REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE
DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de Technologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie des Procédés
Spécialité : Génie Chimique

Optimisation Exergo-économique d'un Cycle Organique de Rankine Solaire avec des Fluides de Travail Mélangés

---

Présenté par

Boukhelkhal Wissam

Moulay Marwa

Proposé et Dirigé par

Dr. Fergani Zineb

Promotion 2023

Remerciement

Nous tenons à adresser nos plus sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire.

Nous souhaitons exprimer notre profonde gratitude envers notre promotrice Dr. Fergani Zineb pour sa précieuse orientation, son expertise et son soutien continu. Ses conseils éclairés ont grandement enrichi notre travail et nous ont permis d'atteindre les objectifs fixés.

Nos remerciements vont également à l'ensemble du jury pour leur précieuse évaluation, leurs commentaires constructifs et leurs suggestions qui ont contribué à l'amélioration de ce mémoire.

Nous souhaitons également remercier nos familles et nos amis pour leur soutien inconditionnel et leurs encouragements constants. Leur présence a été un moteur essentiel dans la réalisation de ce projet.

Nos plus sincères remerciements à tous ceux qui ont été impliqués dans ce projet. Leur contribution a été inestimable et a grandement contribué à sa réussite.

Dédicace

Je dédie ce travail à :

Ma mère Naima qui m'a entourée d'amour, d'affection et qui fait tout pour

ma réussite, que dieu la garde ;

Mon père Mohamed qui m'a aidée à devenir ce que je suis aujourd'hui, que

dieu le garde et le protège ;

Mon frère Youcef, mes sœurs

Sihem et Rayene, symbole de tendresse et de fidélité ;

Mes bien chères amies: Ilhem M, Imane B.

Mon cher binôme Marwa qui m'a beaucoup inspirée pour son

professionnalisme tout au long de la période de travail.

wissam

Dédicace

Je dédie ce modeste travail accompagné d'un profond amour à :

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études

Moncher mari pour son soutien et la confiance qu'il m'a accordé

A mes chères sœurs :Safa,aya et Douaa

A mon cher frère : Mohamed

Mon cher binôme Wissam qui m'a beaucoup inspirée pour son professionnalisme tout au long de la période de travail.

marwa

ملخص

يركز هذا العمل على التحسين الاقتصادي الخارجي لدورة رانكين العضوية الشمسية و استخدام الحرارة المتبقية من مصنع الأسمنت كمصدر للحرارة بالإضافة إلى استخدام الخلائط زيوتروبيك كسائل عامل. تم تطوير نموذج رقمي باستخدام
برنامج ماتلاب من أجل تنفيذ مراحل النمذجة المختلفة. يتيح هذا البرنامج إجراء دراسة بارامترية لتقييم تأثير معاملات التشغيل المختلفة على أداء النظام المدروس. تم تحسين النظام من وجهة نظر اكسارجي الاقتصادي عبر تحسين متعدد الأهداف من أجل تحديد المعلمات المثلى التي تفي بكل هذه المعايير.

الكلمات المفتاحية: دورة رانكين عضوية ، طاقة شمسية ، حرارة مهدرة ، خليط زيوتروبيك ، تحسين اكسارجي اقتصادي.

Résumé

Ce travail se concentre sur l'optimisation exergo-économique d'un cycle de Rankine organique solaire avec l'utilisation de la chaleur résiduelle d'une cimenterie comme sources de chaleur ainsi que l'utilisation des mélanges zéotropiques comme fluide de travail .Un programme de calcul a été développé en utilisant MATLAB afin de réaliser les différentes étapes de la modélisation. Ce programme permet ainsi d'effectuer une étude paramétrique pour évaluer l'impact de différents paramètres de fonctionnement tels que la pression, la température du fluide caloporteur et le point de pincement sur les performances du système étudié. le système a été optimisé de point de vue exergo-économique via l'optimisation multi objective afin de déterminer les paramètres optimaux qui satisfont l'ensemble de ces critères.

Mots clés : Cycle organique de Rankine, Energie solaire, Chaleur résiduelle, Mélange zéotropique, Optimisation exergo-économique.

Abstract

This work focuses on the exergo-economic optimization of a solar organic Rankine cycle with the use of residual heat from a cement plant as a heat sources, as well as the use of zeotropic mixtures as a working fluid. A numerical model was developed using MATLAB in order to carry outthe different stages of modeling. This model is also used to carry out a parametric study to evaluate the impact of various operating parameters such as the pressure, the temperature of the heat transfer fluid and the pinch point on the performance of the system studied. the system was optimized from an exergo-economic point of view via multiobjective optimization in order to determine the optimal parameters that satisfy all of these criteria.

Keywords: Organic Rankine cycle, Solar energy, Waste heat, Zeotropic mixture, Exergo-economic optimization.

Sommaire

Remerciements

Dédicace

Résumé

Sommaire

Liste des symboles et des abréviations

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale **13**

Chapitre I : Cycle organique de Rankine (ORC) **15**

I.1. Introduction 15

I.2. Cycle de Carnot 15

I.3. Cycle de vapeur à eau /Hirn 16

I.4. Cycles organiques de Rankine (ORC) 17

I.4.1. Principe de fonctionnement 18

I.4.2. Les configurations du cycle organique de Rankine 19

I.4.2.1. Cycle organique de Rankine sous-critique 19

I.4.2.2. Cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique 20

I.4.3. Applications des cycles ORC 21

I.4.4. Système ORC hybride 23

1.4.4.1. Système ORC hybride solaire-géothermique 23

I.4.4.2. Système ORC hybride solaire-biomasse 24

I.4.4.3. Système ORC hybride solaire-chaleur résiduelle 25

I.5. Conclusion 26

ChapitreII : Les fluides de travail dans les cycles organiques de Rankine **27**

II.1. Introduction 27
II.2. Fluide de travail pur 27
II.2.1. Hydrocarbures 27
II.2.2. Perfluorocarbures 27
II.2.3. Siloxanes (MM, MM/MDM/MD2M) 27
II.2.4. Hydrocarbures de chaîne droite 28
II.2.5. Éthers et éthers fluorés 28
II.2.6. Alcools 28
II.2.7. Inorganiques 28
II.2.7.1. Huiles de silicone 28
II.2.7.2. Hydrocarbures 28
II.2.7.3. Fluides fluorés 29
II.3. Fluides de travail mélanges 29
II.3.1. Les mélanges azètropiques 29
II.3.2. Les mélanges zètropiques 30
II.4. La différence entre les mélanges azéotropique et zéotropique 30
II.5. Critère de sélection du fluide de travail organique 30
II.6. Conclusion 33
Chapitre III : **Analyse exergo-économique dans les cycles organiques de Rankine** **34**
III.1. Introduction 34
III.2. Approche exergetique 34
III.2.1. Exergie 34
III.2.2. Formes d'exergie 35
III.2.2.1.Exergie physique 35
III.2.2.2. Exergie chimique 35
III.2.3. Bilan d'exergie 36
III.2.4.Critères d'évaluation exergétique 37
III.2.4.1. Efficacité exérgétique 37

III.2.4.2. Rendement exergétique 38
III.3. Approche exergo-économique des systèmes thermodynamiques 38
III.3.1. Analyse economique 38
III.4. Conclusion 39
Chapitre IV : Modélisation et optimisation exergo-économique d'un cycle organique de Rankine solaire avec des fluides de travail mélangé 40
IV.1. Introduction 40
IV.2. Description du Système ORC étudié 40
VI.3. Sélection des fluides de travail 44
VI.4. Modélisation exergoeconomique du système ORC 45
IV.4.1. Bilan massique 45
IV.4.2. Bilan massique énergétiques et exégétiques 46
IV.4.3. Bilans économiques 48
IV.5. Performances du système ORC 49
IV.6. Étude paramétrique 50
IV.6.1. Effet de la pression d'entrée de la turbine 50
IV.6.2. Effet de la température du fluide caloporteur 52
IV.4.3. Effet de point de pincement dans le condenseur 53
IV.5. Optimisation et analyse exergetique du système ORC 55
IV.5.1. Optimisation de rendementexergétique 55
IV.5.1.1. La fonction objective 55
IV.5.1.2. La variable de décision 55
IV.7.4. Étapes de l'exécution de l'optimisation multi-objective 56
IV.7.5. Résultat d'optimisation par essaim pour le mélange cyclohexane /benzène 56
Conclusion 59
Conclusion Générale **60**
Références bibliographiques **62**

Liste des symboles et des abréviations

Symboles

Cp	Chaleur spécifique	kJ/kg-K
Ex	Exergie	
Gz	Densité d'énergie	
H	Enthalpie spécifique	kJ/kg
I	Taux d'intérêt	%
M	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	Kg/s
N	Durée de vie	an
N	La période fonctionnement annuelle du système	H
P	pression	bar
$\dot{Q}$	Flux de chaleur	Kw
S	Entropie spécifique	kJ/kg K
T	Température	K
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
$\frac{V^2}{2}$	Densité d'énergie	
$\dot{Z}$	Coût d'investissement	$/h
Ƞ	Efficacité	%
Φ	Efficacité exergétique	-
η_{ex}	Rendement exergétique	
ΔT	Différence de température logarithmique moyenne	K

Abréviations

GJ	Giga joule

Liste des figures

Figure I.1 : Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot 16

Figure I.2 : Cycle de Hirn sur un diagramme (T .S) 16

Figure I.3 : Schèma du cycle de Hirn 17

Figure I.4 : Représentation schématique d'un cycle de Rankine 18

Figure I.5: Fonctionnement du cycle organique de rankine 19

Figure I.6: Schéma d'un cycle organique de Rankine avec un récupérateur 20

Figure I.7: Diagramme T-s pour le cycle organique supercritique (a) et 21
tran-critique (b)

Figure I.8 : montre la répartition des ORC par secteur d'activité 21

Figure I.9: Système ORC hybride solaire-géothermique 24

Figure I.10: Système ORC hybride solaire-biomasse 25

Figure I.11 : Schéma général de centrale solaire hybride avec un champ hybride 26
(à gauche), bloc de puissance(à droite) et système de stockage d'énergie thermique direct (au centre)

Figure II.1. Les sélections optimales des fluides de travail correspondant 29
au niveau de température de la source de chaleur

Figure II.2 : Diagramme T-S du système ORC avec des fluides azéotropiques et zéotropiques 30

Figure II.3: Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC 31

Figure III.1 : Bilanexergétique du système ouvert. 36

Figure IV.1: Schéma descriptif du système ORC proposé 43

Figure IV.2: Schéma d'un collecteur cylindro-parabolique 44

Figure IV.3 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique 51

Figure IV.4 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût**.** 52

Figure IV.5 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique 52

Figure IV.6 : Effet de la température du fluide caloporteur sur le cout 53

Figure IV.7 : Effet de point de pincement dans le condenseur sur l'efficacité exergetique 54

Figure IV.8 : Effet de point de pincement dans le condenseursur le cout 54

Figure IV.9 : Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif 57

Liste des tableaux

Tableau IV.1 : Propriétés du gaz exhaure du préchauffeur à cyclones 41

Tableau IV.2 : Propriétés des fluides de travail 45

Tableau IV.3 : Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC 50

Le tableau IV.4 : résume les domaines de variations des variables d'optimisation. 56

Tableau IV.5 : Résultats de l'optimisationmulti objective. 58

Introduction générale

Aujourd'hui, à cause de l'augmentation constante de la population mondiale, la demande d'électricité pour les activités humaines croît continuellement. Par contre, les réserves limitées d'énergie fossile et l'épuisement de ces ressources dans un avenir proche ainsi que le réchauffement climatique obligent les gouvernements et les industriels à intégrer des technologies alternatives dans la production future d'électricité. Ces dernières sont basées sur l'utilisation des ressources renouvelables [1].

l'industrie cimentière est un grand secteur consommateur d'énergie, consommant environ 4 GJ par tonne de ciment produite. Une grande partie de cette énergie est transformée en énergie thermique puis rejetée à l'environnement, rendant ces secteurs une source fortement émettrice de gaz à effet de serre (CO2, NOx et les imbrûlés) Il est responsable d'environ 5 % des émissions de ces gaz sur la planète, provenant des besoins en énergie calorifique pour la cuisson du clinker, de la production d'électricité consommée et de la calcination du calcaire.

Face à cette situation, le secteur cimentier doit prendre des mesures pour limiter la consommation énergétique, en améliorant régulièrement son rendement énergétique et en réduisant ses émissions de gaz à effet de serre. Dans ce contexte, la valorisation de la chaleur résiduelle issue de l'industrie de ciment, par le biais des cycles organiques de Rankine (ORC), est une mesure attractive aux niveaux énergétique, économique et environnemental. Ces systèmes ont une place stratégique dans de nombreux secteurs d'activités. Ils sont utilisés pour produire de l'électricité à partir de sources de chaleur à température faible ou intermédiaire, abondantes dans la nature (énergie géothermique, solaire et rejets thermiques industriels) [2].

Ce mémoire a pour objectif d'étudier la valorisation des ressources énergétiques et d'optimiser les performances des cycles organiques de Rankine. Plus précisément, nous nous concentrons sur la mise en place un système ORC alimenté par deux sources énergétiques indépendantes : la chaleur résiduelle d'une cimenterie et l'énergie solaire en évaluant aussi le potentiel des fluides de travail mélangés.
Une analyse exergo-économique du système ORC est réalisée pour déterminer les performances optimales de ce système et optimiser son fonctionnement.

Cette étude est devisée en quatre parties distinctes :

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique est présentée concernant le cycle organique de Rankine, ses principes de fonctionnement, ses différentes configurations, ses applications et les systèmes ORC hybrides.

Le choix du fluide de travail approprié est l'une des étapes les plus cruciales dans la conception du cycle organique de Rankine. Les propriétés thermo-physiques du fluide de travail ont une influence significative sur les performances, la taille et la conception globale du système. Ce point est abordé dans le deuxième chapitre, nous présentons les différents types de fluides utilisés dans le cycle organique de Rankine et les critères utilisés pour sélectionner le fluide de travail adéquat.

Le troisième chapitre de cette étude se concentre sur l'analyse exégétique et exergo-économique. Dans ce chapitre, les principes généraux et les fondements théoriques de cette approche seront présentés. Cette approche est utile pour la modélisation et l'optimisation du système, permettant ainsi une meilleure compréhension des performances énergétiques et économiques du cycle organique de Rankine.

Le quatrième chapitre est consacré la modélisation et l’optimisation exergue-économique d’un cycle organique de Rankine hybride avec un mélange zéotropique comme fluide de travail : Il s'agit d'un mélange zéotropique de deux fluides organiques : 50% de cyclohexane et 50% de benzène .

Un code de calcul en Matlab a été développé à cet effet pour prendre en charge les différentes étapes de cette modélisation et l’optimisation.

