



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'études
Pour l'obtention de diplôme de
Master en Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

«Etude de Faisabilité de Production d'énergie par récupération
des Rejets Thermique de la Cimenterie de Meftah par Cycle de
Rankine Organique»

Réalisé par :

- **NAFRADJI Mohamed Ali.**
- **BOUHARAOUA Mohamed.**

Promoteur :

- **Pr. HAMID**

Encadreur :

- **Mr. KERKAR**

Année universitaire 2020/2021

REMERCIEMENTS

Tout d'abord nous rendons grâce à Dieu, lui qui nous a permis d'être bien portant afin d'effectuer ce travail du début jusqu'à la fin. Nous remercions nos parents respectifs pour leurs soutiens durant notre parcours de formation.

Ces remerciements vont à notre promoteur Pr HAMID pour sa disponibilité tout en long de la réalisation de ce Mémoire, Ainsi pour son inspiration, aide et son suivi.

Nos remerciements vont aussi au corps professoral et administratif de département de mécanique de l'université SAAD DAHLIB de BLIDA pour la richesse et la qualité de ses enseignements et qui déploie des grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation de qualité.

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis.

Merci à tous et à toutes.

DÉDICACES

*Je dédie ce modeste travail
À mes parents qui depuis mon plus jeune âge ont toujours fait leur
maximum, en consacrant temps et argent, pour m'éveiller et
m'encourager dans mes passions. C'est grâce à vous et pour vous que
j'ai fait mon mémoire.*

*Aucun mot sur cette page ne saurait exprimer
ce que je vous dois, ni combien je vous aime. Qu'Allah vous bénisse,
vous assiste, vous vienne en aide.*

*A mon binôme MOHAMED
A mes chers frères et sœurs.
A mon promoteur Mr HAMID.
A mon encadreur Mr KERKAR.*

A tous mes amis et mes collègues de section Master 2 IET.

*A tous ceux qui m'ont soutenu, qu'ils trouvent ici l'expression de mon
Amour et ma profonde.*

Merci

ملخص :

توفر دورات رانكين العضوية ORC بديلاً لدورات رانكين التقليدية لتحويل مصادر الحرارة المنخفضة الحرارة إلى عمل، حيث من المعروف أن دورات البخار أقل كفاءة وأكثر تكلفة. يدرس هذا العمل استخدام ORC في إنتاج العمل مع العديد من مصادر الحرارة مثل تركيز الطاقة الشمسية ، والطاقة الحرارية الأرضية ، والكتلة الحيوية ، والحرارة لمستعادة.

يستخدم هذا النوع من وحدة الطاقة ORC لحرارة النفايات الواردة في غاز المداخن المنبعث من التوربين ، محرك الديزل ، قمائن الأسمنت ، قناة غاز فرن الفحم ، إلخ.

تتكون هذه الوحدة من نظامين يسمى نظام تبادل الحرارة بغاز المداخن ونظام الطاقة ORC. من خلال المداخن نظام تبادل الحرارة الغاز ، وزيت نقل الحرارة يمتص الحرارة عن طريق تبادل الحرارة مع غاز المداخن. يتدفق زيت نقل الحرارة المرتفع والحرارة إلى نظام ORC للتبادل الحراري مع مائع العمل العضوي، حيث يتم خفض درجة الحرارة لأسفل ، ومن ثم يتدفق زيت نقل الحرارة مرة أخرى إلى نظام تبادل الحرارة للغاز المداخن للدورة التالية. يتم تبخير سائل العمل العضوي في بخار عامل عضوي لدفع تركيبة مولدة التوربينات المتوسعة التي تعمل لتوليد الطاقة.

و نحن نريد استغلال الإطلاقات الحرارية الموجودة في مصنع الاسمنت مفتاح و تحويلها الى طاقة و ذلك باستعمال دورات رانكين العضوي ORC.

Résumé :

Les cycles Rankine organiques d'ORC offrent une alternative aux cycles Rankine traditionnels pour transformer les sources de chaleur à basse température en action, où les cycles de vapeur sont connus pour être moins efficaces et plus coûteux. Ce travail étudie l'utilisation de l'ORC dans la production de travaux avec de nombreuses sources de chaleur telles que la concentration solaire, l'énergie géothermique, la biomasse et la chaleur pour la récupération.

Ce type d'ORC est utilisé pour chauffer les déchets contenus dans les gaz de combustion émis par les turbines, les moteurs diesel, les fours à ciment, les canaux de gaz des fours à charbon, etc.

Cette unité se compose de deux systèmes appelés système d'échange de chaleur des gaz de combustion et système d'énergie ORC. À travers les cheminées du système d'échange thermique de gaz, l'huile de transfert de chaleur absorbe la chaleur en échangeant la chaleur avec les gaz de combustion. L'huile de transfert de chaleur élevée s'écoule dans le système d'échange de chaleur ORC avec le fournisseur d'action organique, où la température est abaissée, puis l'huile de transfert de chaleur retourne dans le système d'échange de chaleur pour le gaz de combustion pour le cycle suivant. Le fluide d'action organique est fumigé en une vapeur de facteur organique pour entraîner une composition en expansion de générateur de turbine qui fonctionne pour générer de l'énergie.

Et nous voulons exploiter les dégagements de chaleur qui se trouvent dans l'usine de ciment MEFTAH et les transformer en énergie, en utilisant les cycles ORC.

Mots clé : cycles Rankine organiques, les turbines, système d'échange thermique, Le fluide d'action organique.

Listes Des Figures

- Figure 1. 1 :** La description du moteur à l'alcool de Howard
- Figure 1. 2 :** Le rapport scientifique américain de l'explosion de La France (1856)
- Figure 1. 3 :** 500 bateaux à naphtha en opération en 1890 (Source:www.oldmarineengine.com)
- Figure 1. 4 :** Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)
- Figure 1. 5 :** Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)
- Figure 1. 6 :** T-s diagramme pour le cycle supercritique (a) et pseudo-supercritique (b) avec un pur fluide de travail
- Figure 1. 7 :** Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée
- Figure 1. 8 :** Schéma (a) et diagramme Température –chaleur (b) d'un cycle sous-critique, triple-pression sans surchauffe
- Figure 1.9 :** Principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.
- Figure 1.10 :** Principe de fonctionnement d'une centrale ORC de solaire thermique.
- Figure 1.11 :** Principe de fonctionnement d'un système ORC de biomasse.
- Figure 1.12 :** Principe de fonctionnement d'un système ORC à récupération de chaleur.
- Figure 1.13:** Exemples de fluides isentropiques, humides et secs.
- Figure 1.14:** La carte de fonctionnement d'un détendeur à scroll (le coin supérieur gauche correspond à un taux de détente trop élevé, alors que le coin inférieur droit correspond à un débit volumique trop élevé)
- Figure 2.1:** Diagramme schématique et T-s d'un cycle organique de Rankine.
- Figure 2.2:** À gauche: les CC montrant le point de pincement, le potentiel HR associé ainsi que l'utilité froide (CU) et d'utilité chaude (HU). À droite: courbe des coûts montrant l'arbitrage entre le coût d'exploitation et le coût en capital utilisé pour déterminer un ΔT_{min} optimal.
- Figure 2.3:** Schéma d'un cycle de Rankine organique avec un récupérateur tel que décrit.
- Figure 2.4:** Exemple d'un diagramme T/ Δh d'hexane ORC demande de chaleur avec récupérateur (noir) et sans récupérateur (bleu) pour $T_h=240^\circ\text{C}$.
- Figure 2.5:** Diagramme schématique et le profil de la température du récupérateur à flux divisé.
- Figure 2.6:** les cycles thermodynamiques pour R245fa pur et R245fa/benzène 0,95/0,05.
- Figure 2.7:** Diagramme schématique et T-s d'un ORC utilisant des mélanges de fluides.
- Figure 3-1 :** Schématisation des configurations utilisées.
- Figure 3-2 :** Diagramme T-S avec une haute pression de 11 Mpa.
- Figure 3-3 :** Câbleur spécifique du dioxyde de carbone en fonction de la température.
- Figure 3-4 :** Schéma du régénérateur.
- Figure 3-5 :** Méthodologie de l'analyse énergétique interne.
- Figure 3.6:** Les sélections optimales de fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur.
- Figure 4.1 :** La ligne de production du ciment.
- Figure 4.2 :** Déchargement et concassage des blocs de calcaire et argile.
- Figure 4.3 :** Schéma explicatif de l'APS et le broyage cru.
- Figure 4.4:** Schéma explique les étapes de cuisson.
- Figure 4.5 :** Schéma synoptique générale du processus.
- Figure 4.6 :** Vue synoptique de l'atelier APS.
- Figure 4.7 :** Vue synoptique de l'atelier broyeur cru.
- Figure 4.8 :** Vue synoptique des ateliers préchauffage et four rotatif.
- Figure 4.9 :** Vue synoptique de l'atelier refroidisseur.
- Figure 4.10:** Vue synoptique de la zone cuisson.
- Figure 4.11 :** Vue synoptique de la zone expédition.
- Figure 4.12 :** le schéma qui montre la différence de température à la rentrée de échangeur et la

sotie

Figure 4.13 : le schéma qui montre la différence de température à la rentrée d'AAF1 et la sortie.

Figure 4.14 : le schéma qui montre la différence de température à la rentrée de filtre AAF2 et la sortie.

Figure 4.15 : Courbe du travail net du cycle avec la pression de condensation.

Figure 4.16 : Courbe du rendement du cycle avec la pression de condensation.

Liste des tableaux

Table 1.1: La classification de sécurité.....

Table 3.1: La température et pression critique pour différents fluides organiques purs qui peuvent être considéré comme fluide de travail.....

Table 3.2: Données physiques et environnementales des fluides de travail utilisés dans la simulation.....

Table 4.1 : Les résultats pour le fluides de travail (R600) à la température de source chaude de ($T=156^{\circ}\text{C}$).

Table 4.2: Les résultats pour le fluides de travail (R600a) à la température de source chaude de ($T=135^{\circ}\text{C}$)

Le table 4.3 : les résultats obtenus pour deux fluide de travaille déferont le n-octane et le R141b, pour la même température de source chaude $T=300^{\circ}\text{C}$.

Nomenclature

W/w : Travail spécifique (kJ/kg)

W : Puissance (watt)

h : Enthalpie spécifique (kJ/kg)

Q/q : Chaleur spécifique (kJ/kg)

Q : Chaleur (watt)

m : Débit massique (kg/s)

ε : Efficacité

η : Rendement (%)

T : Température (°C)

P : Pression (bar)

C_p : Capacité thermique

h : Enthalpie (kJ/mol)

s : Entropie (kJ/kg°C)

M : Masse molaire (g/mol)

Liste des abréviations

ORC : Le cycle organique de Rankine.

EES : Engineering Equation Solver.

SNMC : Syndicat National des Moiteurs canyon.

SCMI : La société des ciments de la Mitidja.

GWP : Potentiel de réchauffement planétaire.

ODP : Potentiel de déplétion de l'ozone.

Table Des Matières

Introduction Général.....	1
Chapitre 1 : GENERALITE SUR LE CYCLE DE RANKINE	
.1 Cycle organique de Rankine.....	3
.2 Historique de cycle Rankine organique.....	4
.3 Différentes configurations du cycle ORC.....	7
3.1 ORC sous-critique.....	7
3.2 ORC supercritique (ou transcritique)	9
3-3 ORC multi-pression	11
.4 Les éléments constitutifs.....	12
4.1 Les échangeurs de chaleur.....	12
4.2 La machine de détente.....	13
4.3 La pompe.....	13
.5 Domaine d'utilisation d'un Système ORC	13
5-1 La chaleur Géothermique.....	13
5-2 La chaleur de la concentration Solaire	14
5-3 La chaleur de la Biomasse.....	15
5-4 Récupération de la chaleur perdue	16
.6 les fluides collaborateurs.....	17
6-1 Les propriétés Thermodynamiques et Physiques	18
6-2 Sécurité.....	20
6-3 L'Impact environnemental.....	21
6-4 Le Coût.....	21
6-5 Méthodes de sélection du fluide de travail.....	22
6-5-1 La méthode de dépistage.....	22
6-5-2 La méthode de la carte de fonctionnement.....	22
6-5-3 L'Approche Thermo-économique.....	23
6-6 Conclusion pour choix de fluide de travail.....	24
Chapitre 2: ETUDE THEORIQUE DE CYCLE ORC	
1- Le Contexte.....	26
2- Analyse de pincement	29
3- Modifications d'un système ORC.....	30
3-1 Récupérateur de la chaleur	31
3-2 Récupérateur de chaleur à flux divisé	32
3-3 Mélanges de fluides.....	33
Chapitre 3 : MODELISATION D'UN SYSTEME ORC	
1-Configuration du cycle.	36
2-Hypothèses.	37
3-Modélisation.	38
4-Méthodologie	41
5-Les fluides de travail utilisés	42

**Chapitre4 : APPLICATION DU CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE AL
VALORISATION ENERGETIQUE DES REJETS THERMIQUES DU LA CIMENTRE
MEFTAH**

1- Présentation de la SCMI.....	47
1.1.1-Historique.....	47
1.1.2-Activités et objectifs attendus.....	47
1.2 Processus et étapes de fabrication du ciment.....	47
1.2.1 Processus de fabrication du ciment.....	47
1.2.1.1 Zone de carrière.....	48
1.2.1.2 Zone crue.....	49
1.2.1.3 Zone cuisson.....	50
1.2.1.4 Zone ciment.....	52
1.2.1.5 Zone expédition.....	52
1.3- Schéma général du processus.....	52
1.4 Analyse fonctionnelle du processus.....	53
1.4.1 Découpage séquentiel de la zone carrière.....	53
1.4.2 Découpage séquentiel de la zone crue.....	53
1.4.3 Découpage séquentiel de la Zone cuisson.....	55
1.4.4 Découpage séquentiel de la zone ciment.....	56
1.4.5 Découpage séquentiel de la zone expédition.....	57
2-Conclusions pour le choix de l'emplacement de la machine Rankine.....	58
3-Choix du logiciel.....	60
4-Les résultats obtenus pour chaque emplacement.....	60
4.1 Les effets de la pression de condensation sur le travail net du cycle.....	62
4.2 Les effets de la pression de condensation sur le rendement du cycle.	63
Conclusion.....	64
Conclusion Général.....	66
Référence.....	67

Introduction Général

Dans plusieurs procédés industriels, une quantité importante d'apport énergétique est souvent gaspillée sous la forme de rejets thermiques qui sont générés comme sous-produit et libérés directement dans l'atmosphère. Quelques études [1-4] ont estimé que 20 à 50 % de la consommation énergétique dans le secteur industriel est dissipé sous forme de chaleur. La majeure partie de cette ressource énergétique a une température basse ou moyenne. Cependant, l'industrie cimentière est un grand secteur consommateur d'énergie, consommant environ 4 GJ par tonne de ciment produit. Une grande partie de cette énergie est transformée en énergie thermique puis, cette énergie va être utilisée pour transformer le clinker en aval dans la zone cuisson et dans d'autres étapes de fabrication de ciment et après va être dégagé dans l'atmosphère sous la forme de rejets thermiques, dans cette thèse on va étudier la faisabilité de récupérer la chaleur de ces rejets thermiques par le moyen du cycle organique de Rankine.

Le cycle organique de Rankine représente un certain potentiel pour la valorisation des rejets thermiques il y a plusieurs configurations de cycle ORC et plusieurs fluides de travail, Le choix de la configuration du cycle organique de Rankine a été étudié et modélisé dans cette thèse et les fluides de travail qui ont été choisis pour réaliser ce projet, ils ont été choisis en prise de conscience de la température des ressources de chaleur.

Dans le premier chapitre, on a présenté le cycle organique de Rankine d'une manière globale et on a présenté ses différentes configurations et même les éléments constitutifs et les Domaines d'utilisation d'un Système ORC comme La chaleur de la Biomasse et La chaleur de la concentration Solaire, et on a parlé aussi des fluides collaborateurs.

Dans le deuxième et le troisième chapitre, on fait une étude théorique du cycle organique de Rankine, cette étude contient le contexte qu'on va travailler là-dedans et les différentes modifications qu'on peut faire pour améliorer le rendement et la puissance de cycle ORC ; Ensuite, nous avons choisi la configuration du cycle ORC sur laquelle nous allons travailler, et on a mis en place une modélisation pour cette configuration, pour les fluides de travail on a choisi quatre fluides, ils sont représentés dans le troisième chapitre, c'est-à-dire dans cette partie de mémoire on a tout préparé pour faire les calculs.

On fait les calculs avec l'aide de logiciel EES (Engineering Equation Solver), Le EES a été choisi pour réaliser l'ensemble des études, car il présente plusieurs avantages. Premièrement, il possède une bibliothèque permettant d'estimer les valeurs des propriétés thermo physiques d'une grande variété de fluides,

A la fin de notre travail on a fait les études thermodynamiques du cycle de ORC, pour voir est-ce que on est capable de récupérer la chaleur des rejets thermiques de la cimenterie de Meftah, dans cette cimenterie on a trouvé trois emplacements possibles pour la machine Rankine, pour chaque emplacement on a choisi un fluide de travail bien spécifique, pour obtenir des résultats optimaux, en plus on a étudié l'influence de certains paramètres sur la puissance du cycle comme la pression de condensation.

CHAPITRE 1 :
GENERALITE SUR
LE CYCLE DE
RANKINE

1-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-couteux, qui possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, et qui possède un ODP (potentiel d'appauvrisant de la couche d'ozone), et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls [42]. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante. Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [43]. Pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse et de moyenne température, le cycle ORC présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel.

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

Comme expliqué dans le travail de Badr et al. [43], pour les systèmes de faible puissance avec les différences de température moyennes à travers le détenteur, 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). Si toute l'énergie est extraite dans une turbine à impulsion mono-étagée (c.à.d. en employant une seule buse avec une roue simple), la vitesse d'écoulement à travers la buse serait supérieure à 1000 m/s. Cela impose aux aubages une vitesse de rotation d'environ 500 m/s. Cette vitesse est deux fois supérieure à la limite pratique, dictée par les contraintes autorisées pour les matériaux et les techniques de construction des turbines communes. L'utilisation des turbines multi-étagées, qui permet de limiter la vitesse de rotation de la turbine pour une puissance donnée, conduit à avoir des turbines de faible puissance qui sont très grosses et coûteuses. 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 [43]. 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.
- 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 (ex. géothermie, énergie solaire, biomasse et rejets thermiques industriels, etc.) 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.

2-Historique de cycle Rankine organique

Dans la présentation de Lucien Y. Bronicki [1], Directeur de la technologie d'ormat technologies, Inc., lors du deuxième séminaire international sur les systèmes ORC aux Pays. Bas de l'année 2013, une brève histoire des cycles ORC a été présentée en citant les événements importants concernant le développement de cette technologie. Nous en retraçons les éléments les plus significatifs:

- 1823: Monsieur Humphrey Davy (1778-1829) suggère le cycle ORC comme une alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré qu'un liquide volatile peut être vaporisé par la vapeur d'eau échappée et peut donc générer plus l'énergie [2].
- 1824: Les travaux de Carnot [3].
- 1825 – 1826: Thomas Howard a fait un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail (voir Figure 1. 1) [4].

Al'co-hol En'gine. An engine in which the vapor of alcohol is used as a motive-power.

The first suggestion of the machine was by Rev. Edmund Cartwright at the latter end of the last century. The reason why the elastic vapor of alcohol was supposed to be preferable to that produced from water is that it boils at a temperature considerably below that of water. It must be recollected, however, that all leakage and escape of alcohol is not alone an absolute loss of a valuable material, but that such leakage is very dangerous, owing to the inflammability of the material.

HOWARD'S alcohol engine, English patent, 1825, was in use at the Rotherhithe Iron-Works for some time, but appears to have wearied out the patience or means of the inventor, no engine of that description being now usefully employed so far as we are aware. The engine referred to was intended to work up to 24 horse-power.

The engine had two vertical cylinders *A B*, of equal capacity, connected by a pipe *C*, at the lower part of each. A quantity of mercury or oil, which will not vaporize at the heat to be applied, is placed in each cylinder, so as to fill the base of one and nearly the whole of the other.

Within the cylinder *B* is a piston, exposed above to the pressure of the atmosphere, and packed in the cylinder in the usual manner. In the other cylinder *A* is a thin metallic dish *D*, floating freely upon the surface of the oil. A tube *E*, terminating in a nozzle pierced with small holes, passes through a stuffing-box in the cover of the cylinder *A*, in which also is a flap-valve *G* opened by a rod *H* as

Figure 1. 1. La description du moteur à l'alcool de Howard [5]

- 1853: Du Trembley, un ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion de bateau (avec un éther comme fluide actif) [2]. Le moteur a été installé dans quelques bateaux de voyageurs. Cependant, la construction des moteurs binaires à vapeur d'eau éther a été interrompue après une explosion causée par l'éther au port de Bahia, en Amérique du sud en 1856 (Figure 1. 2) [5].

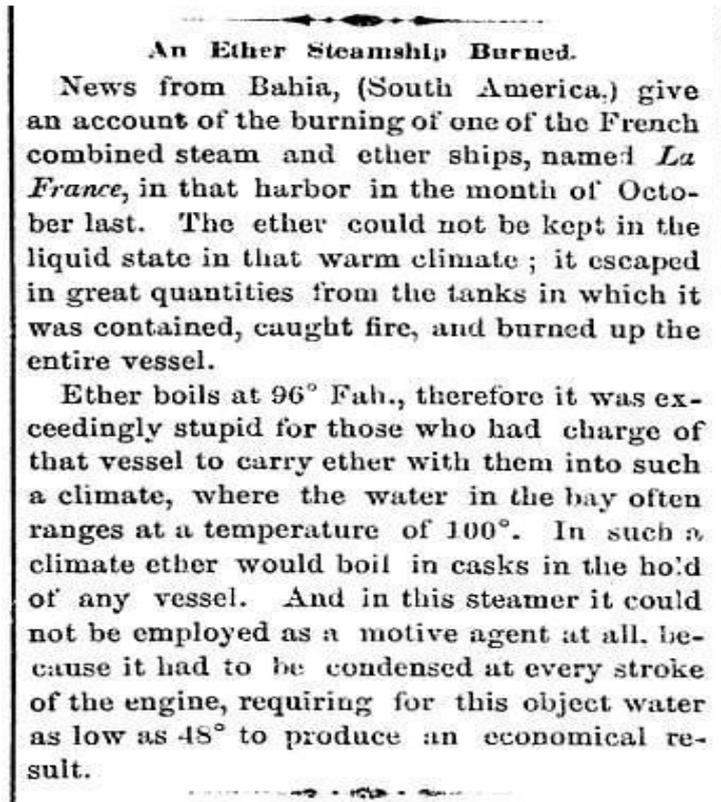


Figure 1. 2. Le rapport scientifique américain de l'explosion de La France (1856) [2]

- 1859: William J.M. Rankine a développé la théorie complète du moteur à vapeur d'eau[11].
- 1883: Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphtha.

En 1883, Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphtha qui a été essentiellement un moteur à cycle fermé à vapeur utilisant le naphtha au lieu de l'eau comme fluide de travail [20]. Le moteur est développé par Gas Engine and Power company of Morris Heights, New York. En 1890, il y avait 500 bateaux à moteur à naphtha en opération (Figure1.3).

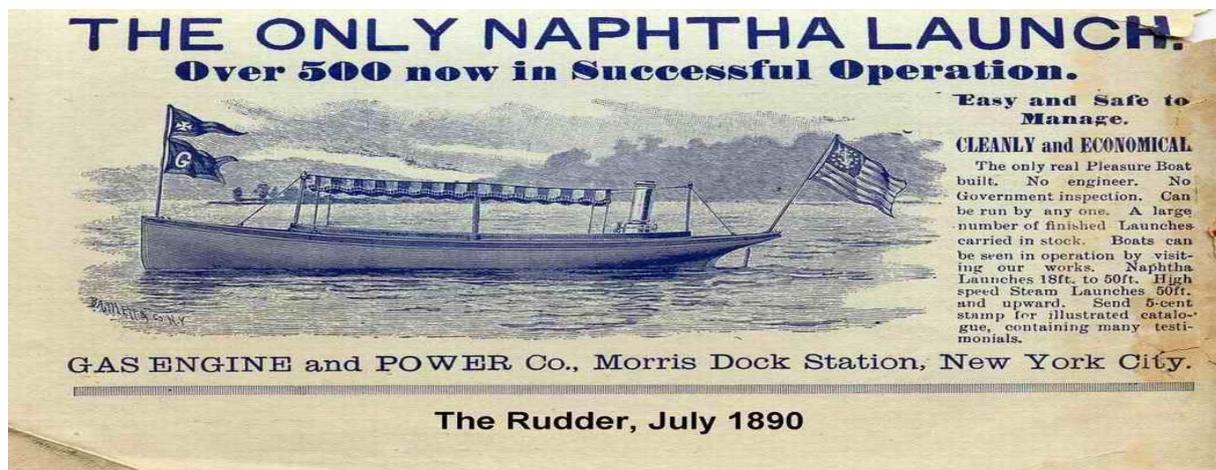


Figure 1. 3. 500 bateaux à naphtha en opération en 1890 (Source:www.oldmarineengine.com)

- 1923 – 1930: Tito Romagnoli a développé quelques moteurs de Rankine dont un avec chlorure de méthyle comme fluide de travail [6].
- 1930's: Luigi D'Amelio a expérimenté avec le chlorure d'éthyle à l'université de Naples
- 1935: La pompe solaire basée sur le travail de D'Amelio.
- 1940's:
 - Centrale géothermique de 1 MW à Citera, île d'Ischia utilisant l'éthylène.
 - Gasperi et Grassé développe la pompe solaire SOMOR1 utilisant un réfrigérant.
- De 1958 à 1961: Tabor et Bonriki établissent les critères pour la sélection des fluides organiques appropriés pour optimiser le rendement du cycle au laboratoire national Palestine de physique.
- 1961: un cycle ORC nouveau a été développé avec un prototype de 3 kW et présenté à la conférence de l'Organisation des Nations Unies à Rome. Ce travail amène à l'établissement de l'entreprise Ormat en 1965.
- 1965: Ormat commercialise ses cycles ORC de 0.5 à 4 kW pour l'opération à distance sans surveillance.
- 1967: le premier cycle binaire géothermique a été installé. Son fluide de travail était le réfrigérant R12 avec une puissance brute de 680 kW [7].
- 1970's: Gianfranco Agelino, Ennico Macchi et Mario Gaia ont développé un cycle ORC de 3 kW, amenant à l'établissement de l'entreprise Turboden en 1980.
- 1980's: Turboden fabrique des unités à partir de 300 kW, surtout pour la cogénération utilisant la biomasse.
- 1990's: Ormat a des croissances substantielles dans l'utilisation du cycle ORC pour la géothermie. Alors que, Turbide fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe.
- 2000: plusieurs des fabricants des systèmes ORC et des fournisseurs de composants sont disponibles. Les recherches se poursuivent dans le domaine et de nouvelles technologies apparaissent. Bien que, le résumé de l'histoire des cycles ORC ci-dessus n'est que succinct, il peut nous donner une vision globale sur l'histoire du développement du cycle ORC.

3-Différentes configurations du cycle ORC :

3-1. ORC sous-critique :

Dans la littérature, ce type de cycle ORC est toujours appelé simplement le cycle ORC. Deux configurations sont très souvent utilisées pour le cycle ORC sous-critique ; ORC simple (ou standard) (Figure 1. 4a) et avec un récupérateur (Figure 1. 4b). Le principe du fonctionnement du cycle ORC simple a été expliqué dans le paragraphe du cycle de Rankine.

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

Avec le récupérateur, la performance du cycle ORC est améliorée mais le système est plus complexe amenant à un coût d'investissement plus élevé. En plus, le récupérateur augmente également la perte de charge totale du système. La Figure 1. 4a et Figure 1. 4b présentent les diagrammes T-s du fluide de travail et les profils de température de la source thermique et du puits froid pour le cycle ORC simple et pour celui avec un récupérateur.

