

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

**UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI TIZI OUZOU**  
**FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION**  
**DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE**



## **MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME**  
**MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE**  
**OPTION ENERGETIQUE**  
**THEME**

**Étude de la faisabilité de récupérer les rejets thermiques de  
La centrale de Cap-Djinet**



**Proposé par : Mr HAMZAOUIM**

**Promotion 2016-2017**

**étudié par : MADOUNI OUARDIA**  
**LOUDNI LOUIZA**

# REMERCIEMENTS

*En premier lieu, On tient à remercier le bon DIEU, nous remercions également nos familles pour les sacrifices qu'elles ont faites. Au terme de notre travail, Nos vifs remerciements s'adressent à notre promoteur Mr HAMZAOUI MALEK pour son aide, ses conseils, sa disponibilité durant toute la période de ce projet de fin d'étude.*

*Nous avons à cœur également de remercier Mr EL DJOUZI.A de nous avoir aidé au sein de la centrale thermique de Ras\_Djinet. On remercie également les membres de jury :*

*Mme HADOUCHE.....examinatrice.*

*Mr HADIOUCHE.....président.*

*Qui ont accepté d'examiner et d'estimer ce travail.*

*En fin, On remercie tous ceux qui ont contribué de près où de loin à la réalisation de ce travail.*

## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à :*  
*Mes parents, qui sont toujours là pour moi dès*  
*mon*  
*enfance, Que dieu les protège*  
*A Mes chers frères : Smaïl, Nacim, Omar*  
*A ma chère sœur Aïda, grâce à elle j'ai pu*  
*atteindre ce sucée*  
*A mes belles sœurs Nassima & Zahia*  
*A toute ma famille,*  
*A tous mes amis et collègues sans exception.*

*LOUIZA*

*Je dédie ce modeste travail à :*  
*Mes parents, qui sont toujours là pour moi dès*  
*mon*  
*enfance, Que dieu les protège*  
*A Mes chers frères : Amar, Saïd, Massi*  
*A mes chères sœurs Lamia, Lilia, Fatma*  
*A toute ma famille,*  
*A mon mari et ma belle famille*  
*A tous mes amis et collègues sans exception.*

*Ouardia*



## Liste des figures

|                                                                                                                                  |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure (I-1) : les constituants de la chaudière de Cap Djinet.....                                                               | 7  |
| Figure (I-2) : Schéma synoptique d'un groupe thermique .....                                                                     | 11 |
| Figure (I-3) : Les types des machines à déplacement positif .....                                                                | 12 |
| Figure (I-4) : Cycle de compression d'un système spiro-orbitale (compresseur scroll)<br>.....                                    | 13 |
| Figure (I-5) : expander mono-vis.....                                                                                            | 14 |
| Figure (I-6) : vue assemblée d'un expander .....                                                                                 | 14 |
| Figure (I-7) : vue éclatée d'un expander .....                                                                                   | 14 |
| Figure (I-8) : principe de fonctionnement d'un expander.....                                                                     | 17 |
| Figure (II-1) : Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot entre les<br>températures $T_c$ et $T_f$ .....                 | 19 |
| Figure (II-2) : Diagramme $T-s$ pour un cycle de Carnot .....                                                                    | 20 |
| Figure (II-3) : Diagramme $T-s$ pour le cycle de puissance de Lorenz.....                                                        | 20 |
| Figure (II-4) : Cycle idéal de Rankine dans le diagramme $T-s$ de l'eau.....                                                     | 21 |
| Figure (II-5) : Cycle idéal de Hirn dans le diagramme $T-s$ de l'eau.....                                                        | 22 |
| Figure (II-6) : Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal.....                                             | 24 |
| Figure(II-7) : Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b).....                                                   | 27 |
| Figure(II-8) : $T-s$ diagramme pour le cycle supercritique (a) et pseudo-supercritique (b)<br>avec un pur fluide de travail..... | 28 |
| Figure (II.9) : Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée.....                                              | 29 |
| Figure(II-10) : Le Diagramme $T-s$ (a) et l'arrangement des composant (b) pour un système<br>du cycle trilatéral-flash.....      | 30 |

|                                                                                                                                                                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure (II-11) : Variations de température de fluide cyclé et fluide externe pendant l'étape de l'addition de chaleur pour les cycles ORC sous-critique utilisant un fluide de travail pur (a) ou zéotrope (b), transcritique (c) et le cycle OFC (d)..... | 31 |
| Figure (II-12) : Trois diagrammes $T-s$ typiques des fluides de travail du cycle ORC.....                                                                                                                                                                  | 33 |
| Figure(II-13) : REFPROP – Référence des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides.....                                                                                                                                                       | 35 |
| Figure (III-1) : Schéma d'un cycle ORC standard.....                                                                                                                                                                                                       | 37 |
| Figure (III.2) : Diagrammes $T-S$ pour un cycle ORC sous-critique (a) et supercritique(b).....                                                                                                                                                             | 38 |
| Figure (III-3) : Schéma du cycle ORC avec un échangeur interne comme récupérateur.....                                                                                                                                                                     | 38 |
| Figure (III-4) : Schéma de l'installation.....                                                                                                                                                                                                             | 46 |
| Figure (III-5) : Schéma simplifier pour un système ouvert.....                                                                                                                                                                                             | 48 |
| Figure (III-6) : schéma simplifié du poste de détente du gaz naturel.....                                                                                                                                                                                  | 51 |
| Figure (III-7) : schéma simplifié de la chaudière.....                                                                                                                                                                                                     | 52 |
| Figure (III-8) : schéma simplifié de l'expander.....                                                                                                                                                                                                       | 53 |
| Figure (III-9) : Schéma généralisé du cycle organique de Rankine.....                                                                                                                                                                                      | 55 |
| Figure (III-10) : schéma de la pompe en question.....                                                                                                                                                                                                      | 55 |
| Figure (III-11) : Schéma simplifié de l'échangeur de récupération.....                                                                                                                                                                                     | 56 |
| Figure (III-12) : schéma simplifié de la turbine.....                                                                                                                                                                                                      | 58 |
| Figure (III-13) : schéma simplifié du condenseur de l'ORC.....                                                                                                                                                                                             | 59 |
| Figure(IV-1) : Les 3 fluides selon la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme $T-S$ fluide mouillant(a), fluide séchant(b), fluide isentropique(c).....                                                                                           | 62 |
| Figure(IV-2) : Installation proposé .....                                                                                                                                                                                                                  | 64 |
| Figure (IV-3) : Le diagramme $T-S$ du poste gaz.....                                                                                                                                                                                                       | 64 |

|                                                                                                                                                                 |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure (IV- 4) : la puissance en fonction de la pression.....                                                                                                   | 65 |
| Figure (IV-5) : la masse volumique en fonction de la pression pour différentes températures à l'entrée du poste de détente.....                                 | 66 |
| Figure(IV-6) : la puissance théorique délivrée par l'expendeur en fonction de la pression pour différents débits volumiques à l'entrée du poste de détente..... | 67 |
| Figure (IV-7) : L'évolution de la température en fonction de la puissance échanger au niveau du condenseur .....                                                | 68 |
| Figure(IV-8) : évolution du fluide frigorigène R134a dans un diagramme T-S .....                                                                                | 69 |
| Figure(IV-9) : évolution de fluide organique pour différentes températures d'entrée de la turbine dans un diagramme T-S .....                                   | 70 |
| Figure(IV-10) : Influence de la pression et de la température d'entrée turbine sur le rendement du cycle ORC.....                                               | 71 |
| Figure(IV-11) : Influence du rapport de pression et de température d'entrée turbine sur le rendement du cycle ORC. ....                                         | 71 |
| Figure(IV-12) : Le débit du fluide frigorigène (r134a,R245fa,R11) en fonction de la température de condensation.....                                            | 72 |
| Figure(IV-13) : évolution du débit R134a en fonction de la température de condensation pour différentes pression d'entrée de la turbine .....                   | 73 |
| Figure(IV-14) : évolution de rendement de Carnot en fonction de la température pour différentes températures de source .....                                    | 74 |
| Figure(IV-15) : le rendement cycle ORC du fluide frigorigène (R134a) en fonction de la Température d'entrée turbine.....                                        | 75 |
| Figure(IV-16) : le rendement cycle ORC du fluide frigorigène (R245fa) en fonction de la Température d'entrée turbine.....                                       | 75 |
| Figure(IV-17) : le rendement cycle ORC du fluide frigorigène (R11) en fonction de la Température d'entrée turbine.....                                          | 76 |

|                                                                                                                 |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure (IV-18) : évolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau du reccupérarteur..... | 77 |
| Figure(IV-19) : Diagramme T-S pour un fluide frigorigène sec (R245fa) .....                                     | 78 |
| Figure(IV-20) : Diagramme T-S pour un fluide frigorigène isentropique (R11).....                                | 79 |

## Liste des tableaux

|                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tableau (III-1) : Les caractéristiques du gaz naturel utilisé .....                                        | 48 |
| Tableau (IV-1) : Caractéristiques thermodynamique des fumées à la sortie de l'économiseur.....             | 61 |
| Tableau (IV-3) : Résultat d'analyse de l'ORC .....                                                         | 61 |
| Tableau(IV-4) : Propriétés thermo-physique de la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC .....    | 62 |
| Tableau (IV-5) : le rendement de Carnot des réfrigèrent pour différentes températures de source .....      | 74 |
| Tableau (IV-6) : Le rendement de la turbine pour la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC ..... | 76 |

# NOMENCLATURE

| Symboles          | Désignations                        | Unités               |
|-------------------|-------------------------------------|----------------------|
| BP                | Basse pression                      | /                    |
| $C_p$             | Chaleur spécifique                  | [Kj/kg.k]            |
| ESC               | Entrée source chaude                | /                    |
| ESF               | Entrée source froide                | /                    |
| HP                | Haute pression                      | /                    |
| H                 | Enthalpie spécifique                | [Kj/kg]              |
| M                 | Masse moléculaire                   | [kg/kmol]            |
| $\dot{m}$         | Débit massique                      | [kg/s]               |
| K                 | Conductivité thermique              | [W/m.k]              |
| ORC               | Organic Rankine Cycle               | /                    |
| OFC               | Organic Flash Cycle                 | /                    |
| W                 | Travail                             | [kj]                 |
| $\dot{W}$         | Puissance mécanique                 | [Kw]                 |
| V                 | Volume massique                     | [m <sup>3</sup> /kg] |
| $\dot{V}$         | Débit volumique                     | [m <sup>3</sup> /s]  |
| T                 | Température                         | [°C]                 |
| $\dot{E}_x$       | Flux d'exergie                      | [kw]                 |
| S                 | Entropie spécifique                 | [kj]                 |
| $\dot{S}$         | Flux d'entropie                     | [kw/kg.k]            |
| $\Delta H_{evap}$ | La chaleur latente de l'évaporation | [kj/kg]              |
| P                 | Puissance/pression                  | [kw]/[bar]           |
| MP                | Moyenne pression                    | /                    |
| Q                 | Quantité de chaleur                 | [kj]                 |
| $\dot{Q}$         | Flux de chaleur                     | [kw]                 |
| SSC               | Sortie source chaude                | /                    |
| SSF               | Sortie source froide                | /                    |
| $\rho$            | Masse volumique                     | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\mu$             | Viscosité dynamique                 | [Pa.s]               |
| $\eta$            | Rendement                           | [%]                  |
| $v$               | Volume spécifique                   | [m <sup>3</sup> ]    |



# NOMENCLATURE

## Indices

|                          |                                                                              |
|--------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| <i>Cond</i>              | Condensation                                                                 |
| <i>cr/crit</i>           | Critique                                                                     |
| <i>csi/cso</i>           | Entrée/sortie du puits froid                                                 |
| <i>c</i>                 | Condenseur/source chaude                                                     |
| <i>Evap</i>              | Evaporation/ évaporateur                                                     |
| <i>extr</i>              | Extraction                                                                   |
| <i>f</i>                 | Fumée/source froide                                                          |
| <i>g</i>                 | Gaz                                                                          |
| <i>H/C, h/c</i>          | Chaud/Froid ou côté chaud/froid                                              |
| <i>hsi/hso</i>           | Entrée/sortie de la source thermique                                         |
| <i>hs/cs</i>             | Source chaude/puits froid                                                    |
| <i>h</i>                 | Échangeur                                                                    |
| <i>is</i>                | Isentropique                                                                 |
| <i>inser</i>             | Insertion                                                                    |
| <i>in/out</i>            | Entrée/sortie                                                                |
| <i>i/o</i>               | Intérieur/extérieur                                                          |
| <i>net</i>               | Nette                                                                        |
| <i>p</i>                 | Pompe                                                                        |
| <i>r</i>                 | Réel ou réduite                                                              |
| <i>sys</i>               | Système                                                                      |
| <i>t</i>                 | Turbine                                                                      |
| <i>th</i>                | Théorique                                                                    |
| <i>1p , 2p , 3p , 4p</i> | Positions du cycle présentées par les différents éléments de l'ORC           |
| <i>1g , 2g , 3g , 4g</i> | Positions du cycle présentées par les différents éléments de post de détente |
| <i>1f , 2f</i>           | Positions du cycle présentées par la fumée                                   |

# Sommaire

---

|                            |     |
|----------------------------|-----|
| Remerciement               |     |
| Dédicaces                  |     |
| Nomenclature.....          | I   |
| Liste des figures.....     | II  |
| Liste des tableaux.....    | III |
| Introduction générale..... | 1/2 |

## Chapitre I : présentation de la centrale thermique

|                                                        |    |
|--------------------------------------------------------|----|
| Généralités .....                                      | 3  |
| I.Présentation et description de la centrale .....     | 4  |
| I-1. Introduction .....                                | 4  |
| I-2. Présentations de la centrale de Cap Djinet .....  | 5  |
| II.Description technique de la centrale .....          | 6  |
| 1.Station de filtrage et de pompage d'eau de mer ..... | 6  |
| 2.Poste de détente gaz naturel.....                    | 6  |
| 3.Déminéralisation .....                               | 6  |
| 4.Dessalement de l'eau de mer .....                    | 6  |
| 5.Electro-chloration .....                             | 6  |
| 6.Générateur de vapeur .....                           | 7  |
| 7.Turbine à vapeur et condenseur .....                 | 8  |
| 8.Alternateur .....                                    | 8  |
| 9.Auxiliaires électriques .....                        | 8  |
| 10.Salle de commande centralisée .....                 | 8  |
| 11.Evacuation de l'énergie .....                       | 9  |
| III-principe de fonctionnement .....                   | 9  |
| IV-Généralité sur les expenders.....                   | 11 |
| Définition d'un turbo-expander .....                   | 11 |
| IV-1-Expendeur hermétique .....                        | 12 |
| IV-2-Compresseur à Spirale (SCROLL) .....              | 13 |
| IV-3- Expendeur à vis .....                            | 13 |

# Sommaire

---

|                                                            |    |
|------------------------------------------------------------|----|
| IV-3-1- Expender mono –vis .....                           | 13 |
| IV-3-2- Expander bi-vis .....                              | 14 |
| V-Principe de fonctionnement d'un expander .....           | 15 |
| VI-2-Parties composants la machine .....                   | 17 |
| VI-3-Principaux caractéristiques d'un turbo-expander ..... | 17 |

## Chapitre II : Cycle de Rankine Organique

|                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------|----|
| II-1-INTRODUCTION .....                                                            | 18 |
| II-2-Rappel sur les cycles de puissance .....                                      | 18 |
| II-2-1-cycle de Carnot .....                                                       | 18 |
| II-2-2-cycle de Lorenz .....                                                       | 20 |
| II-2-3-Cycle de Rankine/Hirn .....                                                 | 21 |
| II-2-4-Cycle organique de Rankine.....                                             | 24 |
| II-3-Différentes configurations du cycle ORC .....                                 | 26 |
| II-3-1-ORC sous-critique .....                                                     | 26 |
| II-3-2-ORC supercritique (ou transcritique) .....                                  | 28 |
| II-3-3-ORC multi-pression .....                                                    | 29 |
| II-3-4-Cycle trilatéral-flash (Trilatéral Flash Cycle – TFC en anglais) .....      | 30 |
| II-4-Fluide de travail .....                                                       | 32 |
| II-5-Bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides de travail ..... | 34 |
| II-5-1-REFPROP – NIST Reference Fluid Properties .....                             | 34 |
| II-6- Conclusion.....                                                              | 35 |

## Chapitre III : étude thermodynamique

|                                                                |    |
|----------------------------------------------------------------|----|
| III-1-Introduction .....                                       | 36 |
| III-1-1-Cycles ORC standards .....                             | 36 |
| III-1-2- Cycles ORC avec un échangeur de chaleur interne ..... | 38 |
| III-2-Analyse énergétique des systèmes .....                   | 39 |
| III-2-1-Cycles ORC standards .....                             | 39 |

# Sommaire

---

|                                                                                                       |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Procédé de pompage .....                                                                              | 39 |
| Procédé de transfert de chaleur à haute pression .....                                                | 39 |
| Procédé de détente .....                                                                              | 40 |
| Procédé de condensation .....                                                                         | 40 |
| III-2-2- Détermination des performances du cycle .....                                                | 41 |
| III-3- Analyse exergetique .....                                                                      | 41 |
| III-3-1- Le rendement exergetique .....                                                               | 42 |
| III-3-2-Bilan exergetique des procédés dans un cycle ORC .....                                        | 43 |
| Procédé de pompage (refoulement).....                                                                 | 43 |
| Procédé de transfert de chaleur à haute pression .....                                                | 43 |
| Procédé de détente.....                                                                               | 44 |
| Procédé de condensation.....                                                                          | 44 |
| Analyse exergetique dans le récupérateur .....                                                        | 44 |
| IV-Etude du cas .....                                                                                 | 45 |
| IV -1-Présentation installation proposée .....                                                        | 45 |
| IV-1-1-Étude du poste de détente du gaz naturel .....                                                 | 46 |
| IV-1-2-Procédure du calcul .....                                                                      | 47 |
| IV-1-3-Propriétés thermodynamiques du fluide utilisé .....                                            | 47 |
| IV-1-4-Rappel des principaux constituants des gaz combustibles .....                                  | 47 |
| IV-1-5-Les caractéristiques du gaz naturel utilisée.....                                              | 48 |
| IV-2-Etude thermodynamique pour un système ouvert.....                                                | 48 |
| IV-2-1-Etude thermodynamique pour les systèmes ouverts de l'installation en question.....             | 49 |
| IV-2-1-1-Calcul thermodynamique à partir des données de la centrale de Cap-Djinet .....               | 49 |
| IV-2-1-2-Analyse énergétique et exergetique pour les différents dispositifs du poste de détente ..... | 51 |
| IV-2-1-3-Étude du cycle organique de Rankine .....                                                    | 54 |
| V-Conclusion.....                                                                                     | 60 |

## Chapitre IV : Résultats & Interprétations

|                                                                                   |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----|
| IV-Introduction.....                                                              | 61 |
| IV-1-Caractéristiques thermodynamique des fumées à la sortie de l'économiseur ... | 61 |

# Sommaire

---

|                                                                                                                                                |       |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| IV-2-Résultat d'analyse du système .....                                                                                                       | 61    |
| IV-2-1-L'exergie détruite total du système .....                                                                                               | 62    |
| IV-3-Propriétés thermo-physique de la sélection du fluide de travail pour le cycle<br>ORC .....                                                | 62    |
| IV-4-Proposition de l'installation .....                                                                                                       | 63    |
| IV-5-Etude du poste de détente .....                                                                                                           | 64    |
| IV-5-1 -Influence de la pression du gaz naturel sur la puissance produite par<br>l'exender.....                                                | 65    |
| IV-5-2-Influence des températures et des pressions à l'entrée du poste de<br>détente du gaz naturel sur la masse volumique du gaz naturel..... | 66    |
| IV-5-3-Influence des pression à l'entrée du poste de détente du gaz naturel sur la<br>puissance théorique délivrée par l'exender .....         | 66    |
| IV-5-4-Evolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau<br>du condenseur .....                                          | 67    |
| IV-6 Etude de cycle de Rankine organique.....                                                                                                  | 68    |
| IV-6-1-Influence de la température d'entrée de la turbine sur la puissance<br>absorbée par le fluide organique .....                           | 69    |
| IV-6-2-Influence du rapport de pression, pression et de température d'entrée<br>turbine sur le rendement du cycle ORC .....                    | 70    |
| IV-6-3-Evolution des débits des fluides frigorigène (R134a, R245fa, R11) en<br>fonction de la température de condensation : .....              | 72    |
| IV-6-4-Influence des pressions d'entrée turbine et les températures de<br>condensation sur le débit du fluide frigorigène (R134a) : .....      | 73    |
| IV-6-5-Influence des températures de source sur le rendement de Carnot des<br>réfrigérant.....                                                 | 74    |
| IV-6-6-Influence de la Température d'entrée turbine sur le rendement de cycle<br>ORC pour la sélection du fluide de travail : .....            | 75    |
| IV-6-7-Evolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau<br>du récupérateur : .....                                      | 77    |
| IV-7-L'évolution du fluide frigorigène R245fa dans un diagramme T-S .....                                                                      | 78    |
| IV-8-L'évolution du fluide frigorigène R11 dans un diagramme T-S .....                                                                         | 79    |
| V-Conclusion.....                                                                                                                              | 80    |
| Conclusion Générale & perspectives.....                                                                                                        | 81/82 |

# Introduction Générale

---

La production de l'électricité est essentiellement un secteur de l'industrie, destiné à mettre à disposition de l'ensemble des consommateurs la possibilité d'un approvisionnement adapté à leur besoin en énergie électrique.

Aujourd'hui, la production de l'électricité peut se faire à partir des énergie fossile (gaz naturel, charbon ou pétrole). En Algérie, l'électricité est produite, principalement, à partir du gaz naturel. La part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96 %, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques.

Au jour d'aujourd'hui notre pays continue à compter sur le pétrole et le gaz naturel comme deux principales sources d'énergie et les exploiter d'avantage sans penser à long terme et aux générations futures. Par conséquent il faut procéder comme premier pas à rationaliser la consommation de ces deux sources et de développer d'autres sources parallèlement.

Actuellement nous disposons de nombreuses unités industrielles pour la production d'électricité qui consomment des quantités colossales du combustible à un faible rendement. Ceci dit des pertes inadmissibles d'énergie dans la nature par fumées et plus de pollution. L'idéal est donc de réaliser le compromis « moins de consommation et de pollution ; plus d'énergie ». Tout en sachant que l'énergie calorifique et électrique reste toujours obligatoire pour le fonctionnement d'une machine d'où l'industrie et toute l'économie d'un pays.

L'épuisement des ressources d'énergie fossiles et les impacts de leur utilisation sur l'environnement (par exemple le changement climatique, la destruction ou l'appauvrissement de la couche d'ozone) encouragent fortement la recherche de moyens de produire de l'électricité à base de ressources renouvelables (géothermie, biomasse et solaire). Par ailleurs, une partie importante de l'énergie dissipée par les procédés industriels, se perd sous forme de rejets thermiques, qui non seulement diminuent le rendement de ces procédés mais contribuent aussi aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles. Or, ces rejets se présentent sous forme de chaleur à basse température qui ne peut pas être utilisée pour la production d'électricité par le cycle traditionnel de Rankine fonctionnant avec la vapeur d'eau.

L'amélioration de l'efficacité énergétique est le but de nombreux chercheurs à l'échelle mondiale, et la récupération des rejets thermiques est l'un des axes principaux qui engendre l'amélioration des performances de l'installation en question, l'objectif de la problématique du thème qui se place, est d'étudier la faisabilité de récupérer les rejets thermiques de la centrale à vapeur de Cap-Djinet dans le but de baisser la température des fumées afin d'évaluer la puissance récupérée et de les convertir en puissance mécanique on lui couple un système organique de Rankine (récupérateur de chaleur, turbine, condenseur, pompe) qui fonctionne avec les rejets thermique de l'installation de cette centrale .

# Introduction Générale

---

Afin de répondre à cet objectif nous avons structuré notre travail comme suit :

Chapitre I : présentation de la centrale de Cap Djinet.

Chapitre II : cycle organique de Rankine.

Chapitre III : études thermodynamique.

Chapitre IV : résultats et & interprétations.

### Généralités :

l'électricité est tellement présente dans notre vie quotidienne que nous avons souvent tendances à la considérer comme une nécessité d'ordre naturel au même titre que l'eau courante bien que les sources de sa production sont menacer d'être taris et c'est toute une société moderne qui vacille pourtant au regard de l'histoire l'utilisation des phénomènes électriques est relativement récentes , le principe de base de la production de l'électricité repose sur la conversion d'énergie mécanique en énergie électrique pour cela le plus souvent un fluide entraine une turbine .

Une turbine est un dispositif mécanique rotatif qui extrait l'énergie d'un flux de fluide et le convertit en énergie mécanique. Le travail produit par une turbine peut être utilisé pour générer de l'énergie électrique lorsqu'il est combiné avec un générateur, comme dans le cas des moteurs à réaction. Une turbine est une turbomachine avec au moins une partie mobile appelée un ensemble de rotor, qui est un arbre avec des aubages attachés. Le fluide de déplacement agit sur les aubages de manière à ce qu'ils se déplacent et donnent une énergie de rotation au rotor.

Il existe plusieurs types de turbine est parmi elles en distingue les suivantes :

- **Turbine axial** : c'est une turbine dans laquelle l'écoulement du fluide de travail est parallèle à l'arbre par opposition aux turbines radiales ou le fluide circule autour d'un arbre comme c'est le cas d'un moulin à eau, une turbine axiale a une construction similaire à celle d'un compresseur axial, mais fonctionne à l'inverse, transforment l'écoulement du fluide de travail en énergie mécanique rotative.
  
- **La turbine radiale** : Une turbine radiale est une turbine dans laquelle l'écoulement du fluide de travail est radial à l'arbre. La différence entre les turbines axiales et radiales consiste dans la manière dont le fluide traverse les composants (compresseur et turbine). Alors que pour une turbine axiale, le rotor est « impacté » par le flux de fluide, pour une turbine radiale, le flux est orienté en douceur perpendiculairement à l'axe de rotation et entraîne la turbine de la même manière que l'eau conduit un moulin à eau. Il en résulte moins de contraintes mécaniques qui permettent à une turbine radiale d'être plus simple, plus robuste et plus efficace par



## Chapitre I:presentation de la centrale thermique

---

rapport aux turbines axiales. En ce qui concerne les gammes de puissance élevées (supérieures à 5 MW), la turbine radiale n'est plus compétitive (due à un rotor lourd et coûteux) et l'efficacité devient similaire à celle des turbines axiales.

- **La turbine centrifuge** : Le fonctionnement de la turbine centrifuge est inversement celui du compresseur centrifuge. Le terme « **compresseur centrifuge** » (aussi appelé « **compresseur radial** ») désigne un type de turbomachines à circulation radiale et à absorption de travail qui comprend des pompes, des ventilateurs, des soufflantes et des compresseurs. Les premières machines de ce type étaient composées de pompes, de ventilateurs et de soufflantes.

### I. Présentation et description de la centrale [1] :

#### I-1. Introduction :

Les groupes Turboalternateurs sont des machines à grande puissance, destinés à la production de l'énergie électrique nécessaire à la vie quotidienne et au développement industriel. La puissance unitaire des groupes générateurs, la structure des réseaux et des centrales, ont considérablement évolué depuis les débuts de l'électrification. Dans chaque pays ces facteurs dépendent des ressources locales et l'état de développement du pays. La production d'électricité s'effectue actuellement dans le monde à partir des centrales thermiques. Celles-ci peuvent être à énergie nucléaire, à charbon ou à gaz, dans les centrales thermiques à vapeur (installations motrices à vapeur, IMV), cette dernière est produite dans des générateurs qui peuvent être des réacteurs nucléaires, des chaudières utilisant le charbon ou le gaz naturel comme combustible quoique les turbines à gaz commencent à prendre une part importante, la production mondiale reste assurée par des centrales à vapeur.

En Algérie, les centrales thermiques à vapeur sont construites généralement en bord de mer à cause du déficit que connaît le pays en ressources hydrauliques ; notamment si la production de l'énergie électrique à partir de l'énergie chimique n'est possible industriellement qu'en passant par les transformations suivantes :

- Transformation d'énergie chimique en énergie calorifique.
- Transformation d'énergie calorifique en énergie mécanique.
- Transformation d'énergie mécanique en énergie électrique.

### I-2. Présentations de la centrale de Cap Djinet :

La centrale thermique de Cap -Djinet se situe au bord de la mer à l'est d'Alger, près de la ville de Cap-Djinet dans la wilaya de Boumerdès, elle occupe une superficie de 35 hectares, elle est composée de quatre (04) tranches de type thermique à vapeur d'une puissance unitaire de 176 *MégaWatts (MW)* Bornes alternateur, totalisant une capacité installée de 704 *MW*. La puissance fournie au réseau est de 672 *MW* bornes usine. La consommation totale des auxiliaires des quatre tranches et des auxiliaires communs est d'environ 32 *MW*.

La centrale thermique est composée de plusieurs installations pour la production de l'électricité et qui influent directement sur le rendement global, les installations importantes sont :

- Station de pompage d'eau de mer.
- Poste de détente gaz naturel.
- Poste fuel.
- Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer.
- Station d'électro-chloration.
- Salle de compresseurs d'air comprimé de travail et de régulation.
- Dessalement de l'eau de mer.

Et chaque installation se compose de :

- Générateur de vapeur.
- Turbine à vapeur.
- Condenseur.
- Alternateur.
- Auxiliaires électriques.
- Salle de commande centralisée.
- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie.

## II-Description technique de la centrale

### 1. Station de filtrage et de pompage d'eau de mer :

En premier lieu l'apport de l'eau de mer s'effectue grâce à trois (03) canalisations indépendantes de 3 m de diamètre chacune, dont la prise est située à 900 m au large. Au niveau des grilles à grappins s'effectue la première étape de filtrage de l'eau de mer pour stopper tous sorte de déchet (poisson, moules ...etc.) qui arrivent avec l'eau de mer.

En suite, la deuxième étape au niveau des tambours filtrants pour récupérer des organismes de petites tailles, qui n'ont pas pu être stoppés par les grilles à grappins.

En deuxième lieu pour assurer le pompage qui se fait dans des réservoirs situés après la station de filtrage, par trois groupes de pompes différentes, pour les besoins de la centrale :

- Pompes d'alimentation en eau de mer de refroidissement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour les unités de dessalement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour la station d'électro-chloration.

### 2. Poste de détente gaz naturel :

Composé de deux (02) lignes de filtration gaz, et trois (03) lignes de régulation pour la détente gaz de 60 à 6 bars.

### 3. Déminéralisation :

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m<sup>3</sup>/h chacune parachève le traitement d'eau avant son utilisation dans le cycle. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux réservoirs de 1500 m<sup>3</sup> chacun.

