l'entrée de compresseur (P_1) :

$$P_1 = P_{atm}$$

On a le rapport de compression : $\Pi_C = \frac{P_2}{P_1}$

Donc La pression P_2 à la sortie du compresseur est donnée par la relation suivante :

$$P_2 = P_1 \times \Pi_C \quad (\text{III.3})$$

(1→2') compression réelle

On a le rendement isentropique de compresseur est :

$$\eta_{isC} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_{2réel} - T_1}$$

Donc la température réelle à la sortie de compresseur est

$$T_{2réel} = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{isC}} + T_1 \quad (\text{III.4})$$

➤ **La puissance consommée par le compresseur (W_{Comp}) :**

$$P_{comp} = \dot{m}_a \cdot [(cp_{a(T_{2réel})} \cdot T_{2réel}) - (cp_{a(T_1)} \cdot T_1)] \quad (\text{III.5})$$

1.2. Chambre de combustion

(2→3) : combustion

La pression à la sortie de chambre de combustion :

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{CC} \quad (\text{III.6})$$

La quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion Q_{CC} est donnée par la formule suivante :

$$Q_{CC} = \dot{m}_f \cdot \eta_{CC} \cdot PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{III.7})$$

Donc la température de fin combustion est (T_3) :

$$T_3 = \frac{\eta_{CC} \cdot \dot{m}_f \cdot PCI}{(\dot{m}_f + \dot{m}_a)} + T_2 \quad (\text{III.8})$$

➤ **La puissance de la chambre de combustion :**

$$P_{CC} = \dot{m}_f \cdot PCI \quad (\text{III.9})$$

1.3. Turbine à gaz (TG)

(3→4) : détente isentropique

On a le rapport de détente dans la turbine à gaz est :

$$\Pi_{TG} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_1}{P_2}$$

La température isentropique à la sortie de la turbine T_{4is} est donnée par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_{4is}} = \Pi_{TG}^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}\right)}$$

$$T_{4is} = T_3 \cdot \Pi_{TG}^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}\right)} \quad (\text{III.10})$$

(3→4') : détente réelle

Le rendement isentropique de la turbine à gaz (η_{isTG}) est donnée par la formule suivante :

$$\eta_{isTG} = \frac{W_{réelTG}}{W_{isTG}} \quad (\text{III.11})$$

$$\eta_{isTG} = \frac{T_3 - T_{4réel}}{T_3 - T_{4is}}$$

La température réelle $T_{4réel}$ à la sortie de la turbine est donnée par la relation suivante :

$$T_{4réel} = \eta_{isTG}(T_{4is} - T_3) + T_3 \quad (\text{III.12})$$

- La puissance fournie par la turbine à gaz (W_{TG}) est :

$$P_{TG} = (\dot{m}_a \dot{m}_f) \cdot C_{Pg} \cdot (T_3 - T_{4réel}) \quad (\text{III.13})$$

- La puissance nette de la turbine à gaz (W_{net}) est :

$$P_{net} = P_{TG} - P_C \quad (\text{III.14})$$

- Rendement thermique de la turbine à gaz (η_{TG}) est :

$$\eta_{TG} = \frac{P_{net}}{P_{cc}} \quad (\text{III.15})$$

1.4. La pompe

(7→8) : compression isentropique

La pression à l'entrée de la pompe est calculée par la relation suivante :

$$P_7 = P_6 - \Delta P_{cond} \quad (\text{III.16})$$

On a le rapport de compression de la pompe est :

$$\Pi_P = \frac{P_8}{P_7}$$

Donc la pression à la sortie de la pompe (P_8) est:

$$P_8 = P_7 \cdot \Pi_P \quad (\text{III.17})$$

La température à l'entrée de pompe est égale à la température de condensation correspond à la pression de condensation (P_7)

- La puissance consommée par la pompe est :

$$P_P = \left(\frac{P_8 - P_7}{\rho} \right) = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot (T_7 - T_8) \quad (\text{III.18})$$

La température à la sortie de la pompe est calculée par la relation suivante :

$$T_8 = \left(\frac{P_P}{\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}} \right) + T_7 \quad (\text{III.19})$$

1.5. Générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG)

(8→5) : Evaporation et surchauffe isobare

La pression (P_5) à sortie de générateur de vapeur :

$$P_5 = P_8 - \Delta P_{HRSG} \quad (\text{III.20})$$

On a l'efficacité de générateur de vapeur (ϵ_{HRSG}) :

$$\epsilon_{HRSG} = \frac{T_9 - T_4}{T_8 - T_4} \quad (\text{III.21})$$

Donc la température (T_5) à la sortie de générateur de vapeur :

$$T_9 = \epsilon_{HRSG} \cdot (T_8 - T_4) + T_4 \quad (\text{III.22})$$

Tel que :

T_9 : température des gaz d'échappement à la sortie de générateur de vapeur

La quantité de chaleur de générateur de vapeur est calculée par la relation suivante :

$$Q_{HRSG} = C_{p_g} \cdot \dot{m}_g \cdot (T_4 - T_9) \quad (\text{III.23})$$

❖ Bilan thermique et diagramme de transfert de chaleur

Les trois étapes du principe de récupération de chaleur dans le HRSG sont illustrées dans un diagramme « Température- Transfert de chaleur ».

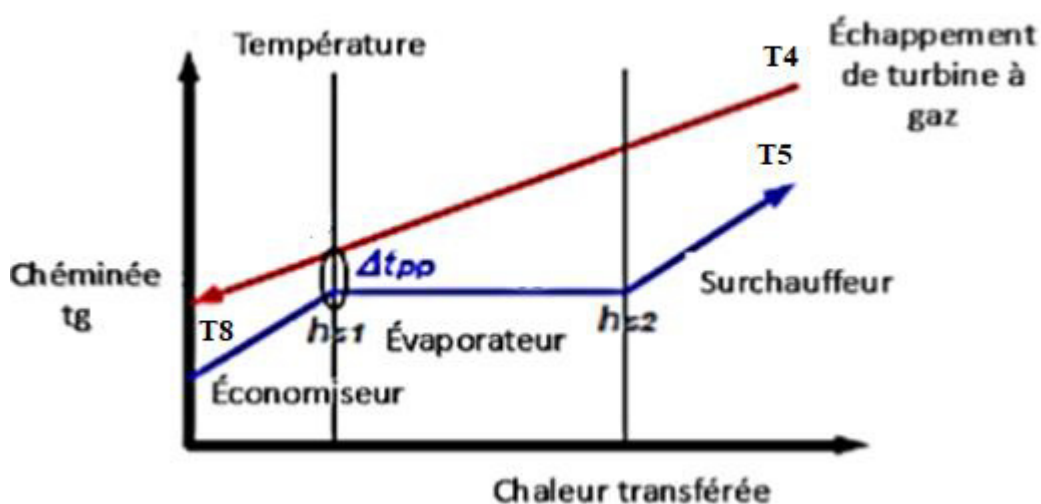


Figure III.3 : Diagramme de transfert de chaleur

Le but d'un tel diagramme est de faciliter l'analyse des différents paramètres dans le HRSG.

La ligne supérieure illustre le refroidissement du gaz d'échappement de l'entrée à la sortie dans le HRSG. La ligne inférieure illustre le processus de transformation d'eau en vapeur où l'évaporation a lieu à une température constante.

La zone entre le profil d'échappement et le profil d'eau est une mesure de la perte de chaleur dans le HRSG.

- En général, le transfert de chaleur totale a lieu à travers différentes zones de transfert de chaleur de la manière suivante :
- 20% de la chaleur totale échangée dans la zone d'économiseur
- 65% de la chaleur totale échangée dans la zone évaporateur
- 15% de la chaleur totale échangée dans la zone surchauffeur et réchauffage

1.5.1. Economiseur (isobare)

La quantité de chaleur échangée dans l'économiseur est calculée par la relation suivante

$$Q_{Eco} = \dot{m}_{eau} \cdot Cp_{eau} \cdot (T_{Eco} - T_8) = 0.2 \cdot Q_{HRSG} \quad (\text{III.24})$$

$$\text{Donc : } T_{Eco} = \frac{Q_{HRSG}}{Cp_{eau} \cdot \dot{m}_{eau}} + T_8 \quad (\text{III.25})$$

1.5.2. Evaporateur (isobare-isotherme)

$$T_{Eva} = T_{Eco}$$

$$P_{Eva} = P_8$$

1.5.3. Surchauffeur (isobare)

La quantité de chaleur échangée dans le surchauffeur est calculée par la relation suivante

$$Q_{sur} = \dot{m}_{eau} \cdot Cp_{eau} \cdot (T_{Eva} - T_5) = 0.15 \cdot Q_{HRSG} \quad (\text{III.26})$$

Donc la température de vapeur à la sortie de générateur de vapeur est calculée par la relation suivante:

$$T_5 = \frac{Q_{HRSG}}{Cp_{eau} \cdot \dot{m}_{eau}} + T_{Eva} \quad (\text{III.27})$$

1.6. La turbine à vapeur (TV)**(5→6) : détente isentropique**

La pression(P_6) à la sortie de la turbine à vapeur :

$$P_6 = P_{cond}$$

$$\frac{T_{6is}}{T_5} = \left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{\left(\frac{\gamma_{eau}-1}{\gamma_{eau}}\right)} \quad (\text{III.28})$$

La température isentropique (T_{6is}) à la sortie de la turbine à vapeur :

$$T_{6is} = T_5 \cdot \left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{\left(\frac{\gamma_{eau}-1}{\gamma_{eau}}\right)} \quad (\text{III.29})$$

(5→6') : détente réelle

On a le rendement isentropique de la turbine à vapeur(η_{isTV}) :

$$\eta_{isTV} = \frac{W_{réelTV}}{W_{isTV}}$$

$$\eta_{isTV} = \frac{T_5 - T_{6réel}}{T_5 - T_{6is}}$$

Donc la température réelle ($T_{6réel}$) à la sortie de la turbine à vapeur est :

$$T_{6réel} = \eta_{isTV}(T_{6is} - T_5) + T_5 \quad (\text{III.30})$$

➤ La puissance fournie par la turbine à vapeur :

$$P_{TV} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot (T_5 - T_{6réel}) \quad (\text{III.31})$$

