REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie des Procédés
Spécialité : Génie Chimique

Optimisation Exergétique d'un Cycle Organique de Rankine avec des Mélanges de Fluide de Travail

---

Présenté par

Ould gherraf Zineb

Hamdouni Nessrine

Proposé et Dirigé par

Dr. Fergani Zineb

Promotion 2020

Remerciements

Nous tenons à remercier tout premièrement Dieu le tout puissant pour nous avoir données la volonté, la santé et la patience.

Nous tenons à adresser nos vifs remerciements à notre promotrice Mme Fergani Zineb, pour sa patience ; son aide, ses conseils et sa disponibilité durant toute la période de ce projet de fin d'étude, ainsi qu'à tous ceux qui ont contribué de prés ou de loin à accomplir ce travail.

Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants du département de génie des procèdes qui ont contribué à notre formation.

Nos sincères remerciements s'adressent à tous les membres les membres de jury qui ont accepté d'examiner notre travail.

En fin, nous remercions tous ceux qui ont contribué de près OU de loin à la réalisation de ce travail.

Dedicace

Je dédie ce travail à :

- mes parents qui sont toujours là pour moi ; et toute ma famille.
- Tous les étudiants de la deuxième année master génie chimique.
- Et à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin pour mener à bien ce travail.

Zineb

Dedicace

Je dédie ce modeste travail à :

Ma chère mère, Mon père,

A mes chères sœurs ; A toute ma famille,

A tous mes amis et collègues sans exception.

Nessrine

ملخص

يركز هذا العمل على تحسين وتحليل الكسارجي لدورة رانكين العضوية مع خليط زيوتروبيك الذي يهدف الى استعادة الحرارة المفقودة من مصنع االسمنت. تم تطوير نموذج رقمي باستخدام برنامج ماتالب. لقد قمنا باعتماد طريقة الكسارجي في تطوير هذا النموذج الرقمي و بعد إنهاء عملية النمذجة الرقمية، قمنا بإجراء دراسة تحليلية لمعرفة تأثير معلمات التشغيل على أداء االنظمة المدروسة. بعد ذلك قمنا بتحسين االنظمة من الناحية الطاقوية لتحديد المعلمات المثلى. في االخير تم إجراء تحليل الكسارجي للنظام المدروس تحت الظروف المثلى التي تم الحصول عليها.

الكلمات المفتاحية: تحسين, تحليل الكسارجي, دورة رانكين العضوية, خليط زيوتروبيك, استعادة الحرارة المفقودة.

Résumé

Le présent travail porte sur l'optimisation et l'analyse exergétique d'un cycle organique de Rankine avec un mélange zéotropique visant à la valorisation des rejets thermiques issus d'une cimenterie. Un modèle numérique a été développé avec l'aide du logiciel Matlab. L'approche exergie est adoptée pour le développement de ce modèle. Le modèle permet l'étude paramétrique pour évaluer l'effet de différents paramètres de fonctionnement tels que la pression, la température et le point de pincement sur les performances du système étudié. Ensuite, le système a été optimisé en terme exergétique afin de déterminer les paramètres optimaux. Finalement, une analyse exergetique du système étudié a été réalisée dans les conditions optimales obtenues.

Mots clés : Optimisation, Analyse exergetique, Cycle organique de Rankine, Mélange zéotropique , Valorisation des rejets thermiques.

Abstract

This work focuses on the optimization and exergy analysis of an organic Rankine cycle with zeotropic mixture for waste heat recovery in the cement industry. A numerical model of ORC system has been developed using the Matlab software. The exergy approach is adopted for the development of this model. The model allows the parametric study to evaluate the effect of different operating parameters such as pressure, temperature and pinch point on the performances of the system studied. The system is then optimized in exergy term in order to achieve the optimal operating conditions. Finally, the exergy analysis of the ORC cycle is carried out.

Keywords: Optimization, Exergy analysis, Organic Rankine cycle, Zeotropic mixture, Waste heat recovery.

SOMMAIRE

Remerciements

Dédicace

Résumé

Sommaire

Liste des symboles et des abréviations

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale 1

Chapitre I : cycle organique de Rankine (ORC)

Introduction 4

I.1. Cycle de Rankine à vapeur d'eau 4

I.1.1. principe de fonctionnement 4

I.1.2 Cycle de Rankine avec surchauffe 6

I.1.3 Cycle de Rankine avec resurchauffe 7

I.1.4 Avantages et inconvénients du cycle à vapeur d'eau 7

I.2. Cycle organique de Rankine 8

I.2.1 Cycle organique de Rankine sous-critique 8

I.2.2 Cycle organique de Rankine supercritique 9

I.3 Applications des cycles ORG 9

I.3.1 la biomasse 10

I.3.2 La géothermie 10

I.3.3 L'énergie solaire 11

I.3.4 Valorisation des rejets thermiques industriels 12

Conclusion 12

Chapitre II : les fluides de travail dans les cycles organiques de Rankine

Introduction : 15

II.1 Fluides de travail pur 15

II.1.1 Les fluides inorganiques 15

II.1.2 Les hydrocarbures 15

II.1.3 Les hydrocarbures halogens 15

II.1.3.1 Les chlorofluorocarbones (CFC) 16

II.1.3.2 Les hydro chlorofluorocarbures (HCFC) 16

II.1.3.3 Les Hydrofluorocarbures (HFC) 16
II.2 Fluides de travail mélangé 17
II.2.1 Les mélangés zeotropes 17
II.2.2 Les mélanges azéotropes 17
II.3 Critères de sélection du fluide de travail organique 18
Conclusion 19

Chapitre III : Approche exergétique des systèmes énergétiques

Introduction 21
III.1 Approche énergétique des systèmes thermodynamiques 21
III.1.1 Conservation de l'énergie dans les systèmes ouverts 21
III.1.2 Bilan énergétique d'un système ouvert en régime permanent 22
III.1.3 Insuffisance du bilan énergétique 22
III.1.4 Bilan entropique 23
III.2 Approche éxergétique 24
III.2.1 Exergie 24
III.2.2 Différentes formes d'exergie 24
III.2.2.1 Exergies cinétique et potentielle 25
III.2.2.2 Exergie physique 25
III.2.2.3 Exergie chimique 25
III.2.3 Bilan d'exergie 26
III.2.4 Critères d'évaluation exergétique 27
III.2.4.1 Efficacité exergétique 27
III.2.4.2 Rendement exergétique 27
Conclusion 28

Chapitre IV : Modélisation et optimisation d'un cycle ORC pour la valorisation des rejets thermiques industriels

Introduction 30
IV.1 Description du système étudié 30
IV.2 Sélection du fluide de travail 32
IV.3 Modélisation thermodynamique du système ORC 33
IV.3.1 Bilan massique 33
IV.3.2 Bilan massique énergétiques et exergetiques 34
IV.3.3 Performances du système ORC 35
IV.4 Etude paramétrique 35

IV.4.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine 36
IV.4.2 Effet de point de pincement dans l’évaporateur 37
IV.4.3 Effet la température du fluide caloporteur 38
IV.5 Optimisation et analyse exergetique du système ORC 39
IV.5.1 Optimisation de rendement exergétique 39
IV.5.2 Analyse exergétique 41
Conclusion 42
Conclusion générale 43
Références bibliographiques 44

Liste des symboles et des abréviations

c_p	Chaleur spécifique	kJ/kg.K
g	Accélération de la gravité	m/s^2
GWP	Potentiel de réchauffement global (global warning potential)	/
h	Enthalpie spécifique	kJ/kg
ODP	Potentiel d'appauvrissement global (ozone depletion potentiel)	/
P	Pression	bar
v	Vitesse	m/s
z	Hauteur	m

Liste des figures

Figure I.1	Représentation schématique d'un cycle de Rankine	5
Figure I.2	Cycle de Rankine sans surchauffe dans le diagramme T-s de l'eau.	6
Figure I.3	Diagramme T-s du cycle de Hirn.	6
Figure I.4	Cycle de Rankine avec resurchauffe	7
Figure I.5	Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)	8
Figure I.6	Cycle ORC supercritique.	9
Figure I.7	Principe de fonctionnement d'une centrale solaire ORC.	11
Figure I.8	Système de récupération de chaleur à base de pentane pour la cogénération d'électricité dans l'usine allemande de Lengfurt.	12
Figure II.1	Diagramme T-s du système ORC utilisant des mélanges zéotropes.	17
Figure II.2	Type de fluides de travail.	18
Figure III.1	Bilan énergétique d'un système ouvert.	22
Figure III.2	Bilan entropique du système ouvert.	23
Figure III.3	Bilan exergétique d'un système ouvert.	26
Figure IV.1	Schéma descriptif du système ORC I proposé	31
Figure IV.2	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système.	36
Figure IV.3	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique.	37
Figure IV.4	Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergetique	38
Figure IV.5	Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique.	38
Figure IV.6	Destruction d'exergie dans les équipements du système ORC	41

Liste des tableaux

Tableau I.1	Avantages et Inconvénients du cycle de Rankine à vapeur d'eau	7
Tableau I.2	Quelques centrales géothermiques ORC	10
Tableau IV.1	Propriétés du gaz exhaure du préchauffeur à cyclones	30
Tableau IV.2	Propriétés des fluides de travail.	33
Tableau IV.3	Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC	36
Tableau IV.4	Domaine de variation des variables du système ORC.	40
Tableau IV.5	Valeurs optimales finales de paramètres de conception et de fonction objective	40

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.

En effet, plusieurs ressources renouvelables telles que l'énergie solaire, géothermique, biomasse ou les rejets thermiques industriels se présentent sous forme de sources de chaleur à basse température qui ne peuvent pas être économiquement utilisées pour produire l'électricité par le cycle classique de Rankine à cause de la température relativement élevée d'ébullition de l'eau, le fluide classique.

Alternativement, le cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), utilise le même principe que celui classique mais avec un composé organique à basse température d'ébullition comme fluide de travail ; il attire à présent beaucoup d'attention pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur à basse température.

L'amélioration de l'efficacité énergétique est le but de nombreux chercheurs à l'échelle mondial, l'analyse énergétique classique basée sur le premier principe de la thermodynamique semble inappropriée pour caractériser les pertes thermodynamiques au niveau des équipements énergétiques. En effet, si on désire de la perfection et par conséquent la qualité thermodynamique, l'analyse exergétique peut être utilisée comme complément à l'analyse énergétique.

Le présent travail s'articule essentiellement autour de quatre chapitres organisés comme suit :

- Le premier chapitre expose d'une manière détaillée les cycles organiques de Rankine.
- Le second chapitre, présente les différents fluides organiques qui peuvent être utilisés par le cycle organique de Rankine.

- Dans le troisième chapitre ; nous sommes intéressés à la description des approches énergétique et exergétique. L'approche énergétique est principalement basée sur le premier principe, tandis que l'approche exergétique combine le premier principe et le second principe de la thermodynamique.