### 4. Dessalement de l'eau de mer :

Il y a quatre (04) unités de dessalement de 500 m<sup>3</sup>/jour, chacune, assurant la production d'eau pour le générateur à vapeur des groupes turbo-alternateur de la centrale. Le procédé utilisé et qui est le plus répandu, est la distillation multi flash ou l'eau se vaporise brutalement (FLASH).

Après plusieurs flashes successifs la vapeur condensée (eau pure) est récupérée et stockée dans deux (02) réservoirs de 2700 m<sup>3</sup> chacun.

### 5. Electro-chloration :

La chloration de l'eau de mer permet de préserver l'équipement traversé par l'eau de mer contre la prolifération d'organismes marins. Elle se fait par l'injection de

## Chapitre I:presentation de la centrale thermique

l'hypochlorite de sodium, la production est assurée par une station d'électro-chloration (par électrolyse d'eau de mer d'une capacité de 150kg/h de chlore actif).

### 6. Générateur de vapeur :

Ce générateur de vapeur est du type à circulation naturelle avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffe a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter les turbines.

- Consommation gaz naturel : 40 Nm<sup>3</sup> /h.
- Consommation gas-oil (fuel) :42 Nm<sup>3</sup> /h.
- Capacité de vaporisation : 530 t/h.
- Pression sortie surchauffeurs : 154 bars.
- Température vapeur surchauffée : 540°C
- Pression sortie resurchauffeurs : 34 à 37 bars.
- Température vapeur resurchauffée : 540°C.
- Température eau d'alimentation : 246°C.

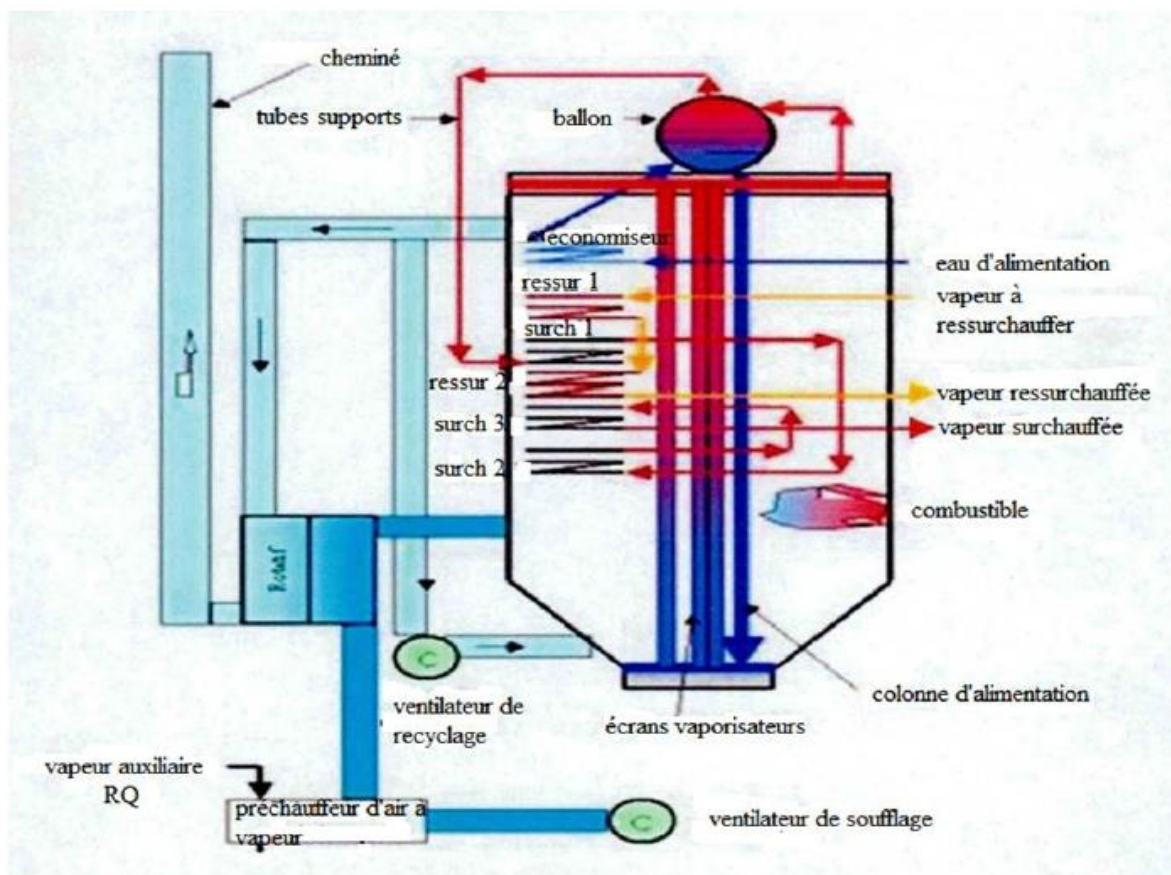


Figure (I.1) : les constituants de la chaudière de Cap Djinet

## Chapitre I:presentation de la centrale thermique

---

### 7. Turbine à vapeur et condenseur :

Les turbines sont à condensation et à soutirage, elles sont composées de trois corps :

Haute pression(**HP**), moyenne pression(**MP**) et base pression(**BP**).

Chaque turbine entraîne un alternateur d'une puissance de 220 M VA, après détente dans la turbine, la vapeur vient se refroidir dans le condenseur.

Le condenseur a simple parcours, est exploitable moitié par moitié. Le débit d'eau de mer nécessaire à la réfrigération de chaque condenseur est de 25.000 m<sup>3</sup>/h.

### 8. Alternateur :

Caractéristiques principales des alternateurs :

- Tension nominale : 15,5 KV.
- Puissance apparente : 220 MVA.
- Puissance active : 176 MW.
- Régulation de tension automatique.
- Poids du stator complet : 198 tonnes
- Poids du rotor seul : 36,7 tonnes.

Ces alternateurs sont à refroidissement à l'hydrogène en circuit fermé, l'hydrogène étant lui-même refroidi à l'eau déminéralisée.

### 9. Auxiliaires électriques :

Les auxiliaires électriques se situent à l'intérieur de deux bâtiments à cinq (5) niveaux situés entre deux chaudières, on trouve :

- Niveau 5,15M : Salle de câble.
- Niveau 8,35M : Tableaux MT BT.
- Niveau 11,65M : Salle de câble.
- Niveau 14.75M : Batteries, redresseurs et salle électrique.
- Niveau 18,65M : Salle de commande.

### 10.Salle de commande centralisée :

Les quatre groupes de production d'électricité sont contrôlés et réglés, chacun à partir d'un pupitre dans une salle de commande climatisée et insonorisée. Il existe deux salles de commande et chacune comprend :

## Chapitre I:presentation de la centrale thermique

---

- Deux pupitres de conduite et de signalisation des alarmes électroniques.
- Deux tableaux verticaux où sont rassemblés, les organes de commande et les appareils d'enregistrement.
- Un tableau synoptique, qui schématise les auxiliaires électriques et les tableaux relatifs aux services communs.
- Un équipement de supervision d'analyse d'incidents.

### **11.Evacuation de l'énergie :**

L'énergie électrique produite par le groupe est évacuée sur le réseau à travers un transformateur principal de **15,5/220KV**, un autre de soutirage **15.5/6.3KV** et un transformateur de réseau secourt la centrale en cas d'incident sur groupes ou sur ligne d'évacuations. Le poste d'évacuation est composé :

D'un transformateur de **15,5 /220 KV**, organes de protections (disjoncteurs et sectionneurs) et de ligne d'évacuation sur le réseau.

### **III-principe de fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement d'une centrale thermique à vapeur est une transformation d'une énergie thermique obtenue par la combustion d'un combustible (gaz, fuel) qui représente la source chaude, cette quantité d'énergie elle sera transmise à l'eau qui passe de l'état liquide à l'état vapeur, celle-ci produite est admise dans une turbine à vapeur où sa détente provoque la rotation des roues de la turbine accouplée à un alternateur qui transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique à la sortie de la turbine. la vapeur est condensée par un condenseur alimenté par une source froide (eau de mer) elle se retrouve à l'état liquide et ce condensat est renvoyé dans le système d'alimentation en eau pour un nouveau cycle de vaporisation.

La centrale thermique de CAP-DJINET fonctionne avec circuit fermé de circulation d'eau et de vapeur. Ce circuit commence dans le condenseur où la pompe d'extraction assure le transfert de l'eau jusqu'à la bache alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs basses pression (débit nominal d'une pompe 414 m<sup>3</sup>/h). Les pompes d'alimentations servent à alimenter la chaudière en eau à partir de la bache (débit de 3 x 261,6 m<sup>3</sup>/h), passant par les réchauffeurs de moyenne et de haute pression ainsi que l'économiseur. L'eau arrive d'abord à son ballon de chaudière, par gravité il descend

## Chapitre I:presentation de la centrale thermique

---

dans les tubes des écrans où il sera chauffé par des huit bruleurs à température plus élevée, l'eau chaude monte dans les tubes jusqu'à l'évaporation, la vapeur est surchauffée par les trois surchauffeurs et attaque le premier corps haute pression de la turbine à la température 540°C et une pression de 160 bar, la vapeur est récupérée à la sortie (après la détente à 200°C et 47,bar de pression), ensuite la chaudière élève la température de la vapeur avec les resurchauffeurs jusqu'à 540°C et attaque les deux corps moyenne et basses pression. Le condenseur récupère la vapeur à la sortie du corps basse pression de la turbine et le refroidit jusqu'à la température ambiante. Un autre circuit est présent pour le refroidissement du condenseur c'est le circuit d'eau de mer, il est composé d'une pompe d'extraction qui aspire l'eau filtrée en grande quantité et la refoule dans le condenseur pour refroidir ce dernier et termine sa course en retournant vers la mer.

Pour assurer le fonctionnement normal du circuit de vapeur il faut que la quantité d'eau dessalée dans le circuit soit suffisante, mais à cause des pertes pendant chaque intervention de maintenance au niveau des pompes, il faut que la pompe d'alimentation de la station de dessalement soit toujours disponible, pour palier à ces pertes.



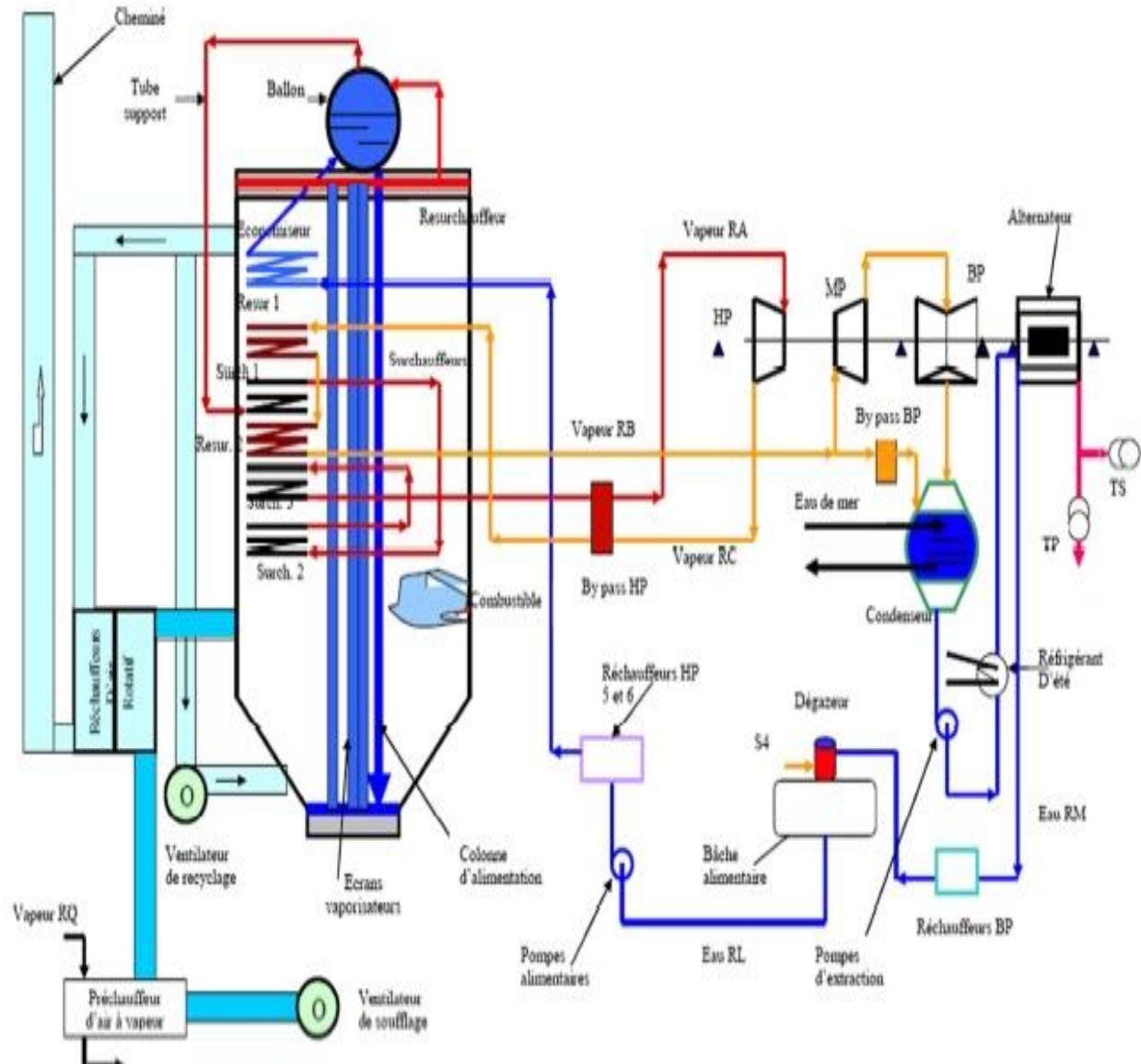


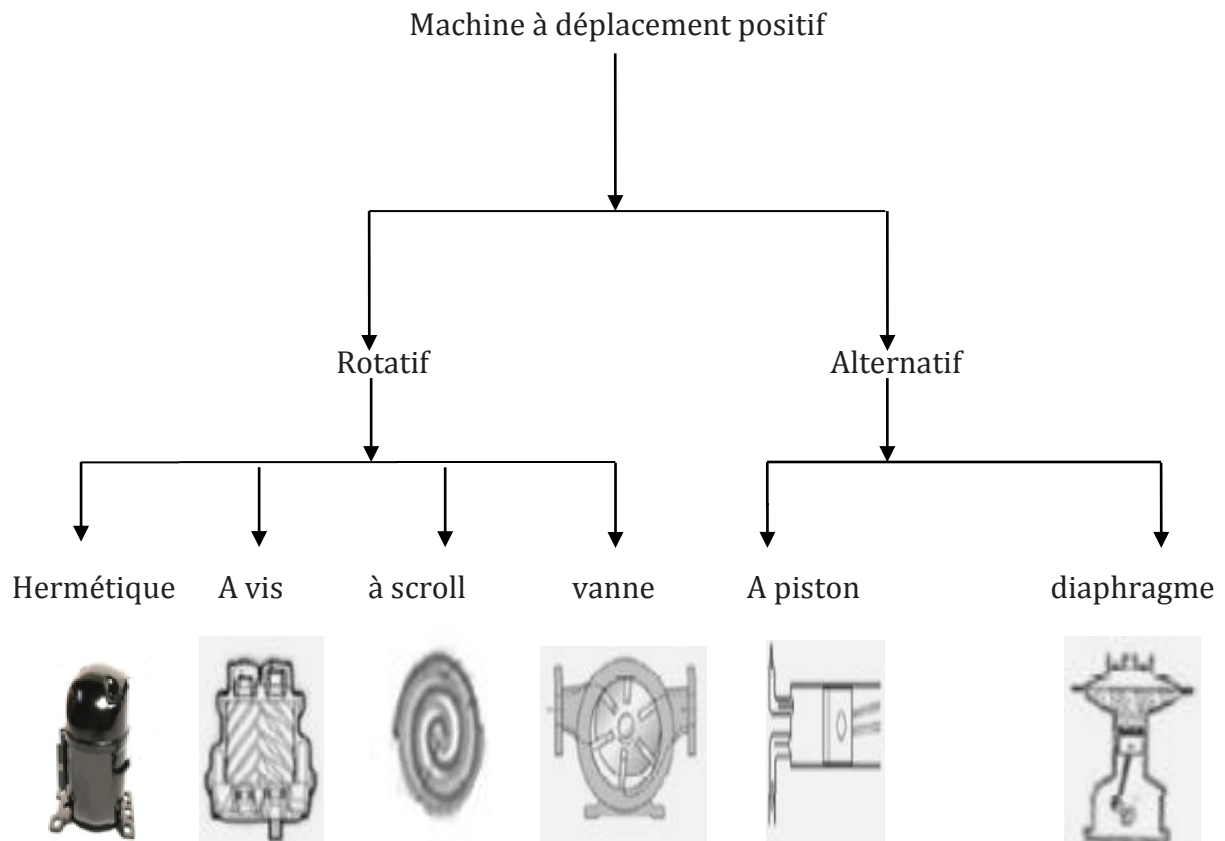
Figure (I.2) Schéma synoptique d'un groupe thermique.

### IV-Généralité sur les expenders [23]:

#### Définition d'un turbo-expander :

Les expenders (compresseurs inversés) ou le détendeur sont des machines à déplacement positif influencent sur les changements de pression en admettant une masse constante de fluide dans une chambre active dans le but de créer une Haute Pression d'un côté (et donc une pression et température de vapeur saturante haute) étant comme compresseur, et une Basse Pression de l'autre tel un détendeur (et donc une pression et température de vapeur saturante basse). Par conséquent, ils permettent également d'assurer la circulation du fluide dans le circuit frigorifique.





**Figure (I-3): Les types des machines à déplacement positif.**

Ils sont donc mieux adaptées, appropriées pour les petits flux de masse et les faibles puissances en entrées et sorties. Un certain nombre de types de machines fonctionnent avec ce principe, comme les Vanes, spirales et les machines à piston rotatif, comme illustré dans la figure suivante.

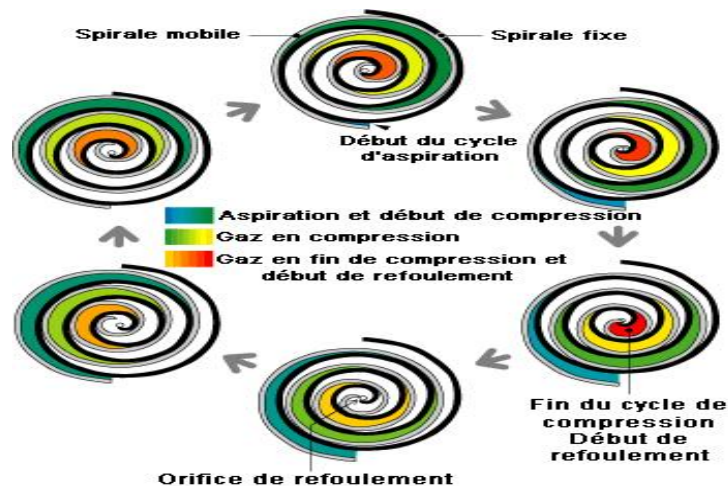
### **IV-1-Expendeur hermétique :**

Les compresseurs hermétiques sont des compresseurs dont la partie moteur et la partie compression sont confinées dans une cloche hermétique non démontable d'où leurs noms. Si l'une des deux parties vient à céder le compresseur est considéré comme hors service. La partie électrique est refroidie par les vapeurs de BP lors du fonctionnement du compresseur. De l'extérieur, ils disposent généralement d'un bornier de raccordement électrique ainsi que de 3 orifices :

- Un orifice de charge / vidange pour le fluide frigorigène (côté **BP**).
- Un orifice d'aspiration (**BP**).
- Un orifice de refoulement (**HP**).

### VI-2-Compresseur à Spirale (SCROLL) :

Le compresseur à spirale, également connu sous le nom de compresseur scroll, emploie deux spirales intercalées comme des palettes pour pomper et comprimer des fluides. Souvent, une des spires est fixe, alors que l'autre se déplace excentriquement sans tourner, de sorte à pomper puis emprisonner et enfin comprimer des poches de fluide entre les spires comme dessiné ci-dessous.



**Figure(I-4): Cycle de compression d'un système spiro-orbitale (compresseur scroll).**

### VI-3- Exponder à vis :

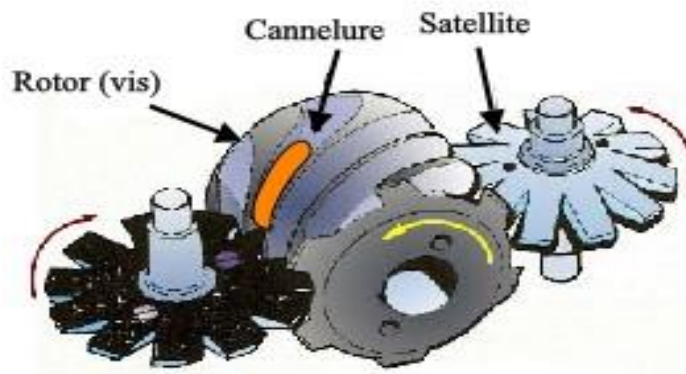
On distingue deux types d'exponder à vis :

- Exponder mono-vis
- Exponder bi-vis

#### VI-3-1-Exponder mono -vis :

Le compresseur à vis mono-rotor ou simple vis est constitué d'un rotor principal (vis sans fin) avec des cannelures hélicoïdales et deux satellites. Les deux satellites sont recouverts d'une matière du type téflon et sont disposés de chaque côté du rotor principal, de l'huile est injectée sur la vis pour parfaire l'étanchéité (vis, satellites). Quand la vis tourne, le fluide remplit les canaux de la vis puis les satellites réduisent le volume dans ces cannelures le travail de la compression s'effectue alors dans la partie supérieure du compresseur pour un satellite et simultanément un processus analogue

s'opère du côté du deuxième satellite, mais dans la partie inférieure du compresseur. Le gaz est refoulé ensuite par des orifices de part et d'autre des satellites.

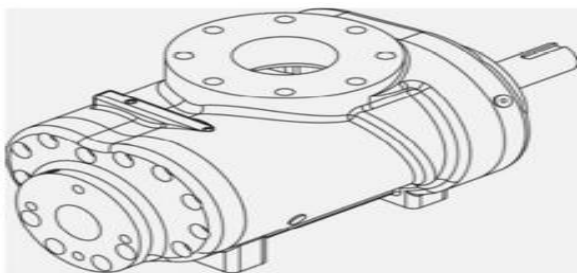


**Figure (I-5) : expander mono-vis.**

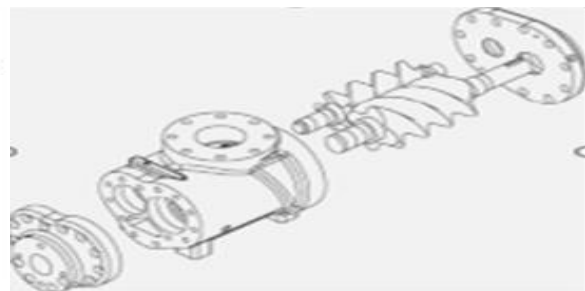
### **IV-3-2-Expander bi-vis :**

Le compresseur bi-vis est du type volumétrique rotatif constitué d'un rotor mâle et d'un rotor femelle à denture hélicoïdale. La rotation à grande vitesse dans des sens opposés des deux rotors mâle et femelle permet l'aspiration, la compression, le refoulement du gaz. Le gaz est transporté le long de la vis, de l'orifice d'aspiration à l'orifice le refoulement de façon continue. Comme les rotors tournent dans des sens opposés, l'espace augmente en se déplaçant vers l'avant, le gaz est aspiré puis cet espace diminue au fur et à mesure de l'avancement de la vis, le gaz est comprimé puis refoulé par un orifice aménagé en fin de parcours de la vis.

La plus réussie est celle à deux vis, qui peuvent être utilisées soit comme un compresseur ou un expander, une vue d'assemblage de l'expander est illustrée en figure (I-6). La figure (I-7) montre une vue éclatée d'un expander ainsi que la complexité des passages



**Figure (I-6) : vue assemblée d'un expander**



**Figure (I-7) : vue éclatée d'un expander**

### **V-Principe de fonctionnement d'un expander :**

Le principe de fonctionnement d'un expander est mieux compris par les illustré schémas dans la figure (I-8), comme on peut le constater, il est basé sur les changements volumétriques dans trois dimensions plutôt que deux. La machine se compose essentiellement d'une paire de rotors hélicoïdal lobés engrenés, qui tournent dans l'enveloppe qui les enferme totalement.

Les deux rotors engrenés forment effectivement une paire de roues à denture Hélicoïdale où leurs lobes agissent comme des dents, simplement décrits, respectivement, comme le mâle où le rotor principal est la femelle. L'espace entre chaque deux aubes successifs de chaque rotor et leur enveloppe environnante forme une chambre active séparée. En commençant par le côté haute-pression, comme procédé de rotation, le volume de chaque chambre augmente à partir de zéro à une valeur déterminée. Au cours de cette période de rotation, le fluide s'écoule dans cet espace, on appelle ça le processus de remplissage. Lorsque la rotation Continue au-delà de ce point, la chambre active sera isolée de l'orifice d'entrée, ainsi entraînant le fluide emprisonné à s'étendre et sa pression à diminuer. Cependant la chambre active devient exposée à l'orifice de décharge de basse pression, à l'extrémité opposée des rotors, le fluide emprisonné commence à s'écouler vers l'extérieur, diminuant ainsi le volume de la chambre active et entraînant l'éjection du fluide, jusqu'à ce que le volume entre les aubes sera nulle et tous le liquide soit refoulé. Une ligne d'étanchéité est formée entre les rotors et l'enveloppe afin de minimiser la fuite interne entre les passages successifs.

Une autre condition est que les passages entre les aubes devraient être aussi larges que possible, afin de maximiser le déplacement de fluide par rotation. En outre, les forces de contact entre les rotors devraient être faibles afin de minimiser les forces de frottement

Internes.

Les machines à deux vis ont un certain nombre d'avantages par rapport à d'autres types de machines à déplacement positif. Tout d'abord, contrairement aux machines à mouvement alternatif, toutes les pièces mobiles tournent et peuvent par conséquent fonctionner à des vitesses beaucoup plus élevées. Deuxièmement,

## Chapitre I:presentation de la centrale thermique

contrairement aux machines à palettes, les forces de contact dedans sont faibles, ce qui les rend très fiables.

Les expanders peuvent par conséquent être fabriqués à bon marché relativement en modifiant la conception des compresseurs existants et en raison de leur vitesse de rotation faible, ils peuvent facilement être directement couplés à des générateurs électriques de 50/60 Hz.



a- paire de rotors.



b- remplissage à haute pression, début du cycle de détente.



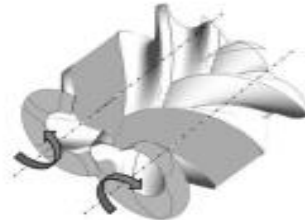
c- Porte haute pression fermée.



d- progression de la détente.



e- porte basse pression ouverte.



f- fin du cycle de détente.

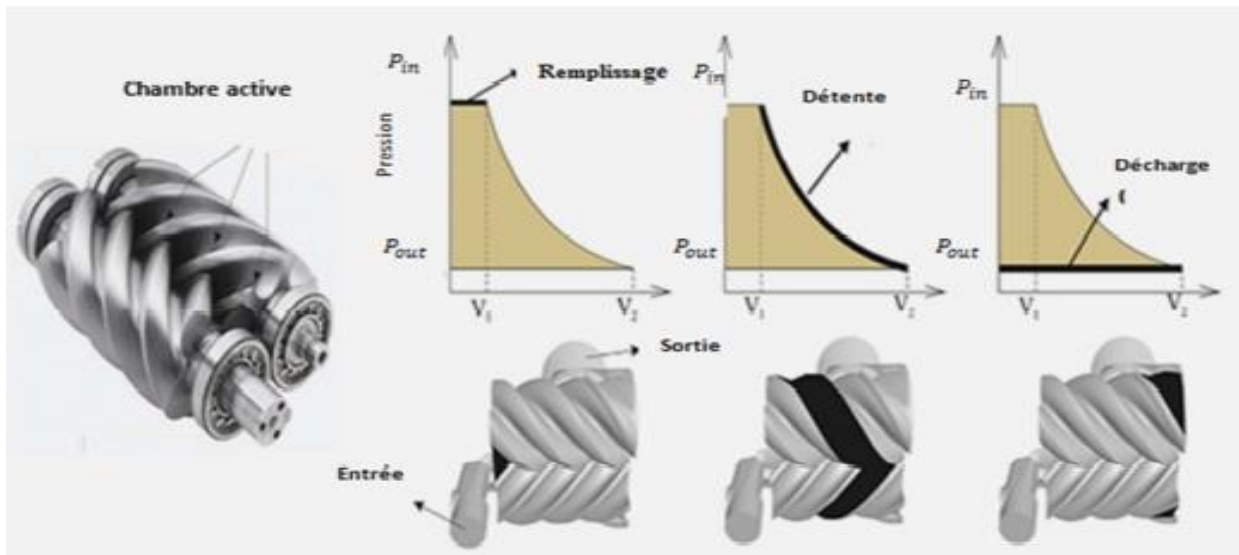


Figure (I-8) : principe de fonctionnement d'un expander

### VI-2-Parties composants la machine :

Le turbo-expander est monté sur un châssis et équipé de son propre système de lubrification et de gaz d'étanchéité. Le gaz à traiter passe à travers le carter de l'expander et du compresseur, dont la géométrie détermine le régime d'écoulement du gaz, en assurant une circulation aisée du gaz vers les roues à aubes, sans pertes de charge. Les composants du système sont disposés de façon à faciliter l'exploitation et l'entretien. Les composantes sont trois éléments principaux.

- La section turbine avec bride d'aspiration et refoulement,
- La partie centrale (intermédiaire) avec le mobile,
- le compresseur avec bride d'aspiration et refoulement.

La conception de cet ensemble, exige une très haute précision dans les tolérances de fonctionnement, et de qualité des matériaux de fabrication, pour répondre aux conditions de service (vitesse et température).

### VI-3-Principaux caractéristiques d'un turbo-expander :

Un turbo- expander est caractérisé par :

- Turbine à réaction (admission radiale, échappement axiale).
- Récupération généralement réalisée en un seul étage de détente.
- Bon rendement isentropique : 80 à 86 %.
- Bonne tolérance à la présence de condensat et de particules solides.
- Récupération d'énergie favorisée par de basses températures d'admission.

### II-1-INTRODUCTION :

Depuis quelques décennies, le cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle ORC), qui a le même principe que le cycle classique de Rankine ayant un fluide organique, suscite beaucoup d'intérêt dans le domaine de la valorisation de rejets thermiques et de la production d'électricité.