1.7. Le condenseur**(6→7) : Condensation isotherme**

La pression à la sortie de condenseur (P_7)pression de condenseur est calculer par la relation suivante:

$$P_7 = P_6 - \Delta P_C \quad (\text{III.32})$$

La température à la sortie de condenseur(T_7) égale à la température à l'entrée (T_6) :

$$T_7 = T_6$$

➤ **La puissance totale de cycle est (W_T)**

$$P_{Tcycle} = P_{TG} - P_C + P_{TV} - P_P \quad (\text{III.33})$$

➤ **Alors L'efficacité globale de cycle (η) s'écrit :**

$$\eta_g = \frac{p_{Tcycle}}{p_{CC}} \quad (\text{III.34})$$

2. Analyse thermodynamique d'un cycle combine avec le CO_2 transcritique :

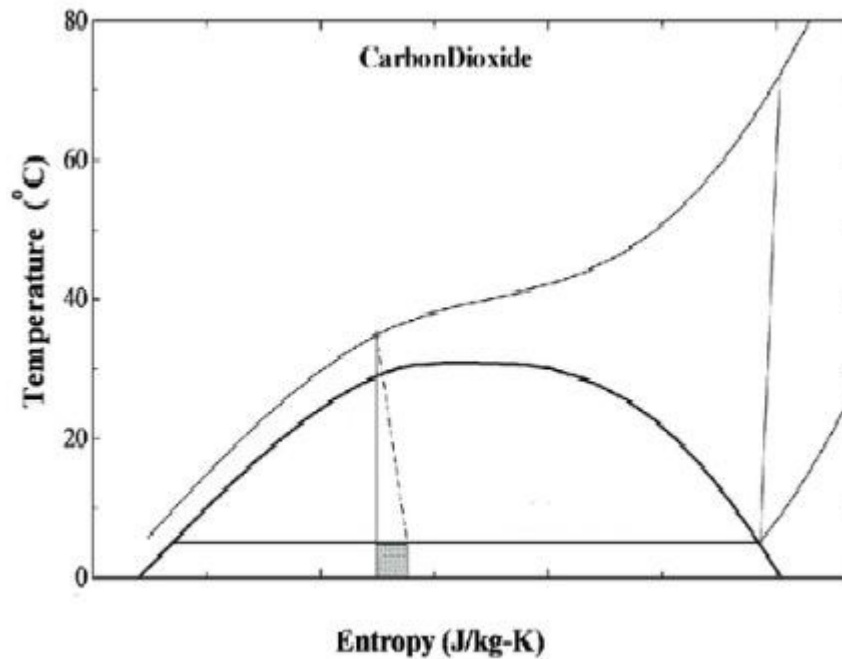


Figure III.4 : Diagramme de saturation de CO_2 Transcritique.

Données	Symbole	Unité	Valeur
Le débit de CO_2	$\dot{m}_{CO_2}$	$[m^3/s]$	140
Le rapport de pression de la pompe	Π_P	$[/]$	4
la pression de condensation de CO_2	P_7	$[Pa]$	$40 \cdot 10^5$
Constant de gaz	γ	$[/]$	1.3

Tableau III.1 : Données de calcul de CO_2

2.1. La pompe

(7-8) compression isentropique

La pression de CO_2 à l'entrée de la pompe :

$$P_7 = P_{cond}$$

D'après la table thermodynamique de CO_2 on peut définir la température à l'entrée de la pompe T_7

La pression de CO₂ à la sortie de la pompe :

$$P_8 = P_{evap}$$

Donc le rapport de compression de la pompe :

$$\Pi_P = \frac{P_8}{P_7}$$

$$T_{8is} = T_7 \cdot (\Pi_P)^{\frac{\gamma_{CO2}-1}{\gamma_{CO2}}} \quad (\text{III.35})$$

(7→8') : compression réelle

On a le rendement isentropique de la pompe (η_{isP}) :

$$\eta_{isP} = \frac{T_{8is} - T_7}{T_{8réel} - T_7}$$

Donc la température réelle ($T_{8réel}$) à la sortie de la pompe :

$$T_{8réel} = \frac{T_{8is} - T_7}{\eta_{isP}} + T_7 \quad (\text{III.36})$$

➤ **La puissance effectuée par la pompe est :**

$$P_P = \frac{(P_8 - P_7)}{(\rho_{CO2_8} - \rho_{CO2_7})} \quad (\text{III.37})$$

2.2. Générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG)

La pression (P_5) à sortie de générateur de vapeur :

$$P_5 = P_8 - \Delta P_{HRSG} \quad (\text{III.38})$$

On a l'efficacité de générateur de vapeur (ϵ_{HRSG}) :

$$\epsilon_{HRSG} = \frac{T_5 - T_8}{T_4 - T_8}$$

Donc la température (T_5) à la sortie de générateur de vapeur :

$$T_5 = \epsilon_{HRSG} \cdot (T_4 - T_8) + T_8 \quad (\text{III.39})$$

➤ **La chaleur de générateur de vapeur :**

$$Q_{HRSG} = \dot{m}_{CO_2} \cdot [(cp_{CO_2(T_5)} \cdot T_5) - (cp_{CO_2(T_5)} \cdot T_5)] \quad (\text{III.40})$$

2.3. La turbine à vapeur (TV)**(5→6) : détente isentropique**

La pression (P_6) à la sortie de la turbine à vapeur :

$$P_6 = P_{cond}$$

La température isentropique (T_{6is}) à la sortie de la turbine à vapeur :

$$\frac{T_{6is}}{T_5} = \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\left(\frac{\gamma_{CO_2}-1}{\gamma_{CO_2}} \right)}$$

$$T_{6is} = T_5 \cdot \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\left(\frac{\gamma_{CO_2}-1}{\gamma_{CO_2}} \right)} \quad (\text{III.41})$$

(5→6') : détente réelle

On a le rendement isentropique de la turbine à vapeur (η_{isTV}) :

$$\eta_{isTV} = \frac{W_{réelTV}}{W_{isTV}}$$

$$\eta_{isTV} = \frac{T_5 - T_{6réel}}{T_5 - T_{6is}}$$

Donc la température réelle ($T_{6réel}$) à la sortie de la turbine à vapeur est

$$T_{6réel} = \eta_{isTV} (T_{6is} - T_5) + T_5 \quad (\text{III.42})$$

➤ **La puissance effectuée par la turbine à vapeur**

$$P_{TV} = \dot{m}_{CO_2} \cdot Cp_{CO_2} \cdot (T_5 - T_{6réel}) \quad (\text{III.43})$$

2.4. Condenseur**(6→7) : Condensation isotherme**

La pression à la sortie de condenseur (P_7) pression de condenseur est calculer par la relation suivante:

$$P_7 = P_6 - \Delta P_c$$

La température à la sortie de condenseur (T_7) égale à la température à l'entrée (T_6) :

$$T_7 = T_6$$

➤ **La puissance totale de cycle est (W_T)**

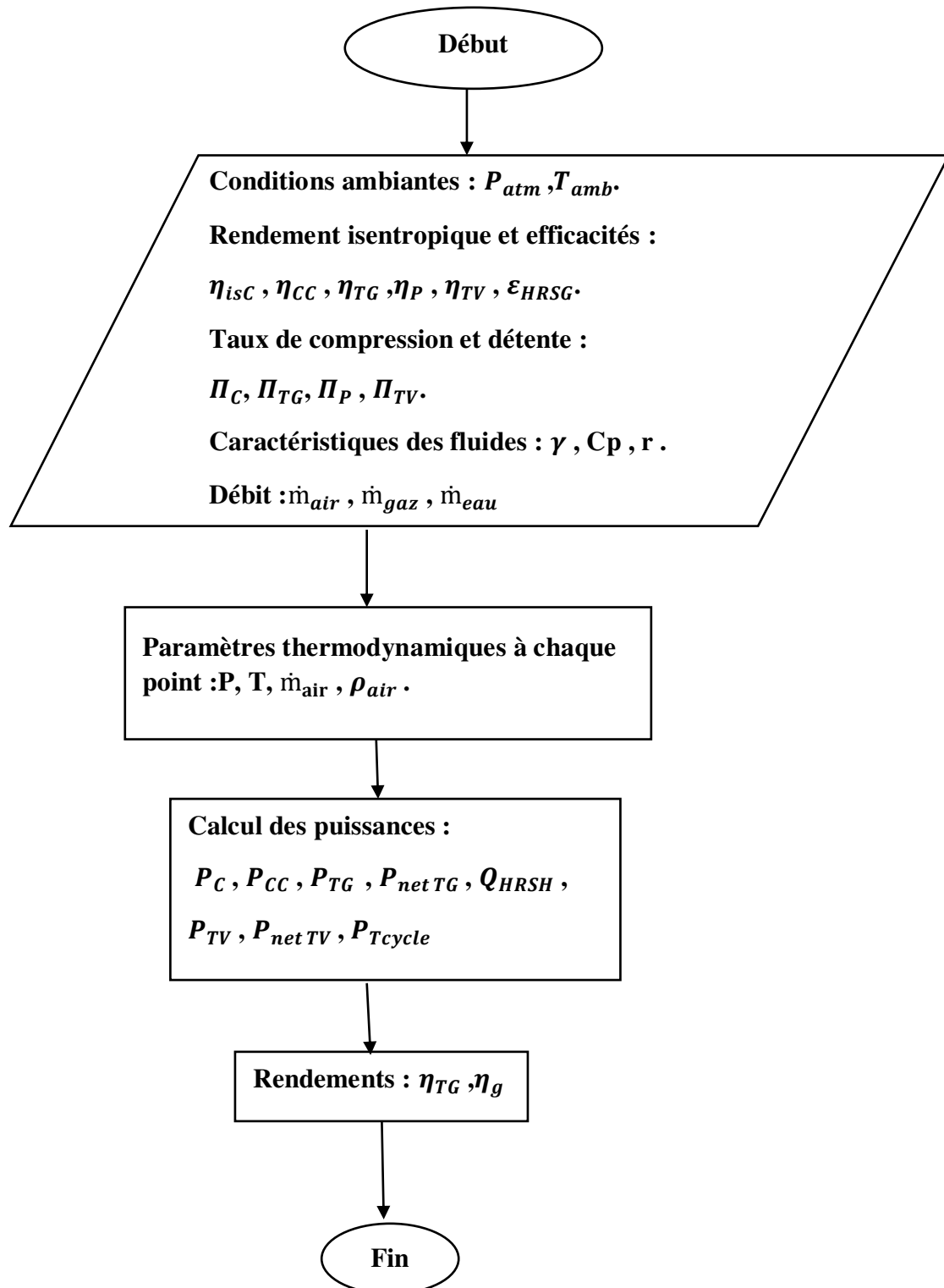
$$P_{Tcycle} = P_{TG} - P_C + P_{TV} - P_P \quad (\text{III.44})$$

