



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITÉ
DE LORRAINE

Ecole Doctorale 409 EMMA: Energie Mécanique et Matériaux

THÈSE

Pour obtenir le grade de: **Docteur de l'Université de Lorraine**

Discipline/ Spécialité: **Mécanique et Energétique**

présentée et soutenue publiquement par

Van Long LE

le 26 septembre 2014

Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques
et supercritiques de Rankine pour la valorisation
de rejets thermiques

Directeur de thèse: **Michel Feidt**

Co-directeur de thèse: **Abdelhamid Kheiri**

Composition du jury:

M. Vincent LEMORT , Professeur, Université de Liège	Rapporteur
M. Assaad ZOUGHAIB , Maître assistant, Mines Paris Tech	Rapporteur
M. Georges DESCOMBES , Professeur, CNAM Paris	Président
Mme. Stéphanie JUMEL , Docteur, EDF	Examineur
M. Michel FEIDT , Professeur émérite, Université de Lorraine	Examineur
M. Abdelhamid KHEIRI , MCF, Université de Lorraine	Examineur



Laboratoire d'Energétique et de Mécanique
Théorique et Appliquée - UMR 7563

Mot clés: ORC sous-critique et supercritique, valorisation de rejets thermiques, analyse exergétique, efficacité énergétique, modélisation thermodynamique, optimisation thermo-économique, LCOE.

Copyright © 2014, Van Long Le

Tous droits réservés

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet ANR CERES-2 « Chemins Energétiques pour la Récupération d’Energie dans les Systèmes industriels ». Je voudrais donc remercier tout d’abord l’ANR, qui a financé mon travail de thèse.

J’adresse mes remerciements à Monsieur Fabrice Lemoine, directeur du LEMTA, de m’avoir accueilli au sein de son laboratoire.

Je tiens à remercier particulièrement Monsieur Michel Feidt, Professeur émérite de l’Université de Lorraine, pour m’avoir confié ce travail de recherches, ainsi que pour son aide et ses précieux conseils au cours de ces années. Je remercie également Monsieur Abdelhamid Kheiri, Maître de Conférences de l’Université de Lorraine et Co-encadrant de ce travail de thèse, pour sa sympathie, sa disponibilité, ses idées et conseils, ainsi que pour son aide précieuse de tous les jours.

Je remercie chaleureusement Monsieur Vincent Lemort, Professeur de l’Université de Liège, et Monsieur Assaad Zoughaib, HDR Maître Assistant de Mines ParisTech, d’avoir accepté d’être les rapporteurs de ce travail.

Je remercie Monsieur Georges Descombes, Professeur du CNAM, et Madame Stéphanie Jumel, Chief R&D Officer - City & Industry d’EDF Inc., d’avoir accepté de participer à ce jury.

Je pense en particulière à Rabah Touaibi, Antoine Mathieu, Georgiana Tirca, Mohamed Tahar Mabrouk et Mathilde Blaise. Merci à vous tous qui avez partagé avec moi tous ces moments de travail et également de détente ainsi que toutes ces discussions plus ou moins sérieuses.

J’adresse remerciement à Madame Edith Lang, Madame Françoise Odille-Hirtt, Madame Irène Léonard, et Madame Fatiha Boumendjel pour leur disponibilité, leur bonne humeur et leur gentillesse.

J’adresse mes remerciements à ma maman, ma grand-mère et mon frère pour leur soutien au cours de ces trois années et sans lesquels je n’en serais pas là aujourd’hui.

Enfin, je remercie Nhung qui a su me soutenir, me supporter, m’encourager... pendant toute la durée de ma thèse.

A mon père...

Sommaire

Remerciements	ii
Nomenclature	1
Chapitre 1 : Introduction.....	6
1.1. Contexte général et objectif de la thèse.....	6
1.2. Projet ANR CERES-2	8
1.3. Organisation du mémoire	9
Référence	9
Chapitre 2 : Cycles organiques de Rankine	11
2.1. Introduction	11
2.1.1. Cycle de Carnot.....	11
2.1.2. Cycle de Lorenz	14
2.1.3. Cycle de Rankine/Hirn	15
2.2. Cycle organique de Rankine.....	20
2.2.1. Brève histoire	22
2.2.2. Différentes configurations du cycle ORC	26
2.2.3. Situation actuelle de la recherche du cycle ORC	43
2.2.4. Applications et marché du cycle ORC	49
2.3. Conclusions	59
Références	60
Chapitre 3 : Fluide de travail.....	67
3.1. Introduction	67
3.2. Critères de sélection du fluide de travail organique.....	70
3.2.1. Fluide idéal	70
3.2.2. Procédure générale pour la sélection du fluide de travail.....	72
3.3. Actuel savoir scientifique sur le fluide de travail	73
3.4. Fluides utilisés actuels – génération prochaine de fluide du travail de machine ORC ..	80
3.4.1. Fluides utilisés	80
3.4.2. Génération prochaine du fluide de travail pour le cycle organique de Rankine.....	87
3.5. Bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides de travail	96
3.5.1. REFPROP – NIST Reference Fluid Properties [67]	96
3.5.2. EES – Engineering Equation Solver [68].....	97
3.5.3. EES_Fluidprop.....	98
3.5.4. CoolProp_EES	99
3.6. Conclusions	100

Références	100
Chapitre 4 : Modèle thermodynamique	104
4.1. Généralité – configurations étudiées.....	104
4.1.1. Cycles ORC standards.....	104
4.1.2. Cycles ORC avec un échangeur de chaleur interne	106
4.1.3. Cycle ORC « régénératif » (ou avec sous-tirage)	107
4.2. Analyse énergétique du système.....	108
4.2.1. Cycles ORC standards.....	108
4.2.2. Cycles ORC avec un récupérateur	112
4.2.3. Cycle ORC régénératif	113
4.3. Analyse exergetique.....	113
4.3.1. Introduction.....	113
4.3.2. Méthode d'exergie topologique (la méthode des graphes d'exergie)	123
4.4. Comparaisons entre les différentes configurations du cycle ORC	130
4.4.1. Cycle ORC standard.....	130
4.4.2. Cycle ORC avec un récupérateur.....	133
4.4.3. Cycle ORC régénératif	135
4.5. Conclusions du chapitre	137
Références	139
Chapitre 5 : Méthodologie d'optimisation du système ORC	141
5.1. Introduction	141
5.2. Détermination de la surface d'échange de chaleur	141
5.2.1. Généralité.....	141
5.2.2. Transfert de chaleur et chute de pression côté calandre	147
5.2.3. Transfert de chaleur et chute de pression de l'écoulement dans les tubes	150
5.3. Modèle économique.....	169
5.3.1. Investissement total (C_{TCI}).....	170
5.3.2. Coût de production (coût d'exploitation) total (C_{TPC}).....	176
5.3.3. Mesure approximative de rentabilité.....	177
5.4. Méthode d'optimisation	180
5.4.1. Introduction.....	180
5.4.2. Méthodes numériques de résolution du problème d'optimisation	181
5.4.3. Optimisation analytique utilisant la méthode des multiplicateurs de Lagrange ...	185
5.5. Conclusions	192
Références	192
Chapitre 6 : Cas d'étude.....	197
6.1. Introduction	197

6.2. Valorisation de rejets thermiques industriels	198
6.3. Optimisation du cycle ORC sous-critique.....	199
6.3.1. Maximisation du rendement exergetique	201
6.3.2. Minimisation du LCOE	209
6.4. Optimisation du cycle ORC supercritique	216
6.4.1. Maximisation du rendement exergetique	217
6.4.2. Minimisation du LCOE	222
6.5. Conclusions	227
Références.....	230
Chapitre 7 : Conclusions et perspectives	231
7.1. Conclusions	231
7.2. Perspectives	235
ANNEXES	237
A1 : Fluides dans la base de données REFPROP.....	238
A1.1. Fluides purs dans la base de données REFPROP	238
A1.2. Les mélanges prédéfinis dans la base de données REFPROP	240
A2 : Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES	242
A2.1. Addition des données de propriétés de gaz parfait	242
A2.2. Addition des données de propriétés de fluides réels utilisant l'équation d'état Martin-Hou	244
A3 : Base de données thermodynamiques dans FluidProp.....	248
A3.1. GasMix	248
A3.2. IF97	248
A3.3. StanMix	249
A3.4. TPSI.....	251
A4 : Informations du prix de fluide de travail pour le cycle ORC	252
A4.1. Honeywell.....	252
A4.2. 3M	253
Liste des publications	254

Nomenclature

Nomenclature général

C_p	Chaleur spécifique [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
D	Diamètre [m]
Ex	Exergie [kJ]
ex	Exergie spécifique [kJ/kg]
$\dot{E}x$	Flux d'exergie [kW]
h	Enthalpie spécifique [kJ/kg]
\dot{I}	Flux d'irréversibilité (flux de destruction exergetique) [kW]
k	Conductivité thermique [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
m	Masse [kg]
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
M	Masse moléculaire [kg/kmol]
N	Vitesse de rotation [rpm]
P/p	Pression [kPa]
<i>Pinch</i>	Différence minimale de température entre le fluide chaud et froid dans un procédé de transfert de chaleur [°C]
Q	Quantité de chaleur [kJ]
\dot{Q}	Flux de chaleur [kW]
s	Entropie spécifique [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
SH	Degré de surchauffe [°C]
T	Température [°C]
\tilde{T}_s	Température moyenne entropique [°C]
V	Vitesse [m/s]
W	Travail [kJ]
\dot{W}	Puissance [kW]

Nomenclature pour l'échangeur de chaleur

A	Surface d'échange de chaleur [m ²]
B	Distance entre deux baffles adjacents [m]
α	Coefficient de transfert de chaleur par convection [W.m ⁻² .K ⁻¹]

Nomenclature

C	Dégagement entre deux tubes adjacents [m]
ΔT_{lm}	Différence de température logarithmique moyenne [°C]
ΔP	Chute de pression [kPa]
d_i/d_o	Diamètre interne/externe du tube [m]
D_s	Diamètre de calandre [m]
F	Facteur correctif DTLM
f	Facteur du frottement
G	Flux de masse [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$]
L	Longueur du tube [m]
Nu	Nombre de Nusselt
N_b	Nombre de baffles
N_t	Nombre de tubes
N_p^t	Nombre de passages côté tube
Pr	Nombre de Prandtl, $Pr = C_p\mu/k$
P_T	Pas entre tubes [m]
R_f	Facteur d'encrassement [$\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$]
Re	Nombre de Reynold, $Re = GD/\mu$
U	Coefficient global de transfert de chaleur [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]

Nomenclature pour modèle économique

C_p^0	Coût d'achat d'équipement pour les conditions de base [k\$]
C_{alloc}	Coûts attribués pour les centres d'utilité et des installations connexes [k\$]
C_{BM}	Coût bare-module (coût nu hors installation) d'équipement [k\$]
C_{COM}	Coût de production [k\$]
C_D	Amortissement [k\$]
C_{DMC}	Coûts de productions directs [k\$]
C_{DPI}	Investissement permanent direct [k\$]
C_{Fix}	Coûts fixes [k\$]
C_{TBM}	Coût bare-module total de l'installation [k\$]
C_{TCI}	Investissement total [k\$]
C_{TDC}	Capital amortissable total [k\$]
C_{TPI}	Investissement permanent total [k\$]
C_{TPC}	Coût de production total [k\$]
C_{TCI}	Investissement total [k\$]

Nomenclature

F_{BM}	Facteur bare-module
F_P	Facteur de pression
F_m	Facteur de matériaux
IR	Taux annuel d'intérêt [%/an]
H_{annual}	Nombre d'heure de fonctionnement annuel de l'installation [h]
LCOE	Coût moyen actualisé de l'électricité (Levelized Cost Of Electricity) [\$/kWh]
PBP	Période de retour [an]
$Profit_{gross}$	Bénéfice brut [k\$]
$Profit_{net}$	Revenus nets annuels [k\$]
ROI	Retour sur l'investissement
S_{annual}	Revenu annuel généré par la vente de l'électricité [k\$]

Lettres grecques

η	Rendement [%]
ρ	Masse volumique [kg/m ³]
ν	Viscosité cinétique [m ² /s]
μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
ΔH_{vap}	Chaleur latente [kJ/kg]
σ	Tension de surface [mN/m]

Indice et exposants

0	Etat mort (environnement)
$Auto$	Point d'auto-inflammation
b	Ebullition normale (à la pression atmosphérique)
$cond$	Condenseur/condensation
con	Consommé
$comp$	compensé
$cr/crit$	Critique
csi/cso	Entrée/sortie du puits froid
e	Point d'écoulement
$elec$	Electrique
$evap$	Evaporation/ évaporateur
gen	Générateur électrique (alternateur) ou généré
$glide$	Glissement de température
$H/C, h/c$	Chaud/Froid ou côté chaud/froid

Nomenclature

<i>hsi/hso</i>	Entrée/sortie de la source thermique
<i>hs/cs</i>	Source chaude/puits froid
<i>HPHEX</i>	Echangeur de chaleur à haute pression
<i>is</i>	Isentropique
<i>IHE</i>	Récupérateur (Internal Heat Exchanger en anglais)
<i>in/out</i>	Entrée/sortie
<i>i/o</i>	Intérieur/extérieur
<i>liq</i>	Liquide
<i>loss</i>	Perte
<i>max/min</i>	Maximum/minimum
<i>motor</i>	Moteur électrique
<i>net</i>	Nette
<i>p</i>	Pompe
<i>pc</i>	Pseudo-critique
<i>r</i>	Réel ou réduite
<i>Reg</i>	Régénérateur
<i>s</i>	Calandre (Shell)
<i>sys</i>	Système
<i>t</i>	Turbine
<i>vap</i>	Evaporation
<i>vg</i>	Générateur de vapeur
<i>wf</i>	Fluide de travail

Liste des abréviations

AL	Durée de vie atmosphérique (acronyme anglais pour Atmospheric Life)
ANR	Agence Nationale de la Recherche
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
BWG	Birmingham Wire Gauge
c.à.d	C'est à dire
CERES	Chemins Energétiques pour la Récupération d'Energie dans les Systèmes industriels
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
D4	Octaméthylcyclotetrasiloxane
D5	Décaméthylcyclopentasiloxane
D6	Dodécaméthylcyclohexasiloxane

Nomenclature

EES	Engineering Equation Solver
etc.	Et cetera
GWP	Potentiel de réchauffement global (acronyme anglais pour Global-Warming Potential)
CCNUCC	Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques
CFC	Chlorofluorocarbure
HC	Hydrocarbure
HCFC	Hydrofluorochlorocarbure
HFC	Hydrofluorocarbure
HFE	Hydrofluoroéther
HFO	Hydrofluoroléfine
HPHEX	Echangeur de chaleur à haute pression
MDM	Octaméthyltrisiloxane ($C_8H_{24}O_2Si_3$)
MD2M	Décaméthyltetrasiloxane ($C_{10}H_{30}O_3Si_4$)
MM	Hexaméthylidisiloxane ($C_6H_{18}OSi_2$)
N/A	Non disponible (Non Available)
NFPA	National Fire Protection Association
ODS	Ozone-Depleting Substances
OFC	Organic Flash Cycle
OMTS	Octaméthyltrisiloxane
ORC	Cycle Organique de Rankine (Organic Rankine Cycle – en anglais)
ODP	Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (Ozone Depletion Potential en anglais)
PFC	Perfluorocarbure
PNUE	Programme des Nations Unies pour l'Environnement
R&D	Recherche et Développement
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
TFC	Trilateral Flash Cycle

Chapitre 1 : Introduction

1.1. Contexte général et objectif de la thèse

Ce travail de thèse, financé par l'Agence Nationale de la Recherche, s'inscrit dans le projet CERES-2 « *Chemins Energétiques pour la Récupération d'Energie dans les Systèmes industriels* ». Le document scientifique du projet indique que la raréfaction inévitable des ressources pétrolières et l'impact climatique à court terme de l'utilisation des énergies fossiles rendent vitales la maîtrise des consommations et la promotion de l'efficacité énergétique dans le secteur industriel. Le document a également indiqué qu'il y a dans la recherche de l'efficacité énergétique une formidable opportunité de soutenir la croissance économique.

Dans le cadre Européen, l'usage rationnel de l'énergie dans l'industrie est accru par les normes et les directives. Ces outils, renforcés par des dispositifs nationaux, imposent des contraintes à l'ensemble des industriels européens. En France ces contraintes se matérialisent par:

- Des quotas d'émissions de CO₂ pour les entreprises grandes consommatrices d'énergie,
- Des Certificats d'Economie d'Energie (CEE) pour les fournisseurs d'énergie,
- Le respect des réglementations environnementales et préoccupation en termes de développement durable.

Pour compléter les gains de l'utilisation des technologies les plus économes en énergies dans les installations neuves ou lors du remplacement d'équipements vétustes, la commission européenne se focalise aujourd'hui sur les rejets thermiques non valorisés dans les procédés industriels.

En effet, dans plusieurs procédés industriels, une quantité importante d'apport énergétique est souvent gaspillée sous la forme de rejets thermiques qui sont générés comme sous-produit et libérés directement dans l'atmosphère. Quelques études [1-4] ont estimé que 20 à 50 % de la consommation énergétique dans le secteur industriel est dissipé sous forme de chaleur. La majeure partie de cette ressource énergétique a une température basse ou moyenne. Comme rapporté par BCS Inc. [5], environ 60 % de rejets thermiques industriels

Chapitre 1: Introduction

ont une température inférieure à 230 °C et près de 90 % ont une température inférieure à 316 °C.

En France, la consommation annuelle d'énergie dans l'industrie est d'environ 456 TWh, dont 70 % pour les besoins de chaleur, ce qui correspond, à l'échelle du pays, à près de 28 % de la consommation totale d'énergie et à environ 23 % des émissions annuelles de CO₂ (soit 30 Mt/an). Bien que l'efficacité énergétique dans l'industrie française soit l'une des plus élevées au monde, il y subsiste des gisements d'économie très significatifs, notamment par le biais de la récupération de la chaleur perdue.

Actuellement, récupérer et convertir en électricité les rejets thermiques industriels à basse température suscite beaucoup d'intérêt. Cela améliore non seulement l'efficacité énergétique des procédés industriels, mais réduit aussi la pollution thermique causée par la décharge directe de cette chaleur dans l'environnement. En pratique, le système le plus utilisé pour la génération de l'électricité à partir de la chaleur est basé sur le cycle à vapeur d'eau. Cependant, ce type de cycle thermodynamique devient moins rentable à basse température (inférieur à 340 °C [5]) car, en particulier, la vapeur d'eau produite à plus basse température, donc à plus basse pression, exige des équipements plus volumineux. De plus, l'absence de surchauffe de la vapeur d'eau provoque la condensation partielle de celle-ci dans la turbine ce qui peut endommager ses aubages pendant le processus de détente. Depuis peu, le cycle organique de Rankine (ORC – Organic Rankine Cycle) est utilisé pour la production d'électricité à partir de source de chaleur à basse température. Le cycle ORC fonctionne de manière similaire au cycle à vapeur d'eau, mais utilise un composé organique à la place de l'eau comme fluide de travail. Comme plusieurs composés organiques possèdent, à même température d'ébullition, une pression de vapeur saturante plus élevée que celle de l'eau permettant une valorisation plus efficace des rejets thermiques.

Dans la littérature, le cycle ORC sous-critique, dans lequel la vapeur saturée ou légèrement surchauffée est détendue à travers la turbine, est souvent utilisé pour la valorisation de rejets thermiques. Les cycles ORC en configuration supercritique ont été beaucoup moins utilisés et étudiés. Ils présentent cependant un potentiel certain [6] pour améliorer le rendement du cycle ORC.

L'objectif de cette thèse qui se place, est de modéliser et de réaliser l'optimisation thermo-économique des cycles ORC sous-critiques et supercritiques pour la valorisation de rejets thermiques industriels. L'influence des choix des fluides de travail et des configurations du cycle sera étudiée et les différences combinaisons seront comparées.

1.2. Projet ANR CERES-2

Le projet CERES-2 est une réponse au besoin de l'amélioration de l'efficacité énergétique et de la réduction des émissions de gaz à effet de serre dans l'industrie, au travers de la récupération et de la valorisation de la chaleur perdue dans l'industrie.

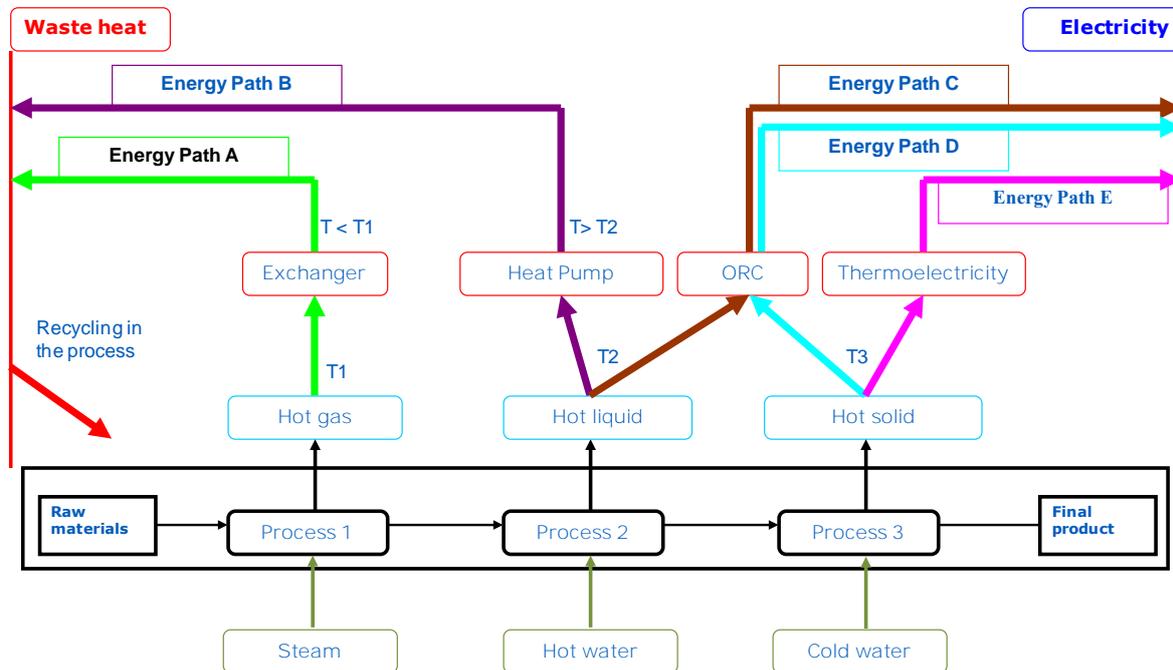


Figure 1. 1. Exemples des solutions (chemins) de valorisation de rejets thermiques selon les sources de chaleur dans le projet CERES-2 [7]

CERES-2 a pour objet d'identifier les stratégies de récupération et de valorisation de l'énergie sur les procédés industriels (Figure 1. 1), autrement appelées « chemins énergétiques » (combinaison de technologies permettant de transférer et de convertir de l'énergie d'une source à un point de consommation) et ainsi de favoriser la pénétration des technologies innovantes contribuant à une utilisation rationnelle de l'énergie.

En effet, récupérer et valoriser les sources de chaleur aujourd'hui perdues sur les procédés industriels requiert une bonne connaissance des procédés industriels eux-mêmes, mais également des technologies de valorisation à mettre en œuvre et des savoir-faire de spécialistes pour sélectionner et dimensionner les meilleures solutions, sur la base de critères techniques, économiques et environnementaux. Or une grande partie de ces connaissances et savoir-faire sont aujourd'hui présentes dans le monde académique mais diffusent peu vers l'industrie, qui éprouve donc beaucoup de difficultés à s'engager sur les voies de la récupération de chaleur.

CERES-2 propose de fournir quatre livrables en réponse à cette problématique:

Chapitre 1: Introduction

- La définition d'une méthodologie permettant d'identifier les gisements de chaleur sur les procédés industriels ainsi que les meilleures technologies de valorisation (intégrées ou non au procédé) sur la base de critères techniques, économiques et environnementaux.
- La construction d'une plate-forme logicielle incluant des modèles de procédés et de technologies de valorisation de chaleur permettant d'appliquer la méthodologie et de réaliser des scénarios.
- La réalisation d'études de cas permettant de définir les stratégies de valorisation de procédés industriels choisis et servant de démonstration pour la méthode et la plate-forme logicielle.
- La réalisation de « roadmap » de technologies de valorisation permettant de prioriser les efforts de recherche sur la levée des verrous les plus prometteurs en terme en marché.

1.3. Organisation du mémoire

Ce mémoire de thèse est organisé de manière suivante:

Chapitre 1 – Introduction

Chapitre 2 – Cycles organiques de Rankine

Chapitre 3 – Fluide de travail

Chapitre 4 – Modèle thermodynamique

Chapitre 5 – Optimisation du système ORC

Chapitre 6 – Cas d'étude

Chapitre 7 – Conclusions et perspectives

Annexes

Références

- [1] V. V. Viswanathan, R. W. Davies, and J. D. Holbery, "Opportunity Analysis for Recovering Energy from Industrial Waste Heat and Emissions," April 1st 2006.
- [2] J. L. Pellegrino, N. Margolis, M. Justiniano, M. Miller, and A. Thedki, "Energy Use, Loss and Opportunities Analysis: U.S. Manufacturing & Mining," December 2004 2004.
- [3] E. Cook, *The Flow of Energy in an Industrial Society*: W.H. Freeman and Company, 1971.

Chapitre 1: Introduction

- [4] B. L. Blaney, *Industrial waste heat recovery and the potential for emissions reduction*. Cincinnati, OH: U.S. Environmental Protection Agency, Industrial Environmental Research Laboratory, 1984.
- [5] I. BCS, "Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry," March 2008.
- [6] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 35, pp. 1033-1039, 2010.
- [7] S. Jumel, V. L. Le, M. Feidt, and A. Kheiri, "Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for low-temperature waste heat recovery," presented at the ECEEE Industrial Summer Study, Arnhem, Netherlands, 2012.

Chapitre 2 : Cycles organiques de Rankine

2.1. Introduction

L'épuisement des ressources d'énergie fossiles et les impacts de leur utilisation sur l'environnement (par exemple le changement climatique, la destruction ou l'appauvrissement de la couche d'ozone) encouragent fortement la recherche de moyens de produire de l'électricité à base de ressources renouvelables (géothermie, biomasse et solaire).

Par ailleurs, une part importante de l'énergie dissipée par les procédés industriels, se perd sous forme de rejets thermiques, qui non seulement diminuent le rendement de ces procédés mais contribuent aussi aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles. Or, ces rejets se présentent sous forme de chaleur à basse température qui ne peut pas être utilisée pour la production d'électricité par le cycle traditionnel de Rankine fonctionnant avec la vapeur d'eau.

Depuis quelques décennies, le cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), qui a le même principe que le cycle classique de Rankine mais avec un fluide organique, suscite beaucoup d'intérêt dans le domaine de la valorisation de rejets thermiques et de la production d'électricité à partir des ressources renouvelables d'énergie (ex. géothermie, soleil et biomasse).

Dans ce chapitre, une revue bibliographique générale des principaux de cycles thermodynamiques, dont le principe est similaire à celui de l'ORC sont présentés. Il s'agit des cycles de Carnot, de Rankine et de Lorenz. Les cycles réversibles de Carnot et de Lorenz seront utilisés dans la suite de ce mémoire comme cycles de référence pour l'analyse exergétique du cycle organique de Rankine.

2.1.1. Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot, proposé en 1824 par Nicolas Léonard Sadi Carnot (1776-1832) [1], est probablement le cycle réversible le plus connu en thermodynamique. Le moteur thermique opérant sur la base du cycle de Carnot est appelé le moteur de Carnot. En pratique, il n'existe aucun cycle thermodynamique qui soit complètement réversible. Le cycle de Carnot est donc

un cycle thermodynamique théorique [2]. Le cycle théorique de Carnot est un cycle fermé, extérieurement chauffé, qui absorbe la chaleur d'un réservoir thermique de haute température (T_H) et rejette la chaleur à un réservoir thermique de basse température (T_C) (Figure 2. 1). Le cycle de Carnot se compose de quatre procédés réversibles, deux isothermes et deux isentropiques, décrits comme suit:

- Procédé 1-2: expansion isotherme à la température T_H
- Procédé 2-3: expansion isentropique de température T_H à T_C
- Procédé 3-4: compression isotherme à la température T_C
- Procédé 4-1: compression isentropique de température T_C à T_H

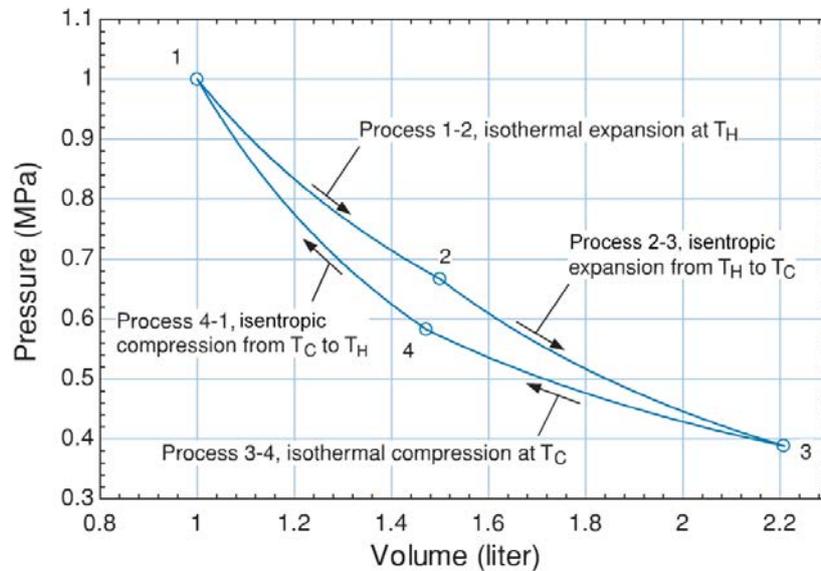


Figure 2. 1. Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot entre les températures T_H et T_C [3]

Les procédés réversibles du cycle de Carnot sont présentés dans un diagramme pression-volume dans la Figure 2. 1. Une alternative pour présenter le cycle est avec un diagramme de température-entropie spécifique ($T-s$), comme montré dans la Figure 2. 2. En effet, le diagramme $T-s$ est souvent préféré pour l'analyse des cycles de puissance [3].

Bilan d'entropie du processus 1-2

$$Q_H/T_H = m(s_2 - s_1) \quad (2.1)$$

Bilan d'entropie du processus 3-4

$$Q_C/T_C = m(s_3 - s_4) \quad (2.2)$$

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Bilan énergétique du cycle

$$W_{net} = Q_H - Q_C \quad (2.3)$$

Le rendement du cycle de Carnot

$$\eta_{Carnot} = W_{net} / Q_H = (Q_H - Q_C) / Q_H = 1 - Q_C / Q_H \quad (2.4)$$

Remplaçant Q_H et Q_C dans les équations (2.1) et (2.2) dans l'équation (2.4), le rendement du cycle de Carnot devient:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{mT_C(s_3 - s_4)}{mT_H(s_2 - s_1)} \quad (2.5)$$

Reconnaissant à partir de la Figure 2. 2 que $s_3 - s_4 = s_2 - s_1$, l'équation (2.5) est réécrite:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.6)$$

Le cycle de Carnot accomplit le rendement le plus élevé possible de n'importe quel cycle de puissance opérant entre deux températures fixées.