Dans ce chapitre, une revue bibliographique générale des principaux de cycles thermodynamiques, dont le principe est similaire à celui de l'ORC sont présentés. Il s'agit des cycles de Carnot, de Rankine et de Lorenz. Les cycles réversibles de Carnot et de Lorenz sont considérés comme étant des référentiels pour l'analyse exergetique du cycle organique de Rankine.

### II-2-Rappel sur les cycles de puissance :

#### II-2-1-cycle de Carnot :

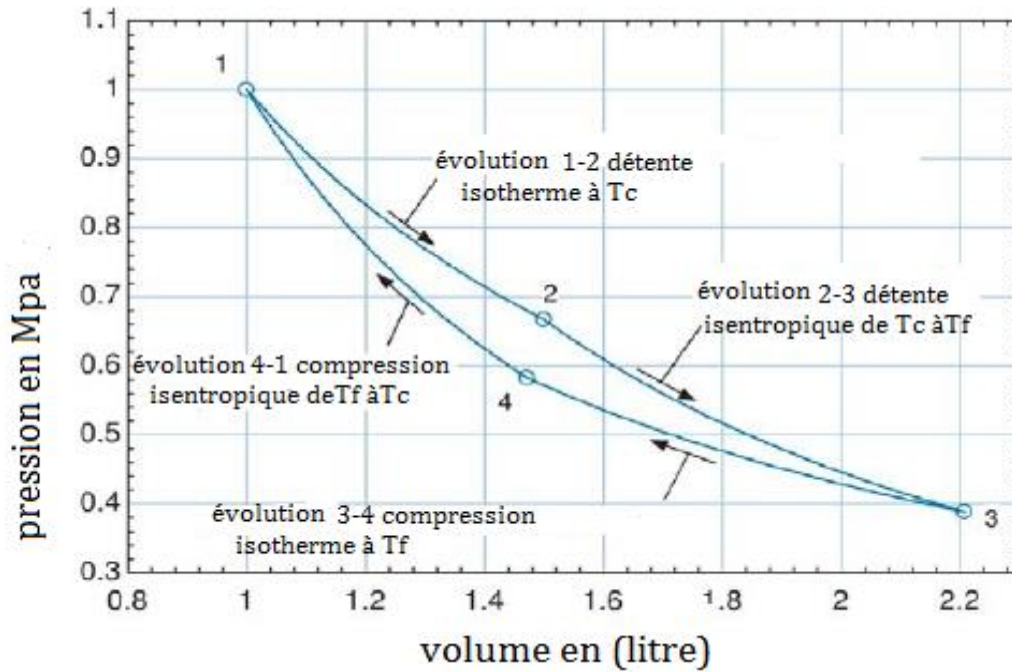
Le cycle de Carnot, proposé en 1824 par Nicolas Léonard Sadi Carnot (1776-1832) [2], est probablement le cycle réversible le plus connu en thermodynamique. Le moteur thermique opérant sur la base du cycle de Carnot est appelé le moteur de Carnot. En pratique, il n'existe aucun cycle thermodynamique qui soit complètement réversible. Le cycle de Carnot est donc un cycle thermodynamique théorique [3].

Le cycle théorique de Carnot est un cycle fermé, extérieurement chauffé, qui absorbe la chaleur d'une source thermique de haute température ( $T_c$ ) et rejette la chaleur à une source thermique de basse température ( $T_f$ ) (Figure II. 1). Le cycle de Carnot se compose de quatre procédés réversibles, deux isothermes et deux isentropiques, décrits comme suit

- Transformation 1-2 : détente isotherme à la température  $T_c$
- Transformation 2-3 : détente isentropique de température  $T_c$  à  $T_f$
- Transformation 3-4 : compression isotherme à la température  $T_f$ .
- Transformation 4-1 : compression isentropique de température  $T_f$  à  $T_c$ .

Les procédés réversibles du cycle de Carnot sont présentés dans un diagramme pression-volume dans la Figure (II-1).





**Figure (II. 1) Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot entre les températures  $T_c$  et  $T_f$  [4]**

**Bilan d'entropie de la transformation 1-2 :**

$$\dot{S}_{in} + \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{syst} = 0 \quad (2-1)$$

$$\dot{S}_{générée} = \frac{Q_c}{T_c} = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (2-2)$$

**Bilan d'entropie de la transformation 3-4 :**

$$\dot{S}_{générée} = \frac{Q_f}{T_f} = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (2-3)$$

**Bilan énergétique du cycle :**

$$W_{net} = Q_c - Q_f \quad (2-4)$$

**Le rendement du cycle de Carnot :**

$$\eta_{carnot} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} \quad (2-5)$$

L'équations (2.2) et (2.3) le rendement de Carnot devient

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{\dot{m}T_f(s_3 - s_4)}{\dot{m}T_c(s_2 - s_1)} \quad (2-6)$$



## Chapitre II: cycle de Rankine organique

Pour présenter le cycle avec un diagramme de température-entropie spécifique ( $T-s$ ), illustré dans la Figure (II. 2). En effet, le diagramme  $T-s$  est favorable pour l'analyse des cycles de puissance.

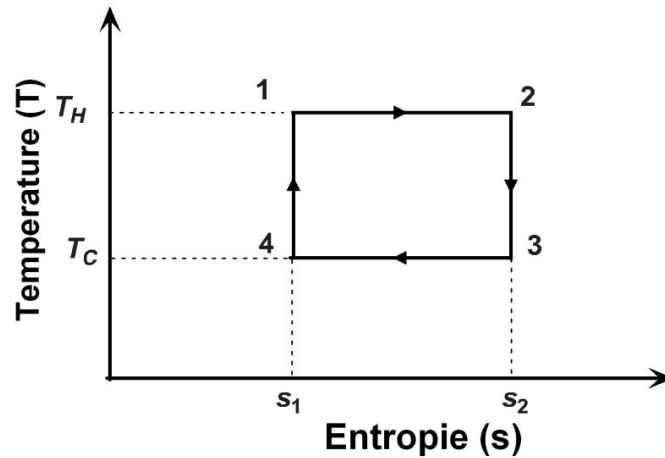


Figure (II. 2) : Diagramme  $T-s$  pour un cycle de Carnot. [5]

Reconnaissant à partir de la Figure (II. 2) que  $s_3 - s_4 = s_2 - s_1$  l'équation (2-6) est réécrite :

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (2-7)$$

### II-2-2-cycle de Lorenz :

C'est un cycle thermodynamique réversible qui est, contrairement au cycle de Carnot, est basé sur le glissement des températures pour l'addition et le rejet de la chaleur alors que l'expansion et la compression sont supposées être des procédés isentropiques (voir Figure II. 3).

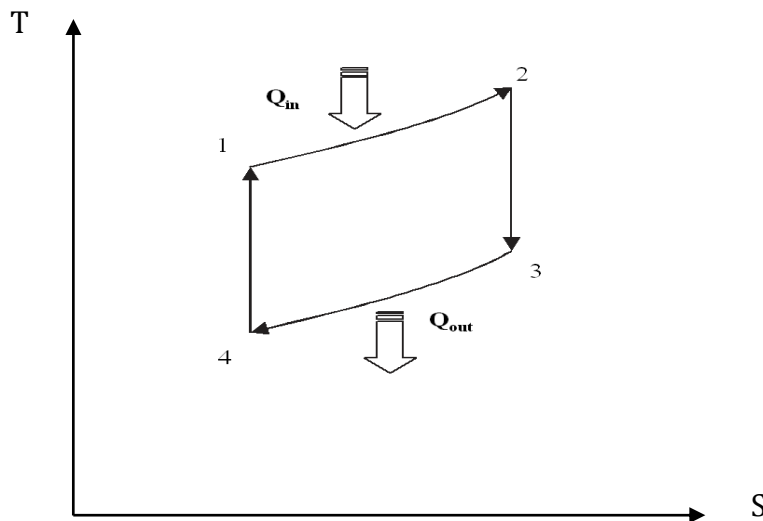


Figure (II. 3) Diagramme  $T-s$  pour le cycle de puissance de Lorenz. [6]

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

Le rendement du cycle de Lorenz :

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{Q_{3-4}}{Q_{1-2}} \quad (2-8)$$

### II-2-3-Cycle de Rankine/Hirn :

Le cycle de Hirn est un cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure à la température critique.

Le cycle de base de Rankine peut être vu comme une modification du cycle de Carnot. D'un point de vue technique, les procédés de compression et de détente diphasiques demandés par le cycle de Carnot ne sont pas pratiques [4]. Le cycle de Rankine Figure ( II. 4) diffère du cycle de Carnot par la compression isentropique du liquide, suivie d'une transformation isobare de chauffage en chaleur sensible puis de chauffage en chaleur latente. Le cycle idéal de Rankine est un cycle tel que présenté la Figure (II. 4) dans lequel le fluide de travail traverse les composants du cycle sans irréversibilités. En particulier : la chute de pression est absente dans la chaudière, le condenseur et les conduites. La turbine et la pompe sont considérées isentropiques [7]. Les procédés du cycle sont des procédés réversibles tels que détaillés ci-dessous :

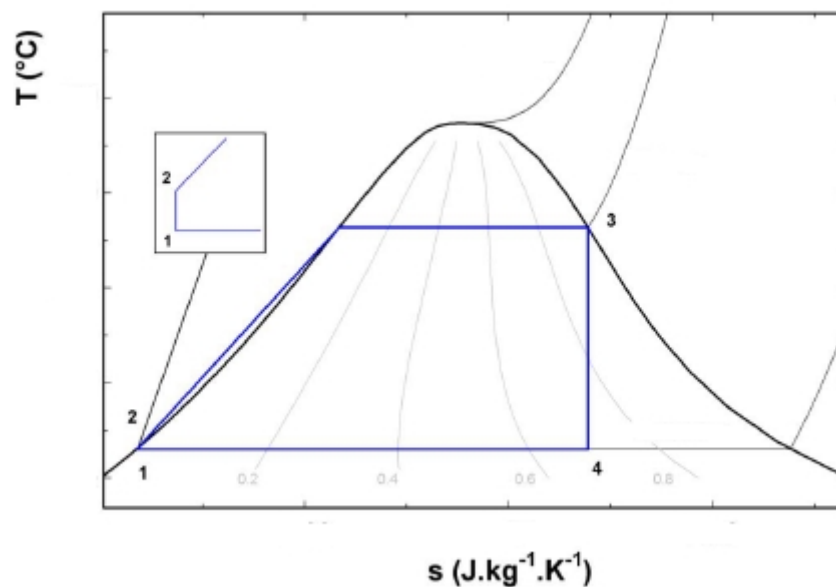


Figure (II. 4) Cycle idéal de Rankine dans le diagramme  $T$ - $s$  de l'eau.

1-2: la compression isentropique dans la pompe (la distance verticale entre les points 1 et 2 est considérablement exagérée pour soucis de clarté).

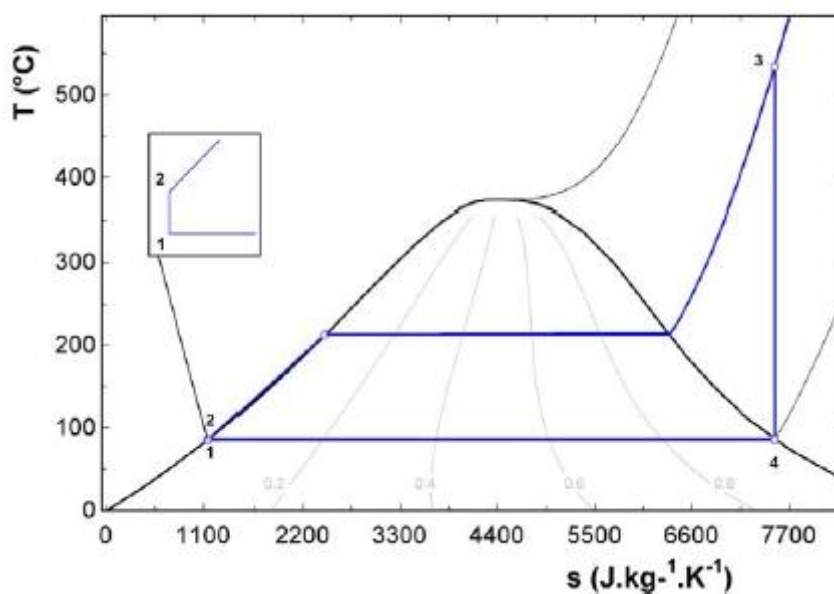
2-3: l'addition de la chaleur à pression constante dans l'évaporateur.

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

3-4: détente isentropique du fluide de travail de l'état de vapeur saturée à la pression du condenseur dans la turbine.

4-1: l'enlèvement de chaleur dans le condenseur fonctionnant à pression constante.

L'inconvénient principal du cycle de Rankine provient de la détente isentropique 3-4 dans le domaine diphasique ; cette détente correspondant à une marche en régime humide et donc sujette à des limitations technologiques (érosion d'aubage de la turbine si le titre en vapeur s'éloigne trop de la saturation vapeur :  $x < 1$ ) [7]. Pour obtenir en sortie de la turbine une vapeur saturée ( $x = 1$ ), Gustave-Adolphe Hirn (1815-1890), un ingénieur français, a proposé d'introduire en turbine une vapeur surchauffée [8].



**Figure (II. 5) Cycle idéal de Hirn dans le diagramme  $T$ - $s$  de l'eau.**

Le cycle idéal de Rankine/Hirn se réfère à la configuration simple du cycle de Rankine montrée dans la Figure (II.5) fonctionnant avec des composants sans irréversibilités à laquelle une étape de surchauffe de la vapeur est ajoutée.

Le cycle réel de Rankine diffère de cycle idéal en raison des irréversibilités dans les composants du cycle. Nous illustrons sur la Figure (II.6) L'influence des irréversibilités sur la transformation énergétique. Les irréversibilités et les pertes sont présentées avec les quatre sous-systèmes du cycle de Rankine [9] :

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

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

adiabatique. L'irréversibilité dans la pompe est donc caractérisée par le rendement isentropique :

$$\eta_{\text{is, pompe}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_{\text{réel}}} = \frac{h_{p,\text{out}}^{\text{is}} - h_{p,\text{in}}}{h_{p,\text{out}} - h_{p,\text{in}}} \quad (2-9)$$

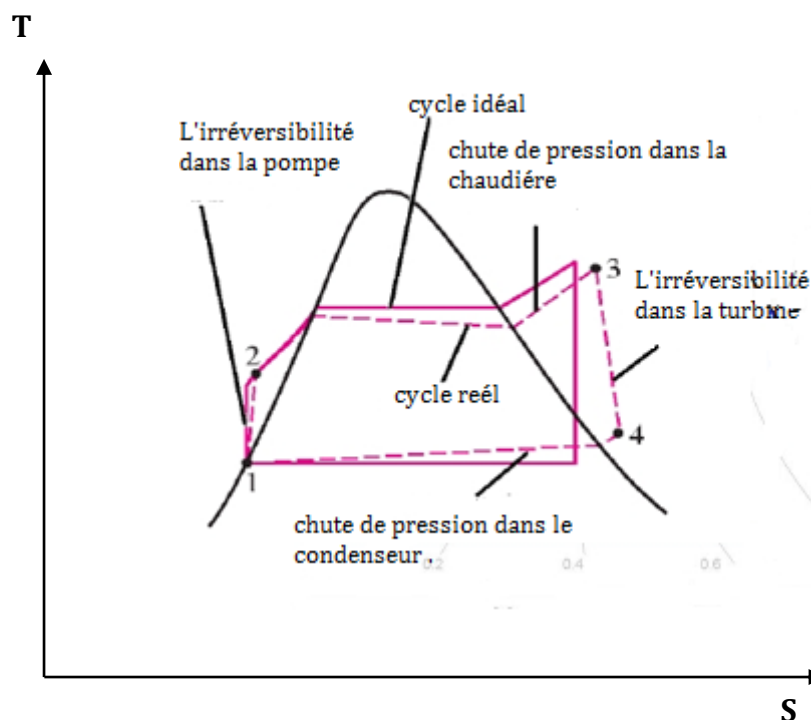
- L'irréversibilité dans la turbine : similaire au procédé de pompage, l'irréversibilité du procédé de détente est également caractérisée par un rendement isentropique de la turbine. Le transfert de chaleur entre le fluide traversant la turbine et l'environnement est souvent négligé et la turbine est alors considérée adiabatique. Le travail produit par le procédé de détente réel est plus petit que le travail dans le cas d'un procédé isentropique.

$$\eta_{\text{is, turbine}} = \frac{W_{\text{réel}}}{W_{\text{is}}} = \frac{h_{t,\text{in}} - h_{t,\text{out}}}{h_{t,\text{in}} - h_{t,\text{out}}^{\text{is}}} \quad (2-10)$$

- Frottement du fluide de travail : les frottements internes et les frottements avec les parois inhérentes à l'écoulement du fluide de travail causent des chutes de pression dans la chaudière, le condenseur et les tuyaux de liaisons entre les composants du cycle. Pour compenser ces chutes de pression, le fluide de travail doit être pompé à une pression plus élevée que la pression demandée par le cycle idéal. Cela agrandit la taille de la pompe et donc sa puissance.
- L'irréversibilités liées aux transferts de chaleur dans la chaudière et le condenseur. Dans la situation idéale, les sources et puits de chaleur sont supposées être, au niveau de la chaudière et du condenseur, à des températures identiques aux températures du fluide qui traverse le cycle. Dans la situation réelle, les différences de température doivent exister afin de permettre les transferts de chaleur. Ces différences de température sont synonymes de créations d'entropie et donc d'irréversibilités. Les encrassements au niveau de la chaudière et du condenseur augmentent les gradients de température nécessaires aux transferts et augmentent donc les irréversibilités. Toutefois, on peut considérer que ces irréversibilités sont externes, liées aux sources et puits de chaleur, et ne considérer que les irréversibilités dites internes du cycle (pompe, turbine, frottements). Si ces derniers composants fonctionnent de manière réversible, le cycle serait dit alors (intérieurement réversible).
- Perte thermique : les pertes thermiques causées par le transfert de chaleur entre le fluide de travail circulant dans l'installation avec l'environnement influencent

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

directement le bilan au sens du premier principe. Elles peuvent être aussi vues comme des irréversibilités internes du système car le transfert de chaleur vers l'extérieur est opéré sous un gradient non nul. Cette perte de chaleur se situe dans les tubes de liaisons entre les composants du cycle. Les éventuelles pertes thermiques qui se situent dans les composants du cycle se traitent au niveau de chacun de ceux-ci qui fonctionnerait alors de manière adiabatique ou non. Pour compenser toutes ces pertes thermiques indésirables, plus de chaleur doit être transférée au fluide de travail dans la chaudière.



**Figure (II-6) : Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal [9].**

### II-2-4-Cycle organique de Rankine :

Le cycle organique de Rankine est un cycle de Rankine utilisant un composé organique au lieu de l'eau comme fluide de travail. En effet, l'eau est un fluide de travail excellent pour le cycle de Rankine si la température de source thermique est suffisamment élevée. Ce fluide traditionnel est thermiquement, et chimiquement stable, non-toxique, ininflammable, peu coûteux, qui possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, et qui possède un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone, et un potentiel de réchauffement global nuls. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante. Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

---

énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [10]. Pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse température, le cycle ORC présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel.

L'avantage majeur du cycle ORC par rapport au cycle classique pour la génération d'électricité à basse température de relative faible puissance réside dans le fait que la machine de détente peut être une turbine axiale ou radiale ou même une machine à déplacement positif, c.à.d. une machine à piston, ou une machine à vis ou à spirale.

Pour les systèmes de faible puissance avec les différences de température moyennes à travers le détendeur, les chutes correspondantes de l'enthalpie de la vapeur d'eau sont relativement élevées à cause de la faible masse molaire de l'eau (18 g/mol). Par ailleurs, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail pour les applications à basse température, amène au fait que les niveaux de surchauffe nécessaires pour éviter la condensation durant la détente soient impossibles compte tenu de la faible température de la source de chaleur. Donc, l'érosion des aubages de la turbine se produit. En revanche, si une vapeur d'un fluide organique de haute masse molaire est utilisée à la place de la vapeur d'eau dans la turbine, la vitesse d'écoulement est approximativement réduite comme le rapport des racines carrées inverses des masses molaires des fluides. Donc, une turbine mono-étagée peut-être utilisée. Pour le problème de la condensation de la vapeur durant la détente dans la turbine, il est intéressant de noter que plusieurs fluides organiques ont une courbe de saturation de vapeur dans le diagramme température-entropie avec une pente  $ds/dT$  quasi-nulle ou positive. Par conséquent, la détente isentropique de la vapeur saturée de ces fluides organiques débouche en fin de détente sur une vapeur saturée ou surchauffée. L'érosion des aubages est ainsi évitée. En conclusion, la génération d'électricité à basse température, utilisant les fluides avec les masses molaires supérieures à celle de l'eau peut amener à un rendement du cycle plus élevé avec les turbines mono-étagées moins complexes et moins coûteuses [10]. A côté de l'avantage relatif à la machine de détente, la technologie ORC offre également d'autres avantages :

- Procédé de démarrage simple.
- Opération automatique et continue.
- Procédure de maintenance simple.
- Sans demande de présence de l'opérateur.

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

---

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

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

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

### **II-3-Différentes configurations du cycle ORC :**

#### **II-3-1-ORC sous-critique :**

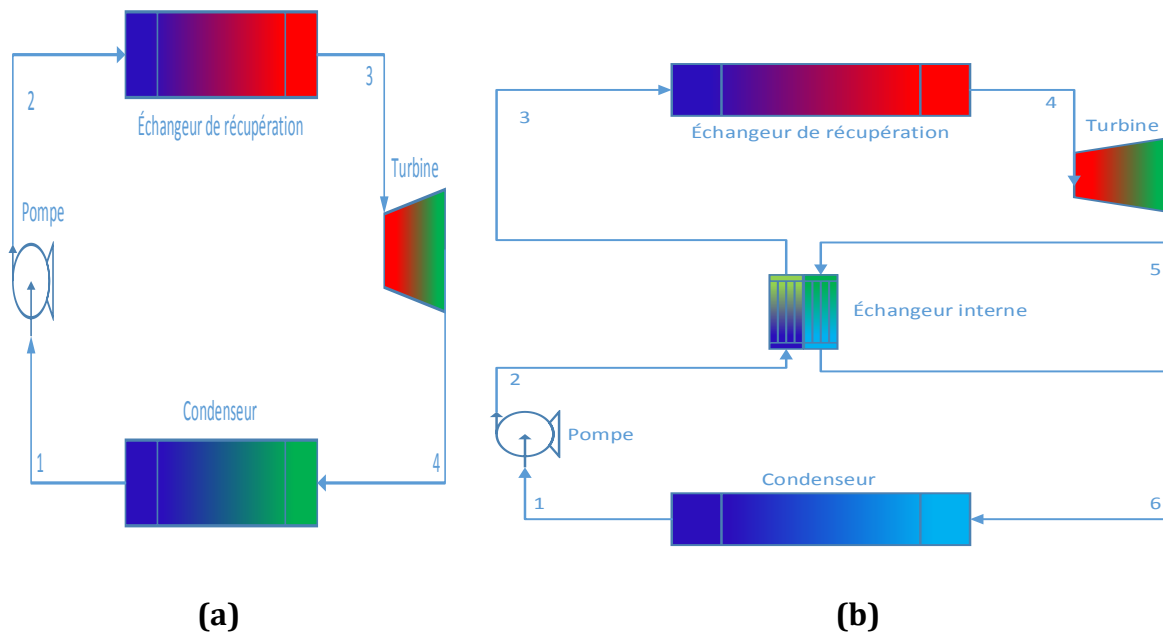
Ce type de cycle ORC sous critique ou simplement le cycle ORC. Deux configurations sont très souvent utilisées pour le cycle ORC sous-critique : ORC simple sans récupérateur (ou standard) Figure ( II. 7 a) et avec un récupérateur Figure ( II. 7b). Le principe du fonctionnement du cycle ORC simple a été expliqué dans le paragraphe du cycle de Rankine.

Si la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude, on ajoute au cycle de bas un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur). Cette énergie est récupérée par échange avec le liquide sortant de la pompe. Cette récupération d'énergie diminue donc la quantité de chaleur demandée pour le préchauffage du fluide avant son entrée dans l'évaporateur et la quantité de chaleur du fluide de travail déchargée au puits froid et donc la taille du condenseur. Avec le récupérateur, la performance du cycle ORC est améliorée mais le système est plus complexe amenant à un coût d'investissement plus élevé. En plus, le récupérateur augmente également la perte de charge totale du système.

Pour l'amélioration et la faisabilité de la technologie ORC, deux champs d'investigations concentrent l'attention de la Recherche et qui sont la sélection du fluide de travail et les machines de détente.

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

En effet, le détendeur est un composant critique pour avoir un système ORC efficace et rentable [11]. La performance d'un système ORC est bien corrélée avec celle du détendeur. La sélection de la technologie de machine de détente dépend des conditions opérationnelles et de la puissance du système [12]. Les machines de détente peuvent, en général, être distinguées en deux catégories : les turbines (axiale ou radiale) et les détendeurs volumétriques (détendeur à vis, à spirale, à piston ou à palettes, etc.).



**Figure ( II. 7) : Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)**

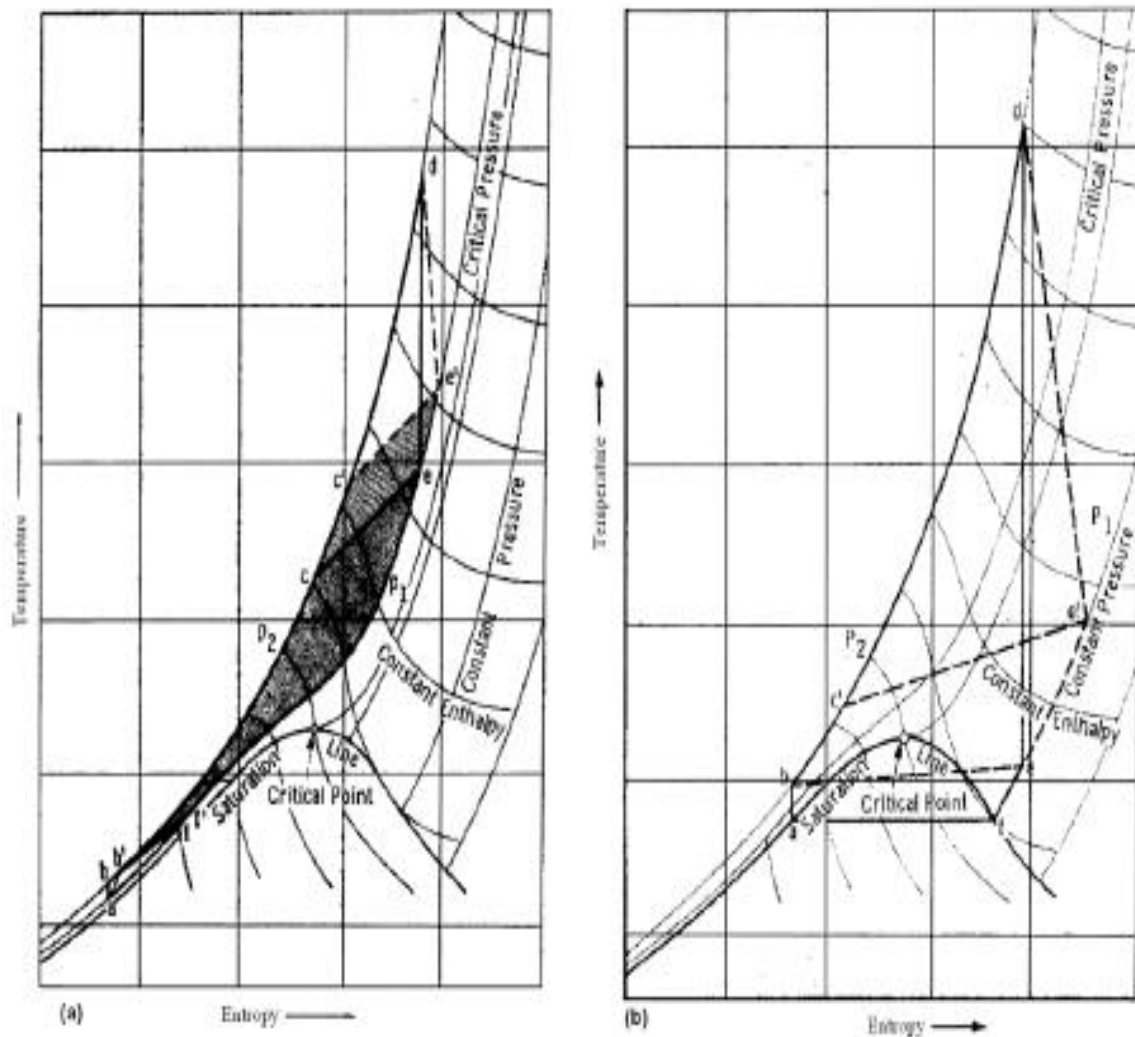
Les turbines utilisées dans les systèmes ORC sont essentiellement similaires aux turbines à vapeur d'eau. La différence principale entre les turbines à vapeur organique et les turbines à vapeur d'eau est que dans le cas des fluides organiques, les turbines sont moins complexes, demandent moins d'étages par rapport aux turbines à vapeur d'eau car la chute correspondante de l'enthalpie des fluides organiques à travers de la turbine est beaucoup plus faible que de la vapeur d'eau. Comme mentionné précédemment des turbines mono-étagées peuvent être employées pour les cycles ORC à basse ou à moyenne température. Tandis que, les turbines axiales mono-étagées sont généralement utilisées dans des systèmes avec les débits importants et les faibles rapports de pression, les turbines radiales mono-étagées sont plus convenables pour les systèmes avec les débits plus faibles et les rapports de la pression plus élevés. Cela rend les turbines radiales plus attractives pour les applications du cycle ORC [11].

### II-3-2-ORC supercritique (ou transcritique) :



## Chapitre II: cycle de Rankine organique

Cette configuration du cycle ORC est appelée cycle supercritique ou transcritique ou même hypercritique [13]. En fait une distinction indique que le fluide de travail dans le cas du cycle supercritique est comprimé dans la pompe à une pression supérieure à celle critique du fluide et détendu à la pression sous-critique, alors que le fluide est utilisé entièrement au-dessus de sa pression critique avec la configuration supercritique. Le cycle pseudo-supercritique. Les points de fonctionnement de cycles supercritiques et pseudo-supercritiques sont présentés dans les diagrammes T-s dans la Figure ( II. 8)



**Figure (II-8) (T-s) diagramme pour le cycle supercritique (a) et pseudo-supercritique (b) avec un pur fluide de travail [14].**

Pour un cycle idéal supercritique ou pseudo-supercritique, le fluide de travail passe par les évolutions suivantes :

- a-b: la compression isentropique du liquide sous-refroidi de la pression  $P_1$  à  $P_2$ .