Chapitre I
Les Cycle Organique de Rankine (ORC)

I.1. Introduction

La récupération et la valorisation des rejets thermiques industriels à bassetempérature et leur conversion en électricité constituent un moyen efficacepour la diminution de la consommation énergétique et l'augmentation de l'efficacité énergétique industrielle. Parmi les technologies actuelles etpotentiellement utilisées pour la valorisation de l'énergie thermique rejetéepar les différents secteurs industriels, on cite les cycles de Rankine utilisantdesfluides de travail organiques [3].

I.2. Cycle de Carnot

le cycle de carnot, proposé par l'ingénieur français n. l. SADI CARNOT en 1824, se compose d'une série de quatre procédés réversibles. Puisque le cycle est entièrement réversible, il est le moyen le plus efficace de convertir la chaleur fournie au système en travail utile.

D'autres exemples de cycles thermodynamiques sont le cycle de Brayton, le cycle d'Otto, le cycle de Diesel, le cycle de Rankine ou le cycle de Stirling, etc. Tous les cycles thermodynamiques sont les versions idéalisées des processus réels et sont étudiés pour comprendre les conceptions des systèmes les plus efficaces.

Pour le cycle de Carnot, les quatre états thermodynamiques du graphique pression-volume sont représentés sur la figureI.1. Le volume V est tracé sur l'axe des abscisses (X) tandis que la pression P est représentée sur l'axe des ordonnées (Y). Le cycle se compose de quatre étapes réversibles, à savoir

- Expansion isothermique – Avec l'ajout de chaleur, QA, le système se dilate et passe de l'état 4 à l'état 1 à une température constante, TA. Puisque le processus est isothermique, le changement dans l'énergie interne, ΔU est zéro.
- Expansion adiabatique – Le système passe de l'état 1 à 2 sans échange de chaleur avec l'environnement pendant que la température du système change à TB, où TB<TA. Comme le système est adiabatique de manière réversible, variation d'entropie, ΔS est égal à zéro.

- Compression isothermique – Avec l'évacuation de la chaleur, QB, à une température constante TB, le système se comprime de l'état 2 à 3, puisque le processus est isothermique, le changement dans l'énergie interne, ΔU est zéro.
- Compression adiabatique – Le système comprime de 3 à 4 sans échange de chaleur avec l'environnement pendant que la température du système augmente de TB, à TA. Là encore, ΔS est égal à zéro car il s'agit d'un processus adiabatique réversible [4].

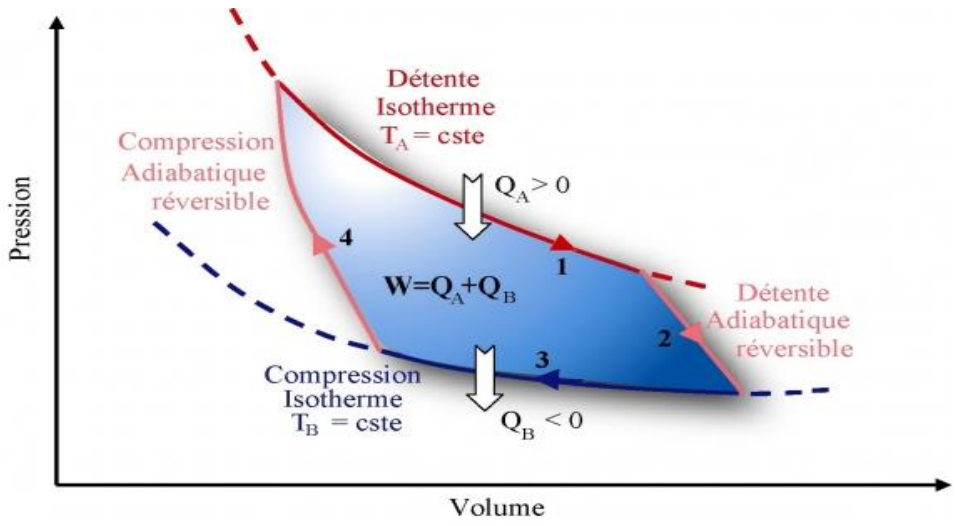


Figure I.1 : Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot [5].

I.3. Cycle de vapeur à eau /hirn

Le diagramme figure I.2presente le cycle avec une surchauffe appelle cycle de Hirn lorsque le fluide est de l'eau. Ce cycle ne diffère du cycle de Rankine que par la présence d'un surchauffeur, figureI.3 [6].

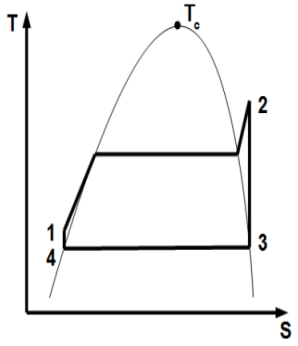


Figure I.2 : Cycle de Hirn sur un diagramme (T .S) [6].

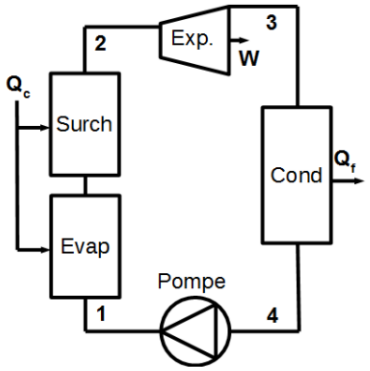


Figure I.3 : Schèma du cycle de Hirn [6].

I.4. Cycles organiques de Rankine (ORC)

Les cycles organiques de Rankine (Organic Rankine Cycle, ORC, en anglais) sont des variantes des cycles à vapeur à eau, qui sont utilisés lorsque la source chaude à partir de laquelle on souhaite produire de la puissance mécanique est à basse ou moyenne température. Dans ces conditions, les performances des cycles à vapeur d'eau se détériorent, et il devient préférable de recourir à d'autres fluides thermodynamiques.

Comme beaucoup de ceux-ci sont de nature organique, on a coutume de qualifier ces cycles d'organiques, mais d'autres types de fluides, comme par exemple l'ammoniac ou le dioxyde de carbone, peuvent être employés.

Dans ces cycles, on utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisantes pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz)[7]. Le liquide comprimé est vaporisé et éventuellement surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

S'il n'y a pas de surchauffe, on parle de cycle de Rankine, et s'il y en a une, de cycle de Hirn.

Le schéma de principe d'un cycle organique de Rankine simple est donné figure ci-dessous. Il montre qu'une telle installation comprend quatre composants, traversés par le même débit de fluide :

- unepompe**;**
- un générateur de vapeur ;
- unemachine de détente ;
- et un condenseur.

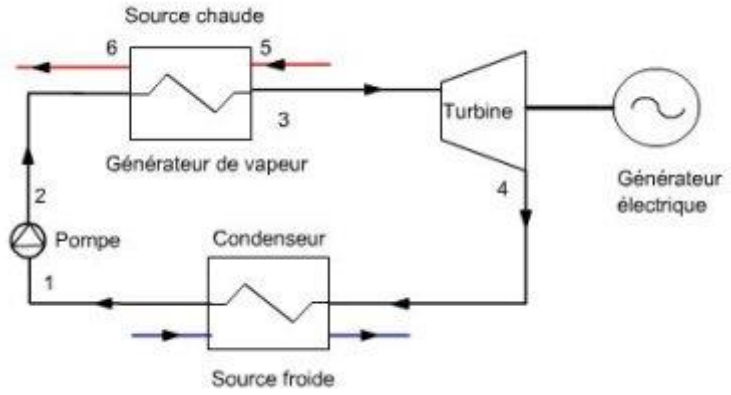


Figure I.4 : Représentation schématique d'un cycle de Rankine [7].

Dans les grandes installations, la machine de détente est généralement une turbine. Dans les moyennes, on utilise de préférence des machines à vis, et, pour les toutes petites puissances, des scrolls [7].

I.4.1. Principe de fonctionnement

Le principe de base d'un ORC est celui d'une machine ditherme (figure 1.4) quiconsiste à récupérer l'énergie thermique d'un fluide chaud en le refroidissant et de convertirune partie de cette énergie en énergie mécanique (et ensuite en électricité). Le rendement deconversion d'une machine ditherme, défini par le rapport de l'énergie électrique produite surla 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 [8].

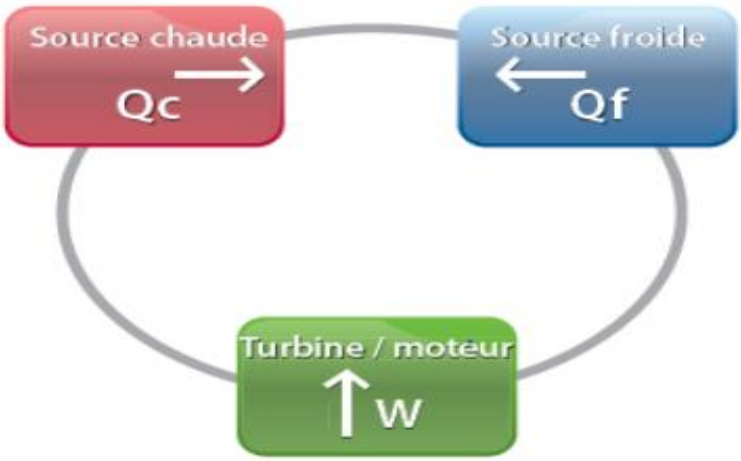


Figure I.5 : Fonctionnement du cycle organique de Rankine [8].

I.4.2. Les configurqtions du cycle organique de Rankine

I.4.2.1. Cycle organique de Rankine sous-critique

Dans un cycle organique de Rankine sous-critique, l'évaporation du fluide de travail seproduit à une pression au-dessous du point critique. Pour ce type de cycle, deuxconfigurations différentes sont couramment utilisées [2]:

- Cycle ORC simple ou standard : le principe de fonctionnement de ce cycle a été expliqué dans le paragraphe du cycle de Rankine.
- Cycle ORC avec un récupérateur ou un échangeur de chaleur interne: ce composant est placé à la sortie de la turbine et l'entrée du condenseur d'une part et d'autre part entre la sortie de la pompe et l'entrée de l'évaporateur pour récupérer l'énergie thermique de la vapeur du fluide organique à la sortie de la turbine lorsqu'elle est suffisamment chaude.

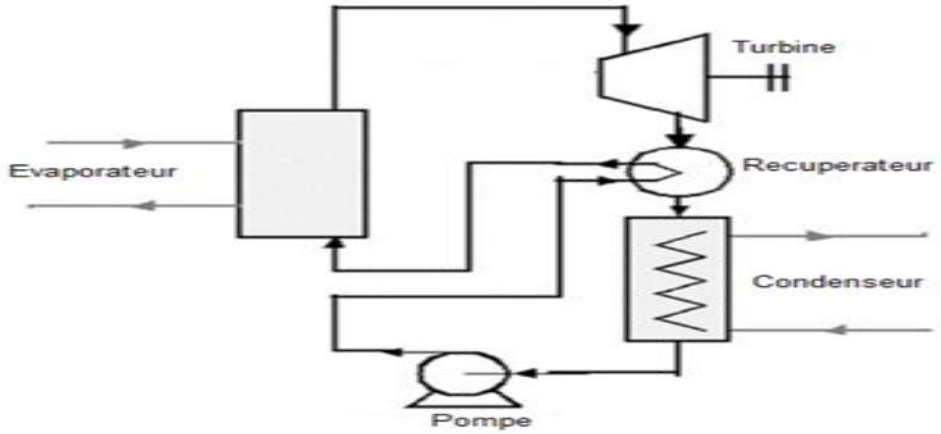


Figure I.6 : Schéma d'un cycle organique de Rankine avec un récupérateur [9].

Il est intéressant de noter que la performance (efficacité thermique) de cycle ORC est améliorée par l'addition de l'échangeur interne de chaleur cependant, le système devient plus complexe amenant à un coût d'investissement plus élevé.

I.4.2.2. Cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique

La figure I.6 montre les diagrammes T-s pour un cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique. La différence entre les deux cycles réside dans le processus de compression et d'expansion du fluide de travail. Dans le cas transcritique, le fluide de travail est comprimé à une pression supérieure à la pression critique et détendu à la pression sous-critique, tandis que le fluide est utilisé entièrement au-dessus de sa pression critique dans le cas de cycle supercritique.Actuellement, les cycles organiques de Rankine trans-critique et supercritique ont suscité beaucoup d'intérêt pour la génération d'électricité grâce à leurs meilleures performances énergétiques. Cependant, ces deux cycles ORC présentent quelques défis à surmonter. Il s'agit des problèmes que pose la pression opérationnelle importante demandée, en plus des incertitudes des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique [2].

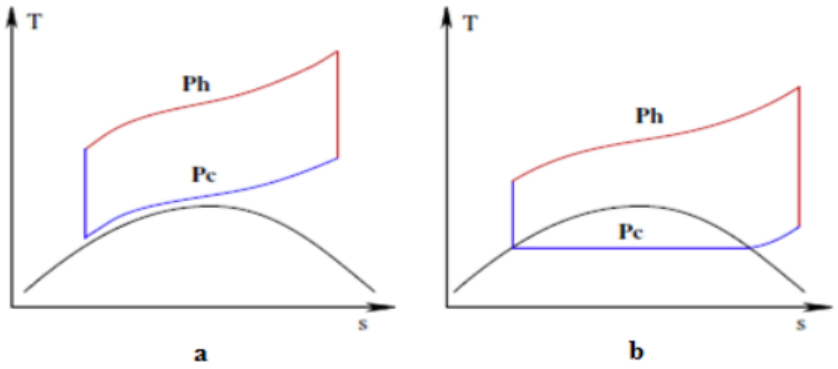


Figure I.7: Diagramme T-s pour le cycle organique supercritique (a) et trancritique (b) [10].

I.4.3. Applications des cycles ORC

La technologie de l'ORC peut être appliquée à la récupération de chaleur industrielle, mais également au renouvelable : solaire thermique, géothermie et biomasse. De manière générale, elle peut être utilisée pour des applications à « basse » température (soit en dessous de 200°C). La Figure I.8 montre la répartition des ORC par secteur d'activité[11].