➤ **Alors le rendement global de cycle (η) s'écrit :**

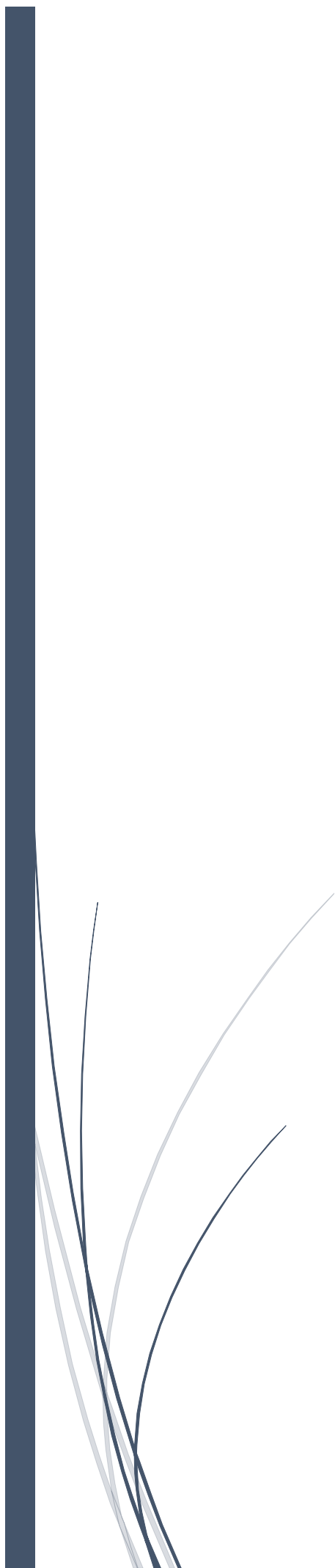
$$\eta_g = \frac{p_{Tcycle}}{p_{CC}} \quad (\text{III.45})$$

3. Organigramme de calcul

Tous les calculs ont été faits avec un programme en MATLAB dont l'organigramme est le suivant :



Chapitre IV : Résultats et discussion



Résultats du bilan énergétique:

Toutes les applications numériques sont faites avec le programme Matlab. Les paramètres de fonctionnement et les performances des deux cycles (gaz-vapeur d'eau) et (gaz-R-744) sont regroupés dans les tableaux IV.1 et IV .2. La température et la pression atmosphériques étant de 278K et 1.01325 bar respectivement

1. Analyse comparative

Les paramètres thermodynamiques du fluide dans la turbine à vapeur d'eau et au R-744 sont présentés dans le tableau IV.1:

Point	Cycle eau		Cycle R-744	
	Pression (Pa)	Température (°k)	Pression (Pa)	Température (°k)
(7) : entrée pompe	$0.03 \cdot 10^5$	298	$40 \cdot 10^5$	279.15
(8) : sortie pompe	$70.2 \cdot 10^5$	299.67	$160 \cdot 10^5$	284.68
(5) :entrée turbine	$66.69 \cdot 10^5$	732.6	$152 \cdot 10^5$	846
(6) :Sortie turbine	$0.03 \cdot 10^5$	268.45	$40 \cdot 10^5$	659.82

Tableau IV.1 :Parametres thermodynamiques de la turbine à vapeur (cycle eau /cycle R-744)

Comparaison des performance du cycle à vapeur d'eau et au R-744) :

Performance	Cycle eau	Cycle R-744
Puissance de popme (P_P) : [MW]	0.503	2.12
Puissance turbine à vapeur (P_{TV}) : [MW]	139.67	183.57
Puissance utile de turbine à vapeur (P_U) : [MW]	139.17	181.44
Puissance totale de cycle (P_{Tcycl}) :[MW]	419.09	461.36
Rendement globale (η_g) : [/]	47.47	52.26

Tableau IV.2 : Performences de la turbine à vapeur (cycle eau /cycle R-744).

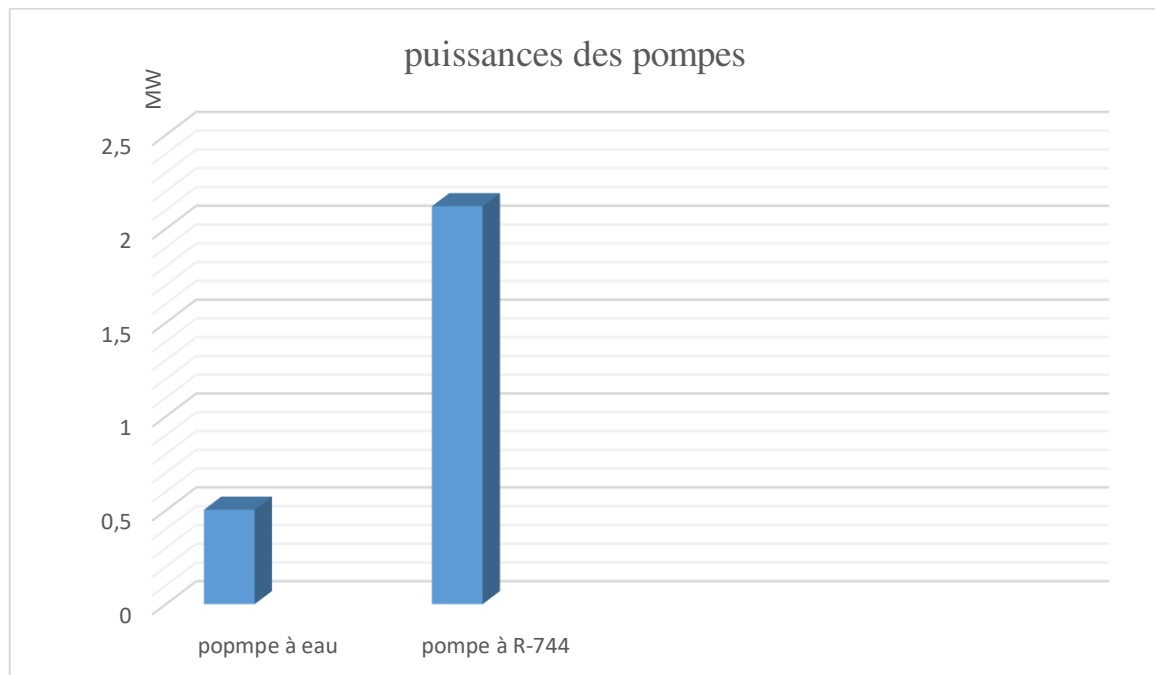


Figure IV.1 : Comparaison des puissances des pompes à eau et au R-744.

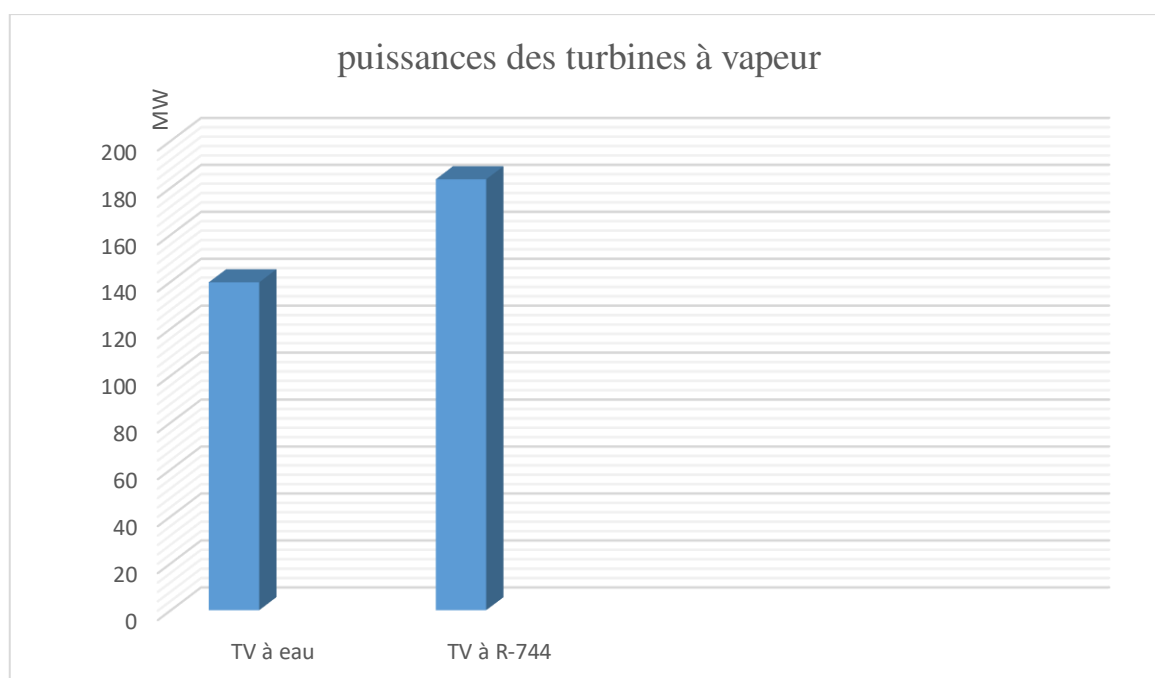


Figure IV.2 : Comparaison des puissances des turbines à vapeur à eau et au R-744

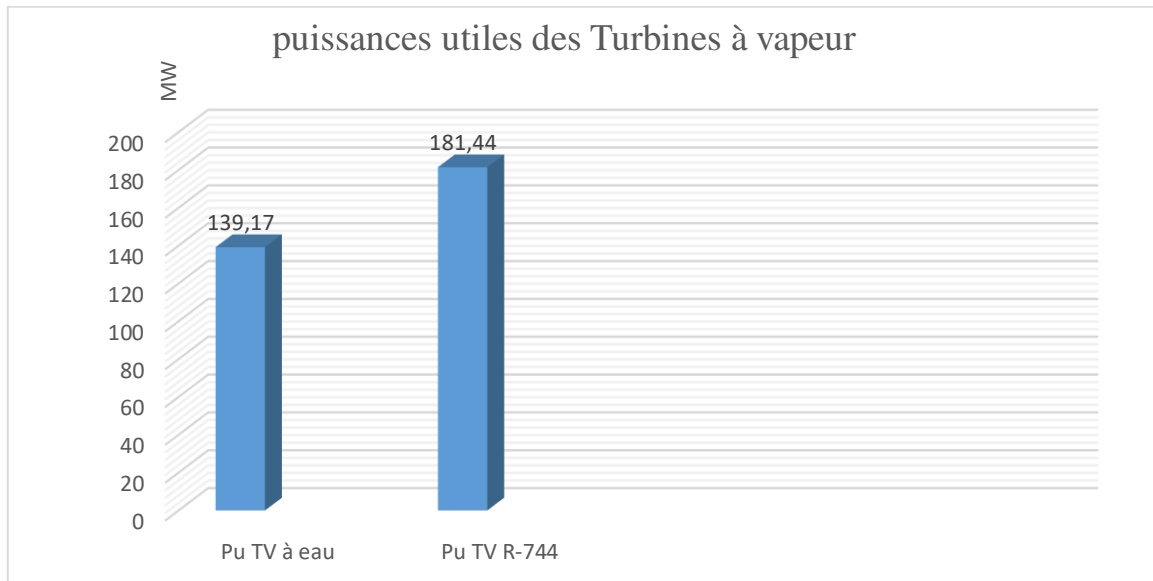


Figure IV.3 : Comparaison des puissances utiles des turbines à vapeur à eau et au R-744