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

- b-d: l'addition isobarique de la chaleur à la pression  $P_2$  jusqu'à la température la plus élevée du cycle au point d.
- d-e: l'expansion isentropique de la pression  $P_2$  à  $P_1$
- e-a: l'extraction isobarique de la chaleur à la pression  $P_2$ , si un récupérateur est installé dans le cycle, ce qui est souvent le cas, une portion de cette chaleur est transférée vers le fluide pour augmenter son enthalpie du point b au c à la pression constante  $P_2$ .

### II-3-3-ORC multi-pression [15] :

Une autre configuration du cycle de Rankine pour la génération d'électricité est le cycle à multi-pression de transfert thermique à haute température. Le schéma d'un système de double pressions est montré dans la Figure (II. 9) Le fluide de travail est pompé vers deux générateurs de vapeur à basse et à haute pression. Le fluide sortant de la turbine à haute pression, est mélangé avec la vapeur basse pression pour entrer dans la turbine à basse pression.

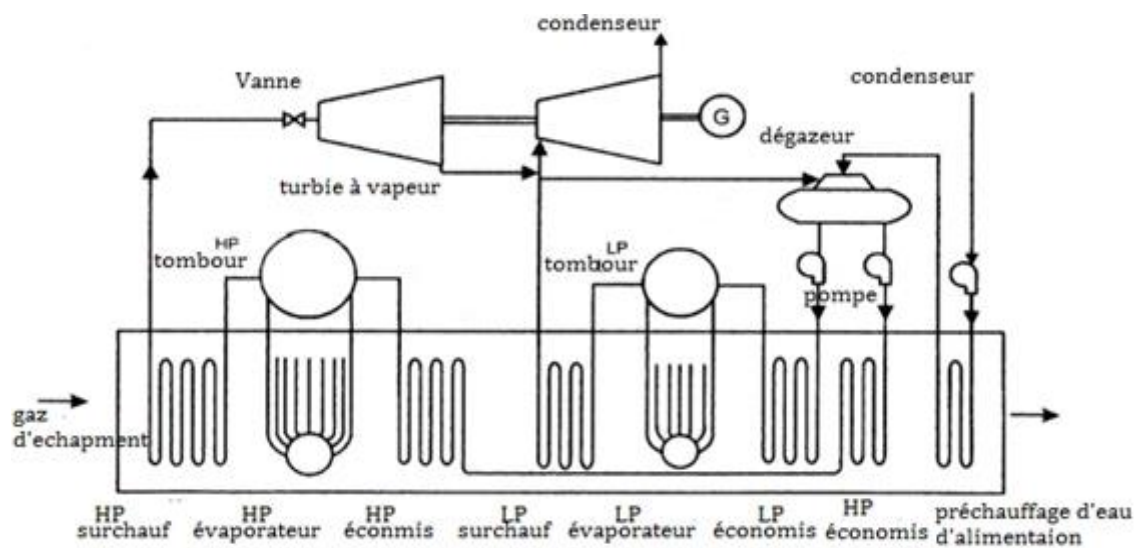


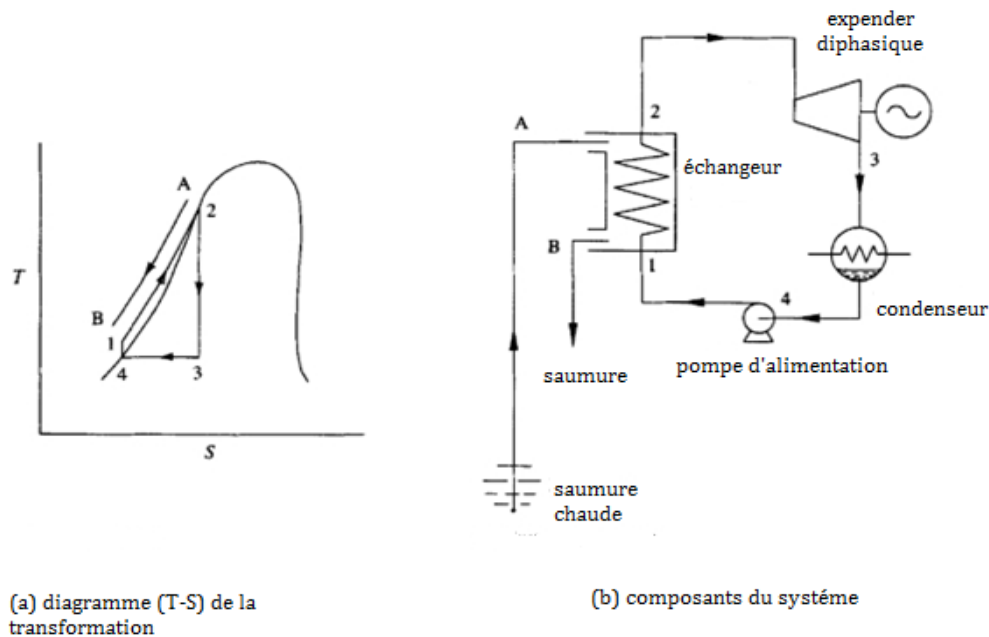
Figure (II. 9) Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée [15].

### II-3-4-Cycle trilatéral-flash (Trilatéral Flash Cycle – TFC en anglais) [16] :

En 1985 Smith et Martin ont introduit Le cycle trilatéral-flash comme cycle trilatéral-flash à vapeur humide. Ce dernier est nommé ci-après le cycle trilatéral-flash on

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

abrégé cycle TFC. Le diagramme  $T-s$  pour les procédés thermodynamiques et le schéma du sont présentés dans la Figure (II. 10).



**Figure (II-10) Le Diagramme (T-S) : (a) et l'arrangement des composant (b) pour un système du cycle trilatéral-flash [16].**

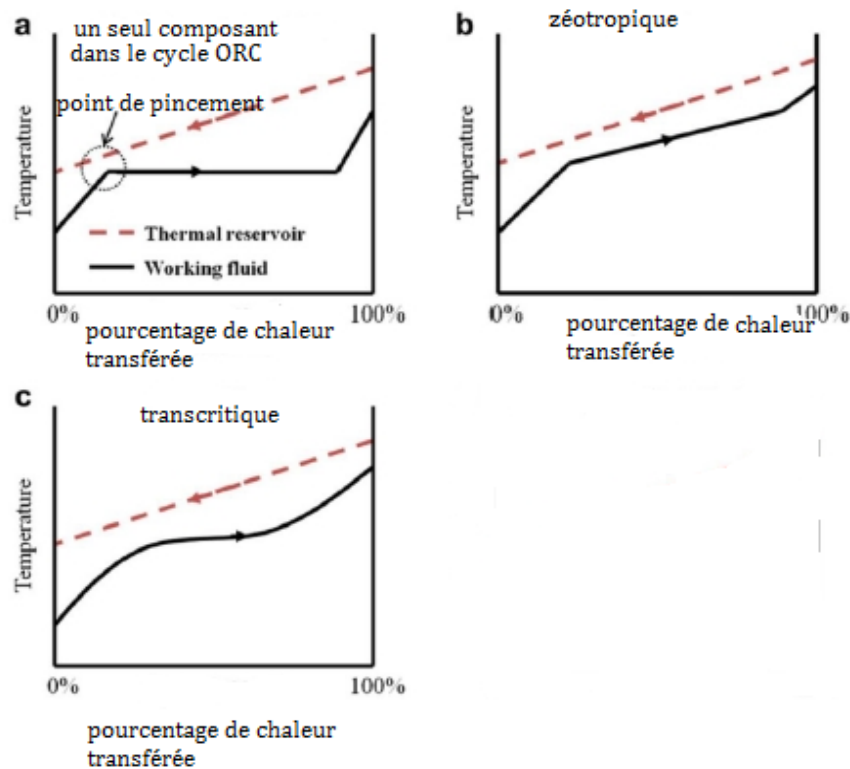
Le cycle trilatéral se compose d'une pompe, d'un réchauffeur, d'une turbine diphasique et d'un condenseur. Le fluide de travail à l'état du liquide saturé est d'abord pompé de la pression basse  $P_1$  à la haute pression  $P_2$  par la pompe. Ce fluide subit un chauffage isobare jusqu'à la température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

La détente du fluide de travail pendant le processus de détente crée beaucoup d'irrégularités, la réduction en destruction d'exergie pendant l'addition de chaleur en

diminuant l'écart entre la courbe de refroidissement de fluide thermique et celle de chauffage de fluide cyclé (voir Figure II.11) pourrait finalement donner un gain net en puissance du cycle OFC.

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

La comparaison entre le cycle OFC à mono-condensation et les cycles ORC sous-critiques utilisant un fluide pur ou un mélange zéotrope (c.à.d. ammoniac-eau en fraction massique 70-30 %) et le cycle transcritique de CO<sub>2</sub> est réalisée. Selon cette étude, l'efficacité d'utilisation ou le rendement exergetique de la source thermique, pour le cycle OFC et le cycle ORC sous-critique utilisant un fluide pur est comparable. En effet, le rendement exergetique de l'addition de chaleur du cycle OFC est le plus élevé parmi les cycles comparés. Cependant, cet avantage a été neutralisé par la destruction exergetique introduite par la vanne de détente dans le processus d'évaporation flash.



**Figure (II. 11) Variations de température de fluide cyclé et fluide externe pendant l'étape de l'addition de chaleur pour les cycles ORC sous-critique utilisant un fluide de travail pur (a) ou zéotrope (b), transcritique (c) et le cycle OFC (d) [17].**

### II-4-Fluide de travail :

L'eau est un fluide de travail parfait avec de bonnes propriétés pour le cycle de Rankine en général et le cycle à vapeur d'eau en particulier, c.à.d. elle est abondante, peu

## Chapitre II: cycle de Rankine organique

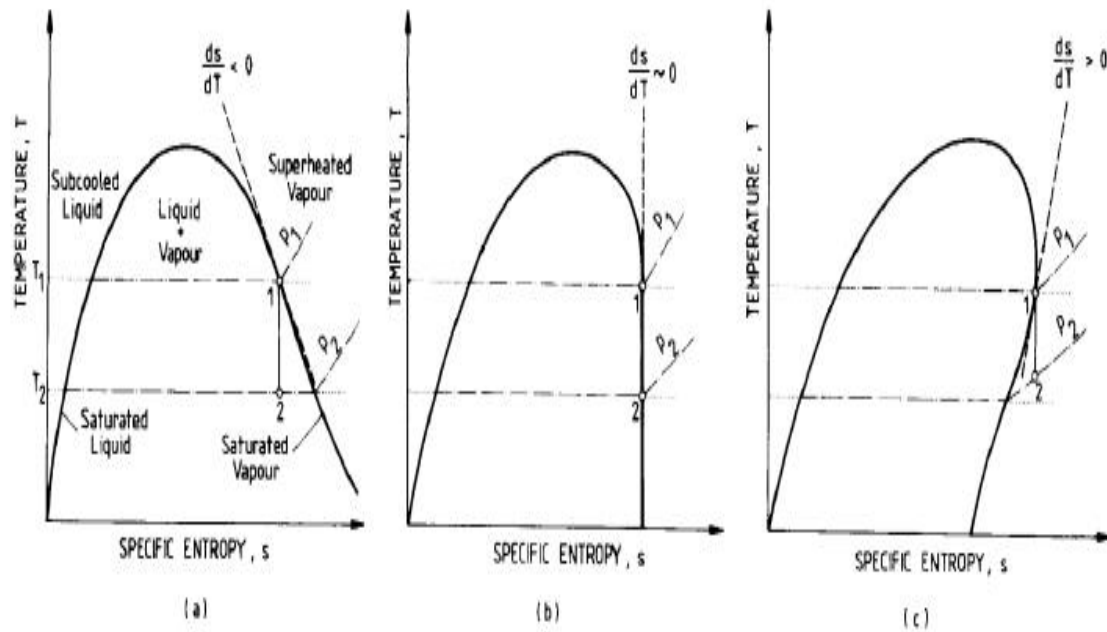
---

chère, chimiquement stable, thermiquement stable, non-toxique, inflammable ; elle a une viscosité faible, zéro potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone, et zéro potentiel de réchauffement global. Cependant, ce fluide ne peut pas être économiquement employé pour la génération d'électricité à partir d'une source de chaleur à basse température en raison de la température (100 °C) de changement de phase à la pression atmosphérique relativement haute. De plus, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail présente également quelques inconvénients tel que :

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

Le choix du fluide de travail approprié au cycle ORC, l'une des étapes les plus importantes à faire car les propriétés thermo-physiques des fluides de travail influencent fortement sur la performance et le fonctionnement du système.

La méthode de classification des fluides de travail du cycle ORC grâce à la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme Température-entropie ( $T-S$ ) est souvent utilisée dans la littérature. En effet, selon la pente  $ds/dT$  de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme  $T-s$  voir (Figure II. 14), les fluides organiques sont classifiés en trois catégories. Les fluides séchant possèdent une pente positive, les fluides mouillants – négative alors que les fluides isentropiques se caractérisent par une courbe verticale de saturation de vapeur.



**Figure (II. 12) : Trois diagrammes (T-S) typiques des fluides de travail du cycle ORC [19].**

Selon plusieurs auteurs ont suggéré qu'un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine doit satisfaire certain les critères thermodynamiques et physiques suivants [19] :

- La température critique du fluide de travail doit être bien supérieure à la température la plus élevée du cycle (cas sous-critique).
- La pression de saturation à la température maximale du cycle ne doit pas être excessive.
- La pression de condensation) du cycle ne doit pas être trop faible pour éviter les problèmes d'étanchéité et la pénétration de l'air ambiant dans le système.
- Une viscosité faible, une chaleur latente importante de vaporisation, une conductivité thermique élevée et une bonne capacité de mouillage [10] du fluide de travail sont préférées.
- Une faible valeur de chaleur spécifique du liquide, un bon fluide de travail doit avoir des volumes spécifiques faibles.
- La pente  $dS/dT$  de la courbe de saturation de vapeur du fluide de travail dans le diagramme T-s est préférée au voisinage de zéro.
- Le fluide de travail doit être chimiquement stable à tous les niveaux de température utilisée dans le système et doit avoir des bonnes propriétés de lubrification.

- Non-toxicité, ininflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité, et actuelle acceptabilité industrielle sont également des caractéristiques désirables et Non-corrosivité et compatibilité avec les matériaux communs du système sont des critères importants de sélection.

L'inexistence du fluide qui satisfait tous les critères du fluide idéal discutés précédemment. Nécessite Donc, une méthode adoptée pour chaque application particulière. La sélection des fluides de travail pour la machine ORC est réalisée à travers plusieurs étapes.

1. Première sélection en tenant compte des critères tel que Propriétés environnementales, inflammabilité, toxicité, Stabilité chimique et thermique.
2. Réalisation de la modélisation du système avec les fluides présélectionnés.
3. Optimisation thermo-économique, exergo-économique en tenant compte des critères environnementaux et économiques.
4. Evaluation de la rentabilité économique du projet pour faire la sélection finale.

### **II-5-Bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides de travail :**

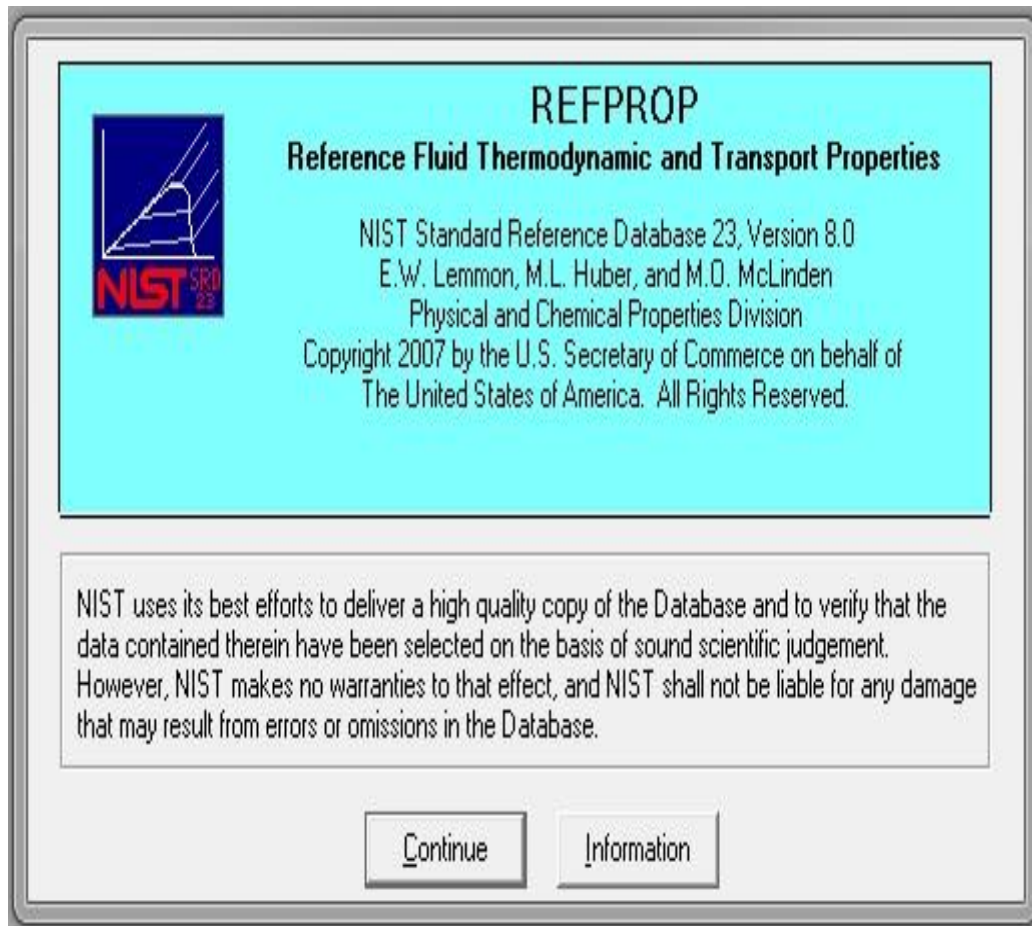
De nos jours, plusieurs bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides purs et de mélanges de fluides sont disponibles. Dans notre travail, les propriétés thermo-physiques des fluides de travail du cycle ORC peuvent être extraites en utilisant les logiciels décrits ci-après.

#### **II-5-1-REFPROP – NIST Reference Fluid Properties [20]:**

Au cours de nos calculs des propriétés thermo-physiques des fluides on a utilisé le logiciel REFPROP (Figure II.15), en le couplant avec le logiciel de programmation Simulink MATLAB® on a élaboré un programme de calcul, qui nous permet d'avoir les valeurs des différentes propriétés thermo-physiques des fluides qu'on a utilisés.

Le terme REFPROP qui est une abréviation pour **REF**rence fluid **PROP**erties. Ce logiciel, développé par l'Institut National de Standards et de Technologies (NIST), réalise des calculs des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides importants dans l'industrie et leurs mélanges. Il est nécessaire de noter que REFPROP est un programme, et non pas une base de données qui contient des informations expérimentales sauf les points critiques et les points triples.





**Figure (II.13) : REFPROP – Référence des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides.**

### II-6 Conclusion :

Ce chapitre a pour objectif de faire comprendre le principe du fonctionnement d'un cycle organique de Rankine basé sur le cycle de Rankine mais en utilisant un composé organique de basse température, en remplacement l'eau comme fluide de travail. Plusieurs configurations potentielles de cycle ORC a été abordé avec une comparaison technique des différentes configurations. Actuellement, le cycle ORC sous-critique est la configuration la plus utilisée pour sa simplicité, sa sécurité et sa stabilité de fonctionnement. Une procédure générale de sélection des fluides basée sur plusieurs critères liés aux performances et à la sécurité des fluides.



### III-1- Introduction :

L'étude thermodynamique des configurations précédemment mentionné dans le chapitre II feras l'objectif de ce chapitre, car ces dernières sont les plus adapté pour la production de l'électricité du cycle ORC standard (sous-critique) équipé ou non d'un échangeur (récupérateur de chaleur).

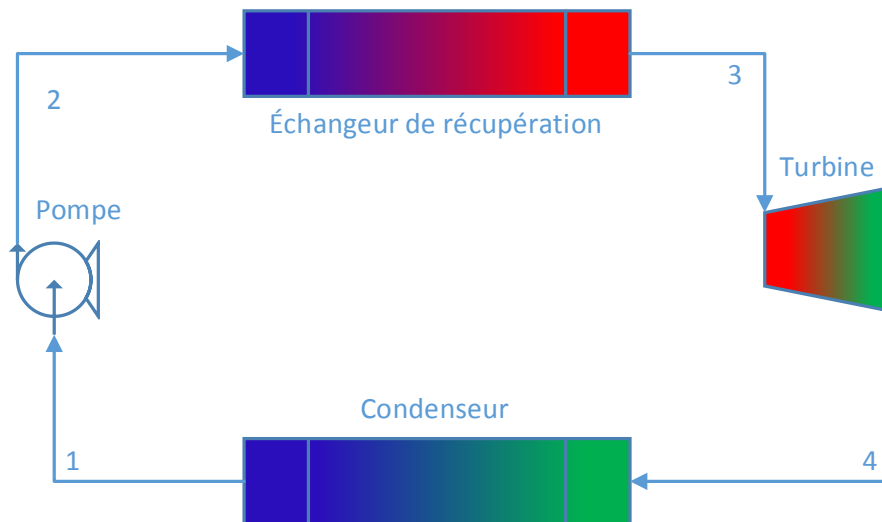
#### III-1-1-Cycles ORC standards :

Dans ce type de cycle ORC le fluide du travail se trouve à la sortie du condenseur à l'état liquide saturé et à la pression de condensations et il est sous-refroidi, à l'aide d'une pompe le fluide est porté à une haute pression cette dernière peut être supérieur ou inférieur à la pression critique du fluide en question.

Ensuite le fluide de travail est chauffé puis vaporisé dans un échangeur de chaleur à haute pression grâce à la chaleur du fluide qui présente la source de chaleur du cycle, cette chaleur transportée peut être par exemple une chaleur fatale correspondant aux rejets thermique d'un processus industriel, l'évaporation avec changement de phase dans ce cas disparaît contrairement au cas supercritique, à la sortie de l'échangeur à haute pression le fluide fait son entrée dans la turbine pour l'étape de détente où il libère son énergie sur les aubages de la turbine.

En fin de détente le fluide est à la pression plus basse et refroidi fait son entrée au condenseur là où il va être condensé voir légèrement sous-refroidi en rejetant son énergie à un puits froid avant d'être renvoyé une fois de plus dans l'échangeur de chaleur pour compléter la boucle.

Le cycle ORC sous-critique, dans lequel la vapeur saturée ou légèrement surchauffée est détendue à travers la turbine, qui est le plus souvent utilisé pour la récupération des rejets thermiques et qui est le plus souvent étudié.



**Figure (III. 1) : Schéma d'un cycle ORC standard.**

Le cycle ORC supercritique est également important car ce dernier génère un rendement plus élevé. En effet, l'avantage majeur du cycle ORC supercritique par rapport au cycle sous-critique est :

- Une meilleure adéquation entre la courbe du refroidissement de la source thermique et celle du chauffage du fluide cyclé pendant l'étape de transfert de chaleur à haute pression.
- L'absence du procédé d'évaporation isotherme dans le cas supercritique permet à la source thermique d'être refroidie à une température plus basse, cela conduit à une meilleure utilisation de la ressource de chaleur.

Cependant, la configuration supercritique du cycle ORC présente des inconvénient tel que le design et la mises en œuvre .C'est en particulier le cas du fonctionnement à haute pression qui nécessite des matériaux plus résistant, le rapport élevé des pressions à travers la turbine qui s'en accommode mal mécaniquement et pouvant influencer ses performances, le transfert de chaleur vers un fluide se trouvant à l'état supercritique et finalement les incertitudes inhérentes aux propriétés du fluide de travail dans la région supercritique.

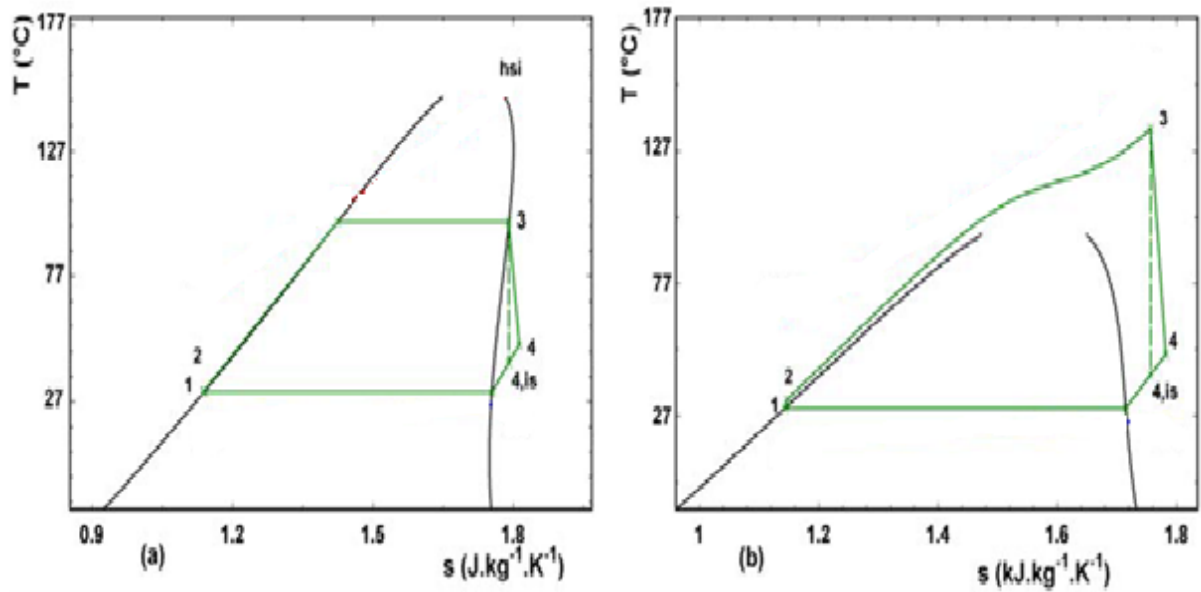


Figure (III. 2) : Diagrammes ( $T$ - $S$ ) pour un cycle ORC sous-critique (a) et supercritique (b).

## III-1-2- Cycles ORC avec un échangeur de chaleur interne :

A la sortie de la turbine du cycle ORC la vapeur se trouve à l'état surchauffée. Une partie de son énergie est transférée au liquide provenant de la pompe au niveau d'un échangeur interne de récupération avant qu'elle soit refroidi et condensé.

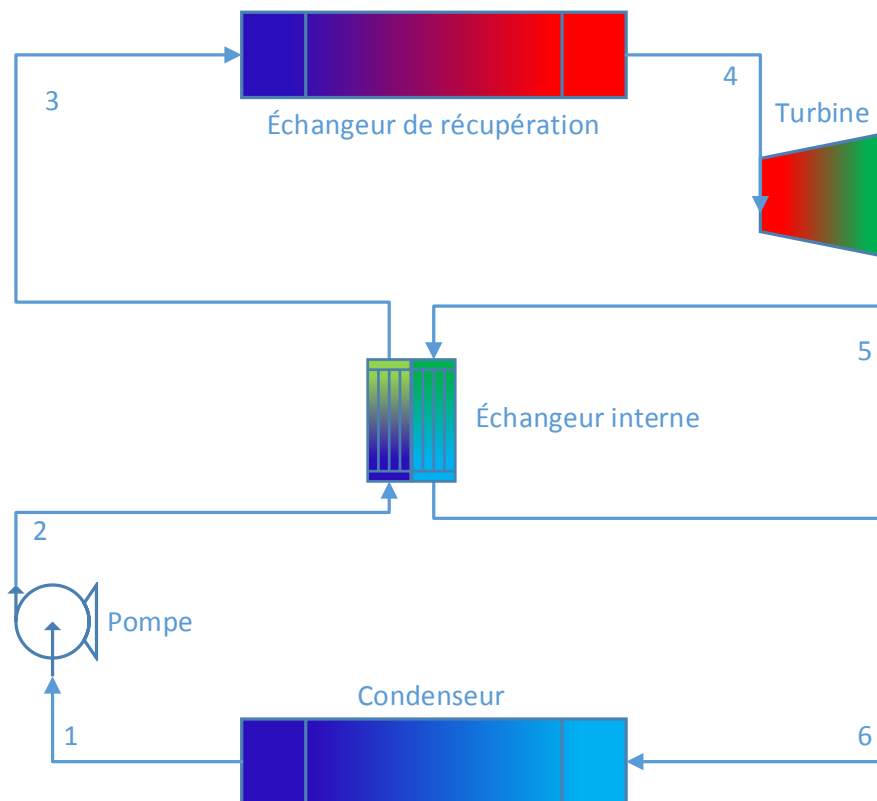


Figure (III.3) : Schéma du cycle ORC avec un échangeur interne comme récupérateur.

### III-2-Analyse énergétique des systèmes :

#### III-2-1- Cycles ORC standards :

Les cycles de Rankine organiques standards est constitué d'une succession de « procédés ». Les équations de base pour l'analyse énergétique du système ORC standard sont les suivantes :

##### Procédé de pompage :

Rendement isentropique de la pompe :

$$\eta_{is}^p = \frac{h_{p,out}^{is} - h_{p,in}}{h_{p,out} - h_{p,in}}. \quad (3-1)$$

Puissance mécanique de la pompe :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{fluide} (h_{p,out} - h_{p,in}). \quad (3-2)$$

**Avec :**

$\dot{m}_{fluide}$ : le débit du fluide de travail

$h_{p,out}^{is}$ : l'enthalpie isentropique à la sortie de la pompe.

$h_{p,in}$ : l'enthalpie à l'entrée de la pompe.

$h_{p,out}$ : l'enthalpie à la sortie de la pompe.

##### Procédé de transfert de chaleur à haute pression :

Le flux de chaleur échangée s'écrit :

$$\dot{Q}_{\text{échangée}} = \dot{m}_{fluide} (h_{evap,out} - h_{evap,in}) = \dot{m}_h (h_{h,so} - h_{h,si}). \quad (3-3)$$

**Avec :**

$\dot{m}_h$ : débit du fluide chaud.

$h_{evap,out}$ : l'enthalpie du fluide de travail à la sortie de l'évaporateur.

$h_{evap,in}$ : l'enthalpie du fluide de travail à l'entrée de l'évaporateur.

$h_{h,so}$ : l'enthalpie du fluide chaud à la sortie.

$h_{h,si}$ : l'enthalpie du fluide chaud à l'entrée.