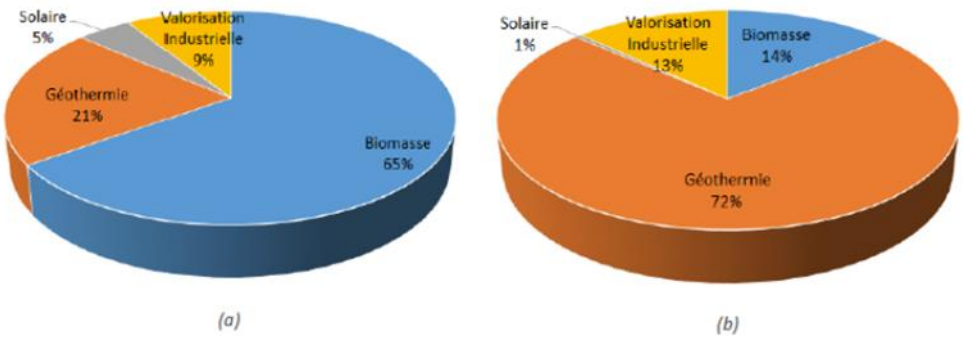


Figure I.8 : montre la répartition des ORC par secteur d'activité [11].

- **La biomasse**

La biomasse est la source de chaleur alimentant les ORC la plus répandue, en nombre d'installations. En brulant, la biomasse chauffe une huile thermique initialement à 150°C jusqu'à 320°C. La chaleur de l'huile est ensuite utilisée dans la boucle ORC pour évaporer le fluide organique de l'ORC à une température proche de 300°C. Après

plusieurs étapes, dont la détente et la condensation, le fluide organique atteint 90°C environ. Pour utiliser au maximum l'énergie disponible, les centrales biomasses combinent généralement génération d'électricité et de chaleur. Ainsi l'eau servant à la condensation du fluide peut-être, par exemple, valorisée dans un réseau de chauffage urbain. La plupart du temps, la récupération d'énergie pour ce type de centrale est limitée à 6 – 10 MWth, soit une production électriquede 1 à 2 MWe [11].

- **Energie géothermique**

L'énergie géothermique est la chaleur disponible et présente sous le sol de la Terre. La température augmente d'environ 3°C pour 100m de profondeur. Différentes sources de chaleur et applications sont envisageables. Tout d'abord, la géothermie de surface, à faible profondeur et faible température, sert principalement de source chaude aux pompes à Chaleur (PAC). Il existe aussi la géothermie basse et moyenne température, qui se caractérise par une 25 source d'eau chaude sous pression allant jusqu'à200°C. Lorsque la fraction vaporisée est faible, un module ORC peut être appliqué. Il pourra aussi être couplé à un système de récupération de chaleur (réseau de distribution de chaleur) si la température est supérieure à 150°C. Pour finir, la géothermie haute température (supérieure à 200°C) est, quant à elle, disponible sous forme de vapeur d'eau. Cette vapeur peut alimenter directement une turbine à vapeur si elle ne contient pas d'eau liquide. Dans le cas contraire, elle passe d'abord par une étape de séparation liquide-vapeur [11].

- **Énergie solaire**

Dans les centrales solaires à concentration, les rayons du soleil sont dirigés vers un collecteur par l'intermédiaire d'héliostats, ce qui permet de chauffer le fluide caloporteur. La chaleur transférée est ensuite récupérée dans un cycle thermodynamique pour générer de l'électricité. La nature du cycle (ORC ou cycle de Rankine) dépend de la température du fluide caloporteur et par conséquent de la technologie utilisée. Les principales technologies de concentration solaire sont:

♣ Les tours solaires et les collecteurs paraboliques qui sont les technologies à concentration ponctuelle;

♣ Les collecteurs cylindro-paraboliques et les collecteurs de Fresnel qui sont des technologies à concentration linéaire.

Dans les concentrations ponctuelles, la température du fluide caloporteur peut atteindre 26 1000°C, ce qui induit que la technologie ORC n'est pas applicable. En revanche, dans les centrales à concentration linéaire, les températures n'excèdent pas les 400°C. Il est donc tout à fait envisageable d'utiliser un ORC comme système de génération électrique, notamment dans des champs solaires de petite dimension ou à faible ensoleillement. De plus, ces centrales sont moins onéreuses que les centrales à collection ponctuelle [11].

- **Récupération et valorisation des rejets thermiques industriels**

Dans de nombreuses entreprises une quantité importante de chaleur est rejetée dans l'atmosphère à une température inférieure à 350°C. En plus d'être perdue, cela a un impact néfaste sur l'environnement. La valorisation de cette chaleur a donc un double enjeu, un enjeu économique et un enjeu environnemental. En2005, la part totale d'énergie récupérable par la technologie ORC a été estimée à 3000 MWe en Europe, pour l'année 2010. Ces données ont ensuite été validées en 2013. Généralement, un module ORC utilisé pour la valorisation de la chaleur fatale permet de générer entre 1,5 et 4 MWe [11].

I.4.4.Système ORC hybride

1.4..4.1. Système ORC hybride solaire-géothermique

La centrale hybride comprend : (i) un cycle ORC géothermique configuré dans un arrangement binaire et (ii) un système de chauffage solaire comprenant un surchauffeur, une pompe solaire et des capteurs solaires.Une version simplifiée du diagramme de flux de processus et son graphique température-entropie correspondant sont présentés sur la figure I.9 [12].

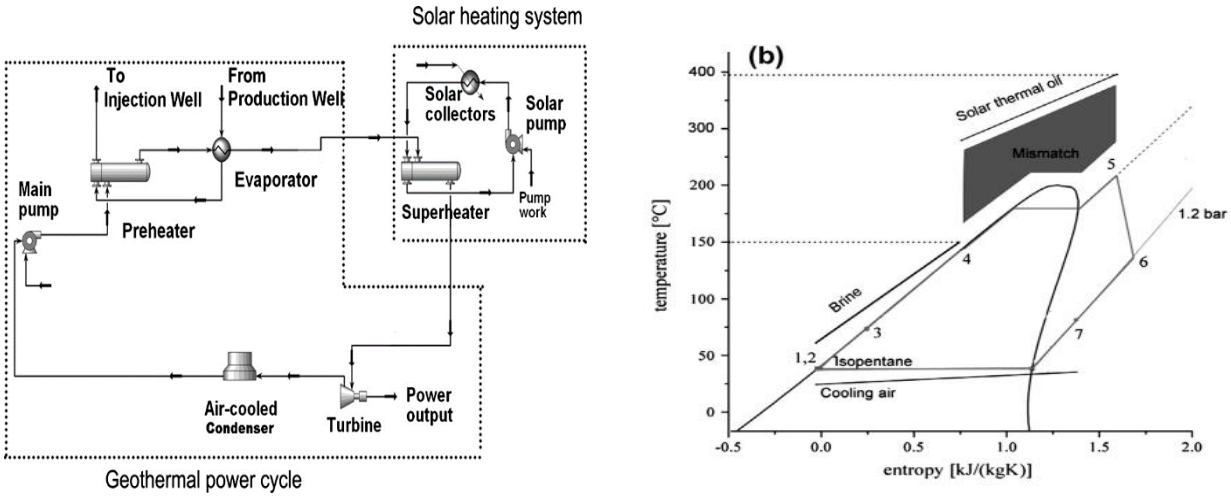


Figure I.9 : Système ORC hybride solaire-géothermique [12].

I.4.4.2. Système ORC hybride solaire-biomasse

Figure I.10 fait la démonstration d'une centrale CSP hybridée avec des systèmes de stockage d'énergie thermique, de biomasse ORC, de sources chaudes et de captage du CO2. La centrale CSP avec des systèmes de stockage d'énergie thermique (TES) peut être utilisée pour prolonger la production d'électricité même au coucher du soleil. En outre, lorsque l'huile thermique fournie par un champ solaire ne pouvait pas maintenir la demande de production d'électricité, TES pouvait agir comme une source supplémentaire de chaleur pour l'alimentation électrique régulière. TES peut également être utilisé comme source de chaleur pour le système ORC de biomasse. En outre, les sources chaudes de la source géothermique peuvent être utilisées comme source de chaleur pour le système ORC. L'aspect innovant de cette configuration est l'hybridation du système ORC biomasse avec TES et sources chaudes qui peuvent être utilisées alternativement comme source de chaleur. En outre, le système d'absorption chimique à base de MEA pour le système de capture du CO2 est intégré pour le gaz de combustion produit à partir de la combustion de la biomasse (granulés de bois) [13].

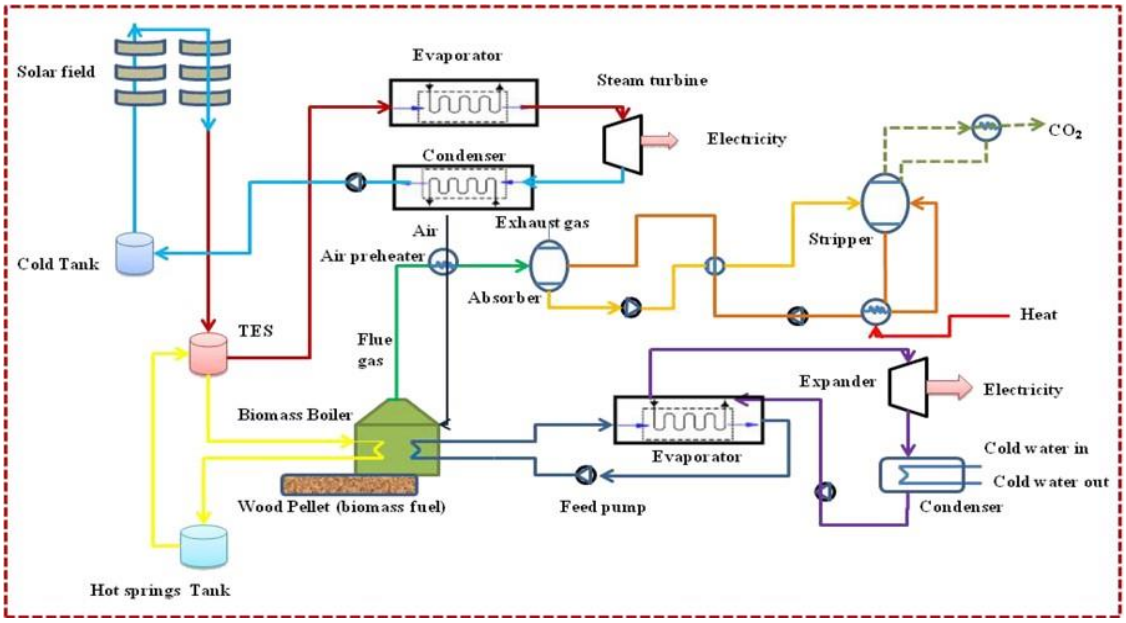


Figure I.10 : Système ORC hybride solaire-biomasse [13].

I.4.4.3. Système ORC hybride solaire-chaleur résiduelle

Quatre technologies solaires thermiques ont été considérées comme des composants possibles pour le champ solaire, ainsi que des échangeurs de chaleur jusqu'à deux sources de chaleur résiduelle:

(i) un capteur plat,

(ii) un capteur tubulaire sous vide,

(iii) un réflecteur de Fresnel linéaire

(iv) un collecteur cylindro-cylindrique parabolique.

La figure I.11 montre le champ solaire hybride (HSF) qui était disponible pour la sélection des technologies et de la configuration. Quatre des six cases numérotées représentent des capteurs solaires et deux représentent des échangeurs de chaleur pour utiliser les sources de chaleur résiduelle. Les positions du capteur solaire et de l'échangeur de chaleur n'étaient pas fixes et dépendaient de leur température de fonctionnement. La centrale solaire hybride pourrait utiliser (ou non) un système de stockage thermique direct (TES) pour stocker l'excès d'énergie du HSF et alimenter le

bloc d'alimentation (PB) lorsque l'énergie fournie par le HSF était inférieure à celle requise[14].

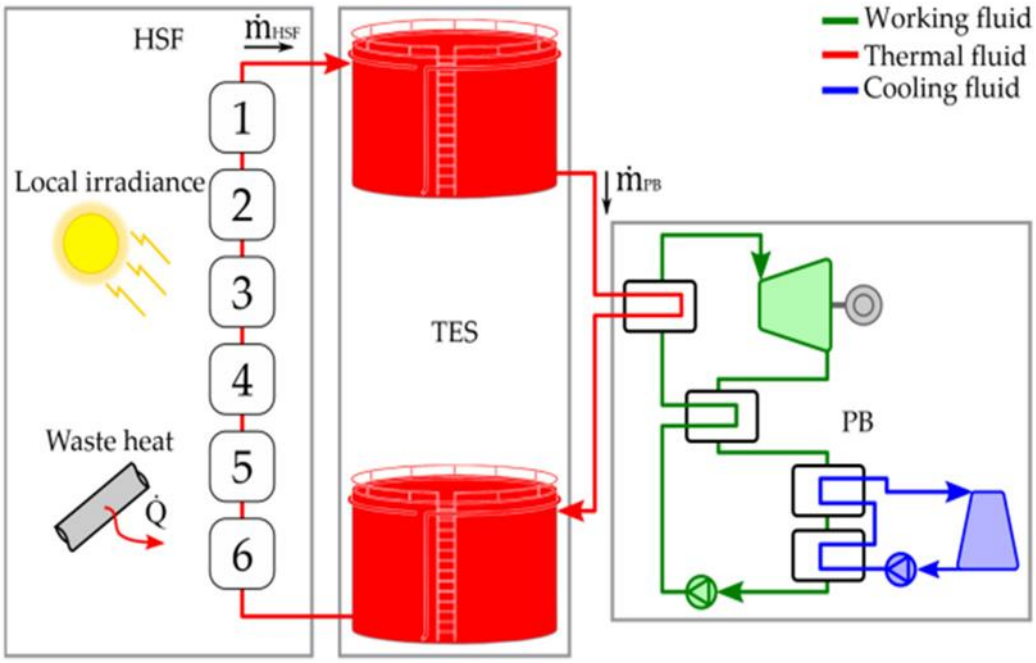


Figure I.11 : Schéma général de centrale solaire hybride avec un champ solaire hybride (à gauche), bloc de puissance(à droite) et système de stockage d'énergie thermique direct (au centre)[14].

I.5. Conclusion

La technologie du cycle organique de Rankine est actuellement une méthode répandue et largement connue de production d'énergie, utilisée principalement dans les domaines de la biomasse et de la géothermie. Cependant, on prévoit une augmentation significative de son utilisation dans les applications solaires et de récupération de chaleur dans un avenir proche. Cette croissance explosive est due aux préoccupations environnementales liées au changement climatique ainsi qu'à l'augmentation des prix du pétrole. Cette méthode de production d'électricité est considérée comme efficace, propre et fiable.

ChapitreII

Les fluides de travail dans les cycles organiques de Rankine

II.1. Introduction

Les fluides utilisables dans un ORC sont très nombreux, on peut distinguer plusieurs familles de fluide, chacun ayant des caractéristiques, des utilisations et des avantages qui lui sont propre. Le choix du fluide est une partie très importante, elle doit être réfléchie car elle conditionnera ensuite les performances du système. Ce chapitre présente les différents types de fluides de travail organiques et les critères de sélection de ces fluides [1].

