

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA -1-
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
LABORATOIRE D'ETUDES ET DE RECHERCHE EN TECHNOLOGIE INDUSTRIELLE.

**Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en**

**Option : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique**

Sujet :
**Etude thermodynamique et paramétrique d'un cycle organique de Rankine
relié à un cycle combiné**

- **Proposé
et encadré par : Dr.Boumeddane Boussad .**

- **Réalisés par : Mr.Hafid Mesloub
Mr.Abdelkader Chedik
Mr.Noureddine Mouhoub**

Année universitaire 2021/2022

REMERCIEMENT

EN TOUT PREMIER LIEU, NOUS TENONS A REMERCIER DIEU, LE TOUT PUISSANT, DE NOUS AVOIR DONNE LE COURAGE ET L'OPTIMISME D'ACCOMPLIR CE TRAVAIL.

*ON SOUHAITE ADRESSER NOS SINCERES REMERCIEMENTS A **DR.***

***BOUMEDDANE BOUSSAD**, PROFESSEUR A L'UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA 1, QUI NOUS A ENCADRES, AU JOUR LE JOUR, AVEC UNE GRANDE DISPONIBILITE, TOUT AU LONG DE CE PROJET DE FIN D'ETUDE. SA SYMPATHIE, SON ENTHOUSIASME, SES ENCOURAGEMENTS ET SA PATIENCE NOUS ONT ETE INFINIMENT PRECIEUX AU COURS DE NOTRE TRAVAIL. NOUS LE REMERCIONS, TOUT PARTICULIEREMENT POUR LA CONFIANCE QU'IL NOUS A ACCORDEE TOUT AU LONG DE LA PREPARATION DE CE MEMOIRE ET D'EN AVOIR AMELIORE LE CONTENU PAR LA QUALITE DE SA REMARQUE.*

NOUS ADRESSONS NOS REMERCIEMENTS A L'ENDROIT DE :

L'ENSEMBLE DE ENSEIGNANTS POUR LES NOS CONNAISSANCES THEORIQUES ET PRATIQUES QU'ILS NOUS ONT TRANSMIS DURANT LES ANNEES D'ETUDES UNIVERSITAIRES AINSI QUE TOUTLE CORPS ADMINISTRATIF DE DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE DE L'UNIVERSITE DE SAAD DAHLAB ; NOS AMIS, CAMARADES ET CONNAISSANCES POUR LEUR SYMPATHIE ET ENCOURAGEMENT; TOUS CEUX QUI D'UNE FAÇON OU D'UNE AUTRE ONT CONTRIBUE A L'ACCOMPLISSEMENT ET A LA REUSSITE DE CE TRAVAI

DEDICACES

JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL:

A MA SOURCE DE BONHEUR :

A MES CHERS PARENTS, POUR TOUS LEURS SACRIFICES, LEUR AMOUR, LEUR TENDRESSE, LEUR SOUTIEN ET LEURS PRIERES TOUT AU LONG DE MES ETUDES.

A MES CHERES FRERES ET SURS POUR LEURS ENCOURAGEMENTS PERMANENTS, ET LEUR SOUTIEN MORAL.

*A TOUTE MA FAMILLE POUR LEUR SOUTIEN TOUT AU LONG DE MON PARCOURS UNIVERSITAIRE,
QUE CE TRAVAIL SOIT L'ACCOMPLISSEMENT DE VOS VŒUX TANT ALLEGUES,
ET LE FUT DE VOTRE SOUTIEN INFALLIBLE,*

MERCI D'ETRE TOUJOURS LA POUR MOI.

ET MES CHERES AMIES

ET A TOUTES LES PERSONNES QUI ME CONNAISSENT DE PRES OU DE LOIN.

Résumé

LE TRAVAIL ELABORE DANS CE MEMOIRE CONSISTE A ANALYSER A L'AIDE D'UNE MODELISATION THERMODYNAMIQUE UN CYCLE COMBINE. LA SIMULATION NUMERIQUE EST ASSUREE EN UTILISANT LE LOGICIEL COMMERCIAL EES. POUR REpondRE A LA DEMANDE SANS CESSE CROISSANTE EN ENERGIE, IL EST NECESSAIRE D'AMELIORER LES PERFORMANCES ET LE RENDEMENT DES INSTALLATIONS DE PRODUCTION ELECTRIQUE DE MANIERE A REDUIRE LES EMISSIONS DES POLLUANTS ET A REGULER LE COUT D'INVESTISSEMENT. POUR ATTEINDRE CET OBJECTIF PLUSIEURS ETUDES D'OPTIMISATION SONT DISPONIBLES DANS LA LITTERATURE CONCERNANT LES CYCLES COMBINES. DANS LE CAS DE CETTE ETUDE, LA SIMULATION PERMET DE METTRE EN EVIDENCE L'INFLUENCE DE CERTAINS PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE, NOTAMMENT LA RECUPERATION DE LA CHALEUR INDIQUEE PAR LA TEMPERATURE DE SORTIE DES GAZ DE LA CHAUDIERE DE RECUPERATION. LE PINCEMENT DANS LA CHAUDIERE DE RECUPERATION, DETERMINE LA TEMPERATURE CRITIQUE DE SORTIE DES GAZ, A PARTIR DE LAQUELLE LE PIC DE RENDEMENT DU CYCLE COMBINE EST OBSERVE. L'ETUDE MONTRE AUSSI L'EFFET DE LA PRESSION DE SATURATION DE LA VAPEUR SUR LA PUISSANCE DE CYCLE DE RANKINE.

MOTS CLES : CYCLE COMBINE, RECUPERATION DE CHALEUR, PINCEMENT, APPROCHE, PRESSION DE SATURATION DE LA VAPEUR, PUISSANCE ET RENDEMENT.

ملخص

هدف إلى دراسة تحليلية للدورة المركبة وذلك بواسطة نمذجة الديناميكا الحرارية.

هذه المذكرة

العمل المنجز في

لمحاكات عديدة حققت بواسطة البرنامج التجاري EES. لتلبية الطلب المتزايد على الطاقة، بات من الضروري تحسين أداء وكفاءة مرافق توليد الطاقة للحد من انبعاثات الملوثات وتنظيم التكلفة الاستثمارية للوصول إلى هذا الهدف، عدة دراسات تحسينية متاحة في المراجع في ما يخص هذه الدورة المركبة في حالة هذه الدراسة، المحاكاة تسمح لتسليط الضوء على تأثير بعض المعلمات التشغيلية للدورة، بما في ذلك استرداد الحرارة التي أشار إليها درجة حرارة مخرج الغاز من عالية الاسترجاع المعسر في عالية الاسترجاع، يحدد درجة الحرارة الحرجة من تدفق الغاز، والتي لوحظ جنباً إلى جنب ذروة الأداء دورة. وتظهر الدراسة أيضاً تأثير تشبع ضغط البخار على السلطة دورة رانكين

الكلمات المفتاحية: دورة مركبة، مسخن الاسترجاع، التثبيث، التقريب، ضغط التشبع، المرودية.

Abstract

THIS WORK CONSISTS OF ANALYZING A COMBINED CYCLE USING THERMODYNAMIC MODELING. THE NUMERICAL SIMULATION IS PERFORMED BY USING THE COMMERCIAL SOFTWARE EES. TO MEET THE GROWING DEMAND OF ENERGY, IT IS NECESSARY TO IMPROVE THE PERFORMANCE AND EFFICIENCY OF POWER GENERATION FACILITIES TO REDUCE EMISSIONS OF POLLUTANTS AND REGULATE THE INVESTMENT COST. TO ACHIEVE THIS GOAL SEVERAL OPTIMIZATION STUDIES ARE AVAILABLE IN LITERATURE CONCERNING THE COMBINED CYCLE. IN THE CASE OF THIS STUDY, THE SIMULATION ALLOWS TO HIGHLIGHT THE INFLUENCE OF A NUMBER OF OPERATING PARAMETERS OF THE CYCLE AND IN PARTICULAR THE HEAT RECOVERY INDICATED BY THE EXHAUST GAS TEMPERATURE. THE PINCH POINT IN THE HRSG HELPS TO IDENTIFY THE CRITICAL TEMPERATURE OF THE EXHAUST GASES FROM WHICH THE COMBINED CYCLE PERFORMANCE PEAK IS OBSERVED. THE STUDY ALSO SHOWS THE EFFECT OF THE STEAM SATURATION PRESSURE ON THE RANKINE CYCLE POWER.

KEY WORDS: *COMBINED CYCLE, HEAT RECOVERY, PINCH POINT, APPROACH, STEAM SATURATION PRESSURE, POWER AND EFFICIENCY.*

SOMMAIRE

REMERCIEMENT

DEDICACE

ABSTRACT

LISTE DE FIGURES

NOMENCLATURE

Indices

Symboles Grecs

Abréviations

Introduction générale1

CHAPITRE 1: CYCLE COMBINE ET COGENERATION4

1.1 Introduction5

1.2 Définition de cycle combiné8

1.3 Turbine à gaz.....9

1.3.1 Cycle de Brayton10

1.3.2 Catégories de turbine à gaz11

1.3.3. Turbine à gaz avec combustion séquentielle.....12

1.3.4. Contrôle et dégradation.....13

1.3.5. Combustible des turbines à gaz.....13

1.4 Chaudière de récupération (HRSG)14

1.4.1. Descriptif.....14

1.4.2 HRSG sans combustion supplémentaire.....15

1.4.3 HRSG avec combustion supplémentaire limitée.....16

1.4.4 HRSG avec combustion supplémentaire maximale.....17

1.4.5 Optimisation de la chaudière de récupération.....17

1.5 Turbine à vapeur.....18

| | | |
|--|--|-----------|
| 1.5.1 | Caractéristique de la turbine à vapeur de cycle combiné..... | 18 |
| 1.5.2 | Cycle combiné à simple axe et à plusieurs axes..... | 19 |
| 1.5.3 | Pression de la vapeur..... | 19 |
| 1.6 | Générateur..... | 20 |
| 1.7 | Les autres composants..... | 21 |
| 1.8 | Conclusion..... | 22 |
| CHAPITRE 2 : cycle de Rankine..... | | 23 |
| 2.1 | Introduction..... | 24 |
| 2.2 | Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie wallonne..... | 24 |
| 2.3 | Organic Rankine cycle..... | 25 |
| 2.3.1 | le principe de fonctionnement | 25 |
| 2.3.2 | un module ORC comprend 4 composants principaux : un évaporateur ; une machine de détente ; un condenseur et pompe..... | 26 |
| 2.4 | Son couplage à la source de chaleur et au système de refroidissement..... | 27 |
| 2.4.1 | la source de chaleur | 27 |
| 2.4.2 | le circuit de refroidissement | 28 |
| 2.5 | Les éléments constitutifs..... | 29 |
| 2.5.1 | les échangeurs de chaleur..... | 29 |
| 2.5.2 | la machine de détente | 29 |
| 2.5.3 | la pompe | 30 |
| 2.5.4 | puissance-rendement..... | 30 |
| 2.6 | Conclusion | 31 |
| CHAPITRE 3 : Simulation d'un cycle combiné relié à un cycle de Rankine..... | | 31 |
| 3.1 | Installation turbine à gaz..... | 32 |
| 3.1.1 | turbine à gaz..... | 32 |
| 3.1.2 | travail utile de la turbine 1..... | 32 |

| | | |
|-------|---|-----------|
| 3.1.3 | travail utile de la turbine 2..... | 34 |
| 3.1.4 | rendements de la turbine a Gas..... | 34 |
| 3.2 | Turbine à vapeur..... | 35 |
| 3.3 | Cycle de Rankine organique..... | 38 |
| 3.4 | etude paramétrique..... | 41 |
| 3.4.1 | Les propriétés thermo-physiques des trois fluides organiques..... | 41 |
| 3.4.2 | Cas N°1 : cycle combine en utilisant R123..... | 41 |
| 3.4.3 | Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R123..... | 41 |
| 3.4.4 | Les performances du cycle pour le fluide R123..... | 42 |
| 3.4.5 | Cas N°2 : cycle combine en utilisant R600..... | 43 |
| 3.4.6 | Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R600..... | 43 |
| 3.4.7 | Les performances du cycle pour le fluide R600..... | 43 |
| 3.4.8 | L'effet de la température d'évaporateur ORC..... | 44 |
| | Conclusion générale..... | 48 |

LISTE DE FIGURES

Figure I.1 : Centrale à cycle combiné utilisé pour la cogénération (avec turbine à contre pression)

Figure I.2 : Cycle combiné avec une turbine d'extraction/condensation

Figure I.3 : Turbine à gaz avec une chaudière de récupération

Figure I.4 : Principe de fonctionnement de cycle combiné

Figure I.5 : Diagramme (T-S) des cycles théorique et réel de Brayton

Figure I.6 : Turbine à gaz industrielle Heavy-duty

Figure I.7 : Turbine à gaz avec combustion séquentielle

Figure I.8 : Schéma de chaudière avec un niveau de pression

Figure I.9 : HRSG sans combustion supplémentaire (convection naturelle)

Figure I.10 : le HRSG avec combustion supplémentaire limité

Figure I.11: Générateur refroidi à l'air utilisé dans des centrales à cycle combiné

Figure II.1 : Principe cycle machine ditherme

Figure II.2 : schéma représentant du cycle de Rankine

Figure III.1 : schéma et diagramme de l'installation turbine à gaz

Figure III.2 : Schéma et diagramme de turbine à vapeur

Figure III.3 : schéma et diagramme T-s de turbine à vapeur

Figure III.4 Représentation du cycle combiné sur le diagramme T-s pour R123

Figure III.5 Représentation du cycle combiné sur le diagramme T-s pour R600

Figure III.6 L'effet de la température d'évaporation ORC sur le rendement du cycle ORC

Figure III.7 L'effet de la température d'évaporation ORC sur le rendement du system

Figure III.8 Schéma de l'évaporateur du cycle de Rankine et de la chaudière HRSG

NOMENCLATURE

| | |
|--|-------------------|
| Cpe : chaleur spécifique de l'eau | J.Kg-1.K-1 |
| ΔP_f : différence de pression créée par la pompe | Kpa |
| ρ_e : masse volumique de l'eau | Kg/m ³ |
| V: volume d'eau pompée | m ³ |
| \dot{m}_c : débit du combustible | Kg.s-1 |
| \dot{m}_{gaz} : débit du gaz | Kg.s-1 |
| \dot{m}_{ef} : débit d'eau de refroidissement | Kg.s-1 |
| \dot{m}_v : débit de vapeur générée dans le HRSG | Kg.s-1 |
| ΔT_{min} : pincement de l'échangeur | °C |
| ΔT_{app} : température d'approche | °C |
| h : enthalpie spécifique | Kj.Kg-1 |
| P : pression | Kpa |
| T : température | °C |
| S : entropie | KJ.(Kg.K)-1 |
| r1 : taux de compression | |
| r2 : taux de détente | |
| X8 : Titre de vapeur à la sortie de la turbine à vapeur | |
| \dot{W}_{cc} : Puissance de cycle combiné | KW |
| \dot{W}_c : Puissance de compresseur | KW |
| \dot{W}_{TG} : Puissance de la turbine à gaz (composante) | KW |
| \dot{W}_{TAG} : Puissance nette de la turbine à gaz | KW |
| \dot{W}_{TV} : Puissance de la turbine à vapeur (composante) | KW |
| \dot{W}_{p1} : Puissance de la pompe d'alimentation | KW |
| \dot{W}_{p2} : Puissance de la Pompe de refroidissement | KW |
| \dot{W}_{RK} : Puissance de cycle de Rankine | KW |

\dot{W}_{cc} : Puissance nette de cycle combiné KW

Q_{in} : Chaleur fournie dans la chambre de combustion KW

Q_{HRSG} : Chaleur récupérée dans la chaudière de récupération KW

Indices

1 : entrée du compresseur

2s : sortie du compresseur (cas isentropique)

2 : sortie du compresseur

3 : admission de la Turbine à gaz

4s : sortie de la turbine à gaz (cas isentropique)

4 : sortie de la turbine à gaz

4' : position située de la sortie de l'évaporateur (coté gaz)

4'' : position située à l'entrée de l'évaporateur (coté gaz)

5 : sortie des gaz de la chaudière de récupération

6: entrée de l'eau d'alimentation dans la chaudière de récupération

6' : sortie de l'économiseur

6'' : sortie de l'évaporateur

7: admission de la turbine à vapeur

8s : sortie de la turbine à vapeur (cas isentropique)

8 : sortie de la turbine à vapeur

9 : entrée de la pompe d'alimentation

11 : entrée de la pompe de refroidissement

12 : sortie de la pompe de refroidissement

Eco : économiseur

Evap : évaporateur

Sch : surchauffeur

TG : turbine à gaz (composante)

TAG : Turbine à gaz

TV : Turbine à vapeur (composante)

TAV : turbine à vapeur

RK : Rankine

CC : cycle combiné

P1 : pompe d'alimentation

P2 : pompe refroidissement

Sat : saturation de la vapeur

Symboles Grecs

η_{cc} : rendement du cycle combiné

η_m : rendement mécanique de la turbine à gaz

η_p : rendement isentropique des pompes

η_{t1} : rendement de la turbine à gaz (composante)

η_{TAG} : rendement de la turbine à gaz

η_{t2} : rendement de la turbine à vapeur (composante)

η_{RK} : rendement de cycle de Rankine

ε : Efficacité de la chaudière de récupération

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

Abréviations

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

PCI : pouvoir calorifique inférieur Kj.Kg-1

HRSG : chaudière de récupération

EES : Engineering Equation Solver

IAPWS : International Association for the Properties of Water and Steam

CO₂ : dioxyde de carbone

H₂O : formule chimique de l'eau

CO : monoxyde de carbone

NO_x : oxydes d'azote

CHP : (Combined Heat and Power) cogénération

SCR : Selective Catalytic Reduction

CCS : Carbon Capture and Storage

ATR : Autothermal Reformer

WGS : Water-Gaz-Shift

MCI : Moteur à combustion interne

HAT : (Humide Air turbine) turbine à air humide

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

TIT : (Turbine Inlet Temperature) température d'admission de la turbine
BTU : (British Thermal Unit) unité anglo-saxonne d'énergie

Introduction générale

Introduction générale

Toutes nos activités et procédés de production quotidiens impliquent de l'énergie sous une forme ou une autres. Mais ces dernières décennies, la croissance de la population mondiale, la nécessité d'améliorer les conditions de vie aussi bien que la croissance économique globale ont eu pour conséquence une augmentation continue et jamais atteinte de la demande en énergie. La réponse à cette demande croissante doit être abordée avec beaucoup de prudence. Car, le danger que représentent les émissions par les différents secteurs industriels utilisant les énergies fossiles, sont bien connues. L'impact de ces émissions intervient à plusieurs niveaux dont les plus importants sont d'abord climatique, environnemental et de santé humaine. Au niveau climatique, on peut citer l'effet bien connu des gaz à effet de serre, principalement le dioxyde de carbone. Ce dernier, participe à lui seul (parmi les autres gaz) à hauteur de 60% au réchauffement climatique. Au niveau environnemental, on relève l'acidification des eaux, des terres et la corrosion. Au niveau de la santé humaine, ces émissions sont parmi les causes de décès par maladies cardiovasculaires et respiratoires. A titre d'exemple, les seuls émissions des navires occasionnent annuellement la mort de près de 60 000 personnes .