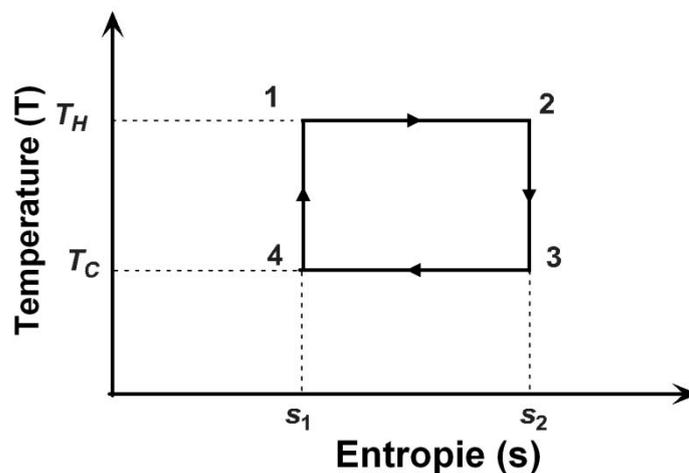


Figure 2. 2. Diagramme T - s pour un cycle de Carnot [4]

Comme déjà mentionné, le cycle de Carnot est un cycle réversible qui ne peut pas être réalisé en pratique car les irréversibilités associées avec chaque procédé ne peuvent pas être éliminées à moins de considérer des temps d'opérations infinis et/ou des surfaces d'échange infinies. Cependant, l'intérêt de ces cycles réversibles réside dans le fait qu'ils donnent les limites supérieures sur la performance des cycles réels. Les cycles réversibles servent également comme points initiaux en développement des cycles réels et sont modifiés si nécessaire pour satisfaire certaines demandes [5].

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

2.1.2. Cycle de Lorenz

En 1895 Lorenz Hans (1865-1940), un mécanicien allemand [6] a introduit le cycle qui porte son nom. C'est un cycle thermodynamique réversible qui est, contrairement au cycle de Carnot, est basé sur le glissement des températures pour l'addition et le rejet de la chaleur alors que l'expansion et la compression sont supposées être des procédés isentropiques (voir Figure 2. 3) [7]. Le rendement du cycle de Lorenz, comme décrit dans le travail de Hasan et al. [8], s'écrit:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - Q_{34}/Q_{12} \quad (2.7)$$

Si l'absorption et le rejet de la chaleur étaient écrits en termes des fluides de la source thermique et du puits froid, l'équation (2.7) peut être réécrite

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{m_c (h_{cso} - h_{csi})}{m_h (h_{hsi} - h_{hso})} \quad (2.8)$$

Sachant que les procédés 4-1 et 2-3 dans la Figure 2. 3 sont isentropiques, il est facile de montrer que

$$m_h/m_c = (s_{cso} - s_{csi})/(s_{hsi} - s_{hso}) \quad (2.9)$$

L'expression du rendement pour le cycle de Lorenz se réduit donc à

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(h_{cso} - h_{csi}) / (s_{cso} - s_{csi})}{(h_{hsi} - h_{hso}) / (s_{hsi} - s_{hso})} \quad (2.10)$$

Cela peut être écrit comme suit

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(\tilde{T}_s)_{cs}}{(\tilde{T}_s)_{hs}} \quad (2.11)$$

Les températures dans l'équation (2.11) sont les températures moyennes entropiques du puits froid (cs) et de la source thermique (hs). Elles ont la forme:

$$\tilde{T}_s = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} \quad (2.12)$$

Pour les fluides de chaleur spécifique constante, dans l'intervalle considéré de température, ici $T_1 - T_2$, la température moyenne entropique peut être également écrite comme suit

$$\tilde{T}_s = \frac{T_2 - T_1}{\ln(T_2 - T_1)} \quad (2.13)$$

Donc le rendement du cycle de Lorenz peut être exprimé en termes des températures de la manière suivante:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(T_{cso} - T_{csi}) / \ln(T_{cso} / T_{csi})}{(T_{hsi} - T_{hso}) / \ln(T_{hsi} / T_{hso})} \quad (2.14)$$

Si les procédés de transfert de chaleur sont isothermes, comme dans le cas du cycle de Carnot, les températures moyennes entropiques se réduisent aux températures de source thermique et de puits froid, restituant le rendement du cycle de Carnot. Pour les sources de chaleur sensible, tels que dans un système solaire thermique ou chaleur perdue par des gaz d'échappement, le cycle de Lorenz est le cycle réversible idéal qui donne la meilleure performance [8].

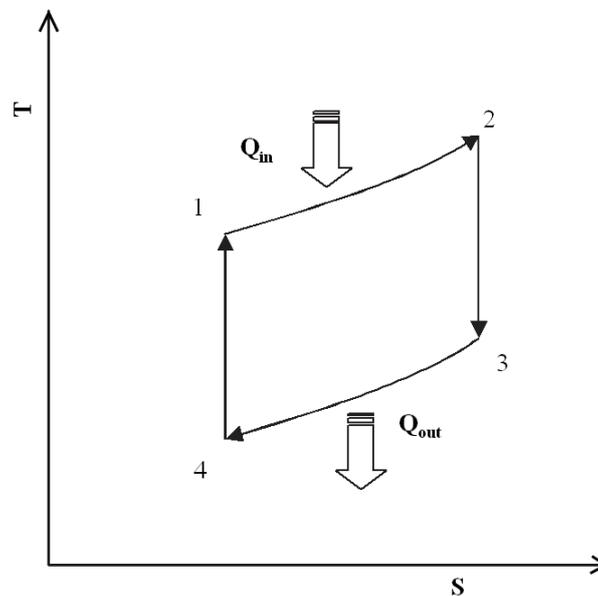


Figure 2. 3. Diagramme T - s pour le cycle de puissance de Lorenz [9]

2.1.3. Cycle de Rankine/Hirn

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui convertit la chaleur en travail mécanique. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité. La chaleur est fournie extérieurement à une boucle fermée qui utilise l'eau comme fluide de travail (Figure 2. 4). Selon Wisser [10], les moteurs à vapeur d'eau génèrent environ 90 % d'électricité consommée dans le monde. Le cycle porte le nom de William John Macquorn Rankine (1820-1872) [11], un ingénieur civil, physicien, mathématicien Ecossais.

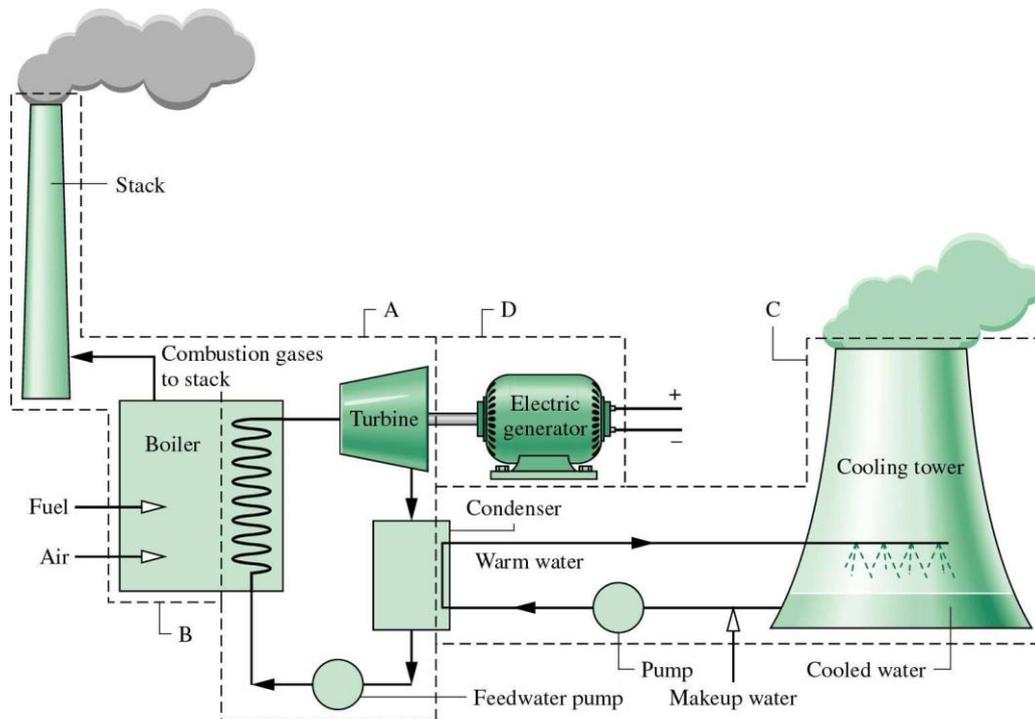


Figure 2. 4. Schéma du moteur de Rankine (source: www.learm.illinois.edu)

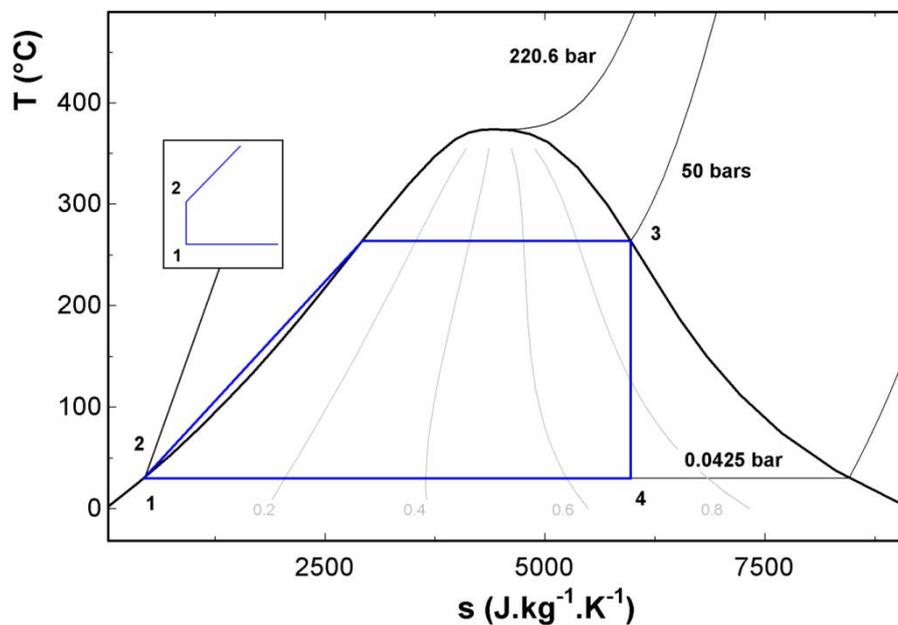


Figure 2. 5. Cycle idéal de Rankine dans le diagramme T - s de l'eau

Le cycle de base de Rankine peut être vu comme une modification du cycle de Carnot. D'un point de vue technique, les procédés de compression et de détente diphasiques demandés par le cycle de Carnot ne sont pas pratiques [3]. Le cycle de Rankine (Figure 2. 5) diffère du cycle de Carnot par la compression isentropique du liquide, suivie d'une transformation isobare de chauffage en chaleur sensible puis de chauffage en chaleur latente [12]. Le cycle idéal de Rankine est un cycle tel que présenté la Figure 2. 5, dans lequel le fluide de travail

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

traverse les composants du cycle sans irréversibilités. En particulier: la chute de pression est absente dans la chaudière, le condenseur et les conduites. La turbine et la pompe sont considérées isentropiques. Les procédés du cycle sont des procédés réversibles tels que détaillés ci-dessous:

- 1-2: la compression isentropique dans la pompe (la distance verticale entre les points 1 et 2 est considérablement exagérée pour soucis de clarté)
- 2-3: l'addition de la chaleur à pression constante dans l'évaporateur
- 3-4: l'expansion isentropique du fluide de travail de l'état de vapeur saturée à la pression du condenseur dans la turbine
- 4-1: l'enlèvement de chaleur dans le condenseur fonctionnant à pression constante

L'inconvénient principal du cycle de Rankine provient de la détente isentropique 3-4 dans le domaine diphasique; cette détente correspondant à une marche en régime humide et donc sujette à des limitations technologiques (érosion d'aubage de la turbine si le titre en vapeur s'éloigne trop de la saturation vapeur: $x < 1$) [12]. Pour obtenir en sortie de la turbine une vapeur saturée ($x = 1$), Gustave-Adolphe Hirn (1815-1890), un ingénieur français, a proposé d'introduire en turbine une vapeur surchauffée [13] (Figure 2. 6).

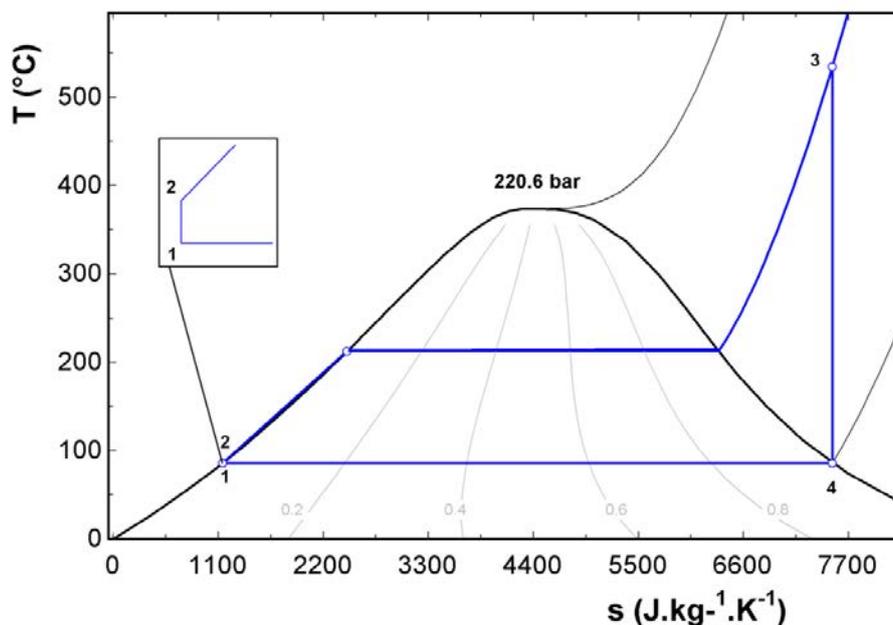


Figure 2. 6. Cycle idéal de Hirn dans le diagramme T - s de l'eau

Le cycle idéal de Rankine/Hirn se réfère à la configuration simple du cycle de Rankine montrée dans la Figure 2. 6 fonctionnant avec des composants sans irréversibilités à laquelle

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

une étape de surchauffe de la vapeur est ajoutée. Le bilan énergétique du cycle est décrit par les équations suivantes:

Pompe

$$W_p = h_2 - h_1 \quad (2.15)$$

Chaudière

$$Q_h = h_3 - h_2 \quad (2.16)$$

Turbine

$$W_t = h_3 - h_4 \quad (2.17)$$

Condenseur

$$Q_c = h_4 - h_1 \quad (2.18)$$

Travail net du cycle

$$W_{net} = W_t - W_p = Q_h - Q_c \quad (2.19)$$

Rendement du cycle

$$\eta_{Rankine} = W_{net} / Q_h \quad (2.20)$$

Le cycle réel de Rankine diffère de cycle idéal en raison des irréversibilités dans les composants du cycle. Nous illustrons sur la Figure 2. 7. L'influence des irréversibilités sur la transformation énergétique est détaillée dans [5]. Les irréversibilités et les pertes sont présentées avec les quatre sous-systèmes du cycle de Rankine:

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

$$\eta_{is,p} = \frac{W_{is}}{W_r} = \frac{h_{p,out}^{is} - h_{p,in}}{h_{p,out} - h_{p,in}} \quad (2.21)$$

- Irréversibilité dans la turbine: similaire au procédé de pompage, l'irréversibilité du procédé de détente est également caractérisée par un rendement isentropique de la turbine.

Le transfert de chaleur entre le fluide traversant la turbine et l'environnement est souvent négligé et la turbine est alors considérée adiabatique. Le travail produit par le procédé de détente réel est plus petit que le travail dans le cas d'un procédé isentropique.

$$\eta_{is,t} = \frac{W_r}{W_{is}} = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{t,out}^{is}} \quad (2.22)$$

- Frottement du fluide de travail: les frottements internes et les frottements avec les parois inhérents à l'écoulement du fluide de travail causent des chutes de pression dans la chaudière, le condenseur et les tuyaux de liaisons entre les composants du cycle. Pour compenser ces chutes de pression, le fluide de travail doit être pompé à une pression plus élevée que la pression demandée par le cycle idéal. Cela agrandit la taille de la pompe et donc sa puissance.
- Irréversibilités liées aux transferts de chaleur dans la chaudière et le condenseur. Dans la situation idéale, les sources et puits de chaleur sont supposées être, au niveau de la chaudière et du condenseur, à des températures identiques aux températures du fluide qui traverse le cycle. Dans la situation réelle, les différences de température doivent exister afin de permettre les transferts de chaleur. Ces différences de température sont synonyme de créations d'entropie et donc d'irréversibilités. Les encrassements au niveau de la chaudière et du condenseur augmentent les gradients de température nécessaires aux transferts et augmentent donc les irréversibilités. Toutefois, on peut considérer que ces irréversibilités sont des irréversibilités externes, liées aux sources et puits de chaleur, et ne considérer que les irréversibilités dites internes du cycle (pompe, turbine, frottements). Si ces derniers composants fonctionnent de manière réversible, le cycle serait dit alors « intérieurement réversible ».
- Perte thermique: les pertes thermiques causées par le transfert de chaleur entre le fluide de travail circulant dans l'installation avec l'environnement influencent directement le bilan au sens du premier principe. Elles peuvent être aussi vues comme des irréversibilités internes du système car le transfert de chaleur vers l'extérieur est opéré sous un gradient non nul. Cette perte de chaleur se situe dans les tubes de liaisons entre les composants du cycle. Les éventuelles pertes thermiques qui se situent dans les composants du cycle se traitent au niveau de chacun de ceux-ci qui fonctionnerait alors de manière adiabatique ou non. Pour compenser toutes ces pertes thermiques indésirables, plus de chaleur doit être transférée au fluide de travail dans la chaudière.

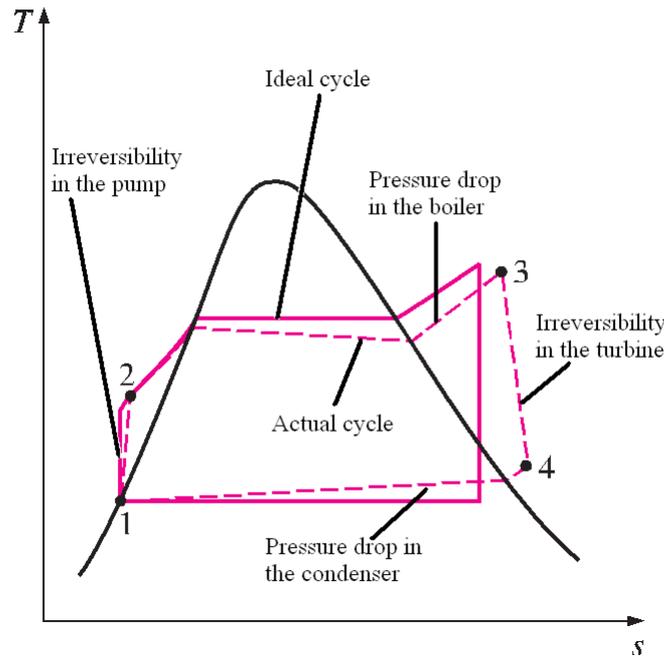


Figure 2. 7. Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal [5]

L'effet des irréversibilités sur la performance du cycle est illustré par les expressions suivantes:

Cycle idéal		Cycle réel	
$W_{net} = W_t - W_p$	(2.23)	$W_{net} = \eta_{is,t} W_t - \frac{W_p}{\eta_{is,p}} - W_{p,comp}$	(2.25)
$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_h}$	(2.24)	$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_h + Q_{loss}}$	(2.26)

Où

$W_{p,comp}$ est le travail additionnel nécessaire de la pompe pour compenser les chutes de pression du fluide de travail à travers des tuyaux et les composants du cycle.

Q_{loss} est la quantité de chaleur additionnelle nécessaire pour compenser la perte thermique du fluide de travail à travers le cycle (excluant le condenseur) à cause du transfert de chaleur entre le fluide de travail et l'environnement.

2.2. Cycle organique de Rankine

Le cycle organique de Rankine est un cycle de Rankine utilisant un composé organique au lieu de l'eau comme fluide de travail. En effet, l'eau est un fluide de travail excellent pour le cycle de Rankine si la température de source thermique est suffisamment élevée. Ce fluide

traditionnel est thermiquement, et chimiquement stable, non-toxique, ininflammable, peu-couteux, qui possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, et qui possède un ODP (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone), et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls [14]. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante. Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [15]. Pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse et de moyenne température, le cycle ORC présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel.

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

Comme expliqué dans le travail de Badr et al. [15], pour les systèmes de faible puissance avec les différences de température moyennes à travers le détenteur, les chutes correspondantes de l'enthalpie de la vapeur d'eau sont relativement élevées à cause de la faible masse molaire de l'eau (18 g/mol). Si toute l'énergie est extraite dans une turbine à impulsion mono-étagée (c.à.d. en employant une seule buse avec une roue simple), la vitesse d'écoulement à travers la buse serait supérieure à 1000 m/s. Cela impose aux aubages une vitesse de rotation d'environ 500 m/s. Cette vitesse est deux fois supérieure à la limite pratique, dictée par les contraintes autorisées pour les matériaux et les techniques de construction des turbines communes. L'utilisation des turbines multi-étagées, qui permet de limiter la vitesse de rotation de la turbine pour une puissance donnée, conduit à avoir des turbines de faible puissance qui sont très grosses et coûteuses. Par ailleurs, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail pour les applications à basse température, amène au fait que les niveaux de surchauffe nécessaires pour éviter la condensation durant la détente soient impossibles compte tenu de la faible température de la source de chaleur. Donc, l'érosion des aubages de la turbine se produit.

En revanche, si une vapeur d'un fluide organique de haute masse molaire est utilisée à la place de la vapeur d'eau dans la turbine, la vitesse d'écoulement est approximativement réduite comme le rapport des racines carrées inverses des masses molaires des fluides. Donc, une turbine mono-étagée peut être utilisée. Pour le problème de la condensation de la vapeur

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

durant la détente dans la turbine, il est intéressant de noter que plusieurs fluides organiques ont une courbe de saturation de vapeur dans le diagramme température-entropie avec une pente ds/dT quasi-nulle ou positive. Par conséquent, la détente isentropique de la vapeur saturée de ces fluides organiques débouche en fin de détente sur une vapeur saturée ou surchauffée. L'érosion des aubages est ainsi évitée. En conclusion, la génération d'électricité à basse température, utilisant les fluides avec les masses molaires supérieures à celle de l'eau peut amener à un rendement du cycle plus élevé avec les turbines mono-étagées moins complexes et moins coûteuses [15]. A côté de l'avantage relatif à la machine de détente, la technologie ORC offre également d'autres avantages:

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

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

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

2.2.1. Brève histoire

Dans la présentation de Lucien Y. Bronicki [16], Directeur de la Technologie de Ormat Technologies, Inc., lors du deuxième séminaire international sur les systèmes ORC aux Pays

Bas de l'année 2013, une brève histoire des cycles ORC a été présentée en citant les événements importants concernant le développement de cette technologie. Nous en retraçons les éléments les plus significatifs:

- 1823: Monsieur Humphrey Davy (1778-1829) suggère le cycle ORC comme une alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré qu'un liquide volatile peut être vaporisé par la vapeur d'eau échappée et peut donc générer plus l'énergie [17].
- 1824: Les travaux de Carnot [1].
- 1825 – 1826: Thomas Howard a fait un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail (voir Figure 2. 8) [18].

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

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

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

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

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

Figure 2. 8. La description du moteur à l'alcool de Howard [19]

- 1853: Du Trembley, un ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion de bateau (avec un éther comme fluide actif) [17]. Le moteur a été installé dans quelques bateaux de voyageurs. Cependant, la construction des moteurs binaires à vapeur d'eau –

éther a été interrompue après une explosion causée par l'éther au port de Bahia, en Amérique du sud en 1856 (Figure 2. 9) [18].

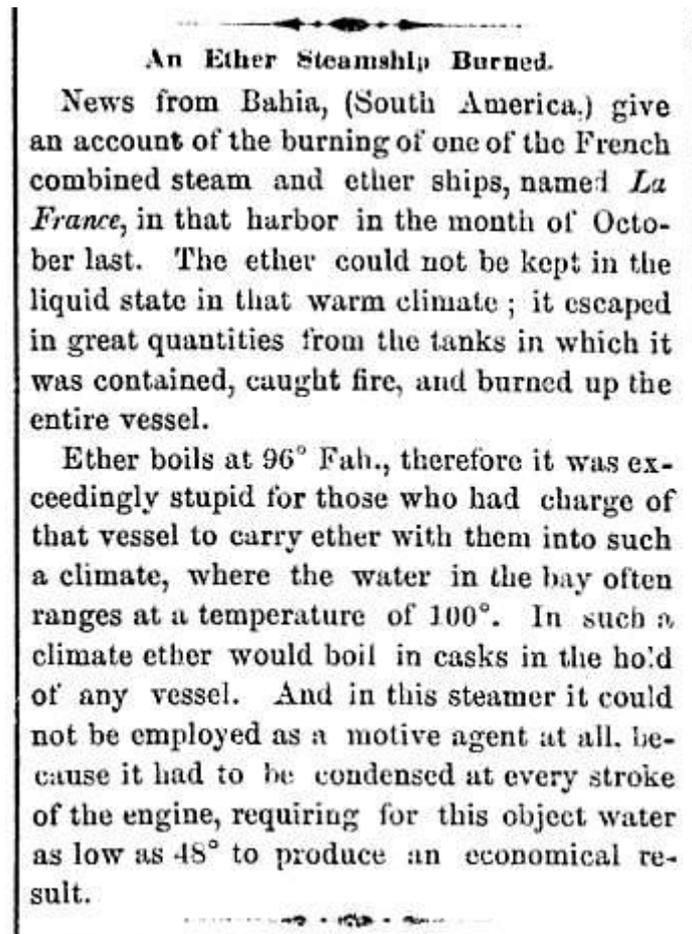


Figure 2. 9. Le rapport scientifique américain de l'explosion de La France (1856) [17]

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

En 1883, Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphta qui a été essentiellement un moteur à cycle fermé à vapeur utilisant le naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail [20]. Le moteur est développé par Gas Engine and Power Company of Morris Heights, New York. En 1890, il y avait 500 bateaux à moteur à naphta en opération (Figure 2. 10).

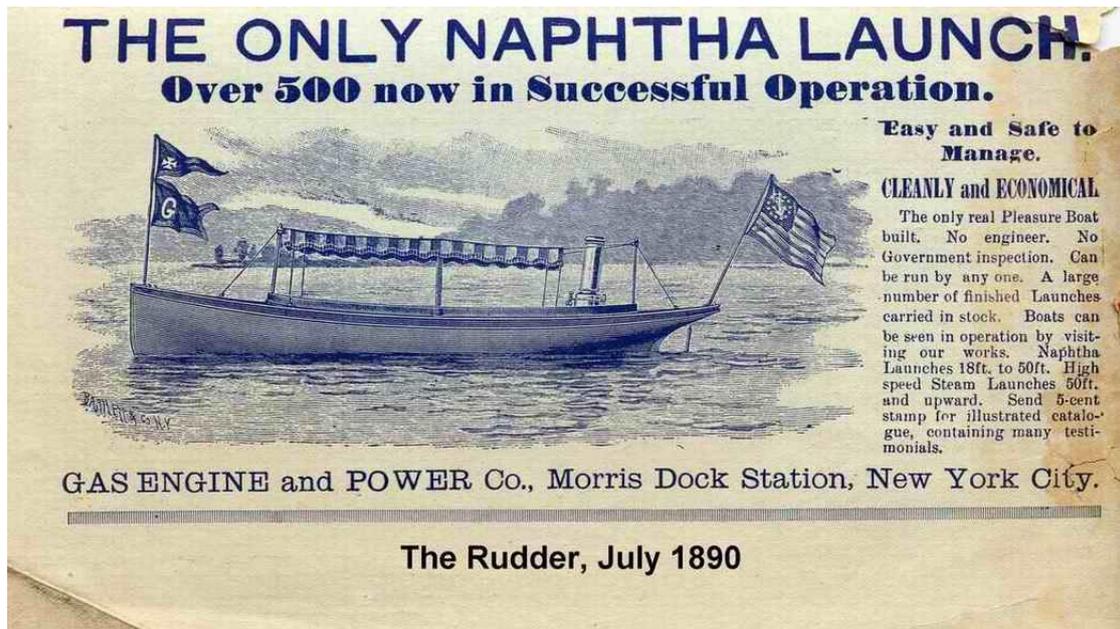


Figure 2. 10. 500 bateaux à naphtha en opération en 1890 (Source: www.oldmarineengine.com)

- 1923 – 1930: Tito Romagnoli a développé quelques moteurs de Rankine dont un avec chlorure de méthyle comme fluide de travail [21].
- 1930's: Luigi D'Amelio a expérimenté avec le chlorure d'éthyle à l'Université de Naples
- 1935: La pompe solaire basée sur le travail de D'Amelio.
- 1940's:
 - Centrale géothermique de 1 MW à Citara, île d'Ischia utilisant l'Ethylène.
 - Gasperini et Grassi développe la pompe solaire SOMOR¹ utilisant un réfrigérant.
- De 1958 à 1961: Tabor et Bronicki établissent les critères pour la sélection des fluides organiques appropriés pour optimiser le rendement du cycle au laboratoire national israélien de physique.
- 1961: un cycle ORC nouveau a été développé avec un prototype de 3 kW et présenté à la conférence de l'Organisation des Nations Unies à Rome. Ce travail amène à l'établissement de l'entreprise Ormat en 1965.
- 1965: Ormat commercialise ses cycles ORC de 0.5 à 4 kW pour l'opération à distance sans surveillance.
- 1967: le premier cycle binaire géothermique a été installé. Son fluide de travail était le réfrigérant R12 avec une puissance brute de 680 kW [22].

¹ Le nom d'une compagnie italienne: SOcietà MOtori Recupero del calore solare e del calore perduto

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

- 1970's: Gianfranco Agelino, Ennico Macchi et Mario Gaia ont développé un cycle ORC de 3 kW, amenant à l'établissement de l'entreprise Turboden en 1980.
- 1980's: Turboden fabrique des unités à partir de 300 kW, surtout pour la cogénération utilisant la biomasse.
- 1990's: Ormat a des croissances substantielles dans l'utilisation du cycle ORC pour la géothermie. Alors que, Turboden fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe.
- 2000: plusieurs des fabricants des systèmes ORC et des fournisseurs de composants sont disponibles. Les recherches se poursuivent dans le domaine et de nouvelles technologies apparaissent.

Bien que, le résumé de l'histoire des cycles ORC ci-dessus n'est que succinct, il peut nous donner une vision globale sur l'histoire du développement du cycle ORC.

2.2.2. Différentes configurations du cycle ORC

2.2.2.1. ORC sous-critique

Dans la littérature, ce type de cycle ORC est toujours appelé simplement le cycle ORC. Deux configurations sont très souvent utilisées pour le cycle ORC sous-critique: ORC simple (ou standard) (Figure 2. 11a) et avec un récupérateur (Figure 2. 11b). Le principe du fonctionnement du cycle ORC simple a été expliqué dans le paragraphe du cycle de Rankine.

Dans les cas où la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude, on ajoute au cycle de bas un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur). Cette énergie est récupérée par échange avec le liquide sortant de la pompe. Cette récupération d'énergie diminue donc la quantité de chaleur demandée pour le préchauffage du fluide avant son entrée dans l'évaporateur et la quantité de chaleur du fluide de travail déchargée au puits froid et donc la taille du condenseur. Avec le récupérateur, la performance du cycle ORC est améliorée mais le système est plus complexe amenant à un coût d'investissement plus élevé. En plus, le récupérateur augmente également la perte de charge totale du système. La Figure 2. 12a et Figure 2. 12b présentent les diagrammes T-s du fluide de travail et les profils de température de la source thermique et du puits froid pour le cycle ORC simple et pour celui avec un récupérateur.