II.2. Fluide de travail pur

Il y a encore beaucoup de recherches focalisant sur la sélection du fluide de travail pour les cycles ORCs dans la littérature. Récemment, dans la synthèse de Bao et al. [15] ,l'influencede type de fluides de travail classifiée selon la pente de courbe désaturation de vapeur, et leurs propriétés thermo-physiques sur la performance du cycle ORC ont été discutées. Les recherches sur la sélection du fluide de travail incluant les fluides purs et les mélanges pour le cycle de Rankine sont également résumées dans ce travail. Les auteurs ont, selon le point de vue structural et le type des atomes dans la molécule du fluide, classifié les fluides de travail purs en sept catégories principales avec leurs principaux avantages et inconvénients:

II.2.1.Hydrocarbures

- Propriétés thermodynamique désirables
- Problèmes d'inflammabilité

II.2.2. Perfluorocarbures

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

II.2.3. Siloxanes (MM, MM/MDM/MD2M)

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

II.2.4. Hydrocarbures de chaînedroite

- Quelques fluides avec zéro ODP possèdent des intérêts potentiels

II.2.5. Ethers et éthersfluorés

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

II.2.6. Alcools

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

II.2.7. Inorganiques

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

Dans un autre travail, Santarossa [16] classifie les fluides de travail des systèmes ORC entrois catégories avec leurs applications :

II.2.7.1. Huiles de silicone

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

II.2.7.2. Hydrocarbures

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

II.2.7.3. Fluidesfluorés

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

Les niveaux de température des sources thermiques correspondant aux catégories dufluide ORC sont illustrés dans la figureII.1.

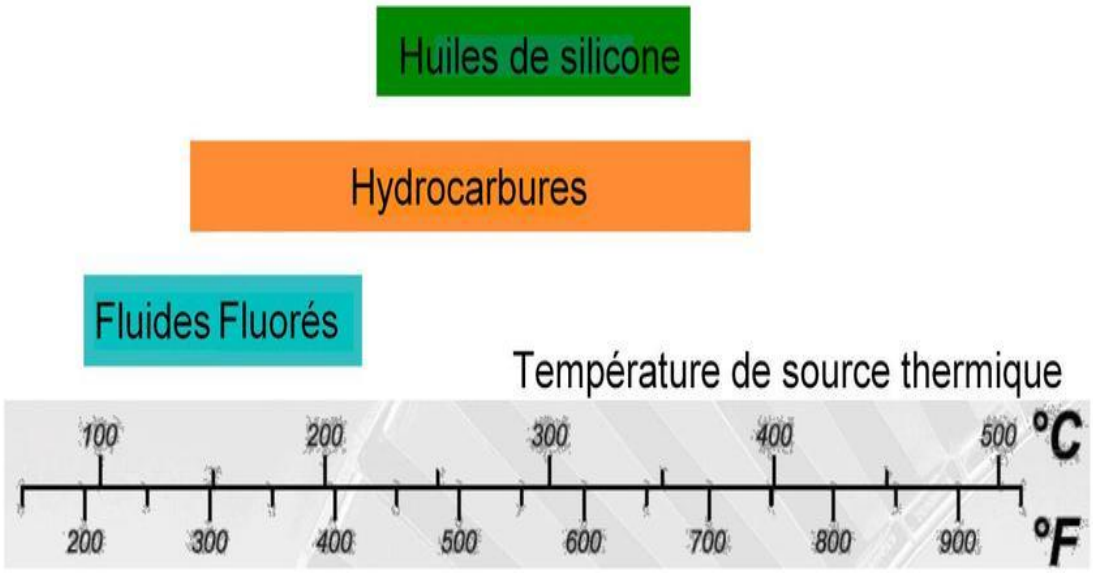


Figure II.1 : Les sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [16].

II.3. Fluides de travail mélanges

II.3. Les mélanges azètropiques

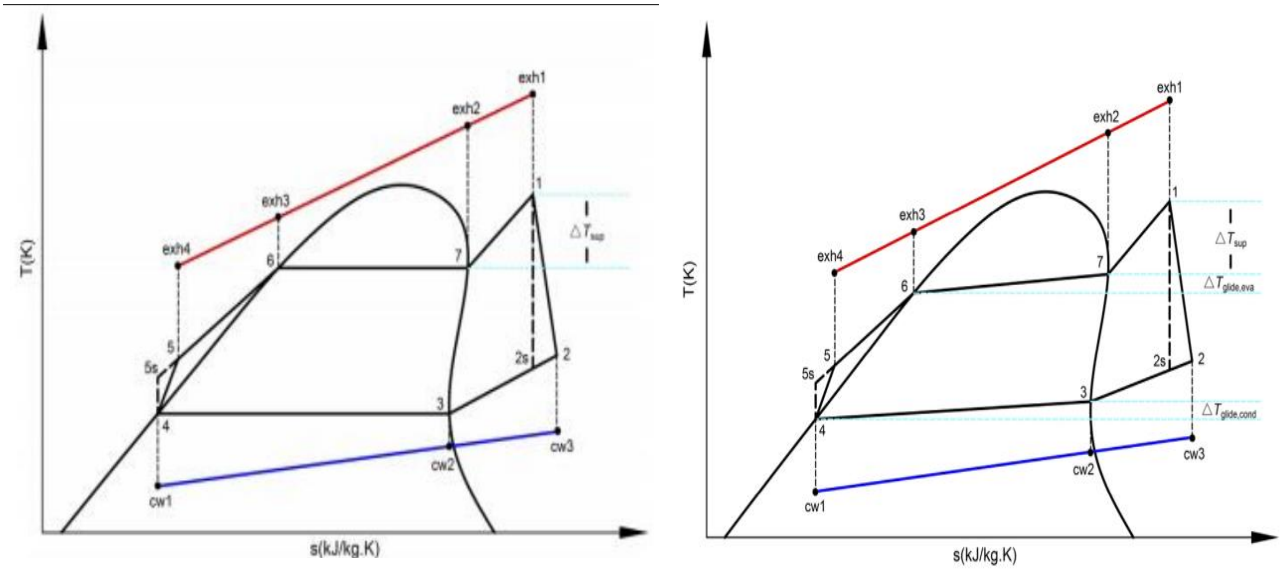
Un mélange azéotropique est un mélange qui présente, pour une composition particulière, une phase vapeur ayant la même composition que la phase liquide avec laquelle elle est en équilibre. Un mélange azéotrope ou azéotropique est donc un mélange liquide qui bout à température fixe en gardant une composition fixe [17].

II.3.2. Les mélanges zètropiques

Un mélange zéotrope ou zéotropique (du grec zêin, bouillir, et tropos, action de tourner) est un mélange liquide qui bout, sous pression constante, à température variable en perdant sa composition fixe [17].

II.4. La différence entre les mélanges azéotropique et zéotropique

Le mélange zéotropique est caractérisé par des concentrations inégales du liquide et de la phase vapeur. Lors du changement de phase, cette propriété du mélange provoque un glissement de température. Contrairement à mélange azéotropique, le diagramme T-S d'un zéotrope montre une non-linéarité proéminente [18].



FigureII.2 : Diagramme T-S du système ORC avec des fluides azéotropiques et zéotropiques [19].

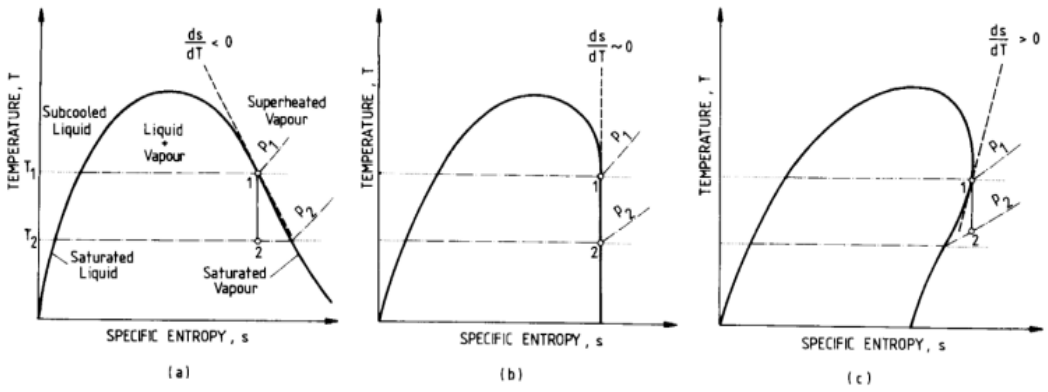
II.4. Critère de sélection du fluide de travail organique

On peut distinguer trois types de fluides : **les fluides secs, les fluides isentropiques et les fluides humides**.

Cette distinction se fait par la valeur de la pente δ de la détente dans le diagramme entropique, définie par δ=dS/dT sur la courbe de saturation vapeur.

- si δ>0, le fluide est dit « sec » ;
- si δ=0, le fluide est dit « isotropique » ;
- si δ<0, le fluide est dit « humide ».

Concrètement, la courbe de saturation vapeur des fluides « secs » possède une pente positive ; celle des fluides «isentropiques » une pente infinie et les fluides « humides » ont une pente négative. Cela se traduit par les trois formes des courbes de saturation représentées dans la figure ci-dessous (fluide sec à gauche, isentropique au milieu, et humide à droite) [7].



FigureII.3 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC[20].

- **Fluide idéal**

Plusieurs auteurs ont suggéré qu'un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine doit satisfaire les critères suivants [20] :

- La température critique du fluide de travail doit être bien supérieure à la température la plus élevée du cycle (cas sous-critique). L'évaporation du fluide de travail peut se faire à la température maximale du cycle. Cela a pour résultat un rendement relatif important du système.
- La pression de saturation à la température maximale du cycle ne doit pas être excessive. La pression élevée amène de problèmes de contrainte mécanique.

- La pression de saturation à la température minimale (c.à.d. la pression de condensation) du cycle ne doit pas être trop faible pour éviter les problèmes d'étanchéité et la pénétration de l'air ambiant dans le système.
- Le point triple doit être bien inférieur à la température ambiante minimale qui est désirée. Cela assure que le fluide ne se solidifie pas à tous les points de fonctionnement du système incluant le temps de traitement à l'extérieur du cycle.

- Une faible valeur de chaleur spécifique du liquide ou, alternativement, un ratio faible de nombre d'atomes par molécule divisé par la masse moléculaire (c.à.d. amenant à ds/dT0 pour la courbe de saturation de liquide) et un ratio important entre chaleur latente de vaporisation et la chaleur spécifique du liquide sont souhaités. Cela réduit la quantité de chaleur demandée pour augmenter la température du liquide sous-refroidi à la température d'évaporation. Par conséquent, la plupart de la chaleur est ajoutée à la température maximale du cycle, et le cycle approche plus celui de Carnot.

- Une viscosité faible, une chaleur latente importante de vaporisation, une conductivité thermique élevée et une bonne capacité de mouillage du fluide de travail sont préférées. Ces propriétés assurent que les chutes de pression en traversant les échangeurs et les tuyaux auxiliaires sont faibles et que le taux d'échange thermique dans des échangeurs est important.
- Un bon fluide de travail doit avoir des volumes spécifiques faibles. Ces propriétés affectent les taux de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur. Le volume spécifique de vapeur se rapporte directement aux tailles et coût d'achat des composants du cycle. En plus, un volume spécifique important de vapeur conduit à des écoulements volumétriques importants à l'échappement du détendeur et a pour résultat des pertes significatives de pression. Le volume spécifique du liquide à la pression de condensation doit être aussi faible que possible pour minimiser la demande en travail de la pompe.
- La pente (ds/dT) de la courbe de saturation de vapeur du fluide de travail dans le diagramme T-s est préférée au voisinage de zéro. Cela prévient la production excessive de condensat ou de surchauffe pendant la détente.

Cela assure aussi que le rejet de chaleur dans le condenseur se fait à la température minimale du cycle.

- Non-corrosivité et compatibilité avec les matériaux communs du système sont des critères importants de sélection.
- Le fluide de travail doit être chimiquement stable à tous les niveaux de température utilisée dans le système. La résistance de décomposition thermique du fluide de travail en présence des lubrifiants et des matériaux du container est un critère important.
- Non-toxicité, ininflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité, et actuelle acceptabilité industrielle sont également des caractéristiques désirables.
- Le fluide doit avoir des bonnes propriétés de lubrification.
- Le coût faible et la disponibilité en quantité importante sont désirés.

II.4. Conclusion

Le choix du fluide de travail est un élément crucial dans une installation ORC, car il est déterminé par plusieurs critères, tels que le niveau de température de la source et les considérations environnementales et économiques. Les propriétés des fluides ont un impact significatif sur les performances des systèmes ORC, leurs conditions de fonctionnement et l'environnement. Cependant, il n'existe pas de fluide "idéal", et il est nécessaire de faire un compromis pour trouver le fluide le plus approprié pour la source et les conditions de fonctionnement.

Chapitre III

Analyse exergo-économique dans les cycles organiques de Rankine

III.1.Introduction

L'analyse exergo-économique est une méthode qui combine l'analyse économique et l'approche exergétique pour évaluer la performance des systèmes énergétiques. Cette approche permet de prendre en compte à la fois les aspects thermodynamiques et économiques, offrant ainsi une perspective plus complète de l'efficacité et de la rentabilité des systèmes.

III.2.Approche exergetique

L'analyse exergétique d'un système consiste en l'évaluation de la destruction d'exergie et des pertes d'exergie au cours des processus ayant lieu dans le système. Cette analyse a lieu à l'échelle du système global et de ses composants. Elle permet de localiser des irréversibilités et d'en estimer l'ampleur [21].

III.2.1.Exergie

Dans la littérature scientifique, on trouve plusieurs définitions de l'exergie d'un système quelconque. Nous retiendrons la suivante « l'exergie d'une certaine quantité de matière contenue dans un système est une mesure du potentiel de production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) par le supersystème (constitué du système et de son milieu ambiant), qui permettra à cette quantité de matière d'être ramenée de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant ». Rivero–Rodriguez énonce cinq propriétés de l'exergie qui se résument ainsi : * L'exergie d'un système est l'énergie nette (utile) qui peut être obtenue de l'ensemble système- environnement en portant cet ensemble à l'équilibre.

* L'exergie d'un système est la portion de l'énergie qui, dans un environnement donné, peut être transformée en d'autres formes d'énergies nobles.

* L'exergie d'un système est la capacité du système à produire un changement.

* L'exergie d'un système est la mesure de la qualité de l'énergie contenue dans le système.

* L’exergie est le potentiel de travail maximum du système relatif à son entourage [22].