- Le quatrième chapitre sera consacré à la modélisation et l'optimisation d'un cycle organique de Rankine pour la valorisation des rejets thermiques industriels.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I
Cycles Organiques de Rankine

Introduction

Le secteur industriel est l'un des importants consommateurs d'énergie dans le monde. Dans plusieurs procédés industriels, d'importantes quantités de cette énergie sont toutefois gaspillées sous forme des rejets thermique de basse et moyenne température (150 – 350°C), qui non seulement diminuent le rendement de ces procédés mais contribuent aussi aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles.

Les cycles organique de Rankine présente un potentiel certain pour la valorisation de rejets thermiques et de la production d'électricité à partir des ressources renouvelables.

Dans ce chapitre, nous présentons le principe de fonctionnement des cycles thermodynamiques de Rankine à vapeur d'eau et à fluide organique et les différentes configurations de ces cycles en citant ainsi ses principales applications.

I.1 Cycle de Rankine à vapeur d'eau

Ce cycle tire son nom du physicien écossais William Rankine. Il s'agit d'un cycle thermodynamique permettant de récupérer une énergie thermique et de la convertir en électricité par un intermédiaire mécanique. Cette conversion, chaleur-électricité, s'effectue par détente de la vapeur d'eau dans une turbine. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité à grande échelle, les pressions de fonctionnement usuelles vont de 20 à 100 bars et des températures atteindront les 500°C.

Dans un cycle de Rankine, l'eau est utilisée comme fluide de travail. Elle va alors suivre une succession d'étapes au cours desquelles son état, sa température et sa pression seront modifiés.

I.1.1 Principe de fonctionnement

En général, le cycle de Rankine est constitué de quatre éléments principaux: une pompe, un générateur de vapeur (évaporateur ou chaudière), une turbine, un condenseur (figure I.1).

Dans un cycle de Rankine, l'eau est utilisée comme fluide de travail. Elle va alors suivre une succession d'étapes au cours desquelles son état, sa température et sa pression seront modifiés.

Les transformations subies par l'eau sont donc les suivantes **[1]** :

- 1 → 2, détente de la vapeur d'eau à haute pression vers la pression basse dans la turbine, cette étape permet de générer l'électricité ;
- 2 → 3, condensation du mélange liquide – vapeur ;
- 3 → 4, compression de l'eau liquide vers la pression haute ;
- 4 → 1, évaporation de l'eau liquide à haute pression, cette étape permet de récupérer la chaleur de la source chaude.

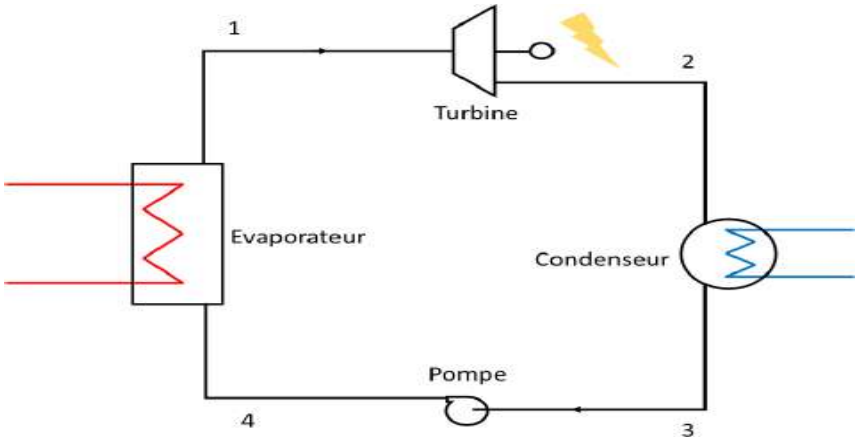


Figure I.1 : Représentation schématique d'un cycle de Rankine **[1]**.

Ces 4 étapes peuvent être représentées sur un diagramme T-s comme le montre la Figure I.2, l'eau quitte le condenseur à l'état liquide saturé (1), puis il est comprimé dans la pompe à une pression maximale (2). Ensuite le fluide est chauffé dans l'évaporateur à pression constante jusqu'à atteindre la température d'ébullition (2a). À cette température et de manière isotherme et isobare, le liquide s'évapore pour se transformer intégralement en vapeur saturée (3). Cette vapeur est détendue dans la turbine, pour atteindre une région diphasique (4). Au cours de cette détente le travail résultant est converti en énergie électrique. Enfin, le fluide est condensé dans le condenseur jusqu'à devenir un liquide saturé (1).

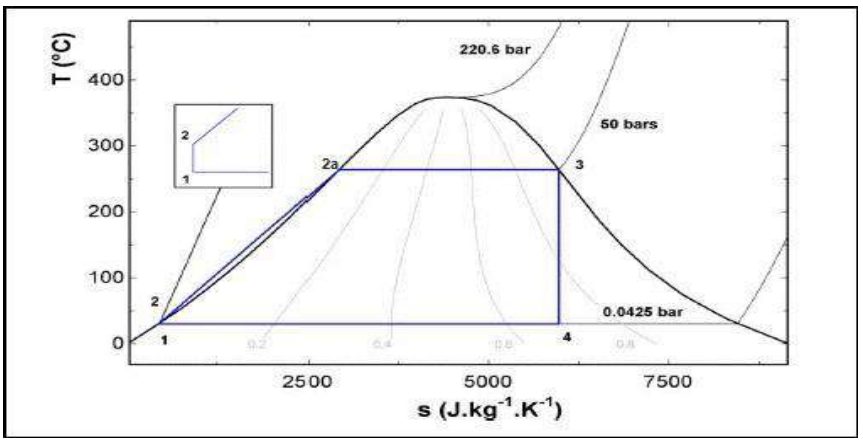


Figure I.2 : Cycle de Rankine sans surchauffe dans le diagramme T-s de l'eau **[2]**.

I.1.2 Cycle de Rankine avec surchauffe

Appelé aussi cycle de Hirn, c'est un cycle de Rankine dont la vapeur est surchauffée avant détente dans la turbine à pression constante (figure I.3). L'avantage apporté par la surchauffe est que la turbine fonctionne en grande partie avec de la vapeur surchauffée – donc sans la présence des redoutables gouttelettes propices à l'érosion des pales. Le rendement du cycle est aussi amélioré **[3]**.

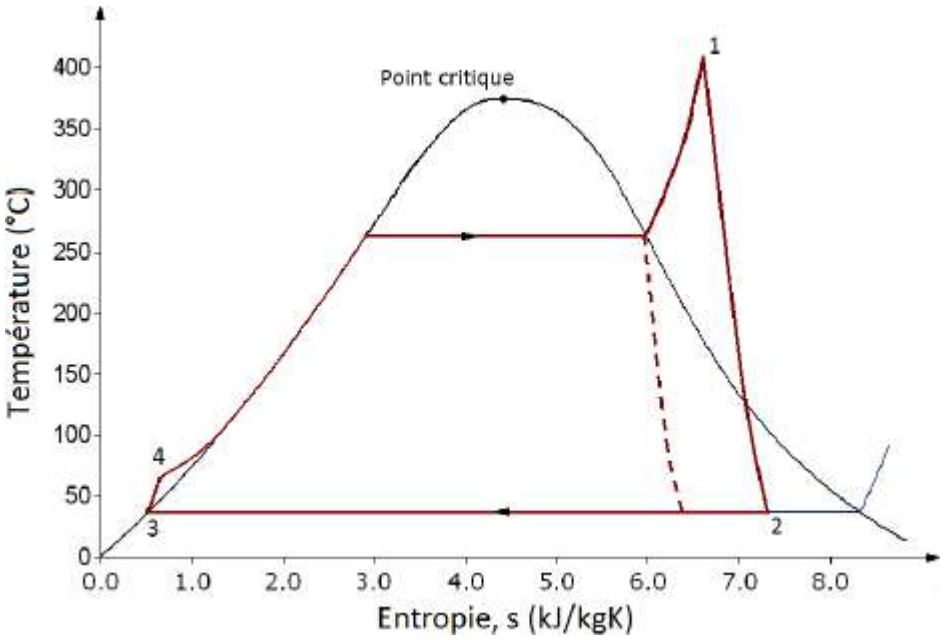


Figure I.3 : Diagramme T-s du cycle de Hirn **[4].**

I.1.3 Cycle de Rankine avec resurchauffe

Dans le but d'améliorer encore le rendement du cycle, il est possible de chauffer à nouveau la vapeur avant sa sortie de la turbine (figure I.4). La détente dans la turbine est interrompue avant que la pression de l'eau ne soit trop faible; et la vapeur est conduite dans une nouvelle série de tubes pour la porter à nouveau à haute température. La détente est alors complétée jusqu'à la pression du condenseur.

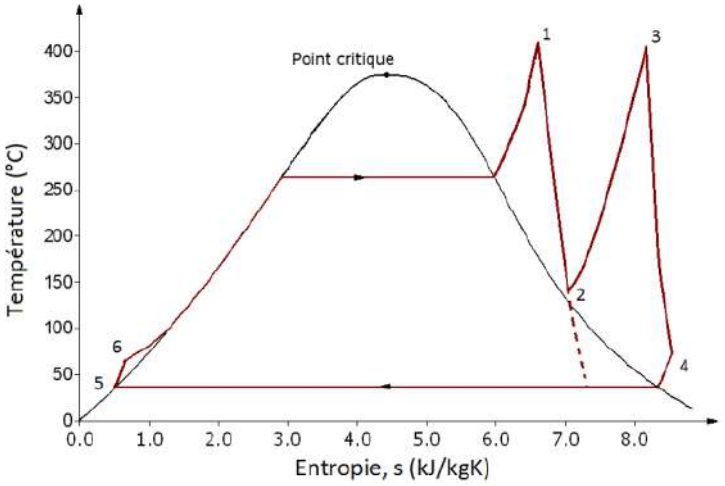


Figure I.4 : Cycle de Rankine avec resurchauffe **[1]**.

I.1.4 Avantages et inconvénients du cycle à vapeur d'eau

Les avantages et Inconvénients du cycle de Rankine à vapeur d'eau sont résumés dans le tableau I.1 suivant :

Tableau I.1 : Avantages et Inconvénients du cycle de Rankine à vapeur d'eau.

Avantages	Inconvénients
Adapté pour des grandes puissances	Source chaude à plus de 400°C est nécessaire pour une efficacité du cycle économiquement rentable
Prix de l'eau presque négligeable	fonctionnement à des pressions supérieures à 40 bars, ce qui oblige une surveillance permanente
Rendement acceptable.	Constructeurs peu fiables pour des cycles de petites puissances
Absence des risques d'intoxication, sans aucun effet sur l'environnement.	L'usure de la turbine à cause de la présence d'eau en fin de détente
Bon rendement du cycle à des températures et pression grandes.	nécessité d'une surchauffe, ce qui augmente le prix de conception de cycle.

I.2 Cycle organique de Rankine

Le cycle organique de Rankine (ORC) fonctionne selon le même principe que celui à vapeur d'eau mais en substituant l'eau par un fluide organique: une évaporation a pression constante, puis une détente au niveau de la turbine générant de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur électrique, puis une condensation isotherme et finalement le fluide organique est compressé jusqu'une certaine pression et pompé à l'évaporateur pour compléter le cycle.
L'intérêt de l'utilisation d'un fluide organique plutôt que l'eau dans les cycles de Rankine réside dans sa capacité à valoriser une source chaude à basse température (< 400°C). L'évaporation se déroule à une pression et à une température inférieure. D'autre part, la détente de la vapeur du fluide organique se termine dans la région de la vapeur saturée ou surchauffée, ce qui permet d'éviter le risque d'érosion des aubages de la turbine. En plus, les cycles ORC représentent un investissement et un coût d'exploitation plus faible que leurs équivalents cycles à vapeur d'eau **[2]**.