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.

En effet, le détenteur est un composant critique pour avoir un système ORC efficace et rentable [8]. La performance d'un système ORC est bien corrélée avec celle du détenteur. La sélection de la technologie de machine de détente dépend des conditions opérationnelles et de la puissance du système [9]. Les machines de détente peuvent, en général, être distinguées en deux catégories: les turbines (axiale ou radiale) et les détenteurs volumétriques (détendeur à vis, à spirale, à piston ou à palettes, etc.)

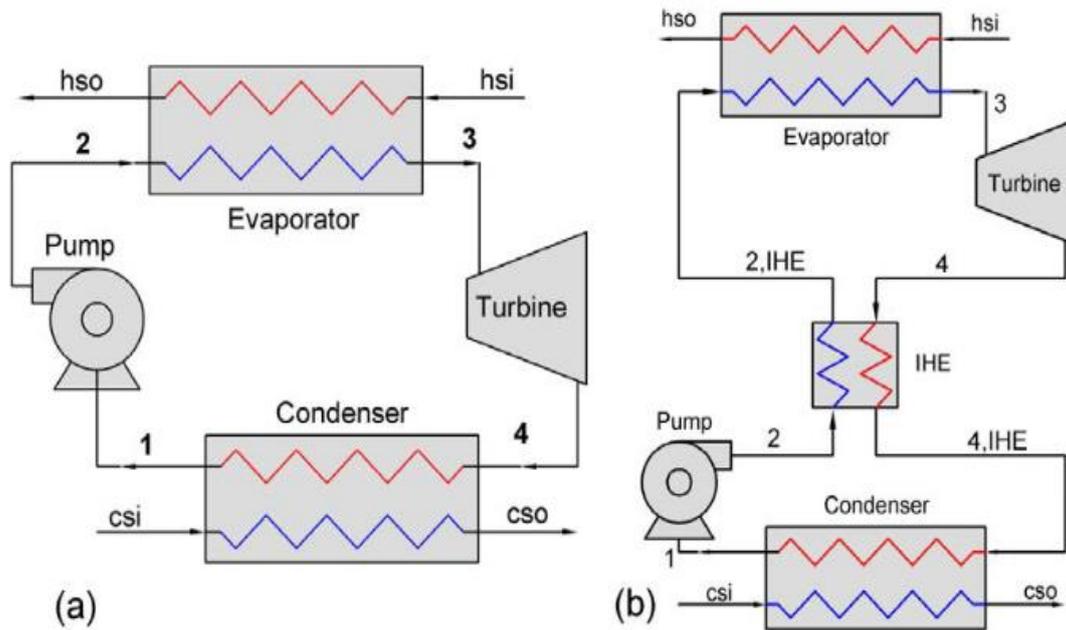


Figure 1. 4. Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur.

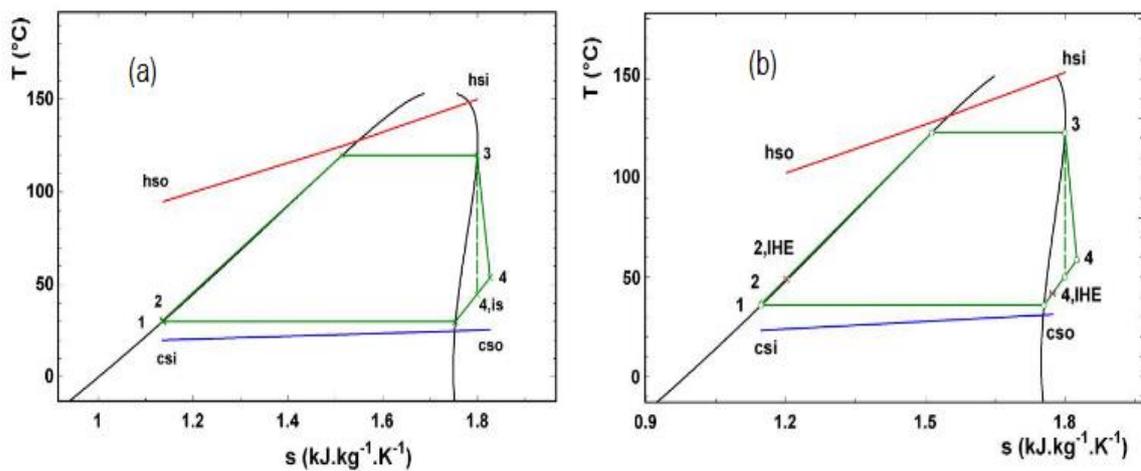


Figure 1. 5. Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)

3.2-ORC supercritique (ou transcritique) :

Dans les publications scientifiques, cette configuration du cycle ORC est appelée cycle supercritique [10-11] (comme cycle à vapeur supercritique) ou transcritique [12-13] (comme cycle transcritique de CO₂) ou même hypercritique [14]. Kim et al. [14] en fait une distinction et indique que le fluide de travail est, dans le cas du cycle transcritique, 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. Cette définition du cycle supercritique est identique avec la définition qui en est donnée dans le travail de Feher [15]. Alors que le cycle transcritique est, dans ce dernier travail, appelé le cycle pseudo-supercritique. Les points de fonctionnement de cycles supercritiques et pseudo-supercritiques sont présentés dans les diagrammes T-s dans la Figure 1. 6.

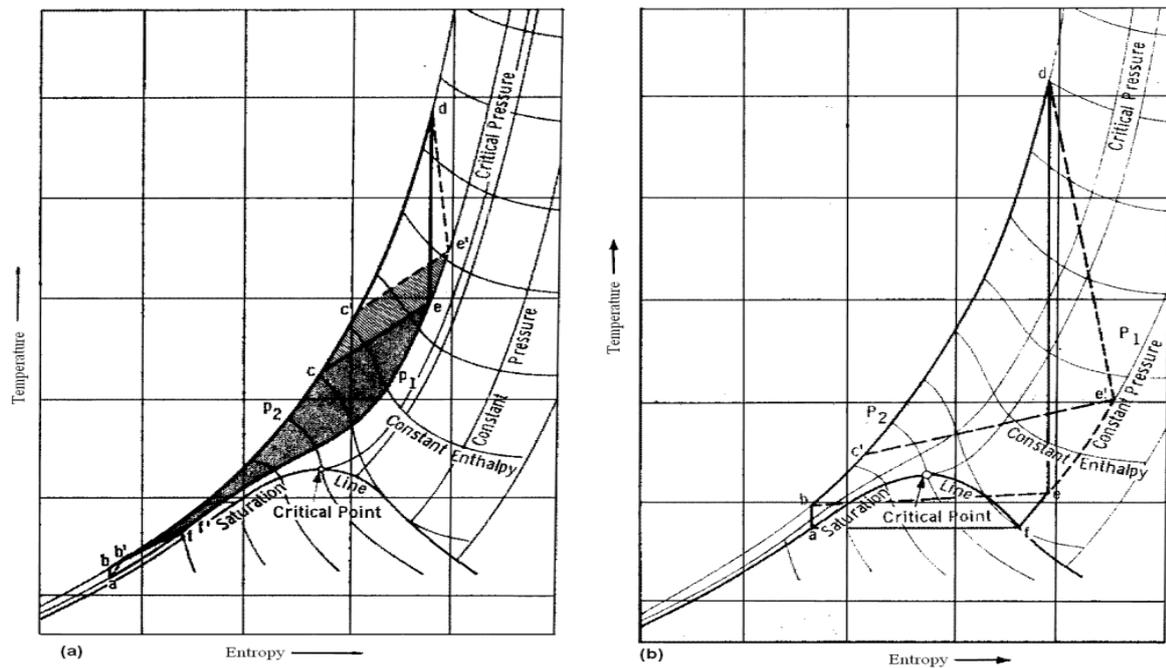


Figure 1. 6. T-s diagramme pour le cycle supercritique (a) et pseudo-supercritique (b) avec un pur fluide de travail [15].

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

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

La pression p_2 est supérieure à la pression critique du fluide de travail dans les deux cas. Alors que, la pression p_1 est inférieure à la pression critique, dans le cas du cycle pseudo-supercritique, et supérieure à la pression critique dans le cas du cycle supercritique. Le point « a » dans la Figure 1. 6 représente la température la plus faible du cycle et au dessus de la température du puits froid. La chaleur nette entrant fournie au cycle est représentée par la surface limitée au-dessous de la courbe cd (supercritique) ou bd (pseudo-supercritique). Le travail net sortant est la différence entre le travail produit par la turbine et celui qui est fourni

à la pompe. dans le travail de Pioro et Mokry [16], les termes et les expressions relatives aux régions critiques et supercritiques sont définis ainsi:

Fluide comprimé: est celui qui est à la pression au-dessus de sa pression critique, mais à une température au-dessous de sa température critique.

Point critique (également appelé état critique): est un point auquel la distinction entre les phases liquide et gazeuse (ou vapeur) disparaît. Les deux phases en équilibre ont la même température, pression et le même volume ou la même densité ainsi que toutes les autres propriétés thermodynamiques. Le point critique est caractérisé par les paramètres T_{crit} , P_{crit} et V_{crit} ou (ρ_{crit}). Leurs valeurs sont caractéristiques pour chaque substance pure.

Point presque critique: est effectivement une région étroite autour du point critique, où tous les propriétés thermo-physiques d'un fluide pur ont des variations rapides.

Point pseudo-critique (caractérisé avec P_{pc} et T_{pc}): est un point qui est à une pression audessus de la pression critique et à une température ($T_{pc} > T_{cr}$) et où le fluide présente la valeur maximale de chaleur spécifique à cette pression particulière.

Ligne pseudo-critique: est une ligne, qui constitue des points pseudo-critiques

Fluide supercritique: est un fluide à la pression et température supérieures à celles critiques. Cependant, dans ce travail de Pioro et Mokry, le terme « fluide supercritique » inclut les deux termes – fluide supercritique et comprimé: le fluide est qualifié de fluide supercritique dès lors que sa seule pression est supérieure à la pression critique.

- Vapeur d'eau supercritique (supercritical steam – en anglais): est effectivement l'eau supercritique, parce que le fluide est, aux pressions supercritiques, considéré comme une substance monophasique. Cependant, ce terme est largement (et incorrectement selon ces auteurs) utilisé dans la littérature en relation aux turbines et générateur à vapeur d'eau supercritique.
- Vapeur d'eau surchauffée: est une vapeur d'eau qui se trouve à une pression plus basse que la pression critique, mais dont la température est plus élevée que la température d'évaporation.

Dans ce mémoire, nous appellerons pour simplifier « cycle supercritique » un cycle dans lequel fluide de travail est comprimé à la pression supérieure à la pression critique et détendu jusqu'à une pression inférieure à la pression critique.

Le cycle ORC supercritique a suscité beaucoup d'attention durant les dernières années pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur à basse température [17-18, 19-11, 20-21, 22-14, 23-24] grâce à ses avantages et plus particulièrement grâce à ses meilleures performances énergétiques. Cependant, cette configuration du cycle ORC présente également quelques défis à surmonter. Il s'agit en particulier des problèmes que posent la pression opérationnelle importante demandée, le rapport important de la pression à travers la turbine, la prévision du transfert de chaleur à pression supercritique et les incertitudes de propriétés du fluide de travail dans la région supercritique.

Quelques références d'installation de production d'électricité par un cycle ORC supercritique sont listées ci-dessous:

1. Géothermique – Kirchweidach (Allemagne) :
 - Température de source thermique: 130 °C.
 - Cryostar ORC supercritique.
 - Fluide de travail: réfrigérant.
 - Turbogénérateur: Cryostar TG-700 (8.1 MW brut).
 - Période de construction: 2012 – 2013.
2. Géothermique – Livorno (Italie) :
 - Température de source thermique: 150 °C.
 - Prototype du cycle ORC supercritique
 - Puissance: 500 kWe.

- Fluide de travail: réfrigérant
- 3. Géothermique – Gumuskoy (Turquie)
 - Température de source thermique: 160 °C
 - ORC supercritique, Turbine axiale TAS, aérocondenseur
 - Puissance: 13.2 MW
 - Fluide de travail: R134a

3.3-ORC multi-pression

Une autre configuration du cycle de Rankine pour la génération d'électricité est le cycle à multi-pression de transfert thermique à haute température. Le schéma d'un système de double-pressions est montré dans la Figure 1. 7 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.

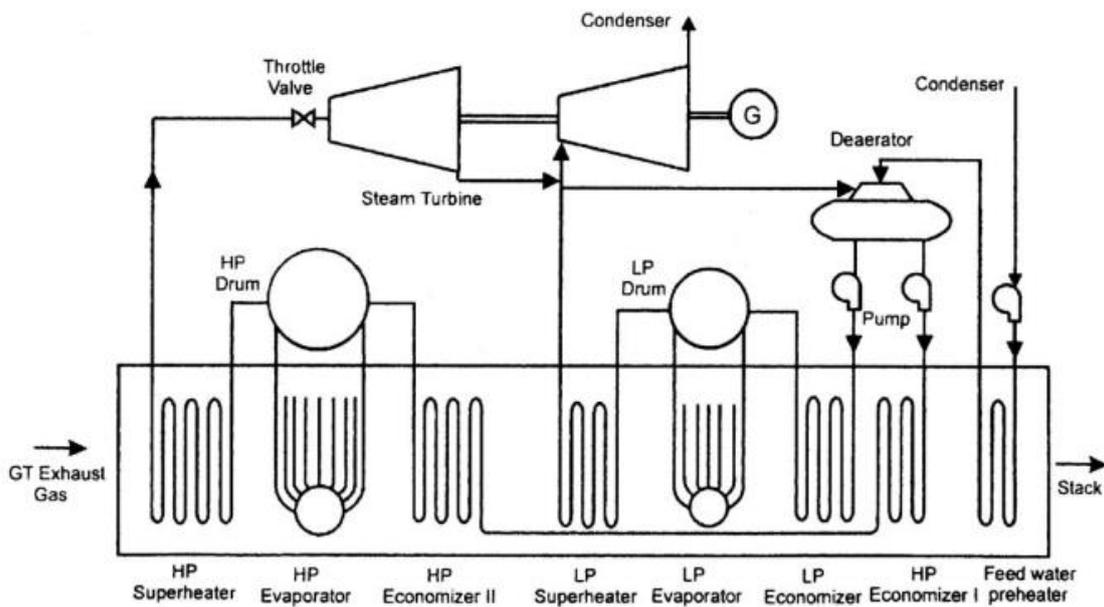


Figure 1. 7. Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée [44]

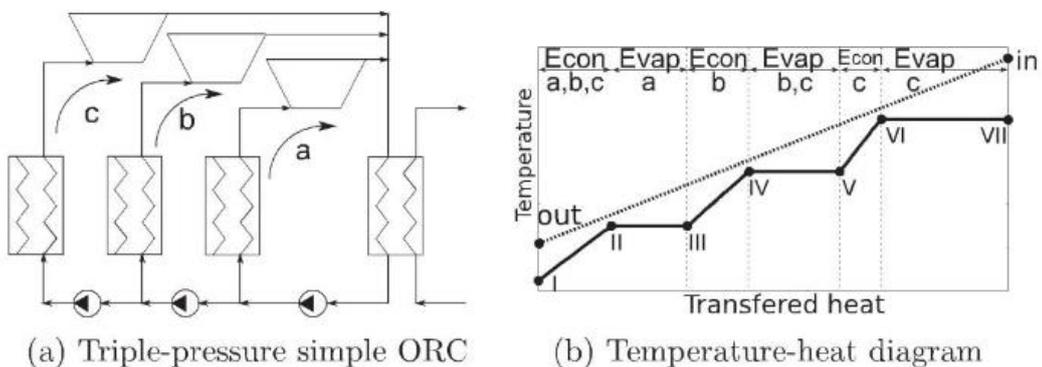


Figure 1. 8. Schéma (a) et diagramme Température –chaleur (b) d'un cycle sous-critique, triple-pression sans surchauffe [45]

On constate que dans cette configuration d'ORC, la différence de température entre la courbe de refroidissement du fluide de la source thermique et celle de chauffage du fluide cyclé est plus faible que pour un cycle sous-critique avec un seul niveau de pression de l'étape de génération de vapeur. L'entropie créée par le transfert de chaleur sera alors moindre dans l'ORC multi-pression. Donc, les améliorations du rendement sont obtenues en appliquant plus d'un niveau de pression pour le transfert de chaleur à haute température du cycle de Rankine [39]. Néanmoins, si plusieurs niveaux de pression de transfert de chaleur à haute température peuvent être appliqués pour améliorer la performance du cycle, cela complique également le système total d'opération. De plus, dans le travail de Walraven et al. [39], l'addition d'un troisième niveau de pression à l'étape de transfert de chaleur à haute température donne un effet d'amélioration de rendement beaucoup plus faible que celle du deuxième niveau de pression. En réalité, les générateurs de vapeur d'eau à double- (Figure 1. 7) ou triple-pression (Figure 1. 8) pour la récupération de chaleur pour les centrales combinées sont souvent utilisés. Notons finalement que dans cette configuration de multi-niveaux de pression de fourniture de la chaleur, les fluides avec températures critiques plus élevées fonctionneront mieux que les fluides avec températures critiques faibles.

4-Les éléments constitutifs

4.1-Les échangeurs de chaleur :

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

Il existe différents types d'échangeurs variant selon la forme, la compacité, les matériaux, la configuration des écoulements (contre-courant, co-courant, courants croisés, etc...), On peut citer les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires, les échangeurs à tubes en U,

Selon le type d'application, l'un ou l'autre sera privilégié.

Les échangeurs de chaleur doivent présenter les caractéristiques suivantes :

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

Dans le cas de récupération de chaleur sur des fumées, il est évident d'opter pour des échangeurs conçus pour supporter poussières et éléments oxydants. Les échangeurs à plaques et joints semblent connaître une limitation quant à leur utilisation dans des milieux « chargés » en particules. Une solution, pour ce cas des fumées encrassées, pourra être des échangeurs à tubes lisses, avec système de nettoyage. Notons qu'on trouve généralement des filtres sur les cheminées et qu'il peut alors être plus intéressant de placer le récupérateur en aval du filtre puisqu'on se retrouve alors avec des fumées « propres ». Dans le cas de fumées contenant du

souffre, on veillera à ne pas descendre sous le point de rosée acide (100 180 °C selon les cas) afin d'éviter tout risque de corrosion.

4.2- La machine de détente :

La machine de détente est un élément important de l'ORC étant donné que son efficacité influence fortement la performance du système global. On distingue les machines volumétriques des turbomachines. Les premières sont mieux adaptées que les dernières à la gestion des plus faibles débits. Elles seront donc utilisées dans des systèmes ORC caractérisés par de plus faibles puissances installées. Parmi les machines volumétriques, on retrouve principalement des expanseurs à vis et dans une moindre mesure des expanseurs à spirales ou à piston. Quant aux turbomachines, elles peuvent être axiales ou radiales.

4.3- La pompe :

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

5- Domaine d'utilisation d'un Système ORC

5.1-La chaleur Géothermique :

Les sources de chaleur géothermiques sont disponibles dans une large gamme de températures, allant de quelques dizaines de degrés jusqu'à 300°C. La limite technologique actuelle pour la production d'électricité est d'environ 80°C: en dessous de cette température, l'efficacité de la conversion devient trop faible et les centrales géothermiques ne sont pas économiques. Pour récupérer la chaleur à une température acceptable, les trous de forage doivent généralement être forés dans le sol, pour le puits de production et pour le puits d'injection.

La saumure chaude est pompée du premier et injectée dans le second à une température plus basse. Selon la configuration géologique, les forages peuvent atteindre plusieurs milliers de mètres de profondeur, nécessitant plusieurs mois de travail continu. Cela conduit à une part élevée du forage dans le coût d'investissement (jusqu'à 70%) d'une usine ORC géothermique.

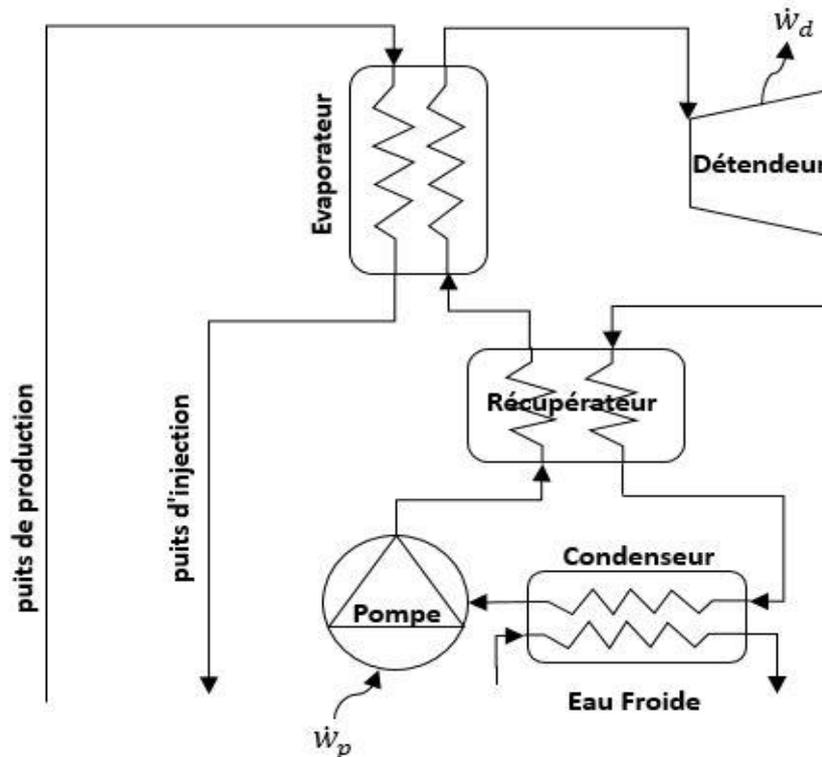


Figure 1.9 : Principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.

5.2- La chaleur de la concentration Solaire :

La production d'énergie solaire thermique est une technologie bien établie. L'extraction de l'énergie solaire thermique peut être réalisée en utilisant différents composants tels que les collecteurs paraboliques et la tour solaire. La température de fonctionnement de la parabole varie de 300°C à 400°C [40]. Il y a plusieurs années, la production d'énergie électrique à partir de la vapeur était liée à cette technologie. Cependant, pour que le cycle de Rankine conventionnel soit économiquement intéressant, il nécessite une température de source élevée et une capacité de puissance d'installation élevée. L'ORC fonctionne à des températures beaucoup plus basses et nécessite moins de capital. L'ORC nécessite et accepte une plus petite taille de composant par rapport au cycle conventionnel de Rankine. La figure 1.10 montre une centrale thermique solaire typique.

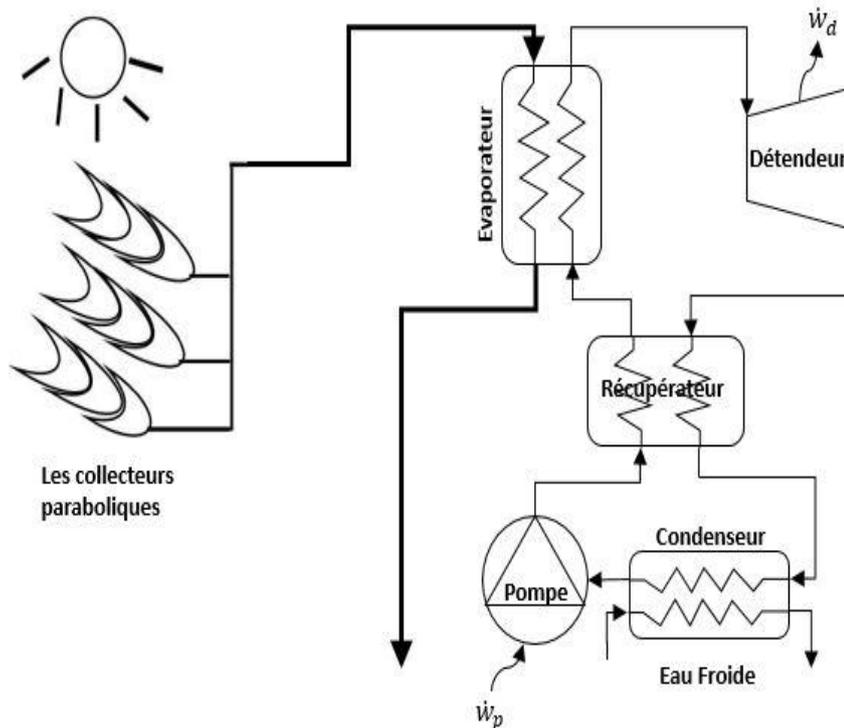


Figure 1.10 : Principe de fonctionnement d'une centrale ORC de solaire thermique.

5.3- La chaleur de la Biomasse :

Le prix et l'utilisation des combustibles fossiles classiques augmentent continuellement. La consommation de combustibles fossiles affecte largement l'environnement; provoquant un changement dans les conditions climatiques et la pollution due aux gaz d'échappement. À l'heure actuelle, les ressources énergétiques de la biomasse connaissent une augmentation de la croissance du marché en raison du fait qu'elle est moins chère et plus respectueuse de l'environnement que les combustibles fossiles. Les combustibles à base de biomasse existent sous de nombreuses formes, par exemple le biogaz provenant des déchets de bois et les déchets agricoles combustibles. L'utilisation de biocombustibles a beaucoup d'avantages quand il s'agit de la réduction des prix du carburant et du potentiel de réchauffement de la planète. [40]

Il est préférable de l'utiliser localement pour deux raisons principales: (1) la densité énergétique de la biomasse est faible par rapport à celle des combustibles fossiles, ce qui augmente les coûts de transport; (2) la demande de chaleur et d'électricité est généralement disponible sur site, ce qui rend une installation de biomasse particulièrement adaptée en cas de raccordement hors réseau ou non fiable. La production locale conduit à des centrales électriques de plus petite taille (<1-2 MWe), ce qui exclut les cycles de vapeur traditionnels qui ne sont pas rentables dans cette plage de puissance. La chaleur provenant de la combustion est transférée des gaz de combustion au fluide caloporteur dans les échangeurs de chaleur, à une température variant entre 150 et 320°C. Le fluide caloporteur (huile thermique) est ensuite dirigé vers la boucle ORC pour évaporer le fluide de travail, à une température légèrement inférieure à 300°C. [41] La figure 1.11 montre l'application de l'ORC en utilisant la biomasse.

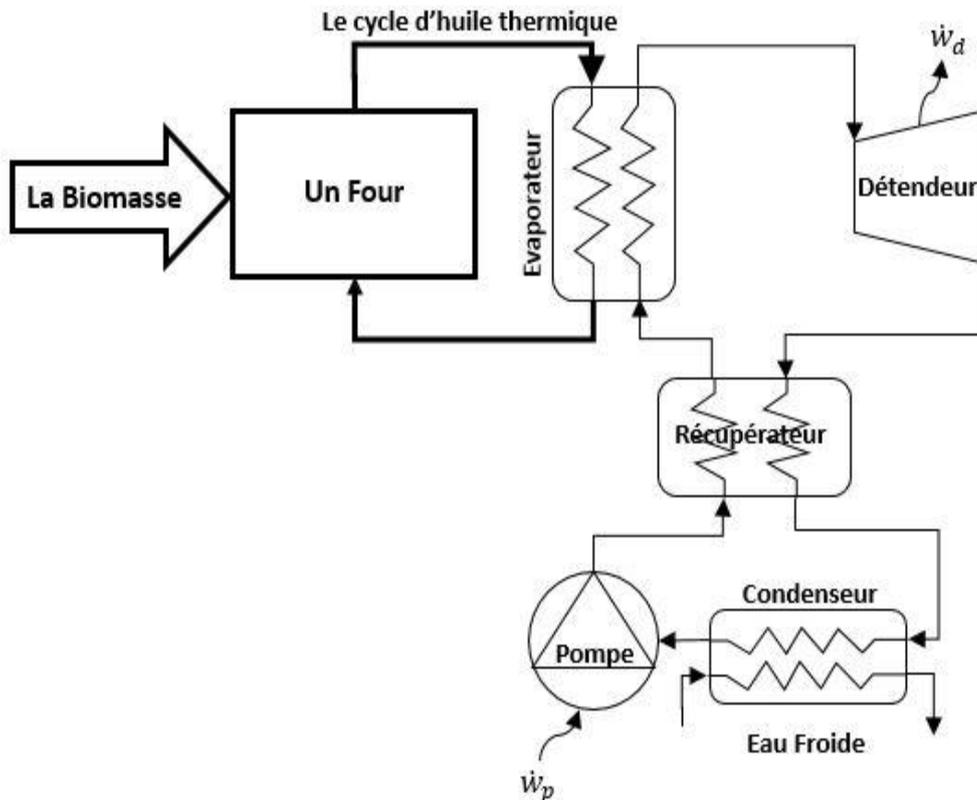


Figure 1.11 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de biomasse.