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

En effet, le détendeur est un composant critique pour avoir un système ORC efficace et rentable [23]. La performance d'un système ORC est bien corrélée avec celle du détendeur. La sélection de la technologie de machine de détente dépend des conditions opérationnelles et de la puissance du système [24]. Les machines de détente peuvent, en général, être distinguées en deux catégories: les turbines (axiale ou radiale) et les détendeurs volumétriques (détendeur à vis, à spirale, à piston ou à palettes, etc.)

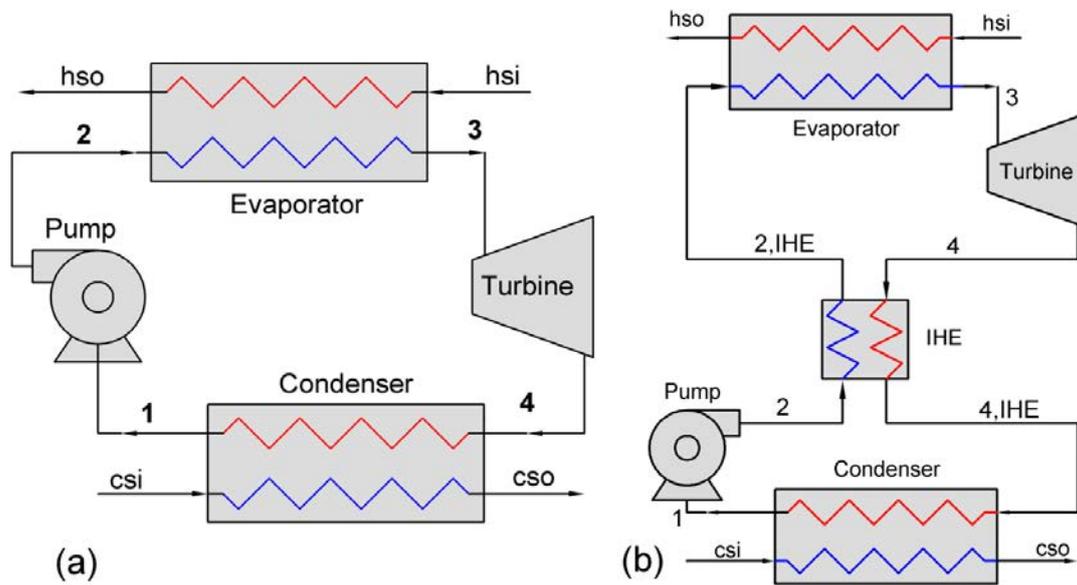


Figure 2. 11. Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)

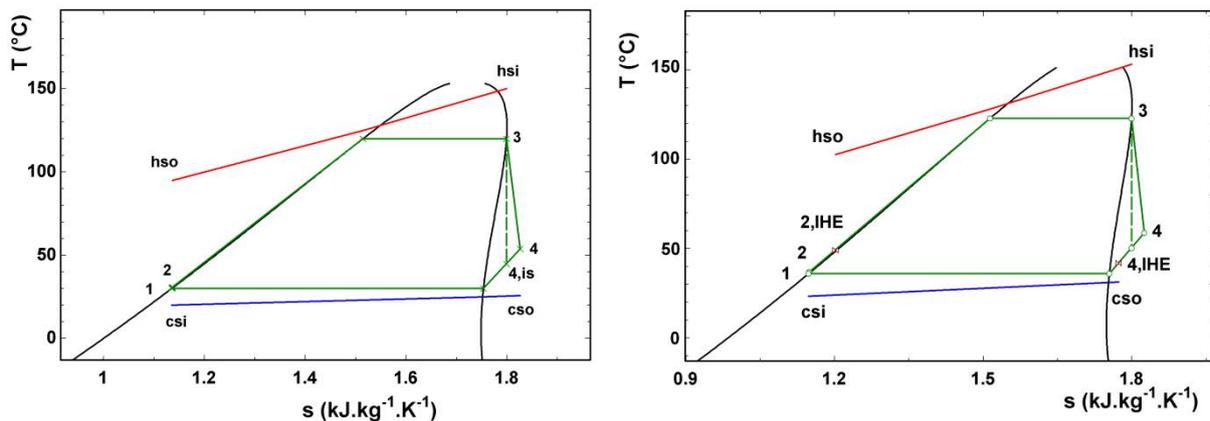


Figure 2. 12. Diagramme $T-s$ pour le cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)

Dans le travail de Badr et al. [25], les auteurs ont essayé d'établir des grandes lignes pour les catégories des machines de détente (Figure 2. 13) à partir des données présentées par Curran [26] qui sont des données disponibles collectées jusqu'en septembre 1979 pour plus de 2000 moteurs de Rankine organiques en opération avec les puissances variant de 0.1 à 1120 kWe. Selon ces auteurs, ces lignes ne peuvent être considérées que comme des guides pour la conception du système ORC. Il est intéressant de noter que les machines volumétriques à

basse vitesse de rotation ($\leq 5000 \text{ rpm}^2$) sont plus appropriées pour les petites puissances ($< 10 \text{ kW}$), alors que les turbines de haute vitesse de rotation ont été adoptées pour moteurs ORC de puissances plus élevées ($> 10 \text{ kW}$). Dans un autre travail plus récent, Quoilin et al. [24] ont également indiqué que les machines de détente volumétriques sont plus appropriées pour les unités ORC de petite et de moyenne puissance (voir Figure 2. 14).

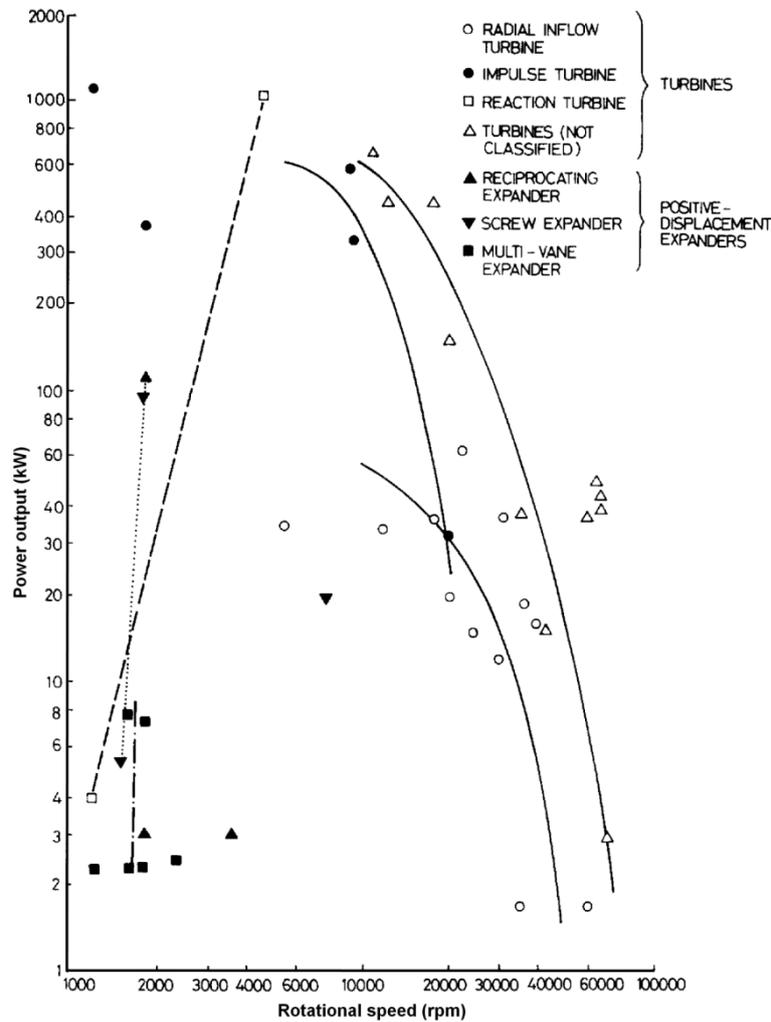


Figure 2. 13. Données opérationnelles des machines de détente pour les moteurs de Rankine organiques [25]

² Revolutions per minute (tours par minute)

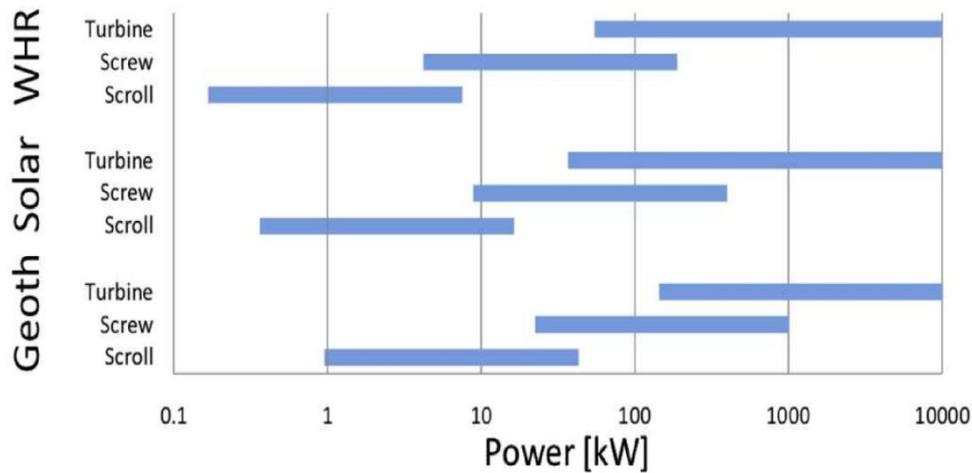


Figure 2. 14. Diagramme d'opération pour trois technologies des machines de détente pour trois applications cibles [27]

Les turbines utilisées dans les systèmes ORC sont essentiellement similaires aux turbines à vapeur d'eau. La différence principale entre les turbines à vapeur organique et les turbines à vapeur d'eau est que dans le cas des fluides organiques, les turbines sont moins complexes, demandent moins d'étages par rapport aux turbines à vapeur d'eau car la chute correspondante de l'enthalpie des fluides organiques à travers de la turbine est beaucoup plus faible que de la vapeur d'eau. Comme mentionné précédemment des turbines mono-étagées peuvent être employées pour les cycles ORC à basse ou à moyenne température.

Tandis que, les turbines axiales mono-étagées sont généralement utilisées dans des systèmes avec les débits importants et les faibles rapports de pression, les turbines radiales mono-étagées sont plus convenables pour les systèmes avec les débits plus faibles et les rapports de la pression plus élevés. Cela rend les turbines radiales plus attractives pour les applications du cycle ORC [23]. Le Tableau 2. 1 présente des recherches expérimentales de machines de détente utilisées dans les systèmes de Rankine en spécifiant le fluide de travail et les caractéristiques des machines (le rendement isentropique, la puissance, la vitesse de rotation et le rapport de pression). A partir de ce tableau, nous constatons que le rendement isentropique maximal d'une machine de détente peut atteindre 85 % en utilisant une turbine radiale. La gamme des vitesses de rotation des turbines radiales est la plus large et se situe entre 17000-65000 rpm. Alors que la vitesse maximale des machines volumétriques est de 4800 rpm. Le rapport de la pression est en générale autour de 5, valeur retenue pour la conception des systèmes en pratique.

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Tableau 2. 1. Les prototypes des différents types des machines de détente [23]

Référence	Machine de détente	Fluides	η_{is} (%)	\dot{W} (kW)	N (rpm)	r_p
Badr et al. [28]	Détendeur à palettes	R113	55	1.6	-	-
Wang et al. [29]	Détendeur à piston	R245fa	45.2	1.64	900	4
Nguyen et al. [30]	Turbine radiale	n-pentane	49.8	1.47	65000	3.45
Yagoub et al. [31]	Turbine radiale	HFE-301	85	1.5	60000	1.1
		n-pentane	40	1.5	60000	1.3
Inoue et al. [32]	Turbine radiale	TFE	70-85	5-10	15000-30000	4.8
Kang [33]	Turbine radiale	R245fa	78.7	32.7	63000	4.11
Pei et al. [34]	Turbine radiale	R123	65	1.36	24000	5.2
Li et al. [35]	Turbine radiale	R123	68	2.4	40000	6.3
Zanelli et Favrat [36]	Détendeur à spirale	R134a	63-65	1-3.5	2400-3600	2.4-4
Mathias et al. [37]	Détendeur à spirale	R123	67,	1.2,	3670	8.8,
			81, 83	1.38,		5.5,
				1.75		3.1
Peterson et al. [38]	Détendeur à spirale	R123	45-50	0.14- 0.24	600-1400	3.28- 3.87
Wang et al. [39]	Détendeur à spirale	R134a	70-77	0.5-0.8	1015-3670	2.65- 4.84
Wang et al. [40]	Détendeur à vis	Air	26-40	0.5-3	400-2900	-
Baek et al. [41]	Détendeur à piston alternatif	CO ₂	10.5	24.35	114	2.1
Zhang et al. [42]	Détendeur à piston alternatif	CO ₂	62	-	306	2.4
Yang et al. [43]	Détendeur à palettes	CO ₂	17.8- 23	-	300-1500	-
Qiu et al. [44]	Détendeur à palettes	HFE7000	52.88-	1.66-	841-860	5
			55.45	1.72		
Lemort et al. [45, 46]	Détendeur à spirale	R123	42.5- 67	0.4-1.8	1771-2660	2.75- 5.4
	Détendeur à spirale	R245fa	45-71	0.2-2	-	2-5.7
Manolakos et al. [47]	Détendeur à spirale	R134a	10-65	0.35-2	300-390	-
Guangbin et al. [48]	Détendeur à spirale	Air	-	0.4-1.1	1740-2340	3.66
Saitoh et al. [49]	Détendeur à spirale	R113	65	0-0.46	1800-4800	-
Kim et al. [50]	Détendeur à spirale	Eau	33.8	11-12	1000-1400	10.54-
						11.5

Alors que, les turbomachines matures techniquement sont déjà disponibles sur le marché pour les unités importantes d'ORC, il y a encore peu de détendeurs volumétriques sur le marché pour les applications d'ORC. Ce type de machines de détente sont des bons substituts pour les turbomachines dans des systèmes ORC de basses puissances car ils sont fiables, permettent la présence d'une phase liquide pendant l'expansion et ont un bon rendement isentropique [24].

Pour la sélection d'un détendeur plusieurs paramètres doivent être pris en compte tels que le rendement isentropique, les conditions opératoires, le rapport de la pression, la puissance, les besoin de lubrification, la complexité de la machine, sa vitesse de rotation, son équilibrage dynamique, sa fiabilité et son coût [23]. Le Tableau 2. 2 présente des avantages et des inconvénients de quelques types de machines de détente pour le système ORC.

En ce qui concerne la puissance, les turbines radiales sont les plus convenables pour les systèmes à puissance importante. Les détendeurs à vis ou à piston alternatif peuvent être utilisés pour les systèmes de petite ou de moyenne puissance. La puissance des détendeurs à spirale et à palettes est inférieure à celle des autres détendeurs. C'est pourquoi, ces types de machines volumétriques sont souvent appliqués pour les systèmes ORC de petite et micro-puissance. Dans le travail de Vanslambrouck et al. [51], les systèmes ORC sont classifiés selon leur puissance électrique en microsystèmes (0.5-10 kWe), petits systèmes (10-100 kWe), systèmes moyens (100-300 kWe) et gros systèmes (300-3000 kWe ou plus).

Au niveau des coûts de conception et de fabrication, il faut noter que les turbines présentent des coûts élevés en raison de la difficulté de leur conception et de leur fabrication, alors que le coût des différents types de machines de détente volumétriques est relativement faible. De plus, ces machines de détente volumétriques peuvent travailler en présence du liquide: situation impossible pour des turbines à cause du risque d'endommagement des aubages de celles-ci. La difficulté majeure associée avec l'utilisation des détendeurs volumétriques est leur demande de lubrification. Cette demande exige d'installer un séparateur d'huile et donc augmente la complexité du système. Signalons que des détendeurs volumétriques sans lubrification existent, mais présentent des performances plus faibles à cause des fuites de fluide de travail importantes [23].

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Tableau 2. 2. Comparaison des différents types du détendeur pour le système ORC [23], [52]

Type	\dot{W} (kW)	N (rpm)	Coût	Avantages	Inconvénients
Turbine radiale	50-500	8000-80000	Elevé	La technologie est prouvée à grande échelle ; rendement élevé.	Rendement faible hors des conditions de conception ; n'accepte la présence du liquide.
Détendeur à spirale	1-10	< 6000	Faible	Capable de travailler dans domaine diphasique, rendement élevé	Basse capacité, besoin de lubrification
Détendeur à vis	15-200	< 6000	Moyen	Tolère l'expansion diphasique, basse vitesse de rotation et haut rendement même hors des conditions de conception	Besoin de lubrification, l'étanchéité problématique
Détendeur à piston alternatif	20-100	-	Moyen	Rapport de la pression élevé, technologie mature, adaptable à la condition de travail variable et tolère la présence du liquide	Poids, pertes par frottement
Détendeur à piston roulant	-	-	-	Simple et robuste en conception, moins de perte par frottements, possibilité de travailler en présence du liquide	Rendement isentropique assez faible (~ 45 %)
Détendeur à palettes	1-10	< 6000	Faible	Tolère la présence du liquide, couple stable, structure simple, coût faible et silencieux	Demande de lubrification et capacité faible
Détendeur à rotor denté	-	-	-	Moins de perte de frottement, possible de travailler en diphasique, rendement isentropique élevé	Performance faible hors des conditions de conception, relativement complexe

2.2.2.2. ORC supercritique (ou transcritique)

Dans les publications scientifiques, cette configuration du cycle ORC est appelée cycle supercritique [53-65] (comme cycle à vapeur supercritique) ou transcritique [66-88] (comme cycle transcritique de CO₂) ou même hypercritique [89]. Kim et al. [89] en fait une distinction et indique que le fluide de travail est, dans le cas du cycle transcritique, comprimé dans la pompe à une pression supérieure à celle critique du fluide et détendu à la pression

sous-critique, alors que le fluide est utilisé entièrement au-dessus de sa pression critique avec la configuration supercritique. Cette définition du cycle supercritique est identique avec la définition qui en est donnée dans le travail de Feher [90]. Alors que le cycle transcritique est, dans ce dernier travail, appelé le cycle pseudo-supercritique. Les points de fonctionnement de cycles supercritiques et pseudo-supercritiques sont présentés dans les diagrammes T-s dans la Figure 2. 15.

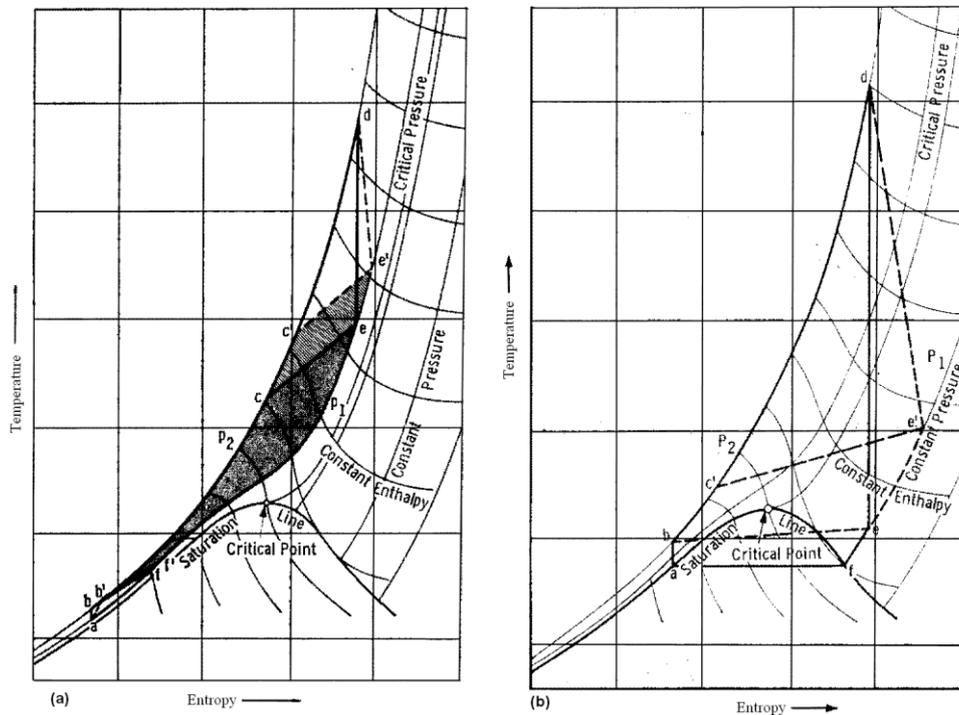


Figure 2. 15. T-s diagramme pour le cycle supercritique (a) et pseudo-supercritique (b) avec un pur fluide de travail [90].

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

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

La pression p_2 est supérieure à la pression critique du fluide de travail dans les deux cas. Alors que, la pression p_1 est inférieure à la pression critique, dans le cas du cycle pseudo-

supercritique, et supérieure à la pression critique dans le cas du cycle supercritique. Le point « a » dans la Figure 2. 15 représente la température la plus faible du cycle et au dessus de la température du puits froid. La chaleur nette entrant fournie au cycle est représentée par la surface limitée au-dessous de la courbe cd (supercritique) ou bd (pseudo-supercritique). Le travail net sortant est la différence entre le travail produit par la turbine et celui qui est fourni à la pompe.

dans le travail de Piro et Mokry [91], les termes et les expressions relatives aux régions critiques et supercritiques sont définis ainsi:

- **Fluide comprimé:** est celui qui est à la pression au-dessus de sa pression critique, mais à une température au-dessous de sa température critique.
- **Point critique (également appelé état critique):** est un point auquel la distinction entre les phases liquide et gazeuse (ou vapeur) disparaît. Les deux phases en équilibre ont la même température, pression et le même volume ou la même densité ainsi que toutes les autres propriétés thermodynamiques. Le point critique est caractérisé par les paramètres T_{crit} , P_{crit} et V_{crit} ou (ρ_{crit}). Leurs valeurs sont caractéristiques pour chaque substance pure.
- **Point presque critique:** est effectivement une région étroite autour du point critique, où tous les propriétés thermo-physiques d'un fluide pur ont des variations rapides.
- **Point pseudo-critique (caractérisé avec P_{pc} et T_{pc}):** est un point qui est à une pression au-dessus de la pression critique et à une température ($T_{pc} > T_{cr}$) et où le fluide présente la valeur maximale de chaleur spécifique à cette pression particulière.
- **Ligne pseudo-critique:** est une ligne, qui constitue des points pseudo-critiques
- **Fluide supercritique:** est un fluide à la pression et température supérieures à celles critiques. Cependant, dans ce travail de Piro et Mokry, le terme « fluide supercritique » inclut les deux termes – fluide supercritique et comprimé: le fluide est qualifié de fluide supercritique dès lors que sa seule pression est supérieure à la pression critique.
- **Vapeur d'eau supercritique (supercritical steam – en anglais):** est effectivement l'eau supercritique, parce que le fluide est, aux pressions supercritiques, considéré comme une substance monophasique. Cependant, ce terme est largement (et incorrectement selon ces auteurs) utilisé dans la littérature en relation aux turbines et générateur à vapeur d'eau supercritique.

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

- Vapeur d'eau surchauffée: est une vapeur d'eau qui se trouve à une pression plus basse que la pression critique, mais dont la température est plus élevée que la température d'évaporation.

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

Le cycle ORC supercritique a suscité beaucoup d'attention durant les dernières années pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur à basse température [56-60, 62-65, 67-75, 77-89, 92-97] grâce à ses avantages et plus particulièrement grâce à ses meilleures performances énergétiques. Cependant, cette configuration du cycle ORC présente également quelques défis à surmonter. Il s'agit en particulier des problèmes que posent la pression opérationnelle importante demandée, le rapport important de la pression à travers la turbine, la prévision du transfert de chaleur à pression supercritique et les incertitudes des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique.

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

1. Géothermique – Kirchweidach (Allemagne)

- Température de source thermique: 130 °C
- Cryostar ORC supercritique
- Fluide de travail: réfrigérant
- Turbogénérateur: Cryostar TG-700 (8.1 MW brut)
- Période de construction: 2012 – 2013

2. Géothermique – Livorno (Italie)

- Température de source thermique: 150 °C
- Prototype du cycle ORC supercritique
- Puissance: 500 kWe
- Fluide de travail: réfrigérant

3. Géothermique – Gumuskoy (Turquie)

- Température de source thermique: 160 °C

- ORC supercritique, Turbine axiale TAS, aérocondenseur
- Puissance: 13.2 MW
- Fluide de travail: R134a

2.2.2.3. ORC multi-pression [98-102]

Une autre configuration du cycle de Rankine pour la génération d'électricité est le cycle à multi-pression de transfert thermique à haute température. Le schéma d'un système de double-pressions est montré dans la Figure 2. 16. Le fluide de travail est pompé vers deux générateurs de vapeur à basse et à haute pression. Le fluide sortant de la turbine à haute pression, est mélangé avec la vapeur basse pression pour entrer dans la turbine à basse pression.

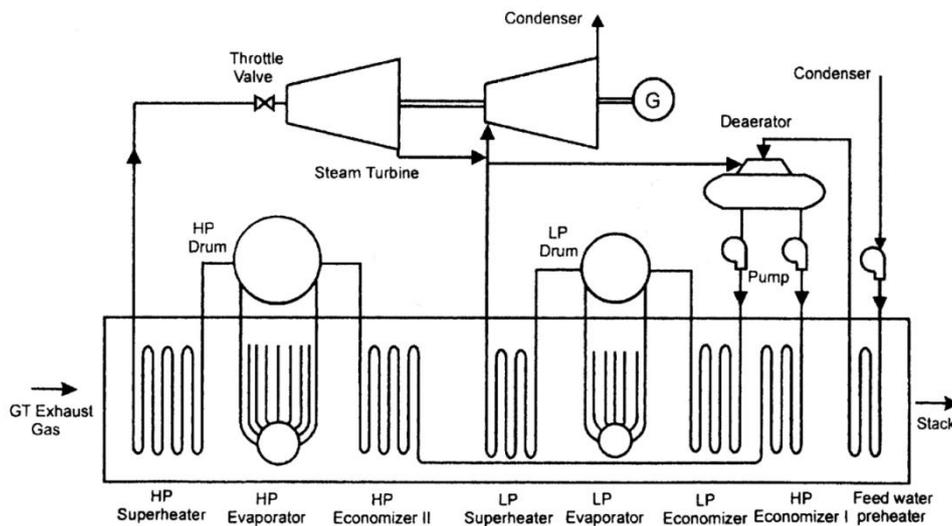


Figure 2. 16. Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée [102]

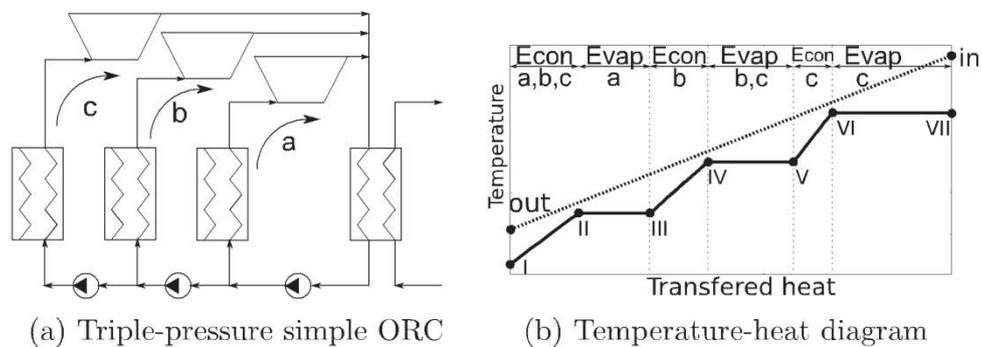


Figure 2. 17. Schéma (a) et diagramme Température – chaleur (b) d'un cycle sous-critique, triple-pression sans surchauffe [98]

On constate que dans cette configuration d'ORC, la différence de température entre la courbe de refroidissement du fluide de la source thermique et celle de chauffage du fluide cyclé est plus faible que pour un cycle sous-critique avec un seul niveau de pression de l'étape

de génération de vapeur. L'entropie créée par le transfert de chaleur sera alors moindre dans l'ORC multi-pression. Donc, les améliorations du rendement sont obtenues en appliquant plus d'un niveau de pression pour le transfert de chaleur à haute température du cycle de Rankine [98]. Néanmoins, si plusieurs niveaux de pression de transfert de chaleur à haute température peuvent être appliqués pour améliorer la performance du cycle, cela complique également le système total d'opération. De plus, dans le travail de Walraven et al. [98], l'addition d'un troisième niveau de pression à l'étape de transfert de chaleur à haute température donne un effet d'amélioration de rendement beaucoup plus faible que celle du deuxième niveau de pression. En réalité, les générateurs de vapeur d'eau à double- (Figure 2. 16) ou triple-pression (Figure 2. 17) pour la récupération de chaleur pour les centrales combinées sont souvent utilisés. Notons finalement que dans cette configuration de multi-niveaux de pression de fourniture de la chaleur, les fluides avec températures critiques plus élevées fonctionneront mieux que les fluides avec températures critiques faibles.

2.2.2.4. Cycle trilatéral-flash (Trilateral Flash Cycle – TFC en anglais) [103-106]

Le cycle trilatéral-flash a été introduit par Smith et Martin en 1985 comme cycle trilatéral-flash à vapeur humide. Ce dernier est nommé ci-après le cycle trilatéral-flash en abrégé [103]. Le diagramme $T-s$ pour les procédés thermodynamiques et le schéma du cycle TFC sont présentés dans la Figure 2. 18.

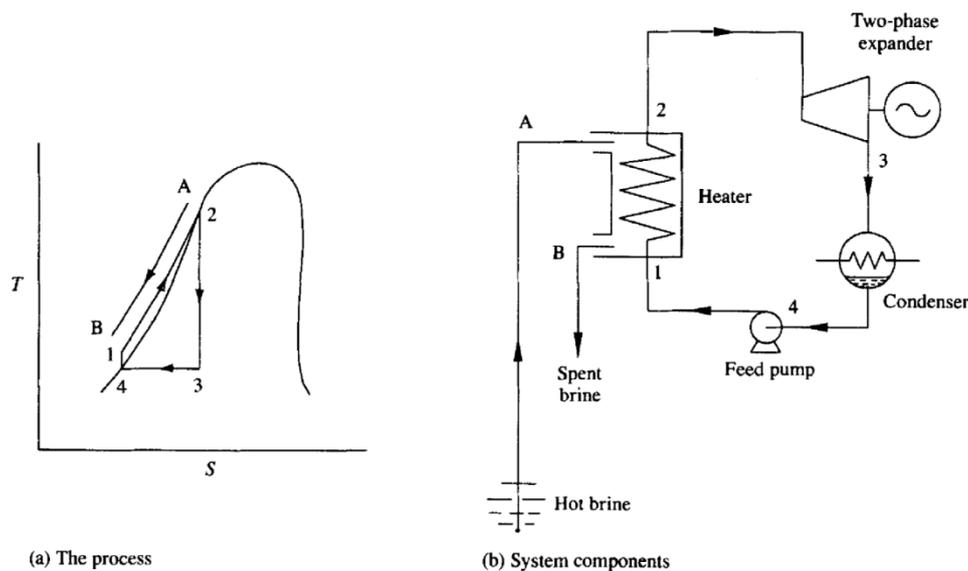


Figure 2. 18. Le Diagramme $T-s$ (a) et l'arrangement des composant (b) pour un système du cycle trilatéral-flash [103]

En général, un cycle trilatéral est un cycle thermodynamique dans lequel le fluide de travail entre dans la turbine à l'état du liquide saturé au lieu de vapeur saturée ou surchauffée

comme dans le cas des cycles ORC. En évitant la part de l'ébullition, l'addition de la chaleur à partir de la source thermique au fluide de travail est plus efficace.