Concernant les émissions de CO₂, des études ont démontré que le secteur de production d'énergie électrique est y participe majoritairement. Par suite, la réduction des émissions de CO₂ dans ce secteur contribue considérablement à la réduction globale. Ainsi, la minimisation des émissions des polluants devient aujourd'hui une préoccupation incontournable. Parmi les moyens préconisés pour procéder aux réductions des émissions, on fait appel aux énergies dites propres et renouvelables telles que : le solaire, la géothermie, l'hydroélectrique etc.

Au niveau mondial, la littérature révèle que la plupart des installations engendrant ces émissions des gaz sont vieilles de plus de 30 ans. Donc, leur substitution, dans les années à venir, dépend du développement atteint par les machines de conversion des énergies renouvelables. Cependant, elles ne sont pas prêtes à répondre intégralement aux besoins sans cesse croissants en énergie dans le monde. Une solution alternative reste envisageable, elle consiste à trouver les voies et moyens d'augmenter le rendement des installations déjà existantes. L'option la plus indiquée est celle faisant appel aux cycles combinés, lesquels représentent les meilleures installations à l'heure actuelle en termes de production d'énergie électrique à partir des énergies fossiles. L'augmentation du rendement se traduit directement par la réduction de la consommation des combustibles et par conséquent la préservation des ressources naturelles. Cette réduction conduit à la diminution des émissions des gaz qui sont directement liées à la consommation des combustibles.

En plus, quelques atouts majeurs des cycles combinés leurs permettent d'être considérées comme les meilleures installations à l'heure actuelle produisant une énergie presque propre. Il s'agit des techniques de séquestration et de capture du CO₂ [2, 3,6, 7],

même si cela peut nécessiter des coûts supplémentaires d'investissement dans les matériels de capture et de séquestration du gaz carbonique.

Les cycles combinés sont d'un grand avantage thermodynamique pour des applications de cogénération. La cogénération qui est la production simultanée de l'énergie électrique/ou mécanique et de la chaleur dans la même installation, est une technologie utilisée par de nombreux industriels comme un moyen économique pour satisfaire les exigences énergétiques. Elle est considérée comme la configuration la plus développée puisqu'elle offre des performances supérieures par rapport à d'autres systèmes qui sont susceptibles d'être disponibles à grande échelle pour la production d'électricité. D'autant plus que leur rendement est relativement élevé (>50 % en général).

Ainsi, à travers la simulation numérique, la présente étude vise à contribuer aux travaux relatifs à l'amélioration des performances des cycles combinés. La simulation numérique aide à prévoir les meilleurs paramètres de fonctionnement du cycle. Afin d'atteindre l'objectif de l'étude, les étapes suivantes ont été suivies :

Chapitre 1

Quelques généralités et plus de détails sur le cycle combiné et leurs applications constitue le contenu

Chapitre 2

Quelques généralités et plus de détails sur le cycle Rankine

Chapitre 3

Simulation d'un système cycle combiné et cycle Rankine

Chapitre 1

Cycle Combiné Et Cogénération

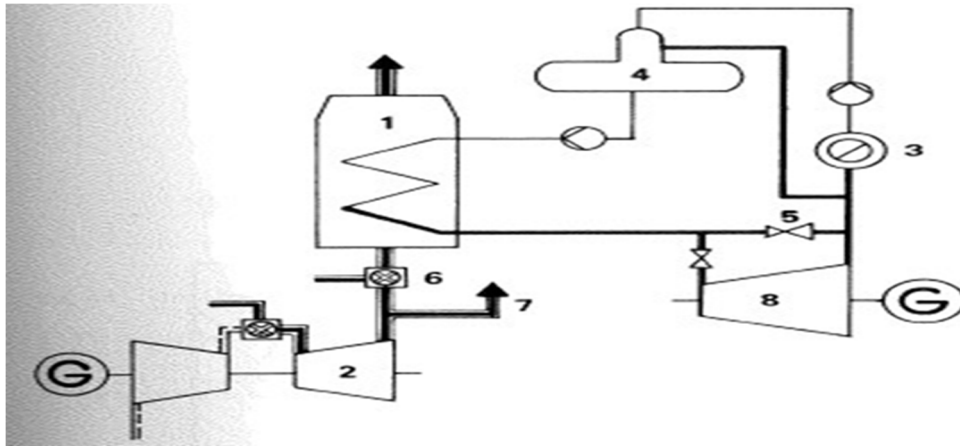
1.1 Introduction

L'avantage du cycle combiné s'applique non seulement pour des centrales électriques qui produisent de l'électricité uniquement mais aussi à celles qui fournissent de la chaleur ou de la vapeur pour différents processus également. La supériorité thermodynamique des centrales à cycle combiné sur les centrales électriques conventionnelles est plus remarquable au niveau des installations de cogénération que des installations utilisées uniquement pour la génération de l'électricité. Les performances énergétiques et environnementales de ces centrales sont surtout liées à l'exploitation optimale de la chaleur des gaz issus de la combustion et la production de deux formes d'énergies, électrique et thermiques à partir de la même source de chaleur. Les installations à cycle combiné suivantes peuvent être considérées comme des centrales de cogénération :

- Cycle combiné avec turbine à contre-pression (Fig. II.1)
- Cycle combiné avec turbine à extraction/condensation (Fig. II.2)
- Cycle combiné avec chaudière de récupération (HRSG) (Fig. II.3)

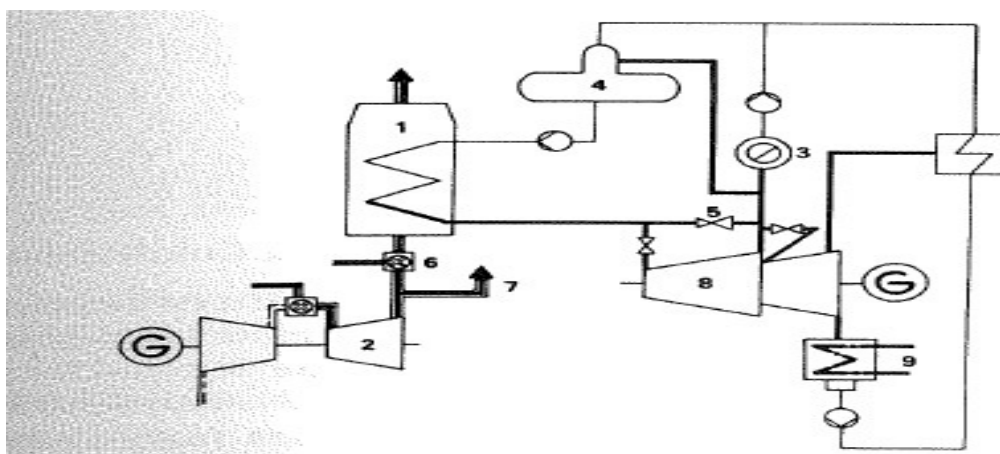
Bien que la turbine à gaz avec HRSG ne soit pas un véritable cycle combiné (fonctionnement sans turbine à vapeur), elle peut être considérée comme un cas limite. Toutes les installations peuvent être équipées de combustion supplémentaire, ce qui peut être un avantage considérable pour le processus de cogénération. Cela offre une plus grande flexibilité de conception et d'exploitation pour le cycle combiné conventionnel qui utilise la chaleur des gaz d'échappement uniquement. La production de la vapeur (l'énergie thermique) peut être contrôlée indépendamment de la production de l'électricité et la combustion auxiliaire assure le contrôle de la génération de la vapeur. Les centrales de cogénération peuvent être classées en trois catégories comme suit :

- Centrales électriques industrielles qui produisent la vapeur aux installations industrielles.
- Centrales thermiques qui produisent de l'énergie thermique pour les systèmes de chauffage urbain.
- Centrales électriques couplées à des usines de dessalement de l'eau de mer.



1. Chaudière de récupération
2. Turbine à gaz
3. utilisateur de vapeur
4. ballons d'alimentation/dégazeur
5. poste de réduction de vapeur
6. combustion supplémentaire
7. déviation de gaz d'échappements
8. Turbine à contre-pression

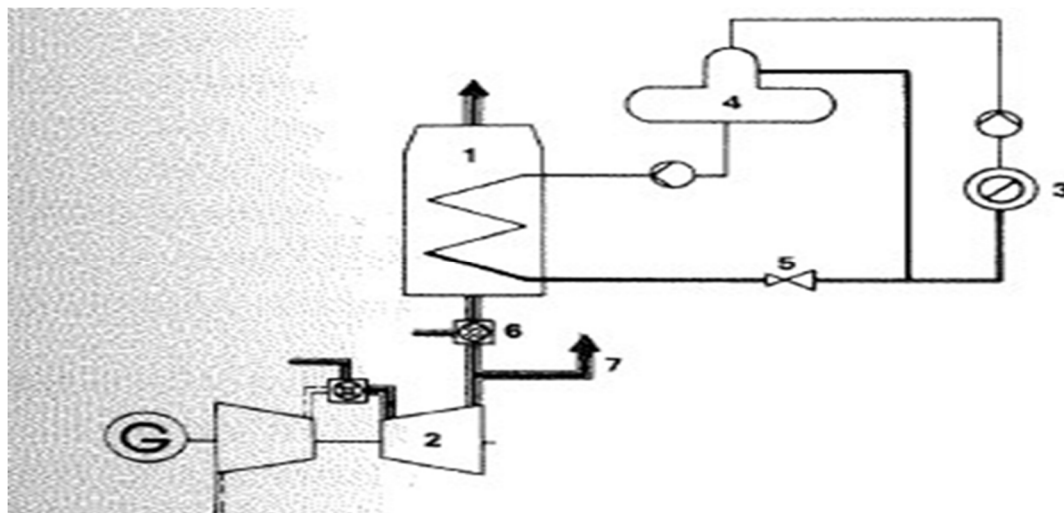
Figure. I.1 : Centrale à cycle combiné utilisé pour la cogénération (avec turbine à contre pression)



1. Chaudière de récupération
2. Turbine à gaz

3. utilisateur de vapeur
4. ballons d'alimentation/dégazeur
5. poste de réduction de vapeur
6. combustion supplémentaire
7. déviation de gaz d'échappements
8. Turbine à contre-pression
9. condenseur

Figure. I.2 : Cycle combiné avec une turbine d'extraction/condensation

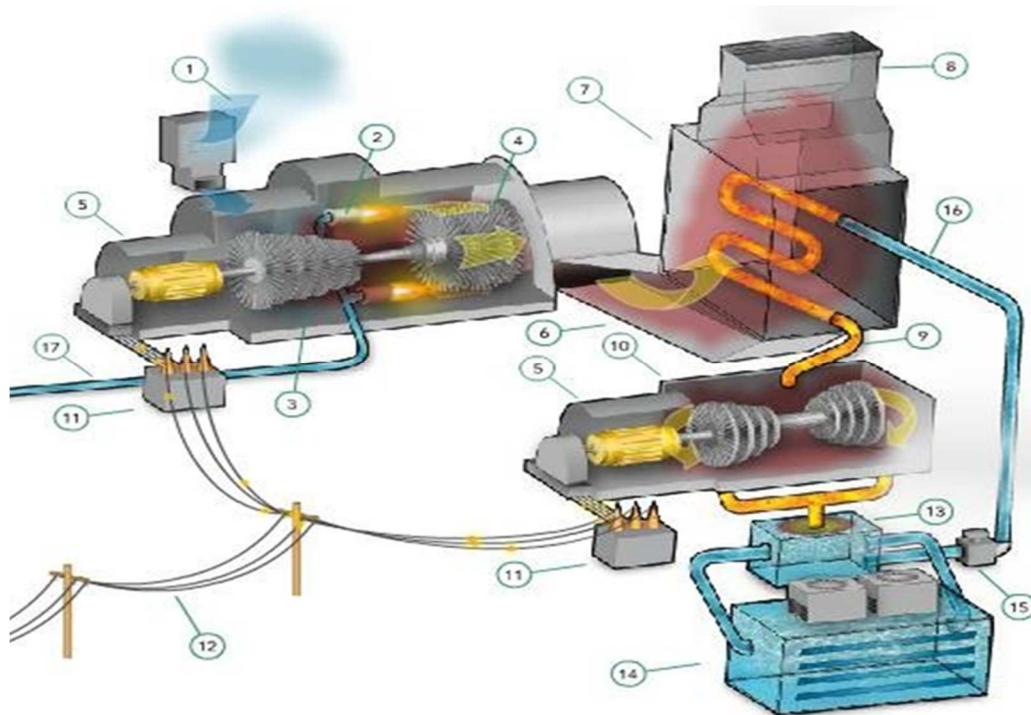


1. Chaudière de récupération
2. Turbine à gaz
3. utilisateur de vapeur
4. ballons d'alimentation/dégazeur
5. poste de réduction de vapeur
6. combustion supplémentaire
7. déviation de gaz d'échappements

Figure. I.3 : Turbine à gaz avec une chaudière de récupération

1.2. Définition du cycle combiné

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



1. Admission d'air
2. Combustion
3. Compresseur
4. Turbine à gaz
5. Générateurs

6. Gaz d'échappements
7. Chaudière de récupération (HRSG)
8. Sortie des gaz d'échappements
9. Vapeur surchauffée
10. Turbine à vapeur
11. Transformateurs
12. Réseau électrique
13. Condenseur
14. Tour de refroidissement
15. Pompe d'alimentation
16. Eau d'alimentation
17. Alimentation en Gaz naturel

Figure. I.4 : Principe de fonctionnement de cycle combiné

1.3. Turbine à gaz

La turbine à gaz est l'élément clé de centrale à cycle combiné générant plus de deux tiers (2/3) de l'énergie de la centrale. Le processus de turbine à gaz est simple : de l'air ambiant est filtré, comprimé à une pression de 14 à 30 bars et utilisé pour brûler le combustible, produisant des gaz chauds avec une température généralement plus grande que 1000°C. Ces gaz sont détendus dans une turbine qui entraîne le compresseur et le générateur. Les gaz chauds sont détendus dans la turbine jusqu'à la pression ambiante et à une température entre 450 à 650°C selon le rendement de la turbine, le taux de détente et la température d'admission de la turbine.

La centrale à cycle combiné est devenue une centrale thermique compétitive en raison du développement rapide dans les nouvelles technologies de turbine à gaz, qui sont encore en progrès. Le développement de la turbine à gaz implique généralement l'augmentation des températures d'admission de turbine à gaz (par exemple, en améliorant les technologies de refroidissement) et des débits d'air du compresseur. Les températures croissantes d'admission de la turbine à gaz produisent des différences élevées d'enthalpie utile et augmentent en conséquence le rendement et la production de la turbine à gaz et de la centrale à cycle combiné en général. Ceci peut généralement être réalisé en utilisant le même compresseur, et bien qu'un investissement additionnel dans les matériaux puisse être nécessaire, le coût spécifique de la centrale est réduit. Puisque les coûts du combustible et les coûts d'investissement sont les facteurs principaux du coût de la production d'électricité, la

température d'admission de turbine à gaz devrait être élevée jusqu'à la pleine capacité du matériel afin d'améliorer la compétitivité du produit.

Parallèlement au développement de la turbine à gaz, le développement dans le compresseur aussi bien qu'un développement substantiel dans les systèmes de combustion ont été réalisés. Aujourd'hui, les compresseurs peuvent assurer des débits d'air beaucoup plus grands et des taux de compression plus élevés, ayant pour résultat des productions d'énergie plus élevées, des coûts spécifiques réduits et un rendement améliorée.

La technologie de combustion joue un rôle principal dans les technologies modernes de la turbine à gaz. La demande rapidement croissante en températures élevées d'admission de la turbine et les règlements vigoureux en termes des émissions des polluants représentent un grand défi. Ces demandes contradictoires doivent être mises en harmonie. Le système de combustion doit générer une température d'admission de turbine aussi haute que possible pour des raisons de performance, mais en maintenant une température de flamme aussi basse que possible due aux limites d'émissions (la production de NOx augmente rapidement avec la température de flamme).

En plus, la compétitivité est augmentée avec les nouveaux concepts de turbine à gaz, tels que la combustion séquentielle qui est apparue sur le marché dans les années

40 et a été réintroduite dans les années 90. La turbine à gaz a deux étapes de combustion, avec une section intermédiaire de turbine et une température des gaz d'échappement plus élevée. Ceci signifie que des rendements plus élevées du cycle combiné peuvent être réalisées sans augmenter les températures de la combustion.

1.3.1 Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il tient son nom de l'ingénieur américain George Brayton (1830–1892). La turbine à gaz fonctionne suivant le Cycle de Brayton réel. Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Dans notre cas, on s'intéresse au Cycle de Brayton ouvert utilisé dans les centrales électriques à Turbines Gaz-Vapeurs. Le cycle est parcouru par un débit d'air aspiré de l'atmosphère, celui-ci subit une compression isentropique dans le compresseur. L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion suivant une combustion isobare pour être détendu de manière isentropique dans la turbine qui entraîne le compresseur et l'alternateur.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal par l'irréversibilité dans le compresseur et la turbine, le débit d'air et des chaleurs massiques non constants. Les températures réelles de sortie du compresseur et de la turbine seront plus élevées que prévu car ces machines subissent des pertes par frottements. L'écart par rapport au cycle idéal est quantifié par le rendement isentropique. La combustion n'est pas isobare car la chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression d'entrée de la turbine sera plus faible et de plus, la présence

d'un filtre à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à la sortie crée des pertes additionnelles.