I.2.1 Cycle organique de Rankine sous-critique

Dans la littérature, ce type de cycle ORC est toujours appelé simplement le cycle ORC. Pour ce type de cycle, deux configurations différentes sont couramment utilisées :

- ORC simple ou standard : le principe de fonctionnement de ce cycle a été expliqué dans le paragraphe précédent (figure I.5a).

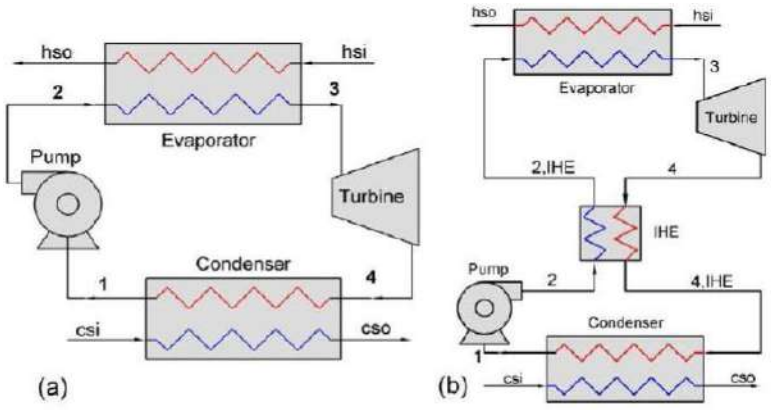


Figure I.5 : Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b) **[5]**.

- ORC avec un récupérateur ou un échangeur de chaleur interne: Dans les cas où la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude, on ajoute

au cycle de bas un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur). Cette énergie est récupérée par échange avec le liquide sortant de la pompe (figure I.5b).

I.2.2 Cycle organique de Rankine supercritique

Le principe de fonctionnement de ce cycle est décrit sur la figure 1.6. Le fluide est tout d'abord compressé de la pression basse à une pression supérieure à la pression critique par la pompe, la température et l'enthalpie de ce fluide augmentent après en échangeant avec une source de chaleur dans le générateur de vapeur. L'énergie thermique du fluide cyclé est par la suite transformée en énergie mécanique grâce à son expansion dans le détendeur. Le fluide de travail est finalement condensé à la pression basse dans le condenseur avant d'être transféré à la pression haute par la pompe pour compléter le cycle.

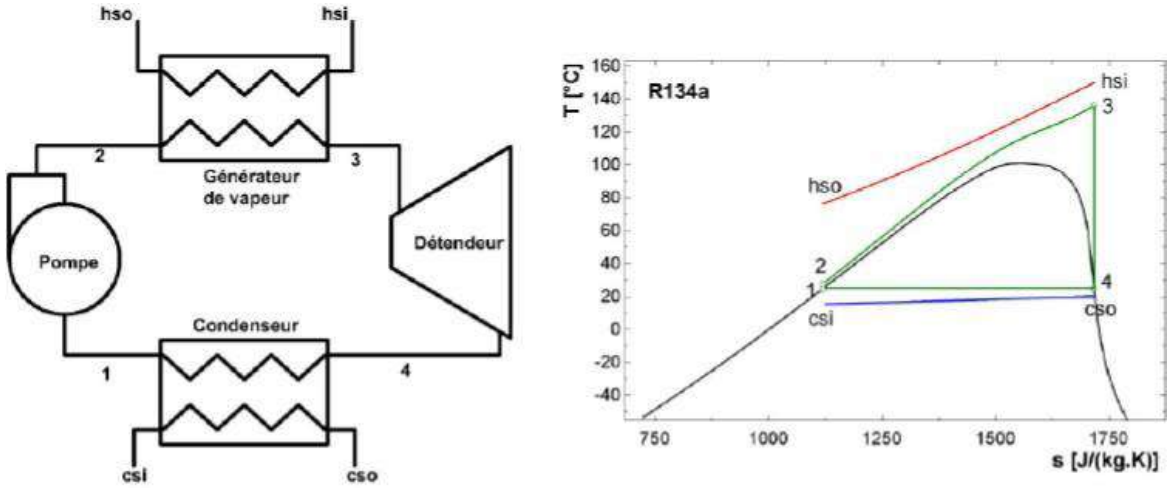


Figure I.6 : Cycle ORC supercritique.

I.3 Applications des cycles ORG

La technologie ORC permet de récupérer l'énergie thermique de diverses sources. Ces sources de chaleur sont principalement :

- La biomasse,
- La géothermie,
- Le solaire,
- Et la chaleur libérée dans les industries.

I.3.1 la biomasse

La biomasse est largement disponible dans un certain nombre de procédés agricoles ou industriels, elle, peut être par exemple du bois ou des déchets verts.

Dans une telle installation, la biomasse est brûlée dans une chaudière à huile. L'huile chauffée à 320-330°C, alimente le module ORC et permet la vaporisation du fluide organique à une température légèrement inférieure à 300°C. Le fluide évaporé est ensuite détendu, puis est condensé à une température voisine de 90°C. L'eau chaude produite au condenseur peut être valorisée à son tour dans un réseau de chaleur urbain par exemple ou dans un procédé de séchage **[2]**.

I.3.2 La géothermie

L'énergie géothermique est la chaleur disponible et présente sous le sol de la terre. Elle est considérée comme une ressource énergétique propre et renouvelable.

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 A chaleur. Il existe aussi la géothermie basse et moyenne température, qui se caractérise par une source d'eau chaude sous pression allant jusqu'à 200°C.

Tableau I.2: Quelques centrales géothermiques ORC **[6]**.

Centrales	Température du fluide géothermique (°C)	Débit du fluide géothermique	Fluide de travail (ORC)	Puissance nette (MW)
Amedee (USA)	104	205 l/s	R-114	2.0/1.5
Wineagle (USA)	110	63 l/s	isobutane	0.75/0.6
Altheim, (Autriche)	106	86 l/s	-	–/1.0
Otake (Japon)	130	14.661 kg/s	isobutane	–/1.0
Nigorikawa (Japon)	140	50 kg/s	R-114	–/1.0
Reno (USA)	158	556 kg/s	isobutane	27/21.744

Actuellement, il existe plusieurs centrales à base de cycle ORC pour valoriser l'énergie géothermique. Le tableau ci-dessus présente quelques centrales géothermiques à cycle organique de Rankine.

I.3.3 L'énergie solaire [1]

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 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.

La figure I.7 illustre le principe de fonctionnement d'une centrale solaire ORC.

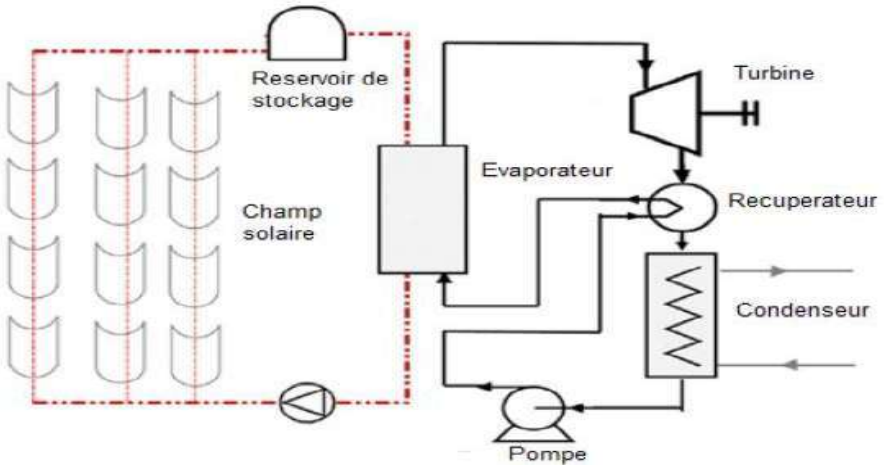


Figure I.7 : Principe de fonctionnement d'une centrale solaire ORC.

I.3.4 Valorisation des rejets thermiques industriels

Dans de nombreuses industries, 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. Les cycles organiques de Rankine sont parmi les technologies actuelles et potentiellement utilisées pour la valorisation de l'énergie thermique rejetée par ces différents secteurs industriels dont la capacité varie de 1.5 à 4 MW électriques. Les principaux secteurs visés sont la sidérurgie, la chimie, l'agroalimentaire, la cimenterie et l'Oil & Gaz **[1]**. On peut par exemple citer la cimenterie de Lengfurt (Allemagne) qui utilise le cycle organique de Rankine (ORC) à basse température. Ce procédé utilise le pentane comme fluide de travail. L'utilisation de ce procédé dans une cimenterie est une première mondiale **[7]**. La figure (I.8) montre le schéma de principe de ce procédé.

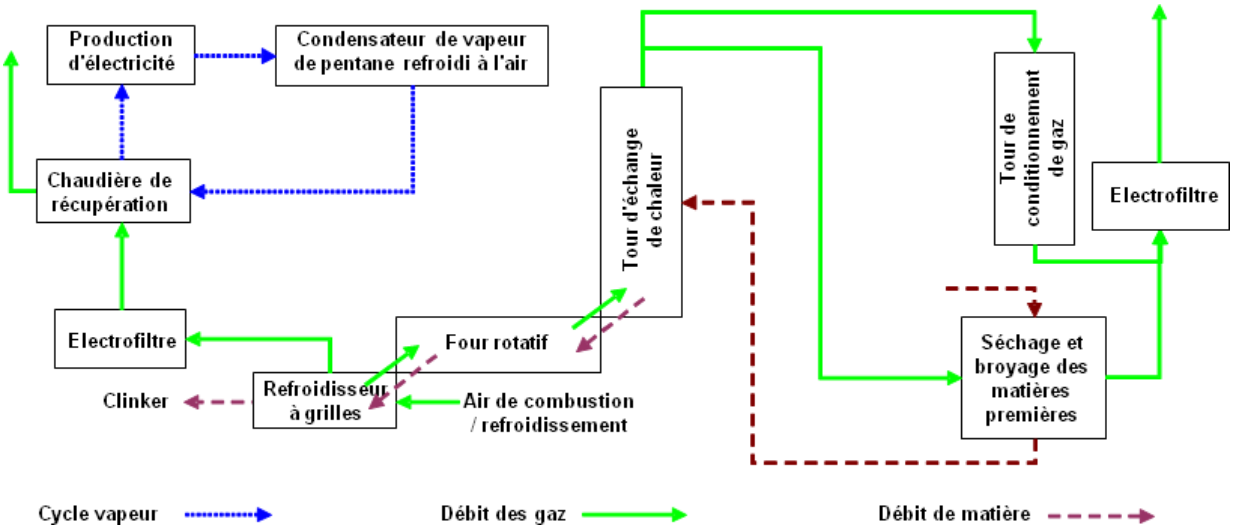


Figure I.8 : Système de récupération de chaleur à base de pentane pour la cogénération d'électricité dans l'usine allemande de Lengfurt.