III.2.2.Formes d’exergie

L’exergie se compose de deux formes, l’exergie physique, Ex_{ph} et l’exergie chimique Ex_{ch}[23]:

$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch} \qquad \text{(III.1)}$$

III.2.2.1.Exergie physique

d’un système est définie comme la quantité de travail maximum que l’on peut obtenir lorsque l’interaction du système avec le milieu ambiant implique seulement des processus thermiques et mécanique réversibles [23]. L’exergie physique est donnée par la formule suivante :

$$Ex_{ch} = \dot{m}[(h - T_0 S) - (h_0 - T_0 S_0)] \qquad \text{(III.2)}$$

Où

M représente le débit massique de la matière, T_0 la température du milieu ambiant, et h_0 sont les enthalpies spécifiques, S et S_0 sont les entropies spécifiques, respectivement, à l’état initial et l’état de référence.

III.2.2.2.Exergie chimique

L’exergie chimique d’un système est égal à la quantité du travail théorique maximum que l’on peut obtenir quand le système est porté par réactions chimiques réversibles de son état initial jusqu’à l’état mort avec son milieu ambiant [24].

L'exergie chimique par unité de masse est donnée par la relation suivante [25]:

$$e_{xc} = \sum_{i=1}^{n} R_i \,.\, T_0 .\, \mathrm{Ln}\left(\frac{y_i}{Y_i^0}\right) \qquad \text{(III.3)}$$

Avec :Y_i la fraction molaire des gaz d’échappements.

y_1^0:est la fraction molaire des gaz dans l’air ambiant.

R : constante des gaz parfait (R=8,314J/kmol).

T_0:Température de l’environnement (k).

III.2.3.Bilan d'exergie

L'analyse exergétique débouche sur une comptabilité qui englobe le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Seule cette forme de comptabilité permet d'évaluer qualitativement et quantitativement les dégradations d'énergie.

L'écriture d'un bilan d'exergie en régime permanent est identique à celle d'un bilan d'énergie, à une différence essentielle prés : l'énergie est conservée alors que l'exergie peut être détruite (consommée) de sorte que le bilan doit contenir un terme d'exergie perdue (Ex_d).

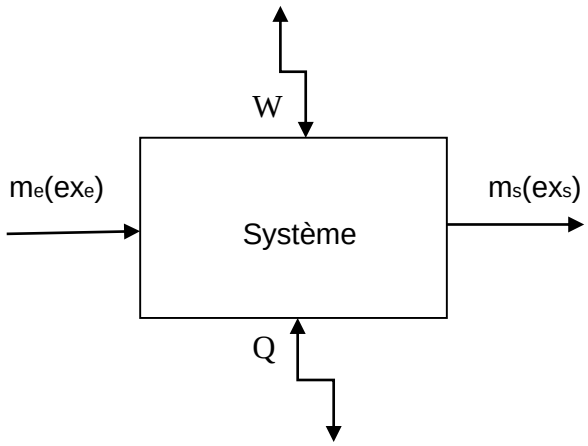


Figure III.1 : Bilan exergétique du système ouvert.

En définissant la fonction exergie par les équations données ci-dessus, le bilan exergétique de la figure (III.1)donne :

$$\sum_{\varepsilon} \dot{m}_{\varepsilon} ex_{\varepsilon} - \sum_{s} \dot{m}_{s}\, ex_{s} + \sum_{k} \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) Q_K - \dot{W} - \dot{E}x_D = 0 \qquad \text{(III.4)}$$

Cette équation de bilan exergétique comprend trois termes:

- ✓ Une fonction thermodynamique (Ex) appelée exergie spécifique associée à la matière.
- ✓ Un terme correspondant aux énergies nobles (électrique, mécanique, cinétique et potentielle), dont l'exergie correspondante est dite exergie pure et donnée par W_1.
- ✓ Une exergie perdue ou détruite E_{xd}, correspondant à la création d'entropie due aux différentes irréversibilités du système est égale à$T_0S_{créée}$.

Ainsi, l'exergie s'avère un outil très efficace pour l'analyse et l'optimisation d'un processus thermodynamique. Un processus est thermodynamiquement idéal s'il ne s'y produit aucune perte d'exergie, et il s'écarte de l'idéal thermodynamique dans la mesure où de l'exergie est consommée. L'optimisation thermodynamique implique donc une conservation d'exergie et non d'énergie, parce que conformément au premier principe, l'énergie n'est jamais consommée ou détruite. Ainsi, l'amélioration et l'optimisation d'un procédé énergétique peuvent être aux mieux guidées par la détermination des sources et des grandeurs de ses pertes d'exergie [26].

III.2.4.Critères d'évaluation exergétique

Pour caractériser les performances exergétiques d'un équipement ou plus généralement d'un procédé, nous utilisons le plus souvent les deux critères suivants[22]:

* L'efficacité exergétique ($\Phi_{exergétique}$).

* Le rendement exergétique ($\eta_{exergétique}$).

III.2.4.1. Efficacité exérgétique

L'efficacité exergétique ($\Phi_{exergétique}$) se définit comme étant le rapport entre la somme de toutes les formes d'exergies sortantes du système ($Ex_{sortante}=\sum_s Ex_s$) et la somme des exergies entrantes au système ($E_{xentrante}=\sum_e Ex_e$); elle est exprimée par l'équation suivante :

$$\Phi_{exergétique}= \frac{Exsortante}{Exentrante} \qquad (III.5)$$

Elle peut être aussi écrite sous la forme suivante :

$$\Phi_{exergétique}= 1 - \frac{Exdétruite}{\sum_e Exe}= 1 - \frac{Exdétruite}{Exentrante} \qquad (III.6)$$

L'exergie détruite ($Ex_{détruite}$) est toujours positive ou nulle, par conséquence, l'efficacité exergétique$\Phi_{exergétique}$ sera toujours comprise entre zéro et l'unité.

III.2.4.2.Rendement exergétique

Le rendement exergétiqueηexergétique exprime le rapport entre l'exergie utile (Exutile) et l'exergie entrante (Exentrante).

$$\eta_{\text{exergétique}} = \frac{\text{Ex}_{\text{utile}}}{\sum_e Ex_e} = \frac{\text{Ex}_{\text{utile}}}{Ex_{\text{entrante}}} \qquad \text{(III.7)}$$

$$Ex_{entante} = Ex_{utile} + Ex_{non\ utilisèe} \qquad \text{(III.8)}$$

$$Ex_{non\ utilisèe} = Ex_{\text{détruite}} + Ex_{\text{rejetée}} \qquad \text{(III.9)}$$

$\text{Ex}_{\text{rejetée}}$: exergie rejetée par le système et non exploitée dans le(s) produit(s) utile(s). L'Equation suivante donne l'expression du rendement exergétique en fonction de l'exergie non utilisée.

$$\eta_{\text{exergétique}} = 1 - \frac{\text{Ex}_{\text{non utilis}}}{\text{Ex}_{\text{entrante}}} \qquad \text{(III.10)}$$

III.3. Approche exergo-économique des systèmes thermodynamiques

L'exergo-économie est une technique utilisée pour la conception et l'optimisation des systèmes de conversion d'énergie. Cette approche a été proposée par Bejan et ses collègues [27]. Elle combine de façon appropriée, au niveau des composants du système, les évaluations thermodynamiques basées sur une analyse exergétique et les principes économiques, afin de fournir des informations utiles pour la conception et le fonctionnement d'un système. Ces informations ne peuvent être obtenues avec l'analyse énergétique et exergetique et l'analyse économique conventionnelle [28].

III.3.1. Analyse economique

L'analyse économique vise à obtenir des coûts non énergétiques qui sont nécessaires à l'analyse thermo économique. La méthode du coût horaire est utilisée pour l'analyse économique. Le facteur de récupération du capital est déterminé comme suit[29] :

$$\text{CRF} = \frac{(i\cdot(1+i)^n)}{(1+i)^{n-1}} \qquad \text{(III.11)}$$

Pour le *kième* équipement appartenant au système, le taux de coût de l'investissement en capital est calculé comme suit :

$$\dot{Z}_K = \frac{CRF*\varphi*Z_K}{3600*N} \qquad \text{(III.12)}$$

- le tauxd'intérêt (i)
- le facteur de maintenance (φ)
- le nombre annuel total d'heures de fonctionnement du système (N)
- la durée de vie du système (n)

III.4. Conclusion

les approches énergétiques, exergétiques et exergoéconomiques fournissent des outils puissants pour l'évaluation et l'optimisation des systèmes énergétiques. La formulation mathématique de la théorie de l'exergie constitue une base solide pour ces approches et permet d'obtenir des résultats précis et pertinents.

Chapitre IV:

Modélisation et optimisationexergo-économique d'un cycle organique de Rankine solaire avec des fluides de travail mélangé

IV.1. Introduction

Ce chapitre traite de la modélisation thermodynamique et économique d'un cycle organique de Rankine fonctionnant à l'énergie thermique des gaz rejets d'une cimenterie et l'énergie solaire et en utilisant un mélange de fluides organiques.

Le but de cette modélisation est d'optimiser la configuration du cycle de Rankine en se basant sur des bilans thermiques, massiques, énergétiques et économiques.

Pour cela, un code de calcul en MATLAB a été développé afin de faciliter les différentes étapes de la modélisation.

IV.2. Description du Système ORC étudié

Le procédé de fabrication du ciment est caractérisé par des pertes de chaleur importantes qui sont principalement causées par les gaz chauds d'exhaure (de rejet) du préchauffeur à cyclones. Ces gaz sont produits par les réactions physico-chimiques des matières premières et par la combustion de combustible utilisé (gaz naturel, charbon, fuel) dans le four.

L'énergie calorifique de ces gaz peut être efficacement utilisée dans un système de récupération de chaleur (ORC) pour produire de l'électricité et réduire les émissions de CO2.

Les données du gaz d'exhaure du préchauffeur à cyclones pour une unité de ciment algérienne produisant un million de tonnes de clinker par an sont présentées dans le tableau IV.1.

Tableau IV.1 : Propriétés du gaz exhaure du préchauffeur à cyclones [2]

Paramètres	Valeurs
Température du gaz à la sortie du préchauffeur	350 °C
Débit massique	48 kg/s
Composition	
CO2	18.33%
N2	63.86%
H2O	11.12%
O2	6.69%

Selon le tableau, les gaz sont rejetés à l'atmosphère à une température de 350°C, cette chaleur perdue à haute température va constituer la source de chaleur d'un cycle organique de Rankine (ORC) comprenant un préchauffeur, un évaporateur, une turbine, un condenseur et une pompe. Le principe du système proposé est défini dans la figure IV.1.

Pour une meilleure valorisation de ressources énergétiques de basse température et dans le but d'améliorer les performances des cycles organiques de Rankine, nous proposons un système ORC qui sera alimenté par deux sources énergétiques indépendantes : la chaleur résiduelle et l'énergie solaire. Cette combinaison permet d'évaluer les effets d'une source de chaleur supplémentaire sur les performances du cycle ORC.

Le principe de fonctionnement de ce système est similaire à celui du système ORC simple sauf pour les processus de chauffage où le fluide de travail est chauffé à la fois par la chaleur du gaz issu du préchauffeur et par l'énergie solaire. Dans ce système, des capteurs solaires cylindro-paraboliques (PTC) sont utilisés pour collecter le rayonnement solaire et transporter la chaleur vers le système. Les capteurs solaires cylindro-paraboliques sont choisis dans ce travail parce qu'ils sont les types les plus

couramment employés et sont adaptés pour fonctionner à des températures allant jusqu'à un maximum de 400°C[30].

Un capteur cylindro-parabolique est constitué d'un réflecteur parabolique (miroir), d'une structure métallique et d'un tube récepteur entouré d'une enveloppe transparente en verre (figure IV.2). Le réflecteur reçoit le rayonnement solaire, le rayonnement est ensuite réfléchi par le miroir vers le tube récepteur dans lequel circule un fluide caloporteur. Ce dernier est chauffé au cours de son écoulement à travers le récepteur, puis est utilisé comme source de chaleur. Therminol-VP1 est utilisé comme fluide caloporteur dans cette étude. C'est une huile synthétique qui présente de bonnes propriétés de transfert de chaleur et une bonne régulation de la température [31]et, par conséquent, elle est utilisée dans de nombreux systèmes énergétiques utilisant des capteurs cylindro-paraboliques [32, 33].

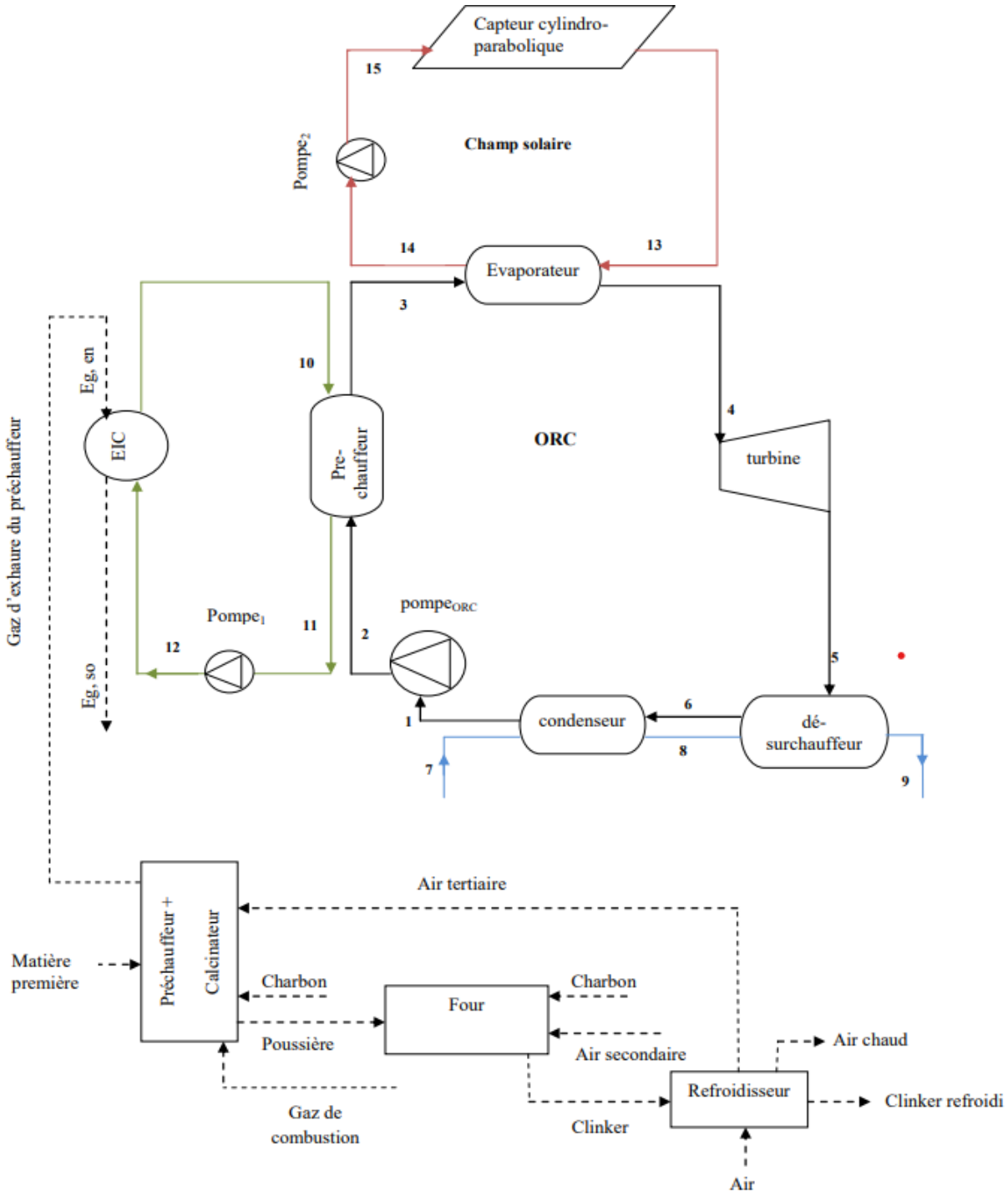


Figure IV.1 : Schéma descriptif du système ORC etudié[2].



