

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



**LAVALEF**

Département Génie Chimique

Diplôme de Master en génie chimique

# **Etude et dimensionnement d'un système de cogénération utilisant un cycle de Rankine à fluide organique**

M<sup>lle</sup>: Bouchra SADOUN

Sous la direction de : M. Hocine BENNOUR M. A. A à l'ENP

Mme. Saliha HADDOUM M. C. B à l'ENP

Présenté et soutenu publiquement le 21/06/2016

## **Composition du Jury :**

Président	M. Rabah BOUARAB	Professeur à l'ENP
Rapporteurs/ Promoteurs	M. Hocine BENNOUR	M. A. A à l'ENP
	Mme. Saliha HADDOUM	M. C. B à l'ENP
Examineurs	Mme. Farida MEZIANI	M. A. A à l'ENP
	Mme. Yamina TCHOULAK	M. A. A à l'ENP
Invité	M. Toudert AHMED ZAID	Professeur à l'ENP



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



**LAVALEF**

Département Génie Chimique

Diplôme de Master en génie chimique

# **Etude et dimensionnement d'un système de cogénération utilisant un cycle de Rankine à fluide organique**

M<sup>lle</sup>: Bouchra SADOUN

Sous la direction de : M. Hocine BENNOUR M. A. A à l'ENP

Mme. Saliha HADDOUM M. C. B à l'ENP

Présenté et soutenu publiquement le 21/06/2016

## **Composition du Jury :**

Président	M. Rabah BOUARAB	Professeur à l'ENP
Rapporteurs/ Promoteurs	M. Hocine BENNOUR	M. A. A à l'ENP
	Mme. Saliha HADDOUM	M. C. B à l'ENP
Examineurs	Mme. Farida MEZIANI	M. A. A à l'ENP
	Mme. Yamina TCHOULAK	M. A. A à l'ENP
Invité	M. Toudert AHMED ZAID	Professeur à l'ENP

## ملخص

لقد عرفت أنظمة التوليد المشترك للطاقة تطورا ملحوظا في الفترة الأخيرة خاصة فيما يتعلق باستعمال المواد و المخلفات العضوية.

في هذا العمل سنقوم بدراسة وحدة تتركز على دورة رانكين العضوية بالاعتماد على استهلاك الطاقة الحرارية للمسبح الشبه الاولمبي لباب الزوار.

**الكلمات الرئيسية:** أنظمة دورة رانكين العضوي، التوليد المشترك للطاقة، المواد و المخلفات العضوية، المانع العضوي.

## Abstract

The ORC technology in cogenerative systems has by now reached a level of full maturity in biomass applications.

In this work we dimensioned ORC units in biomass field, focusing the attention on the possibility to use the ORC modules in processes that are not directly tie to electricity production like district heating systems, etc.

With this target we did our calculus based on the heating consumption of the semi Olympic pool of Beb Ezzouar, presented in various exhibitions, in order to make an overview on the different biomass solutions with ORC modules.

**Key word:** ORC system, cogeneration, biomass, Organic fluid.

## Résumé

Les systèmes de cogénération ORC ont atteint un niveau de maturité important, surtout quand il s'agit du combustible Biomasse.

Dans ce mémoire, une unité ORC utilisant la biomasse a été dimensionnée, en se basant sur la possibilité d'utiliser les modules ORC pour des processus, qui ne sont pas liés directement à la production d'électricité, comme la production de chaleur.

Nos calculs, ont été faits par rapport au taux de consommation de chaleur de la piscine semi-olympique de Bab Ezzouar.

**Mots clés :** système ORC, cogénération, biomasse, fluide organique.

## *Dédicace*

*Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont soutenu de près et de loin*

*À ma mère, à mon père*

*À ma sœur Asma*

*À mon frère Mohammed*

*À mon fiancé Aboubaker*

*À mon binôme et mon amie Amira Samra, à mon amie Malia*

*À mes amies Dallah, Sarah, Hafsa*

*À tous mes proches*

*À tous mes amis et tous mes camarades*

*Bouchra*

## **Remerciement**

*Louange à dieu qui nous a aidé à terminer ce travail et nous a donné le courage et la patience.*

*Nous exprimons toute notre gratitude à nos encadreurs Monsieur Hocine BENNOUR maitre-assistant classe A et madame Saliha HADDOUM maitre de conférence classe B à l'École Nationale Polytechnique, pour nous avoir proposé ce thème et de nous avoir guidé et conseillé tout au long de la préparation de ce mémoire, ainsi pour leur soutien permanent qu'ils ont manifesté.*

*Je remercie Monsieur Rabah BOUARAB professeur à l'ENP Alger, d'avoir accepté de présider le jury*

*Je remercie mesdames : Farida MEZIANI maitre-assistante classe A à l'École Nationale Polytechnique, Yamina TCHOULAK maitre-assistante classe A à l'École Nationale Polytechnique pour avoir accepté de participer au jury.*

*Nous tenons également à exprimer notre reconnaissance à l'ensemble des membres du corps professoral du département de génie chimique pour tout le savoir qu'ils nous ont transmis ainsi que pour leur disponibilité et leur dévouement au cours de ces trois dernières années*

## *Table des matières*

Liste des tableaux	
Liste des figures	
Introduction générale.....	11
<b>CHAPITRE 1 : PRESENTATION DU CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE.....</b>	<b>12</b>
1.1. Introduction.....	13
1.2. Définition.....	13
1.3. Historique.....	13
1.4. Description du système ORC.....	14
1.4.1. Principe de fonctionnement.....	14
1.4.2. Description du cycle ORC.....	16
1.4.3. Efficacité.....	17
1.5. Les différentes configurations du cycle ORC.....	17
1.5.1. ORC sous-critique.....	17
1.5.2. ORC supercritique (ou transcritique).....	18
1.5.3. ORC multi-pression.....	18
1.5.4. Cycle trilatéral-flash.....	19
1.5.5. Cycle ORC à condensation.....	20
1.6. Avantage et inconvénient.....	21
1.7. Le choix du fluide de travail.....	22
1.8. Applications du cycle ORC.....	25
1.8.1. Géothermie.....	26
1.8.2. Biomasse.....	27
1.8.3. Récupération de la chaleur.....	27
1.8.3. Energie solaire.....	28
1.9. Conclusion.....	28
<b>CHAPITRE 2 : DIMENSIONNEMENT D'UN COGENERATEUR A CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE.....</b>	<b>29</b>
2.1. Introduction.....	30
2.2. Le schéma de l'installation de cogénération.....	30
2.3. Le cycle ORC.....	31
2.3.1. La turbine.....	32

2.3.2.	Le régénérateur .....	33
2.3.3.	Le condenseur .....	33
2.3.4.	La pompe .....	34
2.3.5.	Bilan d'énergie du régénérateur .....	35
2.3.6.	L'évaporateur .....	35
2.3.7.	Le cycle .....	35
2.4.	Le circuit de refroidissement .....	36
2.4.1.	Le réseau de chaleur.....	36
2.4.2.	L'économiseur d'eau chaude .....	37
2.4.3.	Le débit du cyclopentane .....	37
2.5.	Le circuit d'huile thermique .....	37
2.5.1.	Chaudière à biomasse .....	38
2.5.2.	L'ensemble évaporateur-surchauffeur .....	42
2.6.	Les gaz d'échappement .....	44
2.6.1.	Le préchauffeur d'air .....	44
2.6.2.	La température d'échappement des fumées .....	45
2.7.	Les rendements .....	45
2.7.1.	Rendement électrique .....	45
2.7.2.	Le rendement thermique .....	46
2.7.3.	Le rendement de cogénération.....	46
2.8.	Conclusion .....	46
<b>CHAPITRE 3 : RESULTATS ET DISCUSSION.....</b>		<b>47</b>
3.1.	Introduction .....	48
3.2.	Le cycle ORC .....	48
3.3.	Le circuit de refroidissement d'eau .....	50
3.4.	Le circuit d'huile thermique .....	51
3.5.	Les gaz de combustion .....	52
3.6.	Les rendements .....	52
3.7.	Conclusion .....	53
Conclusion générale.....		54
Référence .....		55

## Liste des tableaux

<b>Tableau 2.1:</b> Composition massique élémentaire du combustible sur bois brut.....	39
<b>Tableau 2.2 :</b> pouvoirs calorifiques du combustible brut à 20% d'humidité.....	39
<b>Tableau 2.3 :</b> Composition des fumées issues de la combustion d'un bois brut à 20% d'humidité pour un rapport d'air théorique $\alpha=1.35$ .....	41
<b>Tableau 2.4 :</b> les valeurs des constantes A, B et C.....	43
<b>Tableau 3.1 :</b> Bilan au niveau de la turbine.....	47
<b>Tableau 3.2 :</b> Bilan au niveau du régénérateur.....	47
<b>Tableau 3.3 :</b> Bilan au niveau du condenseur.....	48
<b>Tableau 3.4 :</b> Bilan au niveau de la pompe.....	48
<b>Tableau 3.5 :</b> Bilan au niveau de l'évaporateur.....	49
<b>Tableau 3.6 :</b> Bilan au niveau de l'économiseur.....	49
<b>Tableau 3.7 :</b> Bilan au niveau du réseau de chaleur.....	50
<b>Tableau 3.8 :</b> Bilan au niveau du préchauffeur.....	51
<b>Tableau 3.9 :</b> Puissances et rendements.....	51
<b>Tableau 3.10 :</b> variation du rendement en fonction de la puissance électrique d'une turbine à condensation .....	52

## Liste des figures

<b>Figure 1.1:</b> Principe d'un cycle à machine dithèrme .....	15
<b>Figure 1.2:</b> Le cycle thermodynamique et les composantes d'un système ORC .....	16
<b>Figure 1.3:</b> Schéma du cycle simple (a) et avec un récupérateur (b).....	17
<b>Figure 1.4:</b> Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec récupérateur (b) .....	18
<b>Figure 1.5:</b> Schéma d'un cycle ORC simple à triple-pression.....	19
<b>Figure 1.6:</b> Le diagramme T-s et l'arrangement des composants pour le cycle trilatéral- flash .....	20
<b>Figure 1.7:</b> Diagramme T-s pour les fluides du cycle ORC (a) mouillants (b) isentropiques (c) séchants.....	24
<b>Figure 1.8:</b> Nombre de référence dans le monde en fonction de la source de chaleur en 2009 .....	25
<b>Figure 1.9:</b> Répartition des applications principales du système ORC par puissance électrique installée.....	26
<b>Figure 2.1 :</b> Installation de cogénération à cycle ORC utilisant la biomasse comme combustible...30	
<b>Figure 2.2 :</b> le cycle de Rankine à fluide organique (cyclopentane).....	31
<b>Figure 2.3 :</b> Schéma de fonctionnement d'un moteur à cycle de Rankine.....	31
<b>Figure 2.4 :</b> le circuit de refroidissement d'eau.....	36
<b>Figure 2.5 :</b> le circuit d'huile thermique.....	37
<b>Figure 2.6 :</b> Chaudière à biomasse.....	40
<b>Figure 2.7 :</b> Le préchauffeur d'air.....	43

L'énergie représente un élément indispensable pour le développement des nations, ce qui fait de la gestion énergétique une problématique primordiale. En effet, les demandes en énergie accroissent de façon exponentielle à cause de la mondialisation ce qui fait que l'activité humaine consomme de plus en plus de l'énergie, et l'homme s'est retrouvé devant de sérieux problèmes, non seulement il doit assurer son approvisionnement en énergie mais aussi il doit trouver des solutions pour l'économiser.

Certaines technologies ont été développées afin de résoudre cette problématique, ayant pour caractéristique la réduction des pertes en énergie et des économies en énergie primaire. Le terme transition énergétique nous revient à l'esprit, car cette notion doit s'inscrire dans une étape de développement durable, sociétale, environnementale et bien sûr économique. L'une des voies d'exploitation est « le vecteur chaleur ». Donc le monde doit faire face à un certain nombre de problèmes afin de :

- ✓ Réduire la consommation énergétique et donc préserver les ressources fossiles ;
- ✓ Récupérer la chaleur et la valoriser afin de l'intégrer dans le réseau de chaleur urbain.

Dans ce travail, je vais introduire une des nouvelles technologies utilisées beaucoup plus pour les systèmes de cogénération à biomasse, et qui est le moteur à Cycle Organique de Rankine ORC. Ce moteur à combustion externe connaît un développement rapide grâce aux intérêts qu'il présente. En ce sens, le moteur ORC est devenu un processus prometteur pour la production simultanée de chaleur et d'électricité. Certains pays Européens sont en train de développer ce moteur, on note comme titre d'exemple l'Italie, Autriche, Suisse et l'Allemagne, la majorité de ses installations utilisent de la biomasse.

Pour qu'une centrale à la biomasse soit exploitée pour une utilisation quotidienne, il est essentiel qu'elle livre une disponibilité élevée et que les frais de fonctionnement et d'entretien soient aussi faibles que possible. Les centrales ORC offrent cette possibilité, car elles peuvent être exploitées sans surveillance constante.

Les installations ORC de taille réduite sont disponibles, ce qui conduit à la possibilité de leur implantation sur le territoire pour soutenir le réseau électrique et limiter les pertes liées au transport de l'électricité sur de longues distances.

Ce mémoire, présenté ici, a pour objectif de réaliser le calcul et le dimensionnement d'un moteur ORC. Le travail a été divisé en trois parties, commençant par une étude bibliographique permettant de présenter le moteur. Ensuite, nous passons au calcul et au dimensionnement du moteur ORC, et pour clôturer, les différents résultats obtenus seront interprétés et discutés.

**CHAPITRE 1 :**  
**PRESENTATION**  
**DU CYCLE ORGANIQUE DE**  
**RANKINE**

## **1.1.Introduction**

Aujourd'hui nous roulons, volons, naviguons, fabriquons de l'électricité, refroidissons ou réchauffons grâce à des cycles thermodynamiques mis en œuvre dans nos moteurs.

La thermodynamique cherche depuis plus de deux siècles des solutions pour transformer de manière la plus efficace possible l'énergie thermique en énergie mécanique. Cette transformation est réalisée grâce à des cycles thermodynamiques dont le plus connu est le cycle de Rankine à fluide organique. Le premier chapitre de mon travail fait ainsi un focus sur cette technologie.

## **1.2.Définition**

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui convertit la chaleur en travail mécanique. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité. La chaleur est fournie extérieurement à une boucle fermée qui utilise l'eau comme fluide de travail. En effet l'eau est un excellent fluide 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'appauvrissement de la couche d'ozone), et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante.

Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité 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, il est donc remplacé par l'emploi de fluides organiques pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse et de moyenne température, ce qui est appelé cycle organique de Rankine.

## **1.3. Historique (1) (2)**

En 1883, Frank Ofeldt fut le premier à développer un moteur Rankine n'utilisant pas l'eau comme fluide de travail mais du naphta. Cette innovation permit de contourner la réglementation obligeant la détention d'une autorisation afin de pouvoir évaporer l'eau nécessaire aux machines à vapeur, le naphta n'étant pas sujet à réglementation.

Nous citons donc les évènements importants concernant le développement du cycle organique de Rankine :

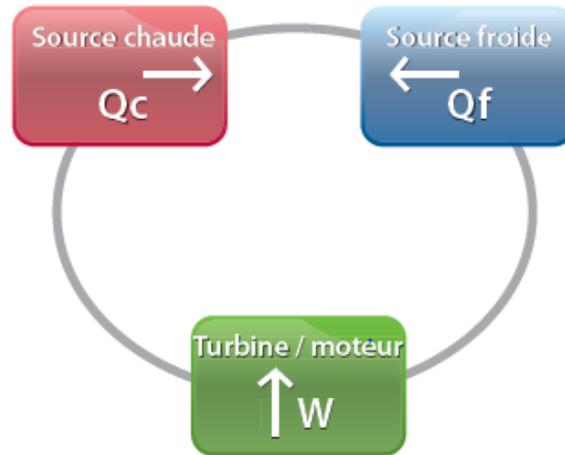
- 1823: Monsieur Humphrey Davy (1778-1829) suggère le cycle ORC comme une alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré qu'un liquide volatile peut être vaporisé par la vapeur d'eau échappée et peut donc générer plus l'énergie.

- 1824: Les travaux de Carnot.
- 1825-1826: Thomas Howard a fait un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail.
- 1853: Du Trembley, un ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion de bateau (avec un éther comme fluide actif). Le moteur a été installé dans quelques bateaux de voyageurs.
- 1859: William J.M. Rankine a développé la théorie complète du moteur à vapeur d'eau.
- 1883: Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphta (un moteur à cycle fermé à vapeur utilisant le naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail).
- 1923-1930: Tito Romagnoli a développé quelques moteurs de Rankine dont un avec chlorure de méthyle comme fluide de travail.
- 1930 : Luigi D'Amelio a expérimenté avec le chlorure d'éthyle à l'Université de Naples
- 1935: La pompe solaire basée sur le travail de D'Amelio.
- 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.
- 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 avec une puissance brute de 680 kW.
- 1970: Gianfranco Agelino, Ennico Macchi et Mario Gaia ont développé un cycle ORC de 3 kW.
- 1980: Turboden fabrique des unités à partir de 300 kW, surtout pour la cogénération utilisant la biomasse.
- 1990 : Ormat a des croissances substantielles dans l'utilisation du cycle ORC pour la géothermie. Alors que, Turboden fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe.
- 2000: plusieurs des fabricants des systèmes ORC et des fournisseurs de composants sont disponibles. Les recherches se poursuivent dans le domaine et de nouvelles technologies apparaissent.

## **1.4.Description du système ORC**

### **1.4.1. Principe de fonctionnement (3) (4)**

Le principe de base d'un ORC est celui d'une machine ditherme (figure 1.1) qui consiste à récupérer l'énergie thermique d'un fluide chaud en le refroidissant et de convertir une partie de cette énergie en énergie mécanique (et ensuite en électricité). Le rendement de conversion d'une machine ditherme, défini par le rapport de l'énergie électrique produite sur la quantité d'énergie thermique cédée par le fluide chaud, est limité par le second principe de la Thermodynamique au rendement de Carnot. Ce rendement augmente avec la température de la source chaude.



**Figure 1.1:** Principe d'un cycle à machine dithérme (3)

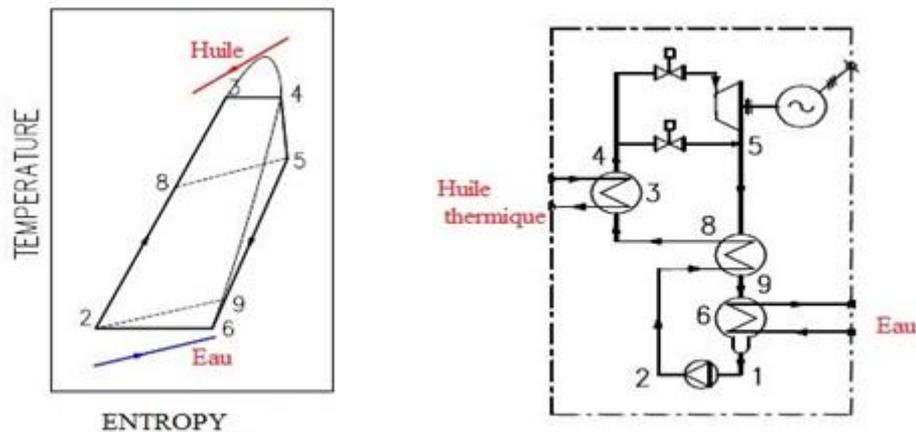
Au cours des dernières années, les turbogénérateurs ORC ont été considérés comme étant une technologie industrielle éprouvée pour des applications dans les petites centrales de cogénération décentralisées (0,2 - 2,5 MWe) à biomasse. Les systèmes ORC typiques sont basés sur les principaux éléments suivants :

- ✓ Le biocombustible est brûlé dans une chambre de combustion réalisée selon les techniques bien établies également utilisées pour des chaudières à eau chaude. Ces chambres de combustion avec leur ensemble d'accessoires (filtres, contrôles, élimination automatique des cendres et mécanisme d'alimentation de la biomasse, etc.) sont aujourd'hui sûres, fiables, propres et efficaces ;
- ✓ L'huile thermique chaude est utilisée comme moyen de transfert de chaleur, en fournissant un certain nombre d'avantages, y compris une faible pression dans la chaudière, une grande inertie et une simple capacité d'adaptation aux changements de charge, le contrôle et le fonctionnement automatique et sûr . En outre, la température adoptée (environ 310 °C), du côté chaud assure une durée de vie très longue de l'huile. L'utilisation d'une chaudière à huile thermique permet également un fonctionnement sans nécessiter la présence d'opérateurs agréés ce qui est le cas pour les systèmes de vapeur dans de nombreux pays européens;
- ✓ Un turbogénérateur de cycle organique de Rankine est utilisé pour convertir la chaleur disponible à l'électricité. Grâce à ORC, qui, grâce à l'utilisation d'un fluide de travail bien définies, et à l'optimisation de la conception de la machine, on obtient à la fois une grande efficacité et une fiabilité élevée. La chaleur de condensation du turbogénérateur est utilisée pour produire de l'eau chaude à environ 80-120 °C, un niveau approprié pour le chauffage urbain et d'autres utilisations à basse température (à savoir le séchage du bois et le refroidissement à travers les refroidisseurs à absorption, etc.).

### 1.4.2. Description du cycle ORC (4)

Le cycle de base de Rankine peut être vu comme une modification du cycle de Carnot. D'un point de vue technique, les procédés de compression et de détente diphasiques demandés par le cycle de Carnot ne sont pas pratiques. Le cycle de Rankine (Figure 2.2) diffère du cycle de Carnot par la compression isentropique du liquide, suivie d'une transformation isobare de chauffage en chaleur sensible puis de chauffage en chaleur latente. Le cycle idéal de Rankine est un cycle dans lequel le fluide de travail traverse les composants du cycle sans irréversibilités. En particulier: la chute de pression est absente dans la chaudière, le condenseur et les conduites. La turbine et la pompe sont considérées isentropiques.

Le cycle thermodynamique et le schéma représentant les différents composants sont présentés sur la figure 1.2



**Figure 1.2:** Le cycle thermodynamique et les composantes d'un système ORC (4)

L'unité ORC est basée sur un cycle de Rankine fermé (figure 1.2) adoptant un fluide organique approprié comme fluide de travail.

**8**→**3** ⇒**4** : Le turbogénérateur utilise l'huile thermique chaude pour le préchauffage et la vaporisation du fluide organique de travail approprié dans l'évaporateur.

**4**→**5** : Les vapeurs du fluide organique alimente la turbine, qui entraîne directement le générateur électrique par accouplement flexible.

La vapeur d'échappement sort à travers le régénérateur (**5**→**9**) où elle chauffe le fluide organique (**2**→**8**). Enfin, la vapeur est condensée dans un condenseur refroidi à l'eau (**9**→**6**→**1**)

Le liquide organique de fluide est ensuite pompé (**1**→**2**) vers le régénérateur, puis à l'évaporateur, complétant ainsi la séquence des opérations dans le circuit en boucle fermée.

### 1.4.3. Efficacité

L'efficacité énergétique d'un cycle est le rapport entre la quantité d'énergie qui peut être récupérée par l'utilisateur et l'énergie qu'il a fallu utiliser pour faire fonctionner la machine. Plus l'efficacité est élevée plus le cycle est performant.

Pour toute machine utilisant une source chaude et une source froide tel que le cycle de Rankine à fluide organique, il existe une limite supérieure pour l'efficacité dépendant de la température de la source chaude ( $T_c$ ) et de la source froide ( $T_f$ ). Cette efficacité idéale est appelée efficacité de Carnot (réversible idéal) : détente isotherme, détente adiabatique/isentropique, compression isotherme et compression adiabatique/isentropique. L'efficacité d'un tel cycle est égale à : **Efficacité =  $1 - T_f/T_c$**  avec  $T_f$  et  $T_c$  en Kelvin.

## 1.5. Les différentes configurations du cycle ORC (1)

### 1.5.1. 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 1.3a) et avec un récupérateur (Figure 1.3b), ce récupérateur est ajouté au bas du cycle dans le cas où la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude. 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.

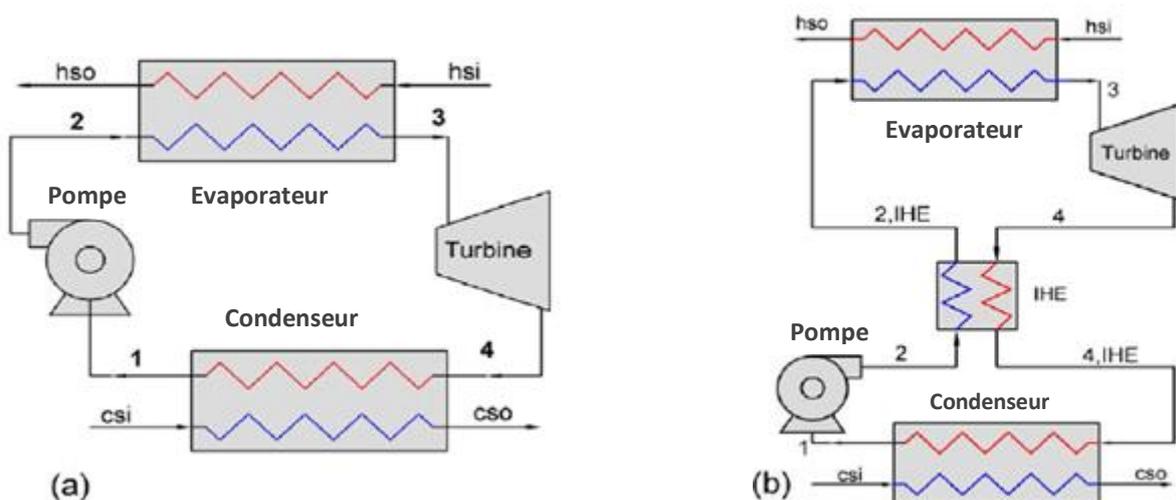


Figure 1.3: Schéma du cycle simple (a) et avec un récupérateur (b) (1)

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.

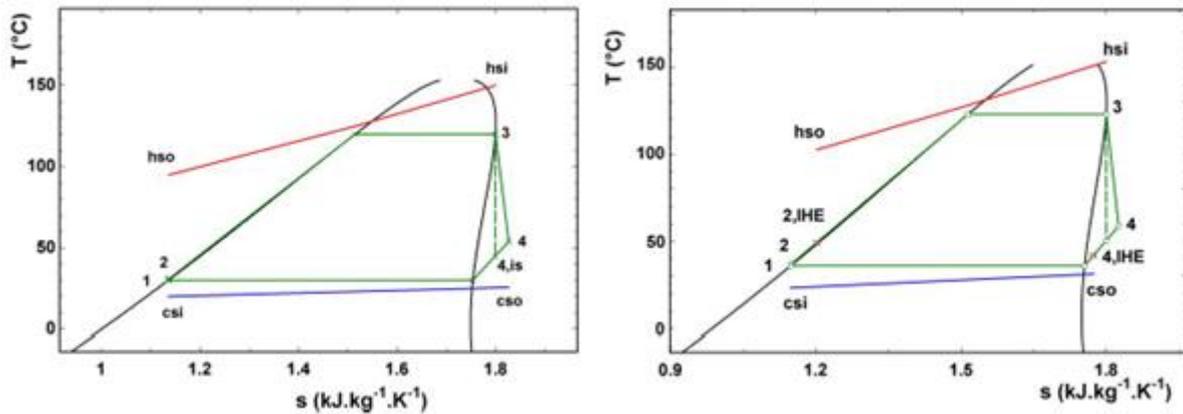


Figure 1.4: Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec récupérateur (b) (1)

### 1.5.2. ORC supercritique (ou transcritique)

Dans le cas du cycle transcritique, le fluide de travail est comprimé dans la pompe à une pression supérieure à la pression critique du fluide et détendu à la pression sous-critique, alors que le fluide est utilisé entièrement au-dessus de sa pression critique avec la configuration supercritique.

Le cycle 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 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 des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique.

### 1.5.3. ORC multi-pression

Une autre configuration du cycle de Rankine pour la génération d'électricité est le cycle à multi-pression de transfert thermique à haute température. La Figure 1.5 montre le schéma d'un système de triple-pressions.