5.4-Récupération de la chaleur perdue :

De nombreuses applications dans l'industrie manufacturière rejettent la chaleur à une température relativement basse. Dans les usines à grande échelle, cette chaleur est généralement surabondante et ne peut pas être réutilisée sur place ou pour des applications telles que le chauffage urbain. Il est donc rejeté dans l'atmosphère et cela provoque deux types de pollution [40]:

- Les polluants (CO_2 , NO_x , SO_x , HC) contenus dans les gaz de combustion peuvent générer des problèmes sanitaires ou environnementaux ;
- Le rejet de chaleur peut perturber l'équilibre aquatique et avoir un effet négatif sur la biodiversité.

La récupération de cette chaleur perdue peut atténuer ces deux types de pollution. Il peut en outre générer de l'électricité pour être consommé sur site ou renvoyé au réseau

Un moteur à combustion interne ne convertit qu'environ un tiers de l'énergie du carburant en énergie mécanique. Par exemple, pour un MCI à allumage par étincelle typique de 1,4 litre, avec une efficacité thermique allant de 15 à 32%, le radiateur libère de 1,7 à 45 kW (à une température proche de 80-100°C) et de 4,6 à 120 kW les gaz d'échappement (400-900°C). Le système de récupération de chaleur Rankine est un moyen efficace de récupération de chaleur (en comparaison avec d'autres technologies telles que la thermoélectricité et la climatisation à cycle d'absorption). [41]

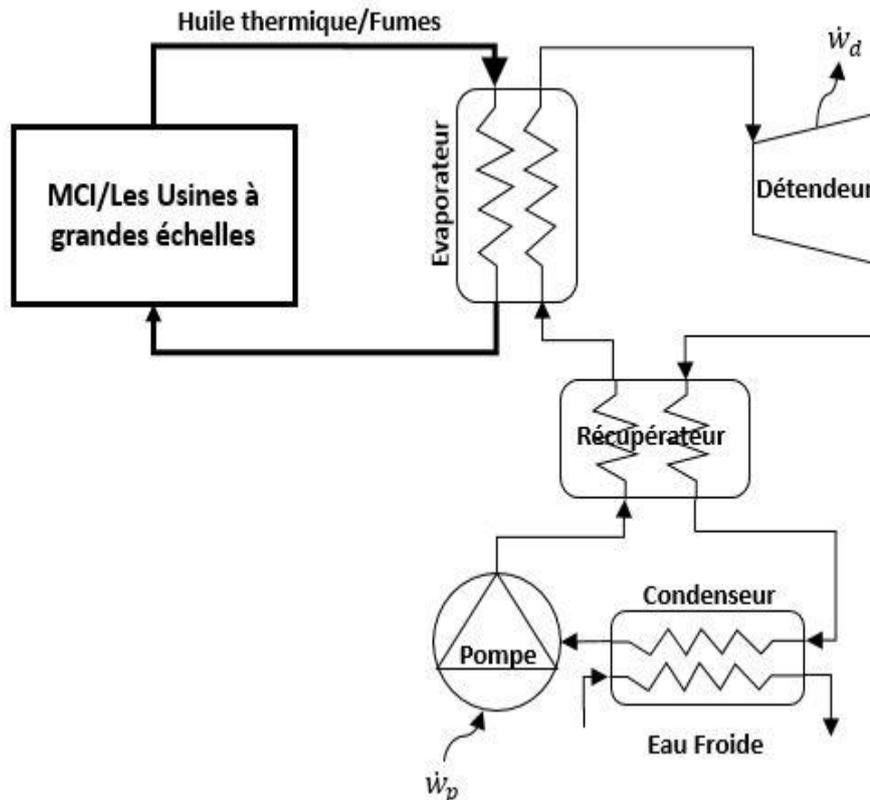


Figure 1.12 : Principe de fonctionnement d'un système ORC à récupération de chaleur.

6- les fluides collaborateurs:

Le choix du fluide de travail est très important pour la performance et l'économie du système ORC car il affecte l'efficacité du système, la taille des composants du système, la conception de la machine de la détente, la stabilité du système, la sécurité et les préoccupations environnementales. Le processus de sélection du fluide dépend essentiellement des propriétés physiques, thermodynamiques, de sécurité et environnementales du fluide de travail. Différente des caractéristiques des autres cycles thermodynamiques, la sélection du fluide de travail du système ORC est une tâche plus compliquée pour les deux raisons suivantes :

Les conditions de travail et les types de sources de chaleur de l'ORC varient largement: de la source de chaleur à basse température de 80°C (par exemple géothermique, collecteur solaire) à la chaleur à haute température de 500°C (par exemple la biomasse) ;

À l'exception de certaines substances dont les températures critiques sont trop basses ou trop élevées, des centaines de substances peuvent être utilisées comme ORC, notamment les hydrocarbures, les hydrocarbures aromatiques, les éthers, les perfluorocarbones, les CFC, les alcools, les siloxanes et les composés inorganiques (qui ne devraient pas être intrinsèquement un ORC) etc...

Il existe aussi quelques méthodes de sélection d'un fluide de travail pour un system ORC bien spécifié. Dans ce travail nous allons décrire les trois méthodes suivantes:

- La méthode de dépistage;
- La méthode de la carte de fonctionnement;
- L'approche thermo-économique.

6.1-Les propriétés Thermodynamiques et Physiques :

La relation entre les propriétés des fluides de travail et les critères communs de performance économique et thermodynamique de l'ORC, d'un point de vue théorique et analytique, est la suivante:

La chaleur latente de vaporisation :

La chaleur latente à vaporisation élevée permet d'ajouter la plus grande partie de la chaleur disponible pendant l'opération de changement de phase, évitant ainsi de devoir réguler la surchauffe et la détente de la vapeur par chauffage régénératif afin de permettre un plus grand rendement.

[32] Du point de vue du travail net, [33] les fluides avec une chaleur latente plus élevée produisent une plus grande production de travail unitaire lorsque les températures et d'autres paramètres sont définis. Cependant, lorsque la source de chaleur est une chaleur perdue, les fluides organiques ayant une chaleur de vaporisation spécifique inférieure sont préférés.

La chaleur de vaporisation inférieure du fluide de travail provoque le processus de transfert de chaleur dans l'évaporateur principalement à température variable. Par conséquent, le profil de température du fluide de travail dans l'évaporateur suit mieux le profil de température du fluide de chauffage dans la source de chaleur [34].

La densité de la vapeur :

Une densité de vapeur élevée est d'une importance clé, en particulier pour des fluides présentant une pression de condensation très faible (par exemple des huiles de silicones).

Une faible densité conduit à un débit volumique plus élevé:

Les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur augmentent et la taille de détendeur doit être augmentée. Cela a un impact non négligeable sur le coût du système.

La chaleur spécifique :

La chaleur spécifique du liquide doit être faible afin de réduire le travail consommé par la pompe et augmenter indirectement la production. On peut montrer qu'une plus grande valeur de $C_p(\text{liquide})$ conduit à un travail de pompage plus faible pour R236ea que pour R227ea. [35]

La température critique :

Si la température de condensation et le rapport de la température d'évaporation et de la température de condensation sont fixes, le rapport de pression augmente avec le facteur acentrique et la température critique.[35] Pendant ce temps, pour des températures d'évaporation et de condensation données, une configuration de cycle de bon rendement est obtenue uniquement à partir de fluides avec une température critique élevée, bien que le rendement du système soit une fonction faible de la température critique.

Ceci implique cependant une faible pression de condensation qui pourrait entrer en conflit avec la conception de la turbine et de l'installation. Inversement, une pression de condensation élevée, entraînant une température basse, est souvent en opposition à une bonne configuration thermodynamique.

Le point d'ébullition :

La plupart des études ont montré que le fluide qui présente le meilleur rendement thermique est celui qui a le point d'ébullition le plus élevé puisque la température d'ébullition est plus élevée si la température critique est plus élevée pour un fluide de la même famille. Mais ce n'est pas vrai quand les fluides ne sont pas dans la même famille. [30]

Le point de congélation du fluide :

Il doit être inférieur à la température la plus basse du cycle.

La masse moléculaire :

–Le travail de la détente a tendance à être en relation inverse avec la masse moléculaire, ce qui signifie que les turbines pour les fluides lourds tendent à avoir une faible vitesse périphérique et un petit nombre d'étapes. La masse moléculaire élevée a un impact positif sur l'efficacité de la turbine. Cependant, les fluides avec une pression critique élevée et une masse moléculaire élevée nécessitent une zone de transfert de chaleur plus élevée.[30]

La viscosité :

Une faible viscosité à la fois dans les phases liquide et vapeur est nécessaire pour maintenir de faibles pertes par friction dans les échangeurs de chaleur et les tuyaux.

La conductivité :

Une conductivité élevée est nécessaire pour obtenir un coefficient de transfert de chaleur élevé dans les échangeurs de chaleur.

Pression d'évaporation acceptable :

Comme indiqué avec de l'eau, les pressions élevées entraînent généralement des coûts d'investissement plus élevés et une complexité accrue.

Pression positive de la jauge de condensation :

La pression basse doit être supérieure à la pression atmosphérique afin d'éviter l'infiltration d'air dans le cycle.

Température de stabilité élevée :

Contrairement à l'eau, les fluides organiques subissent généralement des détériorations chimiques et se décomposent à des températures élevées. La température maximale de la source de chaleur est donc limitée par la stabilité chimique du fluide de travail.

Le point triple d'un fluide :

C'est la température et la pression auxquelles coexistent les phases solide, liquide et gazeuse. Tout fluide de travail ORC devrait avoir une température de point triple inférieure à T_{min} du cycle. Si le cycle approche la température du point triple, il y a un risque que le fluide se solidifie et cause des défaillances de l'équipement. En règle générale, il est souhaitable d'avoir une température de point triple inférieure à celui de l'eau.

Courbe de la vapeur de saturation positive ou isentropique :

Comme précédemment détaillé dans le cas de l'eau, une courbe de vapeur saturante négative (fluide "humide") conduit à des gouttelettes à la fin de l'expansion. La vapeur doit donc être surchauffée à l'entrée de la turbine pour éviter les dommages à la turbine. Dans le cas d'une courbe de vapeur à saturation positive (fluide «sec»), un récupérateur peut être utilisé pour augmenter le rendement du cycle. Ceci est illustré à la figure 2.9 avec de l'isopentane, R11 et R12.

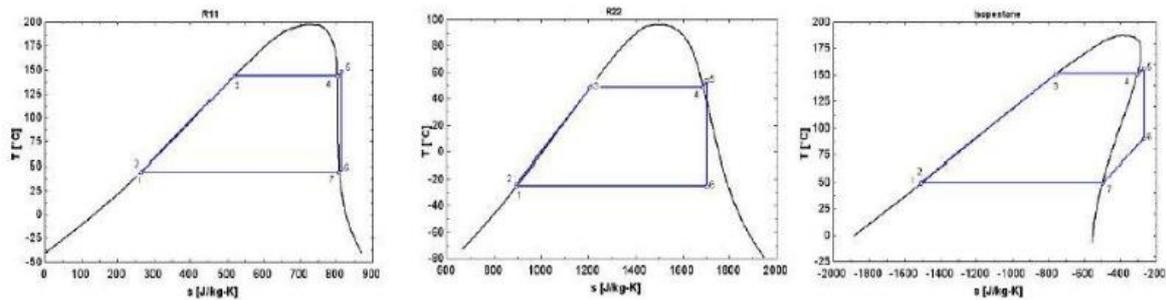


Figure 1.13: Exemples de fluides isentropiques, humides et secs.[31]

6.2-La Sécurité :

Les considérations de sécurité humaine sont également importantes pour sélectionner un fluide de travail. Une préoccupation de sécurité est la possibilité pour un fluide de travail de brûler ou d'exploser. Il est souhaitable de choisir un fluide avec un point d'éclair élevé, qui est la température à laquelle la phase liquide d'un fluide dégage suffisamment de vapeur pour être allumée par une source externe.

Il est également souhaitable de choisir un fluide ayant une limite inférieure d'explosivité (LIE) élevée, qui est la concentration de la vapeur de fluide (% en volume) dans l'air qui explose si elle est allumée par une source externe.

La limite supérieure d'explosivité (LSE) est la concentration d'un fluide à laquelle il devient trop riche pour s'enflammer. Ensemble, la LIE et la LSE définissent une gamme de concentrations sur lesquelles la vapeur de fluide est explosive dans l'air.[17] Un autre problème de sécurité est la toxicité d'une substance, qui fait référence aux dommages directs qui peuvent être infligés à une personne par l'exposition à la substance. Les limites acceptables de toxicité pour un fluide de travail dans un ORC dépendent de l'application. Par exemple, l'introduction d'une substance toxique dans un système par ailleurs bénin peut être un mauvais choix, mais l'utilisation d'une substance toxique dans une usine industrielle déjà équipée pour manipuler des matières dangereuses peut ajouter peu de risques ou de coûts.

Classification de sécurité (ASHRAE, 2010a et 2010b)

Le tableau 2.1 montre la classification de sécurité du fluide de travail organique selon ASHRAE.

La lettre A indique quand les fluides de travail ont une toxicité plus faible tandis que la lettre B indique quand les fluides de travail ont une toxicité plus élevée.

La propagation de la flamme du fluide de travail est indiquée par les chiffres 1, 2 et 3. Lorsque la propagation de la flamme est de 3, le fluide de travail a un potentiel d'inflammabilité plus élevé, lorsque la propagation de la flamme est 2, le fluide a un potentiel d'inflammabilité faible et lorsque la propagation de la flamme est égale à 1, cela signifie que le fluide de travail n'a pas de potentiel d'inflammabilité

	Toxicité inférieure	Toxicité plus élevée
Inflammabilité plus élevée	A3	B3
Inflammabilité inférieure	A2	B2
Pas de propagation de la flamme	A1	B1

Tableau 1.1: La classification de sécurité [36]

6.3-L'impact environnemental

Au cours des dernières années, beaucoup de fluides de travail ont été éliminés en raison de leurs caractéristiques inamicales dans l'environnement et de plus en plus de fluides de travail sont encore en cours d'élimination. La plupart des fluides de travail éliminés sont dus à leur fort potentiel de réchauffement de la planète et à leur potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone. Il est important de noter que si certains fluides de travail ont de très bonnes propriétés thermodynamiques, ils peuvent ne pas convenir en tenant compte des aspects de sécurité et d'environnement. Des exemples de fluides de travail qui ont été éliminés sont des CFC et des HCF (comme R-11, R-12, R-113, R-114 et R-115), tandis que d'autres seront éliminés en 2020 ou 2030 (comme R-21, R-22, R-123, R-124, R-141 et R-142b). [30]

Potentiel de réchauffement planétaire (GWP en anglais):

La quantité de GWP fait référence au réchauffement global causé par un fluide de travail particulier par rapport au CO₂ sur une période de 100 ans. L'eau n'a aucun GWP et le CO₂ a un GWP de 1. Le dioxyde de carbone a un grand impact net sur le réchauffement climatique, c'est pourquoi il est utilisé comme point de référence. Certains fluides de travail qui sont disponibles en plus petites quantités ont un potentiel de réchauffement global supérieur à celui du CO₂ mais ils ne sont pas pris en compte. [18]

Potentiel de déplétion de l'ozone (ODP en anglais):

Il désigne la capacité du fluide de travail à détruire la couche d'ozone au-dessus de la surface de la terre par rapport au tri-chlorofluoro-méthane (R11). Le CFC-11 a un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone de 1,0 tandis que les autres CFC et HCFC ont un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone allant de 0,01 à 1,0. L'ODP dans les halons (composé chimique synthétique contenant un ou deux atomes de carbone et le brome) est très élevé et peut atteindre jusqu'à 10. Dans la sélection du fluide de travail, l'ODP est un facteur très important qui doit être pris en considération. Beaucoup de fluides de travail ont été éliminés progressivement par le Protocole de Montréal en raison de leur haut niveau d'ODP. Par conséquent, tout fluide de travail sélectionné doit avoir un ODP très faible.[18]

6.4-Le Coût

Toute conception de système pratique nécessite une prise en compte des coûts de mise en œuvre. Les fluides déjà utilisés dans la réfrigération ou dans l'industrie chimique sont plus faciles à obtenir et plus rentables. Les fluides à faible débit permettent des tailles

d'équipement plus petites. Les fluides à faible débit peuvent être identifiés par leur température critique élevée, leur pression critique élevée et leur faible température d'ébullition. Pour des fluides similaires, une température critique plus élevée correspond à une chaleur latente plus importante. Ainsi, un fluide ayant des températures critiques élevées nécessitera typiquement un débit massique plus faible qu'un fluide ayant une température critique inférieure pour atteindre un débit de transfert de chaleur donné dans le fluide. De plus, une pression critique élevée P_{crit} .

Pour un fluide correspond à une pression de saturation élevée à la température maximale. Les vapeurs à haute pression sont plus denses que les vapeurs à basse pression, de sorte que le même débit massique nécessite un débit volumique inférieur à celui d'un fluide à haute pression. Si la pression est trop élevée, les épaisseurs de paroi requises pour les tubes et l'équipement commenceront à faire augmenter les coûts. De plus, une température de bas point d'ébullition correspond à une pression élevée dans le condenseur, ce qui augmente la densité du fluide dans le condenseur et diminue le débit volumique. [17]

6.5-Méthodes de sélection du fluide de travail

6.5.1-La méthode de dépistage :

Cette méthode est de loin la méthode la plus utilisée pour la sélection des fluides de travail dans la littérature scientifique: elle consiste à construire un modèle de simulation en régime permanent du cycle ORC et à le faire fonctionner avec différents fluides de travail. Le modèle proposé peut être plus ou moins détaillé et les indicateurs de performance du cycle sélectionnés peuvent varier. Il peut être démontré que malgré la multiplicité des études sur les fluides de travail, aucun fluide n'a été identifié comme optimal pour la ORC. Cela est dû aux différentes hypothèses nécessaires pour effectuer la comparaison des fluides [30]

- Certains auteurs considèrent l'impact environnemental (ODP, GWP), l'inflammabilité, la toxicité du fluide de travail, alors que d'autres ne le font pas;

- Différentes conditions de travail (par exemple les plages de température considérées) ont été supposées, conduisant à des fluides de travail optimaux différents;

- Les fonctions objectives de l'optimisation peuvent varier en fonction de l'application cible: en cogénération (CHP) ou en application solaire, l'efficacité du cycle est généralement maximisée, tandis que dans les applications de récupération de chaleur résiduelle (WHR), le travail net doit être maximisé. Il s'ensuit que, puisque aucun fluide de travail ne peut être considéré comme optimal, l'étude des candidats de fluide de travail devrait être intégrée dans le processus de conception de tout système ORC. Très peu d'études comportent des paramètres supplémentaires prenant en compte la conception pratique du système ORC, principalement en raison de la difficulté de définir une fonction propre à l'optimisation multi-objectif du cycle

6.5.2-La méthode de la carte de fonctionnement :

Le choix des fluides de travail est étroitement lié aux types de machines de détente utilisées dans le système ORC. Dans certaines conditions, lorsqu'un fluide de travail est sélectionné, tous les types de machines de détente ne sont pas adaptés aux conditions de travail imposées, et il est nécessaire de concevoir d'autres détendeurs. Cependant, en raison de la limitation inhérente aux différents types de détendeurs, la sélection du fluide de travail doit être déterminée en combinant avec les limitations des machines de détente.

Pour les détendeurs d'admission radiale, il existe plusieurs paramètres limités, tels que la vitesse de pointe, la vitesse de rotation, la vitesse spécifique et le nombre maximal de Mach dans la buse et le rotor du détendeur, etc.

Pour les détendeurs à déplacement positif, ils sont principalement limités par le rapport de volume interne intégré et le volume balayé [31]. Ces limitations peuvent être utilisées pour construire une carte des conditions de travail admissibles dans un diagramme T_{ev}/T_{cd} , comme le montre la figure 2.10, qui montre l'avantage de fixer des limites sur la taille des composants et ne conduit donc pas à fluides de travail irréalistes. Cependant, les cartes de fonctionnement des différents fluides de travail se chevauchent souvent, ce qui signifie que cette méthode doit donc être considérée uniquement comme un outil de présélection.

La courbe en haut à gauche de chaque carte est définie par la limitation des pertes de sous-expansion. La courbe en bas à droite est définie par la limitation du coefficient de volume, et la ligne supérieure est donnée par la température critique du fluide.

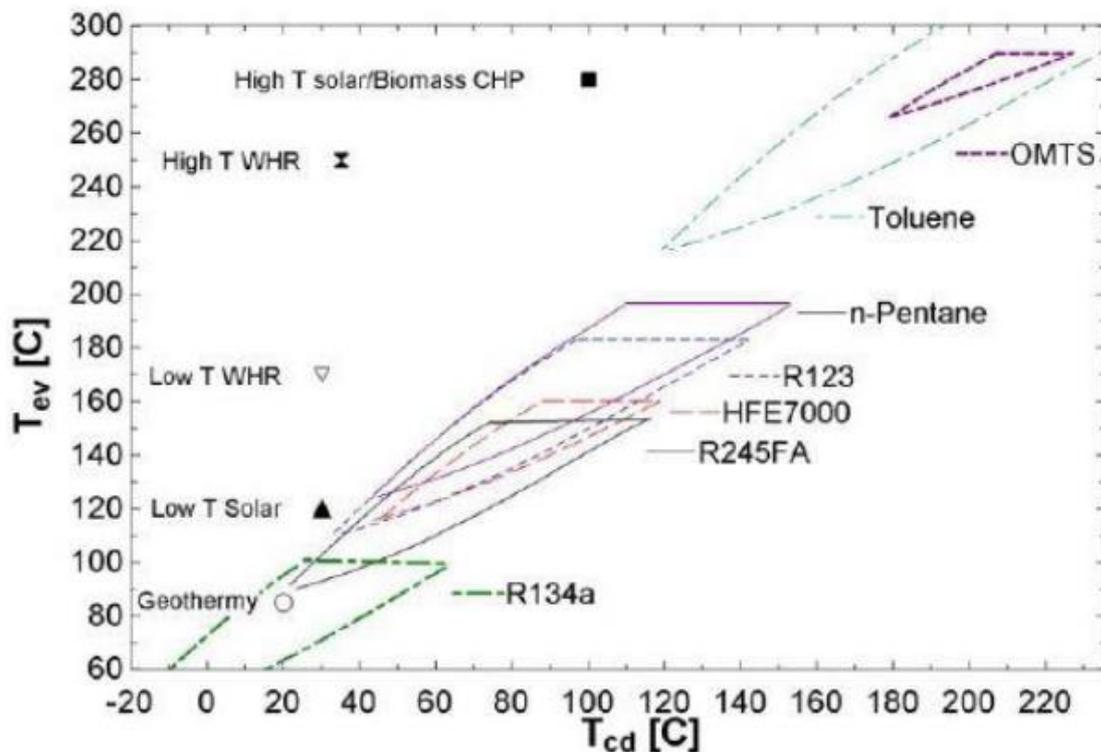


Figure 1.14: La carte de fonctionnement d'un détendeur à scroll (le coin supérieur gauche correspond à un taux de détente trop élevé, alors que le coin inférieur droit correspond à un débit volumique trop élevé). [31]

Cinq applications ORC typiques ont été superposées sur les cartes d'exploitation sous la forme de points. Ils illustrent comment la carte peut être exploitée: un détendeur

à scroll à un étage peut être utilisé pour une application géothermique à basse température (90/20°C) ou même pour une application solaire à basse température (120°C/30°C), il ne convient pas aux applications qui fonctionnent avec des températures d'évaporation plus élevées, telles que la récupération de la chaleur perdue à basse ou haute température, ou la cogénération à la biomasse.

6.5.3-L'Approche Thermo-économique :

Cette approche permet de prendre en compte, à travers leur coût, les effets des propriétés du fluide de travail, tels que l'effet de la densité de vapeur sur la taille de l'équipement.

Par conséquent, plusieurs considérations doivent être prises en compte lors de l'utilisation de cette approche, telles que celles indiquées ci-dessous:

- L'ORC de récupération de chaleur résiduelle considéré.
- Les fluides de travail considéré.
- Paramètres du modèle thermodynamique.
- Optimisation thermodynamique.
- Optimisation thermo-économique.
- Influence des conditions de travail.

L'approche thermo-économique est la méthode la plus efficace pour la sélection des fluides de travail, car elle optimise l'économie du système. Cependant, sa mise en œuvre est plus complexe que les deux méthodes précédentes: une fonction de coût doit être affectée à chaque composant et des algorithmes d'optimisation multiparamétriques doivent être utilisés. En raison de l'effort de calcul élevé impliqué, cette analyse ne peut être effectuée que pour quelques fluides de travail. Une présélection doit donc être effectuée.

6.6-Conclusion pour choix de fluide de travail

Pour les différents types de sources de chaleur à température constante ou variable, les critères de sélection du fluide pour la performance du cycle, la fiabilité, la sécurité, l'impact environnemental et le coût doivent être pris en compte.

Différentes méthodes de sélection du fluide de travail comme celles décrites ci-dessus peuvent être utilisées pour la présélection et finale, le dépistage étant la méthode la plus préférée et la plus facile pour la présélection.

La performance thermodynamique est généralement la considération primordiale, et les fluides secs présentent un net avantage sur les fluides humides pour des rendements de conversion de cycle. Une température critique élevée est également corrélée positivement avec le rendement de conversion de l'ORC, ce qui rend les hydrocarbures à chaîne plus longue tels que le décane plus efficaces que les hydrocarbures plus petits tels que l'hexane.

Le choix du fluide affectera également considérablement le coût de l'équipement ORC, une pression critique élevée et une température d'ébullition normale basse étant des qualités souhaitables. Les hydrocarbures à petite chaîne tels que l'hexane permettent un équipement plus petit et un coût en capital moins élevé que les hydrocarbures à longue chaîne tels que le décane. Les facteurs de sécurité et d'environnement doivent être pris en compte pour tout choix de fluide, et les limites admissibles pour ces facteurs dépendent du contexte dans lequel le cycle sera utilisé.

CHAPITRE 2 :
ETUDE
THEORIQUE DE
CYCLE

1 Le Contexte

L'ORC suit les mêmes principes que le cycle traditionnel de Rankine de vapeur utilisé dans la plupart des centrales thermiques pour produire du travail, mais utilise un fluide organique au lieu de l'eau. La possibilité de sélectionner le meilleur fluide de travail en fonction de la source de chaleur disponible et de la taille de l'installation présente de multiples avantages en particulier pour les sources de chaleur inférieures à 400°C et les puissances inférieures à 20 MW [46,47] comme les suivants:

- Turbomachines plus efficaces.
- vide limité au condenseur.
- performances supérieures aux cycles vapeur de Rankine, les cycles gazeux.