Le débit d'air qui parcourt le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut prendre en compte le débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour refroidir la turbine. Les chaleurs spécifiques sont supposés constants alors qu'en réalité leurs valeurs dépendent de la composition chimique de l'air. En fin, aucun accouplement mécanique n'est parfait et par conséquent l'arbre de la machine est sujet à des pertes mécaniques.

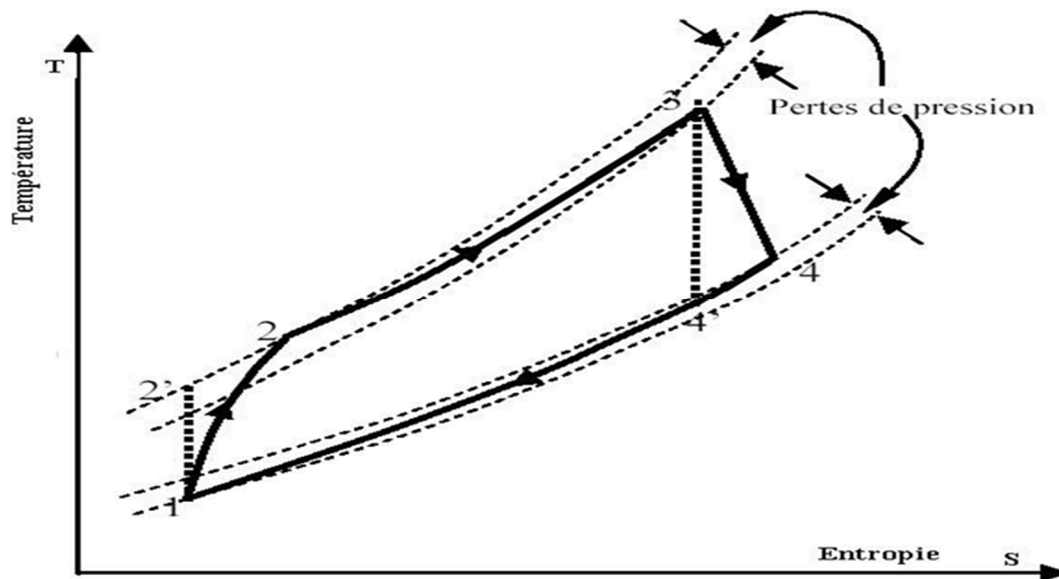


Figure.I.5 : Diagramme (T-S) des cycles théorique et réel de Brayton

1.3.2 Catégories de turbine à gaz

Les turbines à gaz de production d'énergie peuvent être classifiées en deux catégories :

- La turbine à gaz aérodérivée, comportant une turbine à réaction modifiée pour le service industriel
- Les turbines à gaz industrielles heavy-duty (Fig. II.5), à l'origine dérivées de turbine à vapeur

Les aérodérivatives offrent généralement des rendements plus élevés que les autres en raison de l'aéro-technologie. En outre, elles sont plus petites, plus légères et peuvent démarrer rapidement en raison de leur basse inertie inhérente. Puisque ces turbines sont dérivées des réacteurs, elles conservent plusieurs dispositifs conçus pour permettre un entretien rapide des moteurs. Des turbines à deux axes sont généralement utilisées pour l'entraînement de

compresseur, où la vitesse de fonctionnement de la turbine est également variable. En raison de la taille des avions, les aéroderivatives sont limités à une production électrique d'approximativement 50 MW.

Les turbines à gaz industrielles heavy-duty sont pratiquement toujours conçues avec un seul axe d'entraînement des générateurs avec des productions considérables de plus de 300 MW. En raison des températures d'admission de la turbine et des débits d'air de compresseur, les turbines à gaz actuelles peuvent réaliser des productions électriques jusqu'à 340 MW.

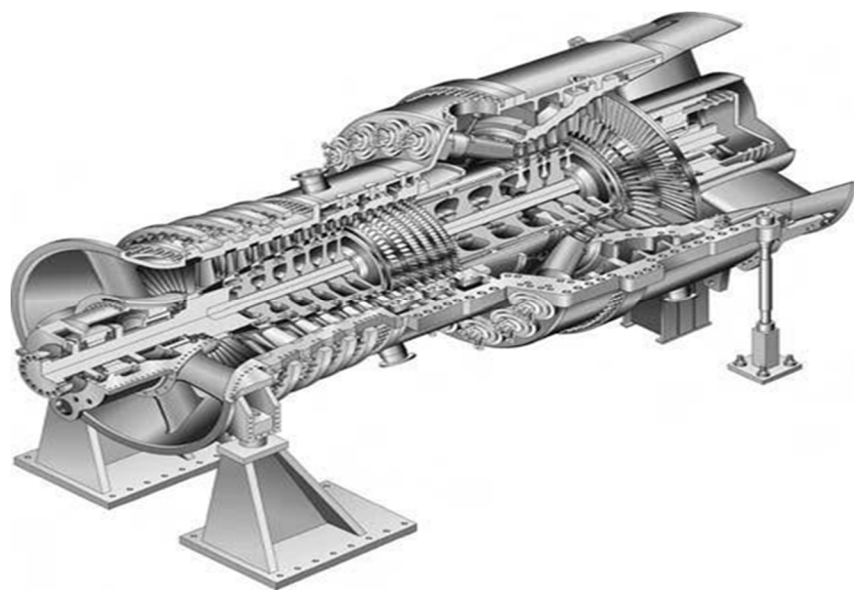


Figure. I.6 : Turbine à gaz industrielle Heavy-duty

1.3.3 Turbine à gaz avec combustion séquentielle

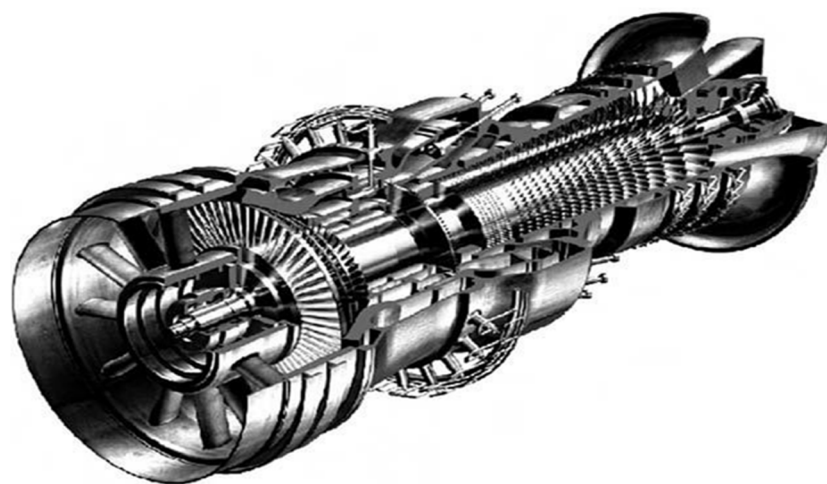


Figure. I.7 : Turbine à gaz avec combustion séquentielle

Dans une turbine à gaz avec combustion séquentielle, l'air comprimé avec des taux de compression de l'ordre de 30, entre dans la première chambre de combustion située en aval

de la sortie de compresseur. A cette partie, le combustible est brûlé, élevant la température de gaz à la température d'admission pour la première section de la turbine. Le gaz chaud se détend pendant qu'il traverse cette section de la turbine, produisant de la puissance avant d'entrer dans la deuxième chambre de combustion où du combustible additionnel est brûlé pour atteindre la température d'admission pour la deuxième section de la turbine, ensuite le gaz chaud est détendu jusqu'à la pression atmosphérique.

Avec les mêmes températures d'admission de la turbine qu'une turbine à gaz avec simple combustion, un rendement plus élevé peut être réalisé avec les mêmes niveaux des émissions.

1.3.4 Contrôle et dégradation

Les turbines à gaz réalisent des très bonnes fiabilités à travers des contrôles bien planifiés et des activités de maintenance régulières. Dans la centrale à cycle combiné, les contrôles des autres équipements peuvent être complétés à des temps définis par le programme de contrôle de la turbine à gaz. En outre, une turbine à gaz est soumise à des dégradations qui ont deux causes principales :

- Encrassement lors du fonctionnement du compresseur et de la turbine.
- Vieillesse à moins que des pièces soient remplacées.

L'encrassement de compresseur se produit parce que la turbine à gaz fonctionne dans un cycle ouvert. Le compresseur admet de l'air qui ne peut pas être complètement propre. L'encrassement du compresseur est réduit par un système de filtration d'air qui est adapté aux conditions environnementales de l'emplacement de la centrale. Pour le fonctionnement économique d'une centrale à turbines à gaz, la conception et la taille appropriées du système de filtre à air, ainsi que des intervalles de maintenance bien déterminés pour le nettoyage de compresseur et le remplacement de filtres, sont essentiels. Les baisses de pression dans le système d'admission d'air ont pour conséquence des pertes de performance.

1.3.5 Combustibles des turbines à gaz

Plus de trois quarts de turbines à gaz installées utilisent du gaz naturel et du combustible léger distillé tandis que l'essence est le plus souvent employée seulement comme carburant de secours. Ces combustibles propres permettent d'obtenir la performance optimale avec les turbines à gaz de pointe, permettant la combustion sans résidus avec des très bas niveaux d'émissions. Ils sont disponibles, faciles à traiter et compatibles avec les chambres de combustion standards et le matériel auxiliaire. En plus ils fournissent le mode de fonctionnement le plus simple et n'exigent pas beaucoup d'efforts de maintenance des matériels.

Le quart restant des turbines à gaz, utilisent des combustibles peu usuels, tels que les carburants spéciaux comme le gaz naturel de faible BTU, les gaz d'échappements des

procédés de fabrication de fer, gaz de synthèse (syngaz) dérivés de divers carburants d'origine, mais aussi des essences lourds et d'huile résiduel, de pétrole brut, de naphta et ainsi de suite. La combustion de ces combustibles dans les turbines à gaz exige des efforts spéciaux pour la conception des brûleurs, pour la conception de compresseur et turbine, pour les systèmes de stockage et d'alimentation, pour le traitement du carburant et ou le conditionnement, pour des raisons de sécurité et pour le contrôle des émissions.

1.4 Chaudière de récupération (HRSG)

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

1.4.1 Descriptif

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

- L'économiseur est le dernier échangeur sur le trajet des fumées. Son but est de réchauffer l'eau d'alimentation jusqu'à une température (température d'approche) proche de la température de saturation ;
- L'évaporateur ou vaporisateur est le seul échangeur du dispositif qui n'élève pas la température du fluide ;
- Le surchauffeur est le premier échangeur traversé par la fumée. Il porte la vapeur à des conditions d'utilisation.

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

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

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

La différence de température entre les gaz d'échappement et la vapeur saturée est appelée le pincement (pinch point). Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue

énergétique. Cependant plus il sera faible, plus la surface d'échange nécessaire sera importante. Il y a donc un optimum économique à trouver (8 à 15°C).

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

Dans toutes les chaudières de récupération, la température de sortie des fumées doit être supérieure à la température de rosée acide pour éviter toute corrosion, soit 90° à 100°C dans le cas où le carburant utilisé est le gaz naturel et 120° à 130°C pour du fuel distillé. Cette température reste élevée pour des chaudières à un niveau de pression. Ceci en fait une technologie bien adaptée pour le fioul. De plus elle a l'avantage d'une grande simplicité donc d'un coût minimum.

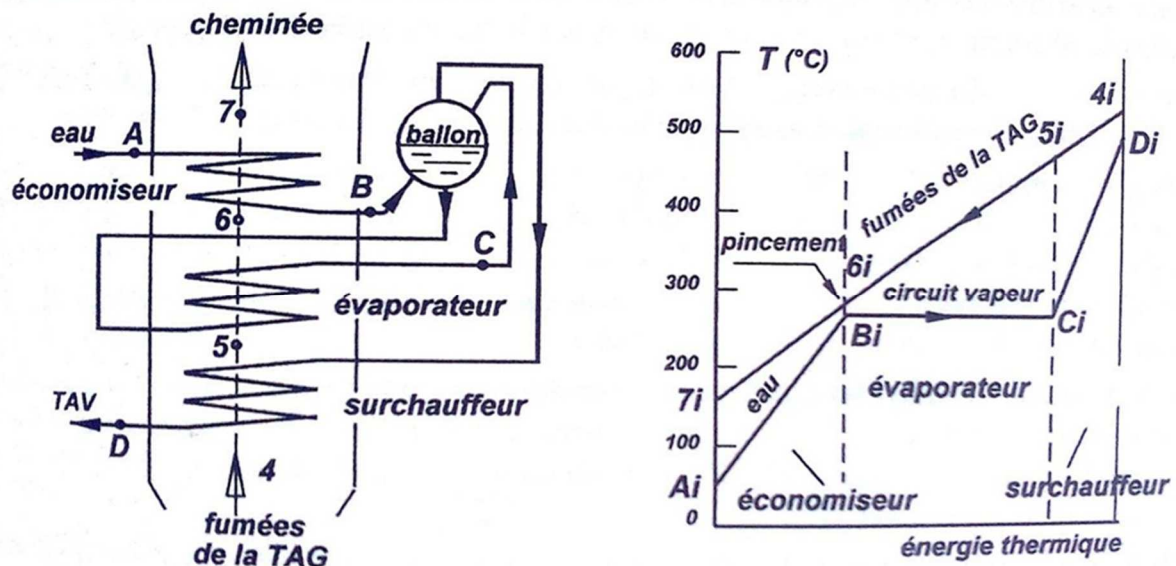


Figure. 1.8 : Schéma de chaudière avec un niveau de pression et l'échange thermique

Dans les centrales à cycle combiné les trois configurations principales de HRSG suivantes sont le plus répandues

1.4.2 HRSG sans combustion supplémentaire plus répandues.

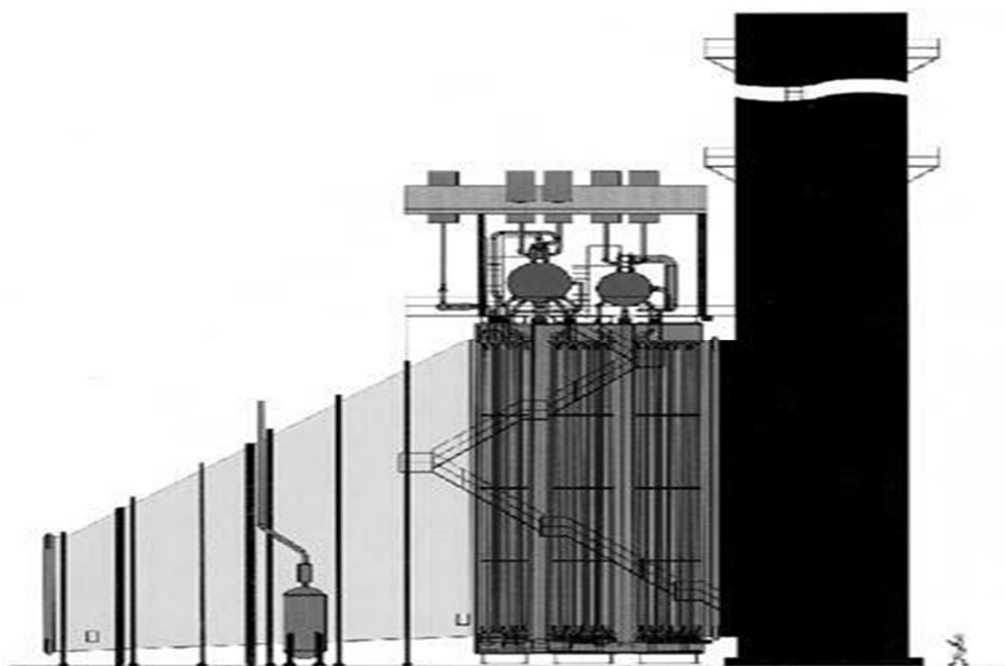


Figure. I.9 : HRSG sans combustion supplémentaire (convection naturelle)

C'est pratiquement un échangeur de chaleur à échange par convection naturelle ou forcée. Le HRSG sans combustion supplémentaire est le modèle le plus utilisé dans la majorité des centrales à cycle combiné

1.4.3 HRSG avec combustion supplémentaire limitée

Les principes de fonctionnement du HRSG avec combustion supplémentaire limitée (Fig. II.9) sont identiques à ceux pour le HRSG sans combustion supplémentaire. Il y a diverses conceptions disponibles pour le système de combustion lui-même. Les unités qui ne dépassent pas une température de gaz approximativement de 780°C, en aval de la combustion supplémentaire, peuvent être construites avec des simples brûleurs. Cette limite peut être prolongée en exigeant des modifications dans la chaudière de récupération. La combustion supplémentaire est le plus souvent appliquée aux centrales à cycle combiné de cogénération où les quantités de vapeur de processus doivent être variées indépendamment de l'électricité générée. Dans ce cas, la combustion supplémentaire est utilisée pour réguler la quantité de vapeur de processus produite.