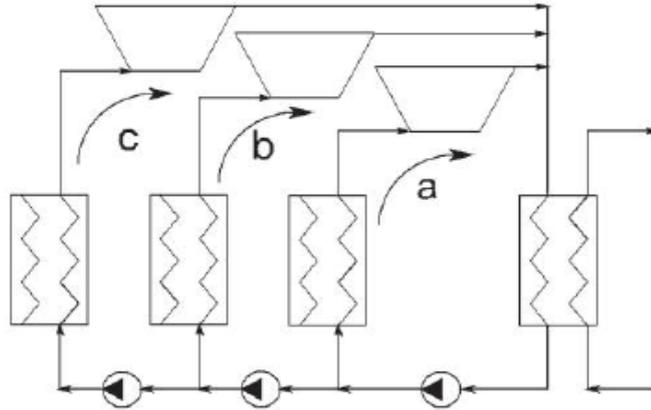


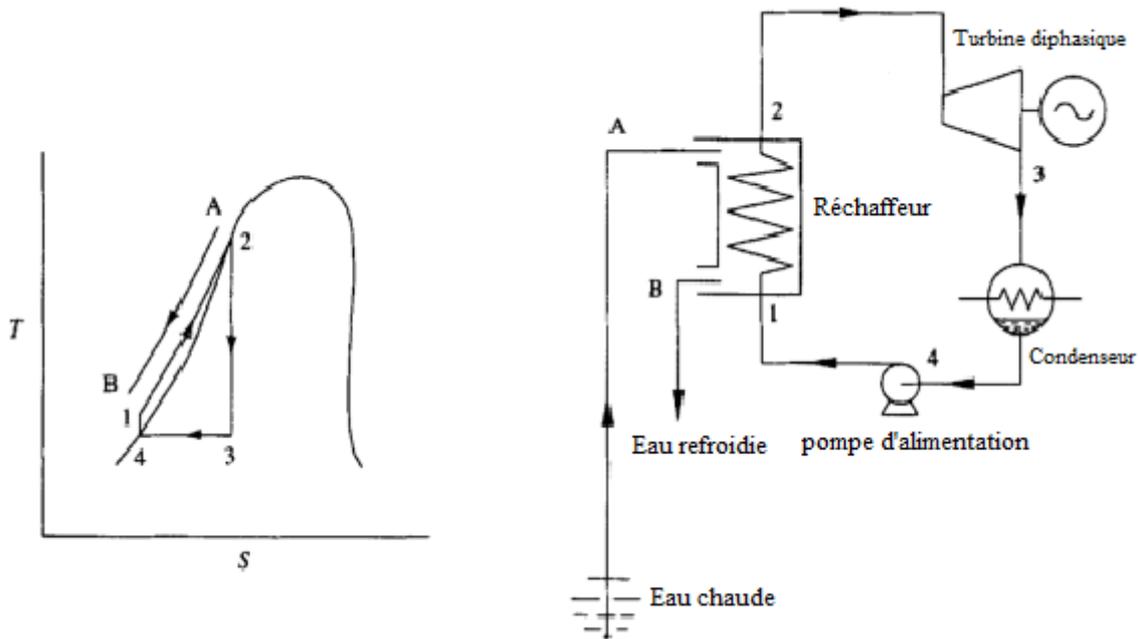
Figure 1.5: Schéma d'un cycle ORC simple à triple-pression (1)

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. 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.

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.

#### 1.5.4. Cycle trilatéral-flash

En général, un cycle trilatéral est un cycle thermodynamique dans lequel le fluide de travail entre dans la turbine à l'état du liquide saturé au lieu de vapeur saturée ou surchauffée comme dans le cas des cycles ORC. En évitant la part de l'ébullition, l'addition de la chaleur à partir de la source thermique au fluide de travail est plus efficace. Le diagramme  $T-s$  pour les procédés thermodynamiques et le schéma du cycle TFC sont présentés dans la Figure 1.6.



**Figure 1.6:** Le diagramme T-s et l'arrangement des composants pour le cycle trilatéral- flash (1)

Le cycle trilatéral se compose d'une pompe, d'un réchauffeur, d'une turbine diphasique et d'un condenseur. Le fluide de travail à l'état du liquide saturé est d'abord pompé de la pression basse  $P1$  à la pression haute  $P2$  par la pompe. Ce fluide est chauffé après jusqu'à la température d'ébullition à la pression  $P2$  en échangeant la chaleur avec la source thermique dans le réchauffeur. A l'état de liquide saturé à la pression  $P2$ , le fluide de travail entre dans la turbine diphasique pour délivrer le travail. Dans la turbine, le fluide de travail se détend en zone diphasique et sa pression descend jusqu'à la pression  $P1$ . A cette basse pression, le fluide de travail cède sa chaleur au puits froid pour se condenser jusqu'à l'état de liquide saturé dans le condenseur.

### 1.5.5. Cycle ORC à condensation

La théorie fondamentale pour ce type de cycle ORC est rencontrée dans les centrales géothermiques à condensation où les cycles à vapeur d'eau à mono-condensation ou à double-condensation sont souvent utilisés.

Quand les puits géothermiques produisent un mélange vapeur et liquide, la centrale à mono-condensation est une voie simple pour convertir l'énergie géothermique en électricité. D'abord, le mélange géothermique est séparé en phases distinctes de vapeur et de liquide avec une perte minimale de pression. La vapeur à la sortie de séparateur est utilisée pour actionner la turbine avant entrée dans le condenseur. Le liquide saturé sortant du séparateur est réinjecté dans des puits d'injection avec celui sortant du condenseur.

Un inconvénient majeur de centrale à condensation est que la vapeur après la détente contient une quantité significative d'humidité car l'eau est un fluide mouillant et a une pente négative de la courbe de vapeur saturée dans le diagramme T-s. En réalité, les cycles à vapeur d'eau saturée demandent encore des turbines spéciales à vapeur mouillante avec des

matériaux de renforcement pour protéger les aubages de la turbine de l'érosion causée par la condensation partielle pendant la détente. La condensation partielle de vapeur saturée pendant l'étape de détente peut être évitée en utilisant des fluides isentropiques (caractérisés par une courbe saturée de vapeur verticale dans le diagramme T-s) ou séchants (présentant une pente positive de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-s) à la place de l'eau.

Bien que, la détente du fluide de travail pendant le processus de détente génère beaucoup d'irréversibilités, la réduction en destruction d'exergie pendant l'addition de chaleur, en diminuant l'écart entre la courbe de refroidissement de fluide thermique et celle de chauffage de fluide cyclé, pourrait finalement donner un gain net en puissance du cycle organique à fluide séchant dans son ensemble.

### **1.6. Avantage et inconvénient** (2) (4) (5)

Par rapport à d'autres technologies concurrentes à savoir des turbines à vapeur, les principaux avantages obtenus par la technologie ORC sont les suivantes:

- ✓ Un rendement élevé du cycle (en particulier si elle est utilisée dans les centrales de cogénération) ;
- ✓ Les composés organiques ont généralement une masse moléculaire plus élevée ce qui permet également une efficacité élevée de la turbine atteignant les 85%.
- ✓ Les contraintes mécaniques au niveau de la turbine sont faibles, grâce à la faible vitesse périphérique ;
- ✓ Aucune érosion des aubages de la turbine, grâce à l'absence d'humidité dans les tuyères de vapeur
- ✓ Très longue durée de vie opérationnelle de la machine (> 20 ans), en raison des caractéristiques du fluide de travail qui, contrairement à la vapeur d'eau, ne cause pas l'érosion et la corrosion des tubes et des aubes de turbine ;
- ✓ Aucun traitement à eau n'est utilisé.
- ✓ Opération automatique et continue
- ✓ 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.
- ✓ La turbine tourne à faible vitesse (3000 tr/min) ce qui permet de la coupler directement à l'alternateur, sans réducteur de vitesse intermédiaire.

Il y a aussi d'autres avantages pertinents, tels que des procédures simples start- stop, fonctionnement silencieux, les exigences minimales d'entretien et une bonne partie des performances de charge.

Grace à ces principaux avantages, les cycles ORC sont considérés comme une solution optimale pour les petits systèmes de cogénération biomasse dans la gamme de puissance jusqu'à 3 MWe par unité. Ceci est confirmé par plus de 120 plantes ORC en fonctionnement pour une puissance totale installée de plus de 120 MWe qui donne de très bons résultats en termes de fiabilité (disponibilité moyenne des unités ORC > 98 % par rapport à plus de 2.000.000 heures de fonctionnement ) et en termes de coûts d'exploitation et de maintenance réduits.

Cependant, cette technologie possède des inconvénients. 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.

Aussi, Les composés organiques sont inflammables donc il faut un système de détection de fuites.

### **1.7.Le choix du fluide de travail**

Le choix du fluide de travail à utiliser dans le cycle ORC est un aspect crucial car, selon l'application (la source et le niveau de chaleur à utiliser) le liquide doit avoir des propriétés thermodynamiques optimales aux températures et pressions les plus basses possibles, le fluide doit également être : économique, non toxique, non-inflammable, non-radioactif, respectueux de l'environnement, permettant une forte utilisation de l'énergie disponible à partir de la source de chaleur. Afin de choisir le fluide de travail on doit prendre en considération les critères suivants :

#### **✓ La température**

Le fluide organique utilisé est choisi en fonction de la température de la source chaude. Il peut s'agir ainsi (3) (6) :

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

✓ **Le respect de l'environnement**

L'utilisation de certains fluides est limitée ou bannie par les accords internationaux en fonction de leur Ozone Depleting Potential (ODP) définie et limitée dans le Protocole de Montréal, ou sur le Greenhouse Warming Potential (GWP) en relation avec les limitations dans le Protocole de Kyoto, qui ont pour but de préserver la couche d'ozone et réduire les émissions de gaz à effet de serre. (7)

✓ **La sûreté**

Le liquide doit être non toxique (En cas de fuite à l'usine ou lors du fonctionnement), non corrosif (Pour éviter les coûts élevés de la maintenance et / ou l'endommagement des installations) et non-inflammable. Ainsi, la classification de l'ASHRAE est utilisée comme un indicateur du degré de danger des fluides. (7)

✓ **La stabilité**

La stabilité chimique du fluide utilisé peut limiter la température de la source de chaleur, car il peut se décomposer lorsqu'il est exposé à certaines températures, les substances ainsi produites peuvent modifier la façon dont le cycle fonctionne. En outre, il peut en résulter des composés toxiques et irritants qui pourraient induire des problèmes de santé si des fuites se produisent. (7)

✓ **La pression**

Lorsqu'un fluide nécessite des pressions élevées pour rendre le processus plus efficace, les coûts d'équipement sont plus élevés en raison de la pression qu'ils doivent endurer, ce qui cause une augmentation de la complexité de la station. (7)

✓ **La disponibilité et le coût bas**

Un fluide de faible disponibilité et / ou de coût élevé limite son utilisation dans des installations ORC pour des raisons évidentes, compte tenu de la viabilité financière des projets. (7)

✓ **La chaleur latente et le poids moléculaire**

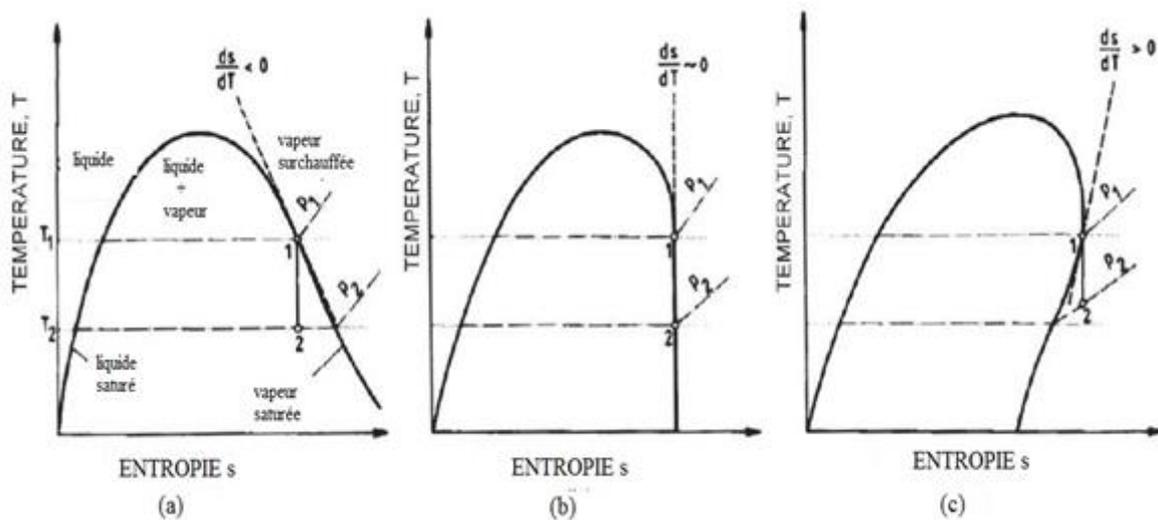
Plus le poids moléculaire et la chaleur latente du fluide sont importants, plus l'énergie absorbée à partir de la source de chaleur dans l'évaporateur est élevée, par conséquent, la taille de l'installation et la consommation de la pompe ne sera plus petite, en raison de la diminution du débit requis. (7)

✓ **Un point de congélation bas**

Le point de congélation du liquide doit être inférieur à la température la plus basse du cycle. (7)

✓ **Courbe de saturation (3) (7)**

Les propriétés thermodynamiques du fluide peuvent donner des indications sur le signe de la pente de la courbe de saturation (négatif, vertical ou positif), ce qui affectera grandement la conception et l'efficacité de l'ORC. La figure 1.7 montre un diagramme Température-entropie(T-s) pour les fluides pour les différents cas : pente avec un signe négatif (a), pente verticale (B) et une pente positive (c), on parlera donc respectivement de fluides mouillants, isentropique et séchant, Puisque l'objectif de la ORC est l'utilisation de la chaleur à des températures basses et moyennes, la surchauffe de la vapeur, comme dans le cycle traditionnel de Rankine à la vapeur, est non appropriée. En outre, comme représenté sur la Figure 1.7, lors de l'expansion d'un fluide humide sans surchauffe (représenté par état Point segment de 1-2), il tombe dans la zone liquide / vapeur, provoquant l'endommagement de la turbine et donc l'inefficacité du cycle, on note aussi comme cause le changement de phase. Le cas inverse se produit dans le cas des fluides isentropiques et séchant, ou le fluide se trouve dans la zone de vapeur saturée (Figure 1.7b) et / ou dans la zone de surchauffe (Figure 1.7c), respectivement sans passer par une surchauffe. Donc, dans ce dernier cas, un échange intermédiaire peut être nécessaire pour permettre encore plus l'utilisation de l'énergie de la vapeur détendue, le préchauffage du fluide à partir de la pompe, pénètre dans l'évaporateur, augmentant ainsi l'efficacité du cycle.