Conclusion

On peut distinguer différentes technologies permettant de valoriser les sources thermiques sous forme d'électricité. L'utilisation de l'une plutôt que l'autre dépendra principalement de la température de la source de chaleur disponible. Le cycle de Rankine

« classique » est une technique largement répandue pour la production d'électricité mais néanmoins en pratique elle nécessite un niveau de température suffisamment élevé. Cette technologie bien qu'éprouvée possède aussi certaines limitations dues notamment au fluide utilisé, l'eau.

Le cycle organique de Rankine est une voie prometteuse pour la génération d'électricité à partir des sources thermiques de basse température grâce à ses avantages par rapport au cycle à vapeur d'eau.

Chapitre II
Les fluides de travail dans les cycles organiques de Rankine

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.

II.1 Fluides de travail purs

Les fluides peuvent être classés en quatre familles **[8]** :

II.1.1 Les fluides inorganiques

Les composés inorganiques dont les plus courants sont l'eau (H_2O), le dioxyde de soufre (SO_2) ; le dioxyde de carbone (CO_2) et l'ammoniac (NH_3). Certains de ces fluides sont toxiques (SO_2) et (NH_3). D'autre part, ils sont facilement disponibles, peu couteux et leur influence sur l'environnement est limité mais non nulle (ex: le dioxyde de carbone (CO2) ;...).

II.1.2 Les hydrocarbures

Les hydrocarbures (HC) sont des substances naturelles ; ils proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel. Ce sont essentiellement : le butane, l'isobutane et le propane qui sont les plus utilisés. Ils sont constitués principalement de carbone et d'hydrogène, Il s'agit de substances non chlorées et non halogénées.

Les HC sont très inflammables et leur utilisation doit faire l'objet de prescriptions en matière de sécurité. Les hydrocarbures ont des caractéristiques chimiques et thermodynamiques différentes, mais ils ont des caractéristiques environnementales communes ; zéro ODP et très faible GWP **[9]**.

II.1.3 Les hydrocarbures halogénés

Ce sont des fluides synthétiques ; Les fluides de cette famille sont très largement utilisés mais font désormais l'objet d'interdictions, notamment pour des raisons de toxicité

environnementale. Cette famille de fluides se divise en trois catégories qui sont les CFC, les HCFC et les HFC **[10]**.

II.1.3.1 Les chlorofluorocarbones (CFC)

Les molécules de ce groupe constituées de chlore, de fluor et de carbone **[11]**. Leur utilisation a rapidement diminué, en raison de leur impact environnemental. en 1974, deux chimistes de l'Université de Californie, le Professeur F. Sherwood Rowland et le Dr. Mario Molina, ont montré que les CFC pouvaient être une source majeure de chlore inorganique dans la stratosphère suite à leur décomposition photolytique par le rayonnement UV **[12]**. Les CFC sont généralement des fluides ininflammables et possédants de bonnes propriétés physiques. Mais Ils possèdent un effet nocif sur la couche d'ozone **[13]**.

II.1.3.2 Les hydro chlorofluorocarbures (HCFC)

Les hydro chlorofluorocarbones comprennent des atomes d'hydrogène en plus des atomes de chlore, de fluor et de carbone. Leur impact sur l'ozone est très inférieur à celui des CFC.

Comme les CFC, ils sont pratiquement ininflammables et ont de bonnes caractéristiques thermiques **[14]**.

En Europe, ils ne peuvent être utilisés comme fluide neuf depuis 2010, ils sont interdits totalement depuis 2015 **[10]**.

II.1.3.3 Les Hydrofluorocarbures (HFC)

Les hydrofluorocarbures (HFC) sont les composés constitués d'hydrogène, de fluor et de carbone, leurs molécules ne contiennent pas de chlore ou brome. Il a été reconnu que les HFC peuvent être utilisés de manière acceptable pour remplacer les CFC et les HCFC parce que ces produits chimiques possèdent des propriétés physiques et thermochimiques similaires à celles des CFC et HCFC **[11]**. Ils ont notamment une haute volatilité, une faible conductivité thermique, une faible tension superficielle et une faible inflammabilité **[14]**. Les HFC ne pas épuiser la couche d'ozone mais ils ont un impact sur le réchauffement climatique **[10]**.

Leur inflammabilité est légèrement plus élevée que celle des HCFC, sans pour autant causer des problèmes quelconques.

II.2 Fluides de travail mélangés

II.2.1 Les mélangés zeotropes

Un mélange zéotropique est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent, le corps le plus volatil s'évaporant plus facilement que le corps le moins volatil **[15]**.

Les propriétés du mélange dépendent des constituants du mélange et de leurs proportions respectives. Ébullition Sous une même pression, un liquide commence toujours à bouillir à la même température. A pression constante, pendant toute la durée de l'ébullition, la température d'ébullition augmente. Cette variation de température d'ébullition est appelée glissement de température ou « glide ». La température de début d'ébullition est appelée: température de saturation liquide ou température de bulle « bubble température ». La température de fin d'ébullition est appelée: température de saturation vapeur ou température de rosée ou « dew température » **[16]**.

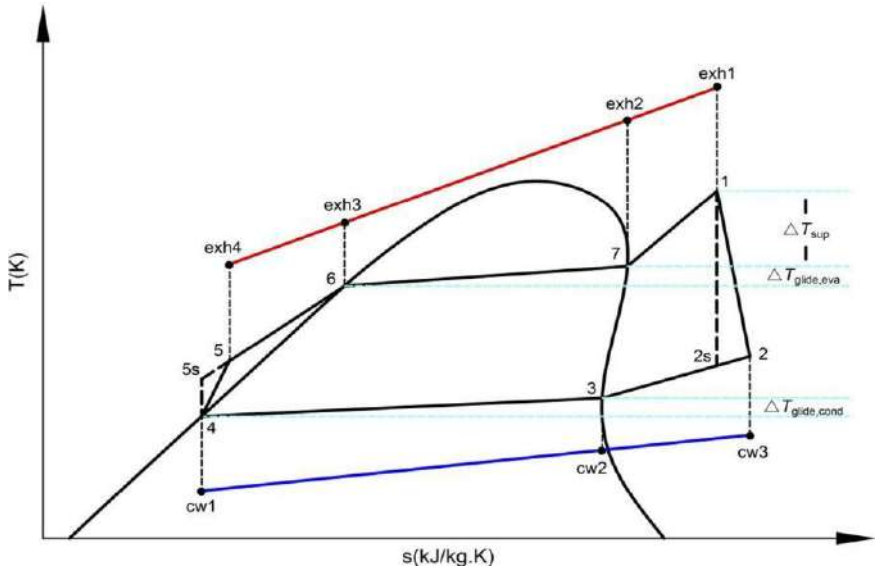


Figure II.1 : Diagramme T-s du système ORC utilisant des mélanges zéotropes.

II.2.2 Les mélangés azéotropes

Le mélange azéotrope ou azéotropique est un mélange liquide qui bout à température fixe en gardant une composition fixe. 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 **[11]**.

II.3 Critères de sélection du fluide de travail organique

Le choix du fluide de travail d'un ORC est crucial. Il affecte considérablement les performances et le cout de l'installation dimensionnée. Le fluide choisi pour des applications de géothermie n'est pas forcement adapte pour des applications solaires ou de récupération de chaleur fatale. Le choix du fluide de travail est déterminé par le niveau de température de la source, la température de fluide de refroidissement et d'autres critères (exemple : économiques et environnementaux).

Il est fréquent de classifier les fluides de travail en trois classes selon la pente de leur courbe de saturation dans le diagramme de Mollier. En effet, il existe trois types de fluides selon ce classement **[17]**.

- Les fluides secs qui possèdent une pente positive $\varepsilon > 0$
- Les fluides humides qui possèdent une pente négative $\varepsilon < 0$
- Les fluides isentropiques qui se caractérisent par une pente nulle $\varepsilon = 0$

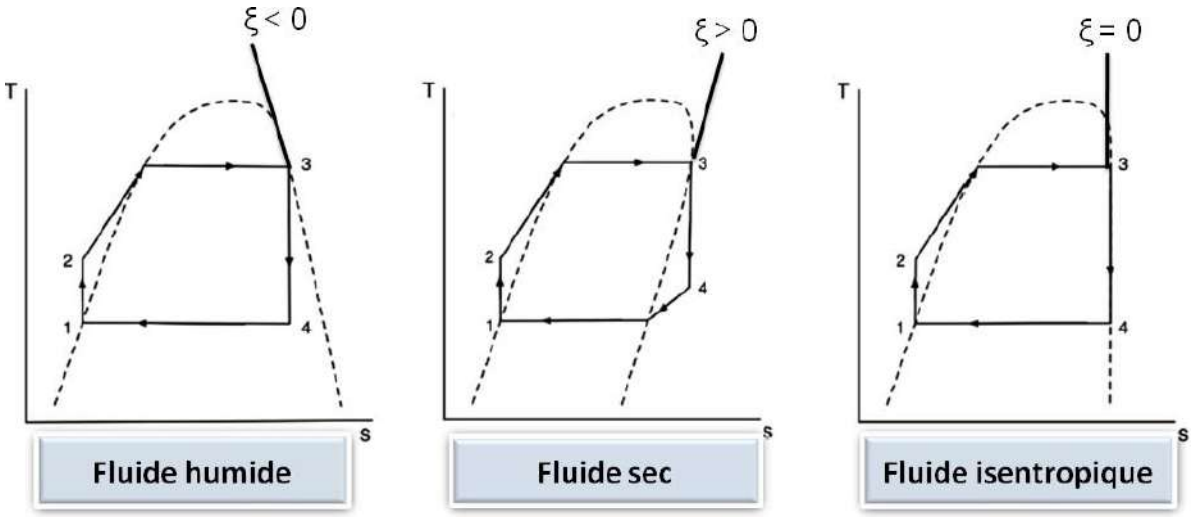


Figure II.2 : Type de fluides de travail.

Un fluide de travail idéal pour un cycle organique de Rankine doit posséder les propriétés suivantes **[4, 18]** :

- La température critique du fluide de travail doit être supérieure à la température la plus élevée du cycle pour minimiser les irréversibilités produites lors du transfert de chaleur.
- Une pression modérée dans l'évaporateur est recommandée afin d'éviter les problèmes mécaniques. Une pression trop élevée entraîne un problème de sécurité et augmente le coût du système.
- Il est préférable que le fluide permette une condensation à pression ambiante.
- Il est préférable d'utiliser des fluides dont la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-s est au voisinage de zéro pour éviter la production excessive de condensat ou de surchauffe pendant la détente.
- un faible rapport entre la chaleur spécifique et la chaleur latente de vaporisation ce qui permet de réduire l'énergie nécessaire pour que le fluide atteigne la température d'évaporation.
- La non-toxicité, non-inflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité.
- Un cout raisonnable et une disponibilité satisfaisante.
- Un fluide stable à haute température, la majeure partie des fluides organiques se dégradent à partir de l'intervalle de température de 200°C à 300°C.