Les fluides de travail peuvent être choisis parmi une longue liste de candidats des fluides isentropique et sec comprenant des hydrocarbures, des hydrofluorocarbures, des siloxanes et des mélanges de ces composants [48]. Ces caractéristiques distinctives font de l'ORC l'option la plus fiable pour les sources de chaleur non conventionnelles comme les saumures géothermiques chaudes, la combustion de la biomasse, la récupération de la chaleur résiduelle des procédés industriels et les applications solaires thermiques.

Un ORC simple fonctionne entre une source de chaleur à haute température, T_h et une source froide à basse température, T_c . La figure 2.1 est un schéma du cheminement du fluide à travers un cycle organique de Rankine avec les états fluides associés sur un diagramme T-s. La puissance de sortie est \dot{w} , et le taux de transfert de chaleur spécifique est \dot{q} . Les états saturés de fluide qui sont la limite de la région à deux phases sont représentés par une ligne noire sur le diagramme T-s. Soient une haute température de 240°C et une basse température de 30°C.

Dans un cycle de Rankine organique, une source de chaleur à haute température et un puits de chaleur à basse température fournissent le potentiel nécessaire pour faire fonctionner ce moteur thermique. Le fluide de travail est de l'hexane, qui est un fluide sec, ce qui signifie que la courbe de vapeur saturée a une pente positive (dT/ds). Cela fait que le dôme de vapeur a l'air de se pencher vers la droite, ce qui signifie que la surchauffe n'est pas nécessaire pour empêcher la condensation dans le détendeur.

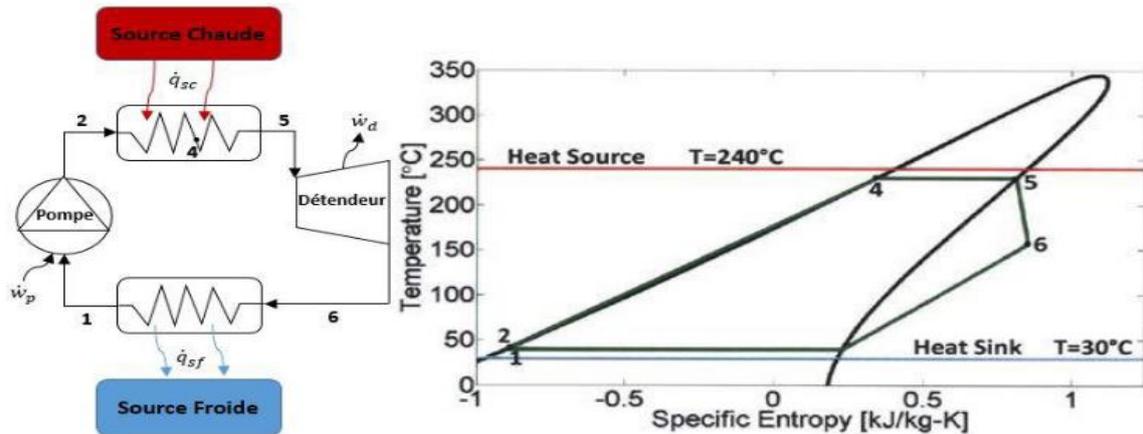


Figure 2.1: Diagramme schématique et T-s d'un cycle organique de Rankine. [49]

Compression dans la pompe :

Dans ce processus, le fluide saturé qui quitte le condenseur est pompé à une entropie constante jusqu'à la pression de l'évaporateur. L'efficacité de la transformation énergétique n'atteint jamais 100% même dans un processus idéal.

Le travail spécifique fait par la pompe est calculé par l'équation suivante.

$$w_p = h_2 - h_1$$

Où w_p est le travail spécifique fait par la pompe (kJ/kg), h_1 est l'enthalpie à l'entrée de la pompe (kJ/kg) et h_2 est l'enthalpie à la sortie de la pompe (kJ/kg).

Chauffage dans la chaudière:

Le liquide à haute pression est ensuite préchauffé du point 2 au point 4 et bouilli du point 4 au point 5 par transfert de chaleur de la source de chaleur. La chaleur spécifique ajoutée au fluide de travail est calculée comme suit:

$$q_{sc} = h_5 - h_2$$

Détend dans le détendeur:

Dans ce processus, l'énergie est absorbée dans l'évaporateur lorsque le fluide de travail se détend dans le détendeur pour produire un travail mécanique.

En raison de sa nature sec, le fluide peut être expansé directement à partir d'une vapeur saturée au point 5 jusqu'à un état de vapeur surchauffée à basse pression au point 6 et le travail spécifique du détendeur est:

$$w_d = h_5 - h_6$$

Rejet de la chaleur dans le condenseur :

La chaleur est rejetée dans ce processus lorsque le fluide de travail dans le condenseur se condense et est à nouveau recyclé dans le système.

Indépendamment des pertes par frottement dans les tuyaux du condenseur, le processus de rejet de chaleur est dit isobare même s'il y a une chute de pression dans le condenseur. Le fluide de travail devient saturé après avoir quitté le condenseur.

La quantité de chaleur rejetée peut être calculée comme suit:

$$q_{sf} = h_5 - h_6$$

$$\text{Travail spécifique net du cycle} = w_{net} = w_d - w_p$$

Le rendement thermique du cycle pour l'ensemble du processus peut être calculé à partir de l'équation suivante:

$$\eta_{cyc} = \frac{w_{net}}{q_{sc}}$$

Le rapport entre le rendement :

du cycle et le rendement de Carnot indique la capacité de ce cycle à convertir de manière optimale l'apport de chaleur de la source de chaleur à température constante en sortie de travail de l'arbre. Ce pourcentage de rendement optimale, également appelé 2nd Law Efficiency, sera noté :

$$\eta_{opt} = \frac{\eta_{cyc}}{\eta_{carnot}}$$

Le taux de transfert de chaleur dans le cycle, Q_s , sera inférieur au taux de transfert de chaleur disponible à partir de la source, Q_{disp} , si le cycle est limité par un point de pincement. Une variable appelée utilisation de la source de chaleur, U_{cyc} , est définie ici comme la fraction du taux de chaleur disponible qui est réellement transférée dans le cycle:

$$U_{cyc} = \frac{Q_{sc}}{Q_{disp}}$$

Un deuxième type de rendement, appelé rendement de conversion thermodynamique, η_{conv} , est maintenant défini comme le rendement du cycle à convertir la puissance thermique disponible de la source de chaleur en puissance:

$$\eta_{conv} = \frac{w_{net}}{Q_{disp}}$$

La relation entre le rendement du cycle, le rendement de la conversion et l'utilisation de la chaleur du cycle peut être démontrée comme étant:

$$\eta_{conv} = \eta_{cyc} \times U_{cyc}$$

2-Analyse de pincement

L'analyse de pincement fournit une approche pratique et systématique pour l'optimisation des processus, les objectifs d'énergie et de coût sont déterminés avant d'achever la conception de la configuration de l'équipement de traitement. Le fondement de la méthode est la définition des exigences de chauffage et de refroidissement nécessaires basées sur une compréhension profonde du processus d'un point de vue énergétique. Cette étape doit être complétée par l'extraction de données de flux de matériaux à partir de diagrammes de processus, de documents d'exploitation, de simulations de processus, de données de mesure d'installations, etc. Il s'agit d'une tâche cruciale et à ne pas sous-estimer en importance et l'effort. Il en résulte une caractérisation de la température et de la puissance des besoins individuels de chauffage et de refroidissement du procédé industriel. [50] L'analyse de pincement est une méthode graphique avec le graphe principal étant les courbes composites (CCs) comme montré sur la gauche dans la figure 2.2. Sur ce graphe à la fois une courbe bleue "froide" (flux à chauffé) et rouge "chaude" (flux à refroidit) sont dessinés ensemble sur un diagramme de température en fonction de l'enthalpie obtenu en fusionnant les exigences individuelles du procédé. Les deux courbes peuvent être décalées horizontalement l'une par rapport à l'autre et le dépassement donne le potentiel HR en supposant un transfert de chaleur de la courbe composite chaude vers la courbe froide. Un pincement se produit lorsque les deux courbes se rapprochent les unes des autres définissant une différence de température minimale ($\Delta T_{min}/\Delta T_{pinch}$).

En déplaçant, par exemple, la courbe froide horizontalement vers la droite par rapport à la courbe chaude, le ΔT_{min} augmentera et le potentiel de récupération de chaleur diminuera. Une valeur économique optimale $\Delta T_{min,pt}$ peut être choisie en fonction du compromis entre l'investissement annualisé (donné par la surface totale de l'échangeur de chaleur pour le $\Delta T_{min,opt}$ sélectionné) et les coûts d'exploitation annuels (tous les deux en EUR / an) sur la base des informations le CC. Les expériences montrent que $\Delta T_{min,pt}$ est d'environ 10°C.

Le graphe sur la droite de la figure 2.2 montre la courbe de coût total résultante qui peut être déterminée lorsque le ΔT_{min} est modifié en décalant les CC. Le "processus" point de pincement sépare les profils en deux régions indépendantes. Dans la région au-dessus de la pince il y a un déficit de chaleur (seulement l'utilité chaude optimale ($Q_{HU, opt}$) est nécessaire) et en dessous il y a un surplus de chaleur (seulement l'utilité du froid optimale ($Q_{CU,pt}$) est nécessaire). [51]

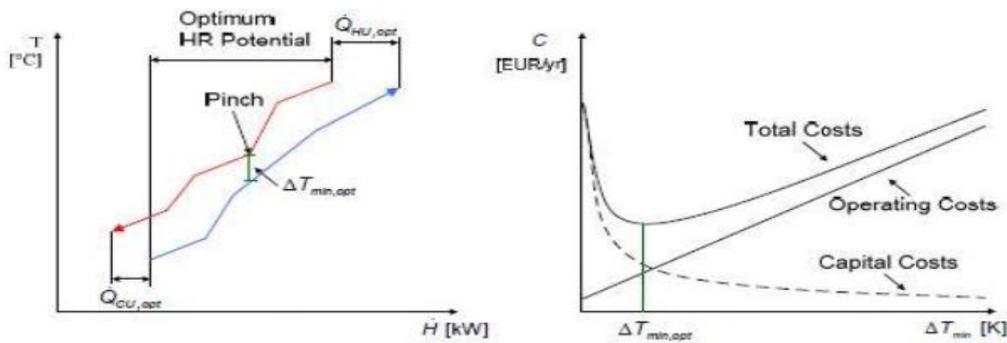


Figure 2.2: À gauche: les CC montrant le point de pincement, le potentiel HR associé ainsi que l'utilité froide (CU) et d'utilité chaude (HU). À droite: courbe des coûts montrant l'arbitrage entre le coût d'exploitation et le coût en capital utilisé pour déterminer un ΔT_{min} optimal.

[51]

La courbe combinée d'utilité chaude et froide aide à la disposition de l'installation car elle indique quel courant chaud doit être proche de quel courant froid pour une tuyauterie minimale. Il indique également où la chaudière et la tour de refroidissement doivent être situées par rapport aux courants. Globalement, il détermine la conception du réseau d'échangeurs de chaleur.

3-Modifications d'un système ORC

Tout comme les cycles de Rankine à vapeur, nous pouvons également apporter un bon nombre des modifications aux systèmes ORC pour améliorer le rendement du cycle, réduire les coûts du système, etc., afin d'obtenir des conditions de travail optimales. Cela varie de l'ajout de divers composants comme un récupérateur, la séparation des flux, les différents niveaux de pression au changement du cycle utilisé à un cycle supercritique en fonction des conditions d'entrée et de la sortie désirée. Il existe également la possibilité d'utiliser des mélanges de fluides de travail dans le but d'améliorer les propriétés thermodynamiques. On peut citer:

- Récupérateur de la chaleur simple et à flux divisé.
- Niveaux de pression multiples.
- Réchauffe des étapes.
- Le cycle supercritique.
- Mélanges de fluides.

Ce pendant, beaucoup de ces modifications n'offrent que de légères améliorations dans les performances du cycle, alors dans cette étude, nous allons seulement étudier l'utilisation des récupérateurs, le cycle supercritique et les mélanges de fluides.

3.1-Récupérateur de la chaleur

Une conséquence de la détente d'un fluide sec est que le courant de sortie du détendeur, point 6 sur la figure 2.1, est une vapeur surchauffée à température élevée telle que $T_6 > T_c$. Par conséquent, il est possible de transférer de la chaleur du courant de vapeur basse pression dans le courant liquide haute pression dans le processus de préchauffage qui se produit du point 2 au point 4. Un récupérateur est ajouté pour récupérer la chaleur du courant de sortie du détendeur surchauffé, réduisant ainsi l'apport de chaleur nécessaire pour faire fonctionner le cycle. La vapeur chaude entre dans le récupérateur directement à partir du détendeur au point 6 et sort du récupérateur à basse température au point 7. Le flux froid entre dans le récupérateur sous forme de liquide haute pression au point 2 et sort du récupérateur à une température élevée au point 3 comme le montre la figure 2.3. Le récupérateur réduit l'apport de chaleur nécessaire pour faire fonctionner un cycle sans modifier la puissance de travail, améliorant ainsi le rendement.

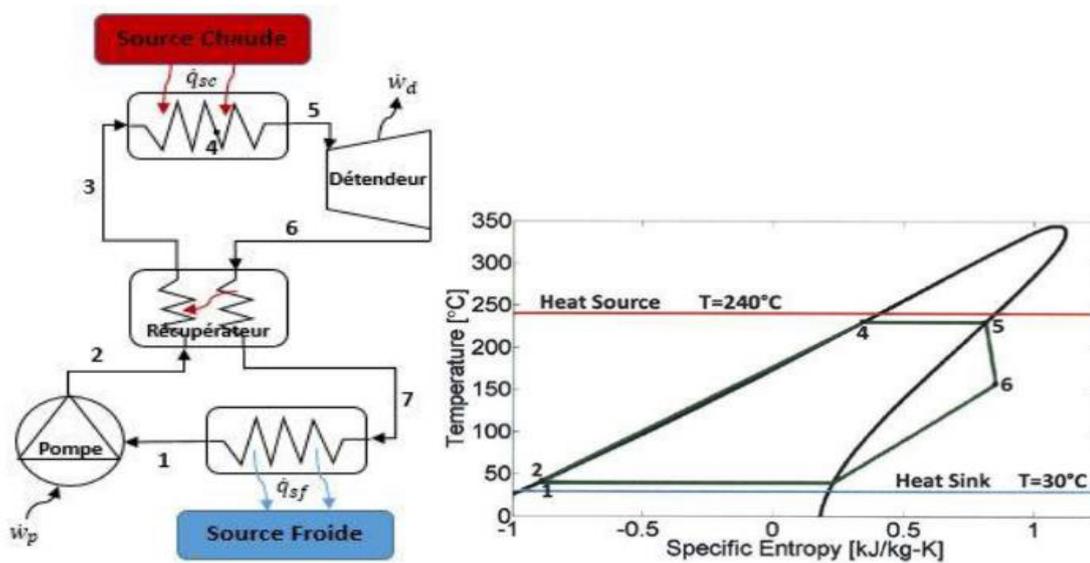


Figure 2.3: Schéma d'un cycle de Rankine organique avec un récupérateur tel que décrit. [49]

Pour le fluide de travail sec, la chaleur spécifique récupérée dans le récupérateur doit être prise en compte :

$$q_{rec} = h_6 - h_7$$

L'apport de chaleur spécifique provenant de sources externes qui est nécessaire pour faire fonctionner le cycle organique de Rankine est réduit en conséquence:

$$q_{sc} = h_5 - h_2 - q_{rec}$$

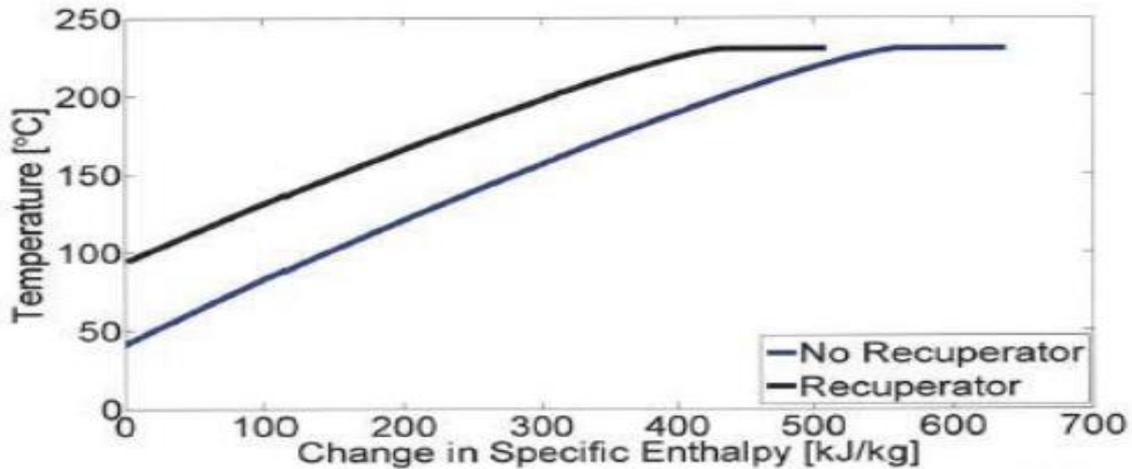


Figure 2.4: Exemple d'un diagramme $T/\Delta h$ d'hexane ORC demande de chaleur avec récupérateur (noir) et sans récupérateur (bleu) pour $T_h=240^\circ\text{C}$. [49]

3.2-Récupérateur de chaleur à flux divisé

Le récupérateur standard décrit ci-dessus est un échangeur de chaleur déséquilibré dans lequel le taux de capacité thermique du courant de vapeur chaude, mC_p , est très inférieur au taux de capacité thermique du courant de liquide froid. Le côté droit de la figure 2.5 comprend un tracé des deux flux pour un récupérateur standard dans le plan $T/\Delta H$. Le courant chaud (rouge) et le courant froid (bleu) ont des pentes différentes.

Le récupérateur fournit un taux de chaleur pour préchauffer le flux de liquide froid. Ce taux de chaleur ne peut pas être facilement modifié, mais la température à laquelle le liquide froid absorbe ce taux de chaleur peut être modifiée. Si la température obtenue en préchauffant le liquide froid dans le récupérateur est augmentée, alors l'exigence de température pour la source de chaleur du cycle est réduite de manière comparable sans affecter le taux de chaleur total requis pour la source de chaleur du cycle. [49]

La température de préchauffage maximale possible dans le récupérateur est obtenue en équilibrant l'échangeur de chaleur du récupérateur. Pour équilibrer le récupérateur, le débit massique est réduit du côté froid de l'échangeur de chaleur jusqu'à ce que les taux des capacités thermiques soient les mêmes pour les flux chauds et froids. Cette réduction du débit massique est obtenue en déviant une fraction du courant de liquide sous-refroidi, comme indiqué sur le schéma à gauche de la figure 2.5. Une partie du flux peut être acheminée directement à la source de chaleur, tandis qu'un flux de masse approprié traverse le récupérateur. Le résultat de cette modification est que le courant chaud (rouge) et le courant froid fendu (vert) ont la même pente, et la température de sortie du courant froid au point 3 est aussi chaude que possible.

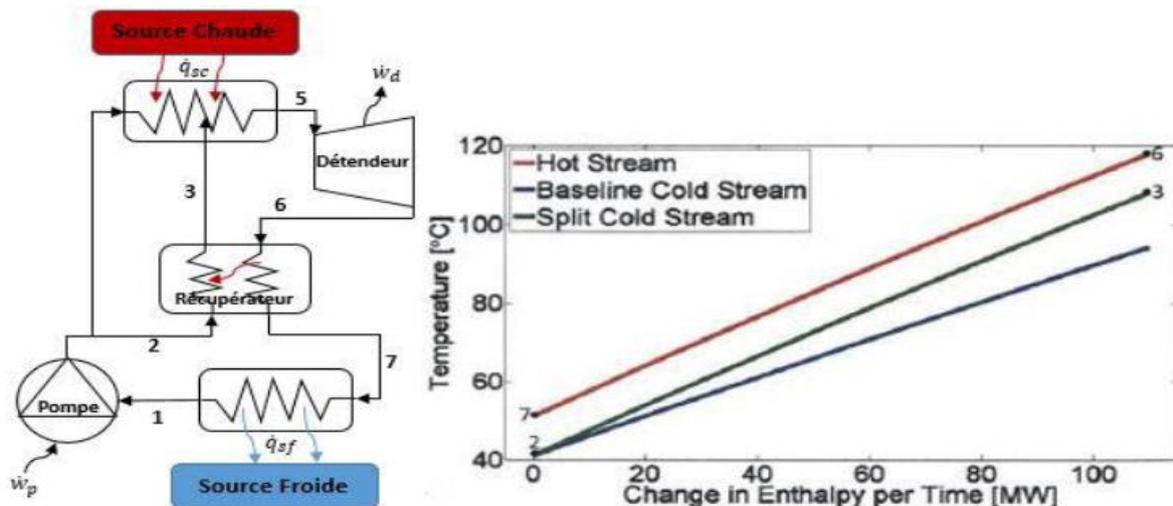


figure 2.5: Diagramme schématique et le profil de la température du récupérateur à flux divisé. [49]

La chaleur totale requise pour faire fonctionner le cycle organique de Rankine reste la même que celle du récupérateur simple, mais la température nécessaire pour fournir ce taux de chaleur est plus faible à l'extrémité froide, ce qui facilite l'utilisation efficace des sources de chaleur à basse température. Le rendement du cycle, η_{cyc} , est identique pour un cycle de base avec un récupérateur simple et un cycle avec un récupérateur à flux divisé. Cependant, pour certaines sources de chaleur, le récupérateur fendu peut déplacer le point de pincement et augmenter l'utilisation de la source de chaleur, améliorant ainsi le rendement de la conversion du cycle η_{conv} . Nous pouvons également remarquer que les performances d'un récupérateur à flux divisé varient avec le fluide de travail, il est donc nécessaire d'étudier les effets de l'utiliser avec divers fluides de travail.

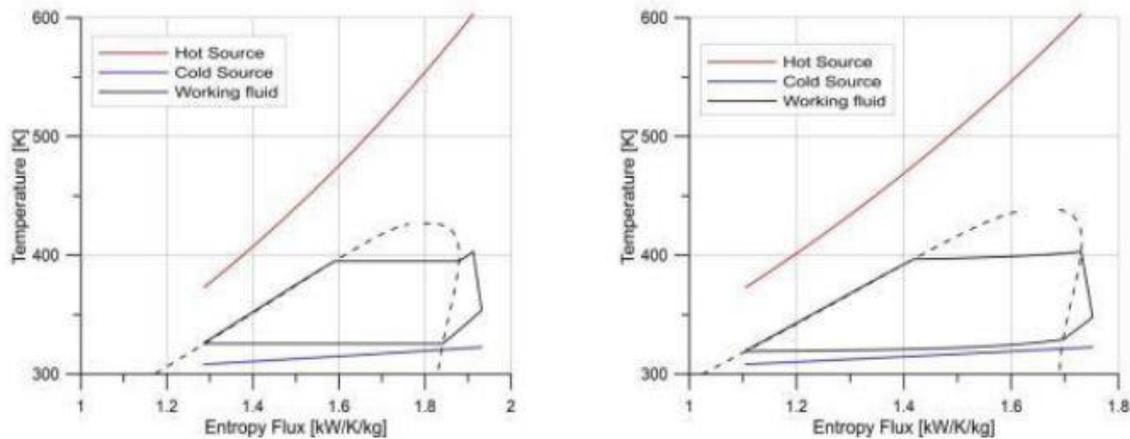
3.3-Mélanges de fluides

Les mélanges de fluides purs montrent des propriétés intéressantes capables d'améliorer le rendement exégétique du cycle de Rankine, grâce à la pente positive du changement de phase. Ils peuvent également réduire le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) et le potentiel de réchauffement planétaire (GWP), en aidant les tendances de remplacement des fluides de travail. L'utilisation d'hydrocarbures dans les mélanges est particulièrement appropriée et lorsqu'ils sont utilisés en fractions limitées avec d'autres fluides organiques, ils perdent leurs limites liées à l'inflammabilité. L'un des fluides les plus prometteurs est le R245fa [47], car il n'a pas d'ODP, il est non-inflammable et presque non toxique. R245fa obtient une grande augmentation nette de la puissance lorsqu'il est utilisé dans des mélanges avec des hydrocarbures, par rapport à un fluide pur, un mélange R245fa/benzène optimisé, par exemple, atteint une augmentation nette de la puissance de 11%.

[21] L'intérêt pour les mélanges de fluides de travail organiques concerne le rendement thermodynamique [52,53], l'optimisation des composants [54] et la performance économique [55].

Les mélanges, en effet, ont une température variable pendant le changement de phase, ce qui rendra les conditions de condensation et de vaporisation plus proches des sources de chaleur pendant le transfert de chaleur, améliorant ainsi l'efficacité énergétique et le travail utile net

[56]. De plus, les fluides à haut GWP et d'inflammabilité, qui sont interdits en tant que fluides purs, peuvent être utilisés en petite fraction dans des mélanges avec d'autres fluides. Dans la figure 2.7, les diagrammes T-s du fluide pur (R245fa) et celui du meilleur mélange (5% de benzène dans R245fa) sont montrés et l'amélioration la plus significative montrant est la proximité pendant la phase de condensation obtenue par l'effet de glissement du mélange zéotropique



. Figure 2.6: les cycles thermodynamiques pour R245fa pur et R245fa/benzène 0,95/0,05.

[57]

Le mélange représenté sur la figure 2.8 est de 50% d'hexane et 50% de décane en masse. L'ébullition du point 4 au point 5 et la condensation du point 7 au point 1 se produisent le long d'un glissement de température plutôt qu'à température constante. L'étendue de ce glissement de température est déterminée par la composition du mélange fluide. Nous pouvons voir que la courbe du point 2 au point 5 où le chauffage se produit dans la chaudière correspond mieux à plusieurs courbes de source de chaleur que les fluides de travail purs qui possèdent un plateau de température constante. L'un des plus grands obstacles au calcul de la performance thermodynamique des mélanges de fluides est de trouver des équations d'état précises.