**Figure 1.7:** Diagramme T-s pour les fluides du cycle ORC (a) mouillants (b) isentropiques (c) séchants (1)

✓ **Autres critères (3)**

C'est souhaitable aussi d'avoir une faible valeur de chaleur spécifique du liquide, un faible rapport de nombre d'atomes par molécule divisé par la masse moléculaire, et un rapport important entre la chaleur latente de vaporisation et la chaleur spécifique du liquide. Cela réduit la quantité de chaleur demandée pour augmenter la température du liquide sous-refroidi à la température d'évaporation. Par conséquent, la plupart de la chaleur est ajoutée à la température maximale du cycle, et le cycle approche plus celui de Carnot.

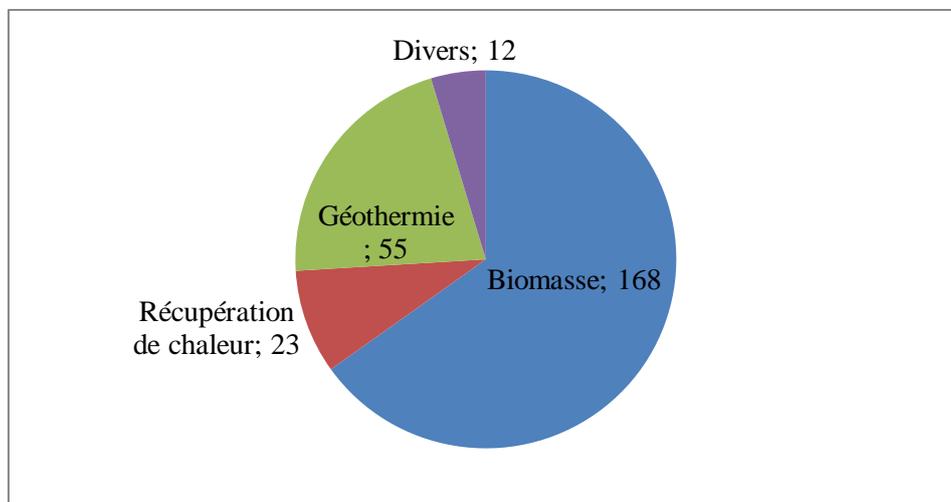
Une viscosité faible, une bonne capacité de mouillage, une chaleur latente de vaporisation importante et une conductivité thermique élevée sont préférées. Ces propriétés assurent que les chutes de pression en traversant les échangeurs et les tuyaux auxiliaires soient faibles.

## 1.8. Applications du cycle ORC

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

Le marché des technologies ORC focalise principalement sur quatre applications majeures: la géothermie, la valorisation de biomasse, la récupération de la chaleur, et l'énergie solaire.

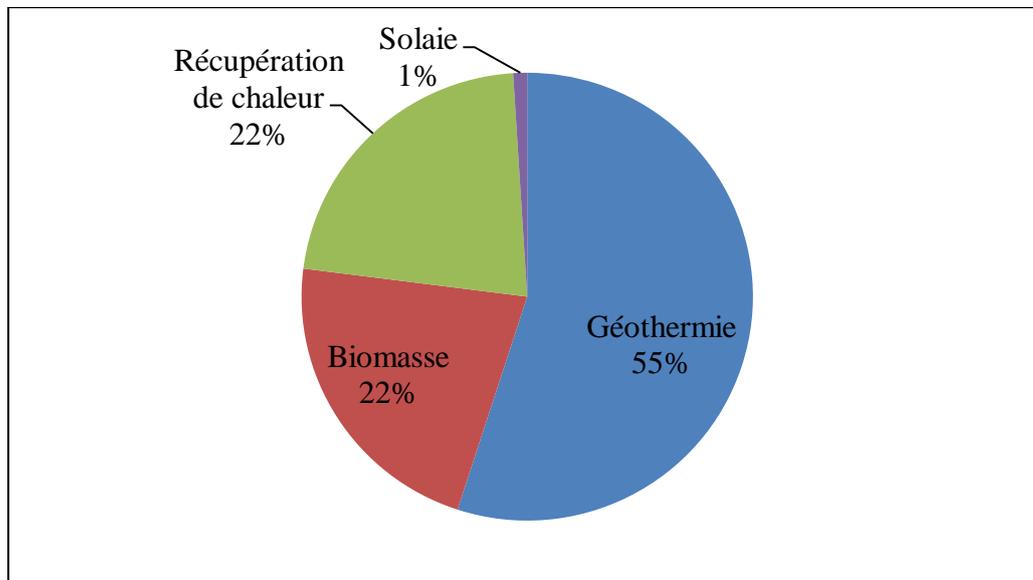
En effet, si on s'intéresse au nombre de références (installations), la plupart des systèmes ORC ont été installés pour des applications de biomasse. Viennent ensuite les applications de géothermie et de récupération de chaleur. Les applications solaires thermodynamiques ne représentent qu'une très petite partie des références. (1)



**Figure 1.8:** Nombre de référence dans le monde en fonction de la source de chaleur en 2009 (3)

En 2009, près de 70% des systèmes ORC installés ou en cours de construction se trouvaient en Europe alors que 42% de la puissance installée était localisée aux USA (principalement des centrales géothermiques). Toutefois, les ORC équipant des centrales de cogénération biomasse représentent les installations les plus nombreuses (Figure 1.8). Les différents fournisseurs sur le marché voient également le potentiel important existant dans l'industrie en termes de récupération de chaleur fatale. (3)

Par contre, si la puissance installée est considérée comme le critère pour évaluer la répartition des applications des cycles ORC, la grande majorité des références concerne des applications géothermiques (Figure 1.9). (1)



**Figure 1.9:** Répartition des applications principales du système ORC par puissance électrique installée (1)

Actuellement, le marché de la géothermie affiche la plus grande puissance installée cumulée qui représente 55 % de puissance installée par les systèmes ORC; le pourcentage de puissance installée pour les applications de biomasse et de récupération de chaleur est 22 % pour chacune; l'électricité produite par les installations d'ORC dans des centrales solaires thermodynamiques ne représente que 1 % de puissance totale. (1)

### **1.8.1. Géothermie**

L'énergie géothermique est une ressource propre et renouvelable qui fournit l'énergie pour une variété d'applications et de ressources. Cette ressource d'énergie est considérée comme une ressource renouvelable parce que la chaleur émanant de l'intérieur de la planète est essentiellement illimitée à notre échelle.

L'énergie géothermique peut être utilisée pour la production d'électricité, des objectifs de chauffage commercial, industriel et résidentiel direct. Actuellement, il existe plusieurs configurations de centrale géothermique tels que (1) (3) (8) (9):

- ✓ Centrale à cycle direct : utilisée dans le cas où le fluide géothermique est de la vapeur d'eau sèche. Cette vapeur est directement envoyée dans une turbine. Cette turbine pourra également être à condensation ou à contre-pression. Dans ce dernier cas de figure, la vapeur en sortie turbine pourra être récupérée chez un utilisateur de chaleur et on aura donc une cogénération.

- ✓ Centrale à cycle indirect à condensation : utilisée dans le cas où la vapeur est trop corrosive. Cette vapeur transmet alors sa chaleur à de l'eau douce qui sera envoyée dans la turbine.
- ✓ Centrales à cycle à vaporisation (centrales à simple flash ou double flash) permettent d'exploiter les sites où le fluide géothermique se présente sous forme de liquide pressurisé ou de mélange liquide-vapeur. C'est aujourd'hui le type de centrale le plus employé. Le fluide géothermique commence alors par être détendu dans une chambre à pression inférieure à celle du puits, ce qui permet d'en vaporiser une partie, qui est ensuite détendue dans une turbine. La phase liquide est quant à elle renvoyée vers le puits de réinjection.
- ✓ Centrale à cycle binaire : utilisées dans le cadre où le fluide géothermique est à plus basse température (entre 90 et 150°C) ou s'il présente une faible fraction de vapeur. On récupère alors la chaleur de ce fluide dans un ORC.
- ✓ Cycles combinés ou mixtes : association d'une centrale direct ou à flash avec un ORC afin d'augmenter le rendement de récupération de l'énergie par rapport au rendement du cycle direct ou à flash. Le cycle ORC peut valoriser la chaleur du fluide géothermique à l'état liquide avant réinjection dans le sol.

### **1.8.2. Biomasse**

La biomasse est le plus convenable des systèmes décentralisés de cogénération de petite et de moyenne échelle malgré les faibles valeurs de chaleur de combustion (comparée aux carburants fossiles. Depuis peu, les recherches relatives aux systèmes de cogénération de petite et moyenne échelle attirent beaucoup d'attention dans le monde. Une revue des technologies de cogénération est réalisée; en particulier, les technologies basées sur la génération d'électricité par un cycle ORC. En effet, le nombre de sites basé sur des systèmes ORC pour la valorisation de biomasse est le plus important par rapport aux autres applications du cycle organique de Rankine dans le monde. Actuellement, Turboden fournit des solutions pour la cogénération avec la capacité de puissance électrique de 200 à 15000 kWe. (1) (9)

### **1.8.3. Récupération de la chaleur**

Dans plusieurs procédés industriels, une quantité significative d'énergie thermique de température moyenne et élevée (150 – 350°C) est toujours rejetée dans l'atmosphère. L'intérêt dans la récupération des rejets thermiques industriels augmente en raison du prix élevé de l'énergie et la volonté de réduire les émissions des gaz à effet de serre. Les sources de chaleur perdue potentielles pour la récupération par des centrales ORC sont trouvées dans des industries les plus grosses consommatrices d'énergie tels que: l'industrie du ciment, du verre, de la sidérurgie, et du pétrole et gaz (raffineries) ainsi que dans des usines d'incinération. La capacité des installations actuelles de récupération de chaleur par cycle ORC va de 1.5 à 4 MWe. (1)

### **1.8.3. Energie solaire (1) (3)**

L'énergie solaire concentrée est une technologie par laquelle le rayonnement du soleil est concentré par un collecteur solaire et transféré à un fluide à haute température entre 100 et 1000°C (3). L'énergie thermique est convertie en électricité dans un cycle thermodynamique.

Le système de génération de puissance le plus utilisé est le cycle de Rankine vapeur traditionnel, ou autrement dit la turbine à vapeur. Toutefois, la turbine nécessite des températures élevées et l'investissement turbine est important. Le champ solaire doit donc être obligatoirement de taille importante. Pour des champs solaires plus petits ou à plus faible ensoleillement, la température du collecteur est plus faible, l'ORC peut être utilisé pour produire de l'électricité. Donc deux possibilités pour la conception des centrales solaires ORC en termes de température maximale du fluide de travail peuvent être distinguées :

- ✓ Les centrales de température moyenne ( $> 250$  °C) imposent un rendement élevé de conversion mais un moteur cher et des collecteurs coûteux.
- ✓ Les centrales solaires de basse température ( $< 150$  °C) amènent au contraire à faible rendement avec des composants moins cher comparativement.

### **1.9. Conclusion**

Après les premiers développements vers 1960, le marché des ORC croît de façon exponentielle depuis les années 1980. De nombreux nouveaux fabricants d'ORC sont apparus sur le marché depuis les années 2005, avec de nouveaux produits et de nouvelles solutions.

De nombreuses installations ORC ont ainsi été mises en œuvre ces dernières années dans certains pays européens (Italie, Allemagne, France etc...). La puissance nette installée au niveau mondial est estimée à 1.8 GWe (mars 2014). (3)

Le cycle de Rankine à fluide organique a fait ses preuves, dans toutes les centrales thermiques à vapeur, à énergie fossile, biomasse ou nucléaire, de manière performante et compacte.

**CHAPITRE 2 :**  
**DIMENSIONNEMENT D'UN**  
**COGENERATEUR A CYCLE**  
**ORGANIQUE DE RANKINE**

## 2.1. Introduction

Un cycle organique de Rankine (ORC) fonctionne avec un fluide organique de grande masse molaire. La détente d'un tel fluide est en effet plus efficace que celle de l'eau sur une faible chute de température, elle transmet plus de travail spécifique à la turbine.

Nous aborderons, dans ce chapitre, le dimensionnement d'un système de cogénération à cycle de Rankine Organique utilisant la biomasse comme combustible.

## 2.2. Le schéma de l'installation de cogénération

L'installation à étudier se présente comme sur le schéma de la figure 2.1 ci-dessous. Elle comporte trois blocs principaux : le module ORC qui occupe le cœur de l'installation, le circuit primaire parcouru par une huile thermique qui réalise le couplage thermique entre la chaudière à biomasse et le module ORC et enfin le circuit de refroidissement qui est dans notre cas en fait le circuit d'extraction de la chaleur pour la production d'eau chaude.