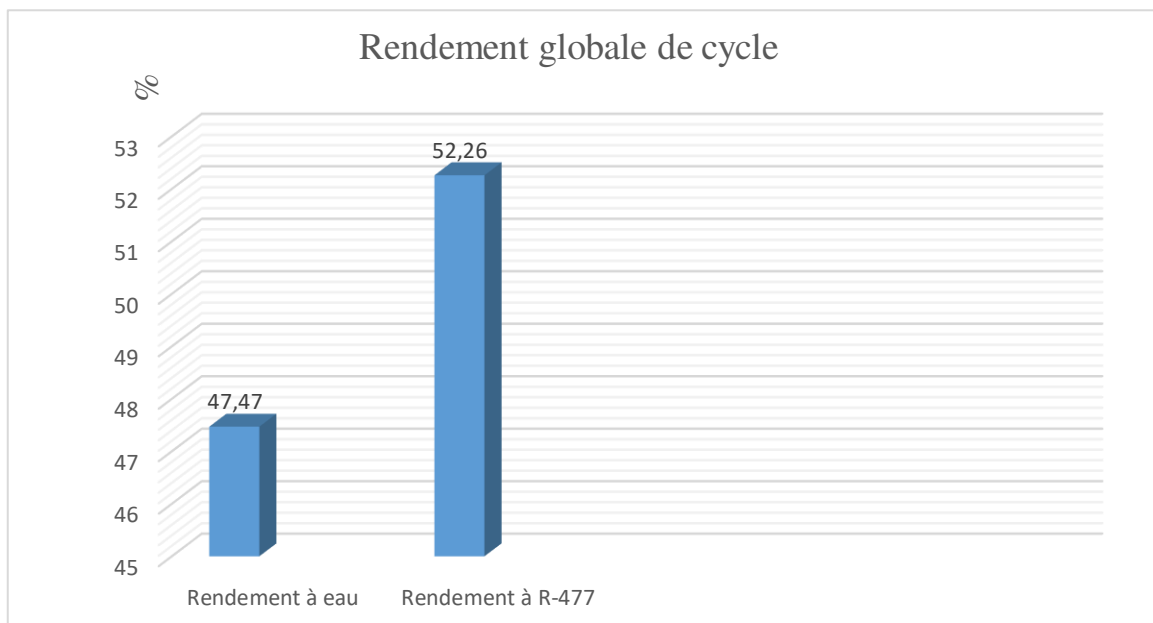


Figure IV.4 : Comparaison des rendements thermique de cycle à eau et au R-744

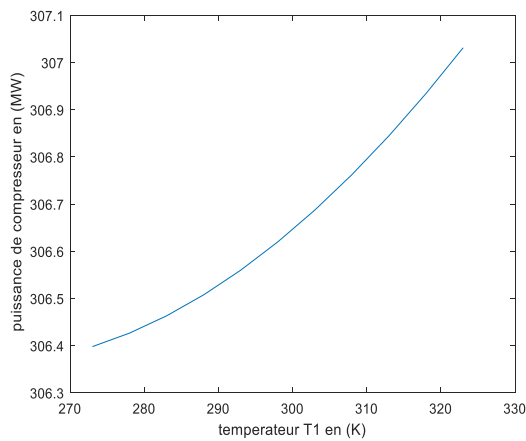
Les figures IV.1 , IV.2, IV.3 et IV.4 représentent les performances d'installation cycle combiné à eau et au CO_2 transcritique. On remarque les performances de cycle au CO_2 transcritique est supérieure par rapport à celles du cycle à vapeur d'eau. Ceci est dû à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de pompe de chaque cycle, et des propriétés thermodynamiques de chaque fluide.

2. Analyse paramétrique

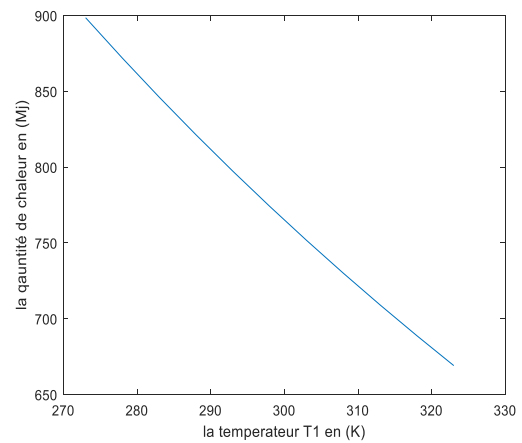
Dans cette partie, on a fait une analyse paramétrique par rapport aux paramètres conceptuels, la température ambiante, le débit de fluide moteur de turbine à gaz et la pression d'évaporation de fluide. Cette analyse a pour but de mettre en évidence l'influence de ces paramètres sur les performances de l'installation telle que le rendement thermique et la puissance utile.

2.1. Influence de la température ambiante

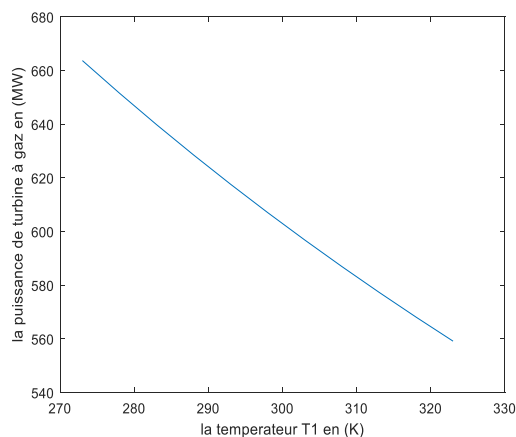
L'analyse paramétrique qui a été effectuée nous a permis de voir clairement l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz.



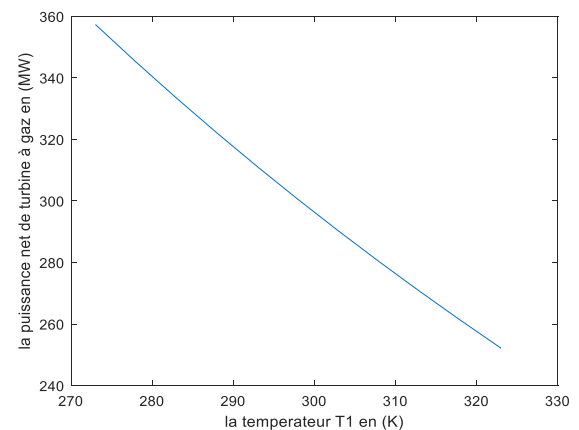
(a) Puissance du compresseur



(b) Quantité de la chaleur de la chambre de combustion



(c) Puissance de la turbine à gaz



(d) Puissance nette de la turbine à gaz

Figure IV.5 : Performances de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante.

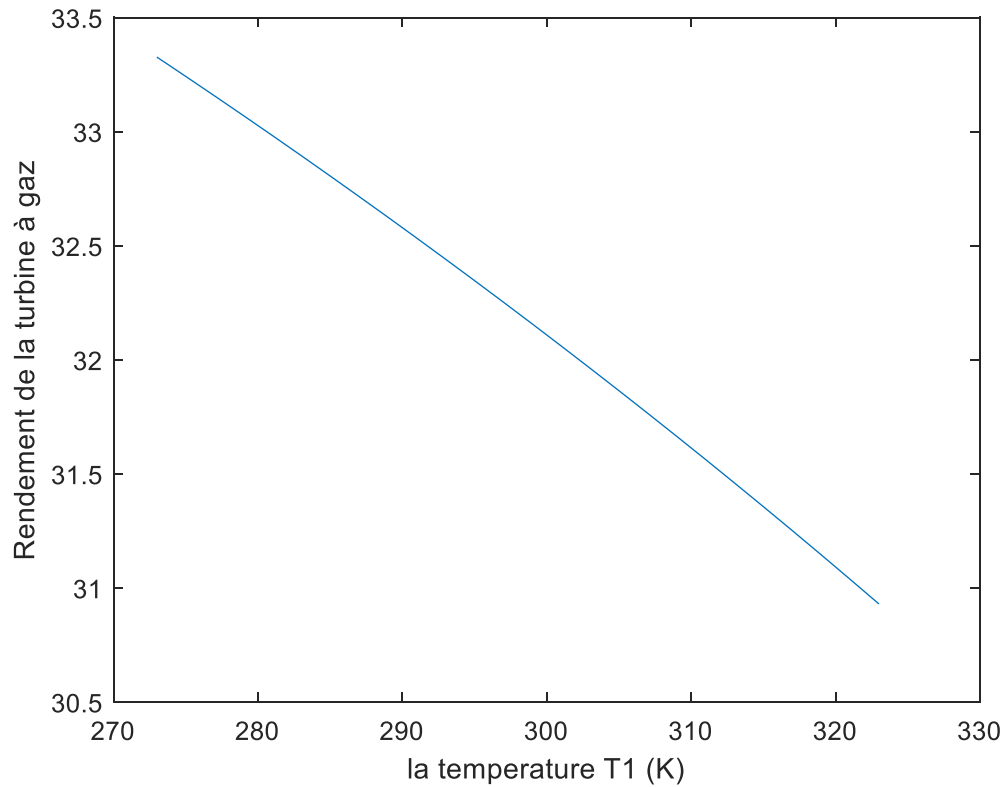


Figure IV.6 : Rendement thermique de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante.

D'après les figures IV.5 et IV.6. On peut voir clairement l'influence très importante de l'élévation de la température ambiante dont résulte une diminution de la masse volumique de l'air aspiré par le compresseur et donc une baisse du débit massique cela provoque la réduction de la puissance utile et du rendement de l'ordre de 2 %. Cette sensibilité à la variation de la température influe négativement sur l'exploitation de la turbine.