Conclusion

Le choix du fluide est primordial dans le cycle ORC. Il existe plusieurs familles de fluides frigorigènes. Ces dernières peuvent être classifiées selon la composition et la nature des fluides qu'elles contiennent.

En pratique, il n'existe pas un fluide de travail qui satisfait à tous les critères environnementaux, de sécurité et de performances. Un compromis doit donc être trouvé.

Chapitre III
Approche exergétique des systèmes énergétiques

Introduction

L'optimisation des systèmes énergétiques est l'un des principaux sujets dans le domaine de l'ingénierie. Par conséquent, pour optimiser l'efficacité de tel système, il est important de localiser et d'évaluer la cause et l'importance de pertes énergétiques. L'analyse exergétique est une méthode utile qui peut être utilisée comme référence dans la conception, l'évaluation, l'optimisation et l'amélioration des systèmes énergétiques. Cette méthode permet d'éviter des erreurs de conception et de sélectionner la ou les solutions les plus prometteuses en fournissant des résultats qualitatifs et quantitatifs sur le procédé ou le système étudié.

Dans ce chapitre, on va présenter les notions de base de l'exergie qui permettent la modélisation et l'optimisation thermodynamique, des systèmes énergétiques.

III.1 Approche énergétique des systèmes thermodynamiques

L'énergie est généralement définie comme la capacité d'un système à réaliser un travail. La quantité d'énergie que possède un système représente la quantité de travail qu'il peut réaliser **[19]**.

D'un point de vue physique et selon le premier principe de la thermodynamique l'énergie ne se produit pas, ni se consomme, elle se transforme ou se convertit d'une forme en une autre.

III.1.1 Conservation de l'énergie dans les systèmes ouverts

Les systèmes les plus courants dans les applications pratiques restent toutefois les systèmes ouverts. Ces systèmes thermodynamiques échangent de l'énergie et de la matière avec l'extérieur. De nombreux exemples de tels systèmes existent en pratique, tels les ventilateurs, les turbines, les compresseurs, les échangeurs thermiques, les réacteurs chimiques, ou autres systèmes plus complexes: atelier, usine, etc…

Il est donc important de définir d'abord et avec précision le système à étudier et ses limites, puis à dresser les bilans des grandeurs attachées au système en liaison avec les flux d'autres grandeurs qui en traversent les parois.

III.1.2 Bilan énergétique d'un système ouvert en régime permanent

Pour le bilan énergétique on fait appel au premier principe de la thermodynamique. Rappelons que pour un système ouvert opérant en régime permanent (figure III.1), le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \qquad \text{(III.1)}$$

Où :

$\dot{Q}$: flux de chaleur (W)

$\dot{W}$: flux de travail (W)

$\dot{m}$: débit massique du flux de matière (kg/s).

e :étant l'énergie spécifique totale définie par :

$$e = h + gz + \frac{v^2}{2} \qquad \text{(III.2)}$$

Les densités d'énergie respectives gz et $\frac{v^2}{2}$ représentent l'énergie cinétique et l'énergie potentielle.

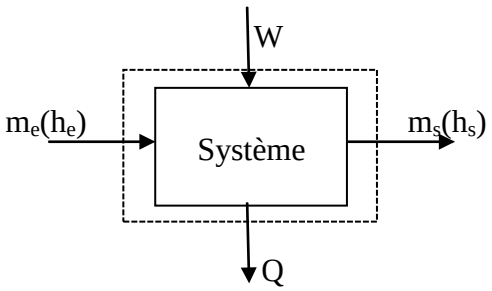


Figure III.1 : Bilan énergétique d'un système ouvert.

III.1.3 Insuffisance du bilan énergétique

Le bilan de conservation d'énergie (équation III.1) établit simplement l'équivalence de l'énergie mécanique reçue et de la chaleur perdue ; il met en quelque sorte sur le même plan les deux énergies mécanique et thermique. Cependant, on constate que s'il y a égalité quantitative des diverses formes d'énergie, la qualité des diverses formes d'énergie varie d'une forme à l'autre. Ainsi, une mégajoule d'énergie thermique à 1000°C ne représente pas

le même potentiel énergétique à 20°C. De même, le potentiel d'utilisation d'une mégajoule d'énergie mécanique, apparaît rapidement différent du potentiel d'utilisation d'une mégajoule d'énergie thermique. En effet, si l'énergie mécanique peut être spontanément transformée en énergie thermique (par frottements par exemple), la transformation inverse, non spontanée nécessite de procéder selon un schéma très précis. Ce sont tous ces éléments, liés à la qualité de l'énergie et aux processus de transfert et de transformation de l'énergie qui constituent le deuxième principe de la thermodynamique, considéré comme un principe d'évolution.

III.1.4 Bilan entropique

Tout système réel fonctionne en respectant le premier principe qui régit le bilan d'énergie et le second principe régissant le bilan entropique. Ce dernier permet d'énoncer que toutes les formes d'énergies ne sont pas équivalentes. Il est donc impossible de convertir une forme d'énergie intégralement en une autre. Le second principe permet de déterminer les limites de la conversion de l'énergie, à travers l'entropie, l'irréversibilité et la dégradation d'énergie. Il y a lieu dans ce cas de tenir compte des transferts d'entropie liés au transfert de matière. En effet à toute matière est associée une entropie spécifique s. en conséquence le bilan entropique d'un système ouvert recevant des flux de matière s'écrit :

$$\left(\sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s\right) - \frac{\dot{Q}}{T_0} + S_{créé} = 0 \qquad \text{(III.3)}$$

Où :

s : entropie spécifique du flux de matière (J/kg K)

T_0: température de référence (K)

$S_{créé}$: flux de création d'entropie (J/s K)

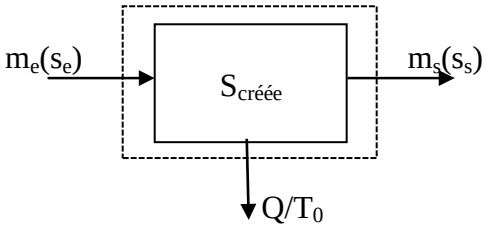


Figure III.2 : Bilan entropique du système ouvert.

Le flux $S_{créée}$ peut provenir des différentes formes d'irréversibilités recensées pour le système.

La création d'entropie a servi aux scientifiques, pour mesurer la dégradation de l'énergie causée par les irréversibilités des transferts et des transformations énergétiques. Cependant, pour l'ingénieur habitué à raisonner en termes énergétiques, donc en Joules ou kWh, cette mesure n'est pas pratique. En effet, l'entropie, ou son évolution dans le temps, se mesure en unité d'énergie par Kelvin (J/K). Ce fait constitue au moins l'une des raisons de l'intérêt de l'emploi de la notion d'exergie pour traiter de ces problèmes de dégradations d'énergie **[20]**.

III.2 Approche éxergétique

III.2.1 Exergie

L'exergie est définie comme étant le travail maximum qui peut être produit par un flux ou un système dans un environnement spécifié **[21]**.

Rivero–Rodriguez énonce cinq propriétés de l'exergie **[23]** :

1. 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.
2. 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.
3. L'exergie d'un système est la capacité du système à produire un changement.
4. L'exergie d'un système est la mesure de la qualité de l'énergie contenue dans le système.
5. L'exergie est le potentiel de travail maximum du système relatif à son entourage.

III.2.2 Différentes formes d'exergie

Kotas **[24]** et Szargut et al. **[25]** définissent diverses formes de l'exergie (Ex) qui est une grandeur extensive additive.

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad \text{(III.4)}$$

Avec :

Ex_c : exergie cinétique

Ex_p : exergie potentielle

Ex_{ph} : exergie physique

Ex_{ch} : exergie chimique

III.2.2.1 Exergies cinétique et potentielle

Les énergies cinétiques et potentielles des fluides sont deux formes d'énergies ayant la totale faculté de fournir un travail mécanique ou son équivalent. Leur évaluation exergétique par rapport au niveau des données de référence donne :

$$Ex_c = \frac{V_0^2}{2} \quad \text{(III.5)}$$

$$Ex_p = mgz_0 \quad \text{(III.6)}$$

Avec :

v_0 : vitesse moyenne du fluide par rapport à la surface de la terre (m/s).

z_0 : altitude du fluide au dessus du niveau de la mer (m).

III.2.2.2 Exergie physique

L'exergie physique représente le travail que peut fournir une certaine quantité de matière lors d'un processus réversible d'un état initial (T, P) à un état final déterminé par les paramètres de l'environnement (T_0, P_0).

$$Ex_{ph} = (h(T,P) - h(T_0,P_0)) - T_0(s(T,P) - s(T_0,P_0)) \quad \text{(III.7)}$$

L'exergie physique se décompose en exergies thermique $Ex_{ph}^{\Delta T}$, et mécanique $Ex_{ph}^{\Delta P}$.

III.2.2.3 Exergie chimique

L'exergie chimique est le travail que l'on récupérerait en amenant le flux de matière à l'équilibre chimique (T_0, P_0, z) avec l'environnement (T_0, P_0, z_0) **[25]**. L'exergie chimique prend en compte la différence de potentiel chimique entre la substance considérée et l'environnement.

L'expression générale de l'exergie chimique d'un flux matière est donnée par l'équation (III.8) **[26]**.

$$Ex_{ch} = \left(\left(h(T_0, P_0, z) - T_0(s(T_0, P_0, z))\right) - \left(h(T_0, P_0, z_0) - T_0(s(T_0, P_0, z_0))\right)\right) \quad \text{(III.8)}$$

Avec :

z : est la composition molaire globale

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.

La formule générale traduisant le bilan exergetique appliqué en régime permanent à un volume de contrôle (figure 3.3) est donnée par l'équation suivante :

$$\sum_e \dot{m}_e \, ex_e - \sum_s \dot{m}_s \, ex_s + \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \dot{W} - \dot{E}x_D = 0 \quad \text{(III.9)}$$

L'expression $\sum_e \dot{m}_e \, ex_e - \sum_s \dot{m}_s \, ex_s$ correspond à la somme des flux exergetiques entrant et sortant du volume de contrôle. Le terme $\sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k$ correspond à l'exergie fournie par la source de chaleur. Le terme $\dot{W}$ est l'exergie associée au travail mécanique. Le dernier terme $\dot{E}x_D$ correspond à l'exergie détruite en raison des différentes irréversibilités du système. Les sources principales de ces irréversibilités sont les pertes de charge, la réaction chimique et le transfert de chaleur par une différence de température finie.

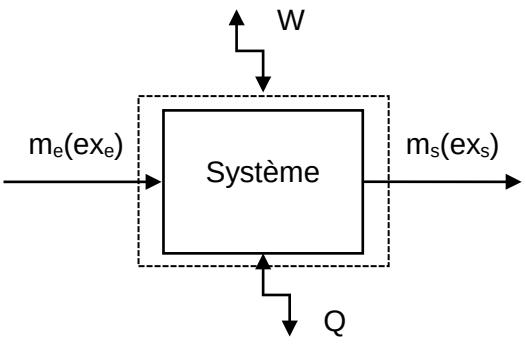


Figure III.3 : Bilan exergétique d'un système ouvert.