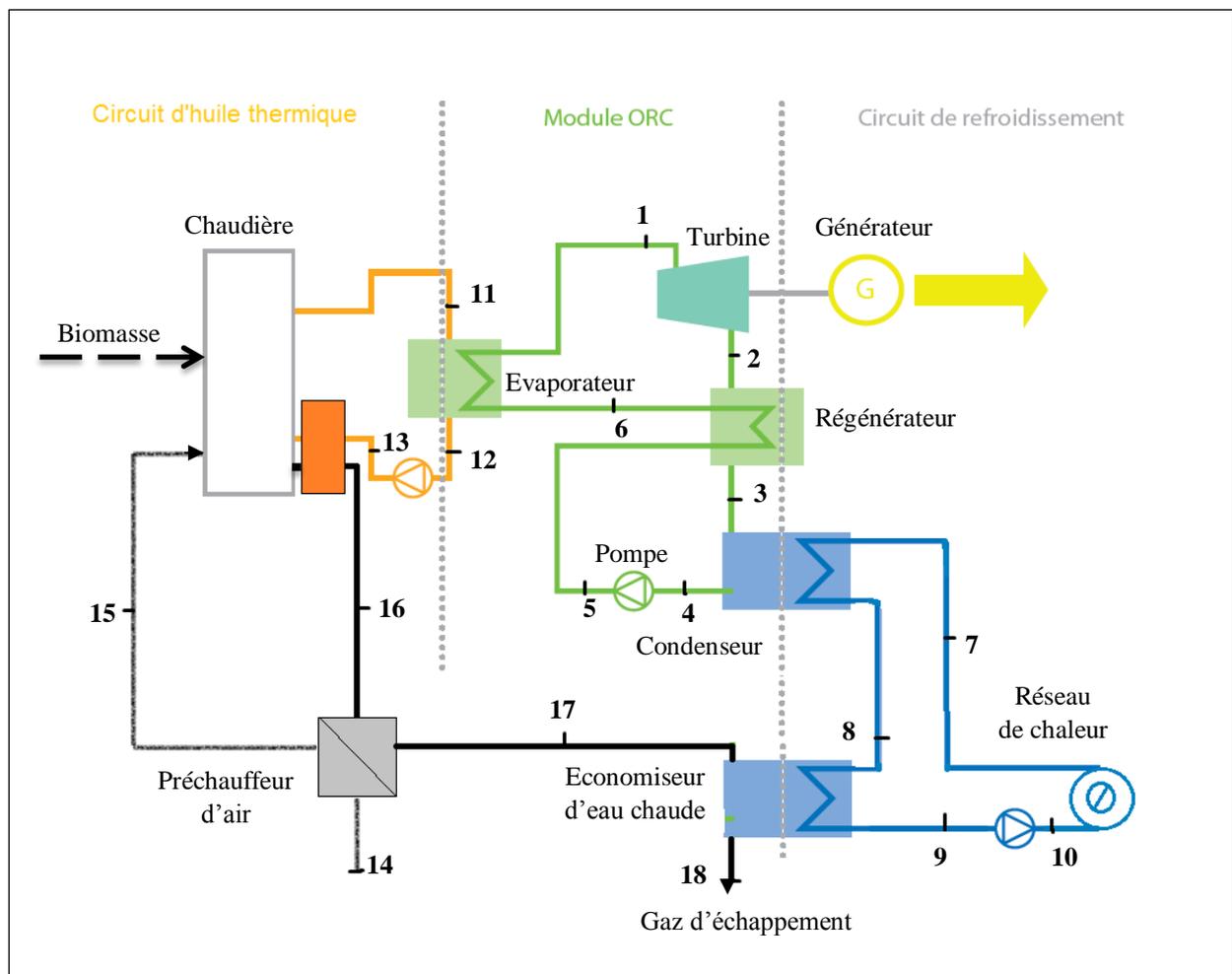


Figure 2.1 : Installation de cogénération à cycle ORC utilisant la biomasse comme combustible

### 2.3. Le cycle ORC

Un module ORC comporte quatre composants principaux : un évaporateur, une machine de détente (turbine), un condenseur et une pompe (figs 2.1 et 2.3).

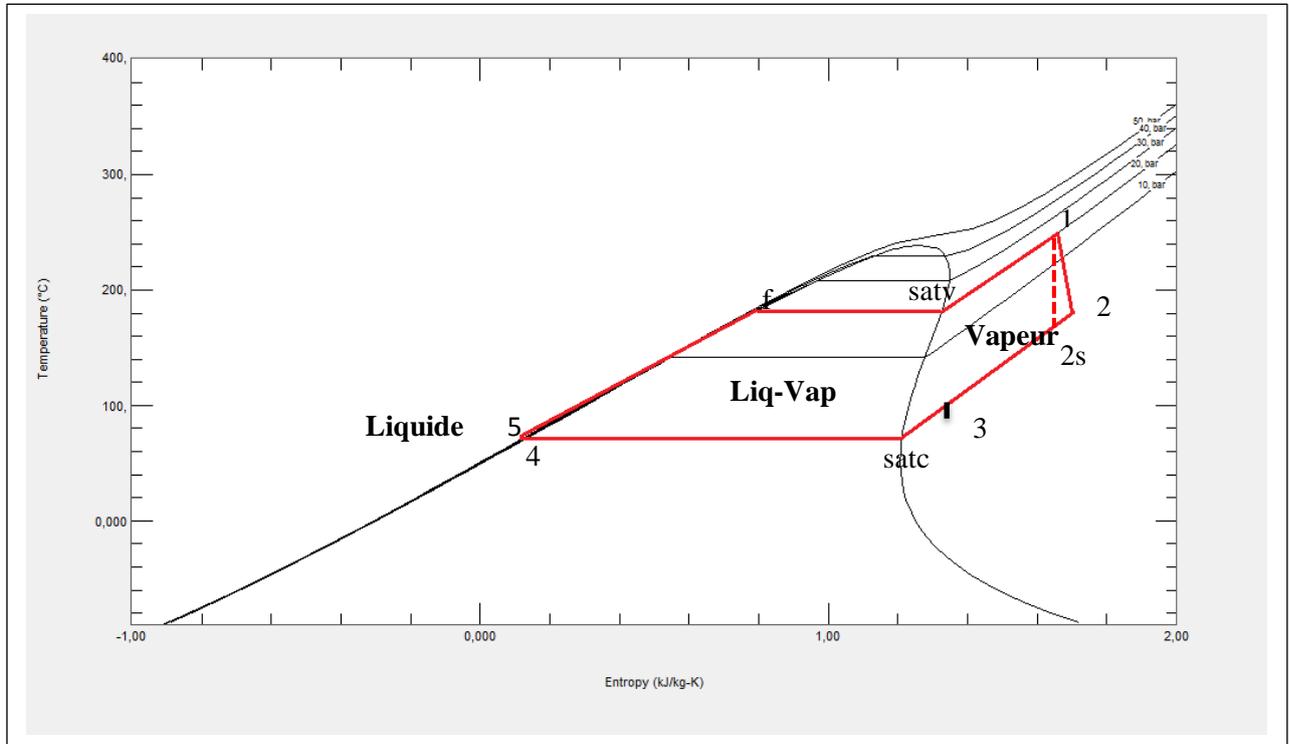


Figure 2.2 : le cycle de Rankine à fluide organique (cyclopentane)

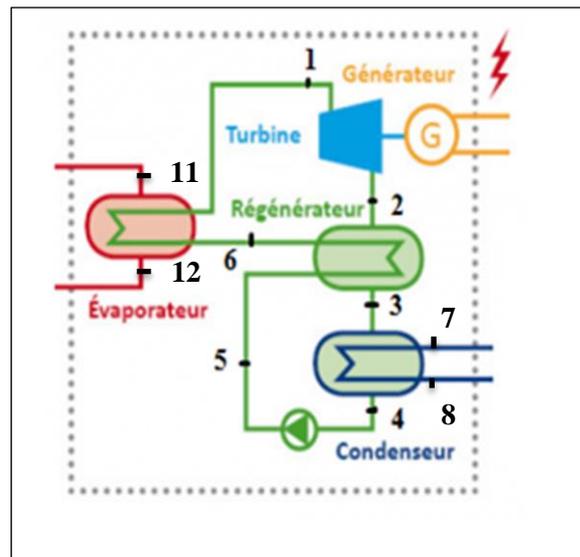


Figure 2.3 : Schéma de fonctionnement d'un moteur à cycle de Rankine

### 2.3.1. La turbine

La vapeur du fluide organique produite dans l'évaporateur est détendue dans la turbine pour produire de l'électricité au moyen d'un alternateur.

✓ Point 1

Le fluide de travail, arrive à l'entrée de la turbine, à une température et une pression,  $T_1=250\text{ °C}$  et  $P_1=20\text{ bars}$ . A l'aide du logiciel **RefProp**, nous pouvons calculer l'enthalpie  $h_1$  et l'entropie  $S_1$  du fluide (cyclopentane) à  $T_1$  et  $P_1$ .

D'où :

$$h_1=718.11\text{ kJ.kg}^{-1}$$
$$S_1=1.6630\text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

✓ Point (2<sub>s</sub>)

Le fluide subit au niveau de la turbine une détente isentropique, jusqu'à une pression  $P_{2s}=P_{\text{sat}}(T=70\text{ °C})$ . Dans ce cas :  $S_{2s}=S_1$ .

A l'aide du logiciel RefProp et à une température de saturation  $T_{\text{sat}}=70\text{ °C}$  et un titre de vapeur  $x=0$ , nous obtenons :  $P_{2s}=P_{\text{sat}}$ .

Ensuite, à une pression  $P_{2s}$  et une entropie  $S_{2s}=S_1$ , nous pouvons avoir l'enthalpie  $h_{2s}$  et la température  $T_{2s}$  au point 2<sub>s</sub>.

Donc:

$$P_{2s}=1.9133\text{ bars}$$
$$h_{2s}=593.43\text{ kJ.kg}^{-1}$$
$$T_{2s}=175.61\text{ °C}$$

✓ Point (2)

Le rendement isentropique de la turbine est défini par :

$$\eta_{\text{it}} = \frac{W_{\text{turbine réelle}}}{W_{\text{turbine isentropique}}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2.1)$$

La puissance réelle s'exprime toujours en fonction des propriétés du fluide à l'entrée et à la sortie de la turbine.

Et donc l'enthalpie  $h_2$  au point (2) se calcule par la relation :

$$h_2 = h_1 - \eta_{\text{it}}(h_1 - h_{2s}) \quad (2.2)$$

$\eta_{\text{it}}$  est le rendement isentropique de la turbine qui est fixé à :  $\eta_{\text{it}} = 85\%$

A partir de l'équation (2.2), nous obtenons :  $h_2 = 612.13\text{ kJ.kg}^{-1}$

A une pression  $P_2=P_{2S}$  et une enthalpie  $h_2$ , le logiciel **RefProp** peut calculer la température  $T_2$  et l'entropie  $S_2$  à la sortie de la turbine.

$$T_2 = 185.2 \text{ °C}$$

$$S_2 = 1.7042 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

✓ Le travail spécifique de la turbine

D'après le premier principe, le travail spécifique de la turbine se calcule comme suit :

$$\omega_T = \omega_{1-2} = h_1 - h_2 \quad (2.3)$$

$$\omega_T = 105.98 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

### 2.3.2. Le régénérateur

Après détente, le cyclopentane traverse un régénérateur pour un pré refroidissement isobare à une pression  $P_3=P_2$  jusqu'à la température  $T_3$

✓ Point (3)

Le rendement du régénérateur est défini par :

$$\eta_r = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{sat}} \quad (2.4)$$

$\eta_r$  est estimé à 75%

L'enthalpie  $h_3$  se déduit donc :

$$h_3 = h_2 - \eta_r (h_2 - h_{sat}) \quad (2.5)$$

$$h_3 = 458.22 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Le logiciel **RefProp** calcule la température  $T_3$  et l'entropie  $S_3$  à la sortie du régénérateur pour une pression  $P_3$  et une enthalpie  $h_3$ .

### 2.3.3. Le condenseur

Dans le condenseur, le fluide est éventuellement refroidi jusqu'à la température de condensation, condensé et sous-refroidi en utilisant de l'eau comme fluide de refroidissement. La chaleur latente de condensation permet la production d'eau chaude.

✓ Point (4)

Le fluide entre dans le condenseur à une pression  $P_3$  et une température  $T_3$ , il passe par le point de saturation ( $sat_c$ ) et sort du condenseur à une pression  $P_4$  et une température  $T_4$ .

Les propriétés du fluide (température, enthalpie et entropie) à ces deux points ( $sat_c$ ) et (4) sont calculées par le logiciel **RefProp** pour une pression  $P_{gc} = P_4 = P_2$  et des fractions  $x = 1$  et  $x = 0$  respectivement.

$$T_{\text{satc}} = 70 \text{ °C}, T_4 = 70 \text{ °C}$$

$$h_{\text{satc}} = 414.39 \text{ kJ.kg}^{-1}, h_4 = 41.245 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$\varphi_4 = 693.93 \text{ kg.m}^{-3}$$

#### 2.3.4. La pompe

La pompe est un autre élément important de l'ORC. La consommation de la pompe d'un ORC peut représenter une fraction non négligeable de la puissance produite par la turbine. Nous veillerons donc à utiliser une pompe présentant un rendement acceptable qui est égal à 85%.

Le liquide organique obtenu au condenseur est comprimé, au moyen de la pompe, avant de passer dans le régénérateur.

✓ Le travail de la pompe

Le fluide organique entre dans la pompe à une pression  $P_4$ , et sort à une pression  $P_5 = P_1 = 20 \text{ bars}$

Le rendement de la pompe est égal au rapport de son travail spécifique correspondant à une compression isentropique sur son travail lors d'une compression réelle

$$n_{ip} = \frac{\omega_{ps}}{\omega_p} \quad (2.6)$$

D'autre part, le travail spécifique de la pompe correspondant à une compression isentropique se calcule comme suit :

$$\omega_{ps} = \frac{P_5 - P_4}{\varphi_4} \quad (2.7)$$

$$\omega_{ps} = 2.61 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Et donc, à partir de l'équation (2.6), Le travail spécifique réel de la pompe :

$$\omega_p = 3.06 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

✓ Point (5)

D'après le premier principe :

$$\omega_p = h_5 - h_4 \quad (2.8)$$

$$\implies h_5 = h_4 + \omega_p \quad (2.9)$$

Et donc :

$$h_5 = 44.305 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Donc, pour une pression  $P_5$  et une enthalpie  $h_5$ , le logiciel **RefProp** peut calculer la température  $T_5$  et l'entropie  $S_5$

$$T_5 = 71 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S_5 = 0.1248 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

### 2.3.5. Bilan d'énergie du régénérateur

Le bilan d'énergie du régénérateur nous permet de calculer l'enthalpie au point (6)

$$h_6 - h_5 = h_2 - h_3 \quad (2.10)$$

$$\implies h_6 = h_2 + h_5 - h_3 \quad (2.11)$$

$$h_6 = 198.22 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

### 2.3.6. L'évaporateur

Le liquide organique, en quittant le régénérateur, passera à l'évaporateur pour compléter le cycle.

La quantité de chaleur reçue par le cyclopentane dans l'évaporateur est :

$$Q_{6-1} = h_1 - h_6 \quad (2.12)$$

$$Q_{6-1} = 519.89 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

### 2.3.7. Le cycle

✓ Travail spécifique net du cycle

Le travail spécifique net du cycle de Rankine à fluide organique est donné par :

$$\omega_{\text{net}} = \omega_T - \omega_p \quad (2.13)$$

Où :  $\omega_T$  est travail de la turbine et  $\omega_p$  est celui de la pompe.

D'où : 
$$\omega_{\text{net}} = 102.91 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

✓ Rendement thermodynamique du cycle

$$\eta_{\text{thermo}} = \frac{\omega_{\text{net}}}{Q_{6-1}} \quad (2.14)$$

$$\eta_{\text{thermo}} = 19.79\% \approx 20\%$$

## 2.4. Le circuit de refroidissement

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

L'utilisation d'un système de refroidissement par eau est un élément important qui permet d'améliorer éventuellement l'efficacité de l'installation.