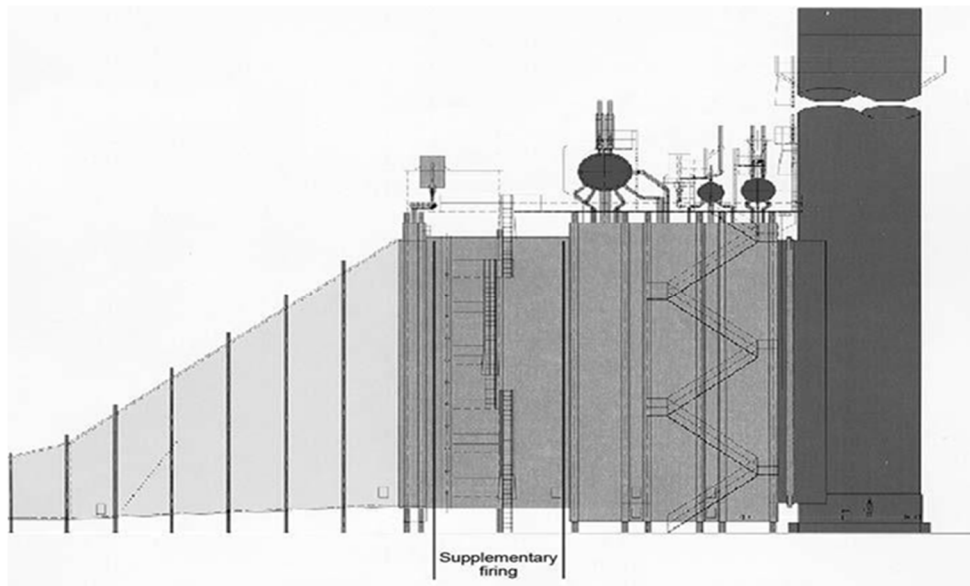


Figure. I.10 : le HRSG avec combustion supplémentaire limitée

1.4.4 HRSG avec combustion supplémentaire maximale

La combustion maximale est déterminée par la teneur en oxygène des gaz d'échappements de la turbine à gaz. La chaleur contenue dans ces gaz d'échappements est moindre par rapport à la chaleur générée par la combustion de sorte qu'il n'est plus correct de parler de chaudière de récupération. La conception d'une chaudière de récupération de ce type est pratiquement identique à celle d'une chaudière conventionnelle avec le four, sauf qu'il n'y a aucun préchauffeur d'air. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz ont une température de 450 à 650°C, rendant un réchauffeur régénératif inutile. Pour refroidir les gaz à une température suffisamment basse en aval de la chaudière, un économiseur additionnel est utilisé, qui assure une partie du préchauffage d'eau d'alimentation provenant de préchauffage régénératif de la turbine à vapeur. Si le combustible est le gaz, un économiseur additionnel à basse pression améliore le rendement du HRSG. Le carburant brûlé lors cette combustion supplémentaire peut être du pétrole, du gaz ou de charbon pulvérisé. Ce type de HRSG est utilisé pour augmenter le rendement d'une centrale conventionnelle de turbine à vapeur utilisant une turbine à gaz et l'énergie thermique des gaz d'échappement.

1.4.5 Optimisation de la chaudière de récupération

La température de vapeur doit être maximisée (aussi proche que possible de la température des fumées mais compatible avec la limite des matériaux) de façon à améliorer le rendement de cycle. Ceci n'entraîne pas de surcoût significatif.

Une diminution de pincement se traduit par un meilleur rendement de cycle mais une surface d'échange nécessaire plus grande, donc un coup élevé de la chaudière.

Lorsqu'on augmente la pression, la température de la cheminée augmente. La Chaleur extraite de la fumée est donc plus faible. Il en résulte que le débit de vapeur produite est

diminué, mais celle-ci se trouve à un niveau énergétique plus élevé. Les surfaces d'échanges sont plus importantes du fait d'une température moyenne de l'eau/vapeur plus proche que celle des fumées.

L'optimisation thermo-économique du pincement et de la pression ne se fait donc pas simplement. Toute fois la réduction de pincement permet une plus grande amélioration des performances que l'augmentation de pression de coût égal. De ce fait il est préférable de favoriser le pincement.

1.5. Turbine à vapeur

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

- Un rendement élevé
- Des périodes de démarrage plus courtes
- Des périodes d'installation plus courtes
- Configuration montée sur place

Dans le passé, les turbines à vapeur des cycles combinés étaient des applications des turbines à vapeur industrielles ou des turbines dérivées des centrales à turbine à vapeur conventionnelles. Les différences principales entre les turbines à vapeur conventionnelles et les turbines à vapeur de cycle combiné sont :

- Une plus grande puissance
- Des températures et des pressions plus élevées de la vapeur
- Plus d'extraction pour le chauffage d'eau alimentation

Les turbines à vapeur de cycle combiné ont des périodes de démarrage plus courtes mais de faible puissance et faible pression de vapeur de 100 à 170 bars comparativement aux 160 à 300 bars pour les turbines conventionnelles. De nos jours, les nouveaux cycles combinés sont fréquemment équipés des turbines à vapeur avec résurchauffe.

1.5.1 Caractéristique de turbine à vapeur de cycle combiné

Les turbines à vapeur utilisées pour les installations de cycle combiné sont des machines simples. Dans le passé, elles sont utilisées avec des paramètres de vapeur (température, pression) relativement moins importants, avec l'augmentation des températures des gaz d'échappement de turbine à gaz, les pressions optimales de vapeur sont augmentées également. Les températures de la vapeur ont maintenant atteint le niveau de ceux des centrales à vapeur conventionnelles. Les centrales à cycle combiné génèrent fréquemment de la vapeur à plusieurs niveaux de pression. En raison des admissions multiples, le débit de la

vapeur dans la turbine à vapeur augmente de l'admission vers la sortie (le prélèvement pour le préchauffage partiel d'eau d'alimentation implique seulement une petite réduction). Les courtes périodes de démarrage sont d'une importance particulière parce que les centrales à cycle combiné sont utilisées souvent dans des unités avec des démarrages et des arrêts quotidiens ou hebdomadaires.

1.5.2 Cycle combiné à simple axe et à plusieurs axes

Les turbines à gaz modernes réalisent un plus grand rendement avec des températures des gaz d'échappement élevées. Avec les grandes turbines à gaz sur le marché, la configuration courante est une turbine à vapeur par turbine à gaz ou une turbine à vapeur pour deux turbines à gaz. L'installation d'une turbine à vapeur par turbine à gaz est l'application la plus courante, c'est à dire les deux turbines sont reliées par un seul arbre qui entraînent le même générateur.

Une centrale avec deux turbines à gaz peut être construite dans une configuration de deux-turbines-à-gaz-pour-une-turbine-à-vapeur (multiaxe) ou deux turbines à gaz chacune dans une configuration de simple axe. Dans une centrale de cycle combiné à plusieurs axes, il y a généralement plusieurs turbines à gaz avec des HRSG produisant de la vapeur pour une seule turbine de vapeur. Les turbines à gaz et à vapeur ont des axes, des générateurs, transformateurs élévateurs séparés. En combinant la production de vapeur des HRSG de deux turbines à gaz, un plus grand volume de vapeur est admis dans la turbine à vapeur, ce qui améliore le rendement de la turbine à vapeur.

Il y a deux concepts pour les centrales de simple axe. Dans le premier, le générateur est situé entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur, chaque turbine conduisant une partie du générateur. La turbine à vapeur est couplée au générateur directement ou avec un embrayage. Dans le second, le générateur situé à l'extrémité de l'arbre, est entraîné par les deux turbines sur le même axe. La turbine à vapeur, dans ce cas, est rigidement couplée à la turbine à gaz sur un côté et au générateur de l'autre.

1.5.3 Pression de la vapeur

Les anciennes turbines à gaz avaient de faibles puissances et avec de faibles températures à la sortie et la pression optimale pour le cycle de vapeur était moins importante. Cela convenait à la turbine à vapeur pour deux raisons : les basses pressions fournissent de plus grands volumes de vapeur qui sont plus efficacement détendus dans la turbine à vapeur et avec le cycle sans réchauffe, une basse pression de vapeur réduit le taux d'humidité à la sortie de la turbine à vapeur et par conséquent l'érosion. Mais les turbines à gaz modernes avec des températures des gaz élevées, ont permis d'avoir des cycles combinés avec des pressions plus élevées avec le cycle de vapeur. Une turbine à haute pression adaptée permet une très bonne détente avec de petits volumes de vapeur, en utilisant une boîte de vitesse pour augmenter la

vitesse de la turbine à haute pression, réduisant des pertes secondaires de l'aubage. Un rendement global amélioré est ainsi obtenu.

1.6.Générateur

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

Quatre (4) types de générateurs sont utilisés dans les centrales à cycle combiné :

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

Les générateurs avec refroidissement à l'air avec circuit ouvert sont de moindre en coût et n'ont pas besoin de refroidissement supplémentaire, cependant des problèmes, avec l'encrassement, des atmosphères corrosives et le bruit, peuvent surgir. Les générateurs avec refroidissement à l'air avec le circuit d'air fermé, sont utilisés pour des capacités de 480 MVA. Ces machines sont raisonnables en coût et fournissent une excellente fiabilité. Le rendement des générateurs modernes refroidis à l'air, en pleine puissance, est au-dessus de 98%. Les générateurs refroidis à l'hydrogène et à l'eau atteignent des rendements approximativement de 99% en pleine puissance, ce qui rend leur performance supérieure, en particulier à puissance partielle, aux machines refroidies à l'air. Cependant, les machines refroidies à l'eau exigent des équipements auxiliaires et de l'équipement de surveillance, elles sont plus complexe dans la conception et en conséquence, plus chères que les machines refroidies à l'air. En général, les générateurs ont une très bonne fiabilité; les machines refroidies à l'air offrent une fiabilité légèrement plus élevée en raison de leur simplicité.

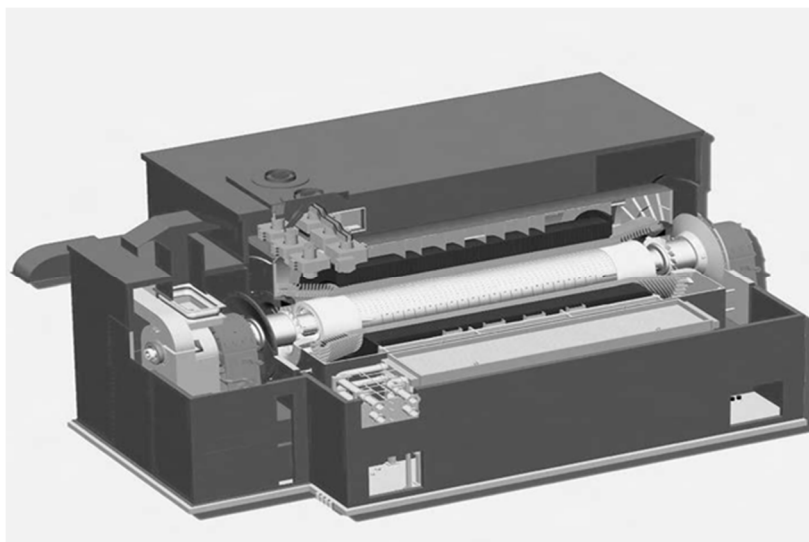


Figure. I.11 : Générateur refroidi à l'air utilisé dans des centrales à cycle combiné

1.7. Les autres composants

On peut ajouter aux composants majeurs précédents d'autres tels que les équipements électriques, les systèmes de refroidissement, le système de contrôle et instrumentation. En plus de ces équipements majeurs, une centrale à cycle combiné inclut d'autres équipements et systèmes. Ceux-ci incluent, par exemple :

- Les systèmes d'alimentation en combustible, comprenant un compresseur à gaz, s'il y a lieu
- Condensateur de turbine à vapeur
- Réservoir/dégazeur d'eau d'alimentation
- Pompes d'eau d'alimentation
- Tuyauterie et garnitures
- Système d'évacuation
- Installation de traitement de l'eau
- Approvisionnement en air comprimé
- Soutirage de la turbine à vapeur
- Chauffage, ventilation, et climatisation
- Chaudière auxiliaire, s'il y a lieu et bien d'autres

Ces équipements sont les mêmes indépendamment du fait qu'il s'agit des centrales à cycle combiné ou autres types de centrales électriques et en conséquence, ne sont pas décrits en détail ici.

1.8. Conclusion

Les centrales à cycle combiné sont surtout connues pour leurs rendements élevés, leur économie en énergie primaire et leur moindre niveau de pollution. A titre de comparaison, une centrale classique au gaz naturel à un rendement de l'ordre de 38% alors qu'une centrale à cycle combiné au gaz naturel a un rendement de l'ordre de 58%. Ainsi pour la même quantité de d'électricité produite, une centrale classique consomme de l'ordre de 52% plus de gaz naturel qu'une centrale à cycle combiné au gaz.

Le cycle combiné est également utilisé en cogénération. La turbine à condensation est alors remplacée par une turbine à contre-pression. On peut également procéder à des soutirages de vapeur dans la turbine à condensation.

Un paramètre de base important des centrales de cogénération est le coefficient de puissance, le rapport entre l'énergie électrique et l'énergie thermique produites. Une caractéristique des centrales à cycle combiné est la valeur minimum importante de ce coefficient de puissance. Donc, par conséquent elles semblent plus convenir pour le processus où une quantité relativement importante d'énergie électrique doit être générée. Le coefficient de puissance d'une centrale est affecté principalement par trois paramètres :

- La quantité de combustible injectée directement dans la chambre de combustion.
- La taille de la partie de condensation de la turbine d'extraction/condensation.
- Le niveau de pression de la vapeur du processus.

La combustion supplémentaire permet de diminuer la valeur de ce coefficient de puissance (plus de production de vapeur) et surtout de produire de la vapeur sans affecter la production électrique du cycle.

En fin les centrales à cycle combinée ont un bilan environnemental meilleur que les autres moyens de production d'énergie.

Chapitre 2 :

cycle de Rankine

2.1.Introduction

Ce cahier est le prolongement du cahier technique « Les récupérations de chaleur dans le process » qui abordait essentiellement les récupérations de chaleur pour des besoins en chaleur. Nous aborderons ici la récupération de chaleur pour la production d'électricité, optimisation qui peut avoir tout son sens dans certains cas, et notamment grâce au développement actuel de la technologie ORC (Organics Rankine Cycle). Cette technologie permet par ailleurs la valorisation électrique (et éventuellement thermique) d'autres sources de chaleur renouvelable comme la biomasse, le solaire à concentration et la géothermie.

2.2 Récupération de Chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie wallonne :

Le deuxième chapitre traitera de la récupération de chaleur fatale, en présentant notamment les résultats de l'étude financée par la DGO4 et menée par l'ICEDD concernant l'élaboration du potentiel de récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie wallonne. Ce chapitre traite ainsi des points suivants :

- Les applications en industrie ;
- Le potentiel qualitatif (sectoriel) et quantitatif ;
- Les différentes technologies possibles.

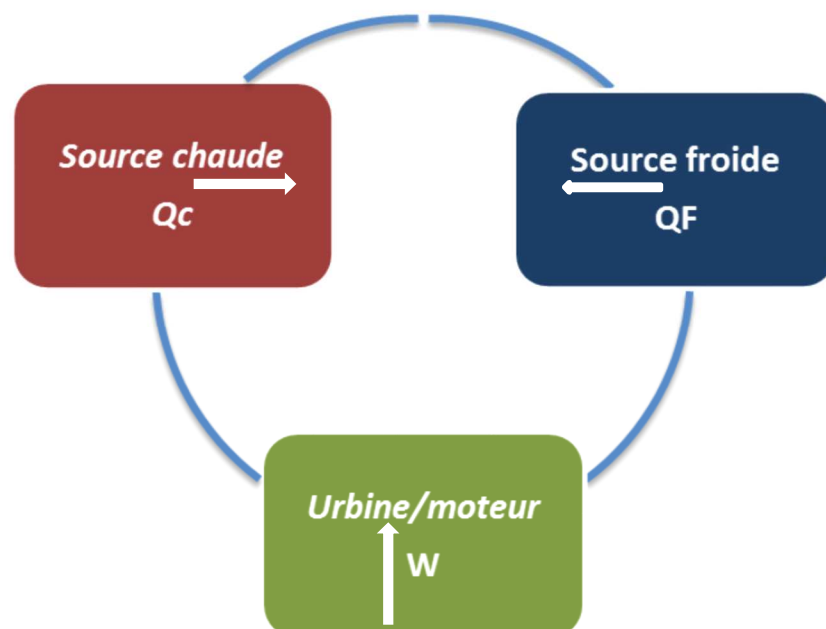


Figure II.1 : Principe cycle machine ditherme

Source : wikipedia

2.3.Organic Rankine Cycle :

2.3.1 Le principe de fonctionnement

Le principe de base d'un ORC est celui d'une machine ditherme qui consiste à récupérer l'énergie thermique d'un fluide chaud en le refroidissant et de convertir une partie de cette énergie en énergie mécanique (et ensuite en électricité). Le rendement de conversion d'une machine ditherme, défini par le rapport de l'énergie électrique produite sur la quantité d'énergie thermique cédée par le fluide chaud, est limité par le second principe de la Thermodynamique au rendement de Carnot. Ce rendement de Carnot, égal au rapport de la différence de température entre la source chaude et l'environnement et de la température de la source chaude, augmente avec la température de la source chaude.

Les cycles Organiques de Rankine (ORC) sont basés sur le cycle de Rankine

« classique » à la différence que le fluide de travail est non pas l'eau, mais bien un fluide organique (par exemple, un réfrigérant ou un hydrocarbure) caractérisé par température d'ébullition inférieure (à la même pression).

L'avantage des cycles ORC par rapport aux cycles de Rankine à eau dits « classiques » est de permettre une conception plus simple de la chaudière et de sa régulation lorsque le niveau de température de la source chaude est faible. Typiquement, la technologie ORC permet actuellement de récupérer la chaleur de sources chaudes dont la température est comprise entre 90°C et 300°C (seuils technico-économique car en théorie, l'ORC pourrait également récupérer la chaleur d'une source chaude à 28°C...). Pour un cycle à eau, ce seuil de rentabilité se trouve au delà des 400°C.

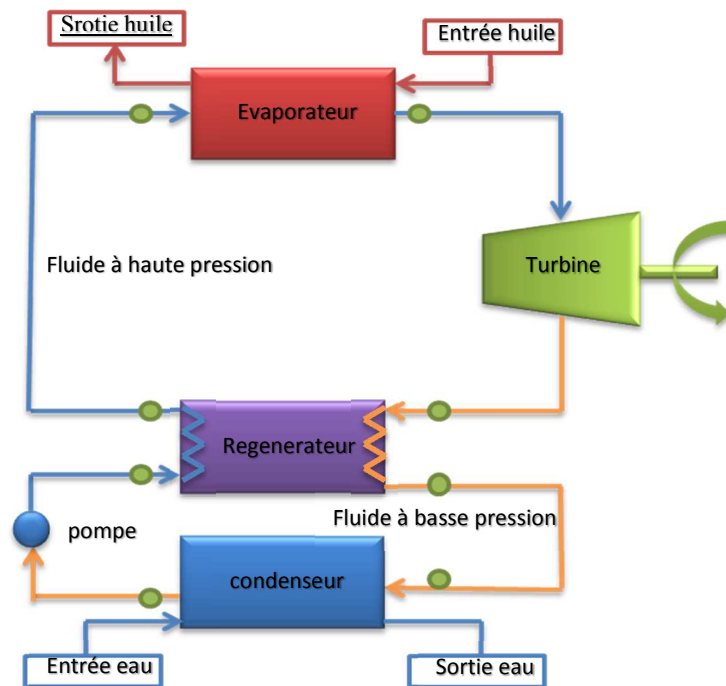


Figure II.2 : schéma représentant le cycle de Rankine

2.3.2 Un module ORC comprend 4 composants principaux : un évaporateur, une machine de détente, un condenseur et une pompe

En sortie de pompe, en l'absence de récupérateur sur le cycle, le fluide organique à l'état liquide à haute pression est dirigé vers l'évaporateur. Le fluide y est réchauffé jusqu'à la température d'ébullition, vaporisé et éventuellement surchauffé. La vapeur du fluide organique produite dans l'évaporateur (grâce à la chaleur cédée par la source chaude) est ensuite détendue dans la turbine pour produire de l'électricité. En fonction de la nature du fluide, en fin de détente, le fluide est soit à l'état de vapeur surchauffée (fluide sec) ou à l'état diphasique (fluide humide). Dans le cas de l'utilisation d'un fluide sec (type de fluide généralement utilisé), la détente dans la turbine ORC se fait en permanence à l'état de vapeur et il n'y a donc pas, à l'inverse du cycle de Rankine « classique » (utilisant l'eau, un fluide humide, comme fluide de travail), apparition de gouttelettes entraînant une érosion de la turbine. Cela permet ainsi de réduire les coûts de maintenance. De plus, en présence d'un fluide sec, il est possible de récupérer une partie de l'énergie thermique (sensible) de la vapeur de fluide organique et d'augmenter ainsi le rendement du cycle en préchauffant le fluide organique en sortie de pompe à travers un échangeur de chaleur appelé « récupérateur » ou « régénérateur » (cf. graphique). A la sortie du récupérateur, la vapeur passe alors dans le condenseur.