III.2.4 Critères d'évaluation exergétique

Pour caractériser les performances exergétiques d'un équipement ou plus généralement d'un procédé, on utilise le plus souvent les deux critères suivants **[27]** :

- L'efficacité exergétique (φ_{ex})
- Le rendement exergétique (η_{ex})

III.2.4.1 Efficacité exergétique

C'est par définition, le rapport entre la somme de toutes les formes d'exergie sortantes du système et de la somme des exergies entrantes au système :

(III.10)

$$\varphi_{ex} = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e}$$

III.2.4.2 Rendement exergétique

Le rendement exergétique peut être défini par le rapport d'exergie utile par l'exergie consommé ou par le rapport entre l'exergie sortante et l'exergie entrante qui peut être relative à celle de la source thermique sur lequel le rendement s'est basé **[28]**.

(III.11)

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in}}$$

Pour un cycle ORC :

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{Ex_{evap}} \quad \text{(III.12)}$$

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé les principes fondamentaux des approches énergétiques et exergétiques. La formulation mathématique de la théorie d'exergie a été donc détaillée. L'analyse exergétique permettra de bien quantifier la qualité thermodynamique de tout système énergétique par une évaluation des pertes et du rendement exergétique global.

Chapitre IV
Modélisation et optimisation d'un cycle ORC pour la valorisation des rejets thermiques industriels

Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation thermodynamique d'un cycle organique de Rankine. Il consiste à optimiser une configuration définie du cycle de Rankine utilisant un mélange de fluides organiques pour extraire l'énergie qui réside dans les rejets thermique d'une cimenterie.

Le modèle élaboré est basé sur l'établissement des bilans thermiques, massiques, énergétiques et éxergétiques. Un code de calcul en Matlab a été développé à cet effet pour prendre en charge les différentes étapes de la modélisation.

IV.1 Description du système 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 **[29]**.

Paramètres	Valeurs
Température du gaz à la sortie du préchauffeur	350 °C
Débit massique	48 kg/s
Composition	
CO_2	18.33%
N_2	63.86%
H_2O	11.12%
O_2	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.

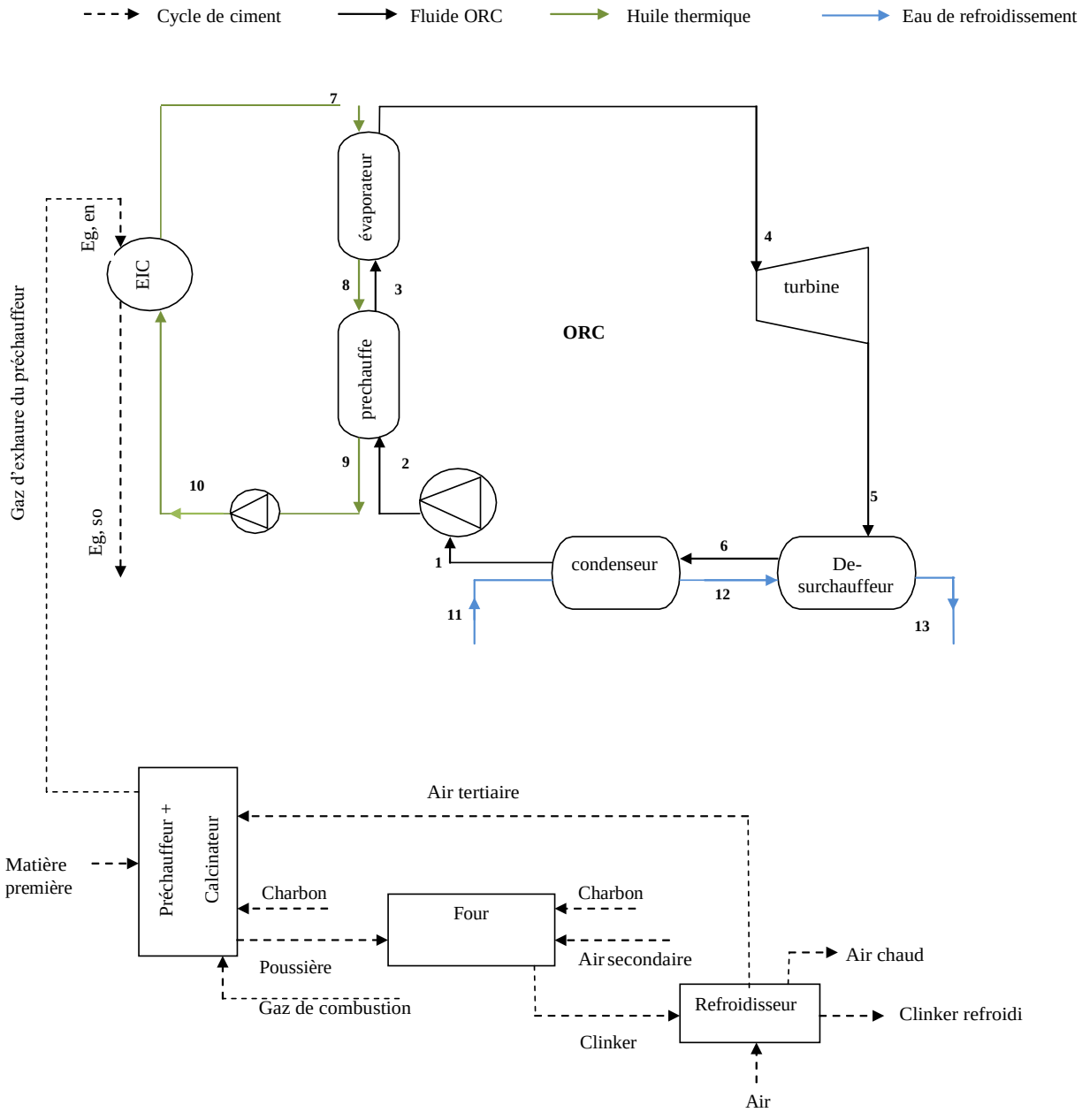


Figure IV.1 : Schéma descriptif du système ORC I proposé **[2]**.

Un circuit intermédiaire d'huile thermique (Dowtherm Q) est utilisé pour transférer la chaleur de gaz au fluide de travail à travers les échangeurs de chaleur (7-10). Ceci est nécessaire pour des raisons de sécurité, pour éviter le risque des fluides inflammables et prévenir les défaillances de l'échangeur de chaleur **[30]**. La chaleur du gaz d'échappement transmise par l'huile thermique est utilisée pour chauffer puis vaporiser (2-4) le fluide organique qui sera ensuite détendu dans une turbine (4-5) générant de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur électrique. Ensuite, la vapeur à la sortie de la turbine est condensée dans le condenseur (5-1) en utilisant comme fluide de refroidissement de l'eau.
Le liquide organique sortant du condenseur est finalement pompé à l'évaporateur (1-2) pour compléter le cycle.

IV.2 Sélection du fluide 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 **[31]**. Les fluides ayant une température critique élevée ou un point d'ébullition élevé tel que le toluène, 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% Toluène) 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
Toluène	92.14	320.73	42.40	isentropique

IV.3 Modélisation thermodynamique du système ORC

La modélisation thermodynamique du système ORC est présentée dans cette section. Pour chaque composant du système, les équations de masse et de l'énergie ainsi les bilans exergetiques sont présentés pour estimer la puissance de sortie ou d'entrée, la quantité de chaleur absorbée ou rejetée, les irréversibilités du système et l'efficacité du système. Certaines hypothèses simplificatrices **[32]** 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.3.1 Bilan massique

Le débit massique est constant tout au long du cycle organique de Rankine. Les équations de bilan de masse sont:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ft} \quad \text{(IV.1)}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{eau} \quad \text{(IV.2)}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{hto} \quad \text{(IV.3)}$$

Les indices 1-13 se réfèrent aux points du schéma représentatif de la figure IV.1 et les indices *ft,hto,eau*, indiquent le débit du fluide de travail, le débit du fluide caloporteur et le débit d'eau.

IV.3.2 Bilan massique énergétiques et exergetiques

- Pompe (ORC)

Les équations du bilan énergétique et exergetique de la pompe sont:

$$W_{p,ORC} = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_1) \quad \text{(IV.4)}$$

$$\dot{E}x_{D,p} = W_{p,ORC} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad \text{(IV.5)}$$

- Préchauffeur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{htf} Cp_{hto}(T_8 - T_9) \quad \text{(IV.6)}$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9) + (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) \quad \text{(IV.7)}$$

- Evaporateur

$$Q_{eva} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_7 - T_8) \quad \text{(IV.8)}$$

$$\dot{E}x_{D,eva} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) + (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) \quad \text{(IV.9)}$$

- Turbine

$$W_{tur} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_5) \quad \text{(IV.10)}$$

$$\dot{E}x_{D,tur} = -W_{tur} + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 \quad \text{(IV.11)}$$

- Désurchauffeur

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

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

- Condenseur

$$Q_{con} = \dot{m}_{ft}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{eau} Cp_{eau}(T_{12} - T_{11}) \quad \text{(IV.14)}$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) + (\dot{E}x_{6} - \dot{E}x_{1}) \quad \text{(IV.15)}$$

- Pompe (HTO)

$$\dot{W}_{p,hto} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto} (T_{10} - T_{9}) \quad \text{(IV.16)}$$

$$\dot{E}x_{D,p,hto} = \dot{W}_{p,hto} + \dot{E}x_{9} - \dot{E}x_{10} \quad \text{(IV.17)}$$

- Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$Q_{ihe} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto} (T_{7} - T_{10}) = \dot{m}_{g} Cp_{g} (T_{g,e} - T_{g,s}) \quad \text{(IV.18)}$$

$$\dot{E}x_{D,ihe} = (\dot{E}x_{g,e} - \dot{E}x_{g,s}) + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{7}) \quad \text{(IV.19)}$$

IV.3.3 Performances du système ORC

La puissance électrique nette du cycle est définie comme:

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{p,ORC} - \dot{W}_{p,hto} \quad \text{(IV.20)}$$

v

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:

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e}} \quad \text{(IV.21)}$$

IV.4 Etude paramétrique

Une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de certains paramètres opératoires sur la puissance nette produite et le rendement exergetique 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 **[29, 32-33]**.

Paramètre	Valeur
Température de l'environnement (°C)	25
Pression de l'environnement (bar)	1
Température de gaz d'exhaure (°C)	350
Débit de gaz d'exhaure (kg/s)	48.34
Débit de fluide caloporteur (kg/s)	25
Efficacité isentropique de turbine (%)	85
Efficacité isentropique de pompe (%)	70

IV.4.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine

L'effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette et le rendement exergetique du système ORC est présenté dans les figures IV.2 et IV.3 respectivement.

La figure IV.2 indique que la puissance nette augmente puis diminue avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la turbine pour chaque fluide de travail.