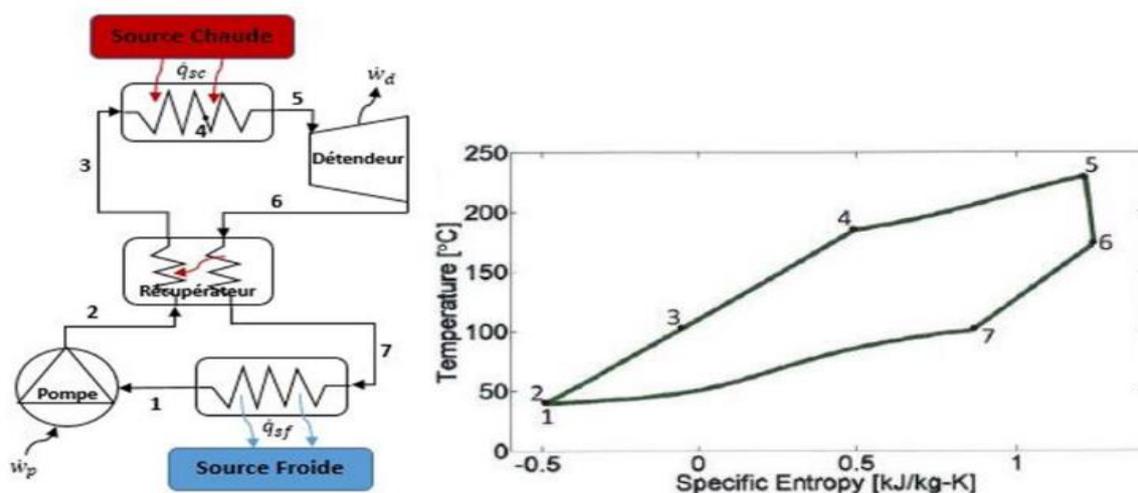


Figure 2.7: Diagramme schématique et T-s d'un ORC utilisant des mélanges de fluides.[49]

CHAPITRE 3: MODELISATION D UN SYSTEME ORC

1-Configuration du cycle

La première étape de l'analyse d'un cycle consiste à étudier la thermodynamique de manière à connaître les états du fluide moteur à différents points, ce qui permet de calculer le rendement thermique et la puissance spécifique. Afin de procéder à cette analyse, il est nécessaire de déterminer la configuration du cycle pour connaître le type et l'emplacement des différentes composantes. Dans le projet actuel, deux configurations sont étudiées et représentées sur la figure 3.1:

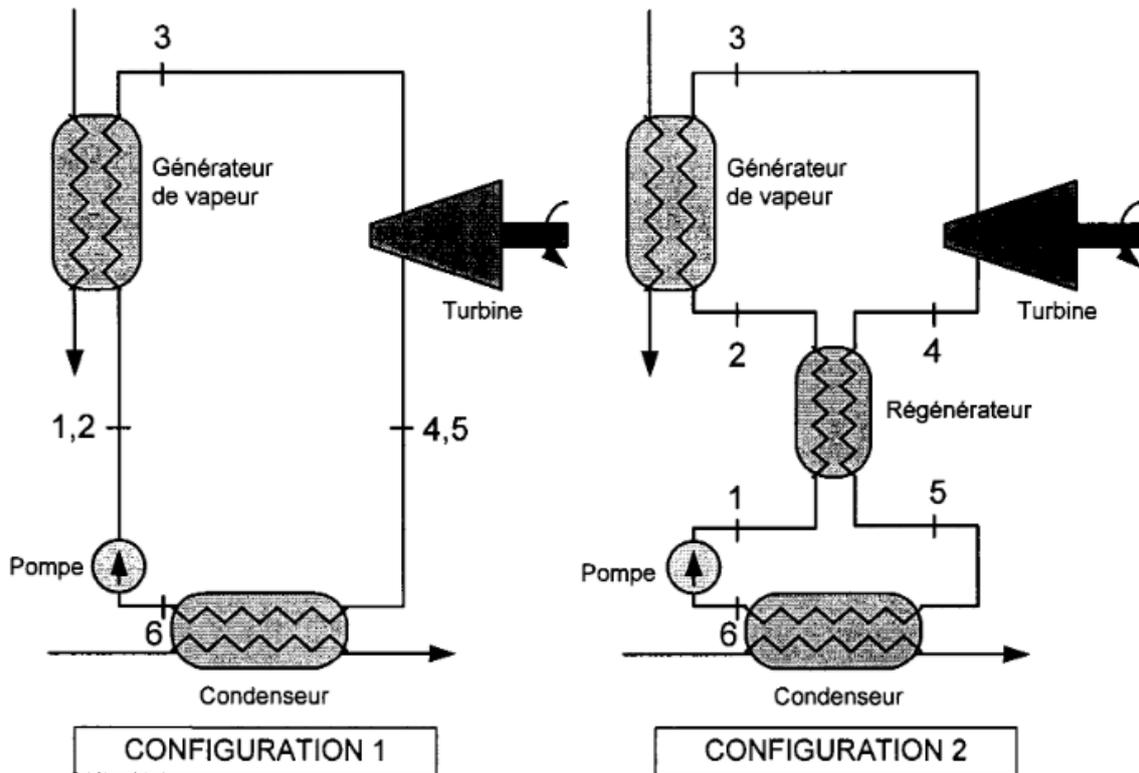


Figure 3.1 Schématisation des configurations utilisées

La première configuration, qui est la plus simple, est constituée d'une pompe, d'un générateur de vapeur, d'une turbine et d'un condenseur. Elle est définie par quatre états thermodynamiques différents. La deuxième configuration est semblable à la première, à la différence qu'un régénérateur est ajouté de manière à tirer profit du fait que le fluide moteur sortant de la turbine est en général plus chaud que le fluide moteur sortant de la pompe. L'ajout de cette composante ajoute deux états thermodynamiques supplémentaires à considérer, soient les états 2 et 5. Pour la configuration sans régénérateur, les états 1 et 2 sont identiques et il en est de même pour les états 5 et 4. La numérotation est quand même considérée avec six états pour permettre d'utiliser la même programmation pour les deux cas. Ces deux configurations sont étudiées et comparées pendant tout le mémoire.

2-Hypothèses

Quelques hypothèses relatives aux conditions extérieures ont déjà été mentionnées dans l'introduction. Ainsi, il a été établi que le débit de la source de chaleur est de 314,5 kg/s et que sa température à l'entrée du générateur de vapeur est de 100°C. La température du puits de chaleur à l'entrée du condenseur est quant à elle fixée à 10°C. Afin de faciliter l'analyse dans le générateur de vapeur, les rejets thermiques sont considérés comme de faire avec les propriétés d'un gaz parfait. Une fois les conditions extérieures établies, il faut émettre les hypothèses internes au cycle. Ainsi, chacune des composantes du cycle est considérée comme un système ouvert en régime permanent pour lequel les pertes de chaleur avec l'environnement et les pertes de pressions sont négligées. Ces hypothèses s'appliquent également pour les différentes conduites entre les composantes. Pour le présent chapitre, les échanges entre la source et le puits ne sont pas étudiés. Ainsi, les valeurs des températures maximales et minimales du fluide moteur sont fixées arbitrairement. Cette hypothèse est largement utilisée dans les travaux disponibles dans la littérature. Il est donné que une différence de température de 5°C est atteinte entre les flux externes et le fluide moteur tant au générateur de vapeur qu'au condenseur. Avec les conditions externes utilisées, cela donne une température maximale dans le cycle de 300°C et une température minimale de 100°C. Finalement, comme mentionné dans le chapitre précédent, il y a des paramètres fixes et des paramètres variables. Les paramètres fixes et leurs valeurs choisies sont les suivants : rendement de pompe et 0,9 de turbine de 0,85 et rendement de régénérateur de 0,9. Le dernier paramètre fixe est l'état de liquide saturé à la sortie du condenseur. Avec la température minimale de 100°C imposée à cet endroit, l'état est complètement défini. La basse pression du cycle ($P_4 = P_5 = P_6$) est donnée pour chaque fluide de travail et chaque expérience.

Pour ce qui est des paramètres variables, il y en a un seul pour cette étude énergétique; il s'agit de la haute pression ($P_1 = P_2 = P_3$). La plage de valeurs choisie est de 7,38 MPa à 40 MPa. La valeur minimale permet de s'assurer que la zone supercritique est atteinte. La valeur maximale est choisie de manière à ne pas obtenir un titre inférieur à 0,95 à la sortie de la turbine de manière à éviter au maximum la présence de gouttelettes d'eau pouvant causer de l'érosion. Finalement, un débit massique de 1 kg/s est utilisé, car les interactions avec la source et le puits de chaleur ne sont pas considérées. La figure 2-2 montre un exemple d'un diagramme température-entropie avec le régénérateur pour une haute pression de 11 MPa.

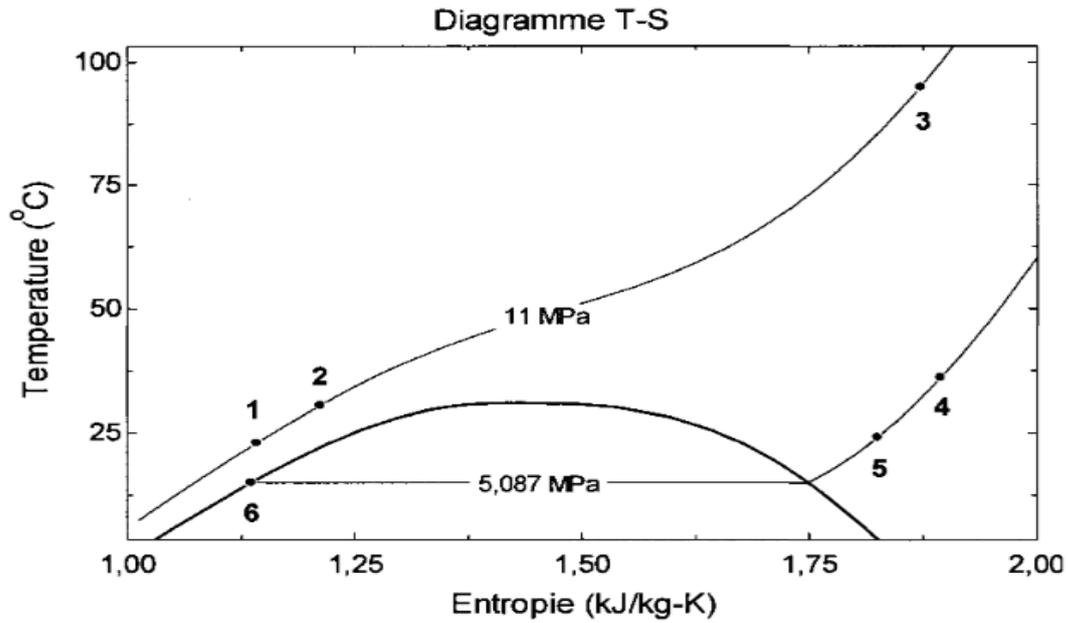


Figure 3-2 Diagramme T-S avec une haute pression de 11 MPa

3-Modélisation

La modélisation consiste à présenter les différentes équations utilisées dans la programmation. Les équations utilisées sont les suivantes :

Pour la pompe :

$$\eta_{pompe} = \frac{h_{1, isentropique} - h_6}{h_1 - h_6}$$

$$\dot{W}_{pompe} = \dot{m}_f (h_1 - h_6)$$

Pour la turbine :

$$\eta_{turbine} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4, isentropique}}$$

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}_f (h_3 - h_4)$$

Pour le générateur de vapeur :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f (h_3 - h_4)$$

Pour le condenseur:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_f (h_5 - h_6)$$

Pour la puissance spécifique :

$$W_{\text{net,spécifique}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbine}} - \dot{W}_{\text{pompe}}}{\dot{m}f}$$

Pour le rendement du cycle :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbine}} - \dot{W}_{\text{pompe}}}{Q_{\text{in}}}$$

La dernière composante à modéliser est le régénérateur, qui est un échangeur de chaleur où circulent deux flux de dioxyde de carbone à des températures et des pressions différentes. La méthode utilisée pour le modéliser est e-NTU. Cependant, cette méthode s'applique uniquement lorsque les propriétés des fluides, dont la chaleur spécifique, sont constantes. Dans le cas actuel, étant donné qu'un des flux de dioxyde de carbone est dans la zone supercritique, les propriétés deviennent fonctions de la température et de la pression telles que schématisées par la figure 2-3 :

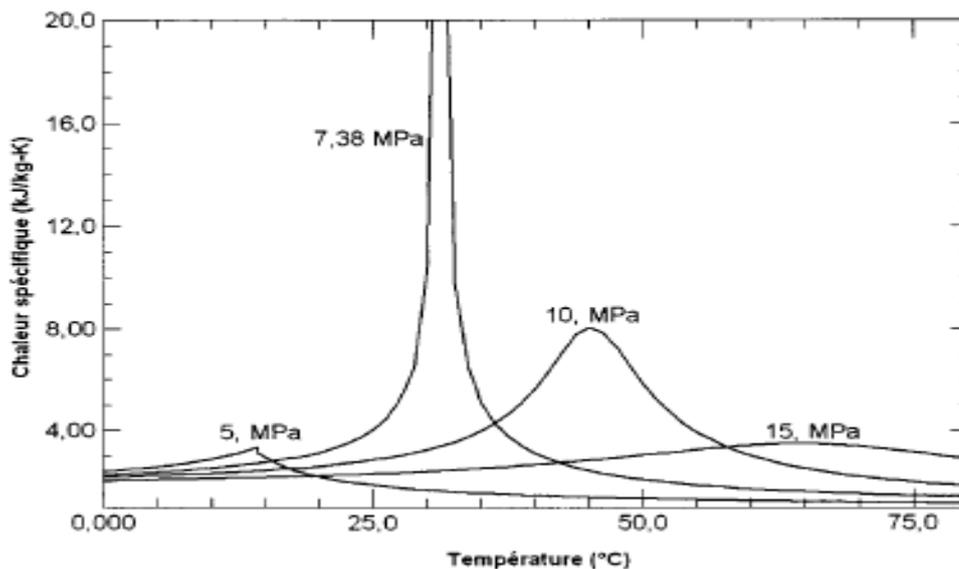


Figure 3-3 Chaleur spécifique du dioxyde de carbone en fonction de la température.

Selon cette figure obtenue avec NIST [LEMMON et coll., 2002], pour une pression inférieure à la pression critique ($P < 7,38$ MPa), la chaleur spécifique demeure relativement constante sauf à la température précise où il y a changement de phase. En effet, la chaleur spécifique devient infinie pendant le changement de phase et l'échange de chaleur est uniquement latent. Par contre, lorsque la pression est supérieure à la pression critique ($P > 7,38$ MPa), il n'y a plus de zone latente à changement de phase et la chaleur spécifique devient élevée pour une plus grande plage de température. L'hypothèse des propriétés constantes n'est plus plausible et par conséquent, la méthode e-NTU ne peut s'appliquer dans ce cas. Pour de plus grandes pressions, l'effet de la zone supercritique s'estompe et les propriétés redeviennent relativement constantes.

Afin de modéliser le régénérateur, une modification de la méthode s-NTU doit être réalisée pour tenir compte des propriétés variables. La méthode s-NTU traditionnelle calcule les températures de sortie des flux en utilisant les températures de la manière suivante :

$$\varepsilon_{IHx} = \frac{\dot{m}_{CO_2} C_{p_{CO_2}} (T_4 - T_5)}{\dot{m}_{CO_2} C_{p_{CO_2}} (T_4 - T_1)}$$

$$\varepsilon_{IHx} = \frac{\dot{m}_{CO_2} C_{p_{CO_2}} (T_2 - T_1)}{\dot{m}_{CO_2} C_{p_{CO_2}} (T_4 - T_1)}$$

Ces équations considèrent que la chaleur spécifique du dioxyde de carbone est constante sur la plage de T2 à T4, ce qui n'est pas le cas avec le CO2. Une façon d'éliminer le problème est d'utiliser directement les enthalpies au lieu des températures dans ces équations. La figure 2-4 montrant le régénérateur est utilisée pour démontrer la méthode modifiée.

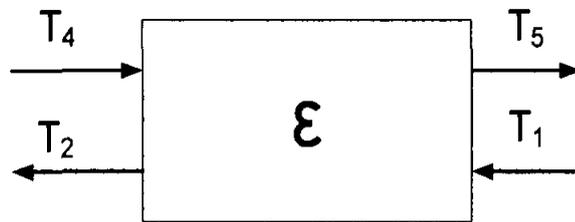


Figure 3-4 Schéma du régénérateur.

En supposant que les échanges thermiques entre les parois de cet échangeur et extérieur sont négligeables, l'échange de chaleur entre les flux est représenté par les expressions suivantes :

$$Q = \dot{m}h_4 - \dot{m}h_5$$

$$Q = \dot{m}c_2(h_2 - h_1)$$

C'est à ce niveau que la méthode traditionnelle utilise la relation suivante pour les propriétés constantes:

$$\Delta h = Cp\Delta T$$

En ne faisant pas cette substitution, la méthode devient plus générale. Donne, pour un échange de chaleur idéal, le transfert de chaleur est maximal et une des températures de sortie devient égale à la température d'entrée de l'autre flux. Ainsi, soit T5 = T1 si le fluide froid est capable de recevoir davantage de chaleur que le fluide chaud est capable d'en donner, soit T2 = T4 dans le cas contraire. Afin de savoir lequel des deux cas est atteint, il suffit de calculer les échanges de chaleur correspondants et de prendre la plus petite valeur des deux. Les deux transferts de chaleur possibles sont donnés par :

$$Q_{\max} = \dot{m}_f(h_4 - h_5(T_5=T_1)) \quad \text{en posant } T_5=T_1$$

$$Q_{\max} = \dot{m}_f(h_2(T_2=T_4) - h_1) \quad \text{en posant } T_2=T_4$$

Le plus petit de ces échanges de chaleur est alors l'échange de chaleur maximal dans l'échangeur. Les équations de la méthode ε-NTU modifiées sont alors :

$$\text{Pour le flux chaud} \quad \varepsilon = \frac{\dot{m}_f(h_4 - h_5)}{Q_{\max}}$$

$$\text{Pour le flux froid} \quad \varepsilon = \frac{\dot{m}_f(h_2 - h_1)}{Q_{\max}}$$

Puisque le rendement du régénérateur a été fixe, cette méthode permet de calculer les enthalpies h_2 et h_5 du cycle. De plus, vu qu'il n'y a pas de pertes de pression dans les échangeurs, $P_2 = P_1$ et $P_5 = P_6$. Deux propriétés étant connues pour les points 2 et 5, les états thermodynamiques sont connus et T_2 ainsi que T_5 peuvent être déduites.

4-Méthodologie

La méthodologie de l'étude thermodynamique interne du cycle est illustrée sur la figure 2-5.

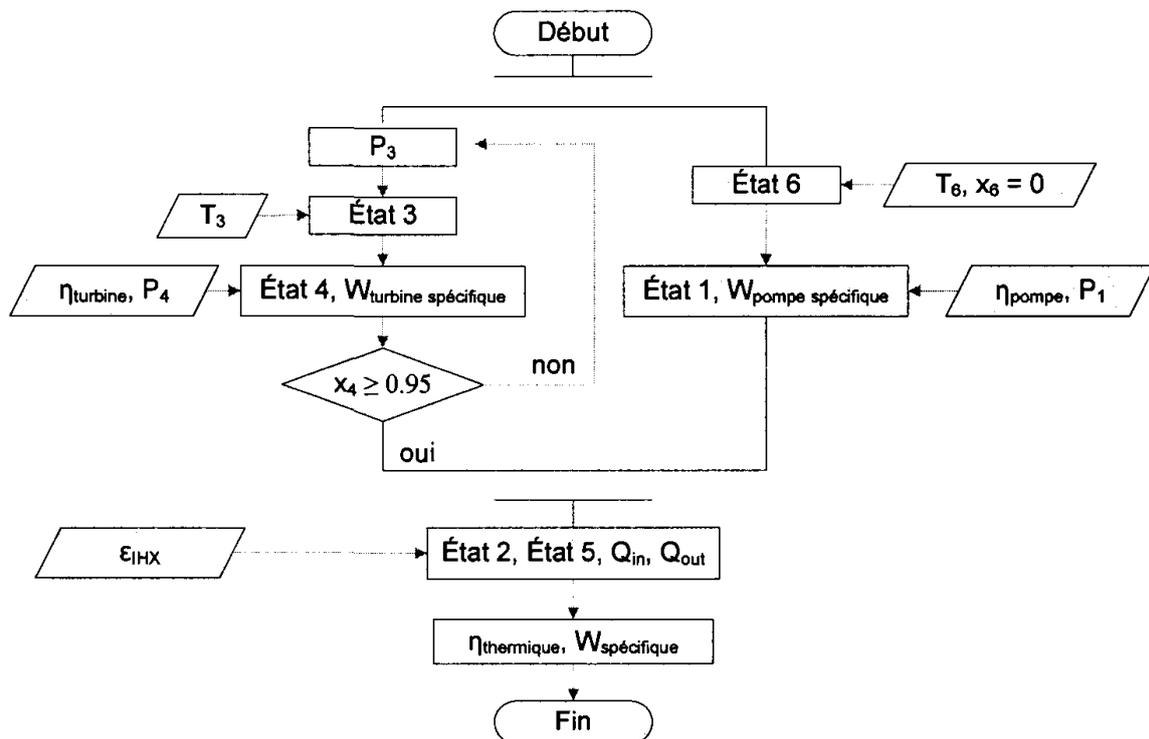


Figure 3-5 Méthodologie de l'analyse énergétique interne.

A partir des hypothèses, les états 3 et 6 sont connus. Avec ces états et les rendements de la turbine et de la pompe, les états 1 et 4 sont obtenus à l'aide des équations des rendements isentropiques. Pour la turbine, il faut s'assurer que le titre à la sortie est inférieur à 0,95, sinon une haute pression plus basse doit être choisie. Ensuite, le rendement du régénérateur permet de déduire les états 2 et 5 en utilisant la méthode s-NTU modifiée. Les quantités de chaleur entrant et sortant du système sont alors déduites. Finalement, tous les états étant connus, le rendement thermique et la puissance spécifique nette sont calculés. Le seul paramètre variable étant la haute pression, il suffit de le faire varier sur sa plage afin de visualiser le comportement des résultats.

5-Les fluides de travail utilisés :

L'expérience de ce travail se fait avec les fluides organiques purs comme montré dans le tableau 3.1. Il comprend 3 fluides de travail sélectionnés à partir de différentes études sur la sélection de fluide de travail de telle façon qu'il aura une gamme de température de la source de chaleur variant de 100°C jusqu'à 350°C. [33, 26 ,34] Les fluides sélectionnés sont:

- sobutane (r600a): pour les sources de chaleur à température inférieure à 150°C
- 1,1-Dichloro-1-fluoroethane (r141b): pour les sources de chaleur à température inférieure à 200°C ;
- Dodecamethylpentasiloxane (MD3M9): pour les sources de chaleur à température inférieure à 350 °C ;

Tableau 3.1: La température et pression critique pour différents fluides organiques purs qui peuvent être considéré comme fluide de travail. [26]

NOM	NOM COURTE	Pcrit (bar)	Tcrit (°C)
Les Hydrocarbures (HCs)			
Isobutane	R-600a	36.4	135
N-butane	R-600	37.9	152
Isopentane	R-601a	33.7	187
N-pentane	R-601	33.6	196
N-hexane	-	30.6	235
Cyclohexane	-	40.7	280
N-heptane	-	27.3	267
N-octane	-	25	296
N-nonane	-	22.7	321
Benzène	-	48.8	298
Toluène	-	41.3	319
Les Hydrofluorocarbures (HFCs)			
Difluoromethane	R-32	57.4	78
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	40.6	101
1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	37.6	73
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	31.9	124
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	28.7	101
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	34.1	139

1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	36.1	153
1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	R-245ca	38.9	174
Les Hydrochlorofluorocarbures (HCFCs)			
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123	36.6	183
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	36.2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	42.1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	40.6	137
Les Siloxanes			
Hexamethyldisiloxane	MM	19.1	245
Octamethyltrisiloxane	MDM	14.4	291
Decamethyltetrasiloxane	MD2M	12.2	326
Dodecamethylpentasiloxane	MD3M	9.3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane	D4	13.1	312
Les Alcools			
Méthanol	-	81	240
Ethanol	-	40.6	241

Isobutane (R600a) :

C'est un hydrocarbure de formule C_4H_{10} utilisé comme réfrigérant dans les réfrigérateurs à usage domestique, les appareils de réfrigération commerciale de petite taille et les distributeurs. Il est de plus en plus utilisé car son impact sur l'environnement est faible et il possède d'excellentes propriétés thermodynamiques. Il n'affecte pas la couche d'ozone (ODP=0) avec un potentiel de réchauffement de la planète GWP environ 15. Le classement de sécurité de A3, c.à.d. qu'il est non toxique mais extrêmement inflammable. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [27,28]:

- Point d'ébullition (1.013 bar) : -11.73 °C
- Température critique (°C) : 135.0 °C
- Limite supérieure d'inflammabilité (%): 12,5 % (v)
- Limite inférieure d'inflammabilité (%): 1,5 % (v)
- Pression de vapeur: 347,97 kPa (25 °C)
- Solubilité dans l'eau: 54 mg/l
- Température d'auto-inflammabilité: 287 °C
- Masse molaire: 58,12 g/mol

N-octane :

L'**octane** est un hydrocarbure saturé de la famille des alcanes, de formule brute C_8H_{18} . Il a dix-huit isomères. Ces diverses molécules comportent tous huit atomes de carbone. Donc il peut les substituer. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [23,30]:

- Masse molaire: 114.22 g/mol
- Température critique: 295°C
- Pression critique: 42.1bar
- Point de fusion: -56.8°C
- Température d'ébullition: 125.67 °C
- Température d'auto-inflammation: 220°C

N-butane (R600) :

Le R600a est un hydrocarbure de formule brute C_4H_{10} , qui a comme particularité d'avoir une température d'évaporation assez haute – 0.5 °C, et une capacité frigorifique volumétrique faible ce qui limite son champ d'application. Il est donc le candidat idéal pour la réfrigération domestique et le froid commercial de petite puissance. [27,28]:

- Point d'ébullition (1.013 bar) : -0.5 °C
- Température critique (°C) : 152.0 °C
- Limite supérieure d'inflammabilité (%): 6,5 % (v)
- Limite inférieure d'inflammabilité (%): 1,6 % (v)
- Pression de vapeur: 1.2 bar (20 °C)
- Solubilité dans l'eau: 54 mg/l
- Température d'auto-inflammabilité: 543 °C
- Masse molaire: 58,22 g/mol

Dichloro-1-fluoroethane (R141b) :

C'est un HCFC de formule CH_3CCl_2F non-toxique et sans couleur avec une petite valeur d'ODP égale à 0.11, une GWP environ 700 et une excellente stabilité chimique (il peut être stocké à la température ambiante sans décomposition). Ses propriétés chimiques sont semblables à ceux de CFC-11 (r11) et CFC-113 (r113), donc il peut les substituer. Il est inflammable donc il devrait être stocké dans l'endroit aéré sans flamme. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [23,30]:

- Masse molaire: 117g/mol
- Température critique: 210.2°C
- Pression critique: 46.4bar
- Point de fusion: -103,5 °C
- Température d'ébullition: 32 °C
- Point d'éclair: aucun n'entre -35 °C et 32 °C (point d'ébullition)
- Température d'auto-inflammation: 530 à 550 °C

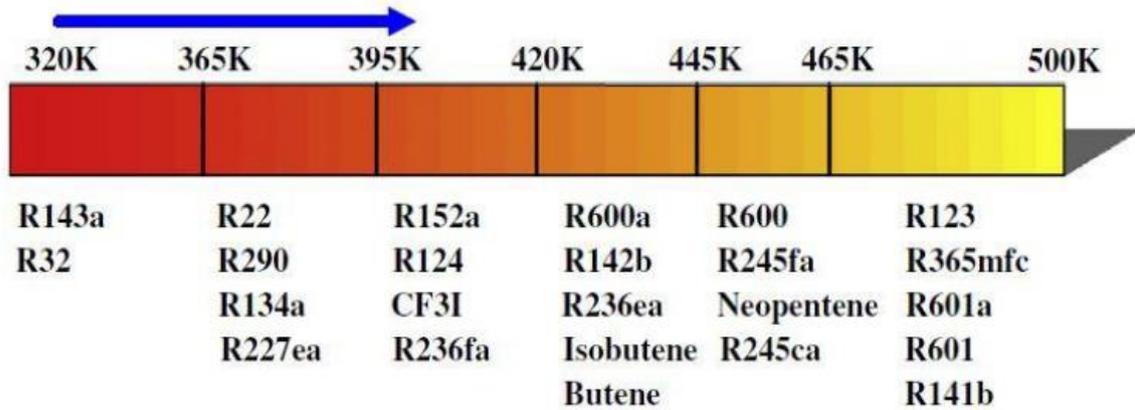


Figure 3.6: Les sélections optimales de fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [31]

Le tableau 3.2 ci-dessous montre les propriétés physiques et les données environnementales et de la sécurité des fluides de travail sélectionnés pour la simulation. Tous les fluides ont un GWP inférieure à 1000 même leurs ODP sont nulles sauf le R141b avec un ODP de 0.12 qui était choisi à cause de sa stabilité chimique. Il est visible aussi que tous les fluides ne sont pas toxiques mais les deux hydrocarbures sont extrêmement inflammables avec des petites vies atmosphériques.