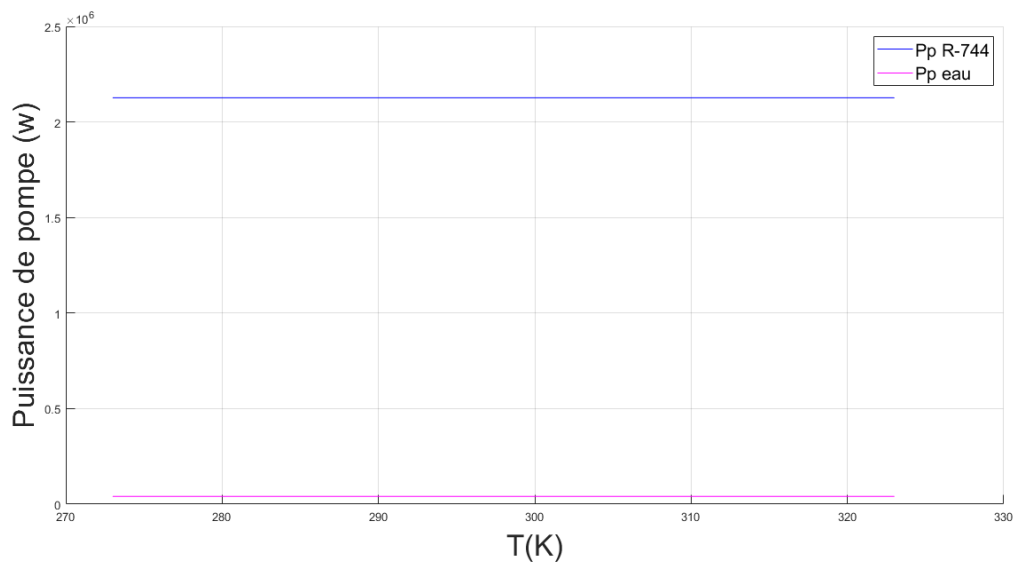


Figure IV.7 : Puissance de la pompe en fonction de la température ambiante

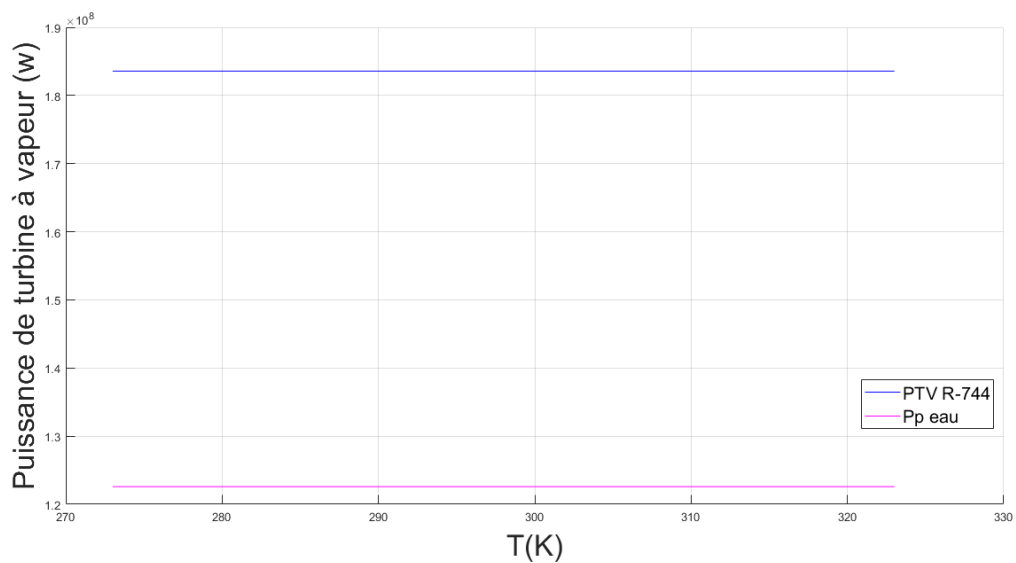


Figure IV.8 : Puissance de la turbine à vapeur en fonction de la température ambiante

D'après les figures (IV.7 et IV.8) on remarque que les puissances des pompes et des turbines à vapeur (cycle eau / cycle R-744) restent constantes durant l'augmentation de température ambiante.

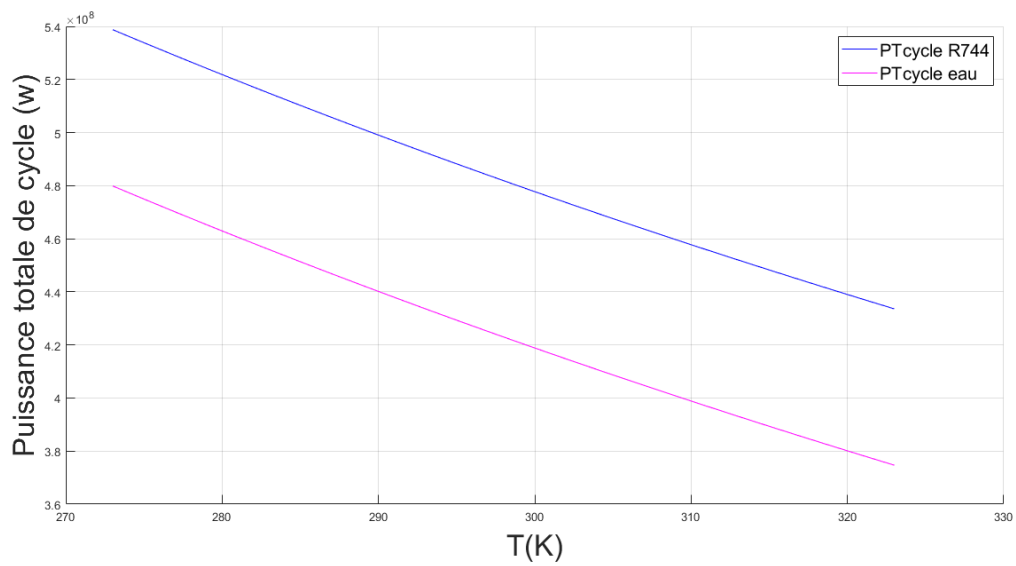


Figure IV.9 : Puissance totale de cycle combiné en fonction de la température ambiante

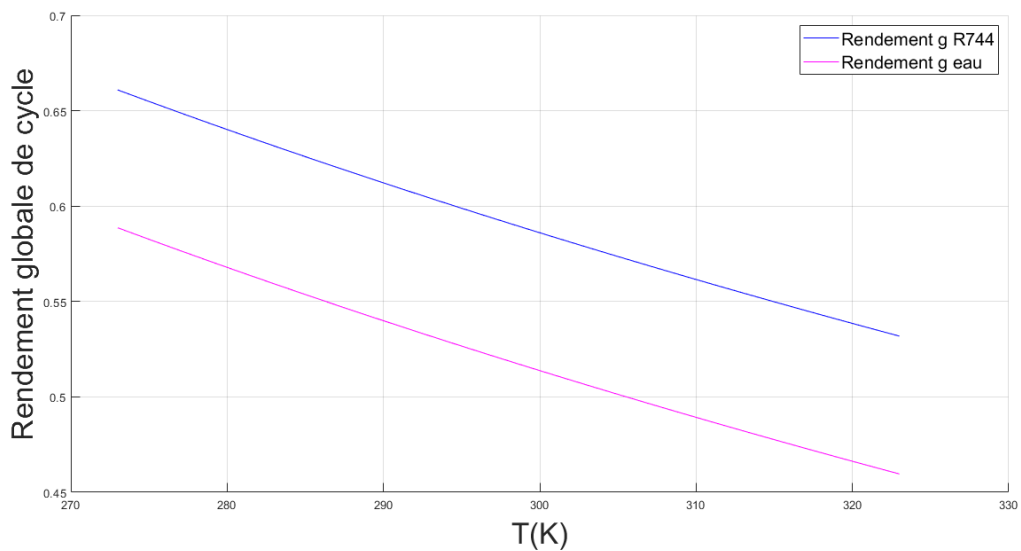
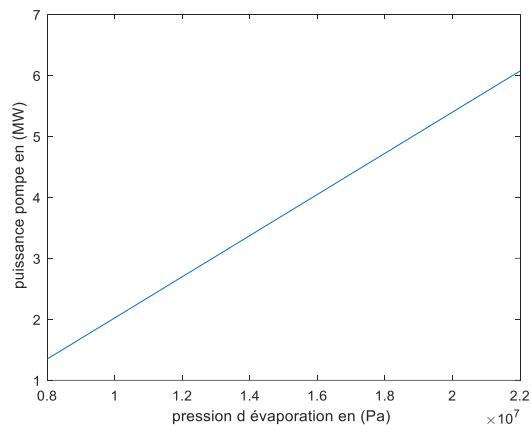


Figure IV.10 : Rendement global du cycle combiné en fonction de la température ambiante

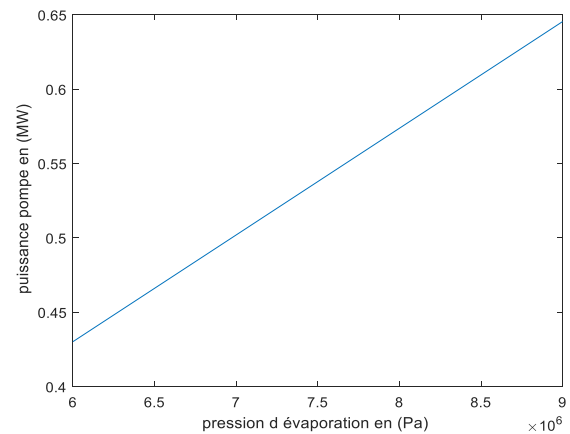
D'après les figures (IV.9 et IV.10) on peut voir clairement l'influence de la température ambiante sur la puissance totale de cycle et aussi sur le rendement global. Une augmentation de la température ambiante fait baisser la densité de l'air d'admission aspiré par le compresseur et donc une baisse du débit massique, et par conséquent une baisse dans la puissance ainsi que le rendement. Si la température diminue, le phénomène inverse est observé.

2.2. Influence du taux de compression de la pompe

Pour montrer l'effet du taux de pression sur les performances de la turbine à vapeur d'eau et au R-744 nous avons fait varier la pression de vaporisation tout en maintenant la pression de condensation.