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

Bien que ce type de cycle thermodynamique ait été bien considéré depuis plus 30 ans, le manque de turbines diphasiques avec haut rendement isentropique est l'obstacle principal pour la mise en œuvre du cycle trilatéral à grande échelle.

2.2.2.5. Cycle ORC à condensation (Organic Flash Cycle– OFC en anglais) [107, 108]

La théorie fondamentale pour ce type de cycle ORC est rencontrée dans les centrales géothermiques à condensation (flash steam power plant – en anglais). Dans les centrales géothermiques, les cycles à vapeur d'eau à mono-condensation (single-flash steam power plant) ou à double-condensation (double-flash steam power plants) sont souvent utilisés. Selon Dipippo [109], il y a 169 unités à mono-condensation en opération dans 16 pays dans le monde en août 2011. Ce type de centrale rend compte d'environ 29 % de toutes les centrales géothermiques mondiales et produit environ 43 % de la puissance géothermique installée dans le monde. Relativement aux centrales à double-condensation, il y a 59 unités rendant compte d'environ 10 % des centrales géothermiques mondiales.

Quand les puits géothermiques produisent un mélange vapeur et liquide, la centrale à mono-condensation est une voie simple pour convertir l'énergie géothermique en électricité. D'abord, le mélange géothermique est séparé en phases distinctes de vapeur et de liquide avec une perte minimale de pression. La vapeur à la sortie de séparateur est utilisée pour actionner la turbine avant entrée dans le condenseur. Le liquide saturé sortant du séparateur est réinjecté dans des puits d'injection avec celui sortant du condenseur. Les diagrammes $T-s$ pour les centrales à mono-condensation et à double-condensation sont présentés dans la Figure 2. 19.

Un inconvénient majeur de centrale à condensation est que la vapeur après la détente contient une quantité significative d'humidité car l'eau est un fluide mouillant (les catégories des fluides de travail du cycle ORC sont discutées en plus détaillé dans le chapitre 3) et a une pente négative de la courbe de vapeur saturée dans le diagramme $T-s$ (voir Figure 2. 19). En réalité, les cycles à vapeur d'eau saturée dans les installations géothermiques et nucléaires demandent encore des turbines spéciales à vapeur mouillante avec des matériaux de renforcement pour protéger les aubages de la turbine de l'érosion causée par la condensation partielle pendant la détente [110]. La condensation partielle de vapeur saturée pendant l'étape de détente peut être évitée en utilisant des fluides isentropiques (caractérisés par une courbe saturée de vapeur verticale dans le diagramme $T-s$) ou séchants (présentant une pente positive de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme $T-s$) à la place de l'eau. La Figure 2. 20 (a) présente le schéma d'un cycle de Rankine à mono-condensation utilisant un fluide de travail séchant.

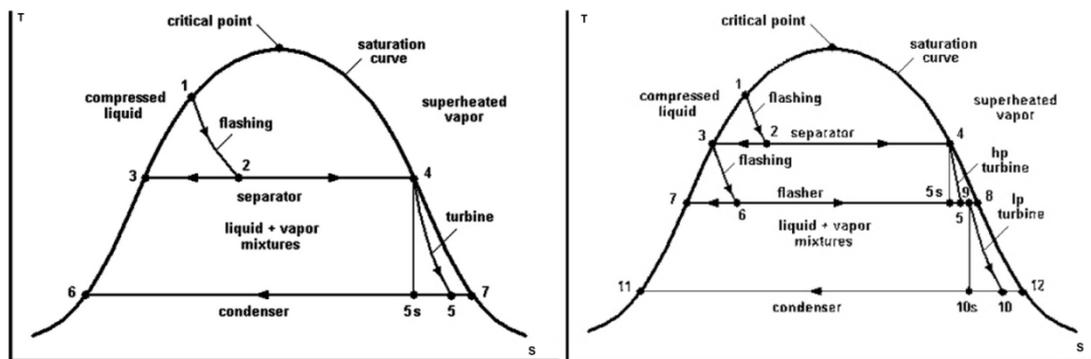


Figure 2. 19. Diagramme $T-s$ pour centrales à vapeur à mono-condensation (a) et à double-condensation (b) [109]

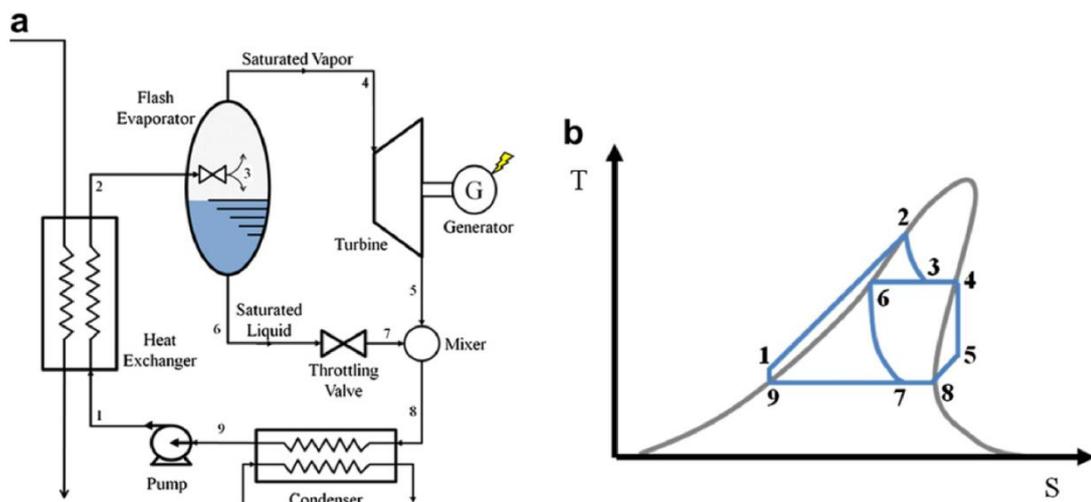


Figure 2. 20. Schéma (a) et diagramme $T-s$ (b) du fluide de travail pour le cycle OFC [107]

Bien que, la détente du fluide de travail pendant le processus de détente³ génère beaucoup d'irréversibilités, la réduction en destruction d'exergie pendant l'addition de chaleur en diminuant l'écart entre la courbe de refroidissement de fluide thermique et celle de chauffage de fluide cyclé (voir Figure 2. 21) pourrait finalement donner un gain net en puissance du cycle OFC dans son ensemble [110]. Dans le travail de Ho et al. [107] la comparaison entre le cycle OFC à mono-condensation et les cycles ORC sous-critiques utilisant un fluide pur ou un mélange zéotrope (c.à.d. ammoniac-eau en fraction massique 70-30 %) et le cycle transcritique de CO₂ est réalisée. Selon cette étude, l'efficacité d'utilisation (appelée également le rendement exergetique par les auteurs) de la source thermique, (voir ci-après l'équation (2.27)) pour le cycle OFC et le cycle ORC sous-critique utilisant un fluide pur est comparable. En effet, le rendement exergetique de l'addition de chaleur du cycle OFC est le plus élevé parmi les cycles comparés. Cependant, cet avantage a été neutralisé par la destruction exergetique introduite par la vanne de détente dans le processus d'évaporation-flash⁴.

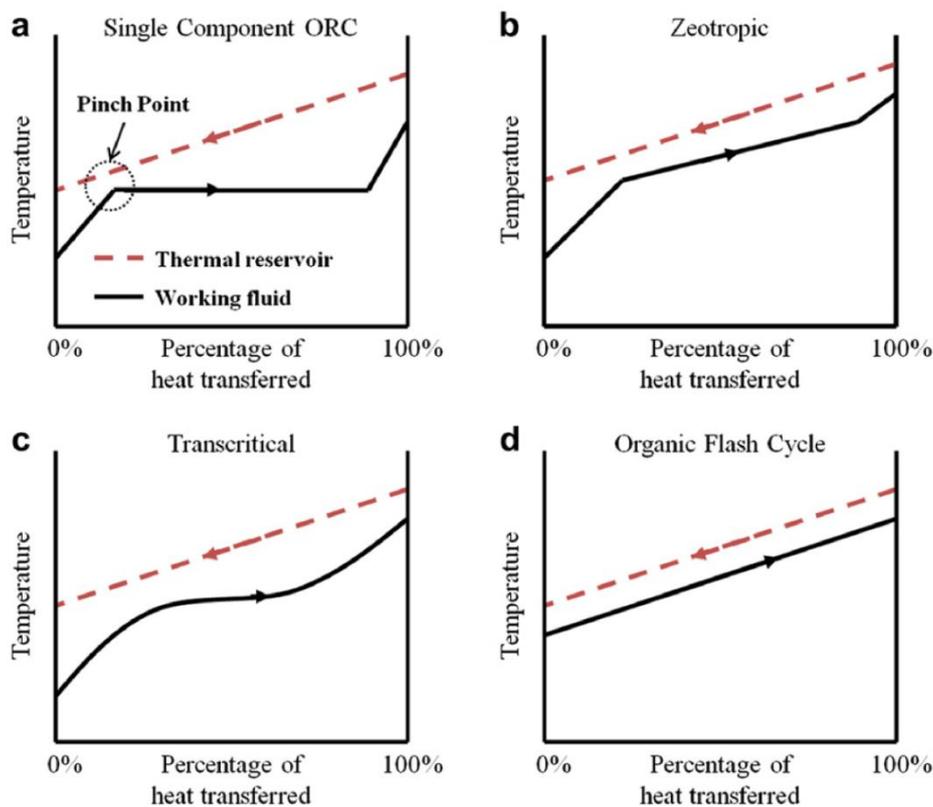


Figure 2. 21. Variations de température de fluide cyclé et fluide externe pendant l'étape de l'addition de chaleur pour les cycles ORC sous-critique utilisant un fluide de travail pur (a) ou zéotrope (b), transcritique (c) et le cycle OFC (d) [107]

³ Throttling process – en anglais

⁴ Flash evaporation process

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{hsi} - \dot{E}x_{h,0}} \quad (2.27)$$

Dans un autre travail, Ho et al. [108], ont proposé quelques modifications pour le cycle OFC simple pour améliorer la performance thermodynamique du cycle tels que: cycle OFC à double-condensation; remplacement de la vanne de détente par une turbine diphasique; ou l'utilisation de l'énergie du liquide séparé dans une turbine à pression plus basse en mélangeant avec la vapeur surchauffée sortant de la turbine à haute pression. Les résultats ont montré que les modifications augmentent l'efficacité d'utilisation de la source thermique par rapport au cycle OFC simple. Ces efficacités des cycles OFC modifiés sont plus élevées par rapport aux cycles ORC sous-critiques utilisant les mêmes fluides de travail purs.

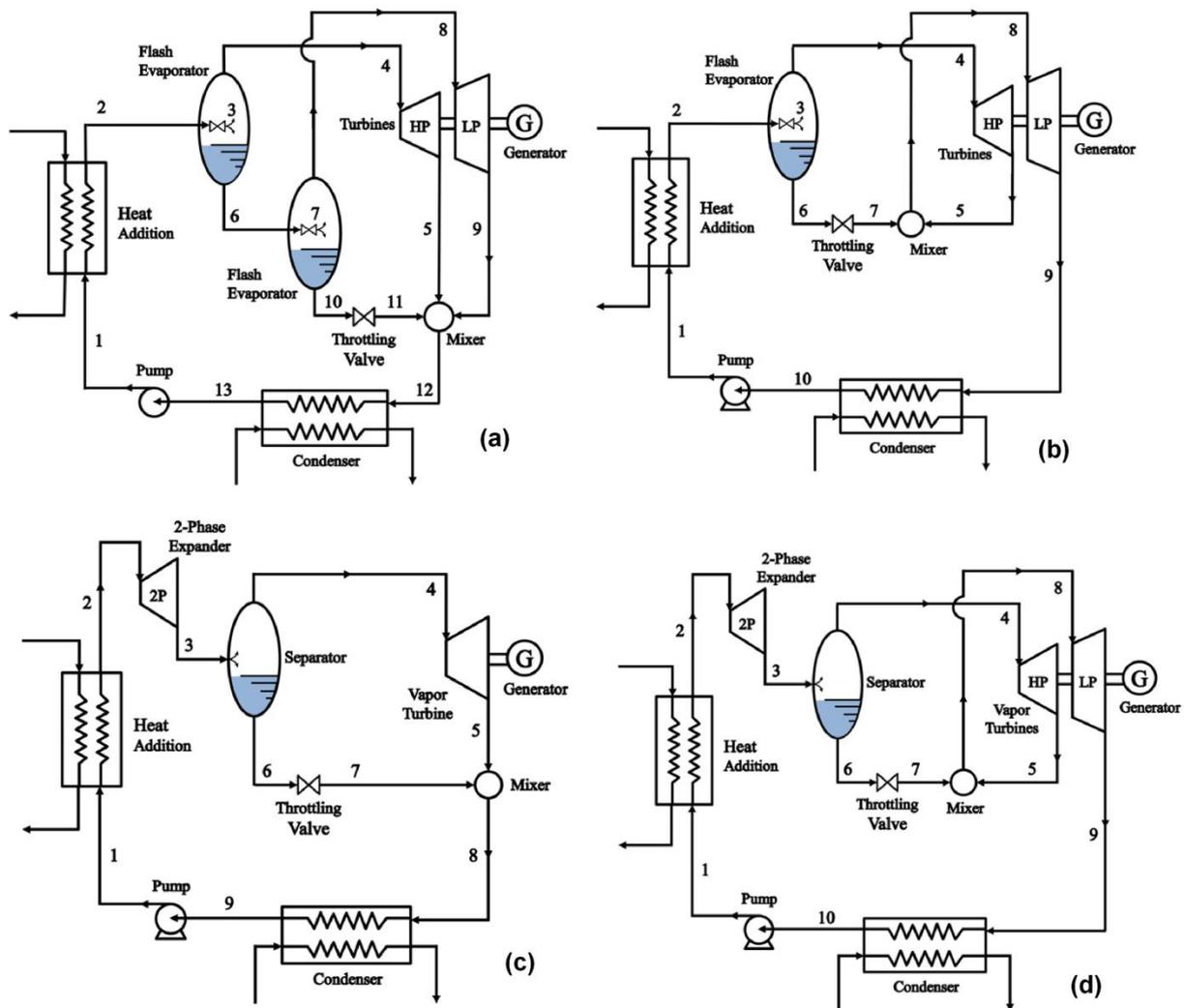


Figure 2. 22. Schéma d'un cycle OFC à double-condensation (a), cycle OFC modifié (b), cycle OFC avec un détendeur diphasique (c) et cycle OFC modifié avec un détendeur diphasique [108]

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Le cycle OFC présente des potentiels pour la récupération et la valorisation des rejets thermiques à température moyenne et élevée.

Parmi les configurations du cycle ORC mentionnés ci-dessus, le cycle organique de Rankine sous-critique est le moins complexe et demande le moins de maintenance. En effet, dans une recherche [93] réalisée par GE Global Research (<http://ge.geglobalresearch.com>) pour la combinaison d'un cycle ORC et les systèmes géothermiques améliorés (Enhanced Geothermal Systems – EGS en anglais), plusieurs configurations du cycle ORC avec plusieurs fluides de travail sont étudiées pour diminuer le coût moyen actualisé de l'électricité (Levelized Cost of Electricity – LCOE en anglais). Selon les résultats de cette étude, il est trouvé que le LCOE est diminué quand la température de ressource géothermique augmente (voir Figure 2. 23).

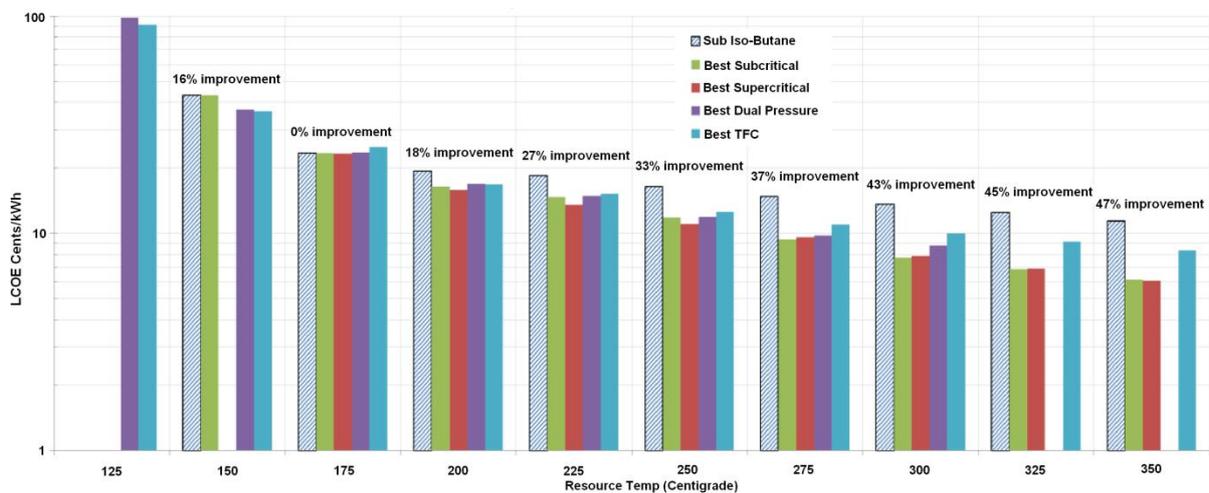


Figure 2. 23. Comparaison du coût moyen actualisé de l'électricité vs. Gamme de température de source de chaleur de différentes configurations du cycle ORC [93]

En comparant des différentes configurations du cycle ORC avec le cycle ORC sous-critique utilisant l'isobutane comme fluide de travail, les auteurs ont trouvé qu'avec une ressource de température 175 °C, il n'y aucune amélioration au niveau de coût moyen actualisé de l'électricité des différentes configurations d'ORC par rapport au cycle sous-critique utilisant isobutane.

Avec une ressource géothermique de température inférieure à 175 °C, le cycle trilatéral-flash présente le LCOE le plus haut parmi quatre cycles étudiés. Cependant, l'électricité produite à une si faible température reste encore relativement chère (36.5 cents/kWh⁵ pour le cycle trilatéral optimum à une température de ressource de 150 °C).

⁵ 0.365 \$/kWh

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Quand la température du fluide géothermique est supérieure à 175 °C, les cycles supercritiques et sous-critiques deviennent les choix les plus performants. D'après les auteurs, le cycle à double pression ne présente pas d'intérêt en termes de LCOE en raison de surcoût associé au dispositif supplémentaire demandé pour la boucle à faible pression, sans profit significatif énergétique à partir de la deuxième boucle.

Pour les deux candidats potentiels à moyenne et haute température, c.à.d. le cycle sous-critique et supercritique, le cycle supercritique est le meilleur en terme de LCOE aux températures moyennes supérieures à 175 °C. Cependant, cet intérêt disparaît quand le fluide géothermique travaille à une température supérieure à 275 °C. Cela peut être expliqué par la pression opérationnelle extrêmement élevée du cycle ORC supercritique qui demande des équipements coûteux pour maintenir les conditions supercritiques du fluide de travail.

2.2.3. Situation actuelle de la recherche du cycle ORC

Actuellement, les cycles organiques de Rankine suscitent beaucoup d'attention en recherche et développement (R&D) pour la génération d'électricité à partir des sources thermiques à basse température. Un grand nombre de projets R&D sont exécutés pour l'utilisation des cycles ORC. Sur le site du Centre de Connaissance du cycle ORC (www.kcorc.org), plusieurs projets R&D sur la technologie ORC sont listés et subdivisés selon leur source de financement. Quelques projets actuels sont présentés ci-dessous:

2.2.3.1. Financement Européen

1. H-REII Demo (Heat Recovery in Energy Intensive Industries)

Période: 01/2012 – 09/2014

Budget total: 4 448 876 €

Financement: Programme LIFE UE (<http://ec.europa.eu/environment/life>)

Objectifs:

- Prolonger les résultats obtenus au niveau national avec le projet H-REII, au niveau Européen
- Développer dans le secteur de l'acier le premier prototype de récupération de chaleur dans four à arc électrique (EAC – Electric Arc Furnace en anglais) en utilisant la technologie ORC, qui est totalement intégrée dans une installation d'extraction de fumées. Cela devrait mener à une réduction significative de la

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

consommation totale d'énergie et une amélioration de la performance de l'installation d'épuration des fumées dans les applications des industries très consommatrices en énergie (industrie sidérurgique, ciment, verre, etc.)

- Promouvoir la création d'une plateforme technologique européenne concernant l'efficacité énergétique et la durabilité en industrie, grâce au réseau existant des contacts et la participation en cours des partenaires du projet dans les groupes de travail dédiés italiens et européens.

Website: www.hreii.eu/demo/en/project.php

2. LOVE (Low-temperature Heat Valorization Towards Electricity Production)

Période: 01/10/2011 – 31/03/2014

Budget total: 5 061 351 €

Financement: EU-FP7 Energy (<http://cordis.europa.eu/fp7/energy/>)

Objectifs:

- Identifier les secteurs les plus intéressants pour la valorisation de chaleur industrielle fatale (ex. ciment, sidérurgie, alimentaire)
- Concevoir les technologies spécifiques pour les environnements hostiles
- Appliquer les résultats à l'industrie du ciment, sélectionnée comme cas d'étude
- Développer les méthodologies complètes assistées par ordinateur pour la prise de décision en ce qui concerne la valorisation des sources de chaleur à basse température.

Website: <http://love.epfl.ch/>

3. BRICKER (Total Renovation Strategies for Energy Reduction in Public Building)

Période: 01/10/2013 – 30/09/2017

Budget total: 8 600 000 €

Financement: EC FP7 Grant N° 609071

Objectifs: BRICKER est un projet de démonstration pour développer un système évolutif, reproductible, de haute efficacité énergétique, à zéro émission et rentable pour rénover les bâtiments du secteur public (non résidentiel) existant pour accomplir au moins 50 % de réduction de consommation énergétique.

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Website: <http://www.bricker-project.com>

4. CPV/Rankine (Improving the Performance of Concentrating PV by Exploiting the Excess Heat through a low temperature Supercritical ORC)

Période: 01/2013 – 01/2015

Financement: EU's FP7 programme, grant no. 315049

Objectifs: l'objectif du projet est d'étudier largement le procédé intégré CPV/T-SCORC et de développer, de construire et tester un système hybride à petite échelle avec une capacité de 14 kWp, récupérant la chaleur par le procédé SCORC pour la génération d'électricité. Une réduction significative de coût électrique spécifique est anticipée, atteignant 0.12 €/kWh à la fin du projet et même plus faible quelques années après.

Website: <http://cpvrankine.aua.gr>

5. NoWaste (Engine Waste Heat Recovery and Re-Use)

Période: 10/2011 – 05/2015

Budget total: 4 703 600 €

Financement: FP7

Objectifs: le projet est dévolu au développement d'un cycle thermodynamique (Rankine) et des composants liés pour convertir la chaleur perdue en électricité puis son intégration à un moteur et sur un véhicule (camion) de démonstrateur. La performance cible du projet:

- Economie de carburant: > 12 % de réduction de consommation de carburant au niveau de véhicule sur un cycle de référence
- Coût (pour fabrication d'équipement d'origine): < 4500 €/système
- Poids: < 150 kg

Website: <http://nowasteproject.eu>

2.2.3.2. Financements nationaux

1. Fluid mixtures for ORC-process

Période: 2010 – 2015

Budget total: 399 854 €

Financement: Fondation de Recherche Allemande (German Research Foundation - DFG)

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Objectifs: durant le projet, les composants et les concentrations potentiels des mélanges pour les sources de chaleur à moyenne et haute température sont identifiés par simulation des procédés. Les cycles sous-critiques et transcritiques sont examinés. De plus, une installation de test pour les mesures de transfert de chaleur est réalisée pour évaluer si l'augmentation du rendement compense la réduction des coefficients de transfert de chaleur.

Website: www.lttt.uni-bayreuth.de

2. TREENERGY (Efficacité énergétique des trains via la récupération de la chaleur des gaz d'échappement par cycle de Rankine)

Début et durée: 01/2013 – 12/2015

Budget total: 2 600 000 €

Aide de l'ANR⁶: 1 218 993 €

Référence projet: ANR-12-VPTT-0009

Objectifs: le projet TREENERGY vise à évaluer l'intérêt d'utiliser un cycle de Rankine, afin de récupérer une partie de la chaleur dissipée dans les gaz d'échappement des moteurs Diesel et d'accroître ainsi l'efficacité des «power packs» Diesel.

Website: http://projet.ifpen.fr/Projet/jcms/xnt_85540/trenergy

3. DryRSP (Système de refroidissement sec et de production d'eau pour centrale électrosolaire thermodynamique à cycle de Rankine)

Début et durée: 02/2013 – 48 mois

Aide de l'ANR: 800 470 €

Référence projet: ANR-12-SEED-0004

Objectifs: la finalité du projet DryRSP est de concevoir et de valider un système innovant de refroidissement sec de cycles Rankine en mesure d'évacuer la chaleur de condensation sans consommation d'eau, de sous refroidir le cycle en dessous de la température sèche et le cas échéant de produire de l'eau par condensation nocturne de l'humidité de l'air

4. ORC – Micro Power Plant

Période: 2011 – 2013

Budget total: 324 400 €

⁶ L'Agence Nationale de la Recherche

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Financement: la fondation Bavaroise pour la recherche (Allemagne)

Objectifs: les partenaires du projet développent un module ORC avec une capacité électrique < 50 kW. Une micro-turbine innovante et l'évaporation directe du fluide de travail sont réalisées. La sélection du fluide de travail et la conception des composants sont suivis par la construction d'une installation de démonstration d'une capacité électrique de 20 kW.

Website: <http://www.zet.uni-bayreuth.de>

5. SCORC (Supercritical-ORC)

Période: 2013 – 2015

Budget total: 769 359 €

Financement: National Funded, Program SYNERGASIA II (Grèce)

Objectif: le projet a pour objectif de développer et mettre sur le marché un moteur de Rankine organique supercritique de basse température (80 – 100 °C) de petite puissance (5 – 10 kWe) pour exploiter efficacement et rentablement les ressources thermiques énormes de basse température pour la génération d'électricité.

Website: <http://www.aua.gr/~gpap/>

6. Two-stage-RO-Rankine

Période: 2011 – 2014

Budget total: 731 673 €

Financement: Programme SYNERGASIA I (Grèce)

Objectif: le projet a pour objectif de développer, concevoir et évaluer expérimentalement une unité de dessalement par osmose inverse avec le travail mécanique produit par une unité d'ORC de 2 – étages.

Website: <http://solar-orc-ro.aua.gr>

7. ORCNext – (The next generation organic Rankine cycles)

Période: 02/2012 – 02/2016

Budget total: 2 657 300 €

Financement: Programme IWT SBO(Belgique)

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Objectif: première recherche a pour objectif de développer de nouvelles architectures du cycle ORC pour augmenter le rendement. Deuxième recherche est d'examiner les systèmes efficace pour les gammes de petite puissance.

Website: www.orcnext.be

8. CC-PowerTraine

Période: 11/2013 – 11/2017

Budget total: 1 M€

Financement: STW (Fondation néerlandaise de la technologie), Dana Spicer

9. Cycle ORC supercritique solaire pour l'énergie et la chaleur industrielle

Début: 03/2012

Budget total: 1 700 000 \$

Aide de l'ARENA⁷: \$812 000 (Australie)

Objectif: ce projet va démontrer la capacité d'un système solaire thermodynamique innovant pour fournir l'électricité 24h/7j en utilisant un stockage solaire thermodynamique et en opérant comme une centrale automatisée en conjonction avec un appoint à gaz.

2.2.3.3. Financement privé

1. MarineORC

Période: 2013 – 2014

Budget total: 92 250 €

Financement: Det Norske Veritas (Norvège)

Objectif: concevoir et tester un prototype expérimental d'un cycle ORC sous-critique pour la récupération de chaleur à partir des moteurs diesels de bateaux. La puissance du moteur ORC est à peu près de 5 kWe avec la chaleur entrante de 50 kWth (température maximale de fluide organique est de 150 – 200 °C)

2. Sun2Power (Sun2Power – Micro – Solar CSP Plant)

Période: 2010 – 2014

Coordinateur du projet: Université de Liège (Belgique)

⁷ Australian Renewable Energy Agency

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Budget total: $\pm 150\ 000$ €

Objectif: le but du projet est de développer et installer une microcentrale solaire thermodynamique au sud de la France. La puissance cible est de quelques kWe.

2.2.4. Applications et marché du cycle ORC

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

2.2.4.1. Energie géothermique

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

Un système géothermique est basé sur la chaleur, la perméabilité et l'eau. La chaleur du centre de la Terre, atteint parfois la surface comme la lave volcanique, mais reste souvent au-dessous de la croûte de la planète, chauffant la roche et l'eau à proximité. L'eau chaude ou la vapeur d'eau peut être piégée dans des roches perméables ou poreuses sous une couche de roche imperméable. Un réservoir géothermique peut donc se former.

L'énergie géothermique peut être utilisée pour la production d'électricité, des objectifs de chauffage commercial, industriel et résidentiel direct (voir Figure 2. 24). Actuellement, il existe plusieurs configurations de centrale géothermique.

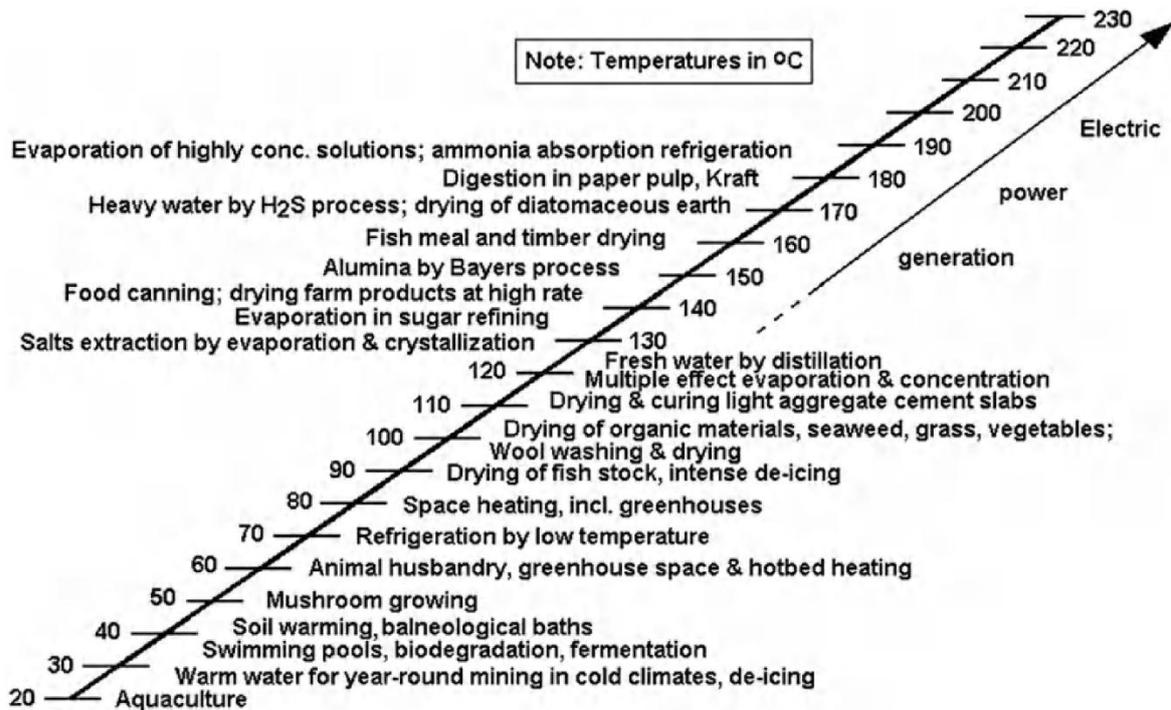


Figure 2. 24. Diagramme modifié de Lindal pour les applications de fluides géothermiques [109]

- Centrale à vapeur d'eau à mono-condensation (single-flash steam power plants)
- Centrale à vapeur d'eau à double-condensation (double-flash steam power plants)
- Centrale à vapeur d'eau sèche
- Centrale à cycle binaire

Les systèmes de conversion d'énergie géothermique avancés: systèmes hybrides de mono- et double-condensation, systèmes hybrides des centrales à condensation et des centrales à cycle binaire.