### Procédé de détente :

Rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{is}^t = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{t,out}^{is}}. \quad (3-4)$$

Puissance mécanique de la turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{fluide} (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (3-5)$$

### Procédé de condensation :

Flux de chaleur rejetée à la source froide :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{fluide} (h_{fluide,in}^{cond} - h_{fluide,out}^{cond}) = \dot{m}_c (h_{cso} - h_{csi}). \quad (3-6)$$

Avec :

$\dot{m}_c$ : débit du fluide froid.

$h_{fluide,in}^{cond}$ : l'enthalpie du fluide de travail à l'entrée du condenseur.

$h_{fluide,out}^{cond}$ : l'enthalpie du fluide de travail à la sortie du condenseur.

$h_{cso}$ : l'enthalpie du fluide froid à la sortie du condenseur.

$h_{csi}$ : l'enthalpie du fluide froid à l'entrée du condenseur.

Le rendement du cycle ORC standard s'écrit sous la forme suivante :

En appliquant le principe de la thermodynamique pour le volume de contrôle (le cycle ORC standard).

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h}. \quad (3-7)$$

Le cycle ORC avec un échangeur de chaleur interne (récupérateur) l'analyse énergétique sont similaire à ceux du cycle ORC standard sauf qu'il faut déterminer les équations énergétiques du récupérateur et prendre en considération sa présence en définissant les performances du cycle. En supposant que le débit massique et la condition de fonctionnement sont similaire à celle du cycle ORC standard.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{fluide} (h_{fluide,in}^{rec} - h_{fluide,out}^{rec}) = \dot{m}_c (h_{c,so} - h_{c,si}). \quad (3-8)$$

Dans l'échangeur de chaleur interne se produit un échange de chaleur entre celle produite dans le condenseur  $\dot{Q}_c^{recupérateur}$  et celle produite sans l'échangeur  $\dot{Q}_{ech}^{recupérateur}$ , ces flux de chaleurs se définie comme suite:

$$\dot{Q}_c^{recupérateur} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{rec}. \quad (3-9)$$

$$\dot{Q}_{ech}^{recupérateur} = \dot{Q}_{ech} - \dot{Q}_{rec}. \quad (3-10)$$

Puissance du cycle ORC avec un récupérateur :

$$\dot{W}_{net}^{recupérateur} = \dot{Q}_c^{recupérateur} - \dot{Q}_{ech}^{recupérateur} = \dot{W}_{turbine}^{recupérateur} - \dot{W}_{pompe}^{recupérateur}. \quad (3-11)$$

Où bien :

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{ech} = \dot{W}_{net}^{recupérateur}. \quad (3-12)$$

Rendement du cycle ORC avec un récupérateur :

$$\eta_{orc}^{rec} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ech}^{rec}} = \frac{\dot{W}_{net}^{recupérateur}}{\dot{Q}_{ech} - \dot{Q}_{rec}}. \quad (3-13)$$

Le rendement du cycle ORC avec un échangeur interne est plus élevé que celui sans récupérateur.

### III-2-2- Détermination des performances du cycle :

Les performances du système ORC est déterminées par l'équations suivantes :

Puissance mécanique :

$$\dot{W}_{net} = |\dot{W}_t| - |\dot{W}_p|. \quad (3-14)$$

### III-3 Analyse exergetique :

Le premier principe de la thermodynamique nous permet d'évaluer n'importe quel volume de contrôle énergétique étant isolé du milieu extérieur tout en sachant que l'énergie ne peut être ni créée ni détruite, à ce moment-là on pourrait dire qu'elle est conservée dans les dispositifs ou transmise d'un dispositif à un autre.

Ce pendant, la méthode d'analyse énergétique n'est pas suffisante pour décrire toute les différents aspects importants de l'utilisation des ressources d'énergie tel que les perte d'énergie utile d'un volume de contrôle ou d'un système notamment la qualité et la quantité de l'énergie ne se distingue par cette méthode d'analyse. Bien que le deuxième principe de la thermodynamique sur lequel s'est basé l'analyse de la disponibilité s'impose comme une méthode utile pour l'évaluation et l'amélioration des systèmes énergétiques, le terme "disponibilité" en 1956 ce dernier fut appelé "exergie" par Rant en 1956.

Cependant, l'analyse exergetique n'est pas un substitut pour l'analyse énergétique, mais plutôt un complément car il permet de situer et d'évaluer la cause et l'importance de la perte de ressource d'énergie.

## Chapitre III : étude thermodynamique

Pour un volume de contrôle, l'exergie peut être transférée par trois voies :

- Le transfert de l'exergie associé au travail reçu ou cédé par le volume de contrôle.
- Le transfert de l'exergie associé avec le transfert de chaleur du volume de contrôle.
- Le transfert de l'exergie associé avec la matière entrante et sortante du volume de contrôle.

L'exergie n'est pas une grandeur conservative qui peut être réduite par l'irréversibilité dans système ou dans volume de contrôle. Celle-ci peut être déterminée par la somme de quatre constituants l'exergie cinétique ( $E_{xc}$ ), l'exergie potentiel ( $E_{xp}$ ), l'exergie chimique ( $E_{xch}$ ) pour les composants du cycle ORC est considérée nulle et l'exergie calorifique ( $E_{xcal}$ ).

$$E_x = E_{x,c} + E_{x,cal} + E_{x,p} + E_{x,ch}. \quad (3-15)$$

$$E_{x,cal} = h - h_0 - T_0 (s - s_0). \quad (3-16)$$

$$E_{x,c} = V^2/2. \quad (3-17)$$

$$E_{x,p} = gz. \quad (3-18)$$

Le bilan exergetique d'un volume de contrôle peut être décrire comme suit :

$$\sum \dot{E}x_q - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{E}x_i - \sum_e \dot{E}x_e - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (3-19)$$

**Avec :**

$\dot{E}x_q$  : est le flux d'exergie associé avec le transfert de chaleur.

$\dot{W}_{cv}$  : est la puissance fournie du volume de contrôle excluant le travail d'écoulement.

Les indices « i » et « e » désigne respectivement l'entrée et la sortie.

$\dot{E}x_{det}$  : est le débit de destruction d'exergie .

$$\dot{E}x_{det} = T_0 S_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}}. \quad (3-20)$$

$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}}$  est le flux d'entropie créée.

### III-3-1- Le rendement exergetique :

Le rendement exergetique peut être définie par le rapport d'exergie utile par l'exergie consommé ou par le rapport entre l'exergie sortante et l'exergie entrante qui peut être relative à celle de la source thermique sur lequel le rendement s'est basé.

$$\eta_{Ex} = \dot{E}x_{out} / \dot{E}x_{in}. \quad (3-21)$$

**Avec :**

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{source} [h_{in} - h_0 - T_0 (s_{out} - s_{in})]. \quad (3-22)$$

$$\dot{E}x_{out} = \dot{m}_{source} [h_{out} - h_0 - T_0 (s_{out} - s_{in})]. \quad (3-23)$$

## Chapitre III : étude thermodynamique

Au sens du deuxième principe de la thermodynamique le rendement selon plusieurs auteurs est défini par le rapport du rendement exergetique réel du système et rendement limite de Carnot tel que l'équation ci-dessous s'exprime :

$$\eta_{ex} = \eta_r / \eta_{Carnot}. \quad (3-24)$$

### III-3-2- Bilan exergetique des procédés dans un cycle ORC :

#### Procédé de pompage (refoulement) :

Le volume de contrôle considéré est la pompe

$$\dot{E}x_p = \dot{m}_{fluide} [h_{p,out} - h_{p,in} - T_0 (s_{p,out} - s_{p,in})]. \quad (3-25)$$

Avec :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{fluide} (h_{p,out} - h_{p,in}). \quad (3-26)$$

La puissance mécanique reçue par la pompe (la puissance nécessaire).

L'exergie détruite (le débit d'irréversibilité) :

$$\dot{E}x_{det}^{pompe} = \dot{m}_{fluide} T_0 (s_{p,out} - s_{p,in}). \quad (3-27)$$

Le rendement exergetique de la pompe :

$$\eta_{Ex,p} = \dot{E}x_p / \dot{W}_p. \quad (3-28)$$

Avec :

$\dot{W}_p$  : la puissance mécanique de la pompe.

#### Procédé de transfert de chaleur à haute pression :

L'échangeur de chaleur est un dispositif ouvert à une entrée et une sortie le bilan exergetique du fluide chaud est définie comme suite :

$$\begin{aligned} \dot{E}x_h &= \dot{E}x_{h,si} - \dot{E}x_{h,so} = \dot{m}_h [h_{h,si} - h_{h,so} - T_0 (s_{h,si} - s_{h,so})]. \\ \dot{E}x_{fluide,si} - \dot{E}x_{fluide,so} &= \dot{m}_{fluide} [h_{fluide,si} - h_{fluide,so} - T_0 (s_{fluide,si} - s_{fluide,so})] \end{aligned} \quad (3-29)$$

Exergie détruite dans l'échangeur de chaleur s'écrit :

$$\dot{E}x_{det,h} = T_0 [\dot{m}_{fluide} (s_{fluide,si} - s_{fluide,so}) + \dot{m}_h (s_{h,si} - s_{h,so})]. \quad (3-30)$$

Rendement exergetique de l'échangeur :

$$\eta_{Ex,h} = \dot{E}x_{fluide} / \dot{E}x_h. \quad (3-31)$$



### Procédé de détente

$$\dot{E}x_t = \dot{m}_{fluide} [h_{t,out} - h_{t,in} - T_0(s_{t,out} - s_{t,in})]. \quad (3-32)$$

Avec :

$$\dot{w}_t = \dot{m}_{fluide}(h_{t,out} - h_{t,in}). \quad (3-33)$$

C'est la puissance mécanique fournie par la turbine.

L'exergie détruite dans la turbine :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{fluide} T_0 (s_{t,out} - s_{t,in}). \quad (3-34)$$

Rendement exergetique pour la turbine :

$$\eta_{Ex,t} = \dot{w}_t / \dot{E}x_t. \quad (3-35)$$

### Procédé de condensation

L'exergie consommée est considérée être la différence entre l'entrée et la sortie du condenseur coté gaz des flux d'exergie transportés par le gaz naturel

$$\dot{E}x_{fluide}^{cond} = \dot{E}x_{fluide,in}^{cond} - \dot{E}x_{fluide,out}^{cond} = \dot{m}_{fluide} [h_{fluide,out}^{cond} - h_{fluide,in}^{cond} - T_0(s_{fluide,out}^{cond} - s_{fluide,in}^{cond})]. \quad (3-36)$$

L'exergie utile est la différence entre l'entrée et la sortie du condenseur des flux d'exergie transportés par le fluide cyclé (fluide frigorigène).

$$\dot{E}x_c = \dot{E}x_{c,out} - \dot{E}x_{c,in} = \dot{m}_c [h_{c,sout} - h_{c,sin} - T_0(s_{c,sout} - s_{c,in})]. \quad (3-37)$$

Exergie détruite dans le condenseur de chaleur s'écrit :

$$\dot{E}_{det,cond} = T_0[\dot{m}_{fluide}(s_{fluide,out}^{cond} - s_{fluide,in}^{cond}) + \dot{m}_c(s_{c,sout} - s_{c,in})]. \quad (3-38)$$

Rendement exergetique :

$$\eta_{Ex} = \dot{E}x_c / \dot{E}x_{fluide}. \quad (3-39)$$

### Analyse exergetique dans le récupérateur :

$$\dot{E}x_h^{rec} = \dot{m}_{fluide} [h_{h,out}^{rec} - h_{h,in}^{rec} - T_0(s_{h,out}^{rec} - s_{h,in}^{rec})] = \dot{m}_c [h_{c,out}^{rec} - h_{c,in}^{rec} - T_0(s_{c,sout}^{rec} - s_{c,sin}^{rec})]. \quad (3-40)$$

L'exergie détruite :

$$\dot{E}_{det,rec} = T_0[\dot{m}_{fluide}(s_{h,out}^{rec} - s_{h,in}^{rec}) + \dot{m}_c(s_{c,sout}^{rec} - s_{c,sin}^{rec})]. \quad (3-41)$$

Rendement exergetique :

$$\eta_{Ex,rec} = \dot{E}x_c^{rec} / \dot{E}x_h^{rec}. \quad (3-42)$$

## Chapitre III : étude thermodynamique

L'exergie détruite totale du cycle ORC est la somme des exergies détruites au niveau de chaque composant du cycle :

$$\dot{E}_{det,totale} = \sum_i \dot{E}_{det,i} . \quad (3-43)$$

### ➤ Cas du cycle ORC sans récupérateur :

L'exergie détruite s'écrit sous forme :

$$\dot{E}_{det,totale} = \dot{E}_{det,p} + \dot{E}_{det,h} + \dot{E}_{det,t} + \dot{E}_{det,cond} . \quad (3-44)$$

### ➤ Cas du cycle ORC avec un récupérateur :

L'exergie détruite est donnée par :

$$\dot{E}_{totale} = \dot{E}_{det,p} + \dot{E}_{det,h} + \dot{E}_{det,t} + \dot{E}_{det,cond} + \dot{E}_{det,rec} . \quad (3-45)$$

**Le bilan exérgétique global du système ORC n'importe quelle configuration est sous forme :**

$$\dot{W}_p + \dot{E}x_h = \dot{W}_t + \dot{E}_{det,totale} + \dot{E}x_c . \quad (3-46)$$

En introduisant l'exergie détruite totale du cycle en question (ORC standard avec ou sans récupérateur) on aura :

$$\dot{W}_p - \dot{E}_{det,p} + \dot{E}x_h - \dot{E}_{det,h} = \dot{W}_t - \dot{E}_{det,t} + \dot{E}x_c - \dot{E}_{det,cond} . \quad (3-47)$$

ORC avec récupérateur :

$$\dot{W}_p - \dot{E}_{det,p} + \dot{E}x_h - \dot{E}_{det,h} = \dot{W}_t - \dot{E}_{det,t} + \dot{E}x_c - \dot{E}_{det,cond} + \dot{E}_{det,rec} . \quad (3-48)$$

## IV-Etude du cas :

### IV -1-Présentation installation proposée :

La figure (3.3) montre l'installation proposée pour la valorisation de la récupération des rejets thermiques qui fonctionne dans les conditions d'un climat méditerranéen avec une température ambiante de l'ordre de 25°C en été (au bord de la mer). Cette figure montre un couplage de deux installations (une turbine à vapeur, une installation ORC) afin de récupérer les rejets thermiques perdus sous forme de fumée due à la combustion d'un combustible fossile (gaz naturel).

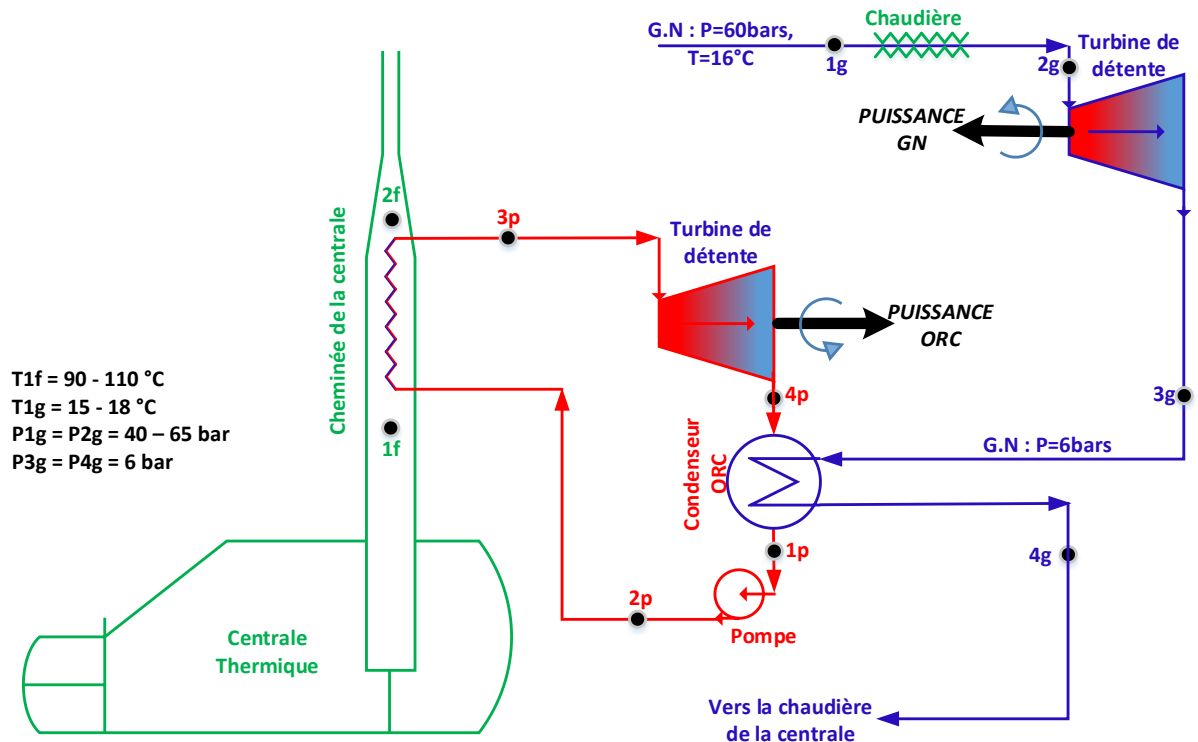


Figure (III-4) : Schéma de l'installation.

— GT : Turbine à gaz, (Cycle 1-2-3-4).

— ORC : Cycle de Rankine Organique, (Cycle 1P-2P-3P-4P-1P).

### IV-1-1-Étude du poste de détente du gaz naturel :

Le poste de détente du gaz naturel est composé de : chaudière, expander, condenseur.

1g —→ 2g : chauffage isobare dans une chaudière.

2g —→ 3g : détente dans un turbo expender.

3g —→ 4g : condensation isobare dans un condenseur.

Un poste de détente a pour principale fonction de fournir à un certain volume de gaz à une pression réduite constante à partir d'un gaz à une pression supérieure variable. La continuité d'alimentation est nécessaire, le bloc du poste de détente comporte deux lignes indépendantes, une ligne principale assure l'alimentation en temps normal, une ligne auxiliaire assure l'alimentation en cas d'incident sur la ligne principale.

L'abaissement de la pression est réalisée au moyen d'appareils appelés détendeurs. On demande en outre à ces appareils de jouer le rôle de régulateurs, c'est à dire maintenir

## Chapitre III : étude thermodynamique

constant un paramètre qui est généralement la pression aval, mais qui peut aussi être la pression amont.

### IV-1-2-Procédure du calcul :

- Le débit massique du fluide en [Kg/s] utilisé emprisonnée dans un volume de contrôle est déterminée comme une différence entre les débits massiques du fluide (le gaz naturel) à l'entrée et la sortie du l'expander à partir de l'équation suivante :

$$\dot{m} = \dot{m}_s - \dot{m}_e. \quad (3-49)$$

- La puissance théorique  $P_{th}$  en [Kilowatt] est l'une importantes priorité du processus physique dans la marche.

### IV-1-3-Propriétés thermodynamiques du fluide utilisé :

Les gaz naturels peuvent être caractérisés essentiellement par trois propriétés : Propriétés volumique du gaz (Masse volumique, Le volume massique), la densité, le pouvoir calorifique et la composition chimique.

### IV-1-4-Rappel des principaux constituants des gaz combustibles :

|                                           |                                            |
|-------------------------------------------|--------------------------------------------|
| H <sub>2</sub> : Hydrogène.               | CH <sub>4</sub> : Méthane.                 |
| CO : Monoxyde de carbone.                 | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> : Ethane.    |
| CO <sub>2</sub> : Dioxyde de carbone.     | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> : Propane.   |
| N <sub>2</sub> : Azote.                   | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> : Butanes.  |
| O <sub>2</sub> : Oxygène.                 | C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> : Propanes. |
| C <sub>6</sub> + : Hexanes et supérieurs. |                                            |

## Chapitre III : étude thermodynamique

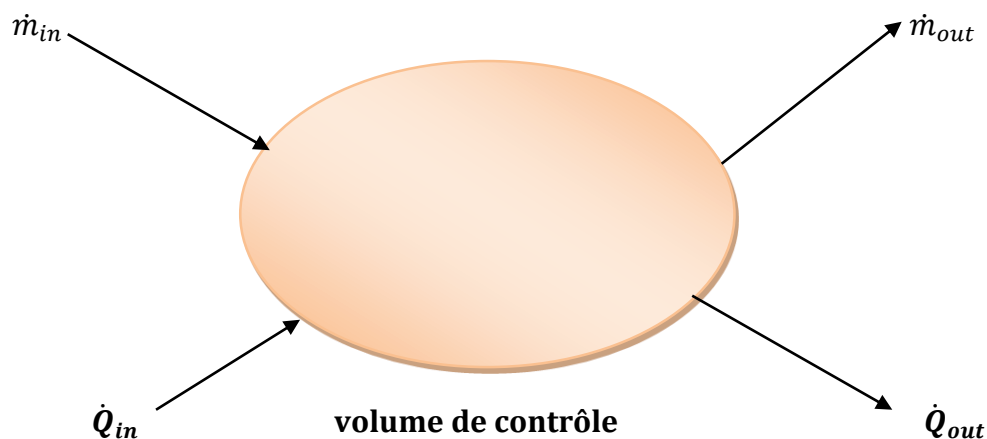
### IV-1-5-Les caractéristiques du gaz naturel utilisée :

| Composants         | La composition chimique        | % mol | P <sub>c</sub> (bar) | T <sub>c</sub> (K°) |
|--------------------|--------------------------------|-------|----------------------|---------------------|
| Méthane            | CH <sub>4</sub>                | 83.5  | 45.992               | 190.56              |
| Ethane             | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>  | 6.90  | 48.718               | 305.33              |
| Propane            | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>  | 2.10  | 42.771               | 369.83              |
| i-Butane           | iC <sub>4</sub>                | 0.35  | 36.400               | 407.82              |
| n-Butane           | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 0.53  | 37.96                | 425.13              |
| i-Pentane          | iC <sub>5</sub>                | 0.11  | 33.957               | 460.35              |
| n-Pentane          | C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> | 0.12  | 31.6                 | 433.75              |
| Hexane             | C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> | 0.14  | 30.340               | 507.82              |
| Nitrogène          | N <sub>2</sub>                 | 5.85  | 33.958               | 126.19              |
| Dioxyde de Carbone | CO <sub>2</sub>                | 0.21  | 73.773               | 304.13              |
| Hélium             | He                             | 0.19  | 0.2274               | 5.1953              |

Tableau (III-1) : Les caractéristiques du gaz naturel utilisé.

### IV-2-Etude thermodynamique pour un système ouvert :

Un système thermodynamique ouvert il échange du travail et de la chaleur avec milieu extérieur, et également de la matière. Comme dans notre cas, une machine à vis (expander) qui est un système thermodynamique ouvert par lequel les paramètres énergétiques du gaz (pression, température, débit et masse volumique) changent avec le temps. Ce dernier peut être à une seule entrée et une seule sortie ou plusieurs entrées et plusieurs sorties



Figure(III-5) : Schéma simplifié pour un système ouvert.

### IV-2-1-Etude thermodynamique pour les systèmes ouverts de l'installation en question :

Considérons un élément de fluide en un volume  $V$  élémentaire dans notre système à la pression  $P_{in}$  pour que le fluide puisse être à l'extérieur, le système doit fournir de l'énergie, et pour calculer cette énergie il faut calculer le travail  $W$  reçu par le système suivant l'équation suivante:

$$\dot{W}_{\text{écoulement}} = \dot{m} \left[ \left( U + \frac{P}{\rho} \right)_e - \left( U + \frac{P}{\rho} \right)_s \right]. \quad (3-50)$$

Supposant que le système reçoit chaque seconde la même quantité de volume alors ce dernier recevra une puissance d'insertion qui s'écrit sous forme :

$$\dot{W}_{\text{inser}} = \dot{m} \left[ \left( U + \frac{P}{\rho} \right)_e \right] \quad (3-51)$$

Afin que le fluide soit à l'autre extrémité (à la sortie) il reçoit une puissance notée puissance d'extraction écrite sous la forme :

$$\dot{W}_{\text{extr}} = \dot{m} \left[ \left( U + \frac{P}{\rho} \right)_s \right] \quad (3-52)$$

Avec :

$\dot{W}_{\text{inser,extr}}$ : respectivement La puissance d'insertion et d'extraction (fourni au système) en(KW).

$\dot{m}$ : débit massique du fluide en (Kg/s).

La puissance de l'écoulement reçu par le fluide est donnée par :

$$\dot{W}_{\text{écoulement}} = \dot{W}_{\text{inser}} - \dot{W}_{\text{extr}}. \quad (3-53)$$

### IV-2-1-1-Calcul thermodynamique à partir des données de la centrale de Cap-Djinet :

Les résultats que nous allons présenter ci-dessous sont obtenus pour des valeurs de température et de pression à l'entrée et la sortie du poste de détente :

### Chapitre III : étude thermodynamique

$$\begin{array}{ll}
 \text{Entrée} & \left\{ \begin{array}{l} T_{in}=16^{\circ}\text{C} \\ P_{in} = [45 \text{ bar} - 60 \text{ bar}] \end{array} \right\} \\
 \\ 
 \text{Sortie} & \left\{ \begin{array}{l} T_{out} = [0^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}] \\ P_{out} = 6 \text{ bar} \end{array} \right\}
 \end{array}$$

Pour déterminer de la puissance à l'entrée du poste de détente, ainsi que celles à la sortie de l'expander.

On a utilisé l'équation suivante :

$$P = \dot{m} * W_{th}. \quad (3-54)$$

Avec :

$P$  : La puissance de l'expander (KW).

$W_{th}$  : est le travail massique théorique de l'expander (J/Kg).

$\dot{m}$  : est le débit massique du gaz naturel (Kg/s).

La puissance générée par l'expander et déterminé comme suit :

$$P_{générée} = P_{in} - P_{out} . \quad (3-55)$$

En premier lieu il faut calculer le travail théorique  $W_{th}$ (J/Kg) en fonction du volume massique  $v$ (m<sup>3</sup>/Kg) et la pression  $p$  (Pa).

Le travail théorique à partir de l'équation suivante :

$$W_{th} = \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (3-56)$$

Avec :

$p$  : est la pression du gaz naturel du poste de détente (Pa) .

$v$ : Volume massique du gaz (m<sup>3</sup>/Kg).

Ensuite on doit calculer le débit massique pour une température de l'ordre de 25°C et à une pression de 1 bar c'est à dire à 1. 01325 Pas avec une masse volumique du gaz naturel utilisé dans le poste de détente de la centrale de Cap-Djinet qui vaut  $\rho= 0.7756\text{Kg/m}^3$  et un débit volumique de  $\dot{V}= 180\,000\text{ m}^3.\text{n/h}$  .

## Chapitre III : étude thermodynamique

Sachant que le poste de détente se compose de deux conduites d'alimentation de gaz naturel, donc on doit diviser le débit volumique par 2 :

$$\dot{V} = \frac{180\,000}{2 \times 3600} = 25 \text{ m}^3/\text{s}. \quad (3-57)$$

De là on peut déterminer le débit massique :

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho = 25 * 0.7756 = 19.39 \text{ Kg/s}. \quad (3-58)$$

On aura donc une puissance qui vaut :

$$P_{\text{générée}} = \dot{m} * \int_{p_1}^{p_2} v dp = 19.39 * \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (3-59)$$

### IV-2-1-2-Analyse énergétique et exergetique pour les différents dispositifs du poste de détente :

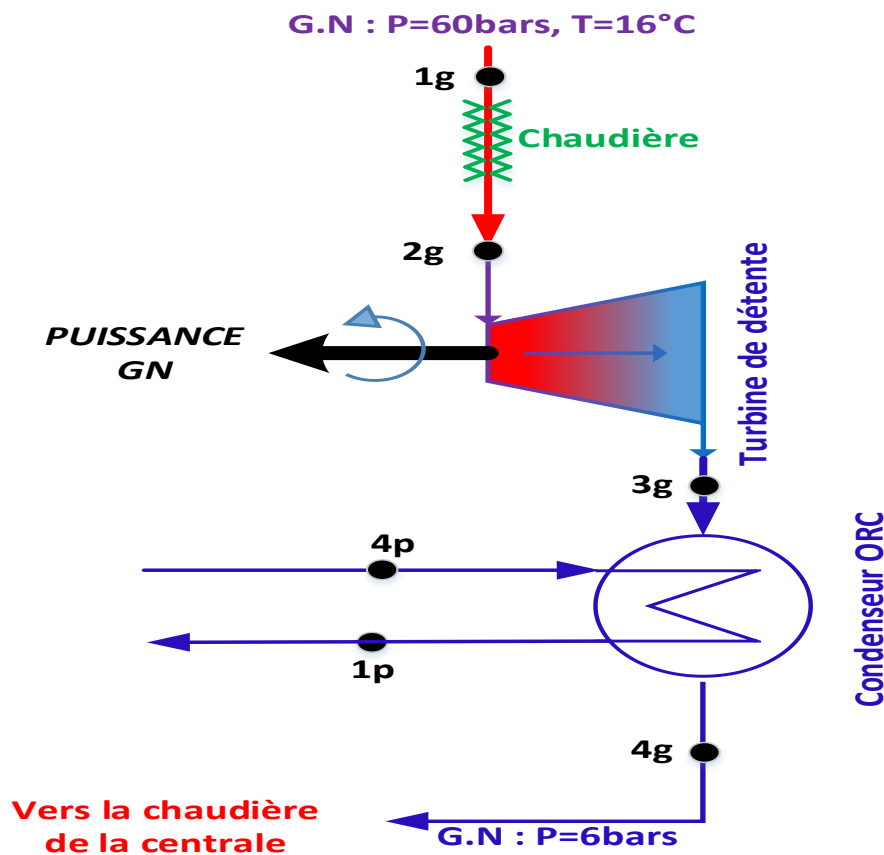
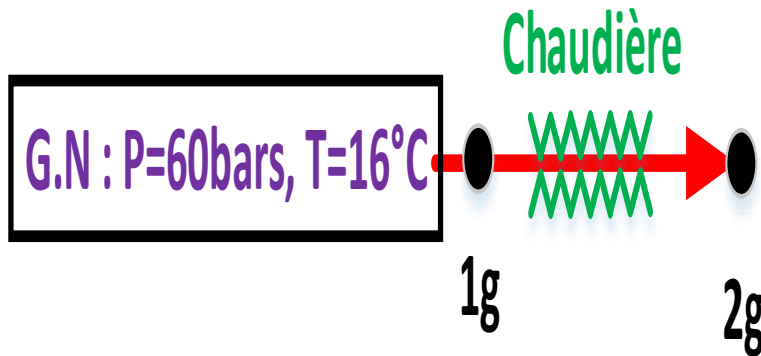


Figure (III-6) : schéma simplifié du poste de détente du gaz naturel.