Table 3.2: Données physiques et environnementales des fluides de travail utilisés dans la simulation. [32]

Fluides	Données Physiques			Groupeur de Sécurité	Données Environnementales		
	M [g/mol]	Tcrit [°C]	Pcrit [bar]		GWP 100an	ODP	Vie atm [an]
R600a	58.122	134.66	36.29	A3	~20	00	0.016
R600	166.95	152	37.9	A2	~20	0.12	9.2
n-octane	114.23	296	25	A3	~198	00	11,2
R141b	117	210.2	42.1	A2	~700	00	10,1

CHAPITER 4 :
APPLICATION POUR
RECUPERER LES REJETS
THERMIQUES

1- Présentation de la SCMI:

1.1.1-Historique :

L'histoire de création de la cimenterie de MEFTAH revient à des années avant l'indépendance d'où le nom d'une compagnie française (nord-africaine des matériaux de construction).

La **SNMC** (Syndicat National des Moiteurs canyon) a décidé de construire une nouvelle cimenterie à MEFTAH prévue pour une production de 1 million de tonnes de ciment par an. Le projet s'est inscrit dans le cadre du plan quadriennal 1970-1973. Elle a été individualisée par décision N°71-20 DI de mars 1971.

La formule de réalisation retenue est du lot par lot. Son coût s'est élevé à 680.000.000DA au lieu de 336.000.000 DA [1].

1.1.2-Activités et objectifs attendus :

La société des ciments de la Mitidja (S.C.M.I) Comprend 647 salariés, dont la principale activité étant la production et commercialisation des ciments.

La cimenterie de MEFTAH a été conçue pour produire 3.000 Tonnes de ciment par jour et 1 Million de Tonnes par an [1].

Les missions de l'usine sont les suivantes:

- Assurer la production du ciment selon les objectifs assignés.
- Gérer et maintenir les moyens de production.
- Gérer les ressources humaines.
- Informer et communiquer les informations comptables et les rapports périodiques d'activités à la direction.

1.2 Processus et étapes de fabrication du ciment :

La fabrication du ciment passe par des étapes selon un processus bien précis de l'extraction de la matière première jusqu'à l'expédition de la matière finale (le ciment).

1.2.1 Processus de fabrication du ciment :

Avant d'arriver aux produits finis, un mélange de matière première va passer par différentes phases durant lesquelles la matière va subir une transformation chimique et cristalline importante. La fabrication et l'expédition du ciment passe par 5 zones essentielles :

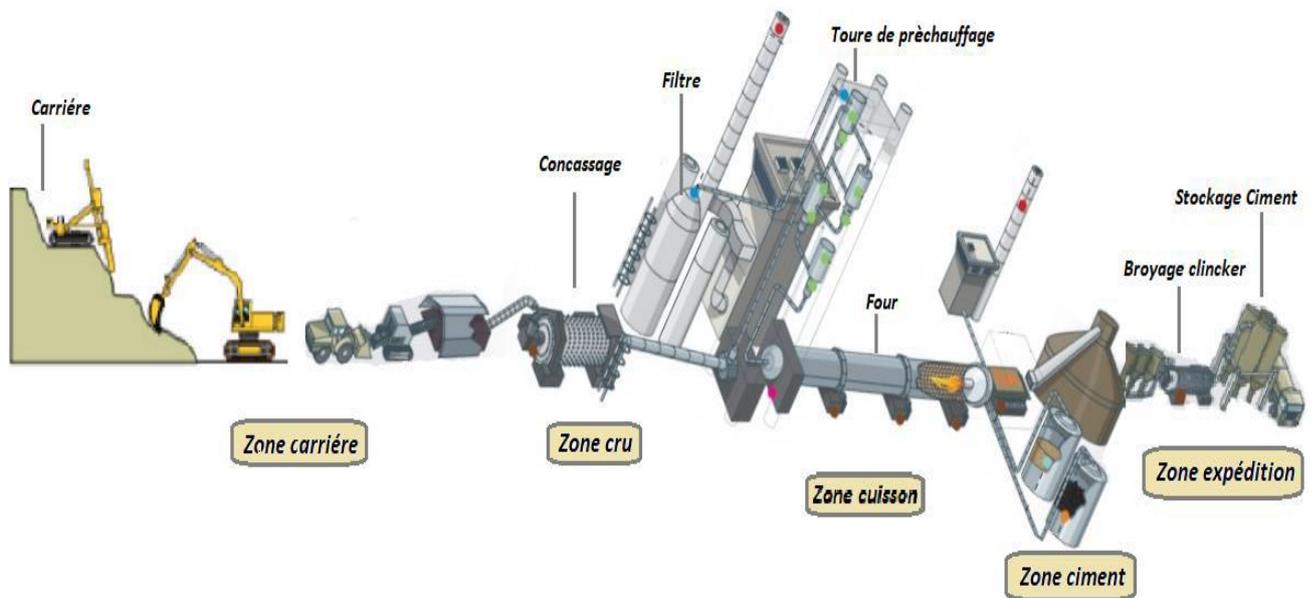


Figure 4.1 : La ligne de production du ciment.

1.2.1.1 Zone de carrière :

Les matières premières (calcaire, Argile) qui entrent dans la fabrication du ciment sont extraites de carrières (à ciel ouvert), et cela en passant par deux étapes :

- **L'extraction des matières premières :**

L'argile et le calcaire sont prélevés des parois rocheuses à la pelle mécanique, par abattage à l'explosif, les roches sont rassemblées par un bulldozer ensuite chargées dans des camions et transportées vers leurs trémies respectives.

- **Concassage :**

C'est une opération destinée à la réduction des blocs obtenus pendant l'extraction ; une fois que ces derniers soient déchargés, ils sont dirigés à l'aide d'un ATM1 vers deux concasseurs KHD1000 T/h et FCB 450 T/h (figure4.2).

Après concassage la matière première est transportée à l'usine par des tapis roulants pour être stockée dans deux halls sous forme de tas : hall calcaire et hall ajouts (Argiles, sable, fer) [1].

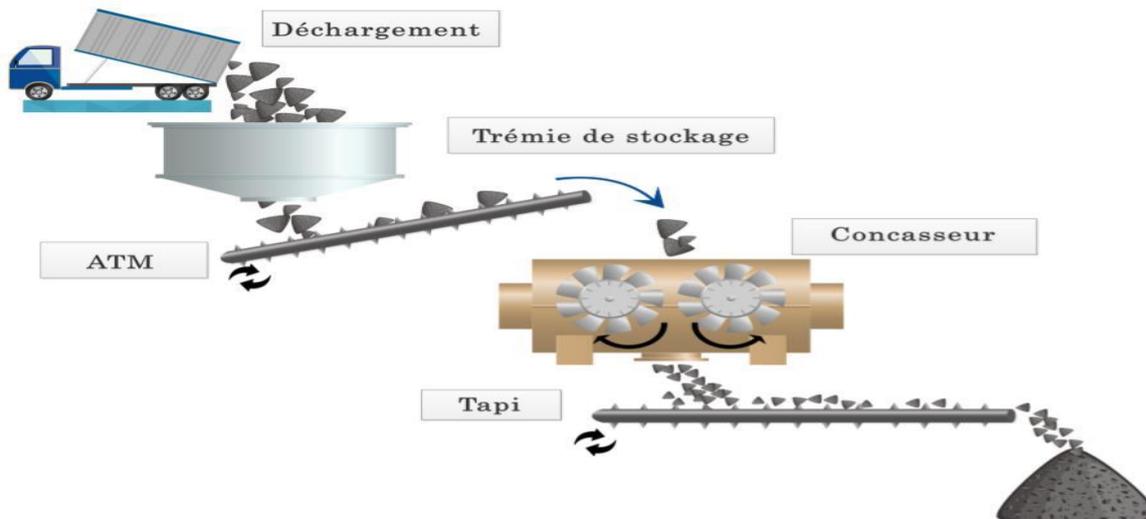


Figure 4.2 : Déchargement et concassage des blocs de calcaire et argile.

1.2.1.2 Zone crue :

La zone crue reçoit les matières premières concassées en amont pour les transformer en farine. Cette dernière est destinée à l'alimentation du four.

- **La pré-homogénéisation :**

En général, deux constituants sont utilisés pour la préparation du cru : le calcaire et l'argile. Après le concassage de ces deux constituants de base on obtient une granulométrie de « 0 à 25mm ». Les deux composants sont acheminés vers l'usine par des transporteurs couverts, puis les matières premières sont stockées dans deux halls de pré homogénéisation.

- **Hall calcaire :**

Le grateur portique (à palettes) sert à gratter le calcaire en se déplaçant en translation de tas en tas et jette la matière sur le tapis pour la transporter à la trémie calcaire.

- **Hall ajouts :**

Il existe deux grateurs semi portiques (à palettes) qui servent à gratter les ajouts (argile, sable, fer), il déverse les produits sur les bandes transporteuses (les tapis T6, T7, T8, T9 et T11) jusqu'aux trémies.

Il existe 4 trémies (calcaire, fer, argile, sable). Le dosage de ces différents constituants du ciment est comme suit :

- Calcaire 80%
- Argile 20%
- Sable 2%
- Fer 1%

Le produit est acheminé par le transporteur (tapis T13) vers le broyeur à marteau qui sert à concasser la matière.

- **Pré-broyage et séchage (APS) :**

L'intérêt de l'Atelier de Pré-broyage et Séchage (APS) est la diminution du taux d'humidité des matières, surtout celui du calcaire et de l'argile (de 10% jusqu'à 7%), et ce grâce au « circuit gaz », qui permet de refouler l'air chaud du four dans la tour de conditionnement ainsi que le concasseur, de manière à chauffer la matière afin qu'elle puisse être broyée.

Mise à part le sable, qui est versé directement dans le broyeur sans passer par l'APS, les trois autres matières sont versées par le biais des doseurs sur un tapis menant vers les trémies du concasseur à marteaux.

Le mélange est aspiré par des ventilateurs à air chaud vers le séparateur statique qui a pour rôle de séparer la matière de différentes granulométries :

- Les grosses particules de refus sont dirigées vers le broyeur à boulets.
- Les fines particules sont envoyées vers le stockage (silos d'homogénéisation)

- **Broyage cru :**

Toutes les grosses particules de refus issues du séparateur statique en plus du sable passent dans le broyeur à boulets. L'élévateur à godets² transporte la matière broyée vers le séparateur dynamique ; ou le produit tourne à vitesse continue sur un plateau dispersé, les grosses particules (rejet) tombent sur l'Aéroglossière³ et sont redirigées au broyeur à boulets pour être broyées de nouveau, tandis que les petites particules sont envoyées vers les silos de stockage. La Figure (4.3) ci-dessous résume le fonctionnement de l'APS et le broyage cru.

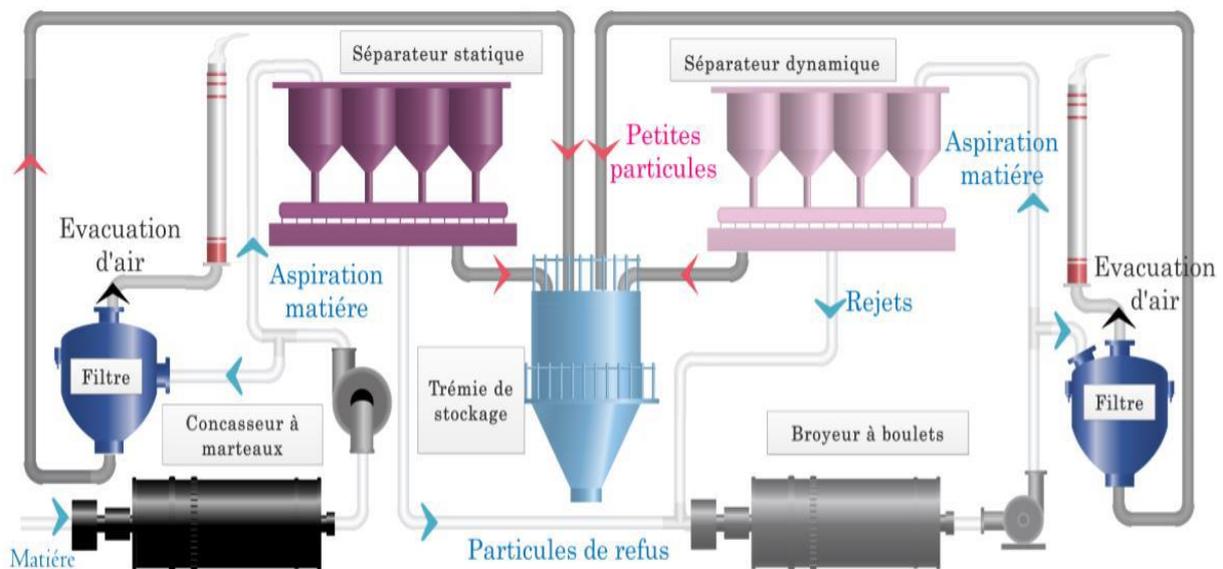


Figure 4.3 : Schéma explicatif de l'APS et le broyage cru.

- **Homogénéisation :**

Le produit sera mélangé dans les silos H1, H2 pour être prêt au stockage. La capacité de stockage de chaque silo est de 10 000T. Chaque silo est équipé de deux sorties latérales pouvant assurer la totalité du débit farines vers le four.

1.2.1.3 Zone cuisson :

Au cours du cycle de fabrication du ciment, la zone cuisson reçoit la farine en amont pour la transformer en clinker en aval, cela ne se fait qu'en passant par plusieurs étapes .

- **Préchauffage :**

La matière crue est introduite dans une tour de préchauffage à 800 °C avant de rejoindre le four rotatif vertical ou elle est portée à une température de 1450 °C.

Le préchauffage se fait dans une série de cyclones, disposés verticalement sur plusieurs étages, appelée « préchauffeur ». La matière froide, introduite dans la partie supérieure, se réchauffe au contact des gaz. D'étage en étage, elle arrive partiellement décarbonatée, jusqu'à l'étage inférieur, à la température d'environ 800°C [1].

- **Le four rotatif :**

La cuisson se produit dans le four, ce dernier est constitué de la zone de décarbonatation (900°C), la zone de transition (1050°C) et la zone de cuisson (1450°C) à cette température appelée température de clintérisation, des réactions physicochimiques se produisent et donnent lieu à la formation d'un produit qu'on appelle le clinker [1].

- **Le refroidissement :**

A la sortie du four, il y a le refroidisseur à grilles, et chaque grille est constituée de deux (2) chambres une fixe et l'autre mobile, les grilles sont inclinées à 3 degrés et sont animées d'un mouvement de va et vient à l'aide d'un vérin à double effet .

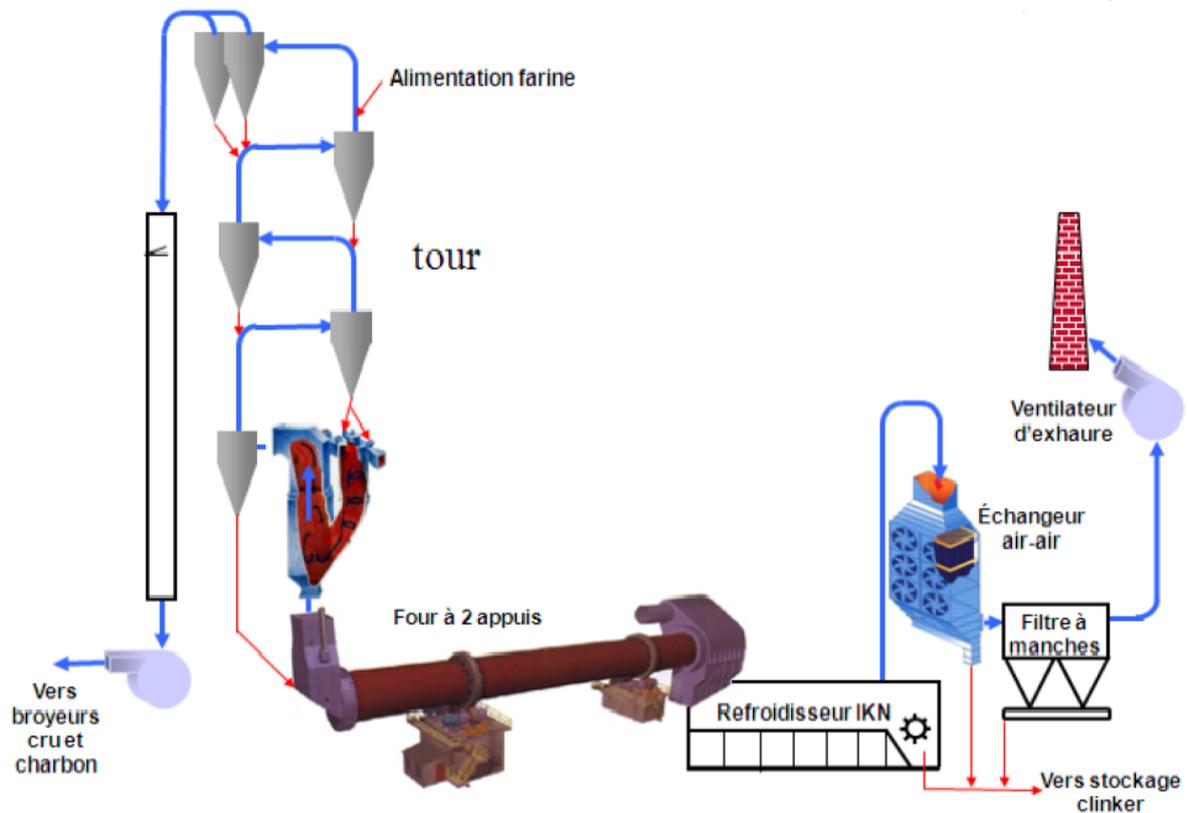


Figure 4.4: Schéma explicatif des étapes de cuisson.

1.2.1.4 Zone ciment :

Cette zone est composée de deux lignes identiques **BK1** et **BK2** avec un débit de 180 t/h chacune de production du ciment.

- **Remplissage en trémies :**

Le clinker, gypse et le tuf sont acheminés vers leurs trémies correspondantes, le remplissage de la trémie clinker se fait à travers le tapis T16 qui vient s'approvisionner de clinker stocké dans les silos de stockage, puis vient l'élévateur à godets qui achemine le clinker pour remplir la trémie.

- **Broyage du ciment :**

Les matières citées antérieurement sont transportées sur un tapis vers le broyeur ciment, la matière broyée sera transportée par un élévateur à godets, ensuite elle sera déversée dans le séparateur dynamique. Le séparateur sépare les éléments suffisamment fins des autres qui sont renvoyés au broyeur. Enfin le ciment est transporté vers les silos de stockage.

1.2.1.5 Zone expédition :

Le ciment est stocké dans les silos (08 silos de 5 000 tonnes chacun) avant d'être livré en vrac dans des citernes ou d'être conditionné en sac de 50 kg.

- **Expédition en vrac :**

Elle est réalisée par 02 postes vrac de 200 t/h chacun. Le remplissage se fait par un flexible (oscilloscope) branché au fond d'une trémie et qui est dirigé par l'opérateur pour le mettre à l'intérieur de la bouche de la cocotte des camions pour les remplir.

- **Expédition en sac :**

Elle est réalisée par 04 ensacheuses de 120 t/h chacune. Les sacs de 50 kg sont chargés sur des camions à bennes.

1.3- Schéma général du processus :

Nous pouvons résumer toutes les étapes de la fabrication du ciment dans le schéma synoptique ci-dessous (figure 4.5):

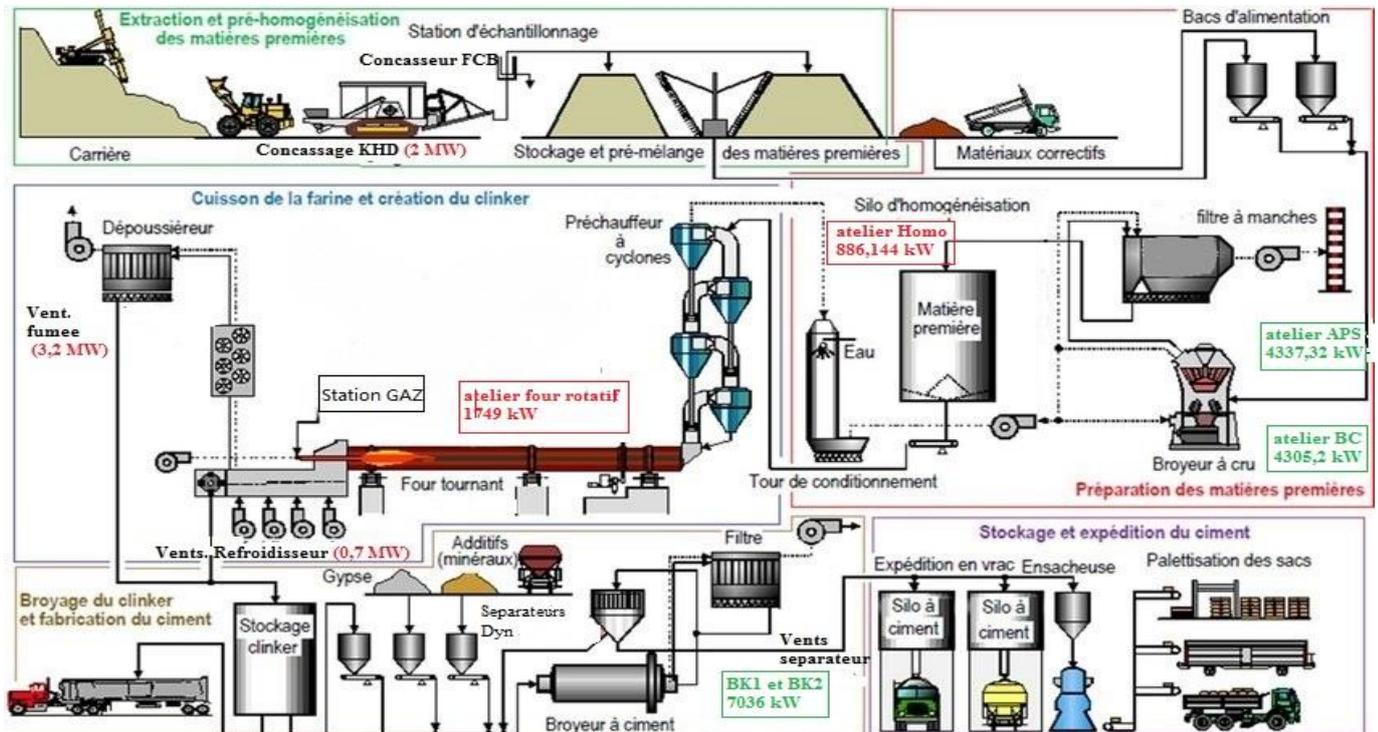


Figure 4.5 : Schéma synoptique générale du processus.

1.4 Analyse fonctionnelle du processus :

L'analyse fonctionnelle est une démarche qui consiste à caractériser les fonctions d'un processus. Dans cette partie nous allons aborder et analyser le fonctionnement de chaque zone, en citant les séquences existantes. Chaque séquence dispose d'un matériel et des équipements classés d'après leurs natures en deux parties : des consommateurs et des capteurs analogiques et numériques.

1.4.1 Découpage séquentiel de la zone carrière :

La zone carrière se compose de trois ateliers (atelier KHD, atelier FCB, atelier reprise et Hasmag), chaque atelier se décompose en séquences qui se relient entre elles par une chronologie de marche et d'arrêt. Le manque de données nous a empêchés de les mentionner.

1.4.2 Découpage séquentiel de la zone crue:

La zone broyage cru se compose de trois ateliers (atelier APS, atelier broyeur cru, atelier homogénéisation), dont elle se compose de sept (7) séquences :

- Séquence dosage matière première.
- Séquence pré broyage et séchage APS.
- Séquence générateur de gaz.
- Séquence broyeur cru.

- Séquence BC : lubrification et entrainement.
- Séquence filtre AAF1.
- Séquence transport de farine.

Les vues synoptiques des ateliers APS et Broyage Cru nous donnent une vision générale sur le découpage séquentiel de la zone ou les deux figures (4.6), (4.7) illustrent tous les composants et les équipements des ateliers.

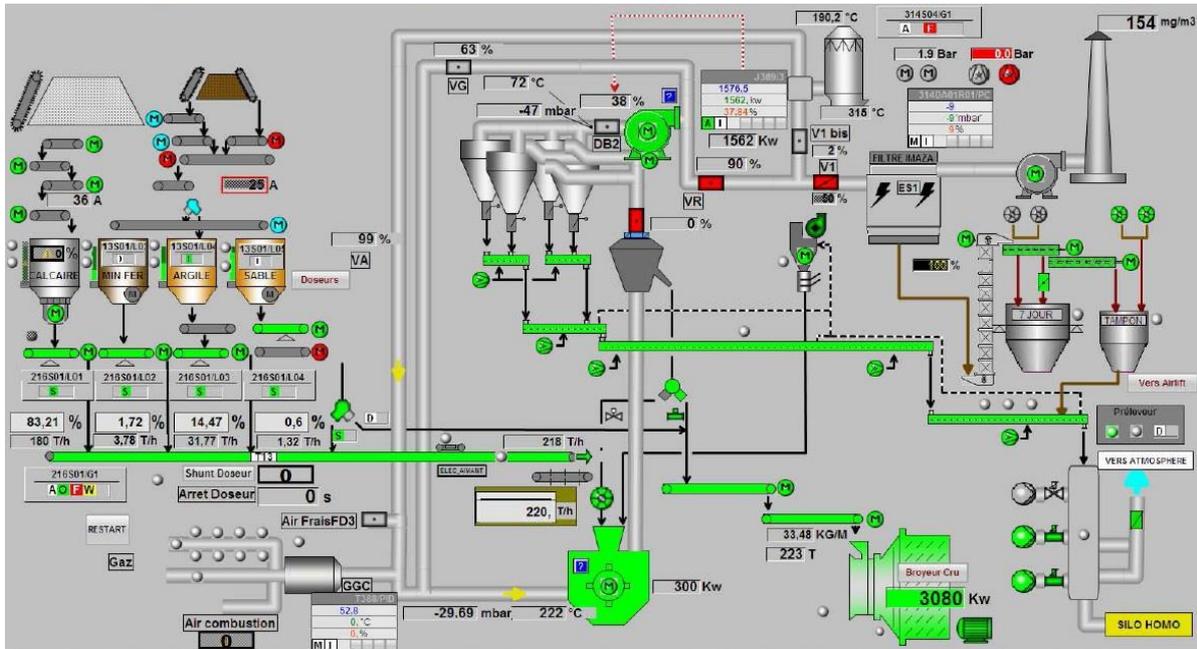


Figure 4.6 : Vue synoptique de l'atelier APS.