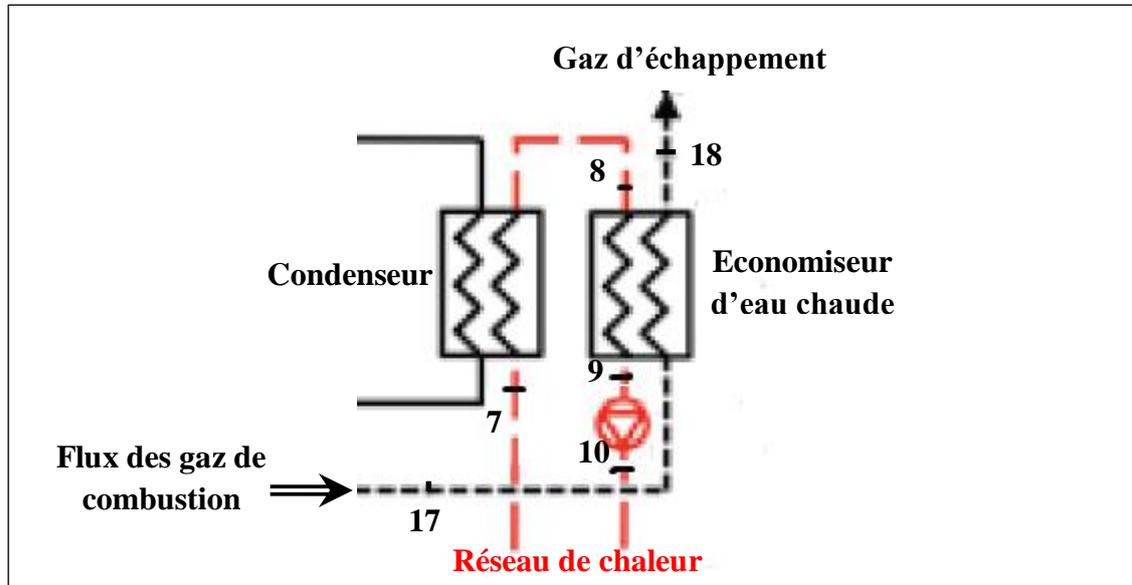


Figure 2.4 : le circuit de refroidissement d'eau

### 2.4.1. Le réseau de chaleur

Nous fournissons au réseau de chaleur une puissance thermique de  $\bar{Q}_{th} = 600 \text{ kW}$ . L'eau entre à une température  $T_{entrée} = 80 \text{ °C}$ , et sort à  $T_{sortie} = 25 \text{ °C}$

✓ Points (7) et (10)

A des températures d'entrées et de sortie respectivement égales à  $T_{10} = 80 \text{ °C}$  et  $T_7 = 25 \text{ °C}$ , le logiciel CATH1 peut nous calculer les enthalpies  $h_{10} = h_f(80 \text{ °C})$  et  $h_7 = h_f(25 \text{ °C})$ .

$$h_{10} = 334.9 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_7 = 104.9 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

✓ Calcul du débit d'eau

$$\bar{Q}_{th} = \dot{m}_e (h_{10} - h_7) \quad (2.15)$$

$$\implies \dot{m}_e = \frac{\bar{Q}_{th}}{h_{10} - h_7} \quad (2.16)$$

$$\dot{m}_e = 2.609 \text{ kg.s}^{-1}$$

### 2.4.2. L'économiseur d'eau chaude

L'eau, à la sortie du condenseur, est envoyée à l'économiseur d'eau chaude à une température  $T_8$  pour être chauffée et ensuite pompée au réseau de chaleur.

✓ Point (8)

A une température  $T_8 = 70^\circ\text{C}$  et une fraction  $x=0$ , le logiciel CATH1 peut calculer l'enthalpie  $h_8$  :

$$h_8 = 292.98 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

✓ Point (9)

A la sortie de l'économiseur, l'eau chaude sera envoyée au réseau de chaleur à l'aide d'une pompe de puissance  $\dot{W}_{pe}$  qui est estimée à 20 kW

$$\dot{W}_{pe} = \dot{m}_e (h_{10} - h_9) \quad (2.17)$$

$$\implies h_9 = h_{10} - \frac{\dot{W}_{pe}}{\dot{m}_e} \quad (2.18)$$

$$h_9 = 368.26 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

### 2.4.3. Le débit du cyclopentane

Pour calculer le débit du cyclopentane (fluide organique), nous effectuons le bilan énergétique du condenseur :

$$\dot{m} (h_3 - h_4) = \dot{m}_e (h_8 - h_7) \quad (2.19)$$

Où :  $\dot{m}$  est le débit du cyclopentane et  $\dot{m}_e$  celui de l'eau

Le débit du fluide est donc donné par :

$$\dot{m} = \dot{m}_e \frac{h_8 - h_7}{h_3 - h_4} \quad (2.20)$$

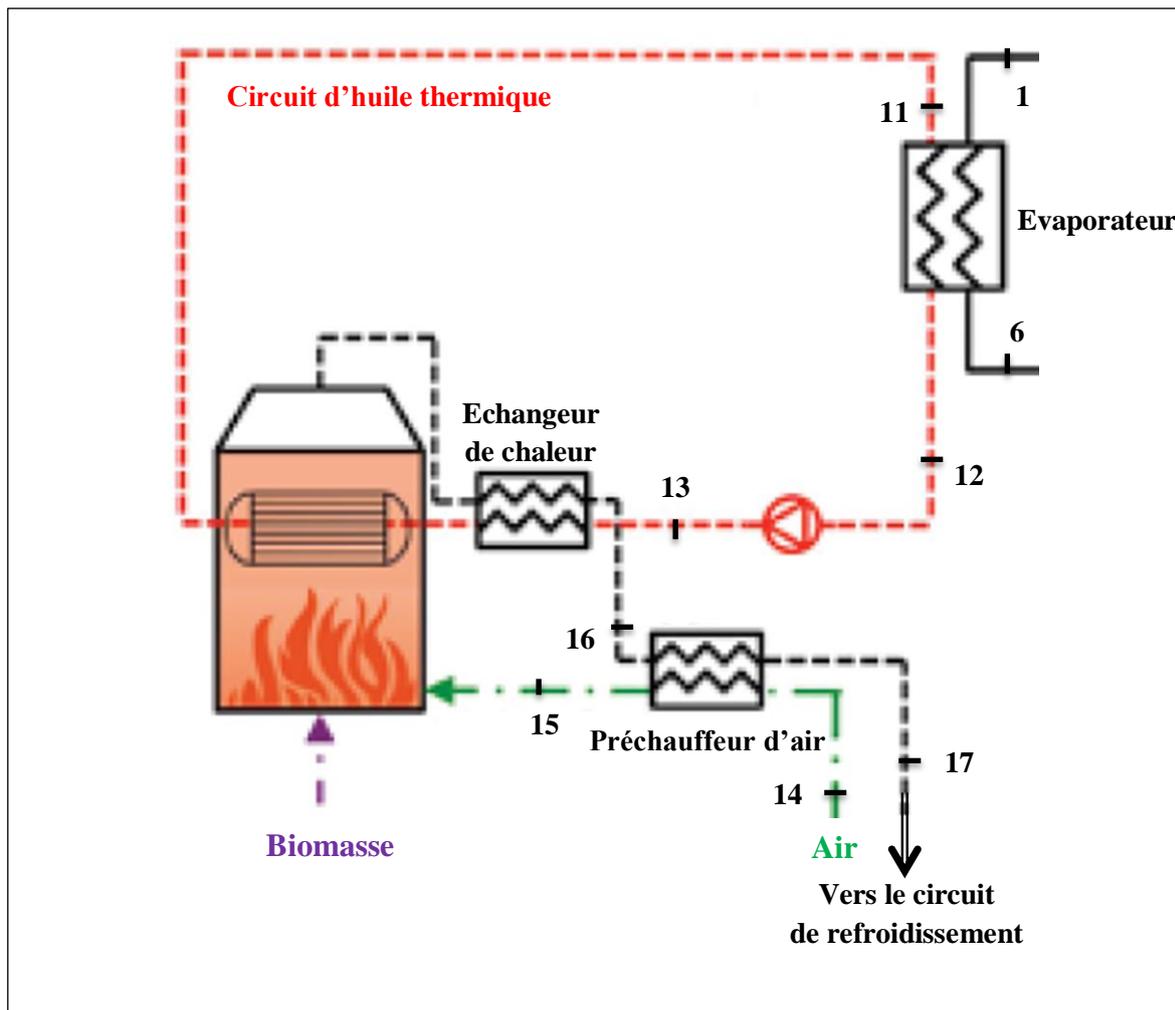
$$\dot{m} = 1.1768 \text{ kg.s}^{-1}$$

## 2.5. Le circuit d'huile thermique

L'évaporateur du cycle de Rankine organique peut être mis directement en contact avec la source de chaleur « évaporation directe », ou bien à travers une boucle intermédiaire. Cette boucle entre la source de chaleur et l'ORC est effectivement préconisée par la plupart des constructeurs d'ORC, en particulier si la source de chaleur est de type « fumées » ou si les niveaux de températures sont « trop élevés ». Cela est notamment dû au type de fluide organique utilisé ; la stabilité chimique du fluide peut être détériorée à haute température.

Cette boucle est constituée d'un échangeur de chaleur additionnel, une pompe de circulation et un fluide caloporteur. Ce fluide est généralement une huile minérale ou synthétique qui présente l'avantage de rester à l'état liquide à haute température et sous de faibles pressions.

Dans notre cas, centrale de cogénération utilisant la biomasse, la boucle intermédiaire permet de faciliter la conception de la chaudière, celle-ci étant dimensionnée pour réchauffer un fluide à basse pression. En outre, l'utilisation d'une boucle intermédiaire améliore la capacité du système à gérer les fluctuations brusques éventuelles de la source de chaleur.



**Figure 2.5 :** le circuit d'huile thermique

### 2.5.1. Chaudière à biomasse

- ✓ Calcul du débit du combustible (bois)

Il existe deux types d'analyses de combustibles, qui se distinguent par le nombre de composants considérés :

- L'analyse immédiate décompose le combustible en ses constituants principaux que sont les matières combustibles, l'eau et les inertes (cendres).
- L'analyse élémentaire décompose traditionnellement la fraction combustible en cinq constituants chimiques élémentaires : carbone (C), hydrogène (H), oxygène (O), azote (N), soufre (S). À ces constituants, il convient d'ajouter le chlore (Cl).

Dans le cas des combustibles solides, il est important de connaître les teneurs des différents composants des cendres. L'analyse chimique des constituants inertes du combustible est un complément utile pour connaître et évaluer des risques tels que les tendances à l'érosion ou à l'abrasion, à la corrosion, ou à l'encrassement, liées à l'utilisation de ces combustibles.

Dans notre cas, le combustible choisi est un bois à 20% d'humidité utilisé dans le projet de master soutenu par Mlle Hamdi Amel en juin 2015 au département de génie chimique de l'ENP. Toutes les caractéristiques qui nous seront utiles, concernant ce combustible et les fumées qui sont issues de sa combustion seront extraites du travail de Hamdi (10). La composition du combustible est donnée au tableau 2.1 et ses pouvoirs calorifiques au tableau 2.2 ci-dessous.

**Tableau 2.1:** Composition massique élémentaire du combustible sur bois brut

Elément	H <sub>2</sub> O	C	H	O	N	Cl	S	cendres
<b>Brut (% massique)</b>	20	40	4.64	34.72	0.16	0.02	0.04	0.42

**Tableau 2.2 :** pouvoirs calorifiques du combustible brut à 20% d'humidité

	Pouvoir calorifique supérieur (PCS)	Pouvoir calorifique inférieur (PCI)
Brut (kJ/kg)	13927	12362

Nous donnons également les deux facteurs :

**A<sub>t</sub>** : représentant l'air théorique (quantité minimale d'air nécessaire à la combustion complète du bois) : **4.6807 kg air/ kg bois**

**α**: représentant le rapport de la quantité d'air utilisée pour la combustion sur la quantité d'air théorique : **α = 1.35**

Le rendement utile d'une chaudière est le rapport entre la puissance contenue dans le combustible et la puissance thermique transmise à l'air ou à l'eau de chauffage :

$$\eta_{ch} = P_u / P_a \quad (2.21)$$

Où :  $P_a$  = puissance contenue dans le combustible = débit de combustible  $\times$  son pouvoir calorifique PCI ( $\dot{m}_c$  PCI)

$P_u$  = puissance utile de la chaudière ou puissance fournie au générateur de vapeur ( $\dot{m} Q_{6-1}$ )

$$\eta_{ch} = \frac{\dot{m} Q_{6-1}}{\dot{m}_c \text{ PCI}} \quad (2.22)$$

Où :  $\dot{m}, \dot{m}_c$ : Débit du fluide organique (cyclopentane) et débit de combustible respectivement

$Q_{6-1}$  : Quantité de chaleur reçue par le cyclopentane dans le générateur de vapeur.

Les diverses améliorations apportées aux techniques de combustion ont permis, par la diminution des imbrûlés et de l'excès d'air, d'augmenter les rendements des chaudières à biomasse modernes à des niveaux de l'ordre de 75% à 90 %, qui sont fonction du choix du système de combustion et surtout des caractéristiques de la biomasse, notamment de son humidité.

Dans notre cas, nous prenons un rendement de chaudière :  $\eta_{ch} = 75\%$

A partir de la relation (2.22), nous déduisons le débit de combustible

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m} Q_{6-1}}{\eta_{ch} \text{ PCI}} \quad (2.23)$$

$$\dot{m}_c = 0.0660 \text{ kg.s}^{-1}$$

✓ **Le débit des gaz de combustion  $\dot{m}_g$**

Le principe de conservation de la masse nous permet d'écrire :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + \dot{m}_a \quad (2.24)$$

Dont :  $\dot{m}_c$  est le débit de combustible et  $\dot{m}_a$  est celui de l'air

D'autre part, la composition des gaz de combustions de notre bois est présentée dans le tableau 2.3 ci-dessous.