#### ➤ Procédé de chauffage :

Dans la chaudière ce produit un phénomène de chauffage afin d'augmenté la température du gaz naturel de 16 °C à 56 °C le bilan énergétique et exergetique sont comme suite:





**Figure(III-7) : schéma simplifié de la chaudière.**

➤ **Le bilan massique :**

Dans le poste de détente, il inclut l'utilisation des équations de la conservation de la masse et de l'énergie à un volume de contrôle qui est la chaudière, en tenant compte du fluide utilisé qui est le gaz naturel. La chaudière représente un système à une entrée et une sortie.

$$\dot{m} = \dot{m}_{out} - \dot{m}_{in} . \quad (3-60)$$

Sachant qu'il s'agit d'un système à une entrée et une sortie ce qui nous permet d'écrire :

$$\dot{m} = \dot{m}_{2g} = \dot{m}_{1g} . \quad (3-61)$$

➤ **Le bilan énergétique :**

Le système thermodynamique considéré est la chaudière il s'agit d'un système à une entrée et une sortie en appliquant le premier principe de la thermodynamique, le bilan énergétique est :

$$\dot{Q} = \dot{m} * \overline{c_p}_g * (T_{2g} - T_{1g}) . \quad (3-62)$$

➤ **Le bilan entropique :**

Le bilan entropique au niveau de la chaudière s'écrit comme suit :

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{in} - S_{out} + S_{generée}) = 0 \quad (3-63)$$

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{1g} - S_{2g} + S_{generée}) = 0 \quad (3-64)$$

$$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \dot{m}(S_{2g} - S_{1g}) \quad (3-65)$$

➤ **Le bilan exergetique :**

L'exergie produite par le volume de contrôle s'écrit sous la forme suivante

$$\dot{E}x_{chaudière} = \dot{m}[h_{2g} - h_{1g} - T_0(s_{2g} - s_{1g})]. \quad (3-66)$$

la quantité  $\dot{m}(h_{2g} - h_{1g})$  est nulle car la chaudière ne produit pas une puissance mécanique  $\dot{W}$ .

Donc :

$$\dot{E}x_{chaudière} = \dot{m}[T_0(s_{2g} - s_{1g})]. \quad (3-67)$$

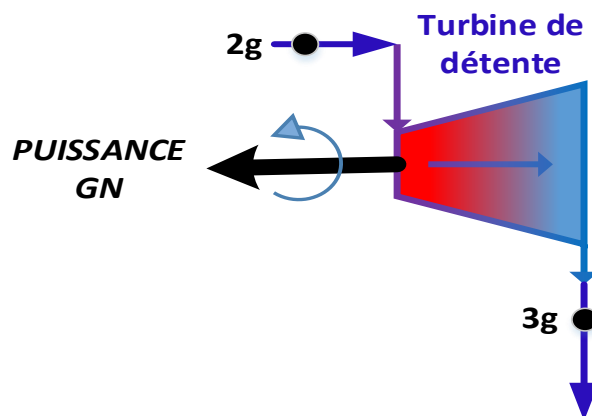
➤ **Le débit d'irréversibilité (exergie détruite) :**

L'exergie détruite par le système considéré (chaudière) est définie par l'entropie générée multipliée par la température de référence.

$$\dot{E}x_{det,chaudière} = T_0 * \dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e}. \quad (3-68)$$

➤ **Procédé de détente :**

Le procédé de détente se produit dans une turbine dans notre cas le dispositif de détente est un turbo-expender, c'est un système thermodynamique qu'on considère pour notre étude thermique il s'agit d'un système à une entrée et une sortie.



**Figure (III-8) : schéma simplifié de l'expender.**

➤ **Le bilan énergétique :**

Le bilan énergétique effectué sur le volume de contrôle nous permet d'écrire :

$$\dot{W}_e = \dot{m} \left[ \left( U + \frac{P}{\rho} \right)_e - \left( U + \frac{P}{\rho} \right)_s \right]. \quad (3-69)$$

Avec :

$\dot{W}_e$ : La puissance cédée mécaniquement de l'expander.

### Le rendement isentropique de la expender :

Le rendement de l'expender est défini par le rapport entre la différence des enthalpies à l'entrée et la sortie du dispositif considéré.

$$\eta_{is}^e = \frac{h_{2g} - h_{3g}}{h_{2g} - h_{3g}^{is}} \quad (3-70)$$

#### ➤ Le bilan entropique :

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{in} - S_{out} + S_{générée}) = 0 \quad (3-71)$$

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{2g} - S_{3g} + S_{générée}) = 0 \quad (3-72)$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}(S_{3g} - S_{2g}) \quad (3-73)$$

#### ➤ Le bilan exégetique :

$$\dot{E}x_e = \dot{m}[h_{2g} - h_{3g} - T_0(s_{3g} - s_{2g})] \quad (3-74)$$

### L'exergie détruite dans l'expander :

Le débit d'irréversibilité s'écrit sous forme :

$$\dot{E}_{det,e} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (3-75)$$

### Rendement exergétique de l'expander :

Le rendement exergétique est défini par le rapport de la puissance mécanique et l'exergie produite par la turbine (expender).

$$\eta_{Ex,e} = 1 - \frac{\dot{E}_{det,e}}{\dot{W}_e} \quad (3-76)$$

### IV-2-1-3 Étude du cycle organique de Rankine :

Le principe de fonctionnement du cycle organique de Rankine est précédemment exposé dans le chapitre II.

Contrairement au cycle de Rankine classique (cycle à vapeur d'eau), on utilise un fluide organique condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisante pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente.

[illegible][illegible]

| Country | Year | Population (millions) | Urban population (millions) | Urban population (%) | Population density (per sq km) | Urban population density (per sq km) |
|---------|------|-----------------------|-----------------------------|----------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| Algeria | 1990 | 10.5                  | 4.5                         | 42.9                 | 105                            | 105                                  |
| Algeria | 2000 | 12.5                  | 6.5                         | 51.6                 | 125                            | 125                                  |
| Algeria | 2010 | 14.5                  | 8.5                         | 58.6                 | 145                            | 145                                  |
| Algeria | 2020 | 16.5                  | 10.5                        | 63.6                 | 165                            | 165                                  |
| Algeria | 2030 | 18.5                  | 12.5                        | 67.6                 | 185                            | 185                                  |
| Algeria | 2040 | 20.5                  | 14.5                        | 70.7                 | 205                            | 205                                  |
| Algeria | 2050 | 22.5                  | 16.5                        | 73.3                 | 225                            | 225                                  |
| Algeria | 2060 | 24.5                  | 18.5                        | 75.5                 | 245                            | 245                                  |
| Algeria | 2070 | 26.5                  | 20.5                        | 77.3                 | 265                            | 265                                  |
| Algeria | 2080 | 28.5                  | 22.5                        | 78.9                 | 285                            | 285                                  |
| Algeria | 2090 | 30.5                  | 24.5                        | 80.3                 | 305                            | 305                                  |
| Algeria | 2100 | 32.5                  | 26.5                        | 81.6                 | 325                            | 325                                  |
| Algeria | 2110 | 34.5                  | 28.5                        | 82.6                 | 345                            | 345                                  |
| Algeria | 2120 | 36.5                  | 30.5                        | 83.6                 | 365                            | 365                                  |
| Algeria | 2130 | 38.5                  | 32.5                        | 84.4                 | 385                            | 385                                  |
| Algeria | 2140 | 40.5                  | 34.5                        | 85.2                 | 405                            | 405                                  |
| Algeria | 2150 | 42.5                  | 36.5                        | 85.9                 | 425                            | 425                                  |
| Algeria | 2160 | 44.5                  | 38.5                        | 86.5                 | 445                            | 445                                  |
| Algeria | 2170 | 46.5                  | 40.5                        | 87.1                 | 465                            | 465                                  |
| Algeria | 2180 | 48.5                  | 42.5                        | 87.6                 | 485                            | 485                                  |
| Algeria | 2190 | 50.5                  | 44.5                        | 88.1                 | 505                            | 505                                  |
| Algeria | 2200 | 52.5                  | 46.5                        | 88.6                 | 525                            | 525                                  |
| Algeria | 2210 | 54.5                  | 48.5                        | 89.0                 | 545                            | 545                                  |
| Algeria | 2220 | 56.5                  | 50.5                        | 89.4                 | 565                            | 565                                  |
| Algeria | 2230 | 58.5                  | 52.5                        | 89.7                 | 585                            | 585                                  |
| Algeria | 2240 | 60.5                  | 54.5                        | 90.1                 | 605                            | 605                                  |
| Algeria | 2250 | 62.5                  | 56.5                        | 90.4                 | 625                            | 625                                  |
| Algeria | 2260 | 64.5                  | 58.5                        | 90.7                 | 645                            | 645                                  |
| Algeria | 2270 | 66.5                  | 60.5                        | 91.0                 | 665                            | 665                                  |
| Algeria | 2280 | 68.5                  | 62.5                        | 91.2                 | 685                            | 685                                  |
| Algeria | 2290 | 70.5                  | 64.5                        | 91.5                 | 705                            | 705                                  |
| Algeria | 2300 | 72.5                  | 66.5                        | 91.7                 | 725                            | 725                                  |
| Algeria | 2310 | 74.5                  | 68.5                        | 92.0                 | 745                            | 745                                  |
| Algeria | 2320 | 76.5                  | 70.5                        | 92.2                 | 765                            | 765                                  |
| Algeria | 2330 | 78.5                  | 72.5                        | 92.4                 | 785                            | 785                                  |
| Algeria | 2340 | 80.5                  | 74.5                        | 92.6                 | 805                            | 805                                  |
| Algeria | 2350 | 82.5                  | 76.5                        | 92.8                 | 825                            | 825                                  |
| Algeria | 2360 | 84.5                  | 78.5                        | 92.9                 | 845                            | 845                                  |
| Algeria | 2370 | 86.5                  | 80.5                        | 93.1                 | 865                            | 865                                  |
| Algeria | 2380 | 88.5                  | 82.5                        | 93.2                 | 885                            | 885                                  |
| Algeria | 2390 | 90.5                  | 84.5                        | 93.4                 | 905                            | 905                                  |
| Algeria | 2400 | 92.5                  | 86.5                        | 93.5                 | 925                            | 925                                  |
| Algeria | 2410 | 94.5                  | 88.5                        | 93.6                 | 945                            | 945                                  |
| Algeria | 2420 | 96.5                  | 90.5                        | 93.7                 | 965                            | 965                                  |
| Algeria | 2430 | 98.5                  | 92.5                        | 93.8                 | 985                            | 985                                  |
| Algeria | 2440 | 100.5                 | 94.5                        | 93.9                 | 1005                           | 1005                                 |
| Algeria | 2450 | 102.5                 | 96.5                        | 94.0                 | 1025                           | 1025                                 |
| Algeria | 2460 | 104.5                 | 98.5                        | 94.1                 | 1045                           | 1045                                 |
| Algeria | 2470 | 106.5                 | 100.5                       | 94.2                 | 1065                           | 1065                                 |
| Algeria | 2480 | 108.5                 | 102.5                       | 94.3                 | 1085                           | 1085                                 |
| Algeria | 2490 | 110.5                 | 104.5                       | 94.4                 | 1105                           | 1105                                 |
| Algeria | 2500 | 112.5                 | 106.5                       | 94.5                 | 1125                           | 1125                                 |
| Algeria | 2510 | 114.5                 | 108.5                       | 94.6                 | 1145                           | 1145                                 |
| Algeria | 2520 | 116.5                 | 110.5                       | 94.7                 |                                |                                      |

[illegible]

1. *Journal of Management Studies*, 1997, 34, 1, 1-14.

1. *Journal of the American Medical Association*, 1997; 277: 1039-1043.

**Avec :**

$\dot{m}_{orc}$  : le débit du fluide de travail dans le cycle.

$h_{2p}^{is}$  : l'enthalpie isentropique à la sortie de la pompe.

$h_{1p}$  : l'enthalpie à l'entrée de la pompe.

$h_{2p}$  : l'enthalpie à la sortie de la pompe.

➤ **Bilan entropique :**

L'entropie générée par la pompe est comme suit :

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{in} - S_{out} + S_{generée}) = 0 \quad (3-79)$$

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{1p} - S_{2p} + S_{generée}) = 0 \quad (3-80)$$

$$\dot{S}_{generée} = \dot{m}_{orc}(S_{2p} - S_{1p}) \quad (3-81)$$

➤ **Bilan exergétique :**

$$\dot{E}x_p = \dot{m}_{orc} [h_{2p} - h_{1p} - T_0(s_{2p} - s_{1p})]. \quad (3-82)$$

➤ **L'exergie détruite (le débit d'irréversibilité)**

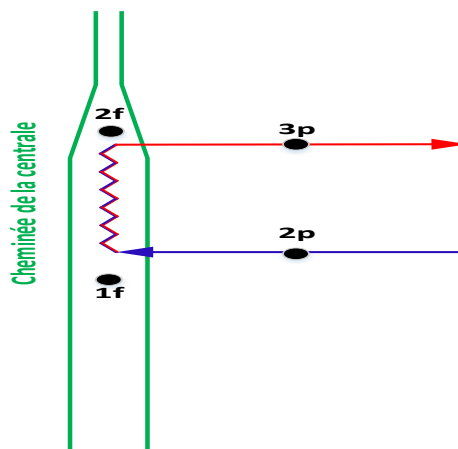
$$\dot{E}_{det,p} = T_0 \dot{S}_{generée} \quad (3-83)$$

➤ Le rendement exergétique de la pompe

$$\eta_{Ex,p} = 1 - \frac{\dot{E}_{det,p}}{\dot{W}_p}. \quad (3-84)$$

➤ **Analyse énergétique dans l'échangeur de chaleur (récupérateur) :**

Les gaz d'échappement dissipé par la cheminée de la centrale assurent l'échauffement, l'évaporation puis la surchauffe du fluide par l'intermédiaire d'un échangeur de récupération des rejets thermique, la figure (3.8) montre le schéma simplifié de cet échangeur.



**Figure (III.11) : Schéma simplifié de l'échangeur de récupération**

Flux de chaleur rejetée à la source froide :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{fumés} (h_{1f}^{rec} - h_{2f}^{rec}) = \dot{m}_{orc} (h_{3p} - h_{2p}). \quad (3-85)$$

**Avec :**

$\dot{m}_{fumés}$ : débit des fumes dans la cheminé

$\dot{m}_{orc}$ : débit du fluide frigorigène de l'installation ORC.

$h_{3p}$ : l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du condenseur.

$h_{2p}$ : l'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur.

$h_{1f}^{rec}$ : l'enthalpie des fumes à l'entrée de la cheminé.

$h_{2f}^{rec}$ : l'enthalpie des fumes à la sortie de la cheminé.

### ➤ Le bilan entropique :

En appliquant le deuxième principe de la thermodynamique pour le volume de contrôle considéré on aura :

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}(S_{in} - S_{out} + S_{générée}) = 0 \quad (3-86)$$

L'entropie générées écrit comme suit

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_{orc}(S_{3p} - S_{2p}) + \dot{m}(S_{2f} - S_{1f}) \quad (3-87)$$

### ➤ Le bilan exergetique :

**L'exergie générée au niveau de récupérateur de la centrale peut s'écrire :**

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{orc} * h_{2p} - T_0 * \dot{m}_{orc} * S_{2p} + \dot{m}_f * h_{1f} - T_0 * \dot{m}_f * S_{1f} \quad (3-88)$$

$$\dot{E}x_{out} = \dot{m}_{orc} * h_{3p} - T_0 * \dot{m}_{orc} * S_{3p} + \dot{m}_f * h_{2f} - T_0 * \dot{m}_f * S_{2f} \quad (3-89)$$

**L'exergie détruite :**

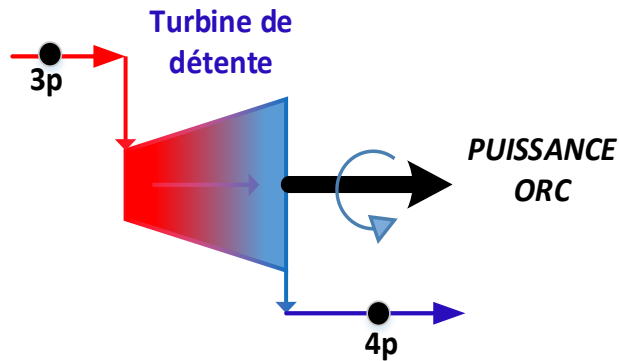
L'exergie détruite de récupérateur s'écrit :

$$\dot{E}x_{det,récup} = T_0 * \dot{S}_{générée} \quad (3-90)$$

Rendement exergetique est déterminé selon l'équation suivante

$$\eta_{Ex,rec} = 1 - \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{E}x_{det,récup}} \quad (3-91)$$

➤ **Procédé de détente :**



**Figure (III-12) : schéma simplifié de la turbine.**

Puissance mécanique fournie par la turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{orc} (h_{3p} - h_{4p}). \quad (3-92)$$

➤ **Le bilan entropique :**

$$\Delta S_{syst} = \dot{m}_{orc} (S_{in} - S_{out} + S_{generée}) = 0 \quad (3-93)$$

$$\dot{m}_{orc} (S_{in} - S_{out} + S_{generée}) = 0 \quad (3-94)$$

$$\dot{S}_{generée} = \dot{m}_{orc} (S_{4p} - S_{3p}) \quad (3-95)$$

➤ **Le bilan exergetique :**

L'exergie produite par la turbine est :

$$\dot{E}_{x,t} = \dot{m}_{orc} [h_{3p} - h_{4p} - T_0 (s_{4p} - s_{3p})]. \quad (3-96)$$

Avec :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{orc} (h_{3p} - h_{4p}). \quad (3-97)$$

C'est la puissance mécanique fournie par la turbine.

➤ **L'exergie détruite dans la turbine :**

La quantité d'exergie détruite est sous la forme suivante

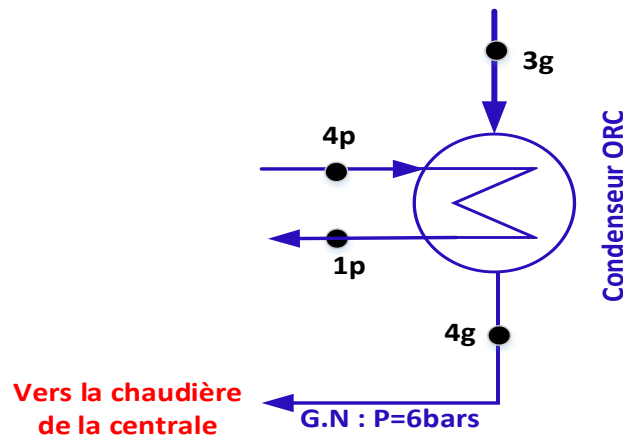
$$\dot{E}_{det,t} = \dot{m}_{orc} * T_0 * \dot{S}_{generée} \quad (3-98)$$

Et on définit le rendement exergetique pour la turbine qui s'écrit comme tel :

$$\eta_{Ex,t} = 1 - \frac{\dot{E}_{det,t}}{\dot{W}_t} \quad (3-99)$$

➤ **Procédé de condensation :**

Le condenseur assure un échange de chaleur entre la source froide qui est le gaz naturel et la source chaude qui est le fluide frigorigène utilisé pour l'installation organique de Rankine ce transfert de chaleur permet la condensation du fluide de travail.



**Figure(III-13) : schéma simplifié du condenseur de l'ORC**

En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour le système considéré (condenseur) il s'agit d'un système ouvert à deux entrées et deux sorties, le bilan énergétique nous permet d'écrire :

Flux de chaleur rejetée à la source froide

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{orc} * (h_{4p} - h_{1p}) = \dot{m} * (h_{3g}^{cond} - h_{4g}^{cond}). \quad (3-100)$$

**Avec :**

$\dot{m}_{orc}$ : débit du fluide frigorigène de l'installation ORC.

$h_{1p}$ : l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du condenseur.

$h_{4p}$ : l'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur.

$\dot{m}$  : débit du gaz naturel.

$h_{3g}$ : l'enthalpie du gaz naturel à l'entrée du condenseur.

$h_{4g}$ : l'enthalpie du gaz naturel à la sortie du condenseur

➤ **Le bilan entropique :**

Le deuxième principe de la thermodynamique pour le système considéré

le bilan entropique s'écrit sous la forme suivante :

$$\Delta S_{syst} = S_{in} - S_{out} + S_{generée} = 0 \quad (3-101)$$

$$\dot{m}_{orc} \cdot S_{4p} + \dot{m}_{gaz} \cdot S_{3g} - \dot{m}_{orc} \cdot S_{1p} - \dot{m}_{gaz} \cdot S_{4g} + S_{generée} = 0 \quad (3-102)$$

D'où l'entropie générée au niveau de condenseur

$$\dot{S}_{generée} = \dot{m}_{orc} \cdot S_{1p} + \dot{m}_{gaz} \cdot S_{4g} - \dot{m}_{orc} \cdot S_{4p} - \dot{m}_{gaz} \cdot S_{3g} \quad (3-103)$$



Finalement

$$\dot{S}_{generée} = \dot{m}_{orc}(S_{1p} - S_{4p}) + \dot{m}_{gaz}(S_{4g} - S_{3g}) \quad (3-104)$$

➤ **Le bilan exergetique :**

$$\dot{Ex}_{in} = \dot{m}_{orc} * h_{4p} - T_0 * \dot{m}_{orc} * S_{4p} + \dot{m} * h_{3g} - T_0 * \dot{m} * S_{3g} \quad (3-105)$$

$$\dot{Ex}_{ouit} = \dot{m}_{orc} * h_{1p} - T_0 * \dot{m}_{orc} * S_{1p} + \dot{m} * h_{4g} - T_0 * \dot{m} * S_{4g} \quad (3-106)$$

Exergie détruite dans le condenseur (l'échangeur de chaleur) s'écrit :

$$\dot{E}_{det,cond} = T_0 * \dot{S}_{generée} \quad (3-107)$$

Rendement exégétique :

$$\eta_{Ex} = 1 - \frac{\dot{E}_{det,cond}}{\dot{Q}_c} \quad (3-108)$$

L'exergie détruite total du système est donnée par :

$$\dot{E}_{det,totale} = \dot{E}_{det,p} + \dot{E}_{det,t} + \dot{E}_{det,cond} + \dot{E}_{det,rec} + \dot{E}_{det,expander} + \dot{E}_{det,chaudiere} \quad (3-109)$$

### V-Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté les méthodes d'analyse énergétique et exergetique qui permettent d'évaluer les performances des cycles ORC pour différentes configurations. Ainsi qu'une études thermodynamique a étai faite pour l'installation proposé afin de valoriser la récupération des rejets thermiques. Les résultats et leurs interprétations fera l'objet du chapitre suivant.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-Introduction :

Les équations obtenu grâce au bilan énergétique et exergetique mentionné dans le (chapitre III). Qui nous permet de voir les résultats représentés dans les tableaux ci-dessous. et ceci pour une tranche de production.

### IV-1 Caractéristiques thermodynamique des fumées à la sortie de l'économiseur :

Pour différents régimes de fonctionnement de la centrale thermique, on enregistre plusieurs valeurs de débit des fumées à la sortie.

|                                   |     | 0.25 Pn | 0.50 Pn | 0.75 Pn |
|-----------------------------------|-----|---------|---------|---------|
| Puissance brute borne alternateur | MW  | 44      | 88      | 132     |
| Sortie économiseur                | t/h | 287.9   | 438.1   | 567.2   |
| Débit des fumées total            | t/h | 4*287.9 | 4*438.1 | 4*567.2 |

**Tableau (IV-1) : Caractéristiques thermodynamique des fumées à la sortie de l'économiseur**

### IV-2 Résultat d'analyse du système :

En appliquant le second principe de la thermodynamique sur le volume de contrôle considéré on aboutit aux résultats ci-dessous :

|                              | Pompe | récupérateur | Turbine ORC | Condenseur | Expander | Chaudière |
|------------------------------|-------|--------------|-------------|------------|----------|-----------|
| $\dot{m}_{ORC}(\text{kg/s})$ | 16.46 | 16.46        | 16.46       | 16.46      | -----    | -----     |
| $\dot{m}_{GN}(\text{kg/s})$  | ----- | -----        | -----       | 19.39      | 19.39    | -----     |
| $\dot{m}_F(\text{kg/s})$     | ----- | 158.8        | -----       | -----      | -----    | -----     |
| $Cp_{fumée}(\text{kJ/kg.k})$ | ----- | 1.1          | -----       | -----      | -----    | -----     |
| $Cp_{GN}(\text{kJ/kg.k})$    | ----- | -----        | -----       | -----      | -----    | 2.7       |
| $\dot{Q}(\text{KW})$         | ----- | 3052.1       | -----       | 2783.79    | -----    | 1256.47   |
| $\dot{W}(\text{KW})$         | 30.29 | -----        | 298.54      | -----      | 576.9    | -----     |
| $\dot{E}_x(\text{KW})$       | 20.28 | 434.30       | 248.22      | 30633      | 5667     | 1225.8    |
| $\dot{E}_{det}(\text{KW})$   | 10.35 | 363.64       | 50.31       | 1910.5     | 5160.23  | 1225.8    |
| $\eta_{ex}(\%)$              | 65.83 | 88.08        | 83.15       | 31.37      | -----    | -----     |
| $\eta_{is}(\%)$              | 64.5  | -----        | 85          | -----      | 70       | -----     |

**Tableau (IV-2) : Résultat d'analyse de l'ORC**

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-2-1 L'exergie détruite total du système :

Le débit d'irrégibilité totale de l'installation s'exprime par :

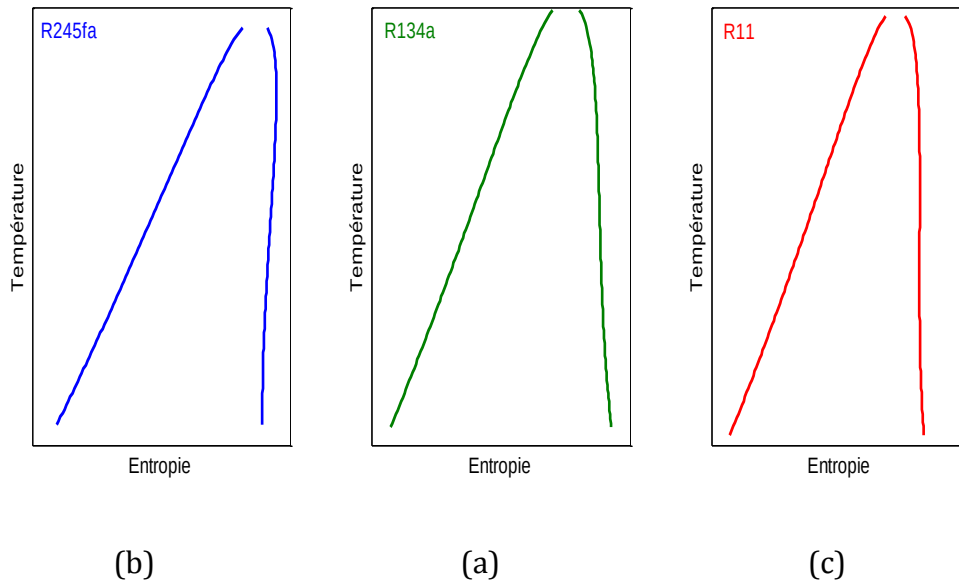
$$\dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{total}} = \dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{pompe}} + \dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{turbine}} + \dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{condenseur}} + \dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{récupérateur}} + \dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{chaudière}} + \dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{expander}}$$

$$\dot{E}_{x, \text{det}}^{\text{total}} = 8.7 \text{ MW}$$

### IV-3 Propriétés thermo-physique de la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC :

|                        | R134a     | R245fa  | R11          |
|------------------------|-----------|---------|--------------|
| M(g/mol)               | 102.03    | 134.05  | 137.37       |
| T <sub>crit</sub> (°C) | 101.1     | 154.01  | 198          |
| T <sub>evap</sub> (°C) | 26        | 15      | 24           |
| P <sub>crit</sub> (°C) | 4.06      | 3.65    | 4.40         |
| ξ (ds/dT)              | Mouillant | Séchant | Isentropique |

**Tableau(IV-3) : Propriétés thermo-physique de la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC**



**Figure(IV-1) : Les 3 fluides selon la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-S fluide mouillant(a), fluide séchant(b), fluide isentropique(c)**

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

Pour la classification du fluide de travail organique on doit utiliser la valeur du terme  $\xi$  ( $dS/dT$ ) calculée par l'équation Pour la classification suivante :

$$\xi = \frac{Cp}{T_{evap}} - \frac{\frac{nT_{r,evap}}{1-T_{r,evap}} + 1}{T_{evap}^2} \Delta H_{vap}$$

Avec :

$T_{evap}$  est la température d'évaporation du fluide organique.

$T_{r,evap}$  est la température d'évaporation réduite ( $T_{evap}/T_{crit}$ ).

$\Delta H_{vap}$  est la chaleur latente de l'évaporation du fluide.

L'exposant « $n$ » est suggéré prenant en général la valeur 0.375 ou 0.38.

$\xi > 0$  : Fluide séchant

$\xi \sim 0$  : Fluide isentropique

$\xi < 0$  : Fluide mouillant

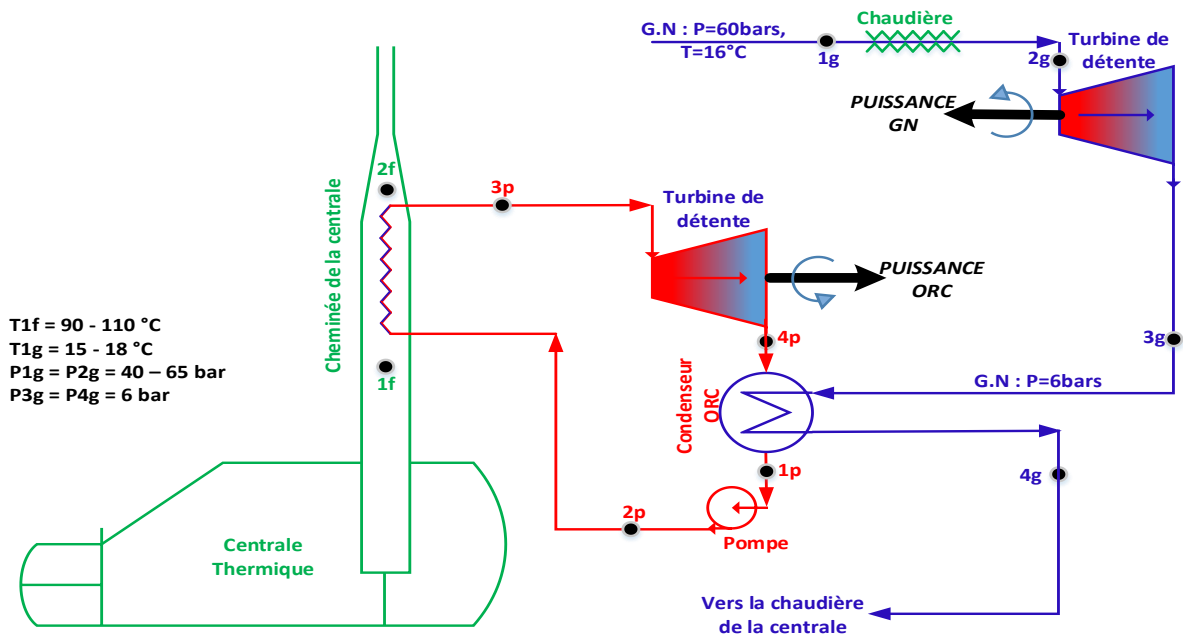
Dans ce chapitre on rassemble les résultats obtenus à partir de l'étude thermodynamique, ce qui nous permet de présenter l'étude paramétrique.