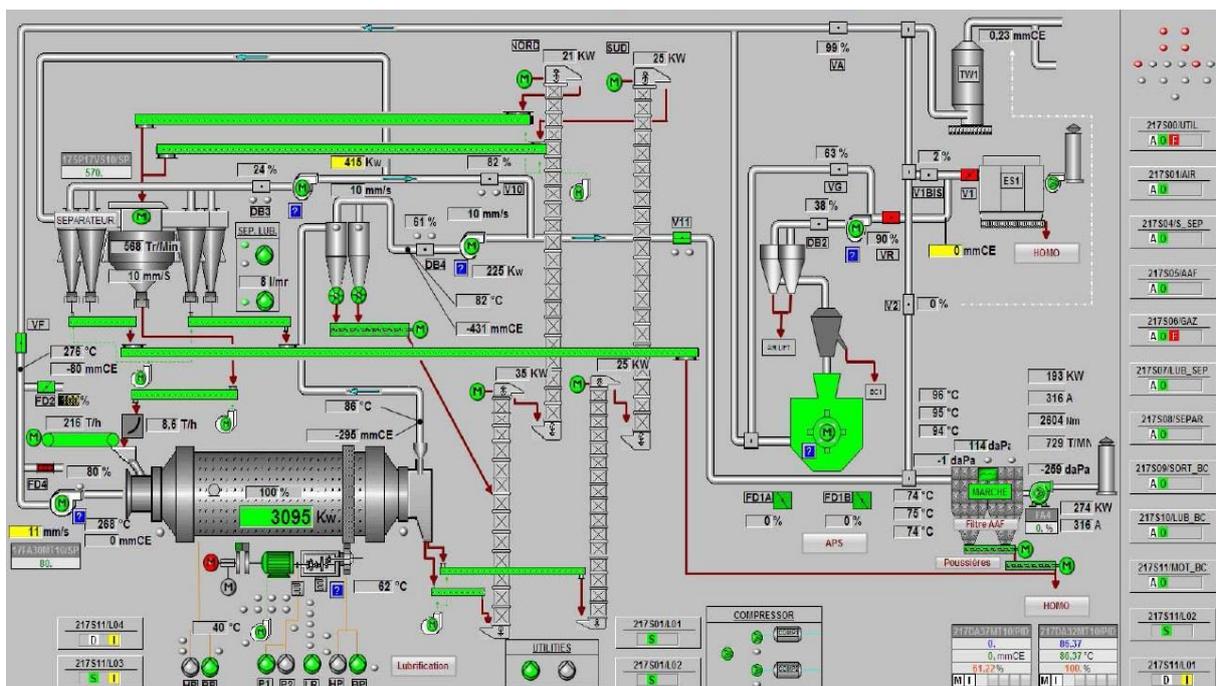


Figure 4.7 : Vue synoptique de l'atelier broyeur cru.

1.4.3 Découpage séquentiel de la Zone cuisson :

La zone cuisson se compose de trois ateliers (atelier préchauffage, atelier four, atelier refroidisseur), dont elle se compose de sept (7) séquences :

- Séquence poussière four
- Séquence filtre AAF2.
- Séquence générateur de gaz.
- Séquence moteur four.
- Séquence moteur principale refroidisseur.
- Séquence transport clinker.
- Séquence lubrification.
- Séquence auxiliaire.

La figure (4.8) représente la vue synoptique des ateliers préchauffage et le four rotatif. L'atelier de préchauffage contient deux circuits dont chacun comporte cinq cyclones. Ces derniers sont disposés à des niveaux différents dont la température croit à chaque fois qu'on se rapproche du four. L'objectif est que la matière crue arrive au four à une température supérieure à 800°C. A partir de ce synoptique, nous pouvons estimer les différentes séquences de ces ateliers.

La figure (4.9) représente la vue synoptique de l'atelier refroidisseur et ses différents constituants (refroidisseur à grille, vérin à double effets, grille d'un mouvement va et vient...).

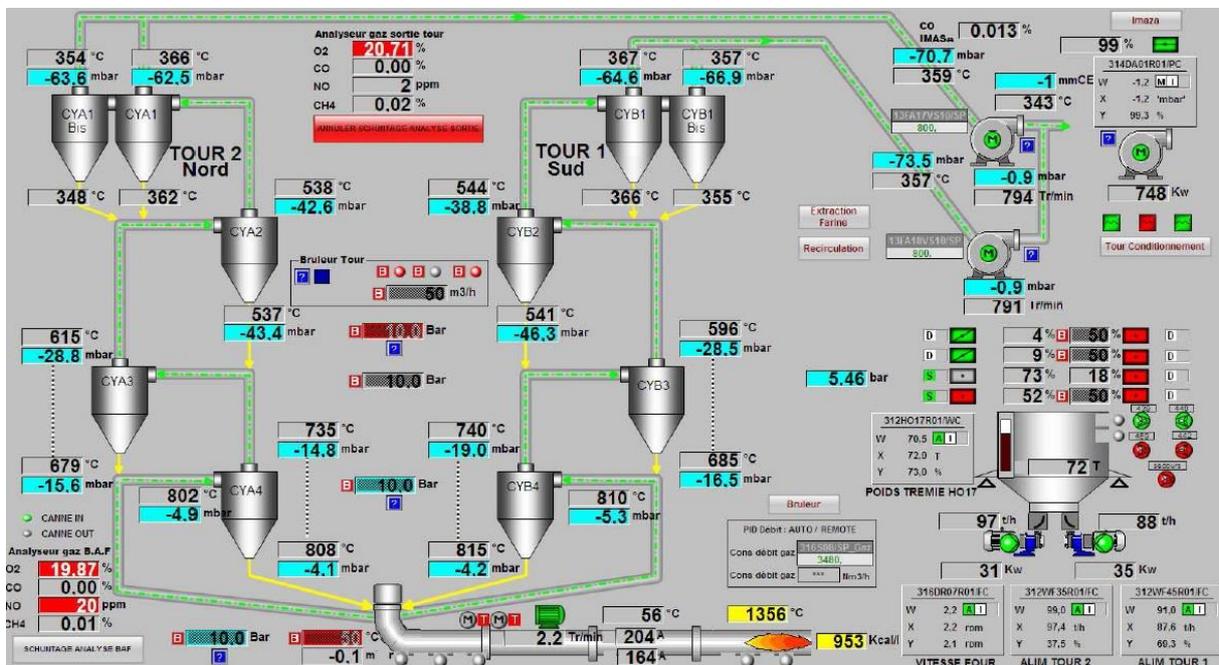


Figure 4.8 : Vue synoptique des ateliers préchauffage et four rotatif.

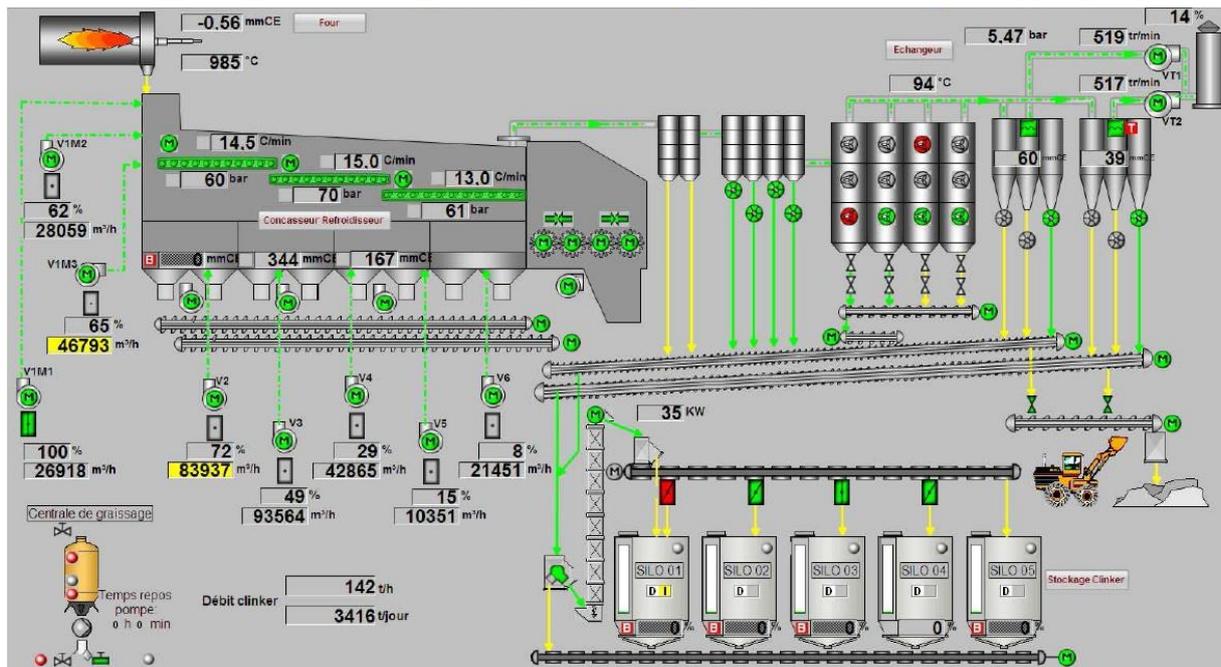


Figure 4.9 : Vue synoptique de l'atelier refroidisseur.

1.4.4 Découpage séquentiel de la zone ciment :

La zone ciment se compose de deux ateliers identiques (atelier broyeur ciment 1 et atelier broyeur ciment 2), dont chaque atelier se compose de sept (7) séquences avec une séquence commune entre les deux ateliers :

- Séquence transport ciment.
- Séquence auxiliaire.
- Séquence circuit gaz.
- Séquence circuit fermée.

- Séquence moteur broyeur.
- Séquence alimentation.
- Séquence lubrification séparateur.

La figure (4.10) représente les deux ateliers BK1 et BK2, le découpage séquentiel de l'atelier BK2 est bien détaillé dans un schéma explicatif (voir l'annexe 1).

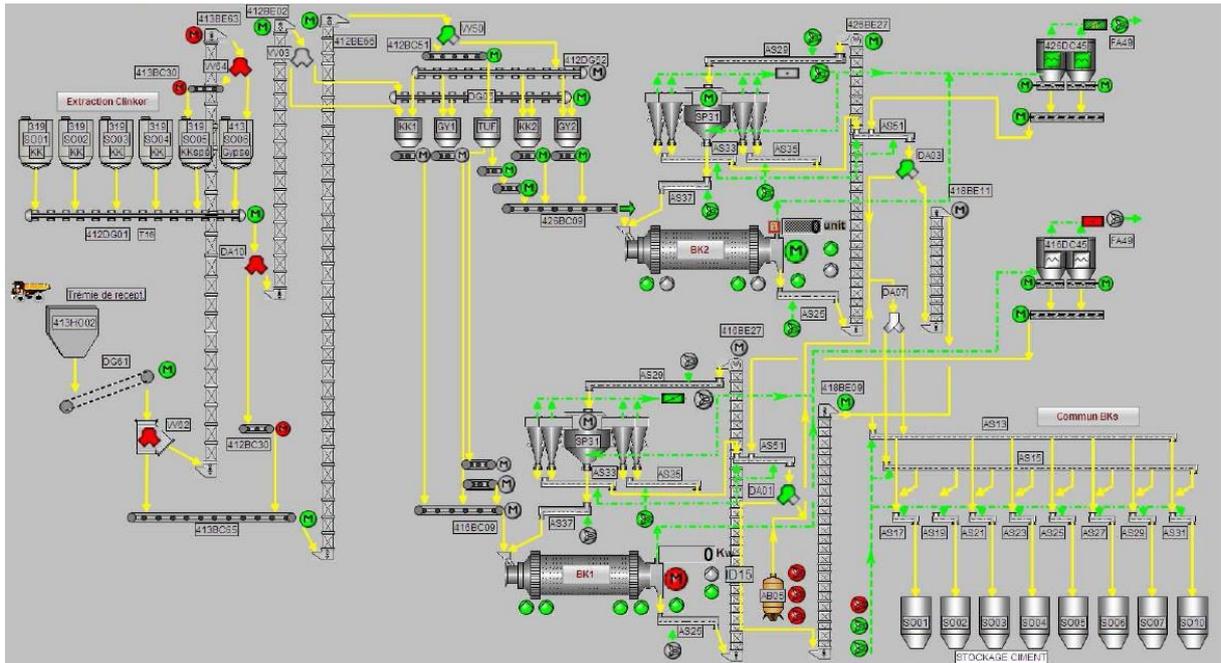


Figure 4.10: Vue synoptique de la zone cuisson.

1.4.5 Découpage séquentiel de la zone expédition :

La zone expédition se compose de deux ateliers: l'atelier expédition en vrac est constitué de deux trémies alors que l'atelier expédition en sac est constitué d'un ensemble d'ensacheuses (figure 4.11).

Les deux ateliers fonctionnent séparément alors qu'il existe des séquences en commun de transport du ciment entre eux, Le manque de données nous a empêchés de mentionner les séquences fonctionnelles de cette zone.

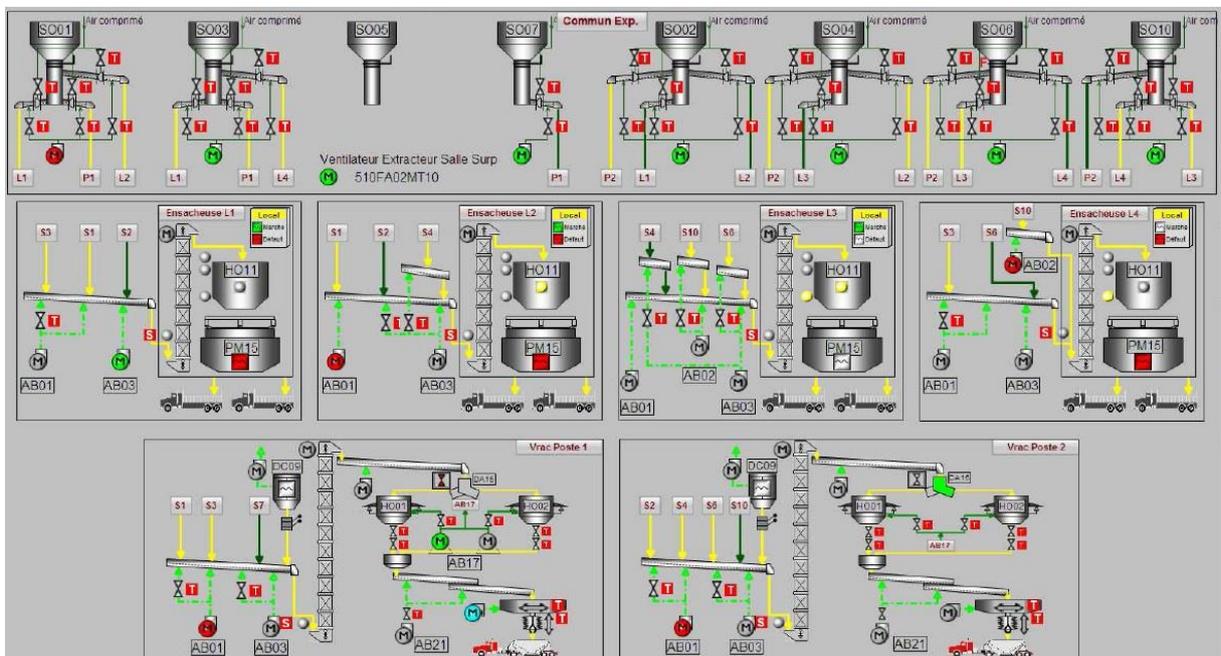


Figure 4.11 : Vue synoptique de la zone expédition.

2-Conclusions pour le choix de l'emplacement de la machine Rankine :

D'après notre visite à l'usine de CSMN, et notre analyse de procès de fabrication de ciment on a constaté qu'il y a trois emplacements possibles pour la machine Rankine :

Avant la rentrée de l'échangeur air/air ;

- La pression $P(1) = -255 \text{ Pa}$
- La température $T(1) = 300 \text{ °C}$
- Le débit $Q' = 206\,377 \text{ Nm}^3/\text{h}$

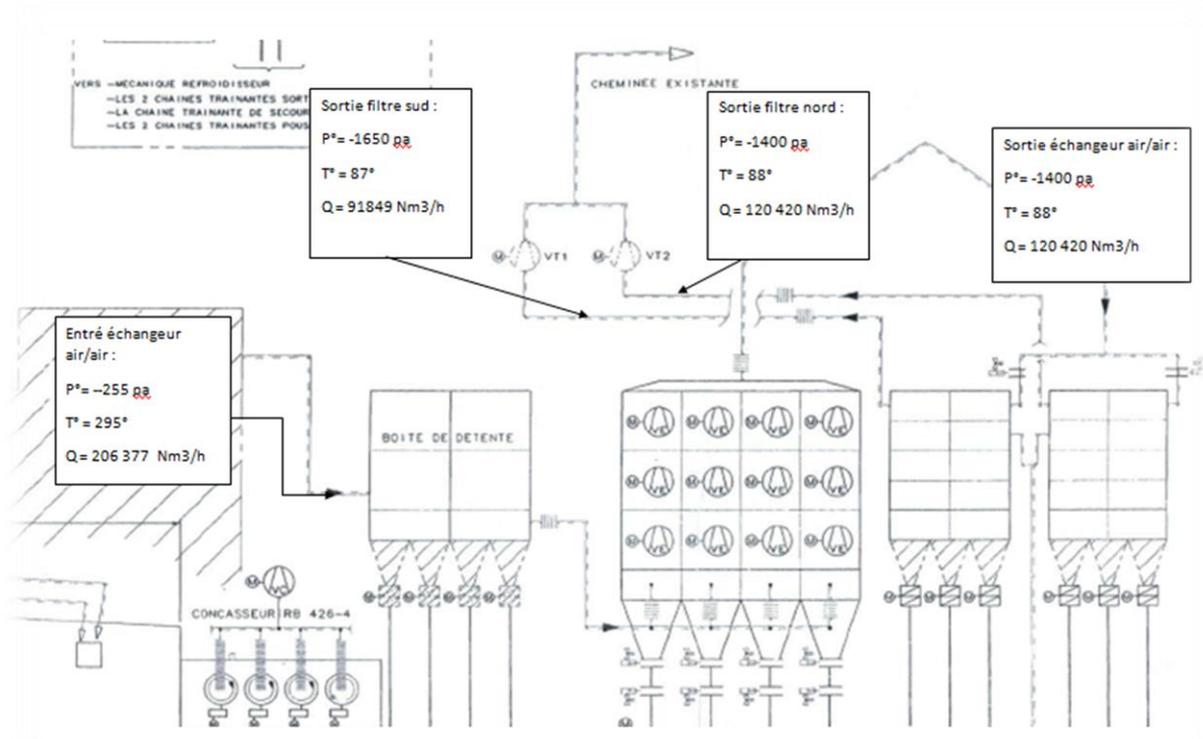


Figure 4.12 le schéma qui montre la différence de température à la rentrée de l'échangeur et la sortie

Avant la rentrée de filtre AAF1 ;

- La pression $P(2) = -414 \text{ Pa}$
- La température $T(2) = 156 \text{ °C}$
- Le débit $Q'(2) = 189953 \text{ Nm}^3/\text{h}$

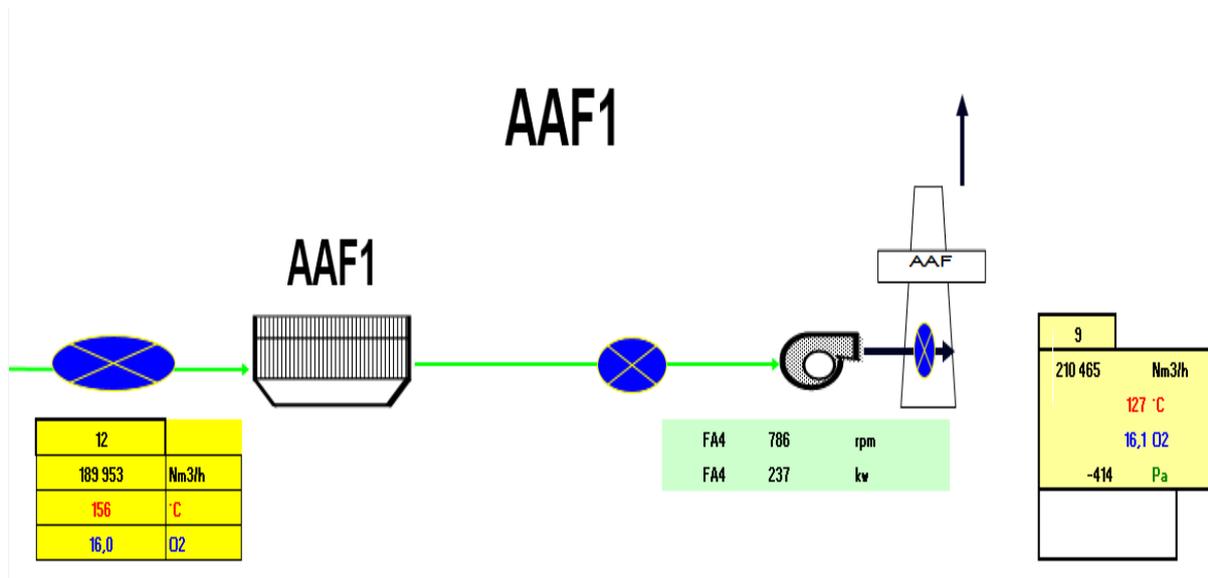


Figure 4.13 le schéma qui monter la déferéce de température a la rentrée de AAF1 et la sortie.

Avant la rentrée de filtre AAF2 ;

- La préssion P(3) =
- La température T(3) = 135°C
- Le débit Q'(3) = 414763 Nm³ /h

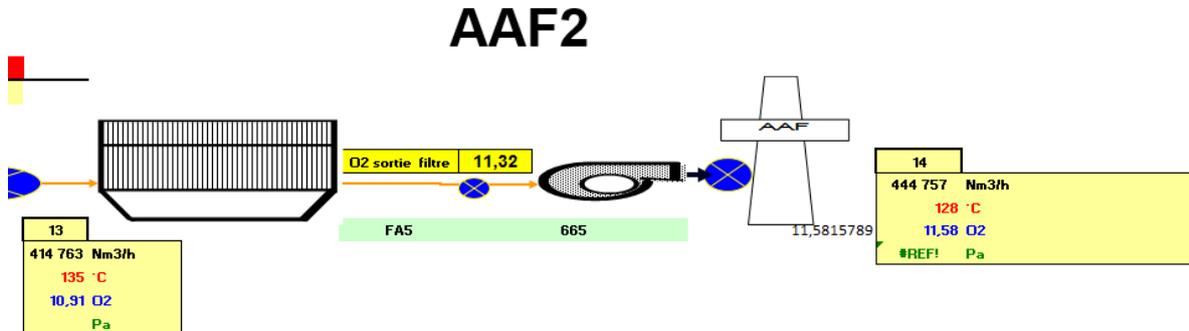


Figure 4.14 le schéma qui monter la déferéce de température a la rentrée de filtre AAF2 et la sortie.

On choisi c'est point la parce que La température a la rentrée de l'échangeur aire/aire qui sert à diminuer la température des gaz brûlés, donc la température à la sortie de l'échangeur air/air elle sera faible par rapport à la rentrée comme il y montrée donne la figure(4.13),et la même chose pour les points (2) et point (3) comme et montrée donne la figure (4.13) et la figure (4.14) (La température a la rentrée des filtres AAF1 et AAF2 et plus élevé à la sortie de des filtres) ;et la nature des gaz brulé a aussi a jouer un rôle important dans notre décision ,elle est vraiment très sèche, elle contient pas de l'humidité au des gouttelettes d'eau ,par

conséquent, nous concluons qu'il est peu probable que le Phénomène de l'érosion capte notre échangeur de ORC , pour ces deux raisons la on choisi de prendre ses trois point.

3-Choix du logiciel :

Le logiciel EES [KLEIN, 2007] a été choisi pour réaliser l'ensemble des études, car il présente plusieurs avantages. Premièrement, il possède une librairie permettant d'estimer les valeurs des propriétés thermo physiques d'une grande variété de fluides,

Ceci permet alors d'utiliser un seul programme au lieu de devoir coupler un logiciel de résolution comme Matlab avec un logiciel de propriétés comme REFPROP [LEMMON et coll., 2002]. Il serait également possible d'établir les propriétés à l'aide de corrélations, mais l'accent de ce projet est davantage mis sur l'analyse du cycle plutôt que sur le développement de méthodes de calcul des propriétés. De plus, le fluide de travail utilisé a des propriétés connues et précises même dans la zone supercritique, ce qui justifie l'utilisation d'un logiciel comme EES pour ce fluide.

Deuxièmement, le logiciel EES possède plusieurs méthodes numériques intégrées. Etant donné encore une fois que dans ce projet, l'accent est mis davantage sur l'analyse plutôt que sur la programmation des méthodes numériques, le choix de EES est judicieux. Il suffit d'écrire les équations du cycle de manière à construire un système d'équations bien posé. EES utilise alors une variante de la méthode de Newton pour résoudre le système d'équations linéaires ou non linéaires. De plus, les techniques de matrices creuses sont employées pour améliorer l'efficacité du calcul. La convergence est également améliorée par le changement du pas de calcul et par l'utilisation de l'algorithme de Trajan qui permet de segmenter un problème en plusieurs ensembles [KLEIN, 2007]. Différentes techniques d'optimisation sont également disponibles avec un maximum de 10 degrés de liberté. Pour un cas avec un seul degré de liberté, la détermination de l'optimum peut se faire avec deux méthodes : une approximation quadratique successive appelée méthode de Brent ou la méthode Golden Section search. Lorsque le nombre de degrés de liberté est supérieur à l'unité, EES utilise la méthode de Brent à plusieurs reprises pour trouver l'optimum en suivant un cheminement particulier déterminé soit par un algorithme de recherche directe, nommé méthode de Powell, soit par la méthode du gradient conjugué.

4-Les résultats obtenus pour chaque emplacement :

- production de travail pour le point 1 ($T_6 = 156^\circ\text{C}$)

Table 4.1 : Les résultats pour le fluide de travail (R600) à la température de source chaude de ($T=156^\circ\text{C}$).

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

$\eta_{cyc} = 0,2294$	$\eta_{pump} = 0,9$	$\eta_{turbine} = 0,85$	$h_1 = 276,8$ [kJ/kg]	$h_2 = 283,1$ [kJ/kg]	$h_3 = 327,1$ [kJ/kg]
$h_4 = 790$ [kJ/kg]	$h_5 = 666,6$ [kJ/kg]	$h_6 = 633,5$ [kJ/kg]	$hs_2 = 282,4$ [kJ/kg]	$hs_5 = 685,1$ [kJ/kg]	$p_1 = 3,027$ [bar]
$p_2 = 35$ [bar]	$p_3 = 35$ [bar]	$p_4 = 35$ [bar]	$p_5 = 3,027$ [bar]	$p_6 = 3,027$ [bar]	$p_b = 35$ [bar]
$p_c = 3,027$ [bar]	$q_{add} = 462,9$ [bar]	$q_{rej} = 356,7$ [kJ/kg-K]	$s_1 = 1,264$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 1,266$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,406$ [kJ/kg-K]
$s_4 = 2,594$ [kJ/kg-K]	$s_5 = 2,538$ [kJ/kg-K]	$s_6 = 2,433$ [kJ/kg-K]	$ss_2 = 1,264$ [kJ/kg-K]	$ss_5 = 2,594$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 305,3$ [K]
$T_2 = 307$ [K]	$T_3 = 324,6$ [K]	$T_4 = 429,2$ [K]	$T_5 = 324,6$ [K]	$T_6 = 307$ [K]	$T_{s_2} = 306,8$ [K]
$T_{s_5} = 334,2$ [K]	$T_{max} = 429,2$ [K]	$work = 106,2$ [kJ/kg]	$x_1 = 0$		

A cet emplacement on a une température de source chaude qui est égale a $T=156^{\circ}\text{C}$ pour cette température on choisie le R600 comme fluide de travaille, ce fluide travaille nous a donné un bon rendement de cycle $\eta_{cyc} = 22.94\%$ et un bon travail net de cycle $w_{net} = 106.2$ kJ/kg.