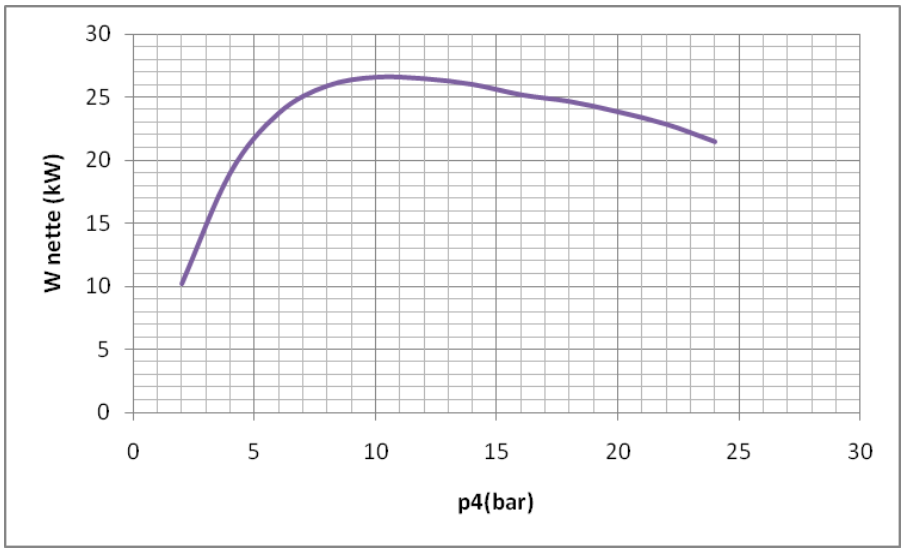


Figure IV.2 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système.

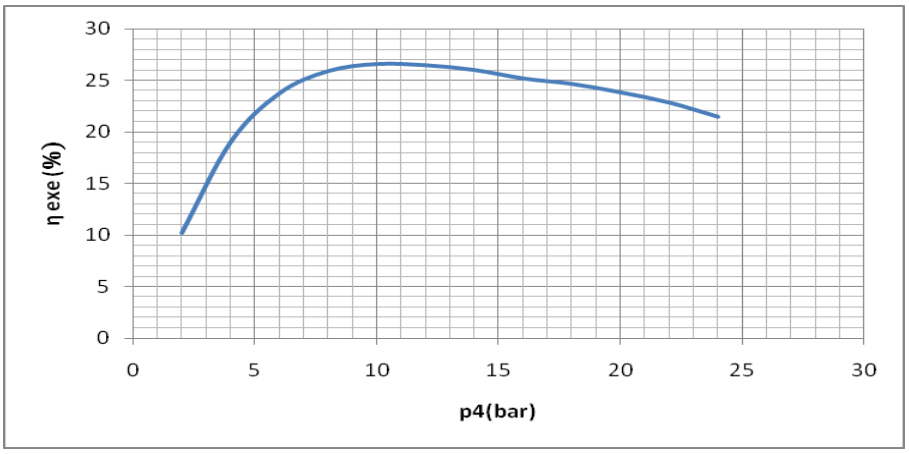


Figure IV.3 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique.

Il existe une pression optimale où la puissance nette atteint son maximum. Cela s'explique au fait qu'une augmentation de la pression d'entrée de la turbine peut entraîner une grande différence d'enthalpie dans la turbine et une réduction de débit massique de la vapeur produite dans l'échangeur de chaleur, l'augmentation initiale de la puissance nette peut être attribuée à la première cause (différence d'enthalpie). En revanche, l'effet de la diminution de débit de vapeur qui l'emporte sur l'effet de l'augmentation de la différence d'enthalpie conduit à une diminution significative de la puissance de turbine plus tard **[33]**. De même, le rendement exergetique augmente et diminue avec l'augmentation de la pression de la turbine (figure IV.2). Ceci est dû au fait que cette dernière a une relation directe avec la puissance nette du système (éq.IV.21).

IV.4.2 Effet de point de pincement dans l'évaporateur

La figure IV.4 illustre l'effet du point de pincement dans l'évaporateur sur le rendement exergetique. On peut observer sur la figure IV.4 que le rendement exergétique diminue avec l'augmentation du point de pincement dans l'évaporateur. L'augmentation du point de pincement dans l'évaporateur engendre une diminution de débit massique du fluide organique en diminuant la puissance de la turbine, ce qui entraine une diminution du rendement exergétique **[34]**.

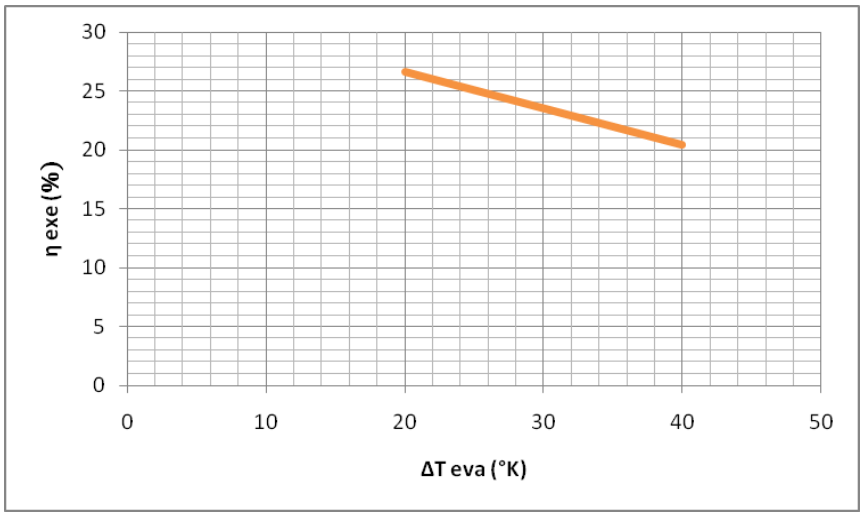


Figure IV.4 : Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergetique.

IV.4.3 Effet la température du fluide caloporteur

La figure IV.5 montre l'influence de la température du fluide caloporteur sur le rendement exergetique du système ORC. La figure indique que le rendement exergetique augmente quand la température de fluide caloporteur augmente. Ceci se produit parce que, lorsque la température de fluide caloporteur augmente, il y aura davantage de vapeur du fluide de travail qui se produit dans l'évaporateur, cela se traduit par une augmentation de la puissance nette et par conséquent une augmentation de rendement exergétique.

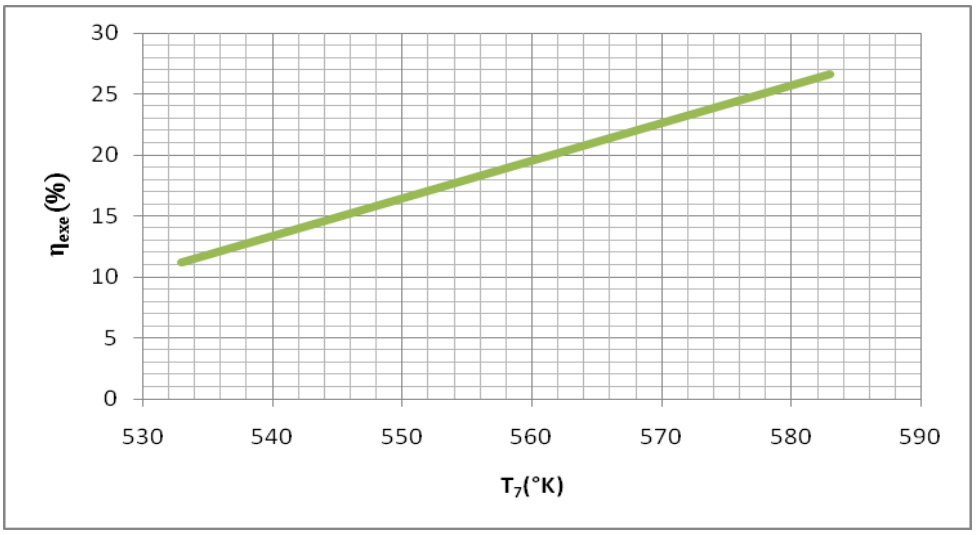


Figure IV.5 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique.

IV.5 Optimisation et analyse exergetique du système ORC

IV.5.1 Optimisation de rendement exergétique

L'optimisation est la démarche qui permet de trouver les paramètres, ou les jeux de paramètres, qui permet de rendre une fonction objective, qui dépend de ces paramètres, extrémale.

Le problème d'optimisation étudié dans la présente étude concerne l'optimisation des conditions opérationnelles du système. Il s'agit de rechercher les paramètres, définissant les conditions opératoires du système ORC, qui permettent de rendre la fonction objectif optimale.

- **La fonction objective**

La résolution d'un problème d'optimisation suppose la connaissance d'une fonction objectif y:

$$y = f(x_1, x_2, \dots x_n) \qquad \text{(IV.22)}$$

Cette fonction est exprimée à partir d'un vecteur, faisant intervenir n variables.
L'optimum recherché est soit un maximum, soit un minimum.

La fonction objective pour l'optimisation du système ORC dans notre étude est le rendement exergetique défini dans l'éq IV.21.

- **La variable de décision**

Pour l'optimisation des systèmes énergétiques, il est nécessaire d'identifier deux types de variables indépendantes. Ces variables sont les variables de décision et les paramètres. Les variables de décision sont celles qui doivent être modifiées en cours d'optimisation, c'est-à-dire les variables pour lesquelles il faut rechercher la valeur qui permet de minimiser ou maximiser les fonctions objectives. Cependant, les paramètres sont les variables qui restent fixes (tableau IV.3).

Les variables de décision du système ORC sont la pression à l'entrée de la turbine (*p4*), le point de pincement dans l'évaporateur ($\Delta Teva$) et la température du fluide caloporteur (*T7*).
Le tableau IV.4 résume les domaines de variations des variables d'optimisation.

Tableau IV.4 : Domaine de variation des variables du système ORC.

Variable	Domaine de variation
p_4 (bar)	(1 – 25) **[36]**
ΔT_{eva} (°C)	(20 – 40)
T_7 (°C)	(240 – 310)

L'optimisation par essaim particulaire est utilisée comme outil d'optimisation dans ce cas avec une taille de population égale à 50 et un nombre d'itération égale à 100.

La valeur optimale de la fonction objective avec les valeurs correspondantes de variables de décision obtenues dans le processus d'optimisation pour le mélange cyclohexane/toluène sont présentées dans le tableau IV.5. Ce tableau résume ainsi les résultats d'optimisation obtenus précédemment pour le cyclohexane et le toluène à l'état pur **[36]**.

Tableau IV.5 : Valeurs optimales finales de paramètres de conception et de fonction objective

	Cyclohexane /Toluène (50% / 50%)	**Cyclohexane [37]**	**Toluène [37]**
p_4 **(bar)**	10.70	15.12	12.96
T_7 **(°C)**	296.3	296.8	310
ΔT_{eva} **(°C)**	21.5	20	21.1
ΔT_{con} **(°C)**	20	37	26.1
$\dot{\eta}_{ex}$ **(%)**	22.5	27.1	18
W_{nette} **(kW)**	1305.2	1571.7	1046.4

On peut constater que le mélange zéotrope présente une faible pression d'entrée de la turbine, ce qui peut être souhaitable car des pressions élevées entraînent des problèmes de contraintes mécaniques et, par conséquent, des composants inutilement coûteux peuvent être nécessaires.