2.2.4.2. Biomasse

Brûler la biomasse et le pétrole fossile libère le dioxyde de carbone (CO₂) en atmosphère. Cependant, la combustion de l'énergie fossile libère CO₂ emprisonné depuis des millions d'années dans la Terre, influant sur le cycle naturel du CO₂ et amenant à une augmentation de la concentration en CO₂ de l'atmosphère. Au contraire, la combustion de biomasse fait retourner simplement en atmosphère le CO₂ qui est absorbé quand les plantes grandissent pendant une courte période de temps (de quelques années à environ une décennie). La même quantité de CO₂ absorbée de l'air via le procédé de la photosynthèse pendant le développement des plantes est remis à l'environnement par la combustion de biomasse. Donc,

il n'y a pas de variation nette du CO₂ dans l'atmosphère, c.à.d. une transformation neutre en CO₂, si le cycle de croissance et de la récolte est durable. C'est pourquoi, la biomasse peut être considérée comme une ressource d'énergie renouvelable (Figure 2. 25). Quelques émissions nettes de CO₂ se produisent si la production (la plantation, la récolte ou le traitement) ou le transport de biomasse font appel à l'utilisation des carburants fossiles.

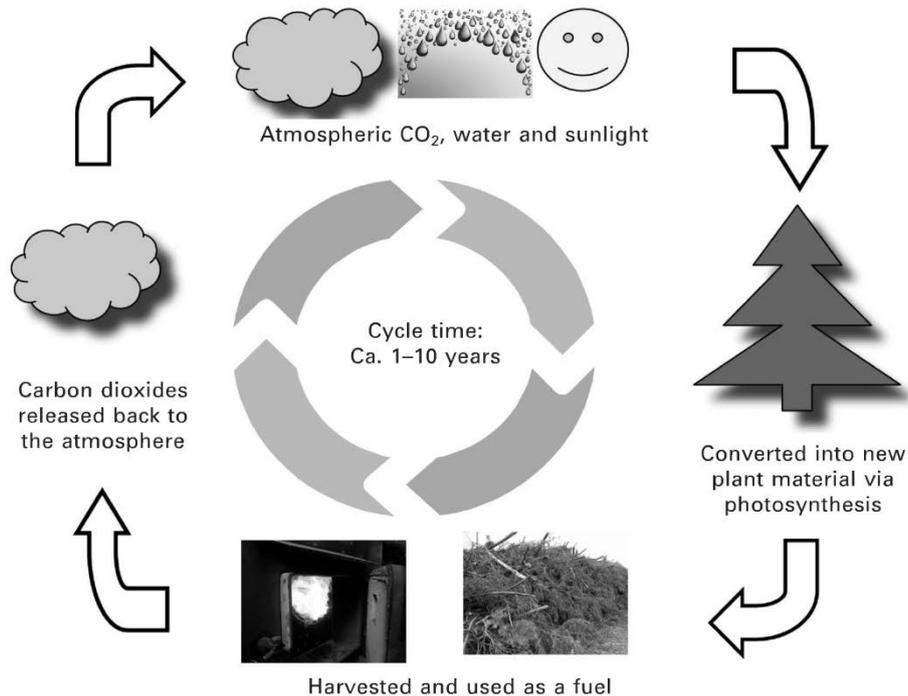


Figure 2. 25. Biomasse est une ressource d'énergie renouvelable [14]

La biomasse est le plus convenable des systèmes décentralisés de cogénération de petite et de moyenne échelle⁸ malgré les faibles valeurs de chaleur de combustion (comparée aux carburants fossiles (Tableau 2. 3)). Depuis peu, les recherches relatives aux systèmes de cogénération de petite et moyenne échelle attirent beaucoup d'attention dans le monde. Dans le travail de Dong et al. [111], une revue des technologies de cogénération est réalisée; en particulier, les technologies basées sur la génération d'électricité par un cycle ORC. En effet, le nombre de sites basé sur des systèmes ORC pour la valorisation de biomasse est le plus important par rapport aux autres applications du cycle organique de Rankine dans le monde. Actuellement, Turboden fournit des solutions pour la cogénération avec la capacité de puissance électrique de 200 à 15000 kWe.

⁸ Directive Européenne de cogénération 2004/8/EC définit les unités de cogénération de « moyenne – échelle » comme celles avec les capacités de puissance électrique moins 1000 kWe, alors que les unités de « petite – échelle » sont celles avec une puissance électrique moins que 50 kWe

Tableau 2. 3. Valeur moyenne nette de chaleur de combustion des carburants solides de biomasse

Carburant	Valeur nette calorifique	
	GJ/tonne	GJ/m ³
Bois (vert, 60 % humide)	6	7
Bois (séché à air, 20 % humide)	15	9
Bois (séché au four, 0 % humide)	18	9
Herbe (fraîchement coupés)	4	3
Paille (récolté, emballé)	15	1.5
Ordures ménagères (collectées)	9	1.5
Charbon (moyenne au Royaume-Uni)	28	50

2.2.4.3. Récupération et valorisation des rejets thermiques industriels

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

2.2.4.4. Energie solaire concentrée

L'énergie solaire concentrée est une technologie par laquelle le rayonnement du soleil est concentré par un collecteur solaire et transféré à un fluide à haute température. L'énergie thermique est convertie en électricité dans un cycle thermodynamique. Deux possibilités pour la conception des centrales solaires ORC en termes de température maximale du fluide de travail peuvent être distinguées. Les centrales de température moyenne (> 250 °C) imposent un rendement élevé de conversion mais un moteur cher et des collecteurs coûteux. Les centrales solaires de basse température (< 150 °C) amènent au contraire à faible rendement avec des composants moins cher comparativement.

2.2.4.5. Fournisseurs des modules ORC

Actuellement, plusieurs fabricants fournissent des modules ORC complets pour les applications différentes. Deux fournisseurs principaux de modules ORC sont ORMAT, une entreprise israélienne, focalisant sur l'utilisation des systèmes ORC pour les centrales géothermiques et Turboden, une compagnie italienne, qui est connue comme le leader européen pour la fabrication de modules ORC, surtout pour la valorisation de biomasse. Par collecte des données actuelles sur les sites web des fournisseurs, la répartition de puissance installée par les systèmes ORC par fournisseur est présentée dans la Figure 2. 26. Les informations des autres fournisseurs des solutions d'ORC sont présentées dans le Tableau 2. 4.

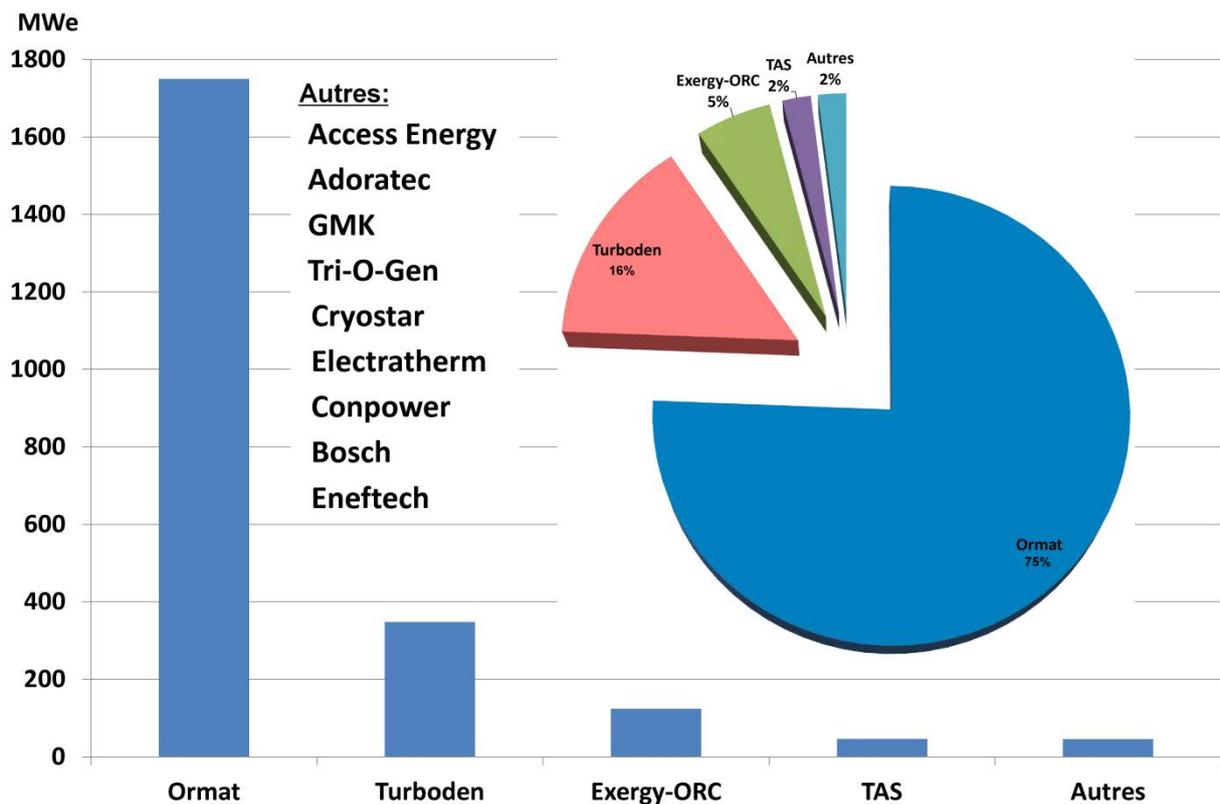


Figure 2. 26. Nombre de MWe produite par le système ORC fournis par les fournisseurs dans le monde⁹

En effet, si on s'intéresse au nombre de références, la plupart des systèmes ORC ont été installés pour des applications de biomasse (246 références pour Turboden). Viennent ensuite les applications de géothermie et de récupération de chaleur. Les applications solaires thermodynamiques ne représentent qu'une très petite partie des références. Par contre, si la puissance installée est considérée comme le critère pour évaluer la répartition des applications

⁹ Les données sont collectées à partir des sites du web des fournisseurs des modules ORCs

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

des cycles ORC, la grande majorité des références concerne des applications géothermiques. Selon l'étude de Greif et al. [112], 55 % de puissance installée par les systèmes ORC est pour la géothermie; le pourcentage de puissance installée pour les applications de biomasse et de récupération de chaleur est 22 % pour chacune; l'électricité produite par les installations d'ORC dans des centrales solaires thermodynamiques ne représente que 1 % de puissance totale (voir la Figure 2. 27).

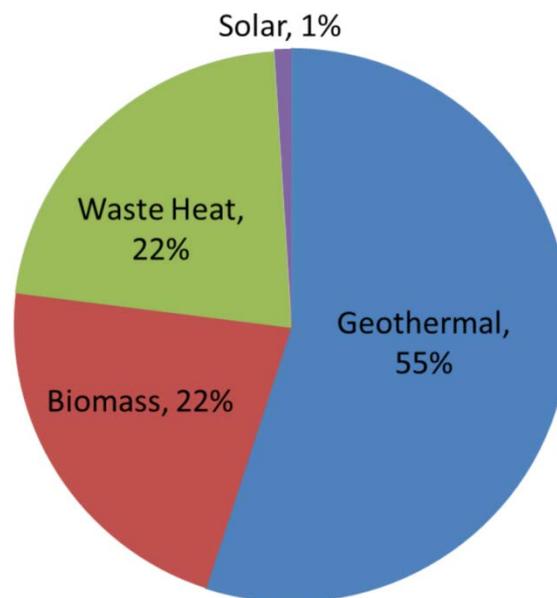


Figure 2. 27. Répartition des applications principales du système ORC par la puissance électrique installée [113]

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Tableau 2. 4. Fournisseurs des modules ORC

<p>Bosch KWK Systeme GmbH Justus-Kilian-Straße 29-33 D-35457 Lollar, Germany Tel: +49 6406 9103-0 Fax: +49 6406 9103-30 E-mail: info.kwk@de.bosch.com www.bosch-kwk.de</p>	<p>Puissance: 75 – 350 kWe Rendement: 10 % à 120 °C Fluide de travail: R245fa Détendeur: turbine Température de source thermique: 100 – 150 °C Applications: récupération de chaleur, cogénération</p>
<p>Access Energy 16323 Shoemaker Ave, Cerritos CA 90703, USA Tel: +1 562 293 1660 Fax: +1 562 293 1689 E-mail: sales@access-energy.com www.access-energy.com</p>	<p>Puissance: 125 kWe brut Rendement: N/A Fluide de travail: R245fa Détendeur: détendeur à spirale ou à vis Température de source thermique: 121 – 177 °C (moyenne), > 95 °C (basse) Applications: géothermie, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>
<p>Cryostar SAS 2 Rue de l'Industrie ZI BP 48 68220 Héisingue, FRANCE Tel: +33 389 70 27 27 / +33 389 70 00 00 Fax: + 33 389 70 27 77 E-mail: info@Cryostar.com www.cryostar.com</p>	<p>Puissance: 500 – 15000 kWe Rendement: Fluide de travail: hydrocarbures, réfrigérants Détendeur: turbine radiale Température de source thermique: > 90 °C Applications: géothermie, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>
<p>Dürr Cyplan Ltd. Carl-Benz-Str. 34 74321 Bietigheim-Bissingen, Germany Tel: +49 7142 78-2914 Fax: +49 7142 78-55 2469 E-mail: info@durr-cyplan.com www.durr-cyplan.com</p>	<p>Puissance: 70 – 500 kWe Rendement: 6 – 9 % (source thermique de 90 – 150 °C), 17 – 22 % (source thermique > 300 °C) Fluide de travail: huile de silicone, hydrocarbures Détendeur: turbogénérateur Température de source thermique: 90 – 600 °C Applications: géothermie, cogénération, récupération de chaleur</p>
<p>ElectraTherm 4750 Turbo Circle Reno, Nevada 89502, USA Tel: 877-883-7101 Fax: (775) 398-4672 http://electratherm.com</p>	<p>Puissance: 65 – 110 kWe Rendement: N/A Fluide de travail: R245fa Turbine: Détendeur à vis Température de source thermique: 77 – 116 °C Applications: géothermie, biomasse, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Tableau 2. 4 (Continue 1) Fournisseurs des modules ORC

<p>Eneftech Innovation SA Route de Champ-Colin, 2C CH-1260 Nyon, Suisse Tel: +41 22 994 04 20 Fax: +41 22 566 27 43 E-mail: info@eneftech.com www.eneftech.com</p>	<p>Puissance: 5 – 30 kWe Rendement: 8 – 10 % Fluide de travail: réfrigérants Température de source thermique: 125 – 200 °C Détendeur: détendeur à spirale Applications: récupération de chaleur, cogénération</p>
<p>Enertime SAS 62-64 rue Jean Jaurès 92800 Puteaux, France Tel: +33 1 75 43 15 40 Fax: +331 75 43 15 41 www.enertime.com</p>	<p>Puissance: jusqu'à 1 MWe Rendement: 17 % Fluide de travail: HFC Détendeur: turbine axiale ou radiale Température de source thermique: 180 – 250 °C Applications: biomasse, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>
<p>Exergy via degli Agresti, 6 40123 Bologna, Italy Tel: +39 0331 18 17 611 Fax: +39 0331 18 17 731 E-mail: info@exergy.it www.exergy-orc.com</p>	<p>Puissance: 500 – 10000 kWe Rendement: 16 – 24 % Fluide de travail: N/A Détendeur: turbine radiale (outflow) Température de source thermique: 80 – 320 °C Applications: géothermie, biomasse, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>
<p>GMK mbH Reuterstraße 5 18211 Bargeshagen, Germany Tel: +49 3 82 30-77 89-0 Fax: +49 3 82 30-77 89-20 E-mail: info@gmk.info http://www.gmk.info</p>	<p>Puissance: 0.5 – 15 MWe Rendement: 9 – 21 % Fluide de travail: GL 160, WL 220 Détendeur: turbines (ex. AFA 10) ou détendeur à vis Température de source thermique: 100 – 300 °C Applications: géothermie, biomasse, récupération de chaleur</p>
<p>Orcan Energy GmbH Rupert-Mayer-Straße 44 81379 München, Germany Tel: +49.89.724 49 97-0 Fax: +49.89.724 49 97-77 E-mail: info@orcan-energy.com www.orcan-energy.com</p>	<p>Orcan ePack 20 est un module pour la génération d'électricité par la récupération de la chaleur perdue à partir des différentes sources thermiques.</p>

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Tableau 2. 4. (Continue 2) Fournisseurs des modules ORC

Verdicorp 4030 N Monroe Street, Tallahassee FL 32303, USA Tel: +1 850 273 4126 Fax: +1 888 280 5176 E-mail: info@verdicorp.com www.verdicorp.com	Puissance: 20 – 310 kWe Rendement: 10.3 – 13.5 % Fluide de travail: R245fa Détendeur: détendeur à vitesse variable, à un étage Température de source thermique: N/A Application: géothermie, biomasse, récupérations des rejets thermiques, centrale solaire thermodynamique
TransPacific Energy Inc. 5650 El Camino Real, Suite 285 Carlsbad, CA 92008 Tel: 760 476 9256 Fax: 760 476 9257 E-mail: information@transpacenergy.com http://transpacenergy.com	Puissance: 100 – 5000 kWe (système complet ou sur mesure) Rendement: jusqu'à 35 % Fluide de travail: R-TPE (mélange) Détendeur: turbines multi-étagées Température de source thermique: 25 – 500 °C Applications: géothermie, biomasse, centrale solaire thermodynamique, récupération de chaleur
Adoratec GmbH Breite Seite 1 D - 74889 Sinsheim, Germany Tel.: +49 431 5708924 Fax: +49 431 5708942 E-mail: maxxtec@maxxtec.com www.adoratec.com	Puissance: 300 – 2400 kWe Rendement: ~ 19 % Fluide de travail: OMTS Détendeur: N/A Température de source de chaleur: > 300 °C Applications: biomasse, récupération de chaleur
Turboden s.r.l. Via Cernaia, 10 25124 Brescia, Italy Tel: +39.030.3552001 Fax: +39.030.3552011 www.turboden.eu	Puissance: 200 – 15000 kWe Rendement: 18 – 20 % (cogénération) Fluide de travail: OMTS, réfrigérants, Solkatherm SES36 Détendeur: turbines axiales Température de source thermique: > 300 °C (cogénération) Applications: géothermie, biomasse, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique
Ormat Technologies, Inc. 6225 Neil Road, Reno Nevada 89511-1136, USA Tel: (775)356-9029 Fax: (775)356-9039 E-mail: info@ormat.com www.ormat.com	Puissance: 250 – 20000 kWe Rendement: N/A Fluide de travail: n-pentane, isobutane Détendeur: turbines axiales Température de source thermique: 150 – 300 °C Applications: géothermie, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique

Chapitre 2: Cycles organiques de Rankine

Tableau 2. 4. (Continue 3) Fournisseurs des modules ORC

<p>TRIOGEN NL Nieuwenkampsmaten 6-01 7472 DE Goor, Netherlands Tel: +31 547 820900 Fax: +31 547 820919 E-mail: info@trioegen.nl www.trioegen.nl</p>	<p>Puissance: 60 – 165 kWe Rendement: N/A Fluide de travail: Toluène Détendeur: turbo-détendeurs radiaux Température de source thermique: > 350 °C Applications: biomasse, récupération de chaleur</p>
<p>Enogia SAS 51 rue Le Chatelier 13015 Marseille, France Tel: +33 (0) 9 51 53 79 09 E-mail: info@enogia.com www.enogia.com</p>	<p>Puissance: 5 – 100 kWe Rendement: N/A Fluide de travail: R134a, R245fa, R365mfc,... Détendeur: micro turbo-détendeur Température de source thermique: 80 – 500 °C Applications: biomasse, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>
<p>Granite power Level 6, 9 Barrack St Sydney NSW 2000 Australia Tel: +61 2 8252 6100 Fax: +61 2 8252 6199 E-mail: info@granitepwr.com www.granitepwr.com</p>	<p>Puissance: jusqu'à 5 MWe Rendement: 11 – 21 % Fluide de travail: N/A Détendeur: N/A Température de source thermique: 125 – 450 °C Applications: géothermie, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>
<p>Infinity Turbine LLC P.O. Box 5617, Madison WI 53705 USA Tel: (608) 238-6001 Fax: (240) 525-2445 E-mail: greg@infinityturbine.com www.infinityturbine.com</p>	<p>Puissance: 10 – 250 kWe Rendement: N/A Fluide de travail: R134a, R245fa Détendeur: turbines radiales Température de source thermique: 80 – 140 °C Applications: géothermie, récupération de chaleur</p>
<p>AQYLON 46, rue René Clair 75892 Paris Cedex 18 France Tel: +33 142 586 337 E-mail: contact@aqylon.com www.aqylon.com</p>	<p>Puissance: 50 – 5000 kWe Rendement: jusqu'à 28 % Fluide de travail: N/A Détendeur: turbines radiales Température de source thermique: 100 – 300 °C Applications: géothermie, biomasse, récupération de chaleur, centrale solaire thermodynamique</p>

Tableau 2. 4. (Continue 4) Fournisseurs des modules ORC

<p>CONPOWER Technik GmbH & Co. KG Schwarze Breite 17 34260 Kaufungen, Germany Tel: +49 561 207 881 -30 Fax: +49 561 207 881 -59 E-mail: technik@conpower.de www.conpower.de</p>	<p>Puissance: 13.5 – 75 kWe Rendement: 8 % Fluide de travail: Solkatherm SES36 Détendeur: turbine radial mono-étagé Température de source thermique: 85 °C Applications: biomasse, récupération de chaleur</p>
<p>DeVeTec GmbH Altenkesseler Straße 17/D2 66115 Saarbrücken, Germany Tel: +49 681 830 788 0 Fax: +49 681 830 788 12 E-mail: info@devetec.de www.devetec.de</p>	<p>Puissance: 100 – 200 kWe Rendement: 18 % Fluide de travail: Ethanol Détendeur: machine à piston Température de source thermique: > 240 °C Applications: biomasse, récupération de chaleur</p>
<p>Echogen Power Systems, LLC 365 Water Street, Akron OH 44308, USA Tel: 234 542 4379 Fax: 330 379 2357 E-mail: info@echogen.com www.echogen.com</p>	<p>Puissance: 8 Mwe brut Rendement: N/A (chaleur fournie: 33.3 MW) fluide de travail: CO₂ Détendeur: turbine radiale mono-étagée Température de source thermique: 532 °C (standard) Applications: géothermie, récupération de chaleur, énergie solaire</p>

2.3. Conclusions

Ce chapitre avait pour l'objectif de faire comprendre le principe du fonctionnement d'un cycle organique de Rankine basé sur le cycle de Rankine mais utilisant un composé organique de basse température d'ébullition à la pression atmosphérique, en remplacement de l'eau comme fluide de travail. Une brève histoire des systèmes ORC a été présentée en citant des événements importants sur l'évolution du développement de ce type de cycle thermodynamique. Le savoir scientifique de plusieurs configurations potentielles de cycle ORC a été abordé avec une comparaison technique des différentes configurations. Actuellement, le cycle ORC sous-critique est la configuration la plus utilisée pour sa simplicité, sa sécurité et sa stabilité de fonctionnement. Le cycle ORC supercritique présente également des potentiels pour l'amélioration de la performance et de la rentabilité des projets de production d'électricité à basse température. Les autres configurations de centrales ORC

apportent aussi des intérêts pour la transformation de la chaleur en électricité mais demandent encore des efforts de R&D pour la faisabilité et la rentabilité des projets.

Le marché de la technologie ORC est mentionné dans le chapitre en focalisant sur quatre applications principales ; la géothermie, la biomasse, la récupération de chaleur et l'énergie solaire thermodynamique. Parmi ces applications, les centrales géothermiques produisent la plus grande puissance électriques. Alors que, le plus grand nombre des installations d'ORC est trouvé pour l'application de biomasse. Les informations de plusieurs fournisseurs de modules ORC sont également collectées et présentées dans ce chapitre pour une vision générale du marché de la technologie ORC.

Dans le chapitre suivant, différentes alternatives de fluides de travail des cycles ORC, seront présentées. Une procédure générale de sélection des fluides basée sur plusieurs critères liés aux performances et à la sécurité des fluides sera également mise en lumière à partir des données bibliographiques. Une revue assez exhaustive de la littérature scientifique se rapportant à la sélection des fluides de travail utilisés sera aussi opérée.

Références

- [1] S. Carnot, *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Paris: Bachelier, 1824.
- [2] E. Rathakrishnan, *Fundamentals of engineering thermodynamics* PHI Learning Pvt. Ltd., 2005.
- [3] S. Klein and G. Nellis, *Thermodynamics*: Cambridge University Press, 2011.
- [4] T. K. Ghosh and M. A. Prelas, *Energy Resources and Systems: Volume 1: Fundamentals and Non-Renewable Resources*: Springer, 2009.
- [5] M. A. B. Yunus A. Cengel. (2006). *Thermodynamics an engineering approach (fifth ed.)*.
- [6] R. Radermacher, "Thermodynamic and heat transfer implications of working fluid mixtures in Rankine cycles," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 10, pp. 90-102, June 1989.
- [7] H. Lorenz, "Die ermittlung der grenzwerte der thermodynamische energie umwandlung," *Zeitschrift gesamte Kälteindustrie*, vol. 2, 1895.
- [8] A. A. Hasan, D. Y. Goswami, and S. Vijayaraghavan, "First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source," *Solar Energy*, vol. 73, pp. 385-393, 2002.
- [9] A. Vidal, R. Best, R. Rivero, and J. Cervantes, "Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method," *Energy*, vol. 31, pp. 3401-3414, 2006.
- [10] W. H. Wisler, *Energy Resources: Occurrence, Production, Conversion, Use*: Springer, 1999.
- [11] W. J. M. Rankine, *A Manual of the Steam Engine and Other Prime Movers*: Richard Griffin & Company, 1859.
- [12] M. Feidt, *Energétique : Concepts et applications Cours et exercices corrigés*: Dunod, 2006.
- [13] G.-A. Hirn, "Mémoire sur la théorie de la surchauffe dans les machines à vapeur," *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, vol. 28, pp. 5-106, 1857.

- [14] R. Beith, *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials And Applications*: Elsevier, 2011.
- [15] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [16] L. Y. Bronicki, "Short Review of the Long History of ORC Power Systems," presented at the 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherland, 2013.
- [17] T. M. o. R. Technology. (2011). *Ether and Chloroform Engines*. Available: <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/ether/ether.htm>
- [18] C. M. Invernizzi, *Closed Power Cycles - Thermodynamic Fundamentals and Applications* vol. 11, 2013.
- [19] T. M. o. R. Technology. (2011, January 16). *Alcohol Engines*. Available: <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/alcohol/alcohol.htm>
- [20] P. Towne. (1991, December 18). *The Naphtha Engine*. Available: <http://gasengine.farmcollector.com/Gas-Engines/The-Naphtha-Engine.aspx>
- [21] L. C. Spencer, "A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950," *Solar Energy*, vol. 43, pp. 191-196, 1989.
- [22] M. M. El-Wakil, *Power plant Technology*: McGraw-Hill, 1984.
- [23] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325-342, 2013.
- [24] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [25] O. Badr, P. W. O'Callaghan, M. Hussein, and S. D. Probert, "Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines," *Applied Energy*, vol. 16, pp. 129-146, 1984.
- [26] H. M. Curran, "Use of Organic Working Fluids in Rankine Engines," *Journal of Energy*, vol. 5, pp. 218-223, July 01 1981.
- [27] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, and V. Lemort, "Working fluid selection and operating maps for organic Rankine cycle expansion machines," presented at the International Compressor Engineering Conference Purdue, 2012.
- [28] O. Badr, P. W. O'Callaghan, and S. D. Probert, "Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources," *Applied Energy*, vol. 36, pp. 263-292, 1990.
- [29] X. D. Wang, L. Zhao, J. L. Wang, W. Z. Zhang, X. Z. Zhao, and W. Wu, "Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa," *Solar Energy*, vol. 84, pp. 353-364, 2010.
- [30] V. M. Nguyen, P. S. Doherty, and S. B. Riffat, "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 169-181, 2001.
- [31] W. Yagoub, P. Doherty, and S. B. Riffat, "Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1604-1610, October 2006.
- [32] N. Inoue, A. Kaneko, H. Watanabe, T. Uchimura, and K. Irie, "Development of Electric Power Generation Unit Driven by Waste Heat: Study on Working Fluids and Expansion Turbines," pp. 927-938, January 1 2007.
- [33] S. H. Kang, "Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid," *Energy*, vol. 41, pp. 514-524, 2012.

- [34] G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang, and J. Ji, "Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle," *Energy*, vol. 36, pp. 3215-3223, 2011.
- [35] J. Li, G. Pei, Y. Li, D. Wang, and J. Ji, "Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures," *Energy*, vol. 38, pp. 85-95, 2012.
- [36] R. Zanelli and D. Favrat, "Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander–Generator," presented at the International Compressor Engineering Conference, Purdue, 1994.
- [37] J. A. Mathias, J. J. R. Johnston, J. Cao, D. K. Priedeman, and R. N. Christensen, "Experimental Testing of Gerotor and Scroll Expanders Used in, and Energetic and Exergetic Modeling of, an Organic Rankine Cycle," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 131, pp. 012201-012201, February 5 2009.
- [38] R. B. Peterson, H. Wang, and T. Herron, "Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 222, pp. 271-282, May 1 2008.
- [39] R. B. P. H. Wang, T. Herron, "Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2009, pp. 836-872.
- [40] W. Wang, Y.-t. Wu, C.-f. Ma, L.-d. Liu, and J. Yu, "Preliminary experimental study of single screw expander prototype," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 3684-3688, 2011.
- [41] J. S. Baek, E. A. Groll, and P. B. Lawless, "Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 141-151, March 2005.
- [42] B. Zhang, X. Peng, Z. He, Z. Xing, and P. Shu, "Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO₂ cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1629-1636, June 2007.
- [43] B. Yang, X. Peng, Z. He, B. Guo, and Z. Xing, "Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 2289-2296, August 2009.
- [44] G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, and S. B. Riffat, "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications," *Fuel*, vol. 96, pp. 374-382, 2012.
- [45] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 3094-3102, 2009.
- [46] S. D. V Lemort, "Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 226, pp. 126-136, 2012 2012.
- [47] D. Manolakos, G. Papadakis, S. Kyritsis, and K. Bouzianas, "Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination," *Desalination*, vol. 203, pp. 366-374, 2/5/ 2007.
- [48] L. Guangbin, Z. Yuanyang, L. Liansheng, and S. Pengcheng, "Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 2073-2079, October 2010.
- [49] T. Saitoh, N. Yamada, and S.-i. Wakashima, "Solar rankine cycle system using scroll expander," *Journal of Environment and Engineering*, vol. 2, pp. 708-719, 2007.
- [50] H. J. Kim, J. M. Ahn, I. Park, and P. C. Rha, "Scroll expander for power generation from a low-grade steam source," *Proceedings of the Institution of Mechanical*

- Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 221, pp. 705-711, August 1 2007.
- [51] B. Vanslambrouck, I. Vankeirsbilck, S. Gusev, and M. De Paepe, "Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle," in *2nd European conference on Polygeneration* Tarragona, Spain, 2011, pp. nn-mm.
- [52] K. J. Harada, "Development of a Small Scale Scroll Expander," Master of Science, Mechanical Engineering, Oregon State University, 2010.
- [53] Z. Gu and H. Sato, "Optimization of cycle parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation," *Energy Conversion and Management*, vol. 42, pp. 1409-1416, 2001.
- [54] Z. Gu and H. Sato, "Performance of supercritical cycles for geothermal binary design," *Energy Conversion and Management*, vol. 43, pp. 961-971, 2002.
- [55] J. Mikielewicz and D. Mikielewicz, "Comparative study of selected fluids for use in supercritical Organic Rankine Cycles," *Archives of Thermodynamics*, vol. 30, pp. 3-15, 2009.
- [56] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 35, pp. 1033-1039, 2010.
- [57] H. Chen, "The conversion of low-grade heat into power using supercritical Rankine cycles," Ph.D. Dissertation, Department of Chemical & Biomedical Engineering, University of South Florida, 2010.
- [58] H. Chen, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power," *Energy*, vol. 36, pp. 549-555, 2011.
- [59] H. Chen and D. Y. Goswami, "Optimizing energy conversion using organic Rankine cycles and supercritical Rankine cycles," presented at the 5th International Conference on Energy Sustainability, Washington DC, 2011.
- [60] X.-R. Zhang and H. Yamaguchi, "An experimental investigation on characteristics of supercritical CO₂-based solar Rankine system," *International Journal of Energy Research*, vol. 35, pp. 1168-1178, 2011.
- [61] S. Karellas, A. Schuster, and A.-D. Leontaritis, "Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 33-34, pp. 70-76, 2012.
- [62] S. Jumel, V. L. Le, M. Feidt, and A. Kheiri, "Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for low-temperature waste heat recovery," presented at the ECEEE Industrial Summer Study, Arnhem, Netherlands, 2012.
- [63] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu, and Y. Li, "Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery," *Energies*, vol. 5, pp. 3233-3247, 2012.
- [64] R. Vidhi, S. Kuravi, D. Yogi Goswami, E. Stefanakos, and A. S. Sabau, "Organic Fluids in a Supercritical Rankine Cycle for Low Temperature Power Generation," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 135, pp. 042002-042002, 2013.
- [65] C. Vetter, H.-J. Wiemer, and D. Kuhn, "Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, pp. 871-879, March 2013.
- [66] B. Dai, M. Li, and Y. Ma, "Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery," *Energy*.