-Production de travaille pour Pointe2 :

Table 4.2: Les résultats pour le fluides de travail (R600a) à la température de source chaude de ($T=135^{\circ}\text{C}$)

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

$\eta_{cyc} = 0,1995$	$\eta_{pump} = 0,9$	$\eta_{turbine} = 0,85$	$h_1 = 375,5$ [kJ/kg]	$h_2 = 383,8$ [kJ/kg]	$h_3 = 444,4$ [kJ/kg]	$h_4 = 861,9$ [kJ/kg]
$h_5 = 749,6$ [kJ/kg]	$h_6 = 709,7$ [kJ/kg]	$hs_2 = 383$ [kJ/kg]	$hs_5 = 766,4$ [kJ/kg]	$p_1 = 3,027$ [bar]	$p_2 = 29$ [bar]	$p_3 = 29$ [bar]
$p_4 = 29$ [bar]	$p_5 = 3,027$ [bar]	$p_6 = 3,027$ [bar]	$p_b = 29$ [bar]	$p_c = 3,027$ [bar]	$q_{add} = 417,4$ [kJ/kg]	$q_{rej} = 334,2$ [kJ/kg]
$s_1 = 2,633$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 2,661$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 2,642$ [kJ/kg-K]	$s_4 = 3,955$ [kJ/kg-K]	$s_5 = 3,903$ [kJ/kg-K]	$s_6 = 3,773$ [kJ/kg-K]	$ss_2 = 2,633$ [kJ/kg-K]
$ss_5 = 3,955$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 293,1$ [K]	$T_2 = 296,4$ [K]	$T_3 = 318,2$ [K]	$T_4 = 408,2$ [K]	$T_5 = 318,2$ [K]	$T_6 = 296,4$ [K]
$T_{s_2} = 293,1$ [K]	$T_{s_5} = 327,2$ [K]	$T_{max} = 408,2$ [K]	$work = 83,28$	$x_1 = 0$		

A cet emplacement on a une température de source chaude qui est égale a $T=135^{\circ}\text{C}$ pour cette température on choisie le R600a comme fluide de travaille, ce fluide travaille nous a donné un bon rendement de cycle $\eta_{cyc} = 19.95\%$ et un bon travail net de cycle $w_{net} = 83.28$ kJ/kg.

-Production de travaille pour Pointe 3 :

Le table 4.3 : les résultats obtenus pour deux fluide de travaille déferont le n-octane et le R141b, pour la même température de source chaude $T=300^{\circ}\text{C}$.

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

$\eta = 0,2671$	$\eta_{cyc2} = 0,3351$	$\eta_{pump} = 0,9$	$\eta_{pump2} = 0,9$	$\eta_{turbine} = 0,85$	$\eta_{turbine2} = 0,85$
$h_1 = 118,2$ [kJ/kg]	$h_2 = 122,2$ [kJ/kg]	$h_3 = 429,7$ [kJ/kg]	$h_4 = 887,8$ [kJ/kg]	$h_5 = 699,2$ [kJ/kg]	$h_6 = 453,9$ [kJ/kg]
$h_{12} = 54,45$ [kJ/kg]	$h_{22} = 60,84$	$h_{32} = 173,5$ [kJ/kg]	$h_{42} = 528,7$ [kJ/kg]	$h_{52} = 362,1$	$h_{62} = 290,6$ [kJ/kg]
$h_{s2} = 121,8$ [kJ/kg]	$h_{s5} = 727,5$ [kJ/kg]	$h_{s22} = 60,2$ [kJ/kg]	$h_{s52} = 387,1$ [kJ/kg]	$p_1 = 0,2$ [bar]	$p_2 = 24$ [bar]
$p_3 = 24$ [bar]	$p_4 = 24$ [bar]	$p_5 = 0,2$ [bar]	$p_6 = 0,2$ [bar]	$p_{12} = 0,5$ [bar]	$p_{22} = 39$ [bar]
$p_{32} = 39$ [bar]	$p_{42} = 39$ [bar]	$p_{52} = 0,5$ [bar]	$p_{62} = 0,5$ [bar]	$p_b = 24$ [bar]	$p_{b2} = 39$ [bar]
$p_c = 0,2$ [bar]	$p_{c2} = 0,5$ [bar]	$q_{add} = 458,1$	$q_{add2} = 355,2$	$q_{rej} = 335,7$	$q_{rej2} = 236,2$
$s_1 = 0,3659$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 0,367$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,124$ [kJ/kg-K]	$s_4 = 1,991$ [kJ/kg-K]	$s_5 = 1,931$ [kJ/kg-K]	$s_6 = 1,328$ [kJ/kg-K]
$s_{12} = 0,2095$ [kJ/kg-K]	$s_{22} = 0,2316$ [kJ/kg-K]	$s_{32} = 0,5567$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 1,31$ [kJ/kg-K]	$s_{52} = 1,247$ [kJ/kg-K]	$s_{62} = 1,034$ [kJ/kg-K]
$ss_2 = 0,3659$ [kJ/kg-K]	$ss_5 = 1,991$ [kJ/kg-K]	$ss_{22} = 0,2095$ [kJ/kg-K]	$ss_{52} = 1,31$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 349$ [K]	$T_2 = 349,9$ [K]
$T_3 = 464,6$ [K]	$T_4 = 573,2$ [K]	$T_5 = 464,6$ [K]	$T_6 = 349,9$ [K]	$T_{12} = 286,6$ [K]	$T_{22} = 292,3$ [K]
$T_{32} = 379,8$ [K]	$T_{42} = 573,2$ [K]	$T_{52} = 379,8$ [K]	$T_{62} = 292,3$ [K]	$T_{s2} = 349,7$ [K]	$T_{s5} = 476,4$ [K]
$T_{s22} = 286,6$ [K]	$T_{s52} = 407,5$ [K]	$T_{max} = 573,2$ [K]	$T_{max2} = 573,2$ [K]	$w_{net} = 122,4$ [kJ/kg]	$w_{net2} = 119$ [kJ/kg]
$x_1 = 0$	$x_{12} = 0$				

A cet emplacement on a comparé deux fluide de travaille déferont le n-octane et le R141b, avec des températures critique déferont, pour la même température de source on a obtenu deux résultats déferents, pour le rendement de cycle le R141b été mieux que le n-octane ($\eta_{cyc} = 26.71\%$ pour le n-octane et $\eta_{cyc2} = 35.51\%$ pour le R141b), et ce n'était pas la même chose pour le travail net de cycle ou le n-octane été mieux que le R141b ($w_{net} = 122.4$ kJ/kg pour le n-octane et $w_{net2} = 119$ kJ/kg pour le R141b) .

4.1 Les effets de la pression de condensation sur le travail net du cycle

La figure 4.15 montre que l'augmentation de la pression de condensation a un impact négatif énorme sur le travaille net du cycle. Pour tous les fluides de travail, il y a une baisse non linéaire du travaille net du cycle lorsque la pression augmente. Dans ce cas, les quatre fluides de travail se comportent presque de la même manière; de cela en conclus que il y a une relation inverse entre la pression de condensation et le travail net lorsque la pression de condensation augmente le travaille ne du cycle diminuer , Ces résultats indiquent que les systèmes ORC seront plus efficaces dans les cas où des pressions de condensation plus basses peuvent être atteintes.

La figure 4.15 montre que l'augmentation de la pression de condensation à un impact négatif énorme sur le travaille net du cycle. Pour tous les fluides de travail, il y a une baisse non linéaire du travail net du cycle lorsque la pression augmente. Dans ce cas, les quatre fluides de travail se comportent presque de la même manière; de cela en conclus que il y a une relation inverse entre la pression de condensation et le travail net lorsque la pression de condensation augmente le travaille ne du cycle diminuer, Ces résultats indiquent que les

systèmes ORC seront plus efficaces dans les cas où des pressions de condensation plus basses peuvent être atteintes.

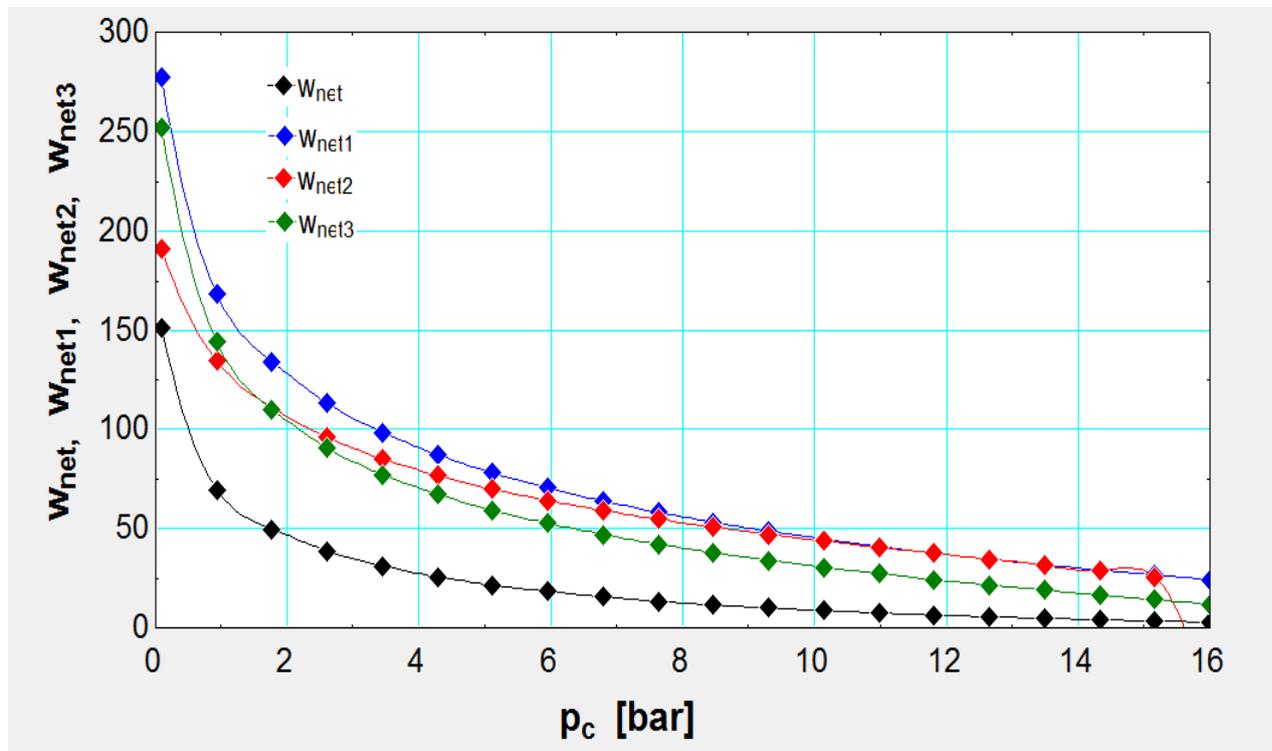


Figure 4.15 : Courbe du travail net du cycle avec la pression de condensation.

Remarque:

- W_{net} et le travail net du cycle avec le n-octane comme fluide de travail.
- W_{net1} et le travail net du cycle avec le R600 comme fluide de travail.
- W_{net2} et le travail net du cycle avec le R141b comme fluide de travail.
- W_{net3} et le travail net du cycle avec le R600a comme fluide de travail.

4.2 Les effets de la pression de condensation sur le rendement du cycle

Comme le montre la figure 4.16, l'augmentation de la pression de condensation a un impact négatif sur le rendement du cycle. Comme dans les cas précédents, l'impact a été le même pour tous les fluides de travail, il y a une baisse non linéaire du rendement du cycle lorsque la pression augmente. Dans ce cas, les quatre fluides de travail se comportent presque de la même manière; de cela on conclut qu'il y a une relation inverse entre la pression de condensation et le rendement du cycle lorsque la pression de condensation augmente le travail net du cycle diminue. Ces résultats indiquent que les systèmes ORC seront plus efficaces dans les cas où des pressions de condensation plus basses peuvent être atteintes.

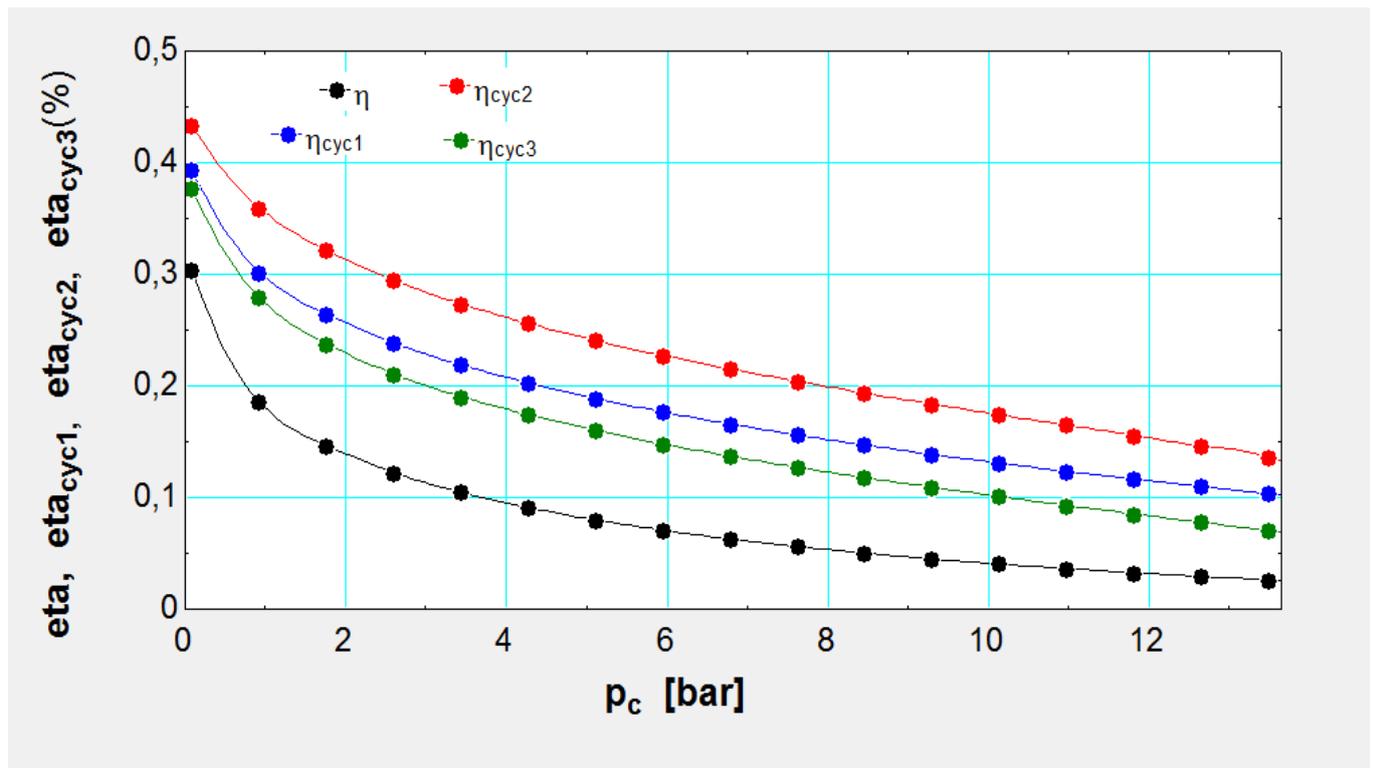


Figure 4.16 : Courbe du rendement du cycle avec la pression de condensation.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a étudié la faisabilité de récupérer les rejets thermique de la cimenter de Meftah avec le cycle organique de Rankine, on trouvé que il y trois emplacements possible pour la machine Rankine, pour la première emplacement, qui et la rentré de filtre AAF1, on a une source de chaleur a moyen température ($T= 156^{\circ}\text{C}$), pour cette source de chaleur, on décidé de travaille avec le R600 comme fluide de travail pour le cycle et on a obtenu une bons résultats par rapport à la température de source, le rendement de cycle et $\eta_{cyc} = 22.94\%$ et le travail net et $w_{net} = 106.2 \text{ kJ/kg}$, pour la deuxième emplacements qui et la rentré de filtre AAF2, on a une source de chaleur a moyen température ($T= 135^{\circ}\text{C}$), pour cette source de chaleur, on décidé de travaille avec le R600a comme fluide de travail pour le cycle et on a obtenu unne bons résultats par rapport à la température de source, le rendement de cycle et $\eta_{cyc} = 19.99\%$ et le travail net et $w_{net} = 83.2 \text{ kJ/kg}$; dans la troisième emplacement les rejets thermique ils sont à haute température qui peut atteindre 300°C , pour cette source de chaleur en à comparer deux fluide de travaille différent le n-octane et le R141b, les résultats pour les deux fluide travail, ils sont été très bonne, pour le rendement du cycle le R141b été mieux que le R141b ($\eta_{cyc} = 26.71\%$ pour le n-octane et $\eta_{cyc2} = 35.51\%$ pour le R141b), par contre pour le travaille net de cycle le n-octane était un peu mieux que le R141b ($w_{net} = 122.4 \text{ kJ/kg}$ pour le n-octane te $w_{net2} = 119 \text{ kJ/kg}$ pour le R141b).

Et on aussi étudié l'impact de l'augmentation du pression de condensation sure le rendement et le travail net du cycle ORC, cette étude a été réalisé avec quatre fluide de travail différent, On a obtenu le même résultat pour les quatre fluide de travail, l'augmentation de la pression

de condensation a un impact négatif sur le rendement du cycle et le travail net de cycle
,D'après ces résultats, nous concluons que les systèmes ORC seront plus efficaces dans les cas où des pressions de condensation plus basses peuvent être atteintes.

CONCLUSION GENERALE :

Actuellement, récupérer et convertir les rejets thermiques industriels à basse ou moyenne température en électricité suscite beaucoup d'intérêts pour améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels. En pratique, une quantité importante d'apport énergétique est souvent gaspillée sous la forme de chaleur fatale à basse ou moyenne température qui ne peut pas être économiquement convertie en électricité par un cycle classique de Rankine mais par un cycle de Rankine organique. La valorisation de ces rejets thermiques améliore non seulement l'efficacité énergétique des procédés industriels mais aussi diminue la pollution thermique causée par la décharge directe de cette chaleur dans l'environnement. Sur la base de ce contexte, la présente thèse a réalisé une étude thermique et une modélisation d'une installation de valorisation de rejets thermiques industriels de la cimenterie de Meftah (SCMI) à basse ou moyenne température utilisant un cycle ORC (sous-critique), la cimenterie de MEFTAHA était conçue pour produire 3.000 Tonnes de ciment par jour et 1 Million de Tonnes par an. après notre visite à la cimenterie du Meftah et notre analyse du processus de fabrication de ciment on a trouvé trois emplacements possibles pour la machine du Rankine, chaque point était différent de l'autre au terme de pression et température des rejets thermiques pour le premier point, ça a été (La pression $P(1) = -414 \text{ Pa}$, La température $T(1) = 156 \text{ °C}$, Le débit $Q'(1) = 189953 \text{ Nm}^3/\text{h}$), et pour le deuxième point, ça a été (La température $T(2) = 138 \text{ °C}$, Le débit $Q'(2) = 414763 \text{ Nm}^3/\text{h}$), en suite le troisième point, ça a été (La pression $P(3) = -255 \text{ Pa}$, La température $T(3) = 300 \text{ °C}$, Le débit $Q'(3) = 206377 \text{ Nm}^3/\text{h}$), l'emplacement de ce point a été mentionné dans le quatrième chapitre

D'après ces résultats on en conclut que on peut intégrer le cycle organique du Rankine dans la chaîne de production du ciment, d'après ces résultats on a passé à l'étape de calcul, pour obtenir un rendement du cycle il faut bien choisir le fluide de travail qui convient avec la température de la source de chaleur et pour cela pour chaque point on a choisi un fluide de travail bien spécifique le r600 pour le premier point et le R600a pour le deuxième et le n-octane et le R141b pour le troisième point, et les calculs ont été faits avec l'aide de logiciel EES les résultats obtenus pour chaque point ont été encourageants pour poursuivre le travail

pour le premier point on a obtenu un rendement du cycle $\eta_{\text{cyc}} = 22.94\%$ et un travail net de cycle $w_{\text{net}} = 106.2 \text{ kJ/kg}$.

pour le deuxième point on a obtenu un rendement du cycle $\eta_{\text{cyc}} = 19.95\%$ et un travail net de cycle $w_{\text{net}} = 83.28 \text{ kJ/kg}$.

pour le troisième point on a obtenu un rendement du cycle $\eta_{\text{cyc}} = 26.71\%$ pour le n-octane et $\eta_{\text{cyc}2} = 35.51\%$ pour le R141b, et un travail net de cycle de $w_{\text{net}} = 122.4 \text{ kJ/kg}$ pour le n-octane et $w_{\text{net}2} = 119 \text{ kJ/kg}$ pour le R141b

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

Reference:

- [1] L. Y. Bronicki, "Short Review of the Long History of ORC Power Systems," presented at the 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherland, 2013.
- [2] T. M. o. R. Technology. (2011). *Ether and Chloroform Engines*. Available: <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/ether/ether.htm>.
- [3] S. Carnot, *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Paris: Bachelier, 1824.
- [4] C. M. Invernizzi, *Closed Power Cycles - Thermodynamic Fundamentals and Applications* vol. 11, 2013.
- [5] T. M. o. R. Technology. (2011, January 16). *Alcohol Engines*. Available: <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/alcohol/alcohol.htm>
- [6] L. C. Spencer, "A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950," *Solar Energy*, vol. 43, pp. 191-196, 1989.
- [7] M. M. El-Wakil, *Power plant Technology*: McGraw-Hill, 1984.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Z. Gu and H. Sato, "Optimization of cycle parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation," *Energy Conversion and Management*, vol. 42, pp. 1409-1416, 2001.
- [11] C. Vetter, H.-J. Wiemer, and D. Kuhn, "Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, pp. 871-879, March 2013.
- [12] B. Dai, M. Li, and Y. Ma, "Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery," *Energy*.
- [13] G. Shu, L. Liu, H. Tian, H. Wei, and X. Xu, "Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery," *Energy Conversion and Management*, vol. 74, pp. 35-43, 2013.
- [14] Y. M. Kim, C. G. Kim, and D. Favrat, "Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources," *Energy*, vol. 43, pp. 402-415, 2012.
- [15] E. G. Feher, "The supercritical thermodynamic power cycle," *Energy Conversion*, vol. 8, pp. 85-90, 1968.
- [16] I. Pioro and S. Mokry, "Thermophysical Properties at Critical and Supercritical Pressures," in *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, A. Belmiloudi, Ed., ed: InTech, 2011.
- [17] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 35, pp. 1033-1039, 2010.
- [18] X.-R. Zhang and H. Yamaguchi, "An experimental investigation on characteristics of supercritical CO₂-based solar Rankine system," *International Journal of Energy Research*, vol. 35, pp. 1168-1178, 2011.
- [19] S. Jumel, V. L. Le, M. Feidt, and A. Kheiri, "Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for lowtemperature waste heat recovery," presented at the ECEEE Industrial Summer Study, Arnhem, Netherlands, 2012.
- [20] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson, and P. Platell, "A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2142-2147, 2006.
- [21] H. Chen, D. Yogi Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2802-2808, 2011.

- [22] Y.-J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, and S. J. Kim, "Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 892-898, 2011.
- [23] D. Mikielewicz and J. Mikielewicz, "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 2357-2362, 2010.
- [24] D. Maraver, J. Royo, V. Lemort, and S. Quoilin, "Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications," *Applied Energy*, vol. 117, pp. 11-29, 3/15/ 2014.
- [25] Master's thesis by Jaiyejeje Sunday Obafunmi (2014), *Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycles: Eastern Mediterranean University*;
- [26] Junjiang Bao and LiZhao (2013) A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24(2013)325–342 ;
- [27] THE LINDE GROUP: PanGas: FICHE DE DONNÉES DE SÉCURITÉ, Isobutane, version 1.2, FDS n°: 000010021773 ;
- [28] www.gas-servei.com/fr/fluidos/refrigerantes-hc/r-600a-isobutaneo- : 20/0/2018;
- [29] https://fr.made-in-china.com/co_amellyi/product_Refrigerant-Gas-R141b-Vesicant_euouieiyg.html?desc_state7 : 20/04/2018 ;
- [30] IRNS : Base de données FICHES TOXICOLOGIQUES, 1,1-Dichloro-1-fluoroéthane, Fiche toxicologique n°234 ;
- [31] Wang D, Ling X, Peng H, Liu L, Tao L. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy* 2013;50:34352;
- [32] Stéphanie Jumel, Michel Feidt, Van Long Le (corresponding author) and Abdelhamid Kheiri (2012), Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for low temperature waste heat recovery, *ECEEE SUMMER STUDY on Energy efficiency in industry*;
- [33] Master's thesis by Jaiyejeje Sunday Obafunmi (2014), *Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycles: Eastern Mediterranean University*;
- [34] Francesco Calise, Claudio Caputozzo and Laura Vanoli (2013), Design and parametric optimization of an organic rankine cycle powered by solar energy, *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 6 (2): 178-204, 2013;
- [35] R. Beith, *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials And Applications: Elsevier*, 2011.
- [36] 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.
- [37] D. Walraven, B. Laenen, and W. D'haeseleer, "Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources," *Energy Conversion and Management*, vol. 66, pp. 220-233, February 2013.
- [38] 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.
- [39] J. A. Mathias, J. J. R. Johnston, J. Cao, D. K. Priedeman, and R. N. Christensen, "Experimental Testing of Gerotor and Scroll Expanders Used in, and Energetic and Exergetic Modeling of, an Organic Rankine Cycle," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 131, pp. 012201-012201, February 5 2009.
- [40] Bundela, P. S., & Chawla, V. (2010). Sustainable Development through Waste Heat Recovery. *American Journal of Environmental Sciences*;
- [41] Doctorate Thesis by Sylvain Quoilin (2011), *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications, University of Liège*;
- [42] J. Li, G. Pei, Y. Li, D. Wang, and J. Ji, "Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures," *Energy*, vol. 38, pp. 85-95, 2012.
- [43] R. Zanelli and D. Favrat, "Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator," presented at the International Compressor Engineering Conference, Purdue, 1994.
- [44] R. B. Peterson, H. Wang, and T. Herron, "Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 222, pp. 271-282, May 1 2008.
- [45] R. B. P. H. Wang, T. Herron, "Experimental performance of a compiland scroll

- expander for an organic Rankine cycle," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2009, pp. 836-872.
- [46] Colonna P, Casati E, Trapp C, et al. (2015) *Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future*. ASME. *J. Eng. Gas Turbines Power*;
- [47] Macchi E. (2016), Chapter 1 - *Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle in Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*, 2016 ISBN: 978-0-08-100510-1;
- [48] Astolfi, M., Martelli E., Pierobon L. (2016) Chapter 7 - *Thermodynamic and technoeconomic optimization of Organic Rankine Cycle systems in Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*, 2016 ISBN: 978-0-08-100510-1;
- [49] Master's thesis by Kevin J. DiGenova (2011), *Design of Organic Rankine Cycles for Conversion of Waste Heat in a Polygeneration Plant*, Massachusetts Institute of Technology;
- [50] Kemp I. (2007), *Pinch Analysis and Process Integration – A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, Oxford, U.K., 2007;
- [51] Donald Olsen, Yasmina Abdelouadoud, Peter Lien and Beat Wellig (2017), *The Role of Pinch Analysis for Industrial ORC Integration: (Lucerne University of Applied Sciences and Arts)*, *Energy Procedia* 129 (2017) 74-81;
- [52] B. Kolsch, J. Radulovic (2015), *Utilisation of diesel engine waste heat by organic Rankine cycle*, *Appl. Therm. Eng.* 78 (2015) 437–448;
- [53] Gholamreza Bamorovat Abadi, Eunkoo Yun, Kyung Chun Kim (2015), *Experimental study of a 1 kW organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a*, *Energy*, Volume 93, Part 2, 15 December 2015, Pages 2363-2373, ISSN 0360-5442;
- [54] Liu Q, Duan Y, Yang Z (2014). *Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids*. *Appl Energy* 2014; 115:394–404;
- [55] Le VL, Kheiri A, Feidt M, Pelloux-Prayer S (2014), *Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid*. *Energy* 2014; 78:622–38;
- [56] B. Dai, M. Li, Y. Ma (2014), *Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery*, *Energy*, Volume 64, 1 January 2014, Pages 942-952, ISSN 0360-5442;
- [57] D. Di Battista, R. Cipollone, C. Villante, C. Fornari and M. Mauriello, *The potential of mixtures of pure fluids in ORC-based power units fed by exhaust gases in Internal Combustion Engines* ;