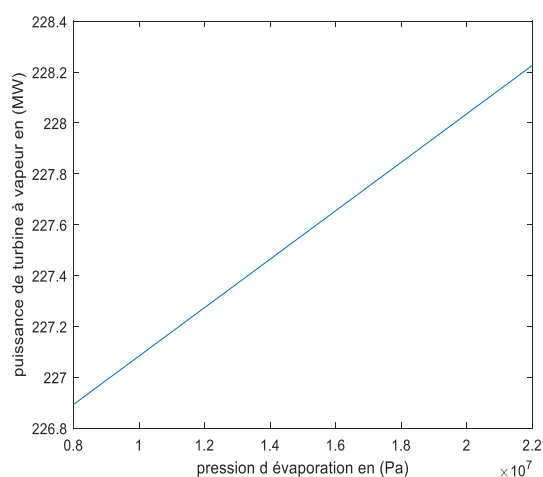


(a) Cycle R-744

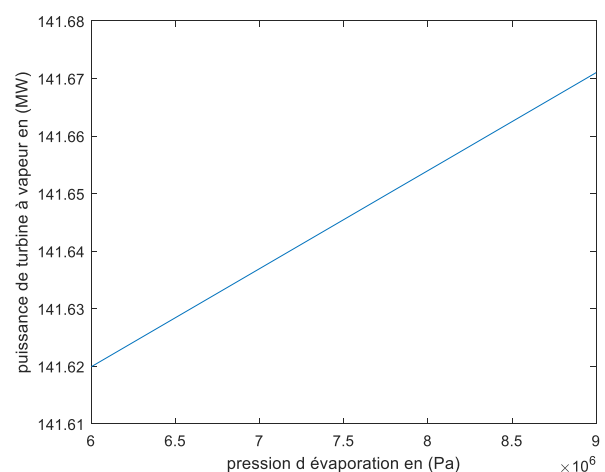


(b) Cycle eau

Figure IV.11 : Puissance de la pompe en fonction du taux de compression



(a) Cycle R-744



(b) Cycle eau

Figure IV.12 : Puissance de la turbine à vapeur en fonction du taux de compression.

D'après les figures (IV.14 et IV.15) on remarque que les puissances des pompes et des turbines à vapeur des cycles (eau / R-744) augmentent avec l'augmentation de pression d'évaporation de l'eau et de R-744

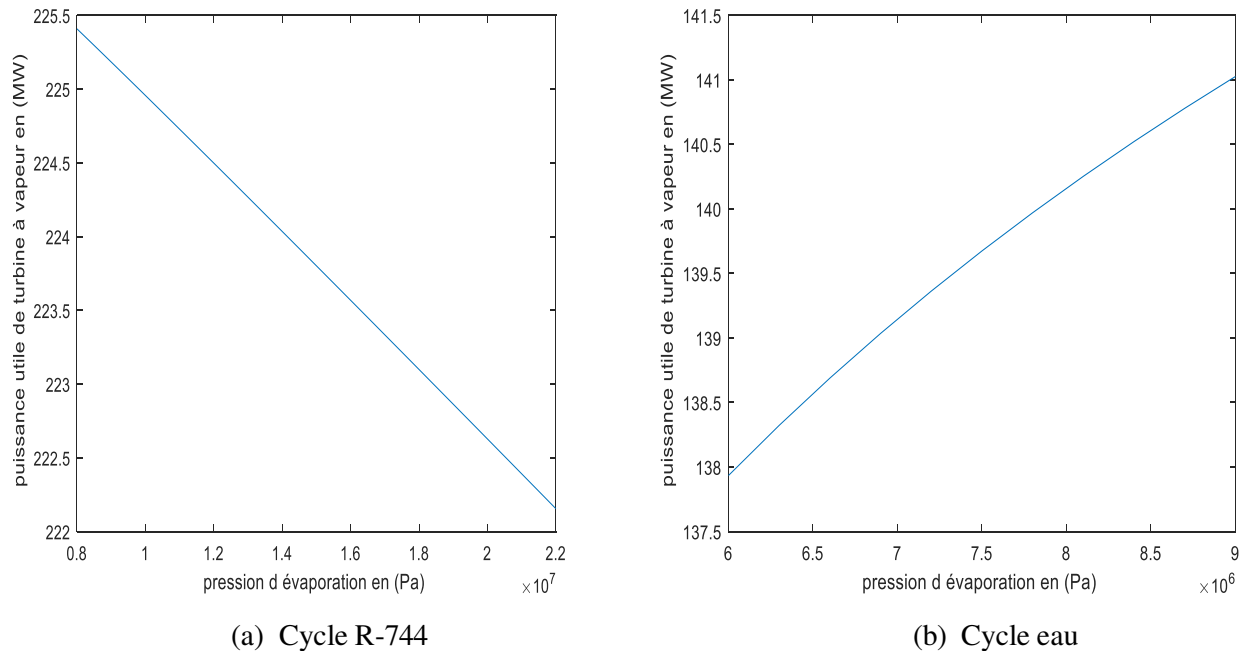


Figure IV.13 : Puissance utile de la turbine à vapeur en fonction du taux de compression

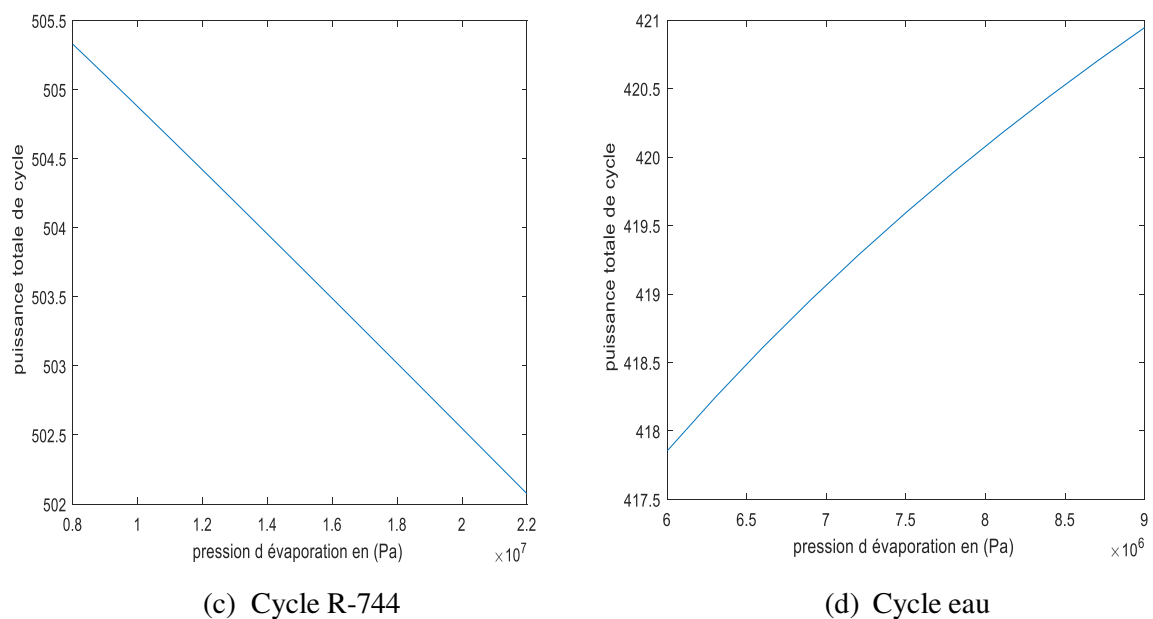
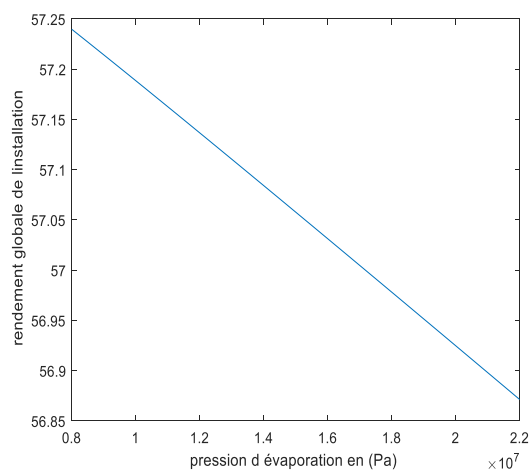
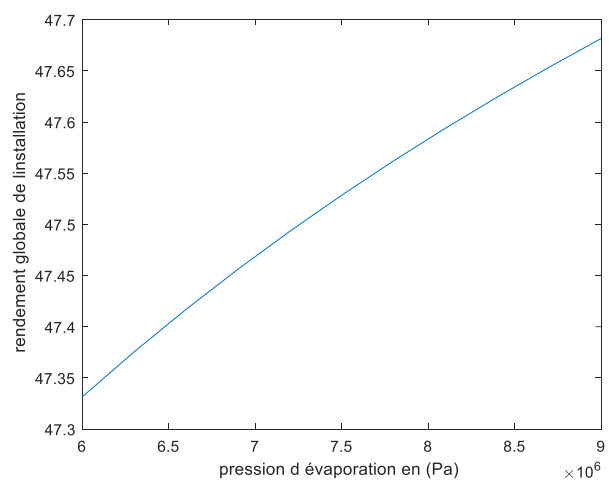


Figure IV.14 : Puissance totale de l'installation en fonction du taux de compression



(a) Cycle R-744



(b) Cycle eau

Figure IV.15 : Rendement global de l'installation en fonction du taux de compression

D'après les figures (IV-12, IV.13, IV.14 et IV.15) on remarque que la puissance utile de la turbine à vapeur, la puissance totale et le rendement global du cycle à eau augmentent avec l'augmentation de la pression de vaporisation mais celles du cycle au CO₂ transcritique subissent une diminution.

Mais les performances du cycle au CO₂ transcritique restent toujours supérieures par rapport à celles du cycle à vapeur d'eau.