- [67] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson, and P. Platell, "A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2142-2147, 2006.
- [68] E. Cayer, N. Galanis, M. Desilets, H. Nesreddine, and P. Roy, "Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 1055-1063, 2009.
- [69] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, "Comparative analysis of CO₂-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using low-temperature geothermal source," *Science China Technological Sciences*, vol. 53, pp. 1638-1646, 2010.
- [70] E. Cayer, N. Galanis, and H. Nesreddine, "Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1349-1357, 2010.
- [71] Y. Chen, W. Pridasawas, and P. Lundqvist, "Dynamic simulation of a solar-driven carbon dioxide transcritical power system for small scale combined heat and power production," *Solar Energy*, vol. 84, pp. 1103-1110, 2010.
- [72] G. Tao, "Methodology of Regenerator Calculation for Use in Subcritical and Transcritical Organic Rankine Cycle for Low-Temperature Heat Recovery," 2010, pp. 3882-3885.
- [73] Z. Shengjun, W. Huaixin, and G. Tao, "Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2740-2754, 2011.
- [74] F. Vélez, J. Segovia, F. Chejne, G. Antolín, A. Quijano, and M. Carmen Martín, "Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle," *Energy*, vol. 36, pp. 5497-5507, 2011.
- [75] H. Chen, D. Yogi Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2802-2808, 2011.
- [76] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, and R. Cabello, "Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 40-49, 2011.
- [77] Y.-J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, and S. J. Kim, "Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 892-898, 2011.
- [78] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, "Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source," *International Journal of Energy Research*, vol. 35, pp. 530-544, 2011.
- [79] H. Tuo, "Analysis of a Reheat Carbon Dioxide Transcritical Power Cycle Using a Low Temperature Heat Source," *ASME Conference Proceedings*, vol. 2011, pp. 219-225, 2011.
- [80] H. Tuo, "Parametric analysis of a reheat carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature heat source," in *2nd International Conference on Environmental Engineering and Applications IPCBEE*, IACSIT Press, Singapore, 2011, pp. 33-37.
- [81] A. Algieri and P. Morrone, "Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district," *Applied Thermal Engineering*, vol. 36, pp. 236-244, April 2012.

- [82] F. Vélez, F. Chejne, G. Antolin, and A. Quijano, "Theoretical analysis of a transcritical power cycle for power generation from waste energy at low temperature heat source," *Energy Conversion and Management*, 2012.
- [83] H. Tuo, "Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source," *International Journal of Energy Research*, pp. n/a-n/a, 2012.
- [84] H. Tuo, "Thermodynamic analysis of performance improvement by reheat on the CO₂ transcritical power cycle," in *AIP Conference Proceedings*, 2012.
- [85] Y.-J. Baik, M. Kim, K.-C. Chang, Y.-S. Lee, and H.-K. Yoon, "Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation," *Energy*, vol. 47, pp. 70-76, 2012.
- [86] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, and E. Zhou, "Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink," *Applied Energy*, vol. 92, pp. 194-203, 2012.
- [87] Y.-J. Baik, M. Kim, K.-C. Chang, Y.-S. Lee, and H.-K. Yoon, "A comparative study of power optimization in low-temperature geothermal heat source driven R125 transcritical cycle and HFC organic Rankine cycles," *Renewable Energy*, vol. 54, pp. 78-84, 2013.
- [88] G. Shu, L. Liu, H. Tian, H. Wei, and X. Xu, "Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery," *Energy Conversion and Management*, vol. 74, pp. 35-43, 2013.
- [89] Y. M. Kim, C. G. Kim, and D. Favrat, "Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources," *Energy*, vol. 43, pp. 402-415, 2012.
- [90] E. G. Feher, "The supercritical thermodynamic power cycle," *Energy Conversion*, vol. 8, pp. 85-90, 1968.
- [91] I. Piro and S. Mokry, "Thermophysical Properties at Critical and Supercritical Pressures," in *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, A. Belmiloudi, Ed., ed: InTech, 2011.
- [92] D. Mikielewicz and J. Mikielewicz, "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 2357-2362, 2010.
- [93] J. Zia, E. Sevincer, H. Chen, A. Hardy, P. Wickersham, C. Kalra, *et al.*, "High-potential Working Fluids for Next Generation Binary Cycle Geothermal Power Plants," General Electric Global Research DOE/EE0002769-3, June 29 2013.
- [94] J. Xu and C. Liu, "Effect of the critical temperature of organic fluids on supercritical pressure Organic Rankine Cycles," *Energy*, vol. 63, pp. 109-122, 12/15/ 2013.
- [95] N. Rossi, "Testing of a new supercritical ORC technology for efficient power generation from geothermal low temperature resources," presented at the 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherlands, 2013.
- [96] B. Dai, M. Li, and Y. Ma, "Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery," *Energy*, vol. 64, pp. 942-952, January 1 2014.
- [97] D. Maraver, J. Royo, V. Lemort, and S. Quoilin, "Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications," *Applied Energy*, vol. 117, pp. 11-29, 3/15/ 2014.
- [98] D. Walraven, B. Laenen, and W. D'haeseleer, "Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources," *Energy Conversion and Management*, vol. 66, pp. 220-233, February 2013.

- [99] A. Franco and M. Villani, "Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields," *Geothermics*, vol. 38, pp. 379-391, December 2009.
- [100] M. Kanoglu, "Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant," *Geothermics*, vol. 31, pp. 709-724, December 2002.
- [101] P. Ahmadi and I. Dincer, "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2296-2308, May 2011.
- [102] T. S. Kim, H. J. Park, and S. T. Ro, "Characteristics of transient operation of a dual-pressure bottoming system for the combined cycle power plant," *Energy*, vol. 26, pp. 905-918, October 2001.
- [103] I. K. Smith, "Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 207, pp. 179-194, August 1 1993.
- [104] I. K. Smith and R. P. M. da Silva, "Development of the Trilateral Flash Cycle System Part 2: Increasing Power Output with Working Fluid Mixtures," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 208, pp. 135-144, May 1 1994.
- [105] I. K. Smith, N. Stošič, and C. A. Aldis, "Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 3: The Design of High-Efficiency Two-Phase Screw Expanders," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 210, pp. 75-93, 1996.
- [106] J. Fischer, "Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 36, pp. 6208-6219, 2011.
- [107] T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy," *Energy*, vol. 42, pp. 213-223, 2012.
- [108] T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Increased power production through enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC)," *Energy*, vol. 45, pp. 686-695, 2012.
- [109] R. DiPippo, *Geothermal power plants principles, applications, case studies, and environmental impact*. USA: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [110] T. Ho, "Advanced Organic Vapor Cycles for Improving Thermal Conversion Efficiency in Renewable Energy Systems," Doctor of Philosophy Dissertation, Engineering - Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, 2012.
- [111] L. Dong, H. Liu, and S. Riffat, "Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 2119-2126, 2009.
- [112] R. Greif, T. Ho, and S. Mao, "Thermal efficiency from organic flash cycle commercial analysis," University of California, Berkeley 2013.
- [113] T. Ho, S. Mao, and R. Greif, "Thermal efficiency from organic flash cycle market assessment report," University of California, Berkeley 2012.

Chapitre 3 : Fluide de travail

3.1. Introduction

Pour la conception du cycle ORC, l'une des étapes les plus importantes est l'identification du fluide de travail approprié car les propriétés thermo-physiques et de transport des fluides de travail influencent fortement la performance, la taille et la conception du système.

Pour le cycle de Rankine en général et le cycle à vapeur d'eau en particulier, l'eau est un fluide de travail parfait avec de bonnes propriétés, c.à.d. elle est abondante, peu chère, chimiquement stable, thermiquement stable, non-toxique, ininflammable; elle a une viscosité faible, zéro ODP, zéro GWP. Cependant, ce fluide ne peut pas être économiquement employé pour la génération d'électricité à partir d'une source de chaleur à basse température en raison de la température (100 °C) de changement de phase à la pression atmosphérique relativement haute. De plus, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail présente également quelques inconvénients

- Besoin d'une grande surchauffe pour éviter la condensation du fluide pendant l'étape de détente du cycle de Rankine,
- Etape de condensation réalisée à pression inférieure à la pression atmosphérique ce qui contribue à agrandir la taille du système et risque de pénétration de l'air ambiant dans le système.
- Turbines complexes et coûteuses

Pour la production d'électricité à basse température, les fluides organiques à basse température d'ébullition présentent de vrais potentiels. Actuellement, il y a beaucoup de recherches focalisées sur la sélection du fluide de travail pour le système ORC.

Les fluides de travail du système ORC peuvent être classifiés en plusieurs catégories selon la méthode de classification. Quelques catégories de fluides organiques peuvent être présentées comme suit:

- Fluides purs et mélanges (azéotrope, quasi-azéotrope et non-azéotrope)

Chapitre 3: Fluide de travail

- Hydrocarbures (HCs), Perfluorocarbures (PCFs), Chlorofluorocarbures (CFCs), Hydrofluorocarbures (HFCs), Hydrofluoroléfines (HFOs), Hydrofluorochlorocarbures (HCFCs), Siloxanes et Alcools
- Fluides réfrigérants, fluides non réfrigérants
- Fluides mouillants, séchants et isentropiques

La méthode de classification des fluides de travail du cycle ORC grâce à la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme Température-entropie ($T-s$) est souvent utilisée dans la littérature. En effet, selon la pente (ds/dT) de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme $T-s$ (voir Figure 3. 1), les fluides organiques sont classifiés en trois catégories. Les fluides séchants possèdent une pente positive, les fluides mouillants – négative alors que les fluides isentropiques se caractérisent par une courbe verticale de saturation de vapeur. Les exemples des fluides mouillants sont l'eau et l'ammoniac. A cause de la pente négative de la courbe de saturation de vapeur, une étape de surchauffe est nécessaire pour éviter la formation du liquide qui peut endommager les aubages de la turbine pendant l'étape de détente du cycle ORC. Une valeur de 95 % du titre de vapeur du fluide à la sortie de la turbine est parfois utilisée comme une contrainte pour la conception de la machine [1, 2]. Bien que l'étape de surchauffe puisse aider à améliorer le rendement du système, elle est considérée comme un inconvénient en raison des coefficients d'échange thermique faibles qui amènent aux échangeurs volumineux et coûteux [3]. Les fluides isentropiques, ex. R11, et séchants, ex. n-Pentane, ne demandent pas une étape de surchauffe pour satisfaire la contrainte du titre de vapeur à la sortie de la turbine mais plutôt pour améliorer la performance du système si nécessaire. Cependant, si le fluide est « trop sec », la vapeur à la sortie de la turbine est substantiellement surchauffée. Cela est considéré comme une perte et augmente la charge du refroidissement du condenseur [4]. Un récupérateur est très souvent employé pour récupérer l'énergie de la vapeur surchauffée à la sortie de la turbine au profit de la préchauffe du fluide de travail avant d'entrer dans l'évaporateur. Cette récupération améliore le rendement du système mais augmente également la complexité et donc le coût d'investissement du système. Dans le travail de Hung et al. [5], les fluides isentropiques ou quasi-isentropiques sont en général considérés comme les meilleurs candidats pour les fluides de travail de machine ORC.

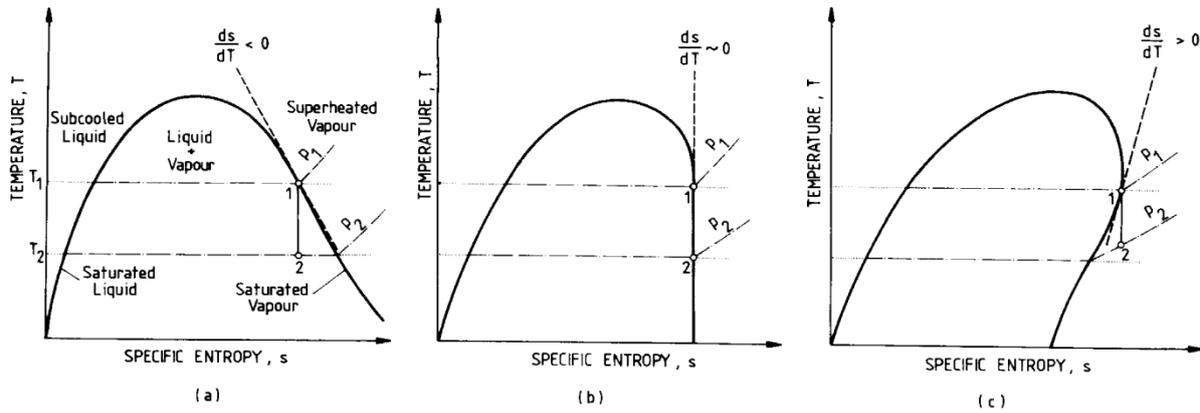


Figure 3. 1. Trois diagrammes T - s typiques des fluides de travail du cycle ORC [6]

Liu et al.[7] ont, dans leur travail, utilisé la valeur du terme $\xi (= ds/dT)$ calculée par l'équation (3.1) pour prévoir la classification du fluide de travail organique, c.à.d.

$\xi > 0$: Fluide séchant

$\xi \sim 0$: Fluide isentropique

$\xi < 0$: Fluide mouillant

$$\xi = \frac{Cp}{T_{evap}} - \frac{\frac{nT_{r,evap}}{1-T_{r,evap}} + 1}{T_{evap}^2} \Delta H_{vap} \quad (3.1)$$

Où

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

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

ΔH_{vap} est la chaleur latente de l'évaporation du fluide

L'exposant « n » est suggéré prenant en général la valeur 0.375 ou 0.38 [8]

Il est nécessaire de noter que l'équation (3.1) est développée avec des simplifications et que sa fiabilité a été vérifiée aux points d'ébullition normale des fluides par Liu et al. [7]. Cependant, selon les calculs de Chen et al. [4] basés sur la définition de la pente (ds/dT) de la courbe de vapeur saturée, des déviations importantes sont trouvées en utilisant l'équation (3.1) dans les cas hors du point d'ébullition normale. C'est pourquoi, il est recommandé d'utiliser directement les données de l'entropie et de la température pour calculer ξ si leurs valeurs sont disponibles.

3.2. Critères de sélection du fluide de travail organique

3.2.1. Fluide idéal

Plusieurs auteurs ont suggéré qu'un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine doit satisfaire les critères thermodynamiques et physiques suivants [6]:

- 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 $ds/dT \sim 0$ 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 mouillage¹⁰ 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.

¹⁰ Le mouillage est la capacité d'un liquide à maintenir le contact avec une surface solide, résultant des interactions intermoléculaires quand les deux sont mis en présence. Le degré de mouillage est déterminé par un équilibre des forces entre les forces adhésives et cohésives. (Source: Wikipedia)

Chapitre 3: Fluide de travail

- 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.

Dans le travail de West et al. [9], la pression de condensation (typiquement aux environs de 43 °C) du fluide doit être aussi faible que possible (pour minimiser le coût du condenseur par unité de surface de transfert thermique qui augmente en fonction de la pression) mais aussi supérieure à la pression atmosphérique. Ces auteurs ont également déclaré, au contraire d'un des critères listés ci-dessus, qu'un fluide idéal peut être caractérisé par une valeur faible de chaleur latente de vaporisation et une chaleur spécifique correspondante. Cette caractéristique du fluide de travail est prise pour mettre en parallèle la courbe de refroidissement de source thermique et celle de chauffage du fluide cyclé. Cela permet de maximiser la récupération de l'énergie en même temps que de minimiser les irréversibilités. Maizza et Maizza [10] ont précisé qu'une pression modérée de vapeur, dans le gamme de 0.1 – 2.5 MPa, est préférée dans les échangeurs de chaleur. Accompagnant les graves problèmes environnementaux (ex.

changement climatique, déplétion de couche d'ozone, etc.), les critères environnementaux (ODP, GWP) sont cités de plus en plus dans les travaux [11-15] de la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC. Dans l'étude de Chen et al. [4], plusieurs propriétés thermo-physiques, environnementales et de transport ainsi que les influences de ces caractéristiques sur la sélection du fluide de travail sont discutées en détail. Dans cette étude, le cycle supercritique (aussi appelé transcritique dans la littérature) est également considéré pour la sélection du fluide de travail. Démarrant à partir de deux déclarations contraires de Maizza et Maizza [16] et de Yamamoto et al. [17] sur l'influence de chaleur latente du fluide de travail, Chen et al. ont, par leurs calculs, affirmé que les fluides de travail avec haute densité, faible chaleur spécifique du liquide et haute chaleur latente sont désirés pour donner un travail élevé de la turbine. Pour la surchauffe pendant l'étape d'évaporation du fluide, elle génère, selon ces auteurs, des effets négatifs au rendement du cycle et n'est donc pas recommandée avec les fluides séchants. Alors que, la surchauffe est principalement nécessaire pour les fluides mouillants pour éviter la destruction des aubages de la turbine et pour améliorer le rendement du système. Quant au cycle supercritique de Rankine, le point critique du fluide cyclé ne doit pas être trop élevé à surmonter. La température critique est une donnée importante pour la sélection du fluide ORC.

3.2.2. Procédure générale pour la sélection du fluide de travail

En pratique, il n'existe pas un fluide qui satisfait à tous les critères du fluide idéal discutés précédemment. Donc, un compromis doit être adopté pour chaque application particulière. Comme déjà mentionné dans les publications [18-20], la sélection des fluides de travail pour la machine ORC est réalisée à travers plusieurs étapes. La procédure générale pour l'identification des fluides de travail potentiels du cycle ORC préconisée dans cette thèse comporte les étapes suivantes:

1. Collecte des données (réaliser une étude de l'état de l'art des fluides de travail)
2. Première sélection en tenant compte des critères suivants:
 - Propriétés environnementales: GWP, ODP (0)
 - Sécurité/santé: inflammabilité, toxicité
 - Stabilité chimique, thermique: les stabilités des fluides à la température maximale du cycle sont des critères importants pour la sélection des fluides de travail

- Propriétés thermo-physiques (P_{crit} , T_{crit} , T_b , masse volumique) à partir des données de niveau de température de source de chaleur et de puits froid, du type de cycle ORC utilisé (sous-critique ou supercritique)
 - Disponibilité, comptabilité avec les matériaux et l'huile de lubrification, et coût
3. Réalisation de la modélisation du système avec les fluides présélectionnés: la modélisation en régime stationnaire est seule réalisée dans cette thèse
 4. Optimisation thermo-économique, exergo-économique en tenant compte des critères environnementaux et économiques
 5. Evaluation de la rentabilité économique du projet pour faire la sélection finale

3.3. Actuel savoir scientifique sur le fluide de travail

Ce paragraphe a pour but de faire une bibliographie actuelle (à partir de l'année 2010) de l'état de l'art des composés utilisés par le cycle organique de Rankine pour la génération d'électricité à partir des sources thermiques de basse température.

Le cycle ORC peut utiliser les fluides de travail sous forme de corps purs (mono-composé comme R134a, R245fa, etc.) ou de mélanges de deux, trois composés ou plus. En effet, il existe trois catégories de mélanges qui peuvent être utilisés comme fluides de travail du cycle ORC: les mélanges azéotropes, quasi-azéotropes et zéotropes (ou non-azéotropes). Alors que, les azéotropes, habituellement de type binaire ou ternaire, sont utilisés depuis longtemps dans l'industrie du froid, les quasi-azéotropes et les non-azéotropes ont un grand potentiel de développement. Cependant, en cas de fuites, la composition et les propriétés des fluides quasi-azéotropes risquent d'être altérées [21]. Les fluides non-azéotropes peuvent aider à améliorer l'efficacité énergétique du système grâce à une propriété, dite «glissement de température» dans les procédés isobariques de l'évaporation et de la condensation, mais la conception du système risque d'être modifiée. De plus, les coefficients d'échange thermique de l'évaporation et de la condensation des fluides zéotropes sont plus faibles que les coefficients d'échange thermique des fluides purs à cause de l'effet de transfert de masse. Cependant, avec les préoccupations du réchauffement de la planète, du rendement énergétique, l'utilisation des zéotropes aura une influence importante [21].

Dans le Tableau 3. 1, quelques recherches actuelles de la sélection de fluide de travail du cycle ORC incluant celui sous-critique et supercritique, sont résumées.

Tableau 3. 1. Résumés des recherches de sélection du fluide de travail pour le cycle ORC

Références	Fluides étudiés	Critères/méthodologies	Fluides recommandés
Chen et al. (2010) [4]	35 candidats du fluide de travail pour le cycle sous- et supercritique de Rankine sont considérés dans cette étude	Revue et analyse des critères de sélection du fluide de travail pour les cycles ORCs sous- et supercritiques	R32, R125 et R143a: cycle supercritique R141b, R123, R21, R245ca, R245fa, R236ea et R142b: cycle sous-critique R134a, R290, R124, R227ea, R218: les deux
Hung et al. (2010) [5]	Série – réfrigérants: R11, R12, R113, R114, R123, R152a, R500 et R502 Série – benzène: C ₆ H ₆ , C ₇ H ₈ , C ₈ H ₁₀	Maximisation du rendement du cycle sous-critique en considérant les autres critères de sélection.	Les fluides isentropiques ou quasi-isentropiques sont considérés comme les meilleurs candidats.
Lakew et al. (2010) [14]	R134a, R123, R227ea, R245fa, R290 et n-pentane	Capacité de production d'énergie et taille des composants (échangeur de chaleur et turbine)	R227ea, R245fa et n-pentane
Mikielewicz et Mikielewicz (2010) [15]	Ammoniac, perfluorobutane, méthanol, éthanol, heptane, isohexane, R11, R12, R123, toluène, R152, R134a, R141b, R227, R245ea, R245ca, R365mfc, SES36 et eau	Analyse des caractéristiques thermodynamiques et des performances du cycle sous- et supercritique pour les applications domestiques à basse température	Ethanol, R123 et R141b
Chen et al. (2011) [22]	Fluides zéotropes pour les cycles ORC supercritiques	Etudes comparatives entre le cycle ORC sous-critique utilisant des fluides purs et le cycle supercritique utilisant des fluides zéotropes	Le rendement du cycle supercritique avec les fluides zéotropes est meilleur par rapport à cycle sous-critique avec les fluides purs. 22 fluides purs sont recommandés pour fabriquer des fluides zéotropes
Fernandez et al. (2011) [23]	Siloxanes (plus précisément polyméthylsiloxanes ou huiles de silicone) incluant MM, MDM, MD2M, D4, D5, et D6	les cycles ORC sous-critiques saturés ou avec surchauffe et les cycles supercritiques sont analysés pour la sélection des fluides	MM et MDM sont des meilleurs candidats parmi les Siloxanes testés
Guo et al. (2011) [24]	CO ₂ , R170, R41, R125, R218, R143a, R32, R115, R1270, R22, R290, R134a, R227ea	Evaluation thermodynamique et techno-économique du cycle transcritique de Rankine	R125 est le meilleur fluide pour la température de source de 90 °C; R32 et R143a pour la température de source de 100 °C

Tableau 3. 1. (Continue) Résumés des recherches de la sélection du fluide de travail pour le cycle ORC

Références	Fluides étudiés	Critères/méthodologies	Fluides recommandés
Guo et al. (2011) [25]	27 fluides avec les températures d'ébullition allant de -47.69 à 47.59 °C	Les critères de sélection incluent la puissance par unité du débit de source thermique, le rapport entre la surface d'échange thermique et la puissance et le coût de production d'électricité	E170, R600 et R141b présentent les valeurs minimales du rapport entre la puissance et la surface d'échange thermique et de coût de production d'électricité ; R236ea présente la valeur maximale de la puissance par unité de débit de source thermique
Datla et al. 2012 [26]	Pentane, R245fa, R134a, R1234ze, R1234yf, R123, DR-2, C6FK, Toluène, D4, D5	Puissance électrique nette, taille de l'échangeur de chaleur, rendement du système et taille de turbine sont considérés	Si l'inflammabilité n'est pas un problème, le n-Pentane doit être le meilleur fluide pour le cycle ORC pour les applications à basse température
Gao et al. 2012 [27]	18 fluides différents sont testés	Puissance nette, rendement exergetique, paramètre de taille du détendeur et requise de l'échangeur de chaleur (évaporateur et condenseur) sont évalués pour la sélection	R152a et R143a sont recommandés
He et al. 2012 [28]	22 fluides de travail du cycle ORC sous-critique sont examinés	Maximisation de la puissance nette en considérant la pression opérationnelle, la capacité d'échange thermique et taille de la turbine	R114, R245fa, R123, R601a, n-pentane, R141b et R113 sont appropriés pour le cycle ORC sous-critique sous les conditions données dans l'article
Heberle et al. 2012 [29]	Isobutane/isopentane et R227ea/R245fa de différentes compositions	Rendement au sens du deuxième principe de la thermodynamique pour le cycle sous-critique de Rankine	R227ea/R245fa présente le rendement le plus élevé par rapport à isobutane/isopentane dans la gamme examinée de température.
Vidhi et al. 2013 [30]	R23, R32, R125, R143a, R134a, R218 et R170 sont testés	Rendement thermique et exergetique du cycle ORC supercritique	R134a est considéré comme la meilleure sélection pour les conditions opérationnelles considérées

Chapitre 3: Fluide de travail

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. [31], l'influence des catégories de fluides de travail classifiée grâce à la pente de courbe de saturation de vapeur, et leurs propriétés thermo-physiques sur la performance du cycle ORC ont été discutées. Les recherches de 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:

1. Hydrocarbures

- Propriétés thermodynamique désirables
- Problèmes d'inflammabilité

2. Perfluorocarbures

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

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

4. Hydrocarbures de chaîne droite

- Quelques fluides avec zéro ODP possèdent des intérêts potentiels

5. Ethers et éthers fluorés

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

6. Alcools

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

Chapitre 3: Fluide de travail

7. Inorganiques

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

Dans un autre travail, Santarossa [32] classifie les fluides de travail des systèmes ORC en trois catégories avec les applications

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

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

3. Fluides fluorés

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

Les niveaux de température des sources thermiques correspondant aux catégories du fluide ORC sont illustrés dans Figure 3. 2.

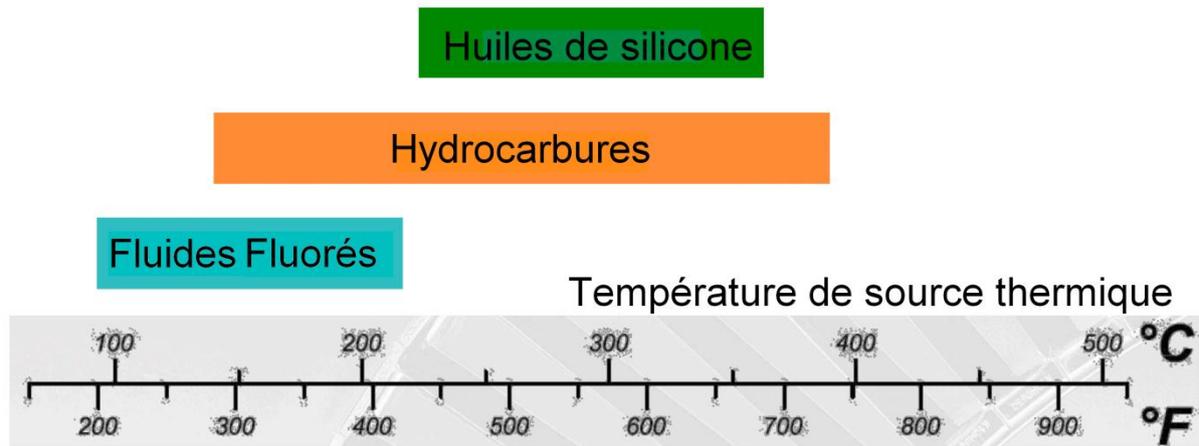


Figure 3. 2. Fluides de travail du cycle ORCs [32]

Plusieurs fluides sont recommandés selon les applications, les conditions opérationnelles et les indicateurs différents de la performance. Mais il n’y a pas un fluide unique qui soit identifié comme le fluide optimal pour le cycle ORC. Selon Wang et al. [33] les sélections optimales des fluides ORC correspondant au niveau de température de la source de chaleur sont données Figure 3. 3

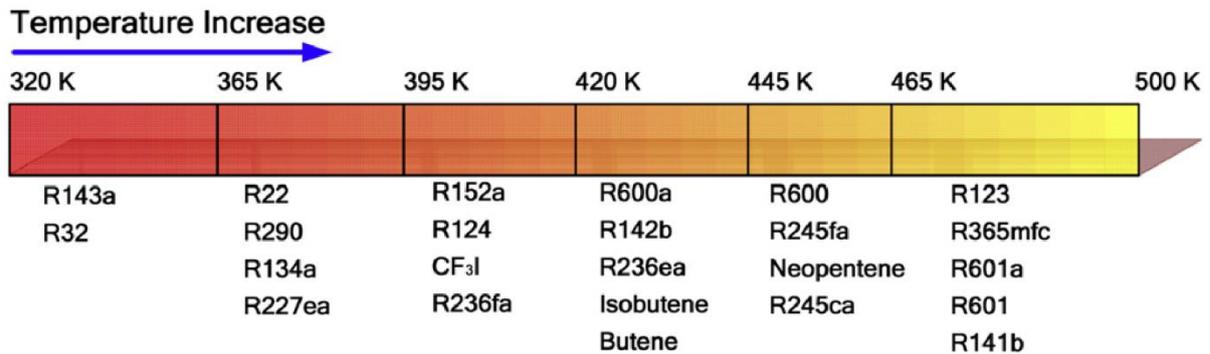


Figure 3. 3. Les sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [33]

Plusieurs recherches sur l’utilisation des mélanges zéotropes comme fluides de travail du cycle ORC sont également abordés dans la revue de Bao et al. [31]. Un avantage majeur, mentionné précédemment, pour utiliser les mélanges zéotropes au lieu des fluides purs comme fluide de travail est que les deux étapes isobariques de l’évaporation et de la condensation peuvent se faire à température variable (Figure 3. 4). Cela peut aider à diminuer les irréversibilités thermiques des procédés de transfert de chaleur et donc les irréversibilités totales du système ORC. De plus, la variation dans la composition des mélanges (azéotropes et zéotropes) peut être utilisée comme une méthode pour ajuster les caractéristiques environnementales, de sécurité (ex. avec une composition de plus de 10 % en fraction massique de R134a, le mélange R1234yf/R134a devient non-inflammable [34]). L’indice

GWP de mélange est inférieur à 150 avec la composition de R134a de 10 à 11 %). Actuellement, les recherches concernant l'utilisation des mélanges zéotropes pour le cycle ORC augmentent de plus en plus, mais restent encore limitées. Un petit résumé des recherches d'utilisation des mélanges non-azéotropes comme fluide de travail du cycle ORC est présentée dans le Tableau 3. 2.