A partir du tableau, nous obtenons le débit d'air ;

$$\dot{m}_a = 7.3145 \dot{m}_c \quad (2.25)$$

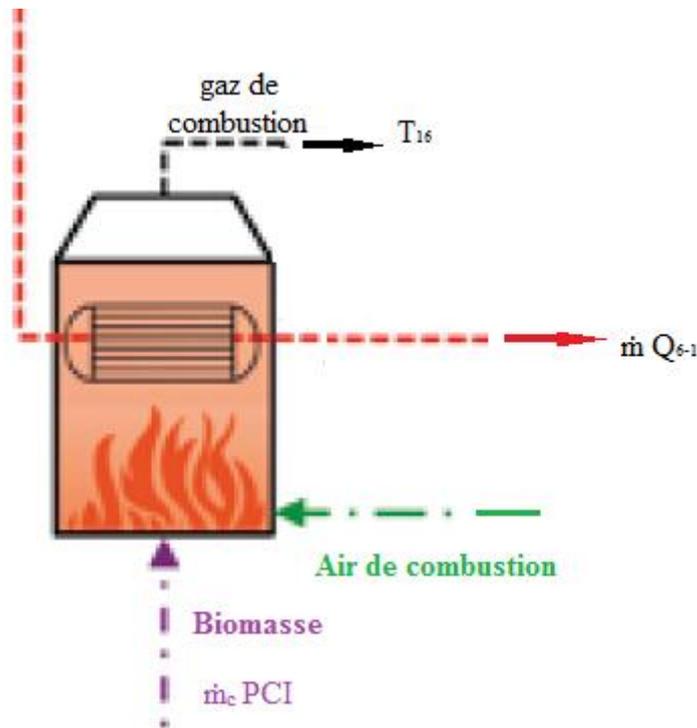
Puis le débit des gaz de combustion :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + 7.3145 \dot{m}_c = 8.3145 \dot{m}_c \quad (2.26)$$

**Tableau 2.3 :** Composition des fumées issues de la combustion d'un bois brut à 20% d'humidité pour un rapport d'air théorique  $\alpha=1.35$  (10)

Constituant	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	$\Sigma$
$m_i$ (kg/kg bois)	1.4667	0.6176	0.0008	4.8476	0.3819	7.3145
$x_i$	0.2005	0.0844	0.0001	0.6627	0.0522	1
$n_i$ (kg/kg bois)	0.0333	0.0343	0.00001	0.1731	0.0119	0.2527
$y_i$	0.1319	0.1358	0.00004	0.6851	0.0472	1
$y_i M_i$	5.8036	2.4444	0.0026	19.1828	1.5104	$M_f = 28.944$

✓ **Estimation de la température des gaz à la sortie de la chaudière**



**Figure 2.6 :** Chaudière à biomasse

Pour calculer la température des gaz de combustion à la sortie de la chaudière, nous effectuons son bilan énergétique, ce qui nous permet d'établir le lien entre l'énergie des gaz à la sortie de la chaudière ( $\bar{Q}_g$ ), les débits de combustible ( $\dot{m}_c$ ), de fluide organique (cyclopentane) ( $\dot{m}$ ) et des fumées ( $\dot{m}_g$ )

Le bilan énergétique de la chaudière donne :

$$\dot{m}_c \text{ PCI} = \dot{m} Q_{6-1} + \bar{Q}_g \quad (2.27)$$

A partir de ce bilan, nous pouvons calculer l'énergie des gaz à la sortie de la chaudière :

$$\bar{Q}_g = \dot{m}_c \text{PCI} - \dot{m} Q_{6-1} \quad (2.28)$$

$$\bar{Q}_g = 204.085 \text{ kJ.s}^{-1}$$

D'autre part, cette énergie représente l'enthalpie des gaz et s'exprime en fonction de la chaleur spécifique de ces derniers comme suit :

$$\bar{Q}_g = \dot{m}_g C_{pg} (T_{16} - T_0) \quad (2.29)$$

Où :  $T_0$  est la température ambiante

$C_{pg}$  est la chaleur spécifique des gaz estimée à  $1.089 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}$  (10)

Les gaz de combustion quittent la chaudière à la température  $T_{16}$  :

$$T_{16} = \frac{\bar{Q}_g}{\dot{m} C_{pg}} + T_0 \quad (2.30)$$

$$T_{16} = 366.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 2.5.2. L'ensemble évaporateur-surchauffeur

L'huile thermique sort de la chaudière à une température  $T_{11} = 320^\circ\text{C}$  et est envoyée dans l'ensemble évaporateur-surchauffeur de cyclopentane.

L'huile utilisée est du type Therminol-VP1 dont la chaleur spécifique  $C_p$  est décrite par la corrélation suivante :

$$C_p = 1.877 + 0.000203T + 4.17 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (2.31)$$

Où :  $T$  en  $^\circ\text{C}$

✓ Calcul du débit d'huile

Pour calculer le débit d'huile thermique, nous effectuons un bilan sur l'ensemble évaporateur-surchauffeur.

La quantité de chaleur dégagée par l'huile, dans l'évaporateur, sera reçue par le cyclopentane

$$\dot{m}_h \Delta h = \dot{m} (h_1 - h_f) \quad (2.32)$$

$$\implies \dot{m}_h = \dot{m} \frac{h_1 - h_f}{\Delta h} \quad (2.33)$$

Avec :  $\dot{m}_h$  : débit d'huile thermique

$\dot{m}$  : débit du cyclopentane

$h_1$  : enthalpie du cyclopentane à la sortie de l'évaporateur

$h_f$  : enthalpie du cyclopentane à l'entrée de l'évaporateur (cette enthalpie est déterminée grâce à **RefProp** avec  $p = 20$  bars et  $x = 0$ )

$\Delta h$  : variation d'enthalpie de l'huile thermique

✓ Calcul de  $\Delta h$

$$\Delta h = \int_{T_y}^{T_{11}} c_p dT$$

$$\implies \Delta h = 1.877 \int_{T_y}^{320} dT + 0.000203 \int_{T_y}^{320} T dT + 4.17 \cdot 10^{-6} \int_{T_y}^{320} T^2 dT \quad (2.34)$$

Prenons :  $T_y - T_{\text{sat}} = 25^\circ\text{C}$ , il vient alors  $T_y = T_{\text{sat}}(20 \text{ bars}) + 25^\circ\text{C}$

$T_y$  étant ici la température de l'huile à la sortie de l'évaporateur.

Pour calculer la température de saturation  $T_{\text{sat}}$ , nous utilisons l'équation d'Antoine :

$$\log P = A - \frac{B}{T+C} \quad (2.35)$$

Où :  $P$  est en bars et  $T$  en K

$$\implies T = \frac{B}{A - \log P} - C \quad (2.36)$$

$A$ ,  $B$  et  $C$  sont des constantes.

**Tableau 2.4** : Valeurs des constantes  $A$ ,  $B$  et  $C$  (11)

$A$	$B$	$C$
4.00288	1119.208	- 42.412

A une pression  $P = 20$ bars et d'après l'équation d'Antoine (2.36), la température de saturation est égale :  $T_{\text{sat}} = 459\text{K} = 186^\circ\text{C}$

Et donc :  $T_y = 211^\circ\text{C}$

A une pression  $P=20$  bars et une fraction  $x=0$ , l'enthalpie du cyclopentane :

$$h_f = 311.66 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Nous pouvons, donc, déduire  $\Delta h$  à partir de la relation (2.33) :

$$\Delta h = 242.96 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Le débit d'huile thermique est déduit de la relation (2.33):  $\dot{m}_h = 1.977 \text{ kg.s}^{-1}$

✓ Calcul de  $T_{12}$

Pour calculer la température de l'huile à la sortie de l'économiseur  $T_{12}$ , nous effectuons le bilan d'énergie de l'ensemble de l'échangeur:

$$\dot{m}(h_1 - h_6) = \dot{m}_h C_p (T_{11} - T_{12}) \quad (2.37)$$

$$\implies T_{12} = T_{11} - \dot{m} \frac{h_1 - h_6}{\dot{m}_h C_p} \quad (2.38)$$

$\dot{m}_h$  : débit d'huile thermique

$\dot{m}$  : débit du cyclopentane

$h_1, h_6$ : enthalpies du cyclopentane aux sorties d'évaporateur et régénérateur respectivement.

$T_{11}$  étant égale à 320 °C

$C_p$  représente la chaleur spécifique de l'huile thermique déduite par la relation (2.31) :

$$C_p = 2.22 \text{ kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

A partir de la relation (2.38), la température de l'huile thermique à la sortie de l'évaporateur est :

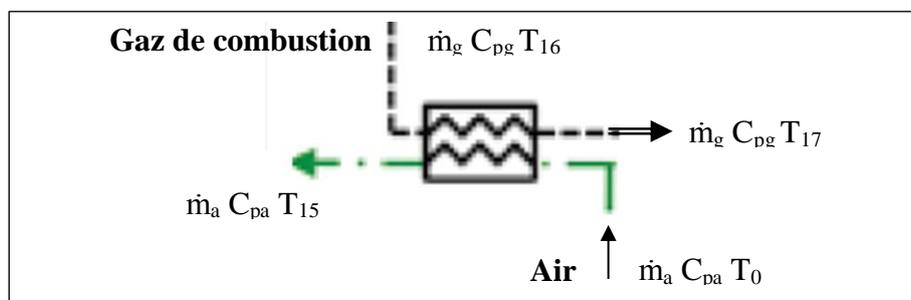
$$T_{12} = 180.6 \text{ °C}$$

## 2.6. Les gaz d'échappement

### 2.6.1. Le préchauffeur d'air

Les fumées de combustion de biomasse produite par la chaudière étant à un niveau thermique relativement élevé, donc nous prévoyons une valorisation énergétique de ces dernières, pour la production d'eau chaude et le préchauffage de l'air de combustion.

Pour calculer la température des gaz à la sortie du préchauffeur  $T_{17}$ , nous effectuons son bilan d'énergie :



**Figure 2.7 :** Le préchauffeur d'air

$$\dot{m}_g C_{pg} (T_{16} - T_{17}) = \dot{m}_a C_{pa} (T_{15} - T_0) \quad (2.39)$$

$$\implies T_{17} = T_{16} - \frac{\dot{m}_a C_{pa}}{\dot{m}_g C_{pg}} (T_{15} - T_0) \quad (2.40)$$

$C_{pg}$  : La chaleur spécifique des gaz égale à  $1.089 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

$C_{pa}$  : La chaleur spécifique de l'air égale à  $1.012 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Donc, pour une température  $T_{15}=100^\circ\text{C}$  :

$$T_{17} = 305.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 2.6.2. La température d'échappement des fumées

Les rendements élevés de la chaudière, supposent une récupération poussée de l'énergie contenue dans les fumées, ce qui passe par l'installation de récupérateurs de type préchauffeur d'air, de façon à abaisser la température des fumées à des niveaux de  $140 \text{ }^\circ\text{C}$ , voire parfois moins.

La température de sortie des fumées sera calculée en effectuant le bilan sur l'économiseur d'eau chaude.

$$\dot{m}_g C_{pg} (T_{17} - T_{18}) = \dot{m}_e (h_9 - h_8) \quad (2.41)$$

$$\implies T_{18} = T_{17} - \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g C_{pg}} (h_9 - h_8) \quad (2.42)$$

$\dot{m}_e$  : débit d'eau

$\dot{m}_g$  : débit des gaz de combustion

$h_8, h_9$ : enthalpie d'eau à l'entrée et la sortie de l'économiseur respectivement.

$C_p$  : chaleur spécifique des gaz de combustion

Donc, à partir de la relation (2.42) :

$$T_{18}=148.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

## 2.7. Les rendements

En général, la technologie ORC se caractérise par sa robustesse, sa conception compacte, sa grande capacité d'automatisation et son rendement de cogénération relativement élevée. Pouvant atteindre 85%. (12)

### 2.7.1. Rendement électrique

La puissance électrique se calcule comme suit :

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{net} \times \dot{m} \quad (2.43)$$

Où :  $\dot{W}_{net}$  : travail spécifique net du cycle

$\dot{m}$  : débit du cyclopentane

$$\dot{W}_{el} = 121.12 \text{ kW}$$

Et donc, le rendement électrique est égale à :

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{m}c \text{ PCI}} \quad (2.44)$$

$\dot{m}c$  : étant le débit de combustible

$$\eta_{el} = 14.84 \approx 15\%$$

### 2.7.2. Le rendement thermique

Pour une puissance thermique de :  $\bar{Q}_{th} = 600\text{kW}$ , le rendement thermique se calcule comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{\bar{Q}_{th}}{\dot{m}c \text{ PCI}} \quad (2.45)$$

$$\eta_{th} = 73.54\%$$

### 2.7.3. Le rendement de cogénération

$$\eta_{cog} = \eta_{el} + \eta_{th} \quad (2.49)$$

$$\eta_{cog} = 88.4\%$$

## 2.8. Conclusion

Pour encourager les établissements à choisir de s'équiper d'un cogénérateur à cycle de Rankine organique, il nous reste à voir la possibilité et la disponibilité d'un moteur pareil. Pour cela, l'interprétation des résultats de dimensionnement est le seul moyen pour le faire.

# **CHAPITRE 3 :**

## **RESULTATS ET DISCUSSIONS**

### 3.1. Introduction

Après avoir fait le dimensionnement de notre cogénérateur à cycle organique de Rankine, les résultats doivent être commentés et discutés afin de mettre en valeur les caractéristiques du moteur en question.

### 3.2. Le cycle ORC

#### ✓ La turbine

**Tableau 3.1 :** Bilan au niveau de la turbine

	Entrée	Sortie	
	Point (1)	Point (2S)	Point (2)
<b>Température (°C)</b>	$T_1=250$	$T_{2S} = 175.61$	$T_2 = 185.2$
<b>Pression (bars)</b>	$P_1=20$	$P_{2S}= 1.9133$	$P_2= 1.9133$
<b>Enthalpie (kJ.kg<sup>-1</sup>)</b>	$h_1=718.11$	$h_{2S}= 593.43 \text{ kJ.kg}^{-1}$	$h_2 = 612.13$
<b>Entropie (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</b>	$S_1=1.6630$	$S_{2S} = S_1 = 1.6630$	$S_2 = 1.7042$
Le rendement isentropique de la turbine : $\eta_{it} = 85\%$			
Le travail spécifique de la turbine : $\omega_T = 105.98 \text{ kJ.kg}^{-1}$			

Le cyclopentane se trouve à l'entrée de la turbine à une température de 250°C et une pression de 20bars qui sont inférieure à sa température et sa pression critique (173°C et 47.8bars) afin d'éviter toute possibilité de changement de phase pour le fluide de travail. Ce dernier passe par les aubes de la turbine, et subit une détente diminuant sa pression jusqu'à 1.91bar et sa température jusqu'à 185.2°C grâce à une transformation isentropique. Ainsi nous pouvons connaître le travail spécifique de la turbine qui sera égal à 105.98 kJ.kg<sup>-1</sup>.