Dans le condenseur, le fluide est éventuellement refroidi jusqu'à la température de condensation (fluide sec), condensé et sous-refroidi. Notons que le sous-refroidissement peut être assuré par un échangeur spécialement dédié à cet effet. Le fluide à l'état liquide et à basse pression est ensuite amené à la haute pression au moyen de la pompe.

On l'a dit, le fluide utilisé est un fluide organique ; ce qui signifie un fluide issu de la chimie du carbone (chimie organique = chimie du carbone).

Le fluide organique utilisé est choisi notamment en fonction de la température de la source chaude. Il peut s'agir ainsi

- De réfrigérants, tels que le HFC-134a (utilisé pour la récupération de chaleur à très basse température et la géothermie (sources chaudes <100°C)) ou le HFC-245fa (utilisé pour la récupération de chaleur à basse température (<170°C))
- Des **hydrocarbures**, tels que le n-pentane (récupération de chaleur à basse température et centrales solaire (<170°C)) et le toluène (récupération de chaleur à haute température (<250°C))
- Des **siloxanes** (chaînes carbonées possédant un ou plusieurs atomes de silicium), tels que l'OMTS (cogénération biomasse) (récupération de chaleur sur des sources typiquement entre 200 et 300°C).

À noter que le choix du fluide organique ne se fait pas uniquement en fonction de la température mais également en fonction d'une série d'autres paramètres à prendre en compte

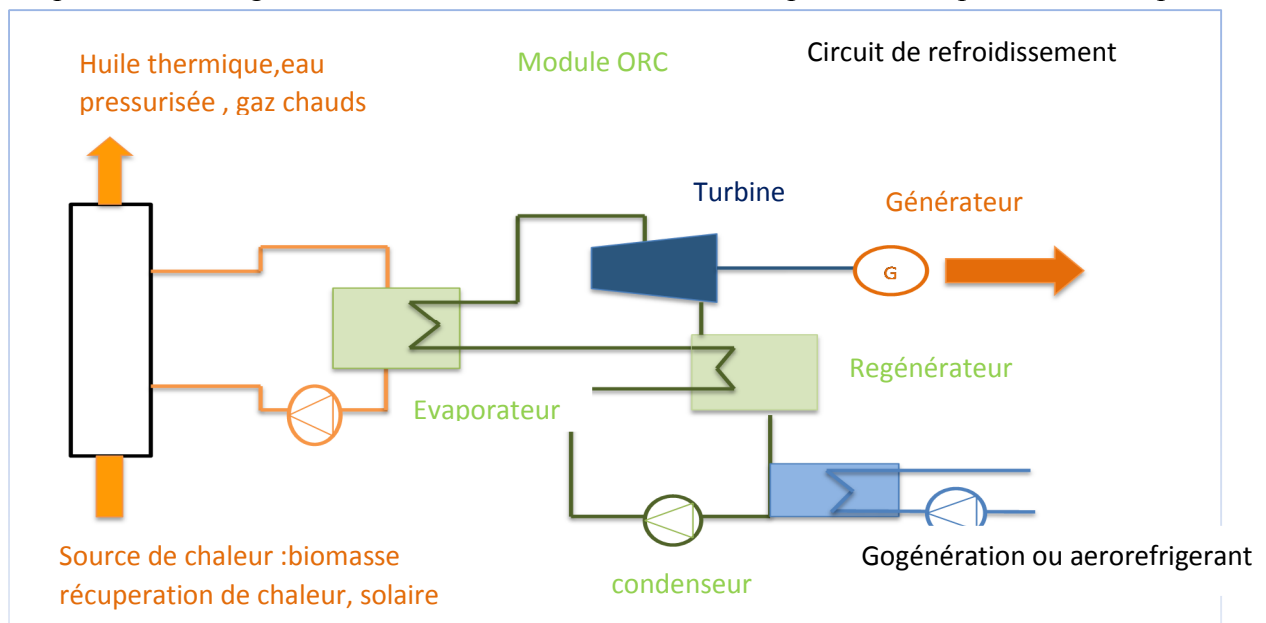


Figure II.3 : ORC : schéma de principe. Source : Enertime

2.4 Son couplage à la source de chaleur et au système de refroidissement

2.4.1 La source de chaleur

L'évaporateur du cycle de Rankine peut être mis directement en contact avec la source de chaleur (« évaporation directe », c'est le cas notamment dans les centrales géothermiques) ou bien au travers d'une boucle « intermédiaire ». Cette boucle entre la source de chaleur et l'ORC est effectivement préconisée par la plupart des constructeurs d'ORC, en particulier si la source de chaleur est de type « fumées » ou si les niveaux de températures sont « trop élevés ». Cela est notamment dû au type de fluide organique utilisé ; la stabilité chimique du fluide peut être détériorée à haute température. Cette boucle est constituée d'un échangeur de chaleur additionnel et d'un fluide caloporteur. Ce fluide est généralement une huile minérale ou synthétique qui présente l'avantage de rester à l'état liquide à haute température et sous de faibles pressions. Dans certains cas, de l'eau sous pression peut être utilisée. L'utilisation d'un échangeur de chaleur intermédiaire et d'une pompe de circulation additionnelle se fait au détriment de l'efficacité globale du système. Dans le cas d'une centrale de cogénération biomasse, cette boucle intermédiaire permet de faciliter la conception de la chaudière, celle-ci étant dimensionnée pour réchauffer un fluide à basse pression. La conception de la chaudière d'un ORC est donc beaucoup plus simple que celle d'un cycle de Rankine classique pour lequel le dimensionnement doit répondre à des contraintes mécaniques et en température (vapeur à haute pression et haute température). En outre, l'utilisation d'une boucle intermédiaire améliore la capacité du système à gérer les brusques fluctuations possibles de la source de chaleur.

Si la source de chaleur est de l'huile thermique ou de l'eau chaude, ce circuit intermédiaire caloporteur peut être évité et l'échange entre l'évaporateur du module ORC et la source chaude peut être direct.

2.4.2 Le circuit de refroidissement

Un circuit de refroidissement est nécessaire pour condenser (et éventuellement pré-refroidir et sous-refroidir) le fluide organique dans un module ORC.

La température du circuit de refroidissement est une donnée critique pour l'efficacité de l'installation : plus elle est basse, meilleur est le rendement. En effet, pour rappel, le rendement de Carnot est $1 - T_f/T_c$ (température du puits froid sur la température de la source chaude). T_f devra donc être le plus bas possible ; et T_c le plus élevé possible (En pratique, le rendement dépend évidemment aussi de toute une série d'autres paramètres comme le type de fluide organique etc...). Dans le cas d'un condenseur refroidi à air, en considérant une température extérieure de 20°C, la température de condensation sera de l'ordre de 30°C. Par contre, si l'on souhaite travailler en mode cogénération et récupérer la chaleur du circuit de refroidissement, il faudra « remonter » la température de ce circuit vers 80-90°C. En cogénération, le rendement du module ORC est plus faible, mais le rendement global est plus élevé.

La technologie de refroidissement est aussi un paramètre important : un système de condensation à air (aérocondenseur ou encore aéroréfrigérant sec) consomme plus d'électricité qu'un système utilisant de l'eau (tour de refroidissement ou circuit d'eau ouvert (rivière, eau de puits...)). Etant donné les faibles rendements de conversion des modules

ORC, la quantité de chaleur dissipée au condenseur est importante et il faut donc porter une attention particulière aux consommations des auxiliaires. Le système de condensation à air est évidemment par ailleurs dépendant de la température extérieure et peut donc ne pas être efficace en saison chaude. La disponibilité en eau du site d'implantation, permettant d'utiliser un système de refroidissement par eau, est donc également un élément important et permettant d'améliorer éventuellement l'efficacité de l'installation

2.5 Les éléments constitutifs

2.5.1 Les échangeurs de chaleur

Un ORC comprend au moins deux échangeurs de chaleur (un évaporateur et un condenseur). Toutefois des échangeurs additionnels peuvent être utilisés au sein même de l'ORC, tels que le récupérateur ou le sous-refroidisseur. D'autres échangeurs peuvent également être utilisés également utilisés au niveau de la source et du puits de chaleur et parcourus par les fluides secondaires.

Il existe différents types d'échangeurs variant selon la forme, la compacité, les matériaux, la configuration des écoulements (contre-courant, co-courant, courants croisés, etc.) , ...

On peut citer les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires, les échangeurs à tubes en U, Selon le type d'application, l'un ou l'autre sera privilégié.

Les échangeurs de chaleur doivent présenter les caractéristiques suivantes :

- Important coefficient de transfert de chaleur global, ce qui permet de minimiser toutes les différences de température entre la source chaude et le fluide travail et entre la source froide et le fluide de travail.
- Faibles pertes de charges, afin de limiter les consommations des auxiliaires (pompes et ventilateurs)

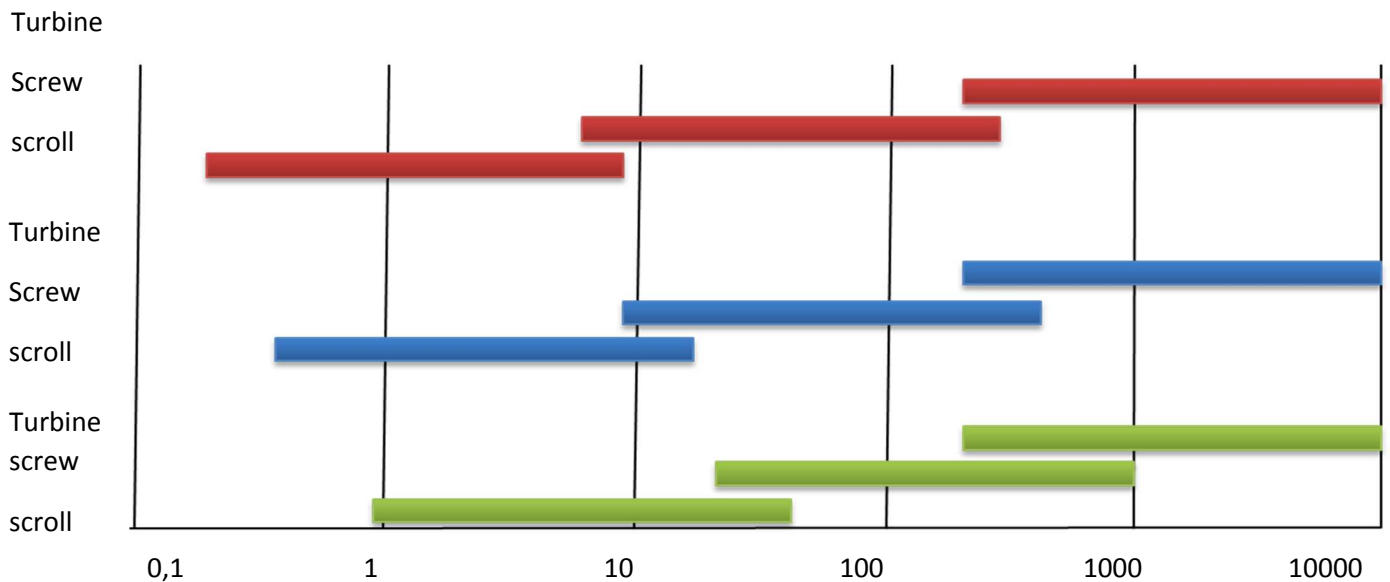
Dans le cas de récupération de chaleur sur des fumées, il est évident d'opter pour des échangeurs conçus pour supporter poussières et éléments oxydants. Les échangeurs à plaques et joints semblent connaître une limitation quant à leur utilisation dans des milieux

« chargés » en particules. Une solution, pour ce cas des fumées encrassées, pourra être des échangeurs à tubes lisses, avec système de nettoyage. Notons qu'on trouve généralement des filtres sur les cheminées et qu'il peut alors être plus intéressant de placer le récupérateur en aval du filtre puisqu'on se retrouve alors avec des fumées « propres ». Dans le cas de fumées contenant du soufre, on veillera à ne pas descendre sous le point de rosée acide (100 – 180 °C selon les cas) afin d'éviter tout risque de corrosion.

2.5.2 La machine de détente

La machine de détente est un élément important de l'ORC étant donné que son efficacité influence fortement la performance du système global. On distingue les machines volumétriques des turbomachines. Les premières sont mieux adaptées que les dernières à la

gestion des plus faibles débits. Elles seront donc utilisées dans des systèmes ORC caractérisés par de plus faibles puissances installées. Parmi les machines volumétriques, on retrouve principalement des expandeurs à vis et dans une moindre mesure des expandeurs à spirales ou à piston. Quant aux turbomachines, elles peuvent être axiales ou radiales.



2.5.3 La pompe

La pompe est un autre élément important de l'ORC. Contrairement aux systèmes fonctionnant avec l'eau comme fluide de travail, la consommation de la pompe d'un ORC peut représenter une fraction non négligeable de la puissance produite par la turbine. On veillera donc à utiliser une pompe présentant un rendement acceptable. D'autre part, la pompe joue un rôle essentiel dans le contrôle de l'ORC en dehors de son point de fonctionnement nominal en permettant d'ajuster le débit de fluide au travers du système. Finalement, on devra veiller à maintenir un NPSH suffisant en entrée de pompe afin d'éviter tout risque de cavitation.

2.4.4 Puissance-Rendement

Lorsqu'un cycle ORC est utilisé en récupération de chaleur fatale, la différence entre la température du fluide chaud et le puits froid (l'environnement) est relativement faible, ce qui a pour conséquence de limiter le rendement de Carnot. Par exemple, un module ORC fonctionnant à basse température entre une source chaude à 150°C et un puits froid à 30°C (l'air) possède une efficacité d'environ 12% en production d'électricité (notons que le rendement de Carnot entre ces niveaux de température est de 28%). Autre exemple, le module ORCHID d'Enertime alimenté par une source chaude à 200°C et refroidi à 15°C, aura un rendement de 16%.

Le rendement va augmenter si la température de la source chaude augmente ou si la température du puits froid diminue. Ce rendement peut ainsi tout de même monter jusqu'à environ 24% pour les machines actuelles !

Dans le même ordre d'idée, si on souhaite travailler avec une source chaude à basse température (95°C), il est nécessaire d'avoir une source froide à basse température, c'est-à-dire typiquement un circuit d'eau froide à 15°C (rivière etc...). Si une telle source n'est pas disponible, il faudra travailler avec des aérorefrigérants. Le rendement est tout de même encore actuellement assez faible pour ces températures de source chaude.

En termes de puissance, les plus petits modules disponibles tournent autour de quelques kWe, les plus gros pouvant atteindre plusieurs dizaines de MWe (plus de détail au niveau des équipements disponibles sur le marché ci-dessous).

En fonctionnement, le module peut travailler en variation de charge. En-dessous d'une certaine charge le module s'arrête alors. Le taux de charge minimal varie fortement d'une machine à l'autre, et dépend généralement des paramètres de la machine de détente. Pour donner un exemple, nous citerons que le taux de charge minimale pour les installations réalisées par Enertime est de 10%.

2.6 Conclusion :

A la fin cette étude a été réalisé pour répondre à la question posée sur la faisabilité de récupérer la chaleur de rejets thermiques, et selon les résultats obtenus on peut dire que la récupération de la chaleur des rejets thermiques avec le cycle organique du Rankine est faisable.