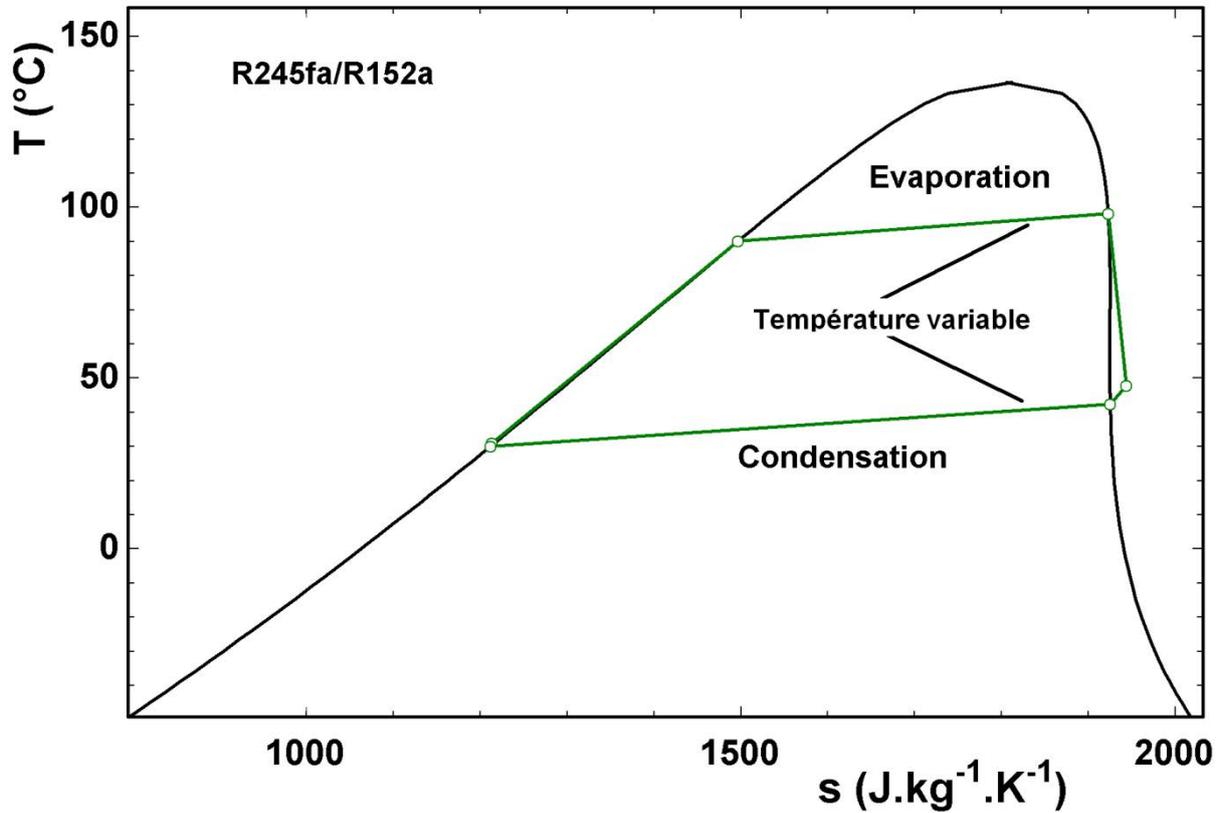


Figure 3. 4. Diagramme T-s de mélanges zéotropes

Tableau 3. 2. Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides zéotropes comme fluide de travail du cycle ORC

Références	Fluides étudiés	Remarques
Wang et al. 2010 [35]	M1 (R245fa pur), M2 (R245fa/R152a, 0.9/0.1), M3 (R245fa/R152a, 0.7/0.3) sont expérimentalement testés avec un cycle solaire de Rankine à basse température	Rendement du collecteur et rendement thermique du cycle avec les mélanges zéotropes sont supérieurs qu'avec le fluide pur
Baik et al. 2012 [36]	Comparaison de la puissance optimale du cycle transcritique de Rankine utilisant les mélanges binaires avec le cycle sous-critique de Rankine utilisant R134a et R245fa	La puissance optimale du cycle transcritique utilisant le mélange R125/R245fa est 11 % plus grande par rapport à celle du cycle sous-critique avec R134a
Chys et al. 2012 [37]	Quelques fluides purs souvent utilisés sont considérés comme les composés potentiels pour créer des mélanges binaires et ternaires. La sélection de mélange est discutée. Les concentrations molaires optimales sont suggérées dans l'article	L'utilisation des mélanges zéotropes appropriés comme fluide de travail donne des effets positifs sur la performance du cycle ORC. L'addition d'un troisième composé à un mélange binaire donne un effet faible.
Heberle et al. 2012 [29]	Isobutane/isopentane et R227ea/R245fa de différentes compositions sont utilisés comme fluide de travail du cycle sous-critique de Rankine	le changement de phase non-isotherme des mélanges amène à une augmentation du rendement en comparaison avec les fluides purs
Dai et al. 2013 [38]	Les mélanges zéotropes du dioxyde de carbone avec 7 fluides de bas GWP sont utilisés comme fluide de travail du cycle transcritique de Rankine	Ces mélanges zéotropes peuvent aider à améliorer le rendement thermique du cycle transcritique de Rankine et à diminuer la pression opérationnelle en comparaison au cycle utilisant le CO ₂ pur

3.4. Fluides utilisés actuels – génération prochaine de fluide de travail de machine ORC

3.4.1. Fluides utilisés

Alors que, un grand nombre des fluides de travail du cycle ORC sont étudiés dans la littérature scientifique (voir section 3.3), les données des fluides de travail utilisés à l'échelle industrielle sont encore limitées. Cette sous-section collecte les données des fluides qui sont déjà utilisés dans des modules industriels ou des prototypes expérimentaux du moteur de Rankine. Les fluides de travail du cycle ORC utilisés dans les années 80 sont listés dans les Tableau 3. 3 et Tableau 3. 4. Alors que, quelques fluides de travail actuels des modules ORC commerciaux sont résumés dans le Tableau 3. 5.

Tableau 3. 3. Données opérationnelles de moteur de Rankine [39]

Fluide de travail	Source d'énergie	Détendeur			Fournisseur	T_{max} °C	Problèmes opérationnels du fluide
		Type	\dot{W} kW	N rpm			
R11	Solaire	A vis	5 – 100	1500 – 1800	SOFRETES	95	Non
R11	Solaire	Turbine à impulsion 1-étage	35	5500	Thermo-Electron	86	Non
R11	Solaire	Turbine radiale 1-étage	1.7 12 37	60000 30000 18000	AiResearch	95 95 95	Non
R11	Solaire	Turbine radiale 1-étage	34	11950	Barber-Nichols	86	Non
R11	Solaire	Turbine radiale 1-étage	16	40400	Hamilton Standard	150	Non
R11	Electrique	Détendeur à palettes	2.3	1200-1800	General Electric	105	Décomposition rapide de R11 au-dessus 105 °C avec la présence d'huile
R11	Vapeur générée par l'échappement de diesel	Turbine radiale	335	9500	MTI	88	Non
R22		Piston	3	3600	Thermo-Electron	230	Non
R113	Solaire	Turbine radiale 1-étage	37	30700	Barber-Nichols	135	Non
R113	Solaire	Turbine radiale 1-étage	19	36300	Barber-Nichols	165	Corrosion à cause d'humidité et de la rentrée d'air, colmatage des filtres et des valves
R113	Solaire	Turbine radiale 1-étage	1.7 15	35000 24400	Barber-Nichols	80 80	Non Non
R113	Solaire	Turbine radiale 1-étage	63.4	22400	Barber-Nichols	135	Non
R113	Solaire	Turbine radiale 1-étage	20	20100	MTI	150	Non

Tableau 3. 3. (Continue 1) Données opérationnelles de moteur de Rankine [39]

Fluide de travail	Source d'énergie	Détendeur				T_{max} °C	Problèmes opérationnels du fluide
		Type	\dot{W} kW	N rpm	Fournisseur		
R113	Solaire	Turbine	15	42000	Dornier System	110	Etanchéité
R113	Vapeur générée par l'échappement de diesel	Turbine	60		Nigata Iron Works	70	Non
R114	Vapeur du R114 à partir de procédé	Turbine à impulsion 1-étage	375 1050	1800 4800	Worthington	120 120	Non Non
R114	Vapeur du R114 à partir de procédé	Turbine à impulsion 6-étages	1120	1200	TRW	120	Non
R114	Géothermie	Turbine	1000		Toshiba		Non
R114	Solaire, pétrole	Vis hélicoïdale	20	7500	Messerschmitt-Blohm	200	Non
CP-9	Essence	Turbine à impulsion	0.1	30000	Aeronutronic	315	Non
CP-25	Solaire, pétrole	Turbine	150	20000	Messerschmitt-Blohm	450	Inflammabilité
CP-25	Solaire, gaz	Turbine à impulsion 1-étage	32	19400	Sundstrand	300	Corrosion à cause d'humidité et de la rentrée d'air, inflammabilité, colmatage des filtres et des valves
CP-25	Gaz d'échappement Propane, pétrole	Turbine à impulsion 1-étage	600 1	9300	Sundstrand Sundstrand	240 385	Non Non
CP-34	Gaz	Turbine à piston	3	1800	Thermo-Electron	290	Non
FC-75	Pétrole	Turbine 2-étages	50	6500	Bertin et Cie	250	Non

Tableau 3. 3. (Continue 2) Données opérationnelles de moteur de Rankine [39]

Fluide de travail	Source d'énergie	Détendeur				T_{max} °C	Problèmes opérationnels du fluide
		Type	\dot{W} kW	N rpm	Fournisseur		
FC-88	Solaire, électrique	Détendeur à	1.3	1625	General	175	Non
		palettes 2-étages	7.9	1625	Electric	175	
F-50	Gaz d'échappement de diesel	Turbine:					
		1-étage	38	35000	Thermo-	315	Non
F-85	Echappement du four	3 étages	38	60000	Electron	315	Non
		Turbine	670	11100	Mitsui	290	Non
F-85		Turbine à piston	3	1800	Thermo-	290	Non
					Electron	290	Non
						290	Non
F-85		Turbine 1-étage	3	70000	Thermo-	290	Non
					Electron	290	Non
F-85		Turbine à piston	112	1800	Thermo-	315	Non
F-85		Turbine 1-étage, 6-étages	450	18000	Thermo-	290	Non
					Electron	290	Non
C ₆ H ₃ Cl ₃	Gaz, pétrole	Turbine	1-6	18000	Ormat	200	Quelques décompositions, corrosion légère si exposé à l'humidité atmosphérique
					Turbines		
R1120	Géothermique	Turbine	50	6600	Instituto di	70	Non
C ₂ Cl ₄	Solaire, géothermique	Turbine de réaction 1-étage	4	1200	Macchine	80	Maintenance du vide de condenseur
						80	
C ₂ Cl ₄	Gaz d'échappement	Turbine	40	6700		115	Précaution de limite de température
Flutec PP3	Solaire	Turbine	45	6700		280	Fluide coûteux
Alcool/eau	Essence	Détendeur à palettes	7.5	1800	General Electric	340	Quelques décompositions et corrosions

Tableau 3. 4. Fluides de travail utilisés par les machines ORCs [40]

Fluide de travail	Source d'énergie	T_{hsi} (°C)	\dot{W} (kW)	Détendeur	Fournisseur
2-méthylpyridine	Gaz d'échappement	430-540	3100	Turbine	AEROJET
R133A	Acide sulfurique	115	560	Turbine	AFI
	Vapeur saturée	150-160	190, 500		
	Vapeur humide	130	975		
R11	Vapeur de xylène	106 - 150	3800		
R12	Eau chaude solaire	150 – 340	1.5 – 900	Turbine	Barber-Nichols
R113	et pétrole		15 – 40		
R114	Géothermie	150 - 200	60		
Isobutane			60 - 500		
FC-75	Echappement de diesel	370 – 430	1170	Turbine	Bertin & Cie
	Solaire	250	50		
R114	Collecteurs solaires	250	15	Turbine	Dornier Systems
R11	Chambre de combustion expérimentale	350	260	Turbine	Fiat
Perfluorohexane					
Toluène	Collecteurs solaires		25	Turbine	Ford Aerospace & Communications Corp.
R22	Eau chaude	60 – 80	70	Moteur à piston, unité de réfrigération Rankine – Rankine intégré	Foster Miller
R11	Collecteurs solaires		1.5 – 135	Turbine	Garret Corp.
Fréons	Collecteurs solaires, eau chaude	120	0.5 – 1.5	Turbine pour pompe à chaleur	General Electric

Quelques fluides (R11, R12, R113, R114, etc.) de travail listés dans Tableau 3. 3 et Tableau 3. 4 ne sont à présent plus utilisés à cause des règlementations du protocole de Montréal (Canada) établi en 1987 [41], alors que, quelques autres fluides (R22, R133A) vont bientôt être totalement interdits en 2030.

Tableau 3. 5. Fluides de travail actuellement utilisés pour les modules ORCs commerciaux

Fluides	T_H (°C)	\dot{W} (kW)	Fournisseurs	Pays	Référence
OMTS ^a , réfrigérants, Solkatherm®SES36	> 250	200 - 15000	Turboden	Italie	[32, 42]
n-pentane, isobutane	150 – 300	250 - 20000	Ormat	Israël	[42-44]
n-Hexane	> 110	6, 60, 85,120	FreePower	Angleterre	[42, 45]
R134a	< 90	10 – 50	Infinity Turbine	Etats-Unis	[42, 46]
R245fa	90 – 120	250			
OMTS ^a	> 300	280 – 2280	Adoratec	Allemagne	[42, 47]
GL-160®	100 – 320	30 – 500	GMK	Allemagne	[47]
WL-220®					
Toluène	> 350	60 – 165	TRI-O-GEN	Pays Bas	[42]
R245fa	77 – 116	Jusqu'à 65	Electratherm	Etats-Unis	[48, 49]
R245fa	> 115	125	GE Power & Water	Etats-Unis	[50]
TPE®	25 – 500	100 – 5000	TransPacific Energy	Etats-Unis	[42]
R245fa	100 – 150	30 – 300	bosch-kwk	Allemagne	[47]
R245fa	> 95	125 (brut)	Access-Energy	Etats-Unis	[51]
	121 – 177				
Huile de silicone	> 300	50 – 500	Durr-Cyplan	Allemagne	[47]
Hydrocarbures	90 – 150				
R245fa	200 – 390	1000 - 5000	TAS	Etats-Unis	[52]
R134a	94 – 200				
HFC	150 – 200	200 – 1000	Enertime	France	[53]
R245fa, hydrocarbure	> 90	50 – 8000 (brut)	Cryostar	France	[54, 55]
Solkane ® SES36	85	13 – 75	ConPower	Allemagne	[47]
Ethanol	200 – 250	100 – 200	Devetec	Allemagne	[47]
R245fa	90	3.5 – 30	tec-concept	Allemagne	[47]
Siloxanes, C ₆ F ₁₄ ^b	90 – 200	100 – 10000	Exergy-ORC	Italie	[56]
	230 – 315				
R245fa	≥ 95 °C		Verdicorp	Etat-unis	[57]

^a octaméthyltrisiloxane

^b perfluoro-2-méthylpentane

Regardant les fluides ORC utilisés dans le Tableau 3. 5, il est trouvé que les catégories de fluide de travail sont cohérentes avec la classification de Santarossa [32] dans la section précédente.

Quelques informations des fournisseurs mondiaux des réfrigérants en général et des fluides ORC en particulier sont collectées dans Tableau 3. 6

Chapitre 3: Fluide de travail

Tableau 3. 6. Fournisseurs des fluides de travail ORCs

Fournisseurs	Produits typiques
<p>Honeywell Web: http://www.honeywell-refrigerants.com</p> <p>Honeywell – Europe du Nord et Europe centrale Haasrode Research Park - Grauwmeer 1 B-3001 Heverlee (Louvain) Belgique</p> <p>Honeywell Refrigerants – Mondial Honeywell – Les Amériques Réfrigération Commerciale et Industrielle 101 Columbia Road Morristown, NJ 07962, Etats-Unis Tél: 1-973-455 2000 Fax: 1-973-455 4197</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Réfrigération commerciale: R407F, R409A, R402A, R404A, R507A, R134a, R22 • Climatisation: Solstice L-41, R407C, R410A • Climatisation automobile: R134a, R1234yf • Réfrigérateurs et pompes à chaleur: R1234ze, R410A, R134a • Service d'alimentation: R1234ze, R1234yf, R407F, R404A, R134a • Fluides de travail ORC: R245fa, R134a • Réfrigération du transport: R407F, R404A, R134a, R22
<p>Dupont Web: http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US</p> <p>Gazechim 15, rue Henri Brisson, B.P. 405 34504 Béziers Cedex, France Tél: +33 4 67 49 55 00 Fax: +33 4 67 49 55 49 E-Mail: gilles.minier@gazechim.fr</p> <p>Westfalen France Belle Fontaines Rosselange Fr-57780, France Tél: +33 67 1 57 33 18 E-Mail: j.c.boisson@wanadoo.fr Web: www.westfalen-france.fr</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Climatisation stationnaire: R422D, R423A, R437A, R417A, R438A, R123, R124, R134a, R236fa, R407C, R410A, R22 • Climatisation automobile: R134a, R437A, R1234yf • Réfrigération: R422D, R423A, R437A, R417A, R422A, ISCEON® MO89, R438A, R134a, R401A, R401B, R402A, R402B, R404A, R407A, R407C, R408A, R409A, R507, R508B, R22, R23
<p>Solvay Chemicals Web: http://www.solvaychemicals.com</p> <p>Solvay Chemicals Rue de Ransbeek 310, 1120 Bruxelles, Belgique</p>	<p>R134a, R143a, R227ea (grade technique), SOLKANE® 22L, SOLKANE® 22M, Solkatherm® SES36, R404A, R407A, R407C, R410A, R507</p>

Tableau 3. 6. (Continue) Fournisseurs des fluides de travail ORCs

Fournisseur	Produits typiques
3M	Novec™ 649
Web: http://solutions.3m.com/	Novec™ 774
3M Global Headquarters	Novec™ 7000
3M Corporate Headquarters	
3M Center	
St. Paul, MN 55144-100	
Tél: 1-888-364-3577	
F2 Chemicals Ltd	FLUTEC liquid:
Web: http://www.fluoros.co.uk	PP50
Lea Lane	PP1
Lea Town	PP2
Nr. Preston, Lancashire PR4 0RZ (UK)	PP3
Tél:+44 (0) 1772 775800	PP6
Fax:+44 (0) 1772 775808	PP9
Climalife	HCFC: R124, R124, R142b, R401A, R401B, etc.
DEHON service SA	HFC: R134a, R227ea, R236fa, R32, R407A, etc.
26, avenue du Petit Parc	HFO: R1234yf, R1234ze
94683 VINCENNES Cedex	Ammoniac
Tél. : +33 1 43 98 75 00	Hydrocarbures: isobutane, propane
Fax : +33 1 43 98 21 51	
E-mail: climalife.fr@climalife.dehon.com	
Web: www.climalife.dehon.com	
Arkema	Forane® 123, Forane® 123zd, Forane® 134a, Forane®
Arkema group headquarters	141b, Forane® 142b, Forane® 22, Forane® 365/227,
420 rue d'Estienne d'Orves	Forane® 365mfc, Forane® 404A, Forane® 407°,
92705 Colombes Cedex	Forane® 407C, Forane® 408A, Forane® 409A, Forane®
Tél: +33 1 49 00 80 80	410A, Forane® 427A, Forane® 507A
Web: www.arkema.fr	

3.4.2. Génération prochaine du fluide de travail pour le cycle organique de Rankine

3.4.2.1. Annulation progressive des HCFCs

En raison des réglementations du protocole de Montréal [41], les fluides dans la classe I¹¹ des substances appauvrissant la couche d'ozone (Ozone-Depleting Substances – ODS en anglais), ex. CFCs, halons, HBFCs, sont à présent totalement interdits. Alors que, les fluides

¹¹ Substance de classe I présente une ODP de 0.2 ou plus

dans la classe II¹² des ODS (c.à.d. HCFCs) vont bientôt être totalement prohibés en 2030 pour les pays développés et en 2040 pour les pays en développement (voir Tableau 3. 7).

Tableau 3. 7. Date limite pour 100 % disparition de production et de consommation des substances qui appauvrissent la couche d’ozone [41]

Famille de fluides	Pays développés	Pays en développement
CFCs	1 ^{er} janvier 1996	1 ^{er} janvier 2010
Halons	1 ^{er} janvier 1994	1 ^{er} janvier 2010
Tétrachlorure de carbone (CCl ₄)	1 ^{er} janvier 1996	1 ^{er} janvier 2010
Méthyle chloroforme (CH ₃ CCl ₃)	1 ^{er} janvier 1996	1 ^{er} janvier 2015
HCFCs	1 ^{er} janvier 2030	1 ^{er} janvier 2040
HBFCs	1 ^{er} janvier 1996	1 ^{er} janvier 1996
Bromochlorométhane (CH ₂ BrCl)	1 ^{er} janvier 2002	1 ^{er} janvier 2002
Bromure de méthyle (CH ₃ Br)	1 ^{er} janvier 2005	1 ^{er} janvier 2015

Beaucoup de recherches ont été focalisés sur les remplacements des substances détruisant la couche d’ozone. Actuellement, les substituts des ODS sont des HFCs, PFCs, HFEs, NF₃, et SF₆. Ces substances sont des produits chimiques de zéro ODP mais des gaz à effet de serre fort. La réduction progressive des HFCs, un groupe des substituts des ODS, est discutée dans le prochain paragraphe.

3.4.2.2. Réduction progressive des HFCs

Tandis que, le protocole de Montréal a pour objectif de réduire et à terme d’éliminer complètement les substances qui réduisent la couche d’ozone, la Convention-cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques (CCNUCC) est un traité international de l’environnement pour « stabiliser les concentrations de gaz à effet de serre incluant les HFCs (voir Tableau 3. 8) dans l’atmosphère à un niveau qui empêche toute perturbation anthropique dangereuse du système climatique » [58]. Le protocole de Kyoto, adopté à Kyoto, Japon, le 11 décembre 1997, a été conclu et établit les obligations juridiquement contraignantes pour les pays développés à stabiliser les émissions de gaz à effet de serre basé sur les principes de CCNUCC.

¹² Substance de classe II présente une ODP < 0.2

Tableau 3. 8. Gaz à effet de serre [59]

Gaz à effet de serre		
Dioxyde de carbone (CO ₂)	Hydrofluorocarbures (HFC)	Hexafluorure de soufre (SF ₆)
Méthane (CH ₄)	Hydrocarbures perfluorés (PFC)	Trifluorure d'azote (NF ₃) ¹³
Oxyde nitreux (N ₂ O)		

Les HFCs sont des gaz à effet de serre employés dans les réfrigérateurs, les climatiseurs et les applications industrielles. Alors qu'ils n'appauvrissent pas la couche d'ozone, plusieurs HFCs sont des gaz à effet de serre forts dont l'utilisation augmente rapidement en raison des remplacements par les substances appauvrissant la couche d'ozone qui sont en cours d'annulation progressive par le protocole de Montréal. Sans intervention, les émissions de HFC pourraient atteindre près de 20 % (~9 GtCO₂-eq/yr)¹⁴ des émissions de dioxyde de carbone d'ici 2050, une préoccupation grave de l'atténuation climatique [60]. Selon les observations atmosphériques dans un rapport du Programme des Nations Unies pour l'Environnement (PNUE) [61], l'abondance des HFCs dans l'atmosphère augmente rapidement. Comme montré dans la Figure 3. 5, l'abondance du HFC-134a, le HFC le plus abondant dans l'atmosphère, a augmenté d'environ de 10 %/an de l'année 2006 à 2010, atteignant 58 parties par billion (ppt – en anglais) en 2010. Alors que l'abondance du HFC-125 augmente d'environ plus de 15 %/an de 2006 à 2010, atteignant 8 ppt en 2010 et HFC-143a augmentent d'environ de 15 %/an de 2004 à 2008, atteignant 9 ppt en 2008. Les observations atmosphériques des autres HFCs de haut GWP (ex. HFC-32, -152a, -365mfc, -245fa, -236fa et -227ea), ont été rapportées et se traduisent aussi par une augmentation. Bien que, la contribution actuelle des HFCs en forçage direct du climat¹⁵ est moins que 1 % du forçage total du climat causé par les autres gaz à effet de serre, l'augmentation annuelle en forçage des HFCs depuis quelques années est significative comparée à celle des autres substances pendant la même période [61].

Depuis quatre ans, les Etats-Unis, le Canada et le Mexique ont proposé un amendement au protocole de Montréal pour réduire la production et la consommation des HFCs. L'amendement va réduire la consommation et la production et contrôler les émissions des sous-produits des HFCs dans tous les pays. La proposition laisse inchangé les provisions de

¹³ S'applique uniquement à compter du début de la deuxième période d'engagement (2013-2020) du protocole de Kyoto

¹⁴ Equivalents-CO₂ est une mesure utilisé pour comparer les émissions de différents gaz à effet de serre repose sur leur potentiel de réchauffement global (GWP). Par exemple, le GWP pour méthane pour 100 ans est 21. Cela signifie que les émissions de 1 Mton de méthane sont équivalents à les émissions de 21 Mton de CO₂

¹⁵ Forçage du climat (W/m²) mesure « forçage radiative » ou effet du réchauffage causé par gaz à effet de serre dans l'atmosphère

comptabilité et de rapportage de CCNUCC et de protocole de Kyoto sur les émissions de HFC. Les étapes de réduction de la consommation et de la production des HFCs proposé dans l'amendement sont montrées dans la Figure 3. 6

Selon la Commission Européenne, les gaz fluorés (F-gaz) incluant les HFCs, PFCs et SF₆ rendent compte de 2 % des émissions totales de gaz à effet de serre de l'Union Européenne, mais ces émissions ont présenté une croissance de 60 % depuis 1990 contrairement à tous les autres gaz à effet de serre qui ont été diminués. Comme déjà abordé, les F-gaz n'endommagent pas la couche d'ozone mais sont des gaz à fort effet de serre avec un effet du réchauffement jusqu'à 23000 fois plus que le dioxyde de carbone. L'Union Européenne a donc pris des mesures pour contrôler les émissions des F-gaz. Deux actes législatifs concernant l'émission des F-gaz ont été adoptés par l'UE: la directive européenne MAC (Mobile air-conditioning) sur les systèmes de climatisation mobile employés dans des véhicules, et « régulation de F-gaz » qui couvre toutes les applications principales utilisant des F-gaz. Alors que, la directive MAC prohibe l'utilisation des F-gaz avec un GWP supérieur à 150 dans les nouveaux véhicules introduits à partir de 2011 et dans les nouveaux véhicules produits à partir de 2017. La « régulation de F-gaz » suit deux pistes d'action [62]:

- Améliorer la prévention des fuites d'équipement contenant F-gaz
- Eviter l'utilisation de F-gaz dans quelques applications où les alternatives environnementales sont rentables.

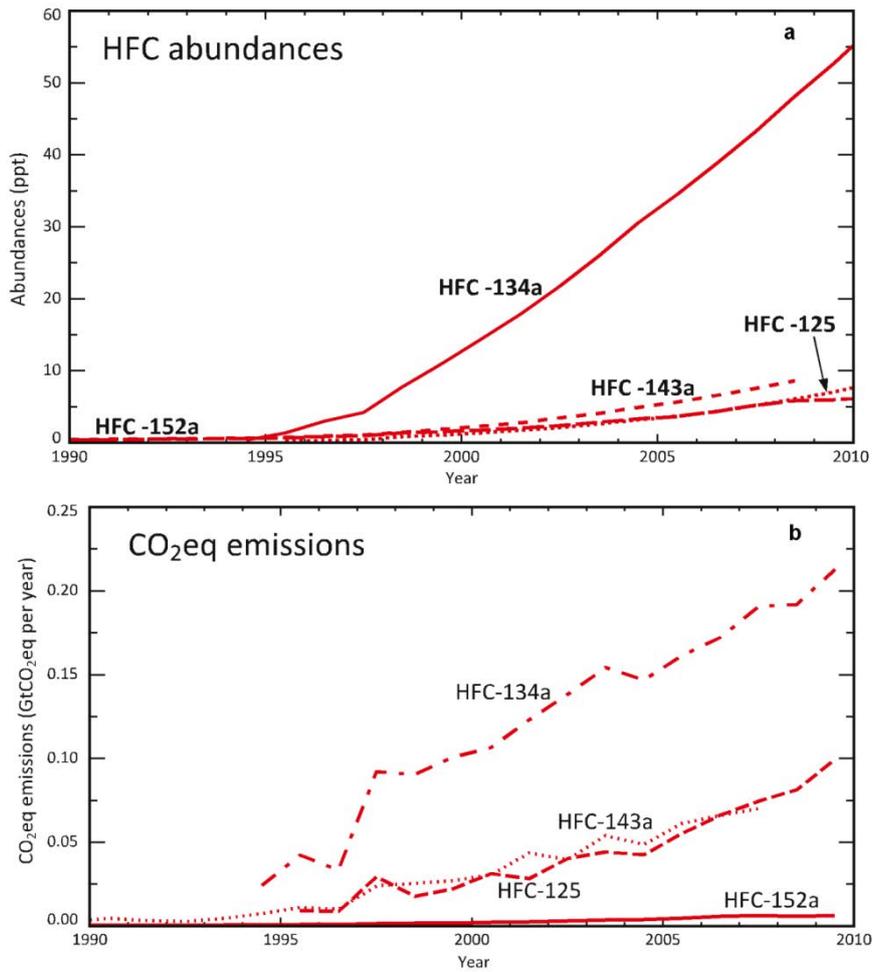


Figure 3. 5. Croissance des abondances atmosphériques (a) en parties par billion et les émissions annuelles en CO₂eq par année (b) pour quatre HFCs majeurs

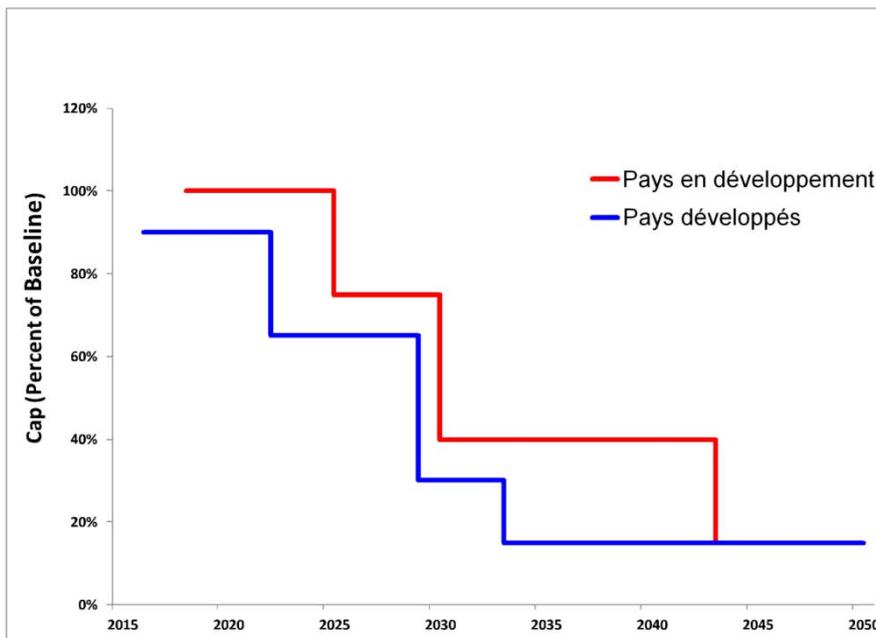


Figure 3. 6. Etapes de réduction de la consommation et de la production des HFCs des pays développés et des pays en voie de développement

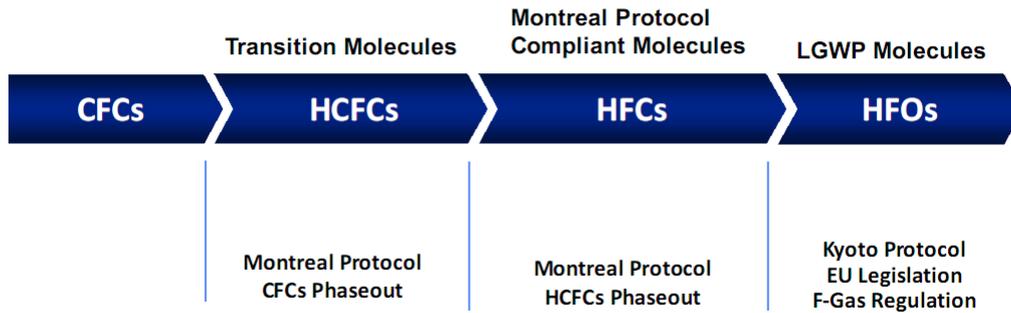


Figure 3. 7. Transition des réfrigérants en fonction de réglementations [63]

Comme la production et la consommation des F-gaz en général et des HFCs en particulier seront de plus en plus diminuées grâce aux traités internationaux, les protocoles ou les réglementations (voir Figure 3. 7), les études pour trouver des remplacements pour ces genres de substances attirent pour l'instant beaucoup d'attention. Les substituts des HFCs se composent de substances de zéro ODP et de faible GWP qui font introduire la quatrième génération des réfrigérants.