Comme deuxième étape, à l'aide du logiciel REFPROP, nous avons pu étudier l'évolution des différents paramètres énergétiques du poste de détente et du fluide frigorigène utiliser R134a dans l'installation frigorifique, les résultats de cette étude sont présentés par des courbes

### IV-4 Proposition de l'installation :

Le principe de fonctionnement de l'installation repose d'une part sur la récupération de l'énergie des fumées de la centrale thermique de Cap-Djinet, et d'une autre part sur l'exploitation de débit de gaz naturel, qui alimente la centrale, ce dernier arrive à une température de 16°C avec une pression  $P=60\text{bar}$ , il passe dans une chaudière afin que sa température augmente, puis il pénètre dans l'expander pour produire une puissance mécanique par la détente de gaz naturel jusqu'à une pression de 6bar et à une température positive (pour éviter la formation des hydrates); ce gaz assure la désurchauffe puis la condensation de réfrigérant (évolution 4p-1p), le fluide organique est pompé et envoyé vers l'échangeur de récupération où sa température augmente jusqu'à une température suffisante au point 3p, puis il entre dans la turbine de détente pour générer une puissance mécanique.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations



Figure(IV-2) : Installation proposé

### IV-5 Etude du poste de détente :

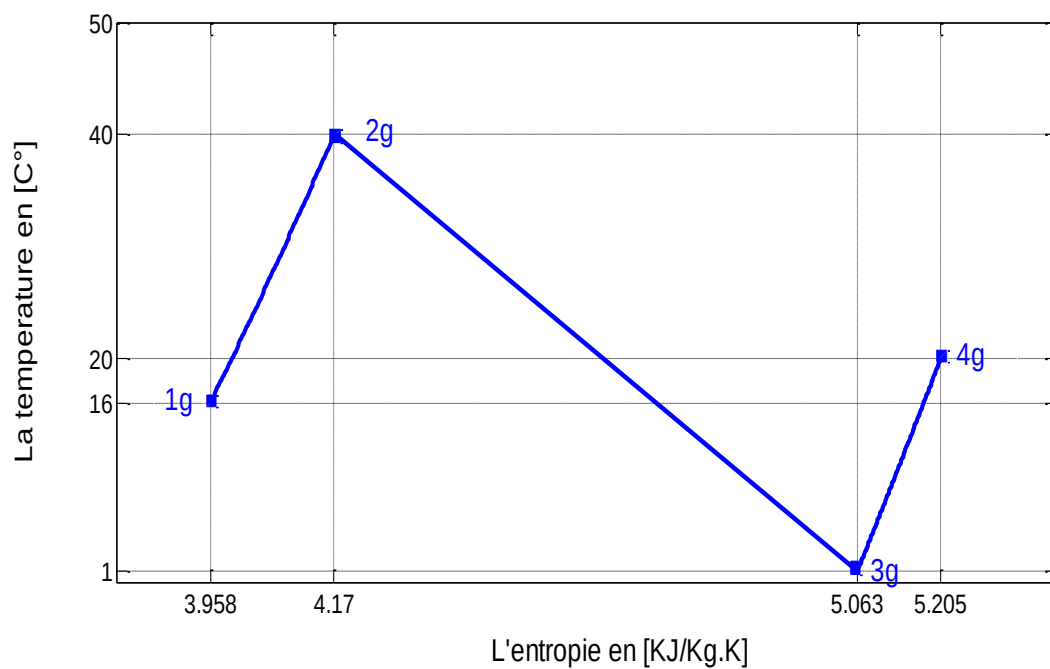


Figure (IV-3) : Le diagramme T-S du poste gaz.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

La figure (IV-3) illustre l'évolution du gaz naturel dans un diagramme T-S

- Le segment (1g -2g) représente un échauffement isobare du gaz naturel de  $T_{1g} = 16\text{ °C}$  à  $T_{2g} = 40\text{ °C}$  à une pression  $= P_{1g} = P_{2g} = 60\text{ bar}$ .
- Le segment (2g-3g) représente une détente du gaz dans l'expander à partir d'une pression  $P_{2g} = 60\text{ bar}$  jusqu'à  $P_{3g} = 6\text{ bar}$  à la température  $T_{3g} = 1\text{ °C}$ .
- Le segment (3g -4g) absorbe une quantité de chaleur pour assurer la condensation de fluide de travail de cycle ORC. Le gaz naturel ressort à une température  $T_{4g} = 20\text{ °C}$ .

### IV-5-1. Influence de la pression du gaz naturel sur la puissance produite par l'expander :

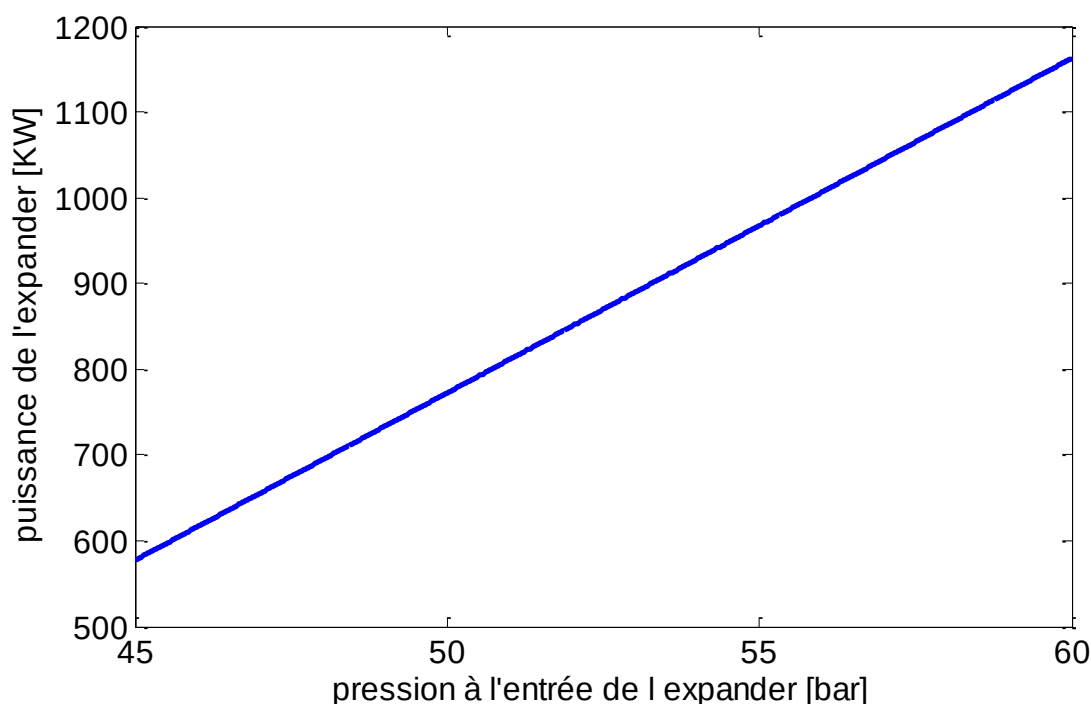
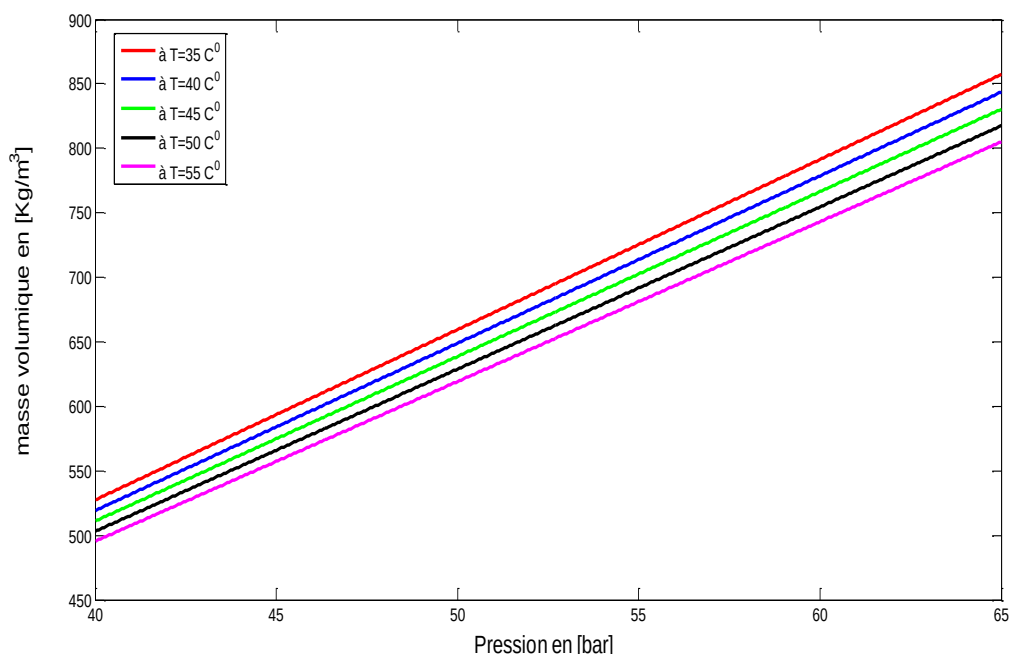


figure ( IV- 4 ) : la puissance en fonction de la pression.

La figure (IV-4) montre l'évolution de la puissance générée par l'expander en fonction de la pression d'entrée, on constate une proportionnalité entre la pression à l'entrée de l'expander et la puissance développée. D'où une augmentation de la pression engendre une élévation de la puissance délivrée. A titre d'exemple, pour des pressions de 45 bar et 60 bar on enregistre respectivement des puissances de 576.9kW et 1162kW.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-5-2 Influence des température et des pression à l'entrée du poste de détente du gaz naturel sur la masse volumique du gaz naturel

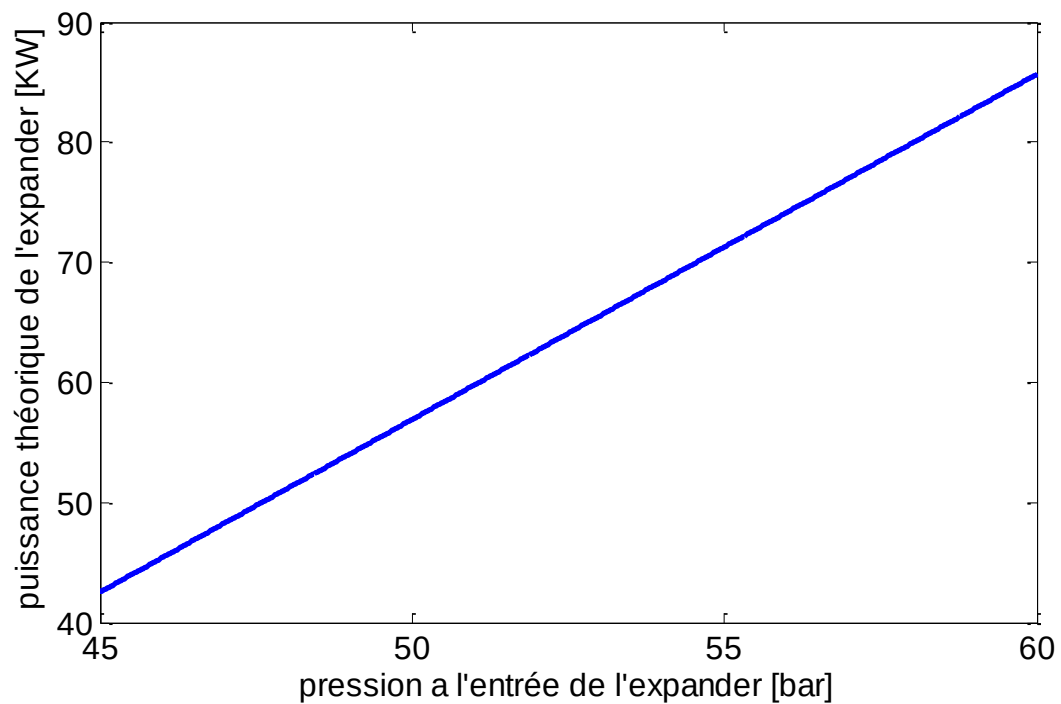


**Figure (IV-5) : la masse volumique en fonction de la pression pour différentes températures à l'entrée du poste de détente.**

la figure (IV-5) montre la variation de la masse volumique du gaz naturel en fonction de la pression pour différentes températures à l'entrée du poste de détente, on constate une proportionnalité entre la pression et la masse volumique, D'où une augmentation de la température est inversement proportionnelle à l'évolution de la masse volumique. A titre d'exemple, pour des températures de 35°C et 55°C on enregistre respectivement des masses volumiques de 528.2 $\text{kg/m}^3$  et 495.4 $\text{Kg/m}^3$ .

### IV-5-3 Influence des pression à l'entrée du poste de détente du gaz naturel sur la puissance théorique délivrée par l'expander

Dans l'optique de la figure (IV-6) qui illustre la variation de la puissance développée par l'expander en fonction de la pression à l'entrée du post de détente et cela pour un débit volumique de gaz naturel qui vaut 50 $\text{kg/s}$ . On note une élévation proportionnelle entre la puissance théorique et la pression à l'entrée de l'expander.

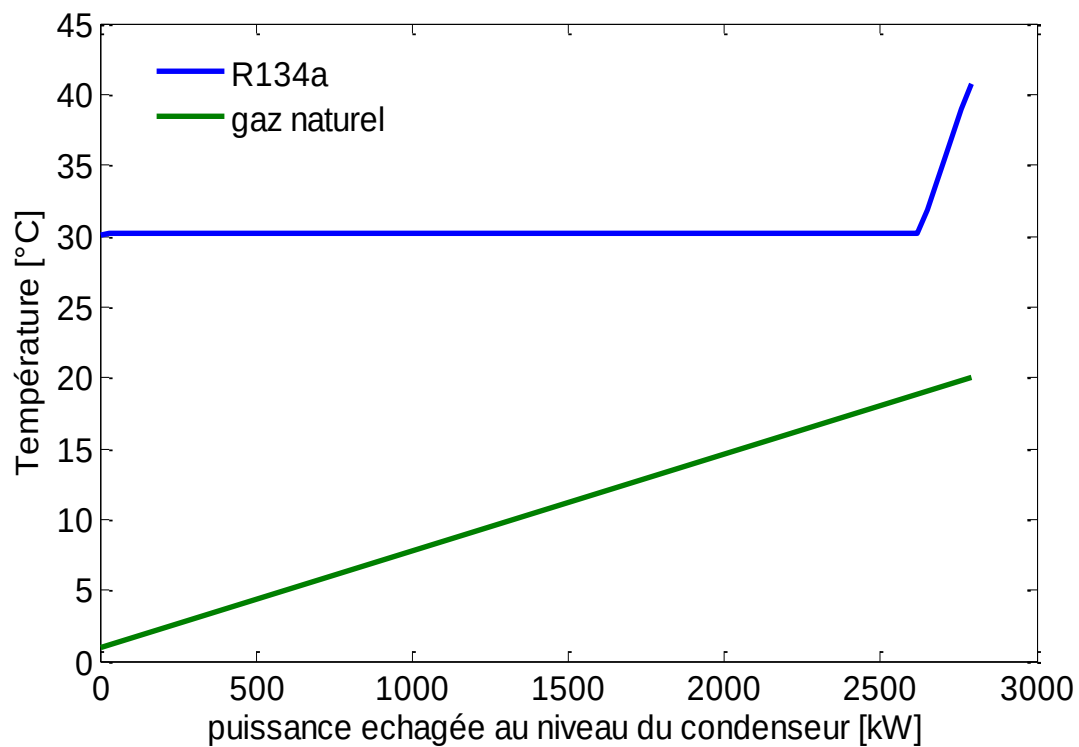


**figure(IV-6) : la puissance théorique délivrée par l'expander en fonction de la pression à l'entrée du poste de détente**

#### **IV-5-4 Evolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau du condenseur**

La figure (IV-7) montre les évolutions des températures pour les deux fluides au cours des échanges thermiques dans le condenseur, de ce fait, on constate que 93.94% de la puissance totale est utilisé pour assurer la condensation de fluide, et juste 6.06% est utilisé pour la désurchauffe de réfrigérant. Néanmoins, la température de gaz naturel augmente de 1°C jusqu'à 20°C par contre la température de réfrigérant diminue de 40.75°C jusqu'à une température de condensation de 30°C.



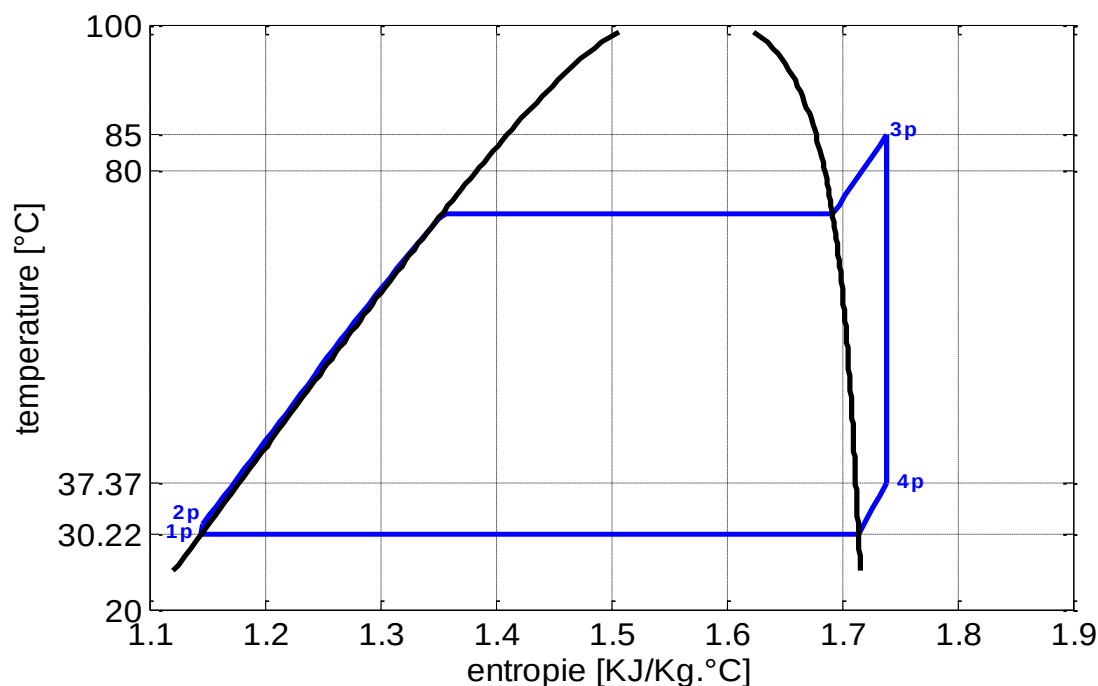


**Figure(IV-7) : Evolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau du condenseur**

### IV-6 Etude de cycle de Rankine organique

La figure (IV-8) illustre l'évolution du fluide frigorigène R134a dans un diagramme T-S

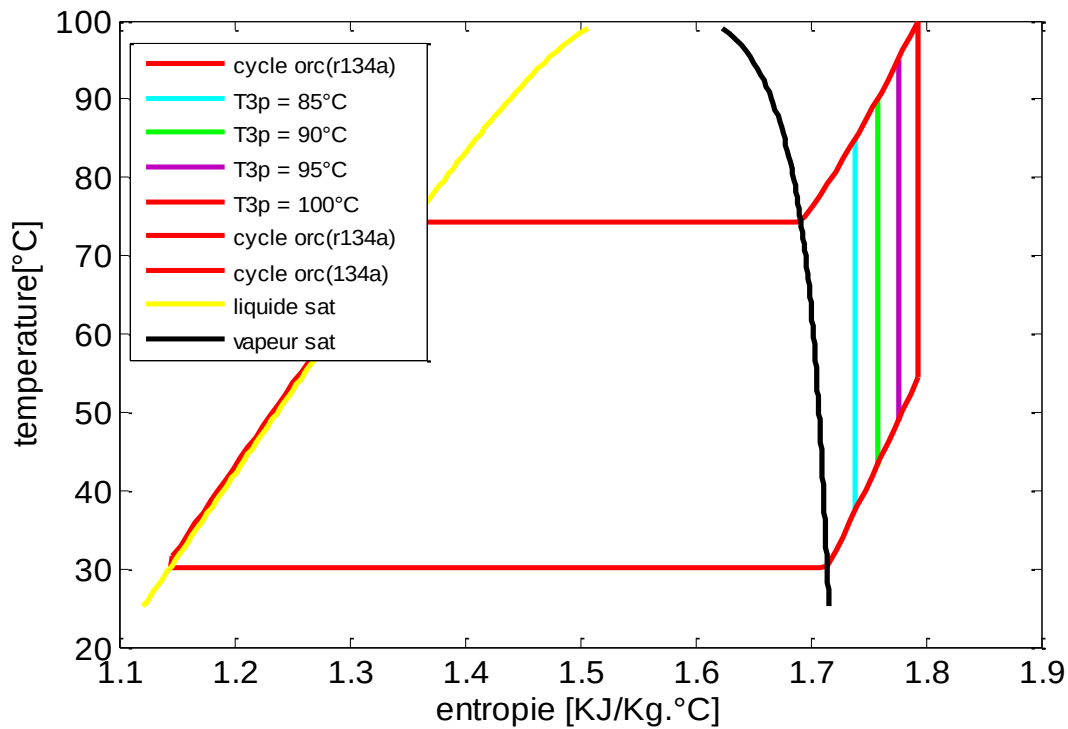
- Le segment (1p-2p) représente un refoulement du fluide qui passe de 30.22°C à 31.62°C.
- Le segment (2p-3p) représente une évaporation isobarique du fluide frigorigène de 31.62°C à 74.24°C avec une surchauffe de 10.65°C.
- Le segment (3p-4p) représente une détente du fluide de travail de 85°C à 37.37°C.
- Le segment (4p-1p) représente une condensation à pression constante du fluide Frigorigène avec un sou refroidissement jusqu'à la température de condensation qui égale à 30.22°C.



Figure(IV-8) : l'évolution du fluide frigorigène R134a dans un diagramme T-S.

### IV-6-1 Influence de la température d'entrée de la turbine sur la puissance absorbée par le fluide organique :

La figure (IV-9) illustre les tracés des évolutions de fluide moteur dans un diagramme T-S pour différentes températures à l'entrée de la turbine (elles varient de 85°C à 100°C). de ce fait, une augmentation de la température à l'entrée turbine nécessite une augmentation de la puissance absorbée par le fluide organique, d'où une augmentation de la surface d'échange entre les deux fluides, d'une autre part, on constate une élévation de la puissance rejetée vers l'extérieur au niveau de condenseur, car la température à la sortie de la turbine augmente, Donc, dans ce cas , il est préférable d'installer un échangeur de récupération qui assure la désurchauffe de fluide de travail.



**Figure(IV-9) : évolution de fluide organique pour différentes températures d'entrée de la turbine dans un diagramme T-S**

### **IV-6-2 Influence du rapport de pression, pression et de température d'entrée turbine sur le rendement du cycle ORC :**

La figure (IV-10) et (IV-11) représente respectivement la variation du rendement de cycle ORC en fonction de la température ( $T_{3p}$ ) pour différente pression et rapport de pression, suite aux résultats représenté dans les figures précédentes, on enregistre une élévation proportionnelle du rendement de cycle ORC et de la pression ainsi que le rapport de pression. A titre d'exemple, pour  $P_{1p}=2\text{bar}$  à  $P_{1p}=6\text{bar}$  on note respectivement un rendement de 8.61% à 8.87%, et pour  $r=2$  à  $r=6$  on marque respectivement un rendement de 5.64% à 12.23%.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

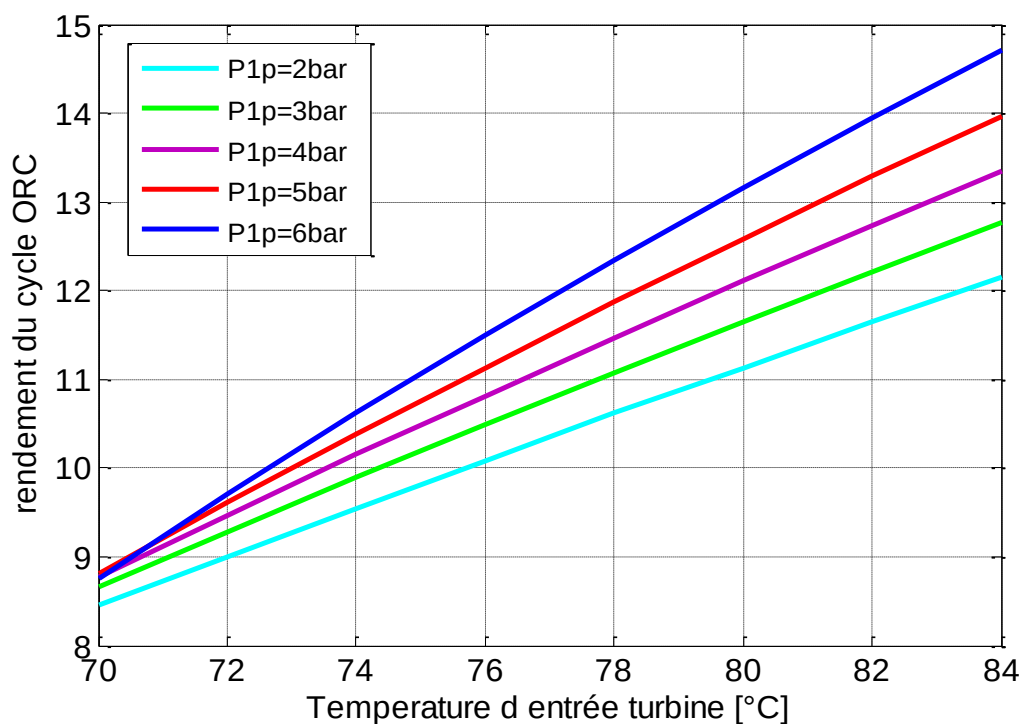


Figure (IV-10) : Influence de la pression et de la température d'entrée turbine sur le rendement du cycle ORC

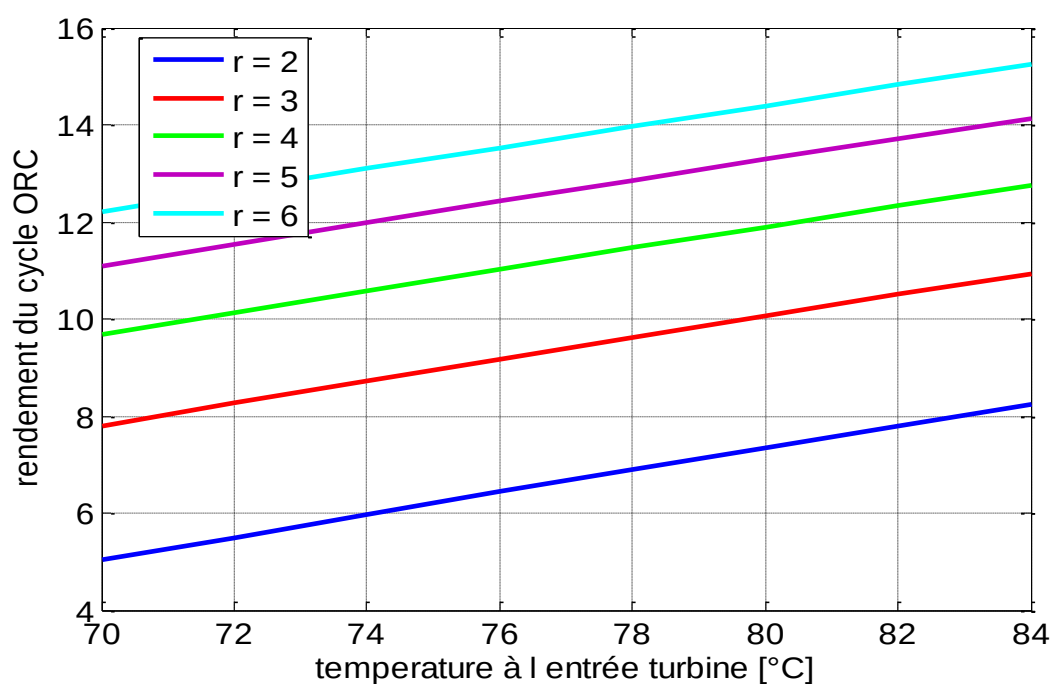
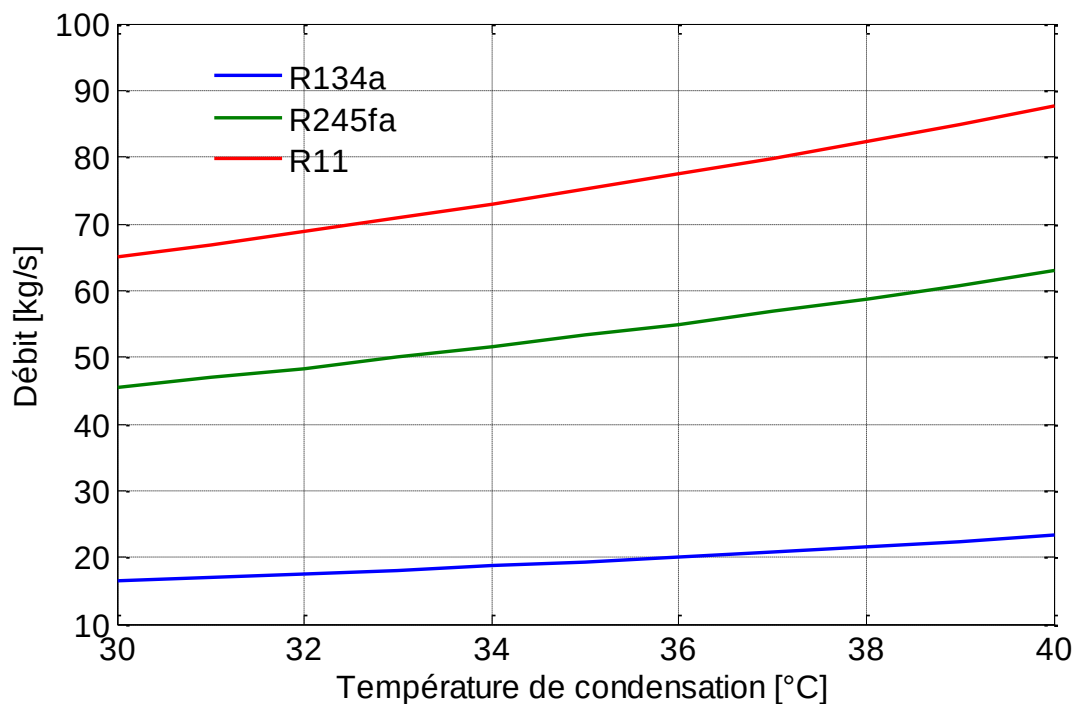


Figure (IV-11) : Influence du rapport de pression et de température d'entrée turbine sur le rendement du cycle ORC.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-6-3 Evolution des débits des fluides frigorigène (R134a, R245fa, R11) en fonction de la température de condensation :

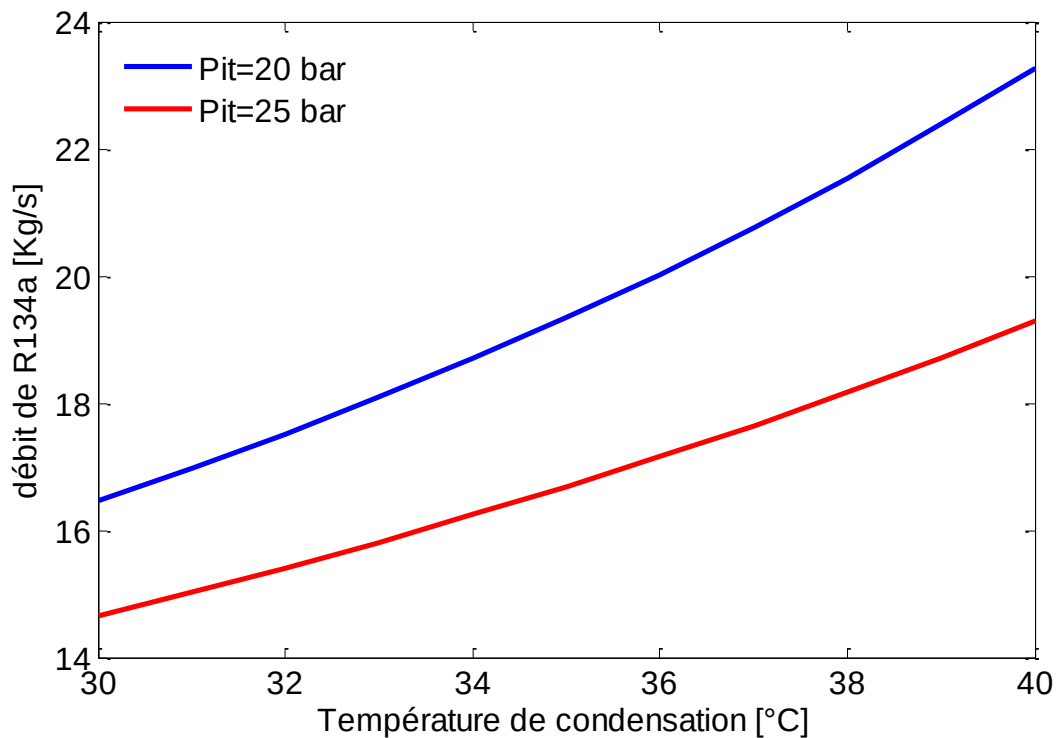
A la lumière de la figure (IV-12) qui représente l'évolution des débits des fluides frigorigènes (R134a, R245fa, R11) en fonction de la température de condensation  $T_c$ , on constate une proportionnalité entre la température  $T_c$  et les débits des fluides de travail. D'où une augmentation de la température engendre une augmentation des débits. Pour  $T=30^\circ\text{C}$  et à  $T=40^\circ\text{C}$  on enregistre respectivement  $\dot{m}_{ORC} = 16.46\text{Kg/s}$  à  $\dot{m}_{ORC} = 23.27\text{Kg/s}$  pour le R134a, pour R245fa on constate respectivement  $\dot{m}_{ORC} = 45.5\text{Kg/s}$  et  $\dot{m}_{ORC} = 62.92\text{Kg/s}$  et enfin pour le R11 on note  $\dot{m}_{ORC} = 65.05\text{Kg/s}$  et  $\dot{m}_{ORC} = 87.59\text{Kg/s}$ .