Chapitre :03

**Simulation et etude paramétrique
d'un cycle combiné relié a un cycle de
rankine**

Ce chapitre présente l'étude de simulation cycle combiné (turbine à gaz et turbine à vapeur) et cycle de Rankine organique

3.1 Installation turbine à gaz

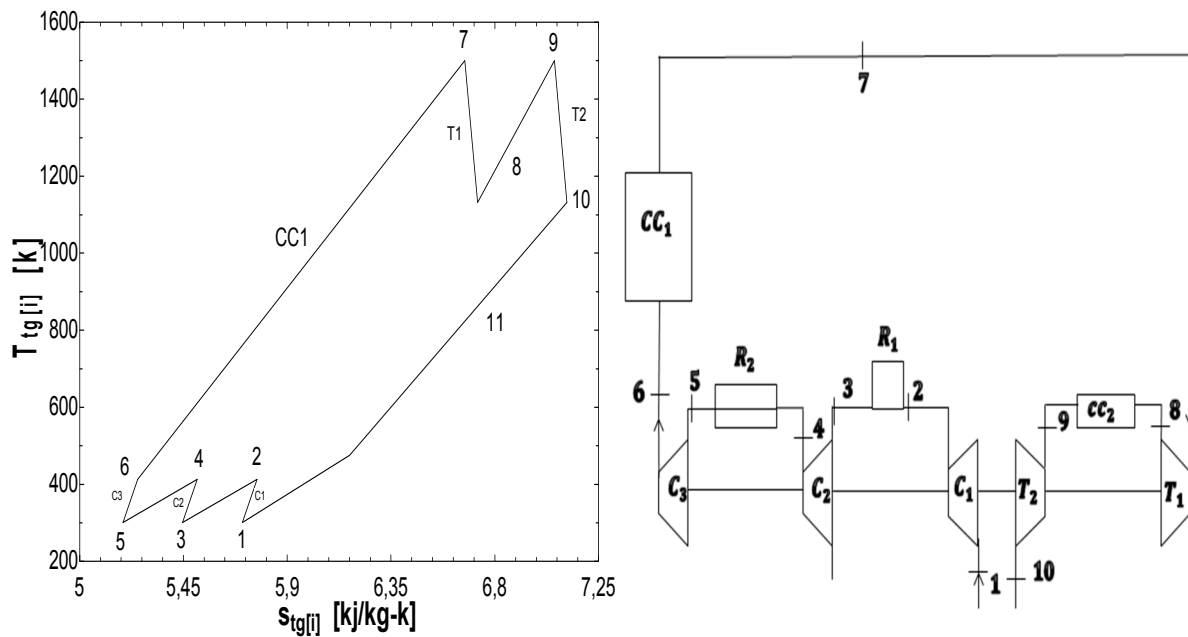


Figure III.1 : schéma et diagramme de l'installation turbine à gaz

3.1.1 turbine à gaz

Le travail de détente des deux turbine peut être déterminée comme :

$$W_{t;tg} = h_{tg;7} - h_{tg;8} + h_{tg;9} - h_{tg;10} \quad (1.1)$$

Où $h_{tg;7}$ est le l'enthalpie turbine à gaz au point 7, $h_{tg;8}$ est le l'enthalpie turbine à gaz au point 8, $h_{tg;9}$ est le l'enthalpie turbine à gaz au point 9, $h_{tg;10}$ est le l'enthalpie turbine à gaz au point 10

1.2.2 compresseurs

Le travail de compression peut être déterminée comme :

$$W_c = 3 \cdot (h_{tg;2} - h_{tg;1}) \quad (1.2)$$

Où $h_{tg;2}$ est l'enthalpie de cycle au point 2 ; $h_{tg;1}$ est l'enthalpie de cycle au point 1

3.1.2 travail utile de la turbine 1

La travail utile de la turbine a Gas peut être déterminée comme :

$$W_{u;tg;1} = Q_{sc;tg} - Q_{sf;tg} \quad (1.3)$$

Où $Q_{sc;tg}$ est la source chaude de la turbine a Gas, $Q_{sf;tg}$ la source froide de la turbine a gas

3.1.3 travail utile de la turbine 2

Le travail utile de la turbine peut être déterminée comme :

$$W_{u;tg;2} = W_{t;tg} - W_c \quad (1.4)$$

Où $W_{t;tg}$ est la puissance de turbine à gaz, W_c est la puissance de cycle turbine à gaz

1.2.4 turbine à Gas 1 et 2

La quantité de chaleur de la source chaude peut être déterminée comme :

$$Q_{sc;tg} = h_{tg;7} - h_{tg;6} + h_{tg;9} - h_{tg;8} \quad (1.5)$$

Où $h_{tg;7}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 7, $h_{tg;6}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 6, $h_{tg;9}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 9, $h_{tg;8}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 8

1.2.5 air + refroidisseur 1 et 2

La quantité de chaleur de la source froide peut être déterminée comme :

$$Q_{sf;tg} = h_{tg;10} - h_{tg;1} + h_{tg;2} - h_{tg;3} + h_{tg;4} - h_{tg;5} \quad (1.6)$$

Où $h_{tg;10}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 10, $h_{tg;1}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 1, $h_{tg;2}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 2, $h_{tg;3}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 3, $h_{tg;4}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 4, $h_{tg;5}$ est l'enthalpie turbine à gaz au point 5

3.1.4 rendements de la turbine a Gas

Le rendement du cycle peut être exprimé par :

$$\eta_{tg} = \frac{W_{u;tg;2}}{Q_{sc;tg}} \quad (1.7)$$

| | | |
|-------------|------------------------|--------------|
| Q_{sc} | Source chaude | 1796[kj/kg] |
| Q_{sf} | Source froide | 1061[kj/kg] |
| W_u | Travail utile | 735 [kj/kg] |
| W_{det} | Travail de détente | 765,8[kj/kg] |
| W_c | Travail de compression | 30,76 |
| W_u | Travail utile | 735[kj/kg] |
| η_{th} | Rendement | 0.4092 |

où $W_{u;tg;2}$ puissance utile de la tg2 , $Q_{sc;tg}$ sourc chaude de la tg

3.2.Turbine à vapeur :

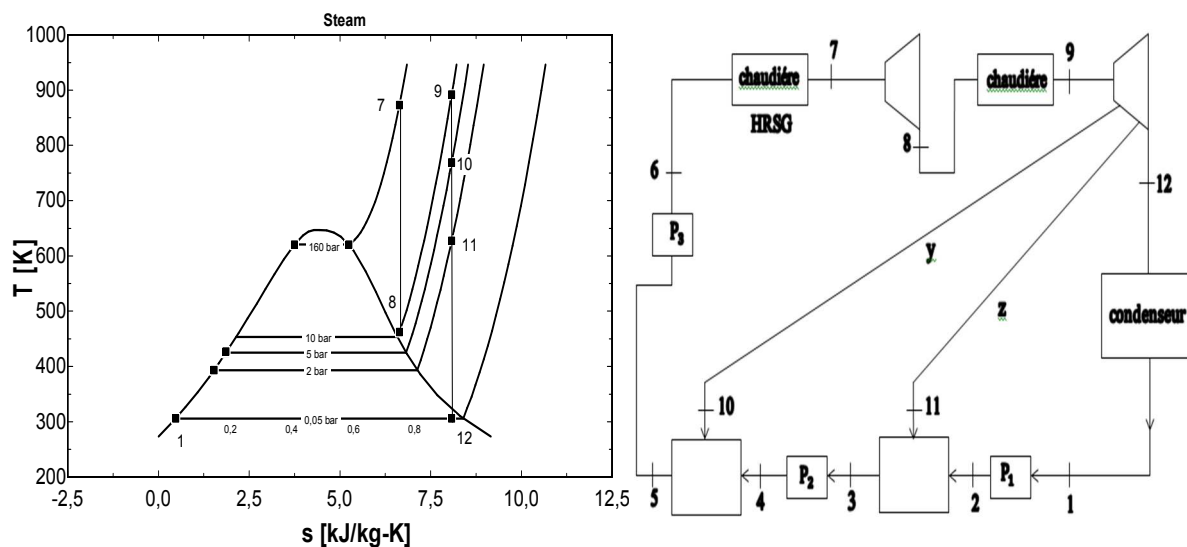


Figure III.2 : Schéma et diagramme de turbine à vapeur

2.1 point Z :

Le point Z peut être exprimé en :

$$z \cdot h_{tv;11} + (1 - y - z) \cdot h_{tv;2} = (1 - y) \cdot h_{tv;3} \quad (2.1)$$

où $h_{tv;11}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 11 , $h_{tv;2}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 2 $h_{tv;3}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 3

2.2 point y :

Le point y peut être exprimé en

$$y \cdot h_{tv;10} + (1 - y) \cdot h_{tv;4} = h_{tv;5} \quad (2.2)$$

où $h_{tv;10}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 10, $h_{tv;4}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 4, $h_{tv;5}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 5

2.3 séparateur

La quantité de chaleur de la source chaude peut être déterminée comme :

$$Q_{sc;tv} = h_{tv;7} - h_{tv;6} + h_{tv;9} - h_{tv;8} \quad (2.3)$$

Où $h_{tv;7}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 7, $h_{tv;6}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 6, $h_{tv;9}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 9, $h_{tv;8}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 8

2.4 condenseur

La quantité de chaleur de la source froide peut être déterminée comme :

$$Q_{sf;tv} = (1 - y - z) \cdot (h_{tv;12} - h_{tv;1}) \quad (2.4)$$

Où $h_{tv;12}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 12, $h_{tv;1}$ est l'enthalpie turbine à vapeur au point 1

2.5 turbine à vapeur

La puissance utile peut être déterminée comme :

$$W_{u;tv;1} = Q_{sc;tv} - Q_{sf;tv} \quad (2.5)$$

Où $Q_{sc;tv}$ est la source chaude ; $Q_{sf;tv}$ est la source froide

2.6 séparateur + turbine à vapeur + mélangeur

La puissance de turbine à vapeur peut être déterminée comme :

$$W_{t;tv} = h_{tv;7} - h_{tv;8} + h_{tv;9} - h_{tv;10} + (1 - y) \cdot (h_{tv;10} - h_{tv;11}) + (1 - y - z) \cdot (h_{tv;11} - h_{tv;12}) \quad (2.6)$$

Où $h_{tv;7}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 7, $h_{tv;8}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 8, $h_{tv;9}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 9, $h_{tv;10}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 10, $h_{tv;11}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 11, $h_{tg;12}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 12

2.7 pompe 1 et 2

La puissance de pompe peut etre déterminée comme :

$$W_p = (1 - y - z) \cdot (h_{tv;2} - h_{tv;1}) + (1 - y) \cdot (h_{tv;4} - h_{tv;3}) + h_{tv;6} - h_{tv;5} \quad (2.7)$$

Où $h_{tv;2}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 2, $h_{tv;1}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 1, $h_{tv;4}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 4, $h_{tv;3}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 3, $h_{tv;6}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 6, $h_{tg;5}$ est le l'enthalpie turbine à vapeur au point 5

2.8 pompe + turbine

La puissance utile de la Tv Peut être déterminée comme :

$$W_{u;tv;2} = W_{t;tv} - W_p \quad (2.8)$$

Où $W_{t;tv}$ est la puissance de turbine à vapeur, W_p est la puissance de la pompe

2.9 turbine a vapeur

Le rendement de turbine à vapeur peut être exprimé par :

$$\eta_{tv} = \frac{W_{u;tv;2}}{Q_{sc;tv}} \quad (2.9)$$

Où $W_{u;tv}$ est la puissance utile, $Q_{sc;tv}$ est la source chaude

| | | |
|----------|---------------|-------------|
| Q_{sf} | Source froide | 2291[kj/kg] |
| Q_{sc} | Source chaude | 4321[kj/kg] |
| W_{u1} | Travail utile | 2031[kj/kg] |
| W_{u2} | Travail utile | 2031[kj/kg] |

| | | |
|-------------|---------------------|---------------|
| W_t | Travail de détente | 2031[kj/kg] |
| W_p | Travail de la pompe | 0,2044[kj/kg] |
| η_{tv} | Rendement de la Tv | 0,4699 |

3.3 cycle de rankine organique :

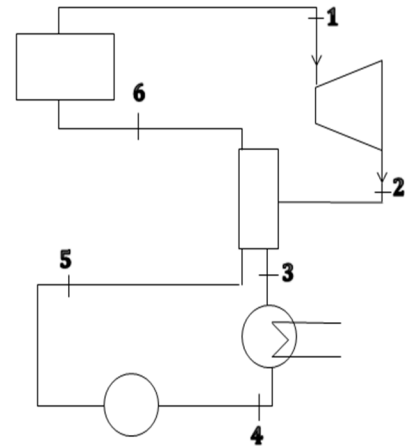
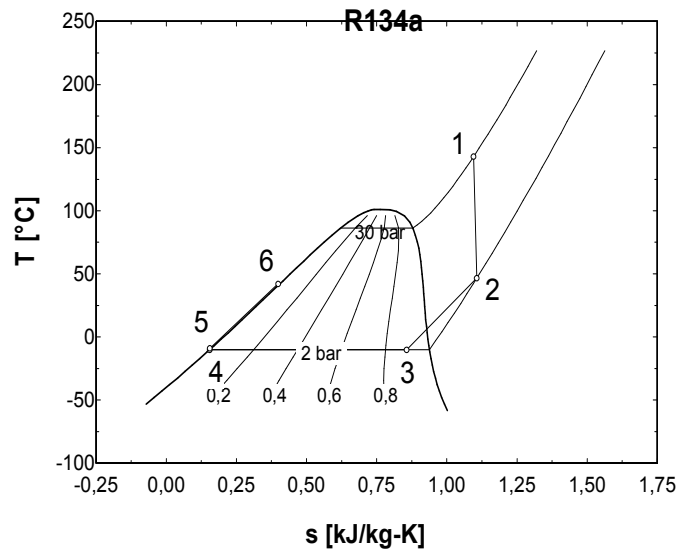


Figure III.3 : schéma et diagramme T-s de turbine à vapeur

3.1 générateur de vapeur

la chaleur évaporée peut être exprimée en :

$$Q_{evap;orc} = h_{orc;1} - H_{orc;6} \quad (3.1)$$

Où $h_{orc;1}$ est l'enthalpies point 1 , $h_{orc;6}$ est l'enthalpies point 6

3.2 turbine a vapeur

La puissance de turbine ORC peut être exprimée en :

$$W_{t;orc} = h_{orc;1} - H_{orc;2} \quad (3.2)$$

Où $h_{orc;1}$ est l'enthalpies point 1 , $h_{orc;2}$ est l'enthalpies point 2

3.3 pompe

La puissance de la pompe peut être exprimée en :

$$W_{p,orc} = H_{orc,5} - H_{orc,4} \quad (3.3)$$

Où $h_{orc,5}$ est l'enthalpies point 5 , $h_{orc,4}$ est l'enthalpies point 4

3.4 turbine + pompe

La puissance utile peut être exprimée en :

$$W_{u,orc} = W_{t,orc} - W_{p,orc} \quad (3.4)$$

Où $W_{t,orc}$ est la puissance de turbine , $W_{p,orc}$ est la puissance de la pompe

3.5 turbine + évaporateur

Le rendement du cycle ORC peut être exprimée en :

$$\eta_{cycle,orc} = \frac{W_{u,orc}}{Q_{evap,orc}} \quad (3.5)$$

Où $W_{u,orc}$ est la puissance utile , $Q_{evap,orc}$ est la quantité de chaleur évaporée

| | | |
|-------------------|------------------------|------------|
| Q_{evap} | Quantité de chaleur | 9,99E+3998 |
| W_t | Travail de détente | 9.99E+3998 |
| W_p | Travail de la pompe | 0,01904 |
| W_u | Travail utile | 9.99E+3998 |
| $\eta_{cycl,orc}$ | Rendement du cycle Orc | 0,2647 |

Cycle combiné

| | | |
|--------------|----------------------------|-------|
| η_{cc1} | Rendement du cycle combiné | 0,682 |
| η_{cc2} | Rendement du cycle | 0.682 |

| | | |
|---------------|---------------|------------|
| | combiné | |
| $Q_{s_{ccc}}$ | Source chaude | 733,1 [MW] |
| $Q_{sf;cc}$ | Source froide | 233,1[MW] |
| Wu_{cc1} | Travail utile | 500[MW] |
| Wu_{cc2} | Travail utile | 500[MW] |

Cycle combiné relié au cycle de rankine

| | | |
|--------------|-----------------------|----------|
| η_{ccg} | Rendement general | 0.6847 |
| W_{ug} | Travail utile general | 502 [MW] |

Unit Settings: [kJ]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]

| | | | |
|-------------------------------------|----------------------------------|--|-----------------------------|
| debit _{gas} = 204.1 [kg/s] | debit _{orc} = 30 [kg/s] | debit _{vapeur} = 88.81 [kg/s] | η_{cc} = 0,682 |
| $\eta_{is,p,orc}$ = 0,95 | $\eta_{is,t}$ = 0,86 | $\eta_{is,t,orc}$ = 0,95 | η_{tg} = 0,4092 |
| γ_t = 1,33 | π_c = 2,466 | π_t = 0,2582 | $P_{high,orc}$ = 30 |
| $P_{u,tg}$ = 150 [mw] | $P_{u,tv}$ = 200 [mw] | $Q_{evap,orc}$ = 251,2 | $Q_{sc,cc}$ = 733,1 [MW] |
| $Q_{sf,tv}$ = 1953 [kJ/kg] | R\$ = 'R134a' | S_{12} = 8,076 [kJ/kg-k] | S_x = 8,393 [kJ/kg-K] |
| $W_{p,orc}$ = 2,215 | $W_{t,orc}$ = 68,69 | $W_{t,tg}$ = 765,8 [kJ/kg] | $W_{t,tv}$ = 2269 [kJ/kg] |
| $W_{u,tg,1}$ = 735 [kJ/kg] | $W_{u,tg,2}$ = 735 [kJ/kg] | $W_{u,tv,1}$ = 2252 [kJ/kg] | $W_{u,tv,2}$ = 2252 [kJ/kg] |

Calculation time = ,1 sec

Array variables are in the Arrays window

| | | | |
|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| $\eta_{cc,2}$ = 0,682 | $\eta_{cc,g}$ = 0,6847 | $\eta_{cycle,orc}$ = 0,2647 | $\eta_{is,c}$ = 0,78 |
| η_{tv} = 0,5356 | E_{evap} = 0,92 | E_{reg} = 0,92 | γ_c = 1,4 |
| $P_{high,tg}$ = 15 [bar] | $P_{low,orc}$ = 2 | $P_{low,tg}$ = 1 [bar] | $P_{tv,max}$ = 160 |
| $Q_{sc,tg}$ = 1796 [kJ/kg] | $Q_{sc,tv}$ = 4204 [kJ/kg] | $Q_{sf,cc}$ = 233,1 [MW] | $Q_{sf,tg}$ = 1061 [kJ/kg] |
| T_{in} = 27 [°C] | T_{max} = 1300 [°C] | W_c = 30,76 [kJ/kg] | W_p = 17,34 [kJ/kg] |
| $W_{u,cc,1}$ = 500 [MW] | $W_{u,cc,2}$ = 500 [MW] | $W_{u,g}$ = 502 | $W_{u,orc}$ = 66,47 |
| x_{12} = 0,96 | y = 0,04554 | z = 0,115 | |

3.4 Etude paramétrique :

Les résultats de cette section se concentreront sur l'effet de la température de fonctionnement sur les performances du cycle ORC et sur le cycle combiné en utilisant trois fluides organiques R134a, R123 et R600.

3.4.1 Les propriétés thermo-physiques des trois fluides organiques :

| réfrigérant | R123 | R134a | R600 |
|------------------------------|-------|-----------|-------|
| Désignation chimique | HCFC | HFC | HC |
| Formule chimique | CHCL2 | CH2 F-CF3 | C4H10 |
| Masse molaire en (kg/mol.k) | 80 | 102 | 58,1 |
| Température critique en (°C) | 185 | 100,6 | 152 |
| Pression critique en (bar) | 37,9 | 40,56 | 37,9 |
| ODP | 0,02 | 0 | 0 |
| GWP100 | 93 | 1300 | 3 |

3.4.2 Cas N°1 : cycle combine en utilisant R123 :

Pour ce cas on utilise le fluide R123 comme un fluide de travail (fluide isentropique).