Figure IV.2 : Schéma d'un collecteur cylindro-parabolique [34].

VI.3. Sélection des fluides de travail

Le choix du fluide de travail pour le cycle organique de Rankine est d'une importance capitale. Une vaste documentation existe sur la sélection des fluides de travail pour l'élaboration de systèmes ORC.

Les fluides organiques secs et isentropiques sont les plus appropriés pour les systèmes ORC, Cela est dû au fait qu'avec des fluides humides, la détente se produit dans la région bi phasique, ce qui provoque une condensation précoce dans la turbine. Le choix du fluide de travail dépend également de la température (classe) de la source de chaleur [35].Les fluides ayant une température critique élevée ou un point d'ébullition élevé tel que le benzène et le cyclohexane sont généralement utilisés lorsque la source chaude est disponible à des niveaux de températures élevées (typiquement proche de 300°C). Sur la base de ces considérations, un mélange zéotropique de deux fluides organiques (50% Cyclohexane/ 50%benzène) est sélectionné comme fluide de travail pour le cycle organique de Rankine dans le cadre de cette étude. Les propriétés des fluides sélectionnés sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Tableau IV.2 : Propriétés des fluides de travail.

Fluide	Masse Moléculaire (g/mole)	Température Critique (°C)	Pression Critique (bar)	type
cyclohexane	84.16	280.49	40.75	isentropique
benzène	78.11	288,9	48,9	isentropique

VI.4. Modélisation exergoeconomique du système ORC

Pour chaque composant du système, des équations de masse et d'énergie et un bilan exergétique et des bilans environnementaux seront donnés pour estimer le rendement exergétique, l'irréversibilité du système et l'impact environnemental du système. Certaines hypothèses simplificatrices [36] tirées de la littérature, sont utilisées dans cette étude :

- Le fonctionnement du système est en régime permanent.
- Les énergies cinétiques et potentielles sont négligées.
- Les pertes de pression dans les conduites de raccordement sont négligées.

IV.4.1. Bilan massique

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ft} \quad \text{(IV.13)}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{eau} \quad \text{(IV. 14)}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{hto} \quad \text{(IV. 15)}$$

IV.4.2. Bilan massique énergétiques et exégétiques

- Préchauffeur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_{10} - T_{11}) \qquad (IV.16)$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}) + (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) \qquad (IV.17)$$

- Evaporateur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_{13} - T_{14}) \qquad (IV.18)$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}) + (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) \qquad (IV.19)$$

- Échangeur interne de chaleur (IHE)

$$Q_{ihe} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_{10} - T_{12}) = \dot{m}_g Cp_g\left(T_{g,e} - T_{g,s}\right) \qquad (IV.20)$$

$$\dot{E}x_{D,ihe} = (\dot{E}x_{g,e} - \dot{E}x_{g,s}) + (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{10}) \qquad (IV.21)$$

- Désurchauffeur

$$Q_{des} = \dot{m}_{ft}(h_5 - h_6) = \dot{m}_{eau} Cp_{eau}(T_{13} - T_{12}) \qquad (IV.22)$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}) + (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6) \qquad (IV.23)$$

- Condenseur

$$Q_{con} = \dot{m}_{ft}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{eau} Cp_{eau}(T_{12} - T_{11}) \qquad (IV.24)$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) + (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_1) \qquad (IV.25)$$

- Pompe 1 (HTO)

$$\dot{W}_{p\ 1,hto} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_{12} - T_{11}) \quad \text{(IV.26)}$$

$$\dot{E}x_{D,p,1,hto} = \dot{W}_{p.1,hto} + \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} \quad \text{(IV.27)}$$

- Pompe 2 (HTO)

$$\dot{W}_{p\ 2,hto} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_{15} - T_{14}) \quad \text{(IV.28)}$$

$$\dot{E}x_{D,p,2,hto} = \dot{W}_{p.2,hto} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} \quad \text{(IV. 29)}$$

- Collecteur

$$Q_{tot} = A_{ap} F_r\ S\ Col_r \quad \text{(IV.30)}$$

Q_{tot}est la quantité totale d'énergie captée[37].etCol_r est le nombre de rangée de capteurs (le champ de capteurs solaires est composé de plusieurs rangées parallèles de capteurs solaires en série).

$$\dot{E}x_{D,coll} = \dot{E}x_{coll} + \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{13} \quad \text{(IV.31)}$$

L'exergie reçue par le capteur solaire s'écrit comme suit :

$$Ex_{coll} = Q_{tot}\left(1 - \left(\frac{T_0}{T_s}\right)\right) \quad \text{(IV.32)}$$

$T_s$est la température du soleil égale à 6000 K [40].

IV.4.3. Bilans économiques

Pour estimer le coût d'investissement d'équipement (Z˙), l'investissement total en capital (TCI) pour chaque composant doit être estimé en utilisant des corrélations qui nous permettent de calculer le coût d'achat (PEC) qui devrait être écrit en termes de paramètres de conception, ces corrélations sont données ci-dessous pour chaque équipement.

- Pompes

Le coût d'achat de la pompe est déterminé par l'équation suivante[39].

$$PEC_p = 422\dot{W}_p^{0.71}\left[1.41 + 1.41\left(\frac{1-0.8}{1-\eta_p}\right)\right] \quad \text{(IV.33)}$$

- Turbine

Le coût d'achat de la turbine est déterminé par l'équation suivante [40]

$$PEC_{tur} = 6000\ \dot{W}_{tur}^{0.7} \quad \text{(IV.34)}$$

- Échangeurs de chaleur

Le coût d'achat de l'évaporateur, le préchauffeur, le désurchauffeur et le condenseur est fonction de la surface d'échange (A). Cette dernière est déterminée en utilisant la méthode du DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne) et se présente comme suit:

$$A = \frac{Q}{U\ \Delta T_{lm}} \quad \text{(IV.35)}$$

Où *Q* est la quantité de chaleur transmise, U est le coefficient global de transfert de chaleur et ΔT_{lm} est la différence de température logarithmique moyenne définie comme :

$$\Delta T = \frac{(T_{c,e}-T_{f,s})-(T_{c,s}-T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e}-T_{f,s}}{T_{c,s}-T_{f,e}}\right)} \quad \text{(IV.36)}$$

Les indices *c*, *f* représentent les courants chauds et froids et *e, s* se réfèrent à ″entrée ″ et ″sortie″.

Le coefficient global de transfert de chaleur (U) dépend du coefficient de transfert de chaleur coté tube h_t et coté calandre h_c[41] :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c}\right)+R_{fc}+\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)\left(R_{ft}+\left(\frac{1}{h_t}\right)\right)} \quad \text{(IV.37)}$$

Le coût d'achat de l'échangeur de chaleur est exprimé comme suit [44] :

$$PEC_{EC} = 10000 + 324\ \dot{A}_{EC}^{0.91} \quad \text{(IV.38)}$$

- Capteur solaire

Le coût d'achat du capteur solaire est estimé en utilisant la corrélation suivante [82] :

$$PEC_{EC} = 150\ \dot{A}_{coll}^{0.95} \quad \text{(IV. 39)}$$

IV.5. 2. Performances du système ORC

La puissance électrique nette du cycle est définie comme :

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{p,ORC} - \dot{W}_{p,hto} \quad \text{(IV.40)}$$

Le rendement exergetique du système se définit comme le rapport entre la puissance nette développée et l'exergie consommée ou fournie au système et s'écrit :

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e} + Ex_{coll}} \quad \text{(IV. 41)}$$

L'investissement total en capital est considéré comme critère économique :

$$\dot{Z}_K = \frac{CRF * \varphi * \sum PEC}{3600 * N} \quad \text{(IV. 42)}$$

IV.6. Étude paramétrique

Une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de certains paramètres opératoires sur la puissance nette produite, le rendement exergetique et le coût d'investissement total du système ORC. Dans l'étude paramétrique, Chaque paramètre analysé a été modifié à son tour tandis que les autres étaient maintenus constants. Les valeurs des principaux paramètres fixes utilisés pour réaliser la simulation et l'optimisation de cycles ORC sont présentées dans le tableau IV.3.

Tableau IV.3 : Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC [43,37].

Paramètre	Valeur
Débit massique du fluide caloporteur (kg/s)	8
Largeur de capteur (m)	5.76
Longueur du capteur (m)	12.27
Rayonnement solaire direct (W/m^2)	850
Efficacité du récepteur	0.765
Emissivité de l'enveloppe	0.86
Emissivité du tube récepteur	0.15
Constante de Stefan-Boltzmann ($W.m^{-2}.K^{-4}$)	5.6703×10^{-8}
Diamètre intérieur de l'enveloppe (m)	0.115
Diamètre extérieur de l'enveloppe (m)	0.121
Diamètre intérieur du tube récepteur (m)	0.045
Diamètre extérieur du tube récepteur (m)	0.070

IV.7.Effet de la pression d'entrée de la turbine

La figure IV.3 présente l'effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exégétique du système ORC pour le mélange cyclohexane/ benzène (0.5/0.5). selon la figure IV.1, on observe que L'efficacité exégétique du système ORC montre une dépendance à la pression de la turbine, lorsque la pression de la turbine augmente, l'efficacité exégétique du système ORC a tendance à augmenter. Cela signifie qu'une augmentation de la pression de la turbine est généralement bénéfique pour améliorer l'efficacité globale du système.

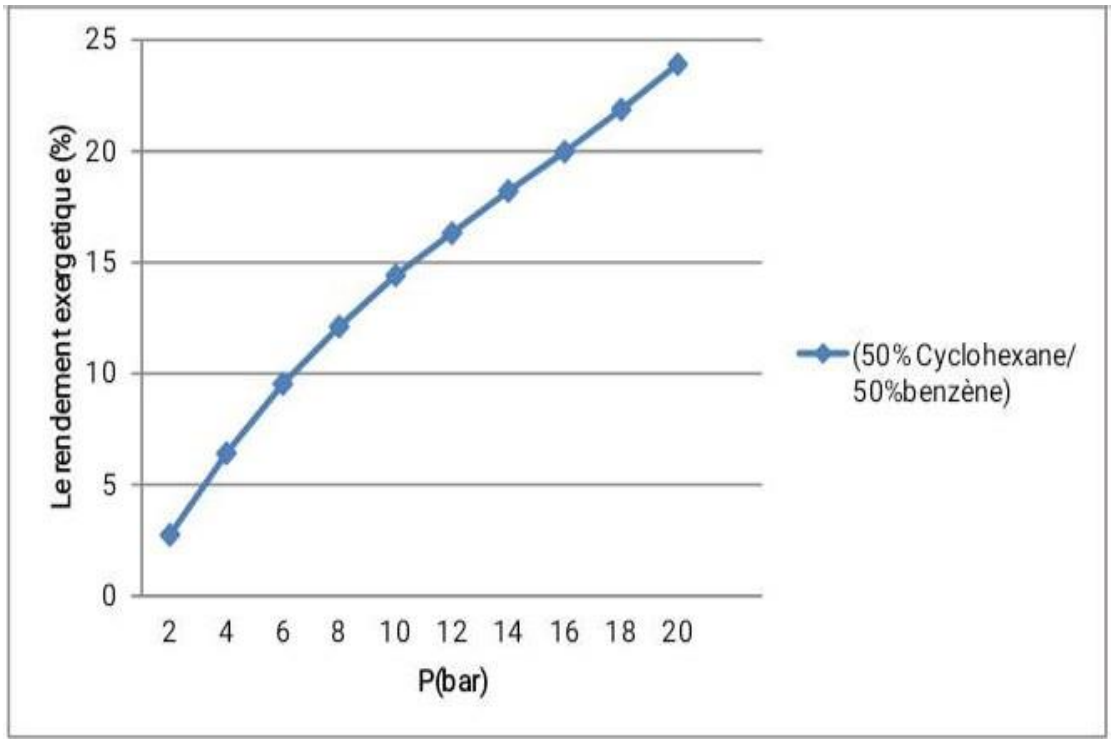


Figure IV.3 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique.

La FigureIV.4 indique que le coût augmente lorsque la pression d'entrée de la turbine augmente. Cette observation suggère qu'il existe une corrélation positive entre la pression d'entrée de la turbine et le coût.

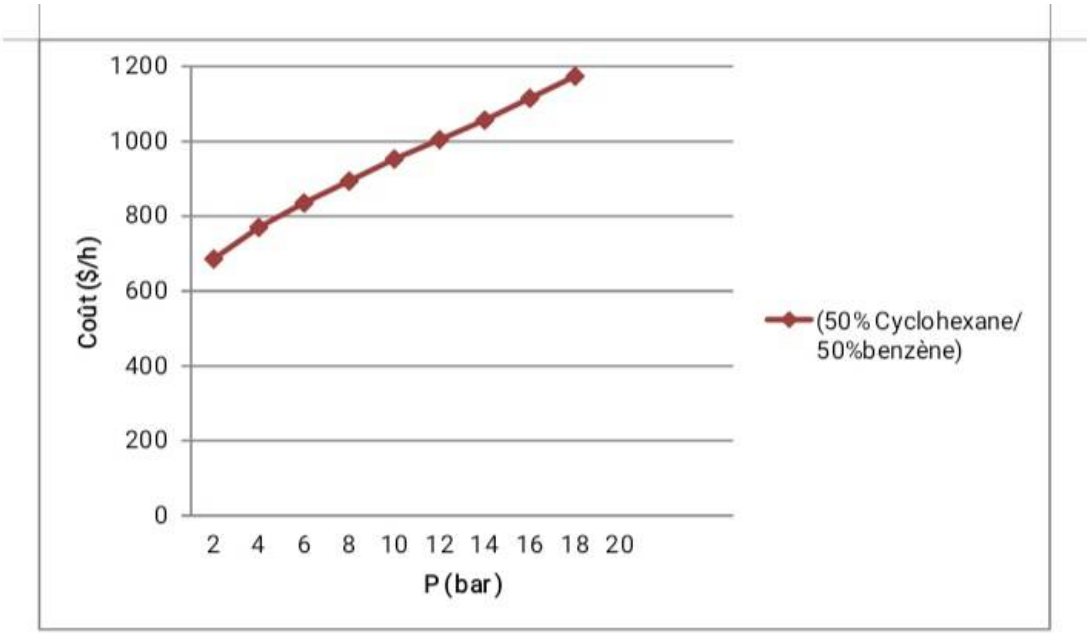


Figure IV.4 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût.