Figure(IV-12) : Les débits des fluides frigorigène (R134a, R245fa, R11) en fonction de la température de condensation

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-6-4 Influence des pressions d'entrée turbine et les températures de condensation sur le débit du fluide frigorigène (R134a) :

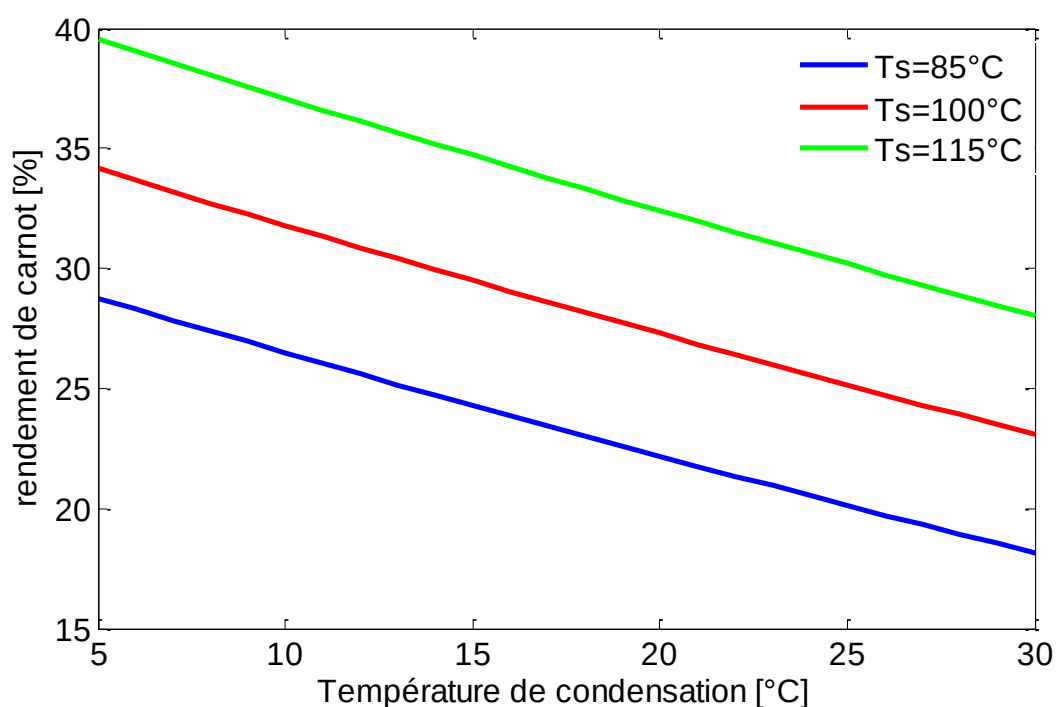


**Figure(IV-13) : évolution du débit de R134a en fonction de la température de condensation pour différentes pression d'entrée de la turbine.**

La figure (IV-13) représente la variation du débit de fluide frigorigène(r134a) en fonction de la température de condensation pour différentes pressions à l'entrée de la turbine, suite aux résultats représenté dans la figure, on enregistre une élévation proportionnelle du débit du fluide frigorigène et de la température de condensation et une diminution de débit suite à l'augmentation de pression à l'entrée de la turbine

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-6-5 Influence des températures de source sur le rendement de Carnot des réfrigérants



**Figure(IV-14) : évolution de rendement de Carnot en fonction de la température de condensation pour différentes températures de source**

La figure (IV-14) représente l'évolution de rendement de Carnot en fonction de la température de condensation pour différentes températures de source, on constate une proportionnalité entre la température de source et le rendement de Carnot, D'où une augmentation de la température ( $T_c$ ) est inversement proportionnelle à l'évolution de  $\eta_c$ .

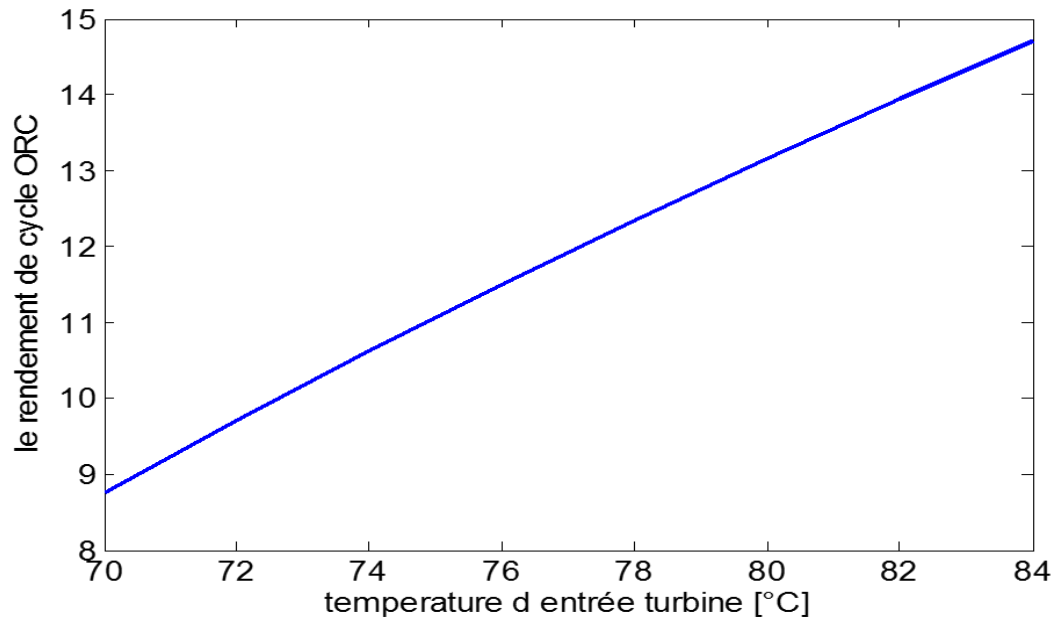
Le tableau (IV-5) donne le rendement de Carnot des réfrigèrent pour différentes températures de source

|                           | Le rendement de cycle de Carnot [%] |
|---------------------------|-------------------------------------|
| $T_s = 85^\circ\text{C}$  | 28.76                               |
| $T_s = 100^\circ\text{C}$ | 34.15                               |
| $T_s = 115^\circ\text{C}$ | 39.55                               |

**Tableau (IV-5) : le rendement de Carnot des réfrigèrent pour différentes températures de source**

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-6-6 Influence de la Température d'entrée turbine sur le rendement de cycle ORC pour la sélection du fluide de travail :



Figure(IV-15) : le rendement cycle ORC [%] du fluide frigorigène (R134a) en fonction de la Température d'entrée turbine

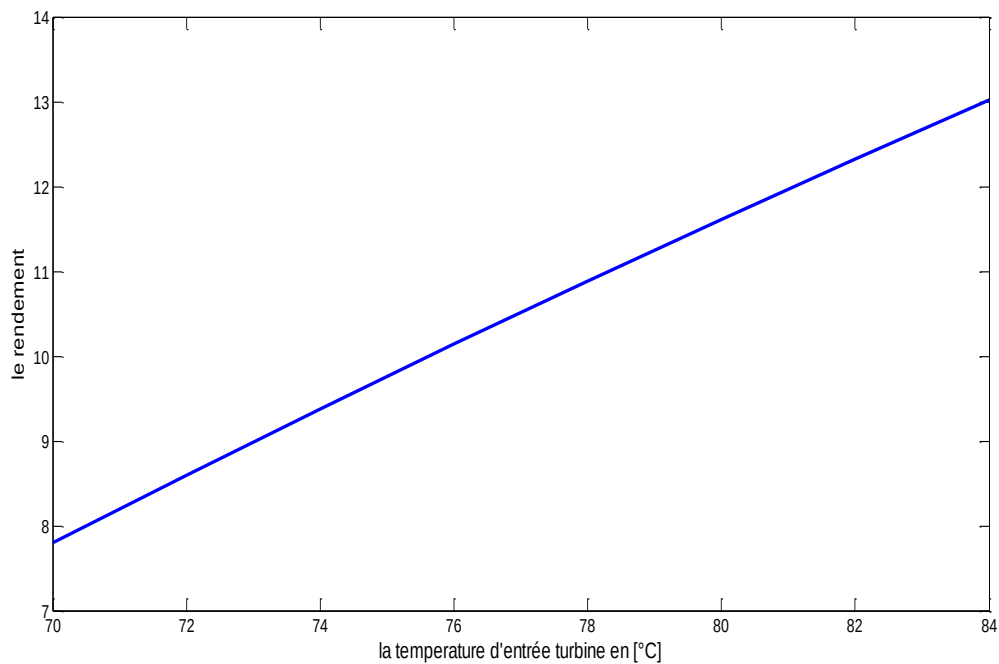
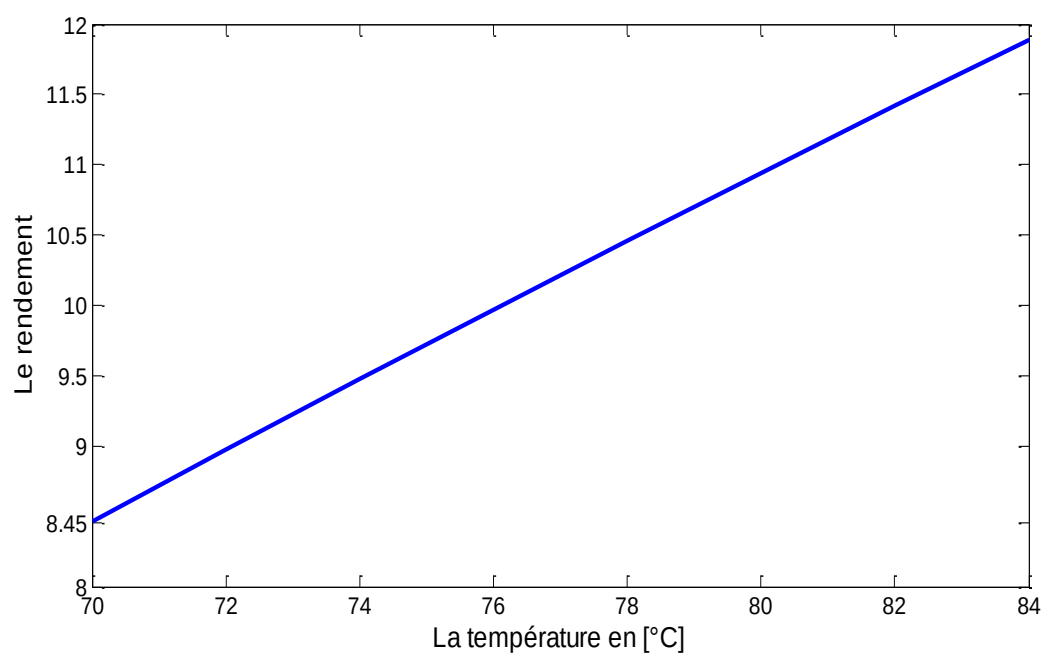


Figure (IV-16) : le rendement cycle ORC du fluide frigorigène (R245fa) en fonction de la Température d'entrée turbine



## Chapitre IV: Résultats & Interprétations



**Figure (IV-17) : le rendement cycle ORC du fluide frigorigène (R11) en fonction de la Température d'entrée turbine**

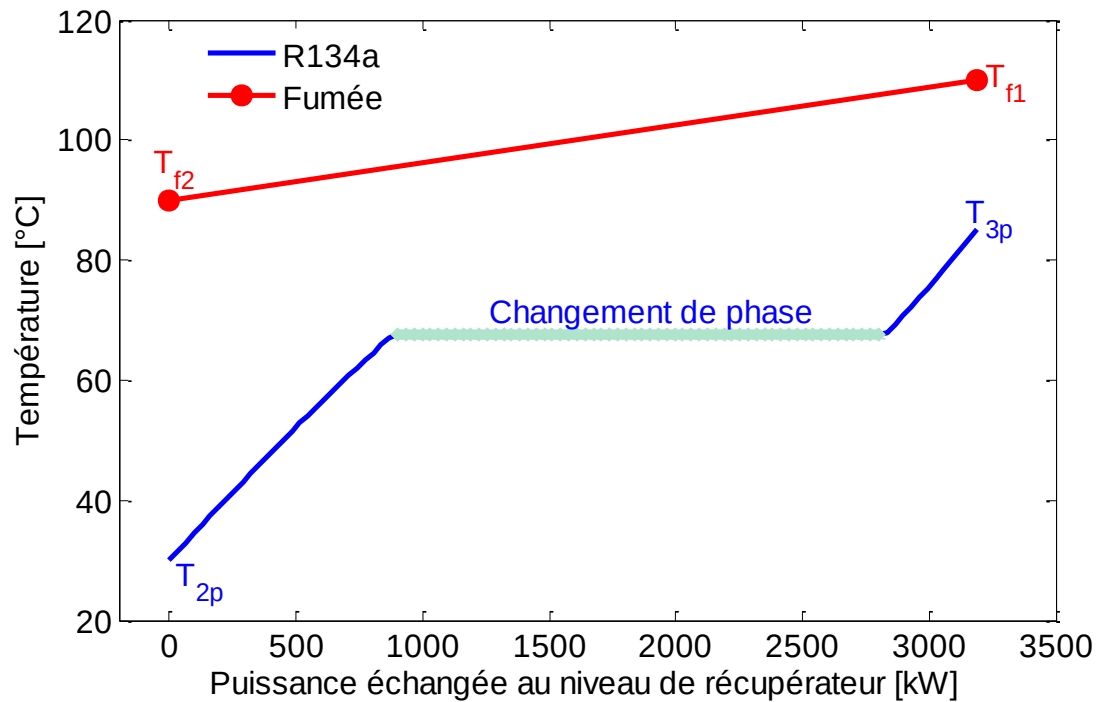
Les figure (IV-15), (IV-16) et (IV-17) présente respectivement la variation du rendement de cycle ORC pour la sélection du fluide de travail en fonction de la température d'entrée turbine qu'on a varié de 70°C à 84°C, on constate une augmentation proportionnelle.

|            | Le rendement (%) |        |       |
|------------|------------------|--------|-------|
|            | R134a            | R245fa | R11   |
| T3p = 70°C | 8.76             | 7.80   | 8.46  |
| T3p = 84°C | 14.81            | 13.19  | 11.93 |

**Tableau(IV-5) : Le rendement de la turbine pour la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC**

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-6-7 Evolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau du récupérateur :

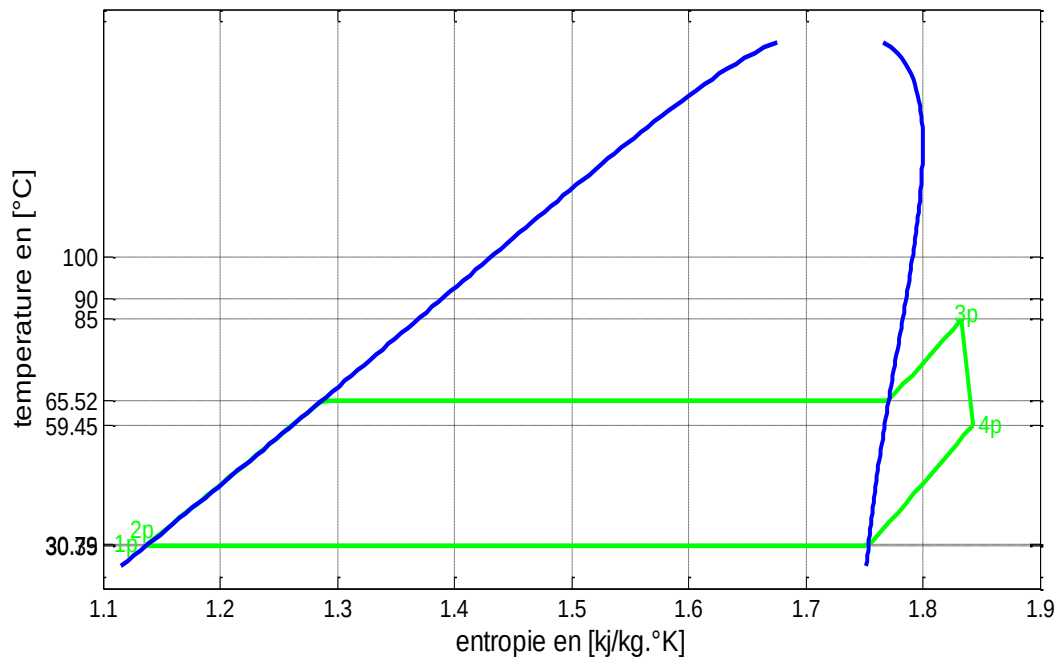


**Figure(V-18) : Evolution de température en fonction de la puissance échangée au niveau du récupérateur**

La figure (IV-18) montre les évolutions des températures au cours des échanges thermiques dans le récupérateur, par ailleurs, on constate que 28% de la puissance totale est utilisé pour assurer l'échauffement de fluide cyclé, et 60% est utilisé pour le changement de phase, et seulement 12% est utilisé pour la surchauffe de fluide. Cependant, la température des fumées diminue de 110°C jusqu'à une valeur de 90°C, cette diminution cause une augmentation de la température de réfrigérant de 30°C jusqu'à 85°C, ce processus est assuré par le passage de l'état sous refroidi vers l'état de saturation puis l'état de changement de phase à température constante et finalement vers l'état de surchauffe.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-7 L'évolution du fluide frigorigère R245fa dans un diagramme T-S :



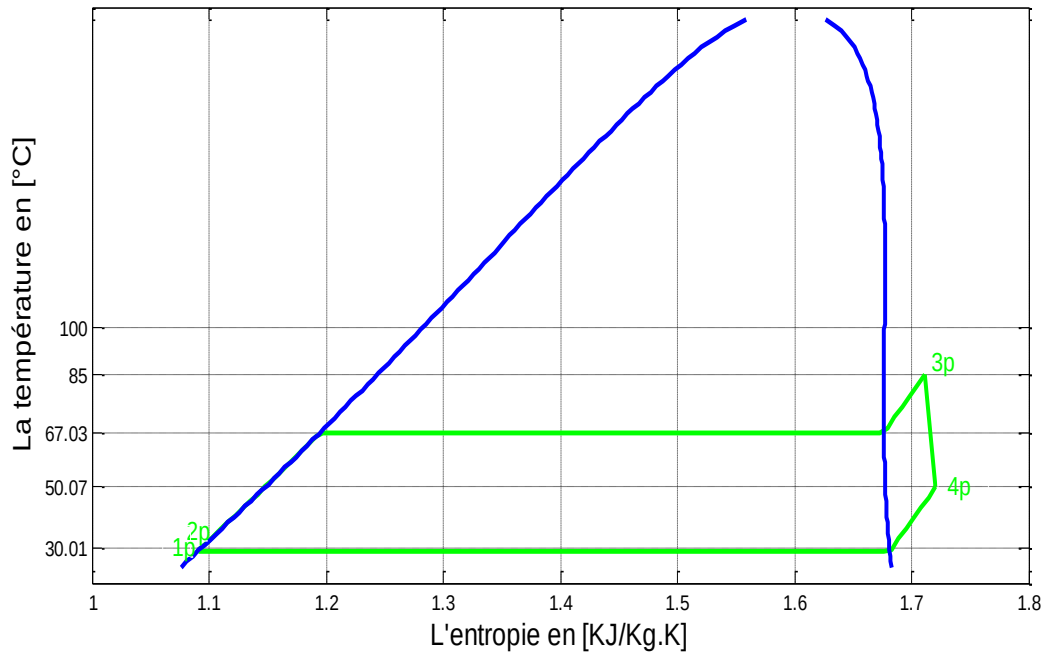
**Figure(IV-19) : Diagramme (T-S) pour un fluide frigorigère sec (R245fa).**

La figure (IV-19) illustre l'évolution du fluide frigorigère R245a dans un diagramme T-S

- Le segment (1p-2p) représente un refoulement du fluide qui passe de 30.22°C à 30.79°C.
- Le segment (2p-3p) représente une évaporation isobarique du fluide frigorigère de 30.79°C à 65.52°C avec une surchauffe de 19.48°C.
- Le segment (3p-4p) représente une détente du fluide de travail de 85°C à 59.45°C.
- Le segment (4p-1p) représente une condensation à pression constante du fluide Frigorigère avec un sou refroidissement jusqu'à la température de condensation qui égale à 30.22°C.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

### IV-8 L'évolution du fluide frigorigère R11 dans un diagramme T-S:



**Figure(IV-20) : Diagramme (T-S) pour un fluide frigorigère isentropique (R11)**

La figure (IV-20) illustre l'évolution du fluide frigorigère R11 dans un diagramme T-S

- Le segment (1p-2p) représente un refoulement du fluide qui passe de 30.01°C à 30.62°C.
- Le segment (2p-3p) représente une évaporation isobarique du fluide frigorigère de 30.62°C à 67.03°C avec une surchauffe de 17.97°C.
- Le segment (3p-4p) représente une détente du fluide de travail de 85°C à 50.07°C.
- Le segment (4p-1p) représente une condensation à pression constante du fluide Frigorigère avec un sou refroidissement jusqu'à la température de condensation qui égale à 30.01°C.

## Chapitre IV: Résultats & Interprétations

---

### V-Conclusion

Après une analyse énergétique et exergétique de système proposé, l'objectif de ce chapitre est de coder avec MATLAB couplé avec REFPROP le model proposé dans le chapitre précédent. Les résultats sont présentés sous forme de graphe pour trois fluides à savoir R134a, R245fa, R11. Les résultats montrent que le R134a est le plus favorisé par rapport aux autres.

Cette installation peut être opéré sans consommation d'énergie primaire (combustible), c'est le rôle de l'échangeur de récupération pour le cycle de Rankine Organique d'une part, et d'une autre part le post de détente est remplacé par un expander qui convertie l'énergie de détente en travail mécanique. La détente de gaz naturel assure une production, en terme de puissance, plus de 576.9kW. Et à titre d'exemple la puissance développée par l'ORC est de 298.54kW. D'où en totalité, on gagne plus de 875.44kW gratuite.

## Conclusion générale & perspectives

---

Actuellement, récupérer et convertir des rejets thermiques industriels à basse 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 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. Sur la base de ce contexte, le présent travail nous a permis de réaliser la modélisation et l'optimisation thermo-économique des installations de valorisation de rejets thermiques industriels à basse température utilisant un cycle ORC (sous-critique).

Le cycle ORC sous-critique est la configuration la plus utilisée pour la valorisation de chaleur perdue sur les procédés industriels grâce à sa simplicité, sa sécurité et sa stabilité de fonctionnement. Le développement du modèle d'analyse exergétique dans la présente étude est réalisé en déterminant le rendement exergétique et au sens du deuxième principe de la thermodynamique du système ainsi que les pertes exergétiques dans les composants du cycle ORC.

Une comparaison des différents fluides du cycle ORC a été effectuée dans le but de maximiser les performances de l'ORC, dans ce stade le R134a montre des avantages par rapport aux autres fluides car son rendement est plus élevé. Un programme de calculs sur MATLAB couplé à REFPROP a été élaboré pour décrire l'évolution du fluide dans des cycles dans un diagramme thermodynamique T-S, et une étude paramétrique est effectuée en fonction de la pression du gaz naturel pour l'expander et en fonction de température de condensation de l'ORC.

Incontestablement, ce cycle est opéré sans aucune source d'énergie payante, donc il fonctionne avec des énergies gratuites représentées sous forme de rejets thermiques à basse température, il est bien de citer que la puissance minimale produite est de 875.44kW.

## **Conclusion générale & perspectives**

---

Comme perspectives de cette étude :

- Optimisation technique et/ou économique des systèmes ORC, en développant les modèles de machines de détente (turbine ; machines volumétriques ...etc.).
- Possibilité d'une installation avec un échangeur interne.
- Possibilité avec une installation en auto-cascade (fluide zéotropique).

# Bibliographie

---

- [1] KWU, documentation de la centrale, service de formation professionnelle (manuel technique)
- [2] S. Carnot, *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Paris : Bachelier, 1824.
- [3] E. Rathakrishnan, *Fundamentals of engineering thermodynamics* PHI Learning Pvt. Ltd., 2005.
- [4] S. Klein and G. Nellis, *Thermodynamics*: Cambridge University Press, 2011.
- [5] T. K. Ghosh and M. A. Prelas, *Energy Resources and Systems: Volume 1: Fundamentals and Non-Renewable Resources*: Springer, 2009.
- [6] M. A. B. Yunus A. Cengel. (2006). *Thermodynamics an engineering approach (fifth ed.)*.
- [7] A. Vidal, R. Best, R. Rivero, and J. Cervantes, "Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method," *Energy*, vol. 31, pp. 3401-3414, 2006.
- [8] M. Feidt, *Energétique : Concepts et applications Cours et exercices corrigés*: Dunod, 2006.
- [9] G.-A. Hirn, « Mémoire sur la théorie de la surchauffe dans les machines à vapeur », *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, vol. 28, pp. 5-106, 1857.
- [10] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [11] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325-342, 2013.
- [12] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [13] Y. M. Kim, C. G. Kim, and D. Favrat, "Transcritical or supercritical CO<sub>2</sub> cycles using both low- and high-temperature heat sources," *Energy*, vol. 43, pp. 402-415, 2012.
- [14] E. G. Feher, "The supercritical thermodynamic power cycle," *Energy Conversion*, vol. 8, pp. 85-90, 1968.
- [15] T. S. Kim, H. J. Park, and S. T. Ro, "Characteristics of transient operation of a dualpressure bottoming system for the combined cycle power plant," *Energy*, vol. 26, pp. 905-918, October 2001.
- [16] I. K. Smith, "Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 207, pp. 179-194, August 1 1993.
- [17] T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy," *Energy*, vol. 42, pp. 213-223, 2012.



# Bibliographie

---

- [18] T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Increased power production through enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC)," *Energy*, vol. 45, pp. 686-695, 2012.
- [19] R. DiPippo, *Geothermal power plants principles, applications, case studies, and environmental impact*. USA: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [20] B. Poling, J. Prausnitz, and J. O. Connell, *The Properties of Gases and Liquids*, 5th ed.: McGraw Hill Professional, 2000.
- [21] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [22] L. E.W., H. M.L., and M. M.O., "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP," Version 9.1 ed. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2013.
- [23] Alouane N. et Bouaziz R. Étude d'une installation de récupération de l'énergie de pression – Exploitation de la puissance de détente du gaz naturel de la centrale thermique de Ras-Djinet. Mémoire de Master, UNIV de TO. 2015.