2.3. Influence de débit de fluide moteur de la turbine à vapeur

Pour montrer l'effet du débit de fluide moteur sur les performances de la turbine à vapeur d'eau et au R-744 nous avons fait varier le débit de fluide moteur : $[100(\text{kg/s}) \rightarrow 500(\text{kg/s})]$

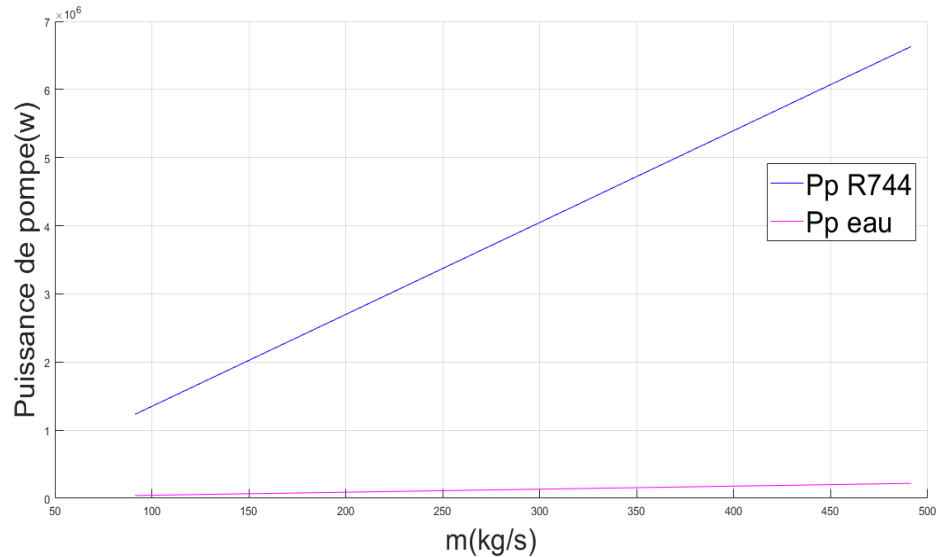


Figure IV.16 : Puissance de la pompe (eau / R-744) en fonction de débit (eau / R-744)

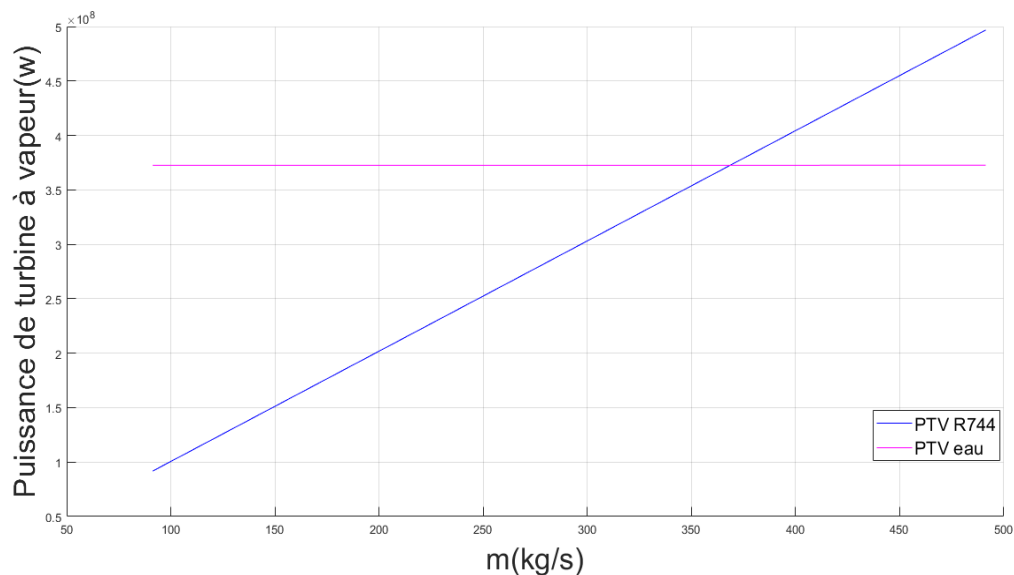


Figure IV.17 : Puissance de la turbine à vapeur (eau / R-744) en fonction de débit (eau / R-744)

D'après la figure IV.16 et IV.17 on peut voir clairement l'influence du débit massique sur les puissances de la pompe et de la turbine à vapeur. Pour le cas du R-744, l'augmentation du débit massique induit à une augmentation très importante de ces puissances mais pour le cas de la vapeur d'eau la variation des puissances est très faible.

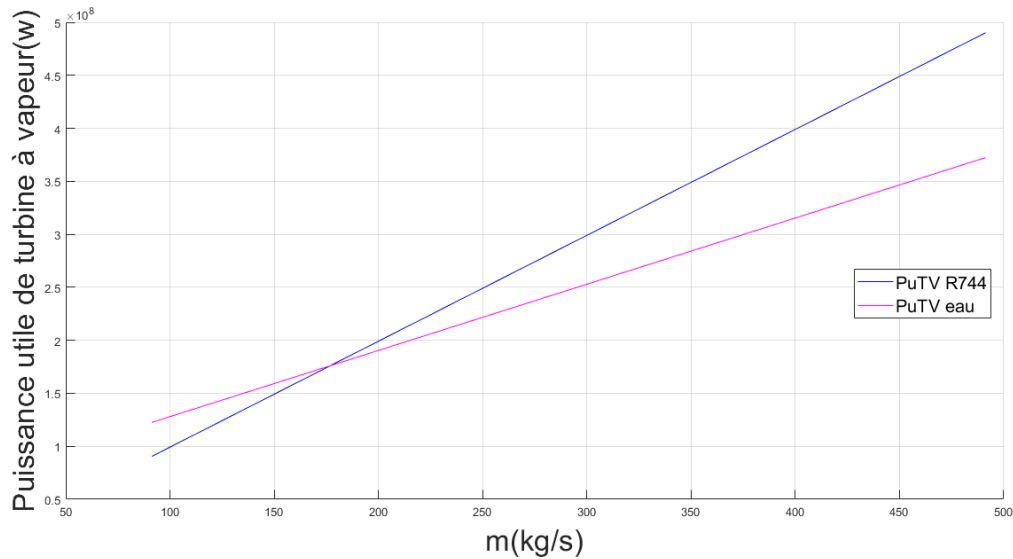


Figure IV.18 : Puissance utile de la turbine à vapeur à eau et au R-744 en fonction de débit de fluide moteur

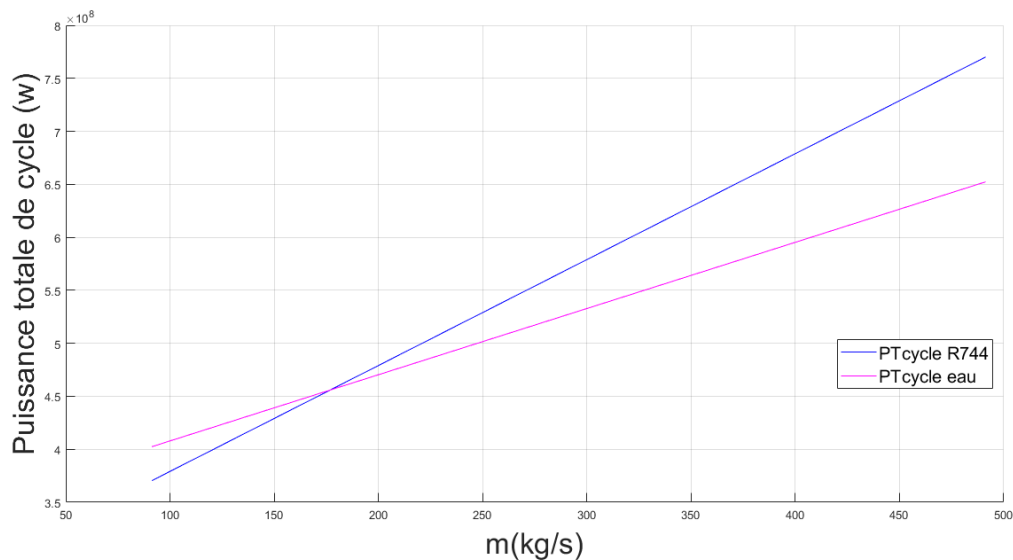


Figure IV.19: Puissance totale d'installation du cycle à vapeur d'eau et au R-744 en fonction du débit de fluide moteur

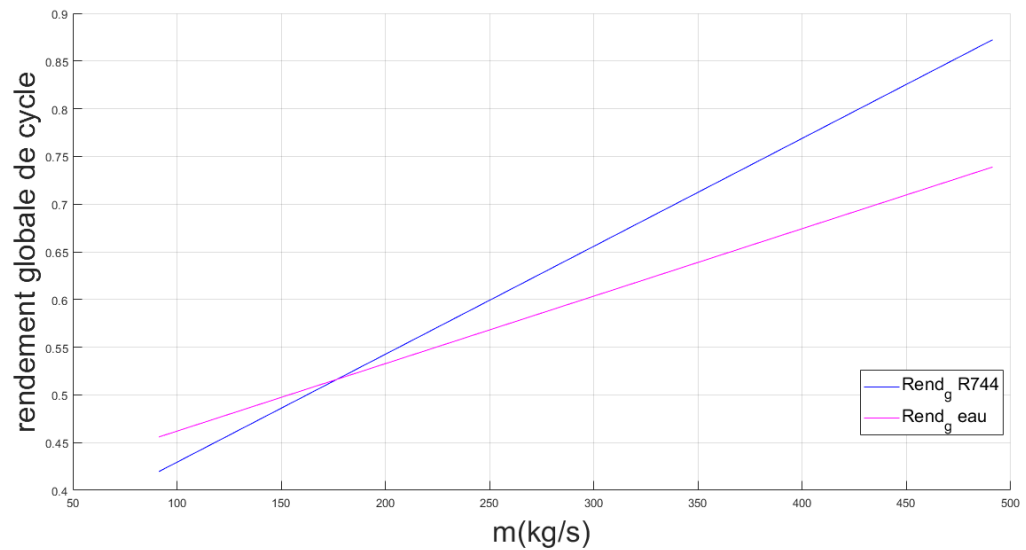
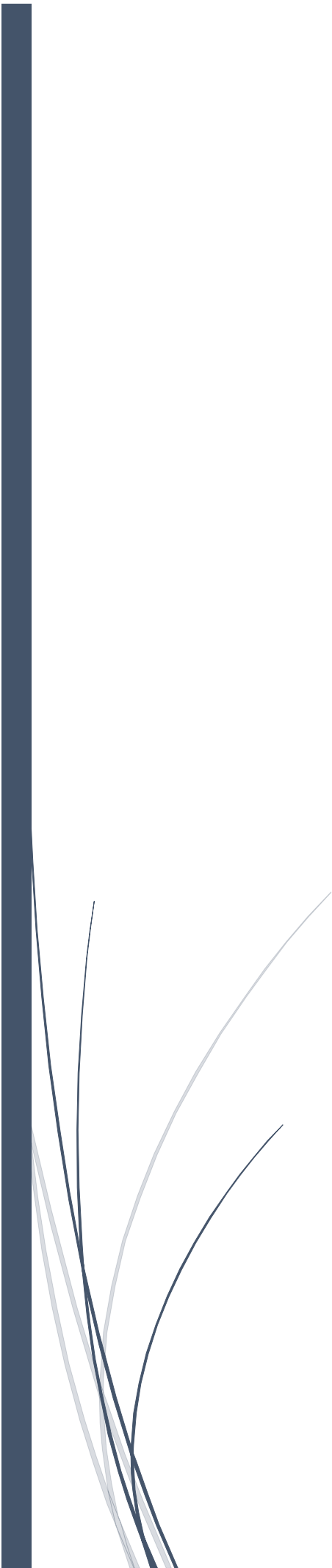


Figure IV.20 : Rendement global de cycle (eau / R-744) en fonction de débit de fluide moteur

D'après les figures IV.18, IV.19 et IV.20 on remarque que la puissance utile de la turbine à vapeur, la puissance totale et le rendement global des deux cycles à eau et au CO₂ augmentent avec l'augmentation du débit du fluide moteur.