On peut également voir que le mélanges zéotrope présente un rendement exergétique et une puissance nette inférieurs à ceux du cyclohexane pur. Cependant, par rapport au

toluène pur, la performance exergétique est améliorée de 24,7% et une amélioration de 19.82% de la puissance nette.

IV.5.2 Analyse exergétique

Une analyse exergetique a été effectuée en utilisant Les résultats de l'optimisation du système ORC avec le mélange cyclohexane/toluène.

Le taux de la destruction d'exergie dans chaque composant du système ORC est représenté sur la figure IV.6. La destruction d'exergie dans les échangeurs de chaleur (l'assemblage préchauffeur-évaporateur, l'assemblage désurchauffeur- condenseur et EIC) est la partie la plus importante dans la destruction totale d'exergie du système. Cela peut être attribué à la différence de température entre le fluide de travail et le fluide caloporteur dans l'évaporateur, le fluide de travail et l'eau de refroidissement dans le condenseur et les gaz d'exhaure et le fluide caloporteur dans l'échangeur interne de chaleur. La turbine est trouvée le deuxième composant qui détruit le plus d'exergie dans le système, cette destruction est associée à la différence de pression. Les pompes représentent la part la plus faible de la destruction d'exergie.

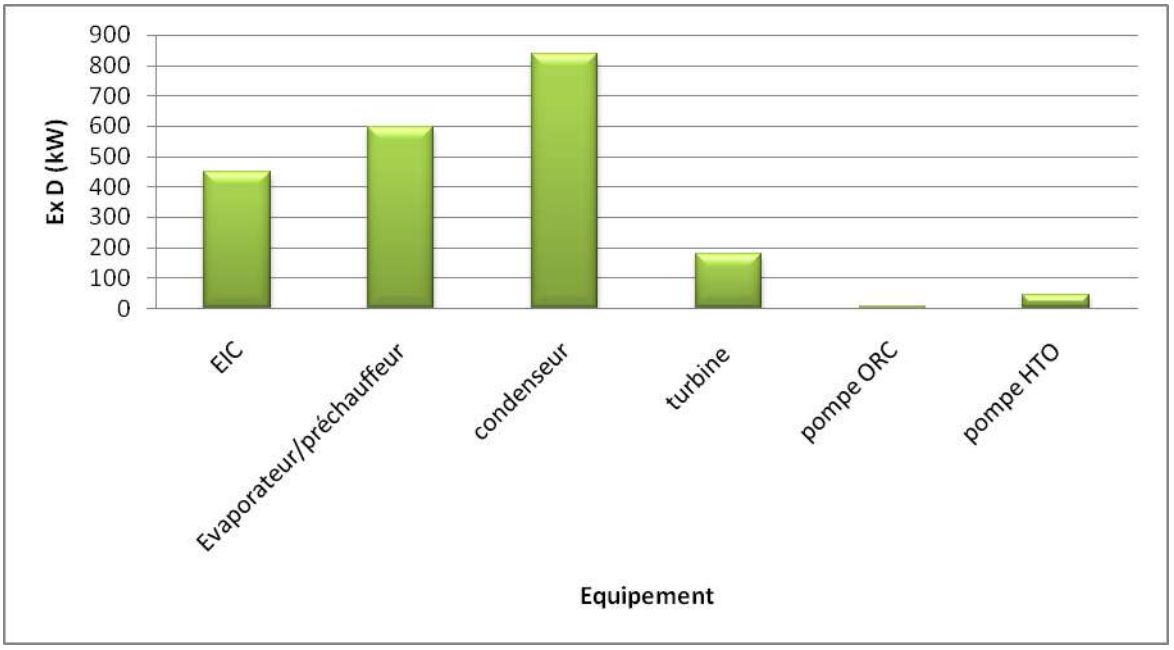


Figure IV.6 : Destruction d'exergie dans les équipements du système ORC

Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre les résultats de l'étude paramétrique, de l'optimisation et de l'analyse exergetique d'une installation de valorisation de rejets thermiques basée sur le cycle ORC avec un mélange zéotropique de fluide de travail.

Conclusion générale

Actuellement, la valorisation de ces rejets thermiques améliore non seulement l'efficacité énergétique des procédés industriels mais aussi diminue la pollution thermique causée par la décharge directe de cette chaleur dans l'environnement. Le présent travail a réalisé la modélisation et l'optimisation d'un cycle organique de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques dans l'industrie de ciment en évaluant le potentiel du mélange zéotropique cyclohexane/ toluène comme fluide de travail.

Tout d'abord, une étude bibliographique sur les cycles organiques de Rankine et les fluides de travail a été réalisée. Par la suite, un modèle a été développé à partir des bilans massique, thermique, énergétique et exergétique. Une étude paramétrique a ainsi été effectuée dans le but d'analyser l'influence de différents paramètres opératoires sur les performances exergétique du système étudié. Cette étude nous a montré que la pression de l'entrée de la turbine, la température du fluide caloporteur et le point de pincement dans les échangeurs de chaleur ont un effet significatif sur les performances de système ORC.

Le modèle ainsi conçu a ensuite été jumelé avec un algorithme d'optimisation pour déterminer les conditions de fonctionnement optimal de système ORC. A travers les résultats obtenus, nous avons constaté que le mélange zéotropique fonctionne à une faible pression d'entrée de la turbine par rapport aux fluides purs. On a ainsi observé que le mélange zéotrope (50%cyclohexane / 50%toluène) présente un rendement exergétique et une puissance nette inférieurs à ceux du cyclohexane pur. Par contre, par rapport au toluène, une amélioration significative de ces deux performances est constatée si on utilise le mélange zéotrope.

Une analyse exergétique a permis l'évaluation des irréversibilités dans les différents éléments de système ORC. D'après cette analyse, les échangeurs de chaleurs sont déterminés les éléments les plus dissipatifs, une attention particulière doit être accordée à l'ensemble de ces équipements lors de la conception.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Marty F., Optimisation de la structure globale des activites de surface d'une centrale geothermique de cogeneration electricite/chaleur, Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2017.

[2] Fergani, Z., Optimisation paramétrique d'un cycle organique de Rankine pour la récupération énergétique des gaz de rejets d'une cimenterie, Thèse de doctorat, Université de Blida 1, 2016.

[3] Lallemand A., Convertisseurs thermomécaniques Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération, Techniques de l'ingénieur, 2007.

[4] Quentin, D., Etude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie, Thèse de doctorat, école doctorale SMI, 2016.

[5] Le, V. J., Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques de rejets thermiques, Thèse de doctorat, Université de Lorraine, France, 2014.

[6] Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, V. 15 (2011), 3963–3979.

[7] Baatz E, Heidt G. First waste heat power generating plant using the organic Rankine cycle process for utilizing residual clinker cooler exhaust air. ZKG Int (2000), 425–36.

[8] Bentama, B., Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines trithermes, Mémoire de Magister, Université Batna, 2015.

[9] Jung, D., Bongjin, P and Hyunchul, L., Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12, International Journal of Refrigeration, vol. 22 (1999), 558-568.

[10] https://pdf4pro.com/view/les-fluides-frigorigene-leguideits-fr-42e58c.html./ 14-07-2020.

[11] FEDALI, S., Recherche de Nouveaux Réfrigérants : Modélisation et Expérimentation, Thèse de doctorat, Universite hadj Lakhdar Batna, 2016.

[12] Molina, M. J and Rowland, F. S., Stratospheric sink for chlorofluoromethanes- Chlorine atom catalyzed destruction of ozone, International Conference on the Environmental Impact of Aerospace Operations in the High Atmosphere. 2 nd. San Diego. Calif. 1974.

[13] https://www.abcclim.net/fluides-frigorifiques.html./ 25-06-2020.

[14] SALHI, K., Énergétique Étude de remplacement des fluides frigorigènes polluants via une technique basée sur propriétés Thermo-physiques (Approche réseaux de neurones et optimisation par algorithme Ant Colony), Thèse de Doctorat En Physique, Université Kasdi Merbah Ouargla , 2019.

[15] Hamaidi, C., Etude de l'influence de la nature du fluide frigorigène sur les performances d'une machine a ejecto-compression, Thèse de master, Université Badji Mokhtar Annaba, 2017.

[16] https://slideplayer.fr/slide/3118923/ 09-07-2020.

[17] Chen, H., Goswami, D.Y. and Stefanakos, E. K., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, Renewable and Sustainable Energy Reviews, V.14 (2010), 3059–3067.

[18] Badr, O., Probert, S. D. and O'Callaghan, P. W., Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine, Applied Energy, V. 21 (1985) 1- 42.

[19] Himeur, N., Analyse exérgétique d'une pompe à Chaleur sol-eau, Thèse de master, Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, 2012.

[20] Le Goff, P., "Energétique Industrielle", Tome 1, Technique et Documentation, Paris, (1980 a).

[21] Rosen, M. A .,The development and application of a process analysis, methodology and code based on exergy, cost, energy and mass, Ph. D Thesis, University of Toronto Canada, 1987.

[23] Rodriguez, R. R., L'analyse d'exergie: application à la distillation adiabatique et aux pompes à chaleur à absorption, Thèse de doctorat, INPL France, 1993.

[24] Kotas, T. J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths, London, (1985).

[25] Szargut, J., Morris, D. R., and Steward, F. R., "Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes", Hemisphere, New York, (1988).

[26] Ghannadzadeh, A., Exergetic balances and analysis in a Process Simulator: A way to enhance Process Energy Integration, PhD thesis, Université de Toulouse, France, 2012.

[27] Simpson, A. P and Andrew E. L., Exergy analysis of hydrogen production via steam methane reforming, International journal of hydrogen, Energy, vol. 32 (2007), 4811-4820.

[28] Toko, D., Analyse exergétique d'un système hybride solaire PV/Diesel/biocarburant de cogénération (électricité et froid) , Thèse de master, Institut international d'ingénierie de l'eau et de l'environnement, 2011.

[29] Touil, D., Belaadi, S., Boughedaoui, M., Chikhi, S. and Frances, C., Modélisation d'un préchauffeur à cyclones d'une cimenterie et analyse des pertes physicochimiques d'exergie, Récents Progrès en Génie des Procédés, (2007).

[30] Karellas, S., Leontaritis, A.D., Panousis, G., Bellos, E. and Kakaras, E., Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry, Energy, V. 58 (2013), 147–156.

[31] Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F. and Lemort, V., Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, Applied Thermal Engineering, V. 31 (2011), 2885–2893.

[32] Wang, J., Dai, Y. and Gao, L., Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry, Applied Energy, V. 86 (2009), 941–948.

[33] Pierobon, L., Nguyen,T.V., Larsen, U., Haglind, F. and Elmegaard, B., Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform, Energy, V. 58 (2013), 538–549.

[34] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S. and Dai, Y., Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source, Energy, V. 49 (2013), 356–365.

[35] Maizza, V. et Maizza A., Fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems, Applied Thermal Engineering, V.16 (1996), 579–590.

[36] Fergani, Z., Touil, D., Morosuk, T., Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry, V.112 (2016), 81–90.