3.4.3 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R123 :

| Fluide de travail R123 | | | |
|------------------------|---------|--------|-----------|
| Point | P [bar] | T [°C] | h [kJ/Kg] |
| 1 | 4,9 | 80 | 429,84 |
| 2 | 1,56 | 49,54 | 413,68 |
| 3 | 1,56 | 40 | 243,36 |
| 4 | 4,9 | 40,27 | 243,36 |

| | | | |
|---|------|-------|--------|
| 5 | 0,41 | 5 | 385,72 |
| 6 | 1,56 | 44,35 | 409,82 |
| 7 | 0,41 | 5 | 243,09 |

3.4.4 Les performances du cycle pour le fluide R123 :

| | Valeur | Unité |
|----------------|--------|-------|
| W_T | 16,16 | KW |
| Q_C | 282,38 | KW |
| W_P | 0,27 | KW |
| W_C | 16,16 | KW |
| $Q_{EVAP,ORC}$ | 186,48 | KW |
| W_{net} | 15,89 | KW |
| η | 8,52 | % |

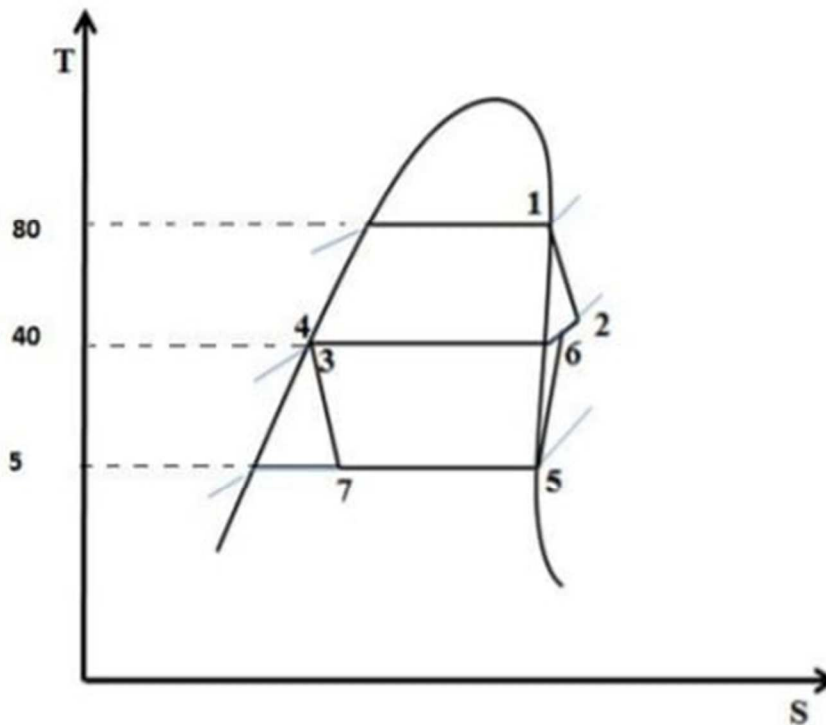


Figure III.4 Représentation du cycle combiné sur le diagramme T-s pour R123

3.4.5 Cas N°2 : cycle combine en utilisant R600 :

Pour ce cas on utilise le fluide R134a comme un fluide de travail (fluide sec)

3.4.6 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R600

On fait les mêmes calcule que l'exemple précédent fluide fluide sèche R600.

| Fluide de travail R600 | | | |
|------------------------|---------|--------|-----------|
| Point | P [bar] | T [°C] | h [kJ/Kg] |
| 1 | 10,116 | 80 | 696,94 |
| 2 | 3,7849 | 50,53 | 662,073 |
| 3 | 3,7849 | 40 | 296,82 |
| 4 | 10,116 | 40,45 | 297,96 |
| 5 | 1,2425 | 9,5 | 598,12 |
| 6 | 3,7849 | 45 | 650,03 |
| 7 | 1,2425 | 5 | 296,82 |

3.4.7 Les performances du cycle pour le fluide R600:

| | Valeur | Unité |
|----------------|--------|-------|
| W_T | 34.86 | KW |
| Q_C | 602.46 | KW |
| W_P | 1.14 | KW |
| W_C | 34.86 | KW |
| $Q_{EVAP,ORC}$ | 398.98 | KW |
| W_{net} | 33.72 | KW |

| | | |
|--------|------|---|
| η | 8.45 | % |
|--------|------|---|

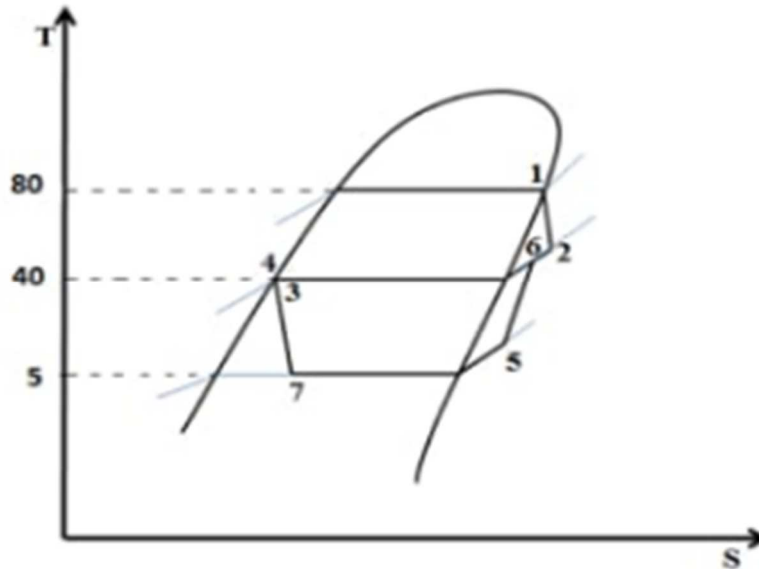


Figure III.5 Représentation du cycle combiné sur le diagramme T-s pour R600

3.4.8 L'effet de la température d'évaporateur ORC :

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'évaporation de l'ORC sur les performances du cycle ORC et sur le cycle combiné en tenant compte des trois fluides organiques sélectionnés. Pour se faire, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporation côté cycle combiné et la température de condensation portent respectivement ces valeurs $T_{éva} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{Cond} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$. D'autre part, on fait varier la température d'évaporation du côté ORC sur une plage de température de $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

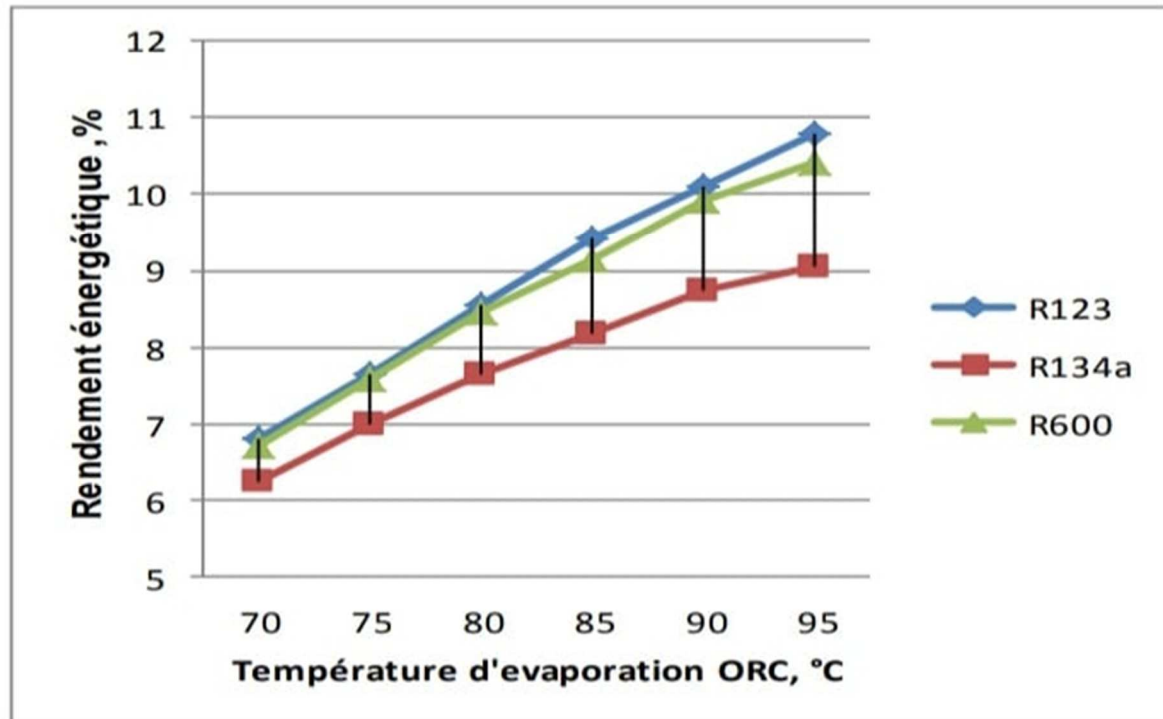


Figure III.6 L'effet de la température d'évaporation ORC sur le rendement du cycle ORC

Les résultats montrent que la température d'évaporation de l'ORC a un effet positif sur l'efficacité énergétique du cycle ORC et sur les performances du cycle combiné, l'efficacité énergétique augmente considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. Mais en comparant les résultats trouvés pour les trois fluides, nous trouvons que l'efficacité énergétique dans le cas d'un fluide R123 (fluide isentropique) est plus élevée par rapport aux autres. On peut voir que l'efficacité énergétique du cycle ORC passe de 6,5% à 10,9%

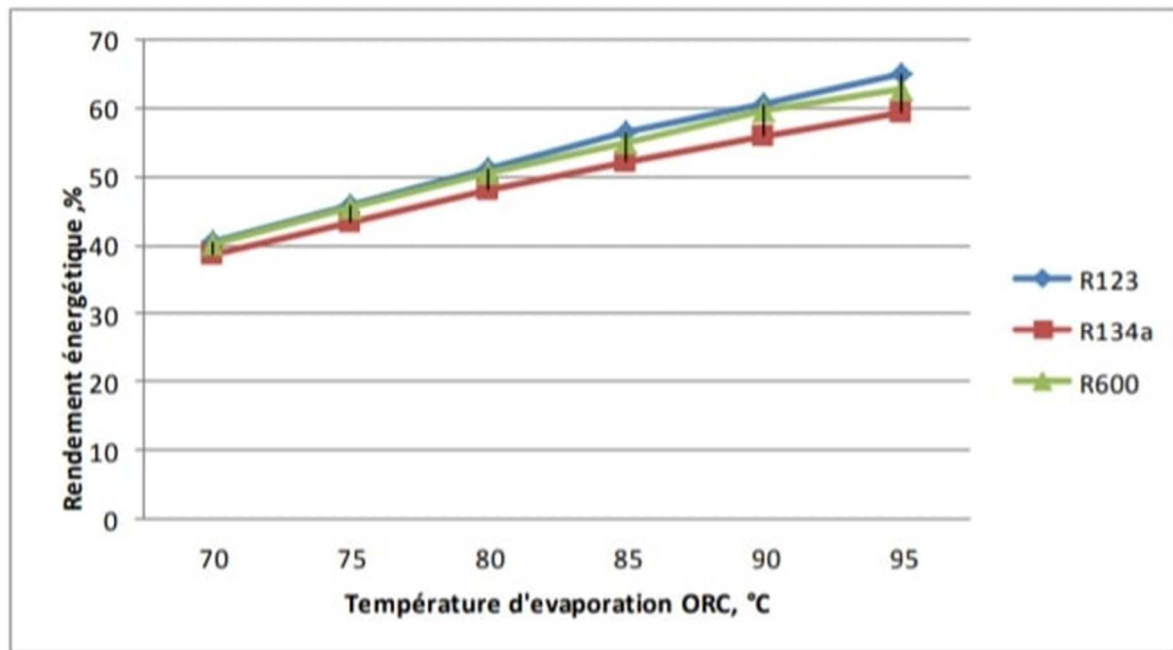


Figure III.7 L'effet de la température d'évaporation ORC sur le rendement du system

Les résultats montrent que l'efficacité énergétique du système combiné augmente considérablement sur la plage de température considérée et atteint une valeur maximale de 65%. La meilleure performance pour le système combiné est offerte en utilisant le fluide organique R123. Puisque l'efficacité du système est augmentée de 42% à 65% sur la gamme de température d'évaporation ORC de 75 ° à 90 ° C.

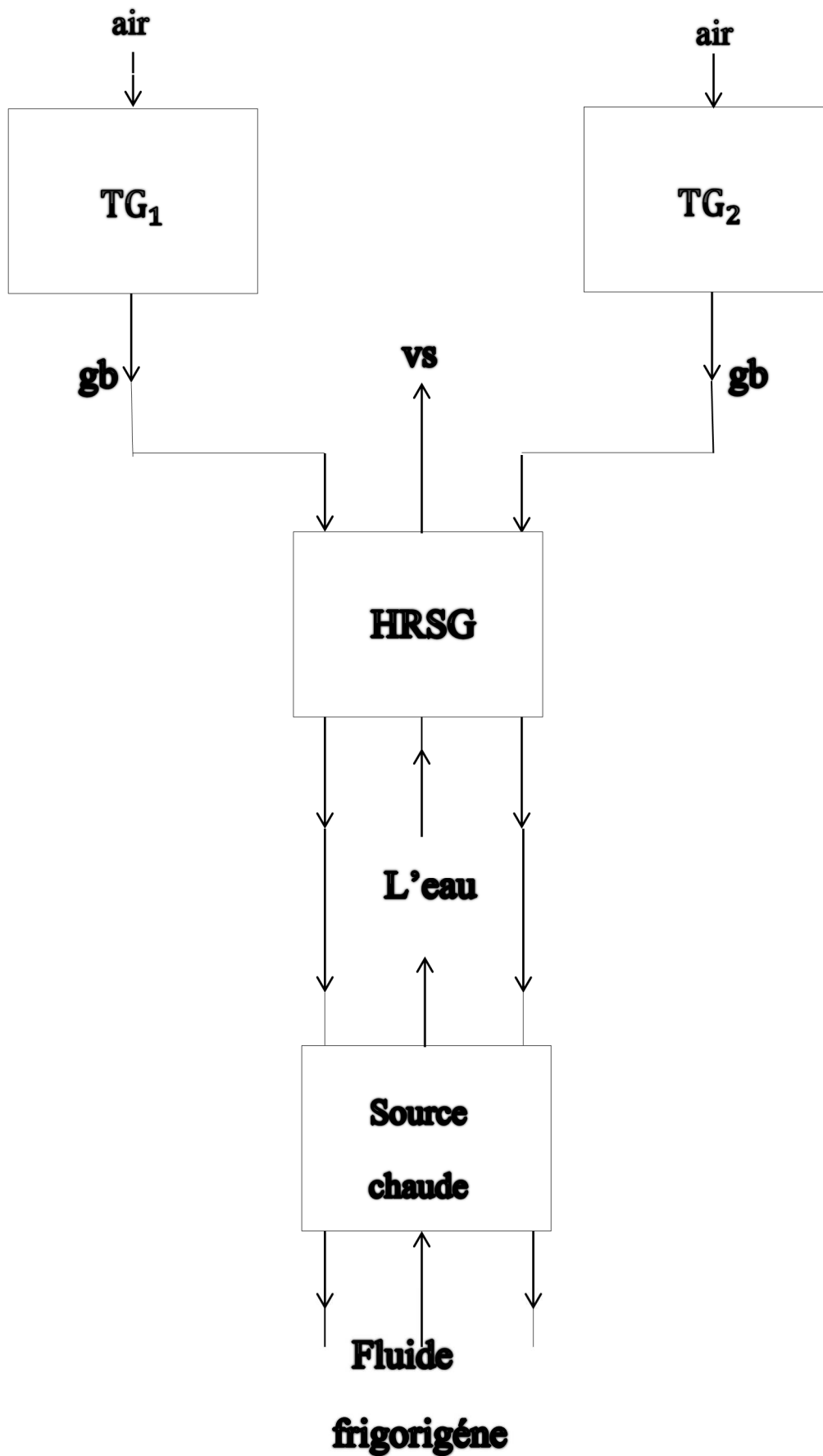


Figure III.8 Schéma de l'évaporateur du cycle de Rankine et de la chaudière HRSG

CONCLUSION GENERALE

Actuellement, récupérer et convertir les rejets thermiques industriels à basse ou moyenne température en électricité suscite beaucoup d'intérêts pour améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels. En pratique, une quantité importante d'apport énergétique est souvent gaspillée sous la forme de chaleur fatale à basse ou moyenne température qui ne peut pas être économiquement convertie en électricité par un cycle classique de Rankine mais par un cycle de Rankine organique. La valorisation de ces rejets thermiques améliore non seulement l'efficacité énergétique des procédés industriels mais aussi diminue la pollution thermique causée par la décharge directe de cette chaleur dans l'environnement.

Le travail élaboré dans ce mémoire consiste à analyser à l'aide d'une modélisation thermodynamique un cycle combiné. La simulation numérique est assurée en utilisant le logiciel commercial EES. Pour répondre à la demande sans cesse croissante en énergie, il est nécessaire d'améliorer les performances et le rendement des installations de production électrique de manière à réduire les émissions des polluants et à réguler le coût d'investissement. Pour atteindre cet objectif plusieurs études d'optimisation sont disponibles dans la littérature concernant les cycles combinés. Dans le cas de cette étude, la simulation permet de mettre en évidence l'influence de certains paramètres de fonctionnement du cycle, notamment la récupération de la chaleur indiquée par la température de sortie des gaz de la chaudière de récupération. Le pincement dans la chaudière de récupération, détermine la température critique de sortie des gaz, à partir de laquelle le pic de rendement du cycle combiné est observé. L'étude montre aussi l'effet de la pression de saturation de la vapeur sur la puissance de cycle de Rankine.

Mots Clés : Cycle combiné, récupération de chaleur, pincement, approche, pression de saturation de la vapeur, puissance et rendement.