#### ✓ Le régénérateur

**Tableau 3.2 :** Bilan au niveau du régénérateur

	Entrée (cyclopentane)		Sortie (cyclopentane)	
	Point (2)	Point (5)	Point (3)	Point (6)
<b>Température (°C)</b>	$T_2 = 185.2$	/	$T_3= 98.8$	/
<b>Pression (bars)</b>	$P_2= 1.9133$	$P_5= 20$	$P_3 = 1.9133$	/
<b>Enthalpie (kJ.kg<sup>-1</sup>)</b>	$h_2 = 612.13$	/	$h_3 = 458.22$	$h_6 = 198.22$
Le rendement du régénérateur $\eta_R = 75\%$				

Après avoir subi une détente au niveau de la turbine, le fluide de travail passe par un régénérateur, afin de céder une quantité de  $153.9 \text{ kJ.kg}^{-1}$  de sa chaleur, caractérisée par une baisse de température de  $185.2^\circ\text{C}$  à  $98.8^\circ\text{C}$  et ce à une pression constante.

✓ **Le condenseur**

**Tableau 3.3 : Bilan au niveau du condenseur**

	Entrée		Saturation	Sortie	
	Cyclopentane	Eau		Cyclopentane	Eau
	Point (3)	Point (7)	Point (sat <sub>c</sub> )	Point (4)	Point (8)
<b>Température (°C)</b>	$T_3 = 98.8$	$T_7 = 25$	$T_{\text{satc}} = 70$	$T_4 = 70$	$T_8 = 70$
<b>Pression (bars)</b>	$P_3 = 1.9133$	/	$P_{\text{satc}} = 1.9133$	$P_4 = 1.9133$	/
<b>Enthalpie (kJ.kg<sup>-1</sup>)</b>	$h_3 = 458.22$	$h_7 = 104.9$	$h_{\text{satc}} = 414.39$	$h_4 = 41.245$	$h_8 = 292.98$
La masse volumique : $\varphi_4 = 693.93 \text{ kg.m}^{-3}$ Le débit du cyclopentane : $\dot{m} = 1.1768 \text{ kg.s}^{-1}$					

Au niveau du condenseur, le cyclopentane sera mis en contact avec l'eau, pour laquelle il cède de la chaleur passant par une température de  $98.8^\circ\text{C}$  à  $70^\circ\text{C}$ , ce qui augmente la température de cette dernière de  $45^\circ\text{C}$ .

✓ **La pompe**

**Tableau 3.4 : Bilan au niveau de la pompe**

	Entrée (cyclopentane)	Sortie (cyclopentane)
	Point (4)	Point (5)
<b>Température (°C)</b>	$T_4 = 70$	$T_5 = 71$
<b>Pression (bars)</b>	$P_4 = 1.9133$	$P_5 = 20$
<b>Enthalpie (kJ.kg<sup>-1</sup>)</b>	$h_4 = 41.245$	$h_5 = 44.305$
<b>Entropie (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</b>	$S_4 = 0.1236$	$S_5 = 0.1248$
Le rendement de la pompe : 85%. Le travail spécifique isentropique de la pompe : $\omega_{ps} = 2.61 \text{ kJ.kg}^{-1}$ Le travail spécifique réel de la pompe : $\omega_p = 3.06 \text{ kJ.kg}^{-1}$		

Le cyclopentane étant à une température très faible par rapport à celle de la sortie de la turbine, passe par une pompe pour subir une compression, et atteindre sa pression initiale. Il passera par la suite par le régénérateur pour récupérer la chaleur qu'il a cédé précédemment, soit  $153.92 \text{ kJ.kg}^{-1}$ .

✓ L'évaporateur

Tableau 3.5 : Bilan au niveau de l'évaporateur

	Entrée		Sortie	
	Cyclopentane	Huile	Cyclopentane	Huile
	Point (6)	Point (11)	Point (1)	Point (12)
Température (°C)	$T_6 = 139.28$	$T_{11} = 320$	$T_1 = 250$	$T_{12} = 179.73$
Pression (bars)	$P_6 = 20$	/	$P_1 = 20$	/
Enthalpie (kJ.kg <sup>-1</sup> )	$h_6 = 198.22$	/	$h_1 = 718.11$	/
La quantité de chaleur reçue par le cyclopentane dans l'évaporateur : $Q_{6-1} = 519.89 \text{ kJ.kg}^{-1}$				

A la sortie du régénérateur, la température du cyclopentane est de 139.28°C. Afin d'atteindre sa température initiale, ce dernier, sera mis en contact avec une huile qui lui transmettra la chaleur caloportée de la chaudière, 519.89 kJ.kg<sup>-1</sup> de cyclopentane.

✓ Travail net et rendement du cycle

Le travail spécifique net du cycle :  $\omega_{\text{net}} = 102.91 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Le rendement thermodynamique du cycle :  $\eta_{\text{thermo}} = 19.79\% \approx 20\%$ ,

Les résultats obtenus, nous ont permis de calculer le rendement de notre cycle, qui est de l'ordre de 20%. Ce rendement est relativement bas. Ce faible rendement est principalement lié à la faible différence de température entre la source chaude et la source froide dans notre application.

### 3.3. Le circuit de refroidissement d'eau

✓ L'économiseur d'eau chaude

Tableau 3.6 : Bilan au niveau de l'économiseur

	Entrée		Sortie	
	Eau	Gaz	Eau	Gaz (fumés)
	Point (8)	Point (17)	Point (9)	Point (18)
Température (°C)	$T_8 = 70$	$T_{17} = 305.2$	/	$T_{18} = 148.4$
Enthalpie (kJ.kg <sup>-1</sup> )	$h_8 = 292.98$	/	$h_9 = 368.26$	/

Au niveau de ce circuit, l'eau passera par un échangeur de chaleur, où elle réduira la température des fumées avant de les évacuer dans l'atmosphère par la cheminée.

✓ **Le réseau de chaleur**

**Tableau 3.7 : Bilan au niveau du réseau de chaleur**

	<b>Entrée (eau)</b>	<b>Sortie (eau)</b>
	Point (10)	Point (7)
<b>Température (°C)</b>	$T_{10} = 80$	$T_7 = 25$
<b>Enthalpie (kJ.kg<sup>-1</sup>)</b>	$h_{10} = 334.9$	$h_7 = 104.9$
Débit d'eau : $\dot{m}_e = 2.609 \text{ kg.s}^{-1}$		

L'eau mis en jeu, circule dans un circuit fermé, de sorte que sa température varie entre les 25°C et 80°C avec un débit de 2.609 kg.s<sup>-1</sup>.

### 3.4. Le circuit d'huile thermique

✓ **La chaudière**

Le débit de combustible :  $\dot{m}_c = 0.0660 \text{ kg.s}^{-1}$

Le débit des gaz de combustion :  $\dot{m}_g = 0.5488 \text{ kg.s}^{-1}$

La puissance de la chaudière :  $\bar{Q}_g = 204.085 \text{ kJ.s}^{-1}$

La température des gaz de combustion :  $T_{16} = 366.5 \text{ °C}$

✓ **Ensemble évaporateur- surchauffeur**

A une pression  $P = 20\text{bars}$  et d'après l'équation d'Antoine (2.38), la température de saturation est égale :  $T_{\text{sat}} = 459\text{K} = 186 \text{ °C}$

$$T_y = 211 \text{ °C}$$

$$\Delta h = 242.96 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

A une pression  $P=20 \text{ bars}$  et une fraction  $x=0$ , l'enthalpie du cyclopentane :

$$h_f = 311.66 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Le débit d'huile thermique :  $\dot{m}_h = 1.977 \text{ kg.s}^{-1}$

La chaleur spécifique de l'huile thermique :  $C_p = 2.22 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

La température de l'huile thermique à la sortie de l'évaporateur  $T_{12} = 180.6 \text{ °C}$

### 3.5. Les gaz de combustion

✓ Préchauffeur d'air

**Tableau 3.8** : Bilan au niveau du préchauffeur

	Entrés		Sortie	
	Air	Gaz de combustion	Air	Gaz de combustion
<b>Température (°C)</b>	$T_{14} = 25$	$T_{16} = 366.5$	$T_{15} = 100$	$T_{17} = 305.2$
La chaleur spécifique des gaz : $C_{pg} = 1.089 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ La chaleur spécifique de l'air : $C_{pa} = 1.012 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$				

L'air entre à une température de 25°C en passant par un préchauffeur pour atteindre 100°C, par la suite il sera injecté dans le foyer de la chaudière pour contribuer à la combustion du bois.

### 3.6. Les rendements

**Tableau 3.9** : Puissances et rendements

	Electrique	Thermique	Cogénération
<b>Puissance (kW)</b>	$\dot{W}_{el} = 121.12$	$\bar{Q}_{th} = 600$	/
<b>Rendement (%)</b>	$\eta_{el} = 14.84 \approx 15$	$\eta_{th} = 73.54$	$\eta_{cog} = 88.4$

Le rendement électrique est relativement variable en fonction des niveaux de température de la source chaude et du puit froid ainsi que de la technologie utilisée pour la turbine. Le moteur ORC, dimensionné, a un rendement électrique de 15% ce qui obéit parfaitement aux turbine à condensation comme mentionné sur le tableau 3.10.

Etant dimensionné, par rapport à la production de chaleur, le rendement thermique est très important et il est de 73.54%.

Nous obtenons un rendement global du moteur égal à 88.4%. L'obtention d'un moteur avec ces caractéristiques est due à la présence de régénérateur permettant la récupération de la chaleur et donc la réduction des pertes.

**Tableau 3.10** : variation du rendement en fonction de la puissance électrique d'une turbine à condensation (3)

<b>Niveau de puissance (kWe)</b>	<b>Niveau du rendement électrique (%)</b>
100 à 500	10 à 15
500 à 1500	15 à 20

### **3.7. Conclusion**

Le choix de la production d'électricité à partir d'un ORC se justifie par la plus grande simplicité et le grand intérêt de ce moteur. Le modèle présenté donne un rendement de cogénération de 88% pour une unité de puissance thermique de 600 kWth. Ce modèle permet la réduction des pertes et l'optimisation des émissions des gaz à effet de serre.

Pour améliorer d'avantage les performances des installations thermiques, un calcul de dimensionnement d'un module ORC (cycle de Rankine organique) a été effectué en se basant sur les principes de la thermodynamique et de transfert de chaleur dans le but de valoriser cette technologie.

Avant de lancer le dimensionnement, nous devons mettre en place certaines caractéristiques comme la configuration ORC et le fluide de travail vu leur importance.

Les propriétés thermo-physiques du fluide de travail présentent une influence importante sur la performance, les conditions opérationnelles et la viabilité économique d'un système ORC. La sélection du fluide de travail approprié pour le cycle ORC joue donc un rôle important pour la conception du système. Plusieurs critères peuvent être considérés pour la sélection du fluide ORC. Généralement, le fluide opérant est choisi en considérant le niveau de température de la source thermique et du puits froid disponible combinés avec les autres critères, par exemple les critères de sécurité, de stabilité, de compatibilité, les critères environnementaux, économiques et de performance.

Afin de réaliser cette étude, certains outils informatiques ont été mis à notre disposition, tels que le Refprop qui nous a permis de calculer avec précision les propriétés du fluide de travail, qui est dans notre cas le Cyclopentane.

Les performances de l'ORC ont été calculées, afin d'étudier la possibilité d'intégrer des systèmes ORC dans les installations industrielles vu leur grands intérêt qu'ils présentent surtout lorsqu'il s'agit de faire des économies d'énergie et de réduire les rejets polluants.

Les résultats des calculs thermodynamique reposés sur des données pratiques montrent que le rendement thermique d'un système ORC est très largement supérieur que celui des cycles simples.

L'intégration du système ORC dans une situation industrielle se fait par prise en compte des spécificités de l'application et des différentes contraintes : par exemple encrassement des échangeurs dans le cadre de la géométrie ; procédé sidérurgique avec récupération de chaleur sur des solides)

Ce choix des fluides organique, plus surs et moins dangereux pour la santé humaines ainsi que pour l'environnement, doit se faire soigneusement de sorte que les performances du module ORC ne seront pas affecter.

La promotion des systèmes ORC afin d'intensifier leur production et donc les fabriquer en série ce qui réduira de façon considérable leurs coûts de fabrication ainsi que leurs prix de vente.

## Bibliographie

1. **Van Long LE.** *Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques.* Université de Lorraine : s.n., 2014.
2. **France, Clarke Energy.** *Présentation de l'ORC par Clarke Energy France.* France : s.n., 2013.
3. **Stéphanie MARCHANDISE.** *Cycle de Rankine organique: Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie et applications en Energie Renouvelable.* Octobre 2014.
4. **Roberto BINI, Marco DI PRIMA, Alessandro GUERCIO.** Organic Rankine cycle (ORC) in biomass plants: An overview on different applications.
5. <http://www.ecoren.fr/cycle-organique-de-rankine-ORC.php>. [En ligne]
6. **Emiliano I.M CASATI.** *New Concepts for Organic Rankine Cycle Power Systems.* Politechnique de Milan : s.n., 2014.
7. **Vélez FREDY, J. Segovia JOSÉ, M. CARMEN MARTIN, Antolin GREGORIO, Farid CHEJNE, Ana QUIJANO.** *A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation.* Spain : ELSEVIER, 2012.
8. <http://www.cycle-organique-rankine.com/application-geothermique.php>. [En ligne]
9. *Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review.* **Bahram SAADATFAR, Reza FAKHRAI, Torsten FRANSSON.** Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology KTH, Brinellvägen 68, 10044 Stockholm, Sweden : The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability, 2013.
10. **Amel HAMDI, Narimane RAHAL.** *Analyse thermo économique d'une installation de cogénération.* Ecole Nationale Polytechnique, Alger : s.n., 2015.
11. **Technology, National Institut of Standards and.** *Cyclopentane.* [Webbook de chimie] s.l. : Material Measurement Laboratory.
12. *CHP – Puissance de la cogeneration.* Berlin, Germany : renewables academy (renac), 2014.