IV.6.2. Effet de la température du fluide caloporteur

La figure IV.5 présente l'effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exégétique pour le mélange cyclohexane/ benzène (0.5/0.5), on observe que lorsque la température du fluide caloporteur augmente, l'efficacité exégétique du système ORC diminue cela indique une relation inverse .donc l'efficacité exégétique est influencée par la variation de la température.

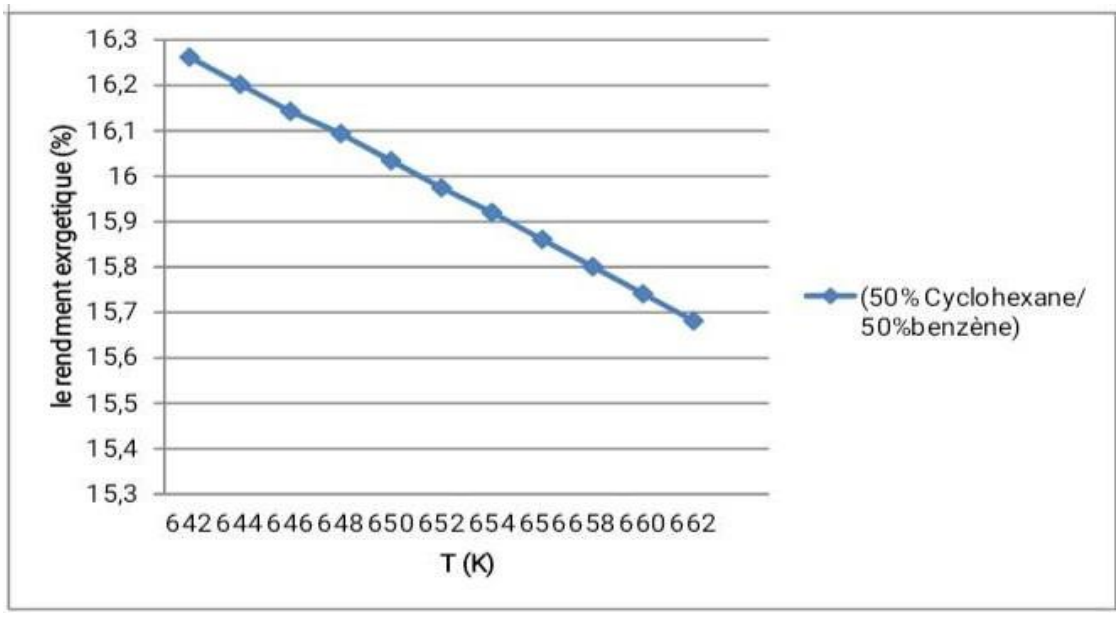


Figure IV.5 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique.

La Figure IV.6 indique que le coût diminue lorsque la température du fluide caloporteur augmente. Cette observation suggère qu'il existe une relation inverse entre le coût et la température du fluide caloporteur.

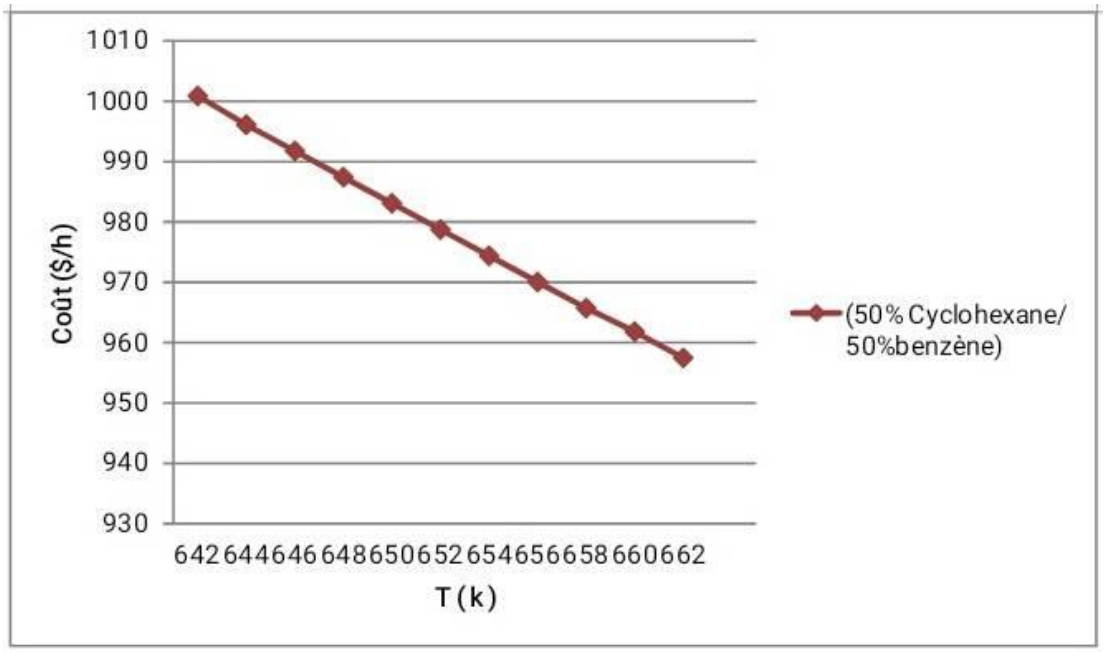


Figure IV.6 : Effet de la température du fluide caloporteur sur le cout.

IV.4.3. Effet de point de pincement dans le condenseur

La figure IV.7 présente l'effet de point de pincement dans le condenseur sur l'efficacité exérgétique pour le mélange cyclohexane/ benzène (0.5/0.5), la figure montre que le point de pincement ne joue pas un rôle déterminant dans la détermination de l'efficacité exérgétique dans ce système.

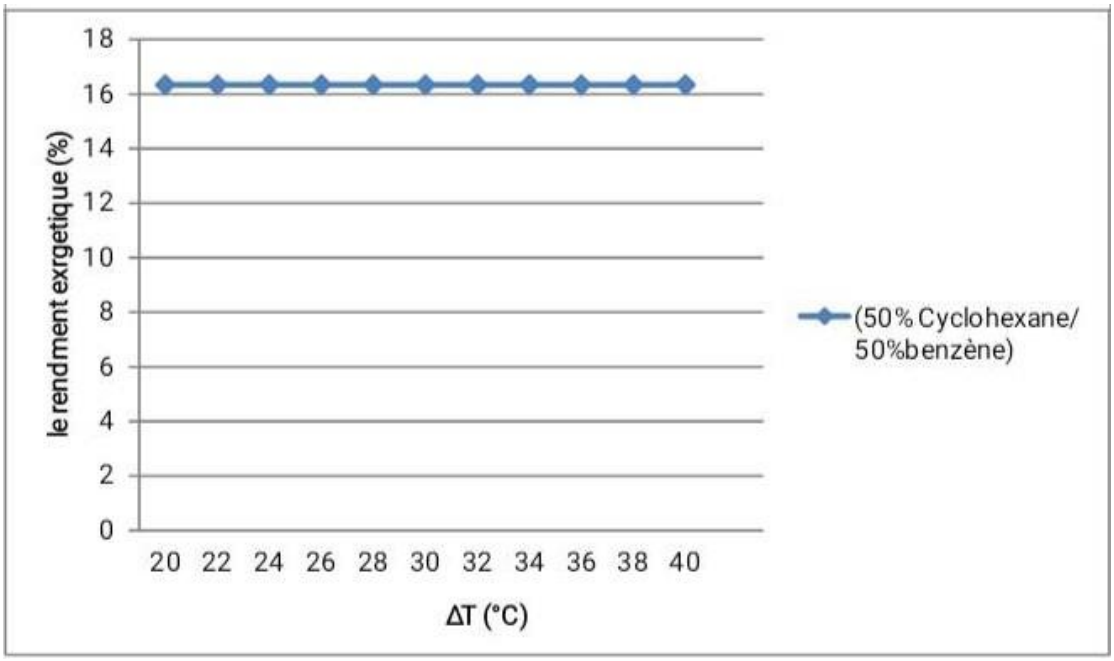


Figure IV.7 : Effet de point de pincement dans le condenseur sur l'efficacité exergetique.

La Figure IV.8 indique que le coût diminue lorsque point de pincement dans l'évaporateur augmente. Cette observation suggère qu'il existe une relation inverse entre le point de pincement dans le condenseur et le cout**.**

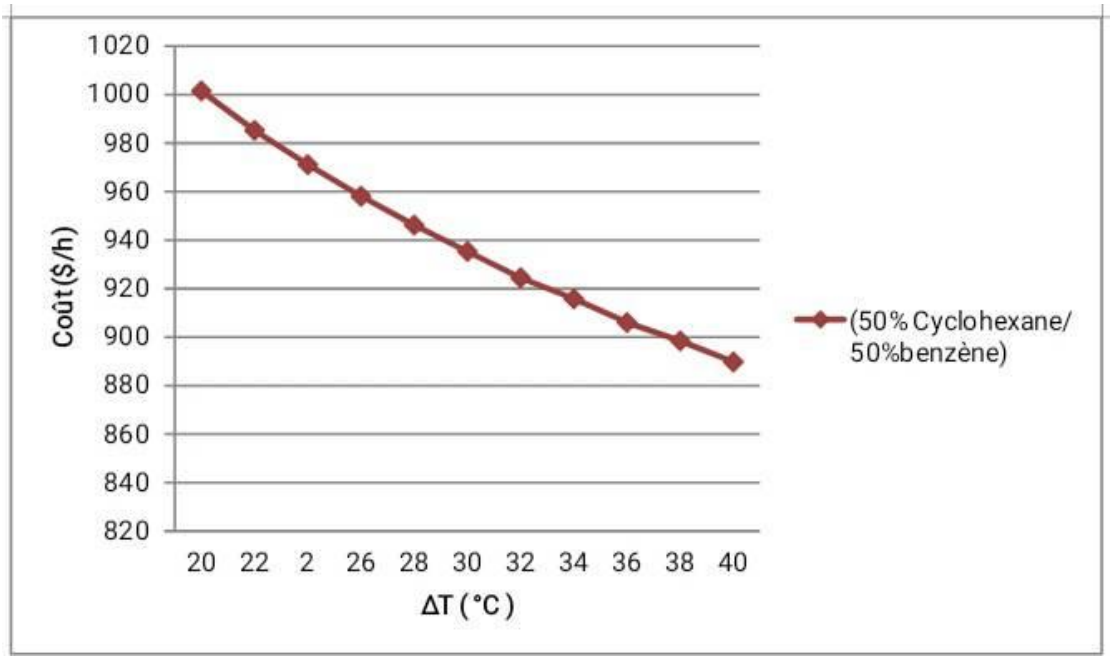


Figure IV.8 : Effet de point de pincement dans le condenseursur le cout.

L’étude paramétrique menée suggère que la pression d'entrée de la turbine et la température du fluide caloporteur ont une plus grande influence sur l'efficacité exégétique que le point de pincement dans ce système.

IV.5. Optimisation et analyse exergo-économique du système ORC

IV.5.1.Optimisation de rendement exergétique

L'optimisation est en effet un processus qui consiste à trouver les paramètres ou l'ensemble de paramètres qui maximisent ou minimisent une fonction objectif donnée. Dans le contexte spécifique de notre étude, on fait référence à l'optimisation multi objective des performances d'un système organique de Rankine (ORC) avec le mélange proposé dans cette étude (cyclohexane/ benzène (0.5/0.5))**.**

IV.5.1.1. La fonction objective

Pour résoudre le problème d’optimisation, nous devons comprendre la fonction objective y :

$$y = (x_1, x_2, \dots x_n)$$

Cette fonction est exprimée à partir d’un vecteur contenant n variables.

Dans le cas de l'optimisation du système ORC, les fonctions objectives considérées sont définies par les équations IV.41 et IV.42.

IV.5.1.2. La variable de decision

Dans le contexte de l'optimisation d'un système énergétique, il est effectivement nécessaire de distinguer deux types de variables : les variables de décision et les paramètres. Les variables de décision sont les variables qui sont modifiées lors du processus d'optimisation afin de trouver les meilleures valeurs qui maximisent ou minimisent la fonction objective .Ce sont les variables pour lesquelles vous cherchez à déterminer les valeurs optimales.Cependant, les paramètres sont des variables qui restent inchangées. Dans ce cas les variables de décision sont la pression à

l'entrée de la turbine (p_4), la température du fluide caloporteur (T7) et le point de pincement dans l'évaporateur (ΔT_{cond}).

Le tableau IV.4 : Résume les domaines de variations des variables d'optimisation.

Variable	Domaine de variation
P_4 (bar)	(4-20)
ΔT_{cond} (°C)	(20-40)
T_7(K)	(642-662)

IV.7.4. Etapes de l'exécution de l'optimisation multi-objective

Dans ce cas, l'optimisation par algorithme génétique est utilisée comme outil d'optimisation. Les étapes générales de l'exécution d'une optimisation multi-objectif à l'aide d'un algorithme génétique avec une taille de population globale de 50 et un nombre d'itérations de 50. Les étapes de l'exécution sont définies en détails dans [44].

IV.7.5. Résultat de l'optimisation multiobjective

Dans le cas de l'optimisation multi objective, la solution de problème n'est pas une solution unique, mais un ensemble de solutions qui sont des compromis, cet ensemble est généralement dénommé l'ensemble des solutions optimales de Pareto qui représenté sur la figure IV.9 .

Dans les problèmes d'optimisation multi-objectif, tous les points sur le front de Pareto représentent des solutions optimales. Chacun de ces points est considéré comme acceptable et peut être choisi comme point de conception optimal. Dans notre étude, nous avons identifié 20 points optimaux qui sont tous viables et offrent des compromis différents entre les objectifs étudiés.