Références bibliographiques

- [1] Corbett. J.J., Green E. H., Kasibhatla P., Eyringer V., Lauer A. (2007). Mortality from ship emissions : A global assessment. *Environ. Sci. Technol.*, 41, 8512–8518
- [2] Roger E.A., Scott M. Fermin V., Daniel O.D., James P.D., Andrew P. (2008). Adapting Gas Turbines To Zero Emission Oxy-Fuel Power Plants. *Proceeding of ASME Expo 2008 : Power for Land, Sea and Air GT. 9-13 Juin, Berlin, Allemagne*
- [3] Klaus W. (2013). Energy Efficient Solutions for Thermal Power Plants. WEC Knowledge Network. Aout 2013
- [4] E. Conde Lazaro, A. Ramos Millan, P. Reina Peral. (2006). Analysis of cogeneration in the present energy framework. *Fuel Processing Technology*, 87, 163- 168
- [5] Francisco J.E.A., Miguel T.G., Elisa C.T., José A.B.V., Francisco J. F.O. (2011). Prediction of performance, energy savings and increase in profitability of two gas turbine steam generator cogeneration plant, based on experimental data. *Energy*, 36, 742–754
- [6] Matteo J., Michel N., Alberto P. (2016). Operational analysis of natural gas combined cycle CHP plants : energy performance and pollutants emissions. *Applied Thermal Engineering*, <http://dx.doi.org/doi : 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.040>.
- [7] Marjut S.S., Antti A., Sebastian T., Sari S. (2013). Improving a Pre-Combustion CCS Concept in Gas Turbine Combined Cycle for CHP Production. *Energy Procedia*, 37, 2327 – 2340
- [8] P.A. Pilavachi, C.P. Roumpeas, S. Minett, N.H. Afgan. (2006). Multi-criteria evaluation for CHP system options. *Energy Conversion and Management*, 47, 3519– 3529
- [9] Kibria K. R., Jedediah B.A. (2016). Selection of prime mover for combined cooling, heating, and power systems based on energy savings, life cycle analysis and environmental consideration. *Energy and Buildings*, 110, 170–181
- [10] Mehmet K., Ibrahim D. (2009). Performance assessment of cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*, 50, 76–81
- [11] Antonio R., Consuelo S., Marta M. (2015). Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation. *Energy Conversion and Management*, 106, 1097–1108
- [12] Janusz K., Marcin J., Mateusz B. (2015). The characteristics of ultramodern combined cycle power plants. *Energy*, 92, 197-211
- [13] V.E. Cenusă, M. Feidt, R. Benelmir, A. Badea1. (2006). Optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression et chaudière à surface d'échange imposée. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, Vol. 61, No. 2, 225-235

- [14] Erdem E., Leyla O. (2015). Performance analysis of combined cycle power plants : A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 832–842
- [15] Ricardo C., José A.B., Maria J. B., José M. M.E. (2015). A Humid Air Turbine–Organic Rankine Cycle combined cycle for distributed microgeneration. *Energy Conversion and Management*, 104, 115–126
- [16] Tao Z., Zhitan L., Hongliang H., Lianchen C. (2014). Application Research of Intake-Air Cooling Technologies in Gas-Steam Combined Cycle Power Plants in China. *Journal of Power and Energy Engineering*, 2, 304-311
- [17] R. Chacartegui, D. Sánchez, N. di Gregorio, F.J. Jiménez-Espadafor, A. Muñoz, T. Sánchez. (2009). Feasibility analysis of a MED desalination plant in a combined cycle based cogeneration facility. *Applied Thermal Engineering*, 29, 412–417
- [18] Alejandro Rivera-A., Michael J. C., Juan C.O. (2015). Ship weight reduction and efficiency enhancement through combined power cycles. *Energy*, 93, 521-533
- [19] A. Bouam., S. Aissani et R. Kadi. (2008). Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 11, N° 2, 291-306
- [20] Bhargava R., Meher-Homji C.B. (2005). Parametric Analysis of Existing Gas Turbines With Inlet Fogging. *ASME journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 128, 849-856
- [21] Bhargava R., Bianca M., Melino F., Peretto A. (2006). Parametric Analysis of Combined Cycles Equiped With Inlet Fooging. *ASME journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 128, 326-335
- [22] A. Ragland., W. Stenzel. (2000). Combined Cycle Heat Recovery Optimisation. *Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conférence*, Miami Beach, 23-26 Juillet 2000, 1781-1787
- [23] Barinaadaa T. Lebele-A., Anthony K. Le-o. (2015). Improved Design of a 25 MW Gas Turbine Plant Using Combined Cycle Application. *Journal of Power and Energy Engineering*, 3,1-14
- [24] Rolf K., Bert R., Frank H., Franz S. (1999). *Combined-cycle gas-steam turbine power plants [2ième Edition]*. PennWell. Tulsa, Oklahoma 74112-6600 USA
- [25] Rolf Kehlhofer et al. (2009). *Combined-Cycle Gas-Steam Turbine Power Plants [3ième Edition]*. PennWell. Tulsa, Oklahoma 74112-6600 USA

- [26] Meziane L. (2011). Analyse des performances d'une unité de production d'énergie – Cas de turbines à gaz. Thèse de Magister non publiée, Université M'hamed BOUGARA, Boumerdès (Algérie).
- [27] Michel M. (2013). Turbines à gaz stationnaires : Avancées technologiques (General Electric). Conférence à l'Université Pierre & Marie Curie, Paris. 8 Octobre 2013
- [28] Alessandro F., Claudio C. (2002). On some perspectives for increasing the efficiency of the combined cycle power plants. Applied Thermal Engineering, 22, 1501-1518
- [29] BENIDIR A. (2013). Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité. Mémoire de fin d'étude de Master, Université de Biskra, Biskra (Algérie).
- [30] Mahmoud N. (2013). Adaptation et Optimisation d'un Cycle Mixte sur une Installation de TG. Mémoire de fin d'étude de Master, Université M'hamed BOUGARA, Boumerdès (Algérie).
- [31] M. Pluviose. (2005). Conversion d'énergie par turbomachines. Ellipses. 32, rue Bargue 75740 Paris Cedex 15
- [32] N. El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel. (2009). Modélisation et Simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur. IVième Congrès International sur les Énergies Renouvelables et l'Environnement 19-03-2009 - 21-03-2009, Tunisie
- [33] dspace.univ-tlemcen.dz (Dimensionnement de l'échangeur à faisceau et calandre).
- [34] <https://fr.wikipedia.org/>
- [35] Ahmed Ouadha and Oumayma Bounefour, Thermodynamic analysis and working fluid optimization of a combined ORC-VCC system using waste heat from a marine diesel engine, proceedings of the ASME ,international Mechanical Engineering Congress and exposition ,November 14-20,2014, Montreal ,Canada

Annexe:

Description de EES:

EES (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solveur ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité.

Des nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables " vapeur " sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques ainsi que la table de JANAF applicable pour un grand nombre de gaz.

Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances. EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques.

Maintenant dans le programme, au-dessous de la barre de menu, se trouve une barre d'outils.



Celle-ci comporte plusieurs icônes permettant d'accéder plus rapidement aux commandes de EES les plus fréquemment utilisées. Si vous placez le curseur sur un des boutons et patientez quelques secondes, une fenêtre décrivant la fonction du bouton apparaîtra. La barre d'outils peut être masquée si vous le souhaitez. Pour ce faire, veuillez cliquer sur Preferences disponible via le menu Options.

L'icône EES, disponible en haut à gauche de l'écran donne l'accès en cliquant avec le bouton droit de la souris aux caractéristiques de présentation de la fenêtre du programme.

Il est possible de redimensionner la taille de la fenêtre, de mettre le logiciel en arrière-plan ou de fermer l'application.

Le menu Fichier donne l'accès aux commandes d'ouverture, de fermeture, de sauvegarde, de fusion de fichiers, de chargement des bibliothèques, de configuration de l'imprimante, d'impression.

Le menu Editer donne l'accès aux commandes d'annulation de la dernière opération effectuée mais aussi aux commandes copier, couper, coller, suppression ou sélection de l'ensemble du document actif.

Le menu Recherche contient les commandes de rechercher/remplacer d'une expression dans le document actif.

Le menu Options permet de visualiser les informations relatives aux variables, fonctions. Il est possible de configurer le système d'unité, les limites de calculs, les plages de valeurs.

La commande 'Preference' permet de configurer les formats de présentation des données, les échelles utilisées pour les tracés, etc. Une commande est aussi disponible pour configurer les fonctions utilisateurs.

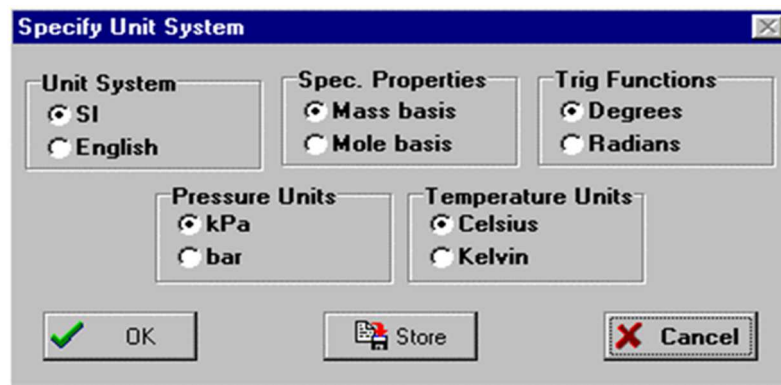
Le menu Calculer donne l'accès aux commandes de vérification, de formatage des données et au lancement de la résolution de la série d'équations.

Le menu Tables donne l'accès aux commandes d'ajout, de modification, de suppression des Tables Paramétrique. Il est possible de faire des calculs de régression linéaire des données au sein de ces tables. Une table est similaire à une feuille de tableur. Les équations pourront être résolues à l'aide de celle-ci. L'utilisateur pourra faire varier la valeur des données pour de nouvelles résolutions. Ce menu offre la possibilité de visualiser, de configurer les tables saisies par les utilisateurs.

Le menu PLOT contient les commandes permettant d'afficher un tracé, d'en modifier son échelle. Il permet de préparer des tracés pour les tables paramétriques.

Méthode de résolution d'un système d'équation:

Exécuter EES, puis sélectionner Nouveau dans le menu Fichier. Une fenêtre d'Equations vierge apparaît. Avant d'entrer les équations, il convient de déterminer le système d'unités pour les fonctions et propriétés thermodynamiques incluses. Pour voir où changer le système d'unité, sélectionner Système d'unité dans le menu Options.



EES a été configuré pour travailler dans les unités du SI avec T en °C, P en kPa, et les valeurs de propriétés spécifiques dans leurs unités habituelles.

Les équations peuvent être saisies maintenant dans la fenêtre d'Equations. Le texte est entré de la même façon que dans n'importe quel traitement de texte. Voici quelques règles :

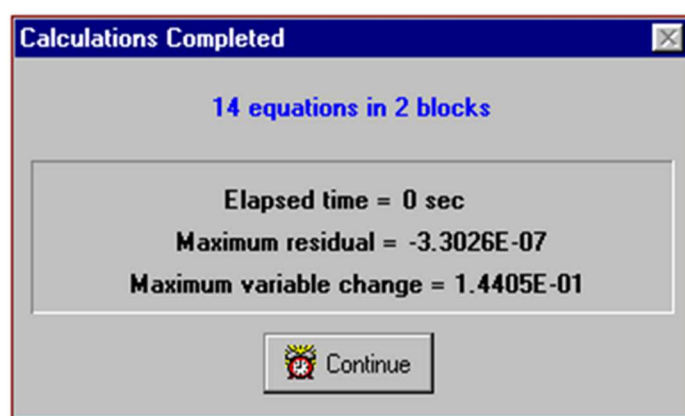
- 1.EES ne fait pas la distinction entre les majuscules et les minuscules.
- 2.Les espaces sont négligés.
- 3.Les commentaires doivent être saisis entre des crochets : { } ou entre des guillemets : " ".
- 4.Les noms de variables doivent commencer par une lettre et peuvent être composés de n'importe quel caractère, à l'exception de () | * / + - ^ ' { } : ;
- 5.Les équations multiples peuvent être entrées sur une ligne si elles sont séparées par un point-virgule (;). La ligne doit comporter au maximum 255 caractères.
- 6.Les symboles ^ ou ** sont utilisés indifféremment pour indiquer une élévation à une puissance.
- 7.L'ordre dans lequel les équations sont entrées n'importe pas.
- 8.L'ordre dans lequel sont placées les variables connues ou inconnues n'importe pas.

Après avoir entré l'ensemble des équations de ce problème et (éventuellement) vérifié leur syntaxe en utilisant la commande Vérifié / Format dans le menu Calculer, la fenêtre d'Equations apparaît. Les commentaires sont normalement rédigés en bleu.

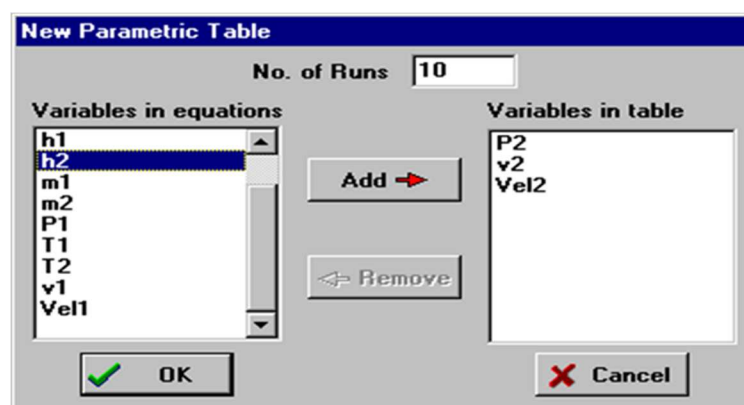
Premiers pas dans la résolution

Il est possible d'indiquer à EES quelles sont les valeurs par défaut et les limites que peut prendre une variable. Pour ce faire, utiliser la commande Information sur les variables du menu Options. Avant d'afficher la fenêtre correspondante, EES vérifie la syntaxe de ou des équation(s) saisie(s) et résout toutes les équations comportant une inconnue.

Pour résoudre notre système, cliquer sur la commande Résoudre du menu Calculer. Une boîte de dialogue apparaît et indique le temps de calcul, le maximum résiduel (c'est-à-dire, la différence entre les valeurs des paramètres droite et gauche d'une équation) et les variables dont la valeur a été modifiée depuis la dernière itération. Une fois les calculs terminés, EES indique le nombre d'équations qui composent le problème et le nombre de blocs. Un bloc (ou groupe) est un sous-ensemble d'équations qui peut être résolu indépendamment. Quand les calculs sont terminés, le bouton "Annuler" sera substitué par le bouton "Continuer".



Cliquer sur la commande Nouvelle Table. Une boîte de dialogue apparaît. Elle contient la liste des variables utilisées dans la fenêtre d'Equations. Par exemple, construisons une table qui contient les variables P2, T2, Vel2, et h2. Cliquer sur P2 dans la liste de variables visibles sur la gauche. P2 est maintenant souligné et le bouton "Ajouter" devient actif.



Maintenant, cliquer sur le bouton "Add" pour transférer P2 de la gauche vers la droite. Faites de même pour T2, h2, et Vel2, (utiliser éventuellement la barre de défilement pour visualiser

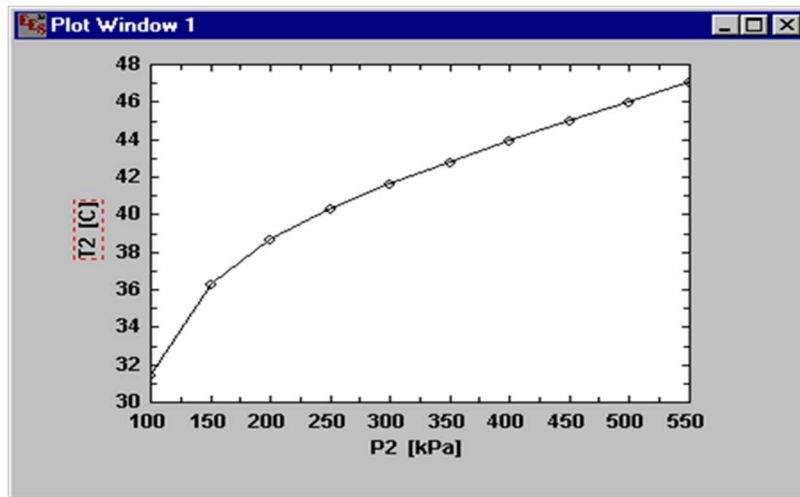
les variables non visibles dans la liste). Noter qu'un double-clic sur une variable a le même effet que les actions citées ci-dessus. La boîte de dialogue doit ressembler maintenant à l'image ci-dessus. Cliquer sur le bouton "Ok" pour continuer.

| | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--------|-------------|-----------|---------------|---------------|
| | P2 [kPa] | T2 [C] | Vel2 [m/s] | h2 [kJ/kg] |
| Run 1 | 100 | | | |
| Run 2 | 150 | | | |
| Run 3 | 200 | | | |
| Run 4 | 250 | | | |
| Run 5 | 300 | | | |
| Run 6 | 350 | | | |
| Run 7 | 400 | | | |
| Run 8 | 450 | | | |
| Run 9 | 500 | | | |
| Run 10 | 550 | | | |

Maintenant, cliquer sur la commande Résoudre la Table du menu Calculer. La boîte de dialogue "Solve table" apparaîtra et vous permettra de choisir le nombre de pas (Run) de calcul à réaliser pour obtenir la solution.

Une fenêtre d'information sera alors affichée et indiquera l'état du processus de calcul. Une fois les calculs terminés, les valeurs de T2, Vel2, et h2 seront affichées dans la table. Les valeurs calculées par EES seront, suivant le mode d'affichage sélectionné, affichées en bleu, en gras ou en italique.

Maintenant le menu "Plots" nous permet de tracer le graphe.



Une fois crée, le tracé peut être représenté de différentes manières.

En plus des dessins peuvent aussi réaliser dans la barre d'outils en utilisant 'Diagram window'.

Ce petit exemple illustre une partie des capacités de EES. En suivant cet exemple, vous serez à même de résoudre beaucoup de problèmes similaires.

Toutefois, EES permet de faire encore beaucoup d'autres choses telles, tracés de courbes d'ajustement, calculs avec incertitudes, opérations avec des variables complexes, utilisation des tableaux, et bien d'autres.