Nous constatons que pour un débit compris entre 150 et 180 kg/s le cycle à vapeur d'eau présentent des performances supérieures à celles du cycle au CO₂, pour un débit de 180 kg/s des deux cycles fournissent une même puissance avec un même rendement. Au-delà du cycle au CO₂ devient plus intéressant.

Conclusion générale



L'objectif de notre travail était l'analyse des performances du cycle de Rankine au CO_2 transcritique dans un cycle combiné.

Nous avons alors élaboré un programme sous MATLAB basé sur le bilan énergétique.

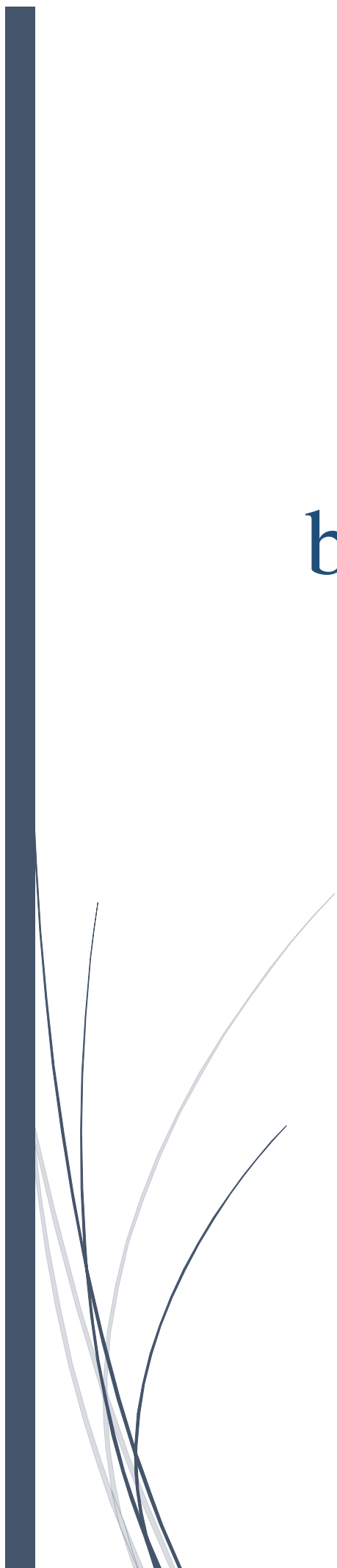
Ce programme nous a permis de calculer les paramètres thermodynamiques des différents points de l'installation (températures et pressions), les puissances, les rendements thermiques de l'installation et ceci pour le cycle de Rankine qui fonctionne avec la vapeur d'eau et celui qui fonctionne avec le CO_2 transcritique.

Au terme de cette étude, nous pouvons conclure que :

- La valorisation des rejets thermiques industriels en conversion d'énergie électrique est un moyen efficace pour augmenter l'efficacité des installations énergétiques.
- Les performances du cycle combiné à vapeur d'eau peuvent améliorer par l'utilisation de CO_2 transcritique comme un fluide moteur dans la turbine à vapeur. Cette amélioration permet d'augmenter la puissance utile d'environ 42.44 MW et le rendement thermique de l'installation de l'ordre de 5 %.
- Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances des cycles à vapeur d'eau et au CO_2 transcritique sont influencées par la variation de certains paramètres tels que :
 - ✓ La température de l'air ambiant qui varie considérablement durant le fonctionnement de l'installation.
 - ✓ Le débit du fluide moteur de la turbine à vapeur
 - ✓ Le taux de pression de la pompe.

Après la comparaison des deux cycles on peut conclure que le cycle au CO_2 transcritique est plus efficace que le cycle à vapeur d'eau.

Références bibliographiques



[1] document. Vendeur. 2018

[2] Michel Feidt, Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques, le 26 septembre 2014

[3] R. Beith, Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials And Applications: Elsevier, 2011.

[4] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," Applied Energy, vol. 21, pp. 1-42, 1985.

[5] Gequn Shu, Zhigang Yu, Hua Tian*, Peng Liu, Zhiqiang Xu Potential of the transcritical Rankine cycle using CO₂-based binary zeotropic mixtures for engine's waste heat recovery State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, 92 Weijin Road, Nankai District, Tianjin 300072, China 2016.

[6] (www.learm.illinois.edu)

[7] M. A. B. Yunus A. Cengel. (2006). Thermodynamics an engineering approach (fifth ed.).

[8] T. S. Kim, H. J. Park, and S. T. Ro, "Characteristics of transient operation of a dual pressure bottoming system for the combined cycle power plant," Energy, vol. 26, pp. 905-918, October 2001.

[9] D. Walraven, B. Laenen, and W. D'haeseleer, "Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources," Energy Conversion and Management, vol. 66, pp. 220-233, February 2013.

[10] I. K. Smith, "Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 207, pp. 179-194, August 1 1993.

[11] R. DiPippo, Geothermal power plants principles, applications, case studies, and environmental impact. USA: Butterworth-Heinemann, 2012.

[12] T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy," Energy, vol. 42, pp. 213-223, 2012.

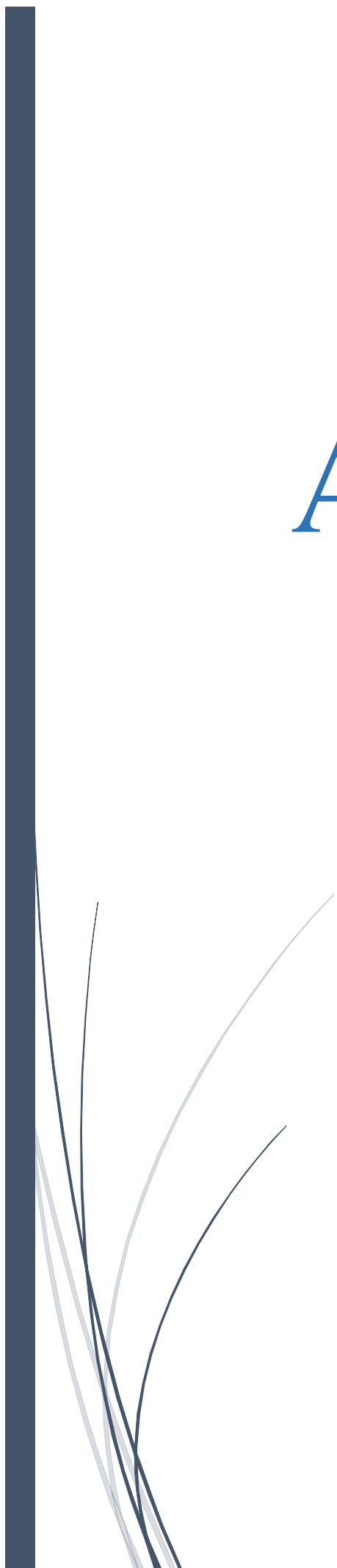
[13] (www.kcorc.org).

[14] T. Ho, S. Mao, and R. Greif, "Thermal efficiency from organic flash cycle market assessment report," University of California, Berkeley ,2012.

[15] Mahmoud Nadir, adaptation et optimisation d'un cycle mixte sur une installation de TG ,2009

[16] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," Applied Energy, vol. 21, pp. 1-42, 1985.

Annexes



Propriétés thermodynamique de CO_2 transcritique.

Isobaric Data for P = 4.0000 MPa

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (mol/l)	Volume (l/mol)	Internal Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (J/g*K)	Cv (J/g*K)	Cp (J/g*K)
279.00	4.0000	2.6077	0.38349	393.57	428.42	1.8187	0.90333	2.1125
280.37	4.0000	2.5560	0.39124	395.67	431.23	1.8288	0.88726	2.0019
281.74	4.0000	2.5085	0.39864	397.68	433.91	1.8383	0.87369	1.9108
283.11	4.0000	2.4647	0.40572	399.59	436.47	1.8474	0.86201	1.8343
284.47	4.0000	2.4240	0.41254	401.44	438.93	1.8561	0.85184	1.7688
285.84	4.0000	2.3859	0.41914	403.22	441.32	1.8644	0.84289	1.7122
287.21	4.0000	2.3500	0.42553	404.95	443.62	1.8725	0.83495	1.6625
288.58	4.0000	2.3162	0.43174	406.63	445.87	1.8803	0.82787	1.6186

Isobaric Data for P = 16.000 MPa

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (mol/l)	Volume (l/mol)	Internal Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (J/g*K)	Cv (J/g*K)	Cp (J/g*K)
284.00	16.000	21.721	0.046039	199.64	216.37	1.0111	0.92217	2.1110
285.36	16.000	21.576	0.046348	202.40	219.25	1.0212	0.92172	2.1230
286.72	16.000	21.429	0.046665	205.18	222.15	1.0313	0.92133	2.1355
288.08	16.000	21.281	0.046991	207.98	225.06	1.0415	0.92100	2.1486
289.44	16.000	21.130	0.047325	210.79	227.99	1.0516	0.92075	2.1623
290.80	16.000	20.978	0.047670	213.61	230.94	1.0618	0.92058	2.1766
292.16	16.000	20.823	0.048025	216.45	233.91	1.0720	0.92050	2.1916
293.52	16.000	20.665	0.048390	219.31	236.90	1.0822	0.92051	2.2074
294.88	16.000	20.506	0.048767	222.19	239.92	1.0924	0.92062	2.2241
296.24	16.000	20.343	0.049156	225.08	242.95	1.1027	0.92082	2.2416
297.60	16.000	20.179	0.049558	228.00	246.02	1.1130	0.92112	2.2601