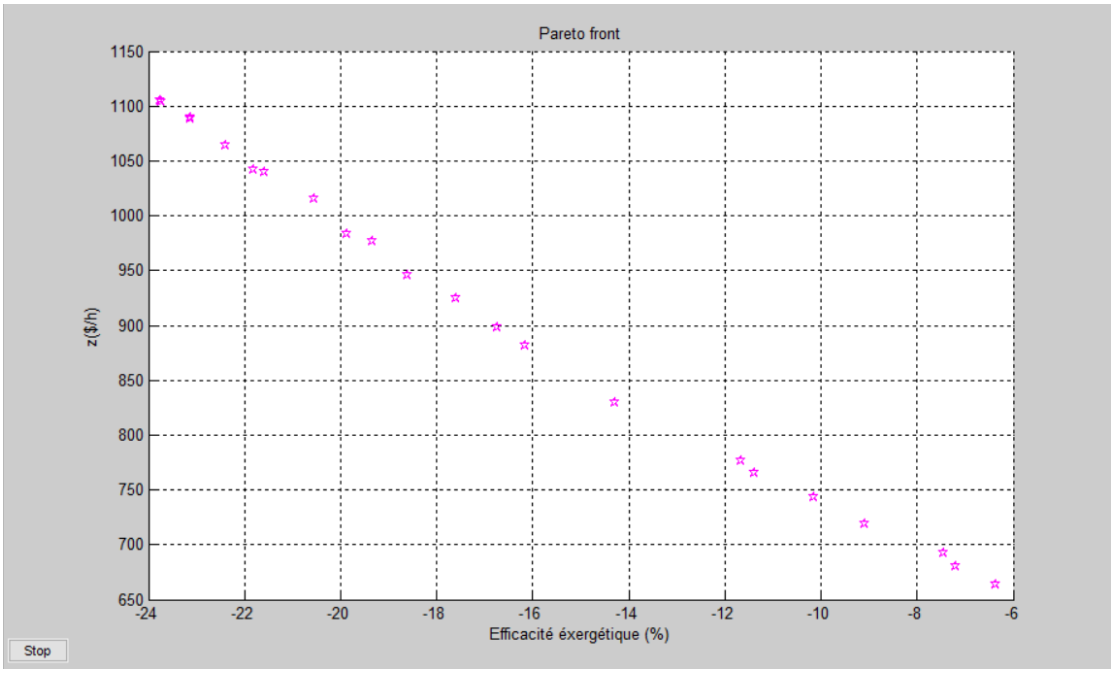


Figure IV.9 : Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif.

Le tableau IV.5 montre la valeur optimale des fonctions objectives et les valeurs des variables de décision correspondantes obtenues dans le processus d'optimisation pour les mélanges cyclohexane / benzène à des fractions de 50%.

Comme indiqué dans le tableau IV.5, Les valeurs optimales obtenues de l'efficacité exergetique varient entre 7.18% et 23.74%, une amélioration significative est observée si on compare l'efficacité exergetique avec le cyclohexane pur [2]. Les valeurs optimales de coût varient entre 663.46 $/h et 1103.97 $/h.

Tableau IV.5 : Résultats de l'optimisation multi-objective.

Itération	Efficacité Exergetique (%)	Coût($/h)	P_4 (bar)	T_7(k)	ΔT (°C)
1	20.554	1015.06	16.84	646.436	37.12
2	7.454	692.331	4.718	648.844	39.152
3	23.759	1105.331	19.993	642.486	39.938
4	6.368	663.469	4.114	655.455	39.993
5	16.73	897.89	12.705	648.246	39.897
6	10.141	743.497	6.569	649.84	39.561
7	23.123	1089.058	19.391	643.389	38.92
8	21.123	1042.615	18.175	646.456	39.307
9	17.595	924.57	13.58	645.832	38.802
10	21.582	1040.183	17.916	646.175	38.37
11	7.187	679.884	4.617	655.47	39.755
12	11.677	776.733	7.818	651.772	38.609
13	23.133	1089.831	19.391	643.139	38.92
14	19.354	977.054	15.589	647.798	37.346
15	11.4	946.035	7.612	653.069	39.6
16	18.601	946.035	14.827	649.695	39
17	16.165	881.92	12.126	649.416	38.876
18	19.87	983.169	16.179	648.533	39.099
19	22.405	1064.318	18.676	643.748	39.446

20	9.089	718.792	5.851	653.053	39.773
21	23.74	1103.974	19.993	642.986	39.938
22	14.285	829.211	10.294	654.3393	39.181

IV.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous exposons les résultats de l'étude paramétrique, de l'optimisation et de l'analyse exergétique et exergo-économique du dispositif de récupération thermique . Nous nous concentrons particulièrement sur l'utilisation d'un mélange zéotropique dans le cycle ORC (Organic Rankine Cycle) en tant que fluide de travail. Ces résultats permettent d'évaluer les performances du système, d'identifier les paramètres optimaux et d'analyser les aspects exergétiques et économiques associés à cette technologie de récupération thermique.

Conclusion Générale

Le cycleorganic Rankine Cycle est une technologie qui contribue à la réduction de la pollution et à la gestion plus efficace de l'énergie.

Tout d'abord, L'utilisation de l'énergie solaire permet de tirer parti d'une source renouvelable et abondante, réduisant ainsi la dépendance aux combustibles fossiles. La chaleur résiduelle de la cimenterie, qui serait autrement perdue, est récupérée et utilisée de manière productive, ce qui contribue à une meilleure utilisation des ressources énergétiques.

En combinant ces deux sources de chaleur, le cycle ORC hybride permet d'optimiser la production d'électricité tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre. Cela offre une solution plus durable et respectueuse de l'environnement pour répondre aux besoins énergétiques croissants.

De plus, le cycle ORC utilise des fluides de travail organiques, qui présentent des avantages significatifs par rapport aux fluides de travail classiques tels que l'eau. Les fluides organiques ont des températures d'ébullition plus basses, ce qui leur permet de fonctionner à des températures plus proches de la source de chaleur, améliorant ainsi l'efficacité du cycle.

L'objectif principal de cette étude est d'analyser les performances et d'optimiser un cycle de Rankine organique qui utilise un mélange zéotropique de deux fluides organiques (50% de cyclohexane et 50% de benzène). Il est important de souligner que l'optimisation exergo-économique ne se limite pas seulement à la sélection des fluides

de travail, mais englobe également l'optimisation des autres paramètres opérationnels tels que la pression, la température et le point de pincement .Dans le but d'atteindre cet objectif, un programme de calcul a été développé en utilisant MATLAB.

Une optimisation multi-objectif a ensuite été réalisée pour maximiser l'efficacité exergétique et minimiser le coût. Les résultats obtenus ont confirmé l'importance de l'optimisation multi-objectif dans la conception des systèmes ORC. Cette approche a notamment permis le développement d'une méthode d'optimisation capable de prendre en compte plusieurs objectifs simultanément.

Références bibliographiques

[1] HAMDOUNI, Nessrine, FERGANI, Zineb, et al. Optimisation Exergétique d'un Cycle Organique de Rankine avec des Mélanges de Fluide de Travail. 2020.

[2] Fergani, Zineb. Optimisationparametrique d'un cycle organique de rankine pour la recuperation energetique des gaz de rejetsd'unecimenterie. Thèse de doctorat. Blida, 2013.

[3] KHENNICH, Mohammed, ORFI, Jamel, et PLANTE, Jean-Sébastien. Optimisation de cycles de puissance visant à récupérer et à valoriser les rejets thermiques industriels. 2010. Thèse de doctorat. Université de Sherbrooke.

[4] SMITH, Joseph Mauk. Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. New York: McGraw Hill. 2005.

[5] BRADU, Benjamin. Réflexions sur la puissance motrice du feu, de Sadi Carnot. Bibnum. Textes fondateurs de la science, 2009.

[6]DANEL, Quentin. Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie. 2016. Thèse de doctorat. Paris, CNAM.

[7]https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycles-orc.html#:~:text=Les%20cycles%20organiques%20de%20Rankine,%C3%A0%20base%20ou%20moyenne%20temp%C3%A9rature 4 avril .

[8] MARCHANDISE, Stéphanie. Cahier Technique n° 16: Organic Rankine Cycle-Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie et applications en Energie Renouvelable. 2014.

[9] QUOILIN, Sylvain, VAN DEN BROEK, Martijn, DECLAYE, Sébastien, et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and sustainable energy reviews, 2013, vol. 22, p. 168-186.

[10] LI, Xinguo, HUANG, Haijun, et ZHAO, Wenjing. A supercritical or transcriticalRankine cycle with ejector using low-grade heat. Energy conversion and management, 2014, vol. 78, p. 551-558.

[11] MARTY, Fabien. Optimisation de la structure globale des activités de surface d'une centrale géothermique à cogénération électricité/chaleur. 2017. Thèse de doctorat. Pau.

[12] ZHOU,Cheng. Hybridisation of solar and geothermal energy in both subcritical and supercritical Organic Rankine Cycles. Energy Conversion and Management, 2014, vol. 81, p. 72-82.

[13] BARAL, Suresh. Thermodynamic and financial assessment of concentrated solar power plant hybridized with biomass-based organic Rankine cycle, thermal energy storage, hot springs and CO2 capture systems. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2021, vol. 16, no 2, p. 361-375.

[14] VILASBOAS, IcaroFigueiredo, DOS SANTOS, Victor Gabriel Sousa Fagundes, DE MORAIS, Vinicius Oliveira Braz, et al. AERES: Thermodynamic and Economic Optimization Software for Hybrid Solar–Waste Heat Systems. Energies, 2022, vol. 15, no 12, p. 4284.

[15] BAO, Junjiang et ZHAO, Li. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. Renewable and sustainable energy reviews, 2013, vol. 24, p. 325-342.

[16] SANTAROSSA, S. Turboden ORC for heat recovery in cement plants: proven solutions for your tomorrow. presented at the Global CemPower, 2013.

[17] AURIE, D. J. et ADOLPH, L. N. Lange's Handbook of Chemistry. 1998.

[18] RADULOVIC, Jovanaet CASTANEDA, Nadia I. Beleno. On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source. Energy conversion and management, 2014, vol. 88, p. 365-371.

[19] FANG, Yuwen, YANG, Fubin, et ZHANG, Hongguang. Comparative analysis and multi-objective optimization of organic Rankine cycle (ORC) using pure working fluids and their zeotropic mixtures for diesel engine waste heat recovery. Applied Thermal Engineering, 2019, vol. 157, p. 113704.

[20] BADR, O., PROBERT, S. D., et O'CALLAGHAN, P. W. Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine. AppliedEnergy, 1985, vol. 21, no 1, p. 1-42.

[21] VEYRON, Mathilde. Impact de l'intégration d'un stockage intersaisonnier sur un réseau de chaleur solaire: Modélisation dynamique et analyse exergoéconomique. 2022. Thèse de doctorat. Université de Lyon.

[22] MANI, Manel. Analyse 4E (Energétique, Exergétique, Environnementale et Economique) de systèmes de valorisation énergétique de biomasses. 2017. Thèse de doctorat. Conservatoire national des arts et metiers-CNAM.

[23] FAVRAT, Daniel et STAINE, Frédéric. Intégration énergétique des procédés industriels par la méthode du pincement. Editions RAVEL INDUSTRIE, 1994.

[24] HAJJAJI, Noureddine. Analyse de cycle de vie exergétique de systèmes de production d'hydrogène. 2011. Thèse de doctorat. Vandoeuvre-les-Nancy, INPL.

[25] BRACCO, Stefano et SIRI, Silvia. Exergetic optimization of single level combined gas–steam power plants considering different objective functions. Energy, 2010, vol. 35, no 12, p. 5365-5373.

[26] HIMRI, Safia. Etude thermodynamique des dégradations d'énergie dans un procédé de l'industrie Agro-alimentaire. 2014. Thèse de doctorat. Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés.

[27] BEJAN, Adrian, TSATSARONIS, George, et MORAN, Michael J. Thermal design and optimization. John Wiley & Sons, 1995.

[28] TSATSARONIS, George. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. Energy, 2007, vol. 32, no 4, p. 249-253.

[29] UYSAL, Cuneyt et KEÇEBAŞ, Ali. Advanced exergoeconomic analysis with using modified productive structure analysis: An application for a real gas turbine cycle. Energy, 2021, vol. 223, p. 120085.

[30] Kalogirou, S. A., "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver", Energy, V. 48, n° 1, (December 2012), 298–306.

[31] Al-Sulaiman, F.A., "Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles", Energy, V.58, (September 2013), 561–570.

[32] Baghernejad, A. etYaghoubi, M., “Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm”, Energy Conversion and Management, V. 52, n° 5, (May 2011), 2193–2203

[33] Li, C., Kosmadakis, G., Manolakos, D., Stefanakos, E. and Papadakis, G., Goswami, D.Y., “Performance investigation of concentrating solar collectors coupled with a transcritical organic Rankine cycle for power and seawater desalination co-generation”, Desalination, V.318, (June 2013), 107–117.

[34] Kalogirou, S., “Solar energy engineering: processes and systems”, Elsevier, (2009).

[35] Wu, L., Thimsen, D., Clements, B., Zheng, L. and Pomalis, R., “A hybridRankine cycle (HyRC) with ambient pressure combustion (APC)”, AppliedThermalEngineering,V.73,n°1,(December 2014),484–499

[36] Feidt, M., “Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes etprocédés”, Techniqueetdocumentation,Paris(1996).

[37] Al-Sulaiman, F.A., “Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles”, Energy Conversion and Management, V. 77, (January 2014), 441–449.

[38] Bejan, A., “Entropy Generation Minimization”, CRC press, New York, (1995), 251 p.

[39] Arsalis, A., “Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC–gas turbine–steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10MWe”, Journal of Power Sources, V. 181, n° 2, (July 2008), 313–326.

[40] ierobon, L., Nguyen,T.V., Larsen, U., Haglind, F. and Elmegaard, B., “Multiobjective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform”, Energy, V. 58, (September 2013), 538– 549.

[41] Patel, V. K. et Rao, R. V., “Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique”, Applied Thermal Engineering, V. 30, n° 11-12, (August 2010), 1417–1425.

[42] Taal, M., “Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects”, Applied Thermal Engineering, V.23, n° 14, (October 2003), 1819–1835.

[43] Al-sulaiman, F.A., “Thermodynamic Modeling and Thermoeconomic Optimization of Integrated Trigeneration Plants Using Organic Rankine Cycles”, PhD thesis, Waterloo, Ontario, Canada, (2010).

[44] Belhadjer, Hanifa et Tchalabi, Amina, Zineb. Analyse et optimisation exergo-environnementale d'un cycleorganique de Rankine (ORC) avec les fluides mélangés. Thèse de Master (2022).