3.4.2.3. Quatrième génération des réfrigérants

Comme déjà décrit dans le travail de Calm [64], la progression historique des réfrigérants contient quatre intervalles différents divisés par les changements dans les critères de sélection. Les quatre générations de réfrigérants (voir Figure 3. 8) se répartissent sur les périodes qui se chevauchent légèrement selon les critères comme suit

- 1830 – 1930s: première génération des réfrigérants constituée de tous les réfrigérants qui travaillent et sont disponibles
- 1931 – 1990s: deuxième génération distinguée par un mouvement vers les composés fluorés pour la sécurité et la durabilité.
- 1990 – 2010s: troisième génération focalisée sur la protection d'ozone stratosphérique
- 2012 -: quatrième génération des fluides frigorigènes centrée sur le réchauffement de la planète. D'après Calm et Hourahan [65], la quatrième génération est encore loin d'être déterminé, mais devra probablement inclure des réfrigérants avec très faible ou zéro ODP, faible GWP et haut rendement.

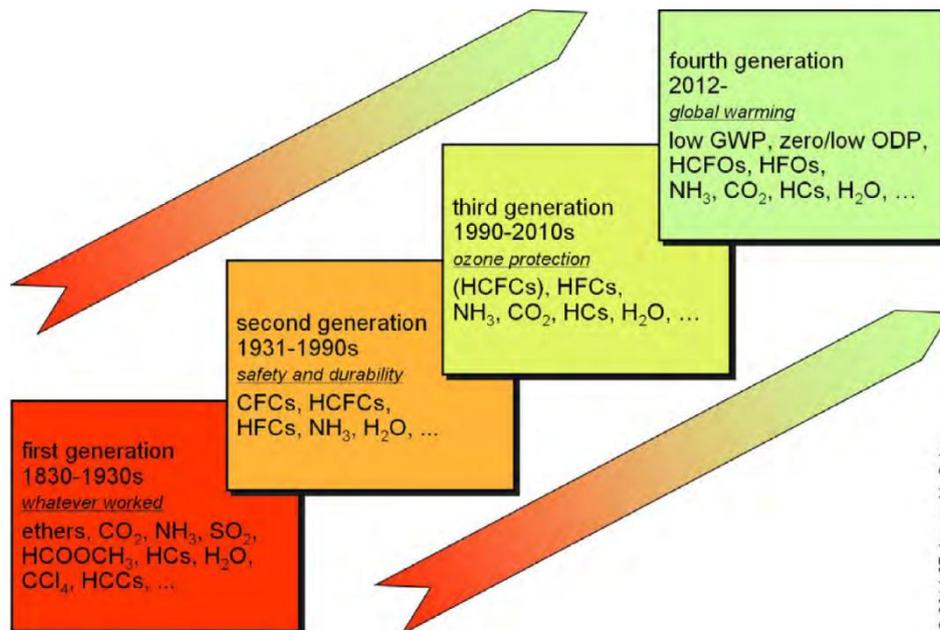


Figure 3. 8. Progression des réfrigérants [66]

Les candidats pour la quatrième génération de fluides frigorigènes incluent les HFCs de faible GWP, les hydrochlorofluorooléfines (HCFOs), les Hydrofluoroléfines (HFOs), l'ammoniac, les hydrocarbures, le dioxyde de carbone et l'eau.

3.4.2.4. Candidats potentiels des fluides de travail ORC

Ce paragraphe présente les propriétés thermo-physiques (Tableau 3. 9), les données environnementales et de sécurité (Tableau 3. 10) de quelques candidats potentiels pour la nouvelle génération du fluide de travail du cycle ORC. Sans indication spécifique, les propriétés thermo-physiques dans le Tableau 3. 9 sont calculés pour une température de 25 °C.

Selon la température de la source de chaleur et la température critique des fluides organiques, quelques fluides ne peuvent être utilisés que pour le cycle sous-critique, alors que quelques autres sont préférés pour le cycle supercritique ou peuvent être utilisés pour toutes les deux configurations du cycle ORC. Par exemple, pour la valorisation d'une source de chaleur de 150 °C, les fluides n-Pentane, Novec 774, Novec 649, R1233zd, Novec 7000 et R245fa ne peuvent être utilisés que pour le cycle ORC sous-critique. Alors que, les fluides isobutane, R134a et R1234ze peuvent être employés pour toutes les deux configurations. Comme trouvé dans le Tableau 3. 9, le n-Pentane présente les propriétés désirables pour un cycle ORC sous-critique tels que température critique supérieure à température de la source thermique (150 °C), température d'ébullition modérée à la pression atmosphérique, rapport important de chaleur latente à chaleur spécifique, faible viscosité, conductivité thermique

élevé, pente positive de la courbe de saturation de vapeur et prix faible. Ce fluide présente aussi une valeur faible de GWP (~20), zéro ODP et il est non-toxique. Cependant, le n-Pentane est inflammable. Il est donc préféré pour les applications géothermiques que pour la valorisation de rejets thermiques industriels. En pratique, le R245fa est souvent utilisé comme fluide de travail du cycle ORC sous-critique pour la valorisation de chaleur perdue dans des procédés industriels. Pourtant, le R245fa présente une valeur relativement élevée de GWP qui peut limiter son utilisation dans l'avenir. Les nouveaux fluides: Novec 649, Novec 774, Novec 7000 ou R1233zd présentent des valeurs faibles, voire ultra-faibles de GWP, zéro ODP et des propriétés favorables pour les applications du cycle ORC. Particulièrement, le R1233zd a des similaires propriétés que le R245fa. Toutefois, ces nouveaux fluides ne sont actuellement pas encore disponibles ou sont encore très chers pour les applications ORC.

Pour le cycle ORC supercritique, le R134a est souvent utilisé en pratique (voir le Tableau 3. 5). Il est non-toxique, non-inflammable. Il a une faible viscosité, une conductivité thermique assez élevée et un prix raisonnable. Cependant, son indice GWP est relativement élevé (1370). Par contre, le R1234ze présente les similaires propriétés thermo-physiques mais les caractéristiques environnementales plus favorables que le R134a. Il est donc peut être utilisé pour remplacer le R134a dans l'avenir pour les applications des cycles ORC supercritique.

Tableau 3. 9. Propriétés thermo-physique des candidats potentiels

	n-Pentane	Novec 774	Novec 649	R1233zd	Novec 7000	R245fa	Isobutane	R134a	R1234ze (E)
M (g/mol)	72	366	316	130.5	200	134.05	58	102.03	114.0
T_b (°C)	36.1	74	49	18.3	34	15.14	-11.7	-26.1	-19.0
T_e (°C)	-130	-78	-108	-78	-122.5	-103	-159	-103.3	-104.5
T_{crit} (°C)	196.6	195	169	165.5	165	154.01	134.7	101.1	109.4
P_{crit} (MPa)	3.37	1.71	1.88	3.57	2.48	3.65	3.63	4.06	3.63
ρ_{crit} (kg/m ³)	232	-	607	476.3	553	516.08	225.5	511.9	489.2
C_p (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	2.315	1.130	1.103	1.243	1.3	1.322	2.430	1.425	1.386
ΔH_{vap} (kJ/kg)	366.3	90	88	191.8	142	190.32	328.9	177.8	166.9
μ (cP)	0.22	0.87	0.64	0.47	0.45	0.4	0.15	0.20	0.2
k_{liq} (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.111	~ 0.06	0.059	0.075	0.075	0.088	0.089	0.081	0.074
ρ_{liq} (kg/m ³)	620.8	1670	1600	1262.8	1400	1338.5	550.7	1206.7	1163
σ (mN/m)	15.5	12.3	10.8	-	12.4	13.63	10	8.03	8.85
ξ (ds/dT)	Séchant	-	Séchant	Séchant	Séchant	Séchant	Séchant	Mouillant	Séchant
Prix (€/kg)	N/A	60-70	51-54	N/A	51-59	27	N/A	5	N/A

Tableau 3. 10. Données environnementales et de sécurité des candidats potentiels

Fluide	ODP	GWP	ASHRAE 34	AL (an)
Novec 649	0	1	N/A	0.014
Novec 774	0	~1	N/A	N/A
Novec 7000	0	370	N/A	4.9
R134a	0	1370	A1	13.4
Isobutane	0	~20	A3	0.016
n-Pentane	0	~20	A3	0.009
R1234ze (E)	0	6	A2L	0.045
R1233zd	0	7	N/A	0.071
R245fa	0	1030	A1	7.7

3.5. Bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides de travail

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

3.5.1. REFPROP – NIST Reference Fluid Properties [67]

Le logiciel le plus utilisé pour les calculs des propriétés thermo-physiques des fluides est REFPROP. REFPROP (Figure 3. 9) est un acronyme pour REFrence fluid PROPERTIES. Ce logiciel, développé par l'Institut National de Standards et de Technologies (NIST), réalise des calculs des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides importants dans l'industrie et leurs mélanges.

REFPROP est basé sur des modèles les plus précis des fluides purs et des mélanges. Trois modèles pour les propriétés thermodynamiques sont, dans ce programme, utilisés pour des fluides purs: l'équation d'état explicite en énergie de Helmholtz, l'équation d'état modifiée de Benedict-Webb-Rubin, et un modèle d'ECS (Extended Corresponding States - en anglais). Les calculs de mélange utilisent un modèle qui applique les règles de mélangeage à l'énergie de Helmholtz des composés du mélange; une fonction de déviation est employée pour tenir compte de la déviation à partir de mélange idéal. La viscosité et la conductivité thermique sont modélisées avec soit les corrélations des fluides spécifiques, soit avec la méthode d'ECS ou dans quelques cas avec la méthode de la théorie du frottement.

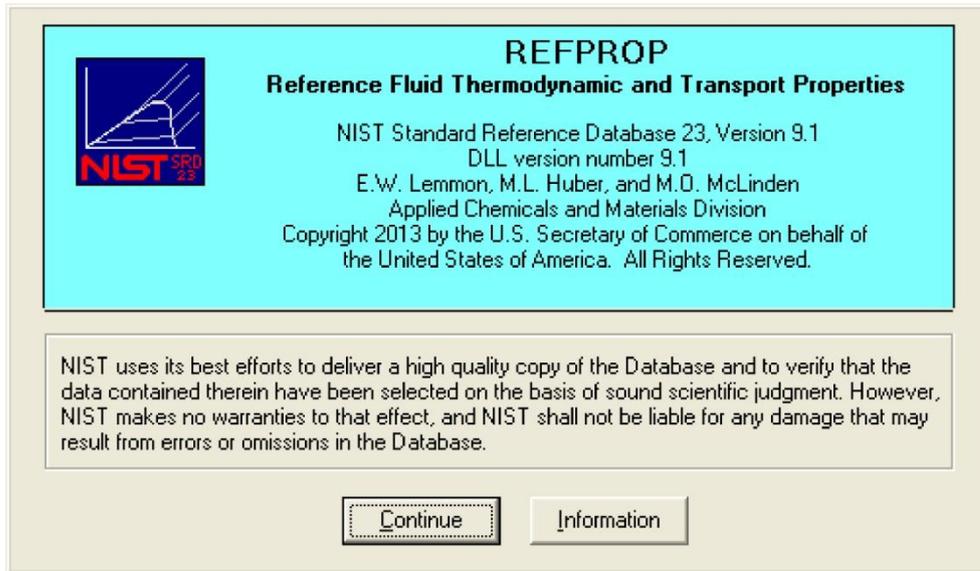


Figure 3. 9. REFPROP – Référence des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides

Il est nécessaire de noter que REFPROP est un programme, et non pas une base de données qui contient des informations expérimentales sauf les points critiques et les points triples. L'objectif des développeurs est de sélectionner des modèles les plus précis de propriétés qui sont actuellement disponible pour l'utilisation dans REFPROP. Selon les développeurs, les incertitudes de ces modèles varient considérablement selon le fluide, la propriété, et l'état thermodynamique. Il est donc impossible de donner une déclaration simple, globale des incertitudes. Les incertitudes sont des fonctions complexes de température et de pression.

La version la plus récente de ce logiciel, REFPROP 9.1, est utilisée pour les études de cette thèse. Cette version inclut 121 fluides purs, 5 fluides pseudo-purs (comme l'air), et les mélanges jusqu'à 20 composés (voir Annexe A1)

3.5.2. EES – Engineering Equation Solver [68]

EES est un logiciel, commercialisé par F-Chart Software, LLC., pour résoudre des équations. Il peut numériquement résoudre des milliers d'équations algébriques non-linéaires et différentielles couplées. Il peut être également utilisé pour résoudre des équations différentielles et intégrales, exécuter l'optimisation, fournir des analyses d'incertitude, réaliser la régression linéaire et non-linéaire, convertir les unités, vérifier la cohérence de l'unité et générer des graphes de bonnes qualités. Une caractéristique majeure d'EES est la base de données de propriétés thermodynamiques et de transport fournie pour des centaines de substances.

Chapitre 3: Fluide de travail

En effet, EES fournit des données de propriétés thermodynamiques, thermo-physiques et de transport de plusieurs substances. Ces données sont accessibles par des fonctions intégrées dans le logiciel et quelques fonctions fournies par les programmes externes. Les fluides dans EES sont groupés en 3 groupes: Fluides Réels (ex. Acétone, R11, R1234ze, etc.), Gaz Parfait et Saumures (ex. CACL2: Calcium Chloride-Water, EA: Ethyl Alcohol-Water, etc.). Les Saumures, également appelé «réfrigérants secondaires», sont des mélanges de l'eau avec une autre substance qui amène une réduction du point de congélation du fluide.

EES permet également à l'utilisateur d'ajouter de nouvelles données de propriétés à la base de données existantes (voir Annexe A.2). Un fichier ASCII contenant des coefficients des corrélations de données de propriétés doit être préparé pour chaque nouveau fluide et placé dans un sous-répertoire des fichiers de propriétés USERLIB\mhe. Deux types de données peuvent être fournis: fluide réel et gaz parfait:

- Formulation de fluide réel: EES utilise l'équation d'état de Martin-Hou (A.I.Ch.E. Journal, 1:142, 1955) et l'équation d'état fondamentale (Reiner Tillner-Roth, "Fundamental Equations of State", Shaker, Verlag, Aachen, 1998) pour représenter les propriétés thermodynamiques des fluides réels. Seule la représentation de Martin-Hou peut être utilisée par l'utilisateur pour entrer les nouvelles données. Le fichier peut avoir n'importe quel nom légitime avec une extension de «.mhe»
- Formulation de gaz parfait: les fichiers de gaz parfait ajoutés doit avoir une extension de «.idg»

Jusqu'à 100 fluides additionnels peut être ajouté par cette façon

3.5.3. EES_Fluidprop

FluidProp [69] est une interface standard pour communiquer avec des logiciels tels que Matlab/Simulink, Microfoft Visual Basic, Intel Visual Fortran, Compaq Visual Fortran, Microsoft Visual C++, Borland C++, Borland C++ Builder, Microsoft Excel, Mapple, avec les bibliothèques des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides (Figure 3. 10). Ce programme est développé par P. Colonna et T.P. Van der Stelt [69]

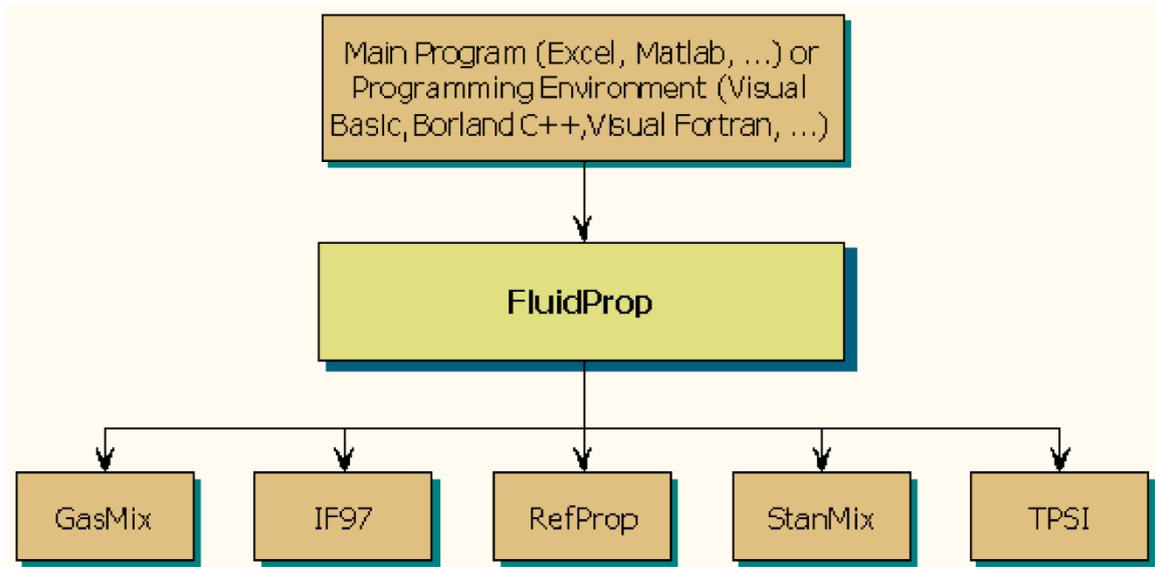


Figure 3. 10. Structure de FluidProp (Source: <http://fluidprop.com/>)

FluidProp fournit une interface commune aux bibliothèques thermodynamiques suivantes:

- GasMix
- IF97
- REFPROP (ne pas être inclus dans le package de FluidProp, devoir être obtenu à partir de NIST-Reference Fluid Properties)
- StanMix
- TPSI

L'interface EES_Fluidprop utilisé dans cette thèse est développée par le Laboratoire de Thermodynamique, Université de Liège. L'interface fonctionne comme une bibliothèque externe pour le logiciel EES.

3.5.4. CoolProp_EES

CoolProp [70], écrit par Ian Bell (Université de Liège), est une open-source, multiplateformes et une base de données de propriétés de fluides basé sur C++. CoolProp inclut les propriétés des fluides purs, des fluides pseudo-purs et de l'air humide. De plus, REFPROP peut être appelé à travers CoolProp.

3.6. Conclusions

Ce chapitre a fait une introduction générale sur les fluides de travail du cycle ORC incluant les critères et la procédure de sélection des fluides ORC. Une bibliographie du savoir scientifique actuel et des fluides de travail utilisés dans des modules ORCs commerciaux ou des prototypes expérimentaux est également présentée. Quelques informations générales sur les fournisseurs des réfrigérants sont aussi fournies. Par ce chapitre, les connaissances concernant la quatrième génération de réfrigérants sont mises en évidence. Quelques candidats potentiels avec les propriétés thermo-physiques et les données environnementales et de sécurité sont également présentés. Le chapitre est terminé par les descriptions de logiciels permettant de calculer les propriétés thermo-physiques des substances de travail de la machine ORC.

Références

- [1] H. Chen, D. Yogi Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2802-2808, 2011.
- [2] H. Chen and D. Y. Goswami, "Optimizing energy conversion using organic Rankine cycles and supercritical Rankine cycles," presented at the 5th International Conference on Energy Sustainability, Washington DC, 2011.
- [3] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, "Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1809-1817, 2009.
- [4] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.
- [5] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources," *Energy*, vol. 35, pp. 1403-1411, 2010.
- [6] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [7] B.-T. Liu, K.-H. Chien, and C.-C. Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery," *Energy*, vol. 29, pp. 1207-1217, 2004.
- [8] B. Poling, J. Prausnitz, and J. O. Connell, *The Properties of Gases and Liquids*, 5th ed.: McGraw Hill Professional, 2000.
- [9] J. M. P. H. H. West, "Selection of working fluids for the organic Rankine cycle," *Proceedings from the First Industrial Energy Technology Conference Houston, TX*, pp. 953-959, 1979.
- [10] A. M. V. Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 381-390, 2001.
- [11] U. Drescher and D. Brüggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 223-228, 2007.

- [12] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, and A. Frangoudakis, "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 2468-2476, 2009.
- [13] S. M. Papadopoulos Athanasios I., Linke Patrick, "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 760-769, 2010.
- [14] A. A. Lakew and O. Bolland, "Working fluids for low-temperature heat source," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1262-1268, 2010.
- [15] D. Mikielewicz and J. Mikielewicz, "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 2357-2362, 2010.
- [16] V. M. a. A. Maizza, "Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, pp. 579-590, 1996.
- [17] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori, "Design and testing of the Organic Rankine Cycle," *Energy*, vol. 26, pp. 239-251, 2001.
- [18] B. F. Tchanche, "Low-grade heat conversion into power using small scale organic Rankine cycles," Doctor of Philosophy, Department of Natural Resources and Agricultural Engineering, Agricultural University of Athens, 2010.
- [19] R. Rayegan and Y. X. Tao, "A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)," *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 659-670, 2011.
- [20] A. Rettig, M. Lagler, T. Lamare, S. Li, V. Mahadea, S. McCallion, *et al.*, "Application of Organic Rankine Cycles (ORC)," presented at the World Engineers' Convention, Geneva, Sweden, 2011.
- [21] D. A. Didion and D. B. Bivens, "Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs," *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, pp. 163-175, 5// 1990.
- [22] H. Chen, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power," *Energy*, vol. 36, pp. 549-555, 2011.
- [23] F. J. Fernández, M. M. Prieto, and I. Suárez, "Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids," *Energy*, vol. 36, pp. 5239-5249, 2011.
- [24] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, "Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source," *International Journal of Energy Research*, vol. 35, pp. 530-544, 2011.
- [25] T. Guo, H. X. Wang, and S. J. Zhang, "Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources," *Energy*, vol. 36, pp. 2639-2649, 2011.
- [26] B. Datla and J. Brasz, "Organic Rankine Cycle System Analysis for Low GWP Working Fluids," *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2012/01/01/ 2012.
- [27] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu, and Y. Li, "Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery," *Energies*, vol. 5, pp. 3233-3247, 2012.
- [28] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, *et al.*, "The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 38, pp. 136-143, 2012.
- [29] F. Heberle, M. Preißinger, and D. Brüggemann, "Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources," *Renewable Energy*, vol. 37, pp. 364-370, 2012.

- [30] R. Vidhi, S. Kuravi, D. Yogi Goswami, E. Stefanakos, and A. S. Sabau, "Organic Fluids in a Supercritical Rankine Cycle for Low Temperature Power Generation," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 135, pp. 042002-042002, 2013.
- [31] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325-342, 2013.
- [32] S. Santarossa, "Turboden ORC for heat recovery in cement plants: proven solutions for your tomorrow," presented at the Global CemPower, London, 2013.
- [33] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, and L. Tao, "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation," *Energy*, vol. 50, pp. 343-352, 2013.
- [34] Y. Lee, D.-g. Kang, and D. Jung, "Performance of virtually non-flammable azeotropic HFO1234yf/HFC134a mixture for HFC134a applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 1203-1207, 6// 2013.
- [35] J. L. Wang, L. Zhao, and X. D. Wang, "A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 3366-3373, 2010.
- [36] Y.-J. Baik, M. Kim, K.-C. Chang, Y.-S. Lee, and H.-K. Yoon, "Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation," *Energy*, vol. 47, pp. 70-76, 2012.
- [37] M. Chys, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe, "Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 44, pp. 623-632, 2012.
- [38] B. Dai, M. Li, and Y. Ma, "Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery," *Energy*.
- [39] H. M. Curran, "Use of Organic Working Fluids in Rankine Engines," *Journal of Energy*, vol. 5, pp. 218-223, July 01 1981.
- [40] J. G. Hnat, J. S. Patten, L. M. Bartone, and J. C. Cutting, "Industrial heat recovery with organic Rankine cycles," presented at the The Fourth Industrial Energy Technology Conference, Houston, Texas, 1982.
- [41] U. O. Secretariat, "Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer ", Nairobi, Kenya January 8 2012.
- [42] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne, and A. Quijano, "A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 4175-4189, 2012.
- [43] T. Buchanan, W. Posten, and S. Berryman, "Repowering steamboat 2 and 3 plants with new axial flow turbines," presented at the World Geothermal Congress, Bali, Indonesia, 2010.
- [44] ORMAT. (2013, December 30). *ORMAT® ENERGY CONVERTER (OEC)*. Available: <http://www.ormat.com/oec>
- [45] N. Cirincione, "Design, construction and commissioning of an organic rankine cycle waste heat recovery system with a tesla-hybrid turbine expander," Master of Science, Mechanical Engineering, Colorado State University, 2011.
- [46] I. T. LLC. (2013, December 30). *Build Your Own Brand 50 kW ORC*.
- [47] E. Management. (2012, December 30). *Marktübersicht ORC-Module*. Available: <http://www.energie-und-management.de/fileadmin/ftp/2012-ORC-Module.pdf>
- [48] ElectraTherm, "Mississippi Oilfield Generates Low-Temperature, Emission Free Geothermal Energy at the Wellhead " 2012.

- [49] ElectraTherm. (2013, December 30). *ElectraTherm's Waste Heat to Power Generation System*. Available: <http://electratherm.com/products/>
- [50] G. P. Water. (2013, December 30). *Turning heat into power*. Available: <https://ge-distributedpower.com/solutions-applications/heat-recovery-solutions-orc>
- [51] A. Energy. (2013, December 30). *Thermapower™ Organic Rankine Cycle (ORC) Module*. Available: http://www.access-energy.com/ae_thermapowerorganic.html
- [52] T. Energy. (2013, December 31). *Product specifications*. Available: <http://www.tas.com/renewable-energy/waste-heat/product-specifications.html>
- [53] ENERTIME. (2013, December 31). *ORCHID© - 1MWE - 200°C*. Available: <http://www.enertime.com/en/organic-rankine-cycle-machines/products/orchid>
- [54] EReiE. (2013, December 31). *EReiE ORC system: Recovery and Cleaning*. Available: <http://www.ereie-sas.fr/uploads/ORC-EReiE-fr-et-en.pdf>
- [55] F. L. Scraigne, "Cryostar ORC solutions for cement plant waste heat," presented at the Global CemPower London, England, 2013.
- [56] C. Spadacini, L. Centemeri, L. G. Sodo, M. Astolfi, M. C. Romano, and E. Macchi, "A new configuration for organic Rankine cycle power systems," presented at the First International Seminar on ORC Power Systems, Delft, Netherlands, 2011.
- [57] Verdicorp. (2012, January 10). *Verdicorp's Organic Rankine Cycle System*. Available: <http://www.verdicorp.com/orc.html>
- [58] NU, "Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques," New York, USMay 9 1992.
- [59] UN, "Amendement de Doha au Protocole de Kyoto," ed. Doha, Qatar, 2012.
- [60] EPA. (2013, January 2). *Recent International Developments Under the Montreal Protocol*. Available: <http://www.epa.gov/ozone/intpol/mpagreement.html>
- [61] UNEP, "HFCs: A critical link in protecting climate and the ozone layer," United Nations Environment Programme 2011.
- [62] E. Commission. (2013, January 2). *EU legislation to control F-gases*. Available: http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation/index_en.htm
- [63] G. Zyhowski and A. Brown, "Low global warming fluids for replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC applications," 2011.
- [64] J. M. Calm, "The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 1123-1133, 2008.
- [65] J. M. Calm and G. C. Hourahan, "Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants," presented at the The 23rd international Congress of Refrigeration Prague, Czech Republic, 2011.
- [66] J. M. Calm, "Refrigerant Transitions...Again," in *ASHRAE/NIST Refrigerants Conference*, Gaithersburg, MD, USA, 2012.
- [67] L. E.W., H. M.L., and M. M.O., "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP," Version 9.1 ed. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2013.
- [68] S. A. Klein, "EES: Engineering Equation Solver," Academic Professional V9.447-3D ed. Madison: F-Chart Software, 2013.
- [69] P. Colonna and T. P. v. d. Stelt, "Fluidprop: a program for the estimation of thermo physical properties of fluids," ed: Energy Technology Section, Delft University of Technology, 2004.
- [70] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, pp. 2498-2508, 02/12 2014.

Chapitre 4 : Modèle thermodynamique

4.1. Généralité – configurations étudiées

Ainsi que nous l'avons déjà mentionné dans le chapitre 2, les configurations les plus utilisées du cycle ORC pour la génération d'électricité sont des configurations sous-critiques qui sont équipées (Figure 4. 3) ou non (Figure 4. 1) d'un récupérateur. Dans le cadre de ce travail de thèse, nous étudierons les cycles ORC sous-critiques et supercritiques équipés ou non d'un récupérateur ainsi que la configuration régénérative (Figure 4. 5) du cycle ORC supercritique.

4.1.1. Cycles ORC standards

Dans un cycle ORC standard (Figure 4. 1), dans un premier temps, le fluide de travail qui se trouve à l'état du liquide saturé (ou légèrement sous-refroidi) à la pression de condensation est porté à la haute pression grâce à la pompe, cette pression est inférieure (ORC sous-critique) ou supérieure (ORC supercritique) à sa pression critique. Ensuite, le fluide de travail est chauffé, puis vaporisé (cycle sous-critique) dans l'échangeur de chaleur à haute pression (HPHEX) grâce à la chaleur du fluide qui constitue la source de chaleur du cycle. La chaleur qu'il transporte peut être par exemple une chaleur fatale correspondant aux rejets thermiques d'un processus industriel ou à des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne.

Dans le cas du cycle ORC supercritique, l'étape d'évaporation avec le changement de phase présente dans le cas sous-critique disparaît.

A la sortie de l'échangeur de chaleur à haute pression, le fluide de travail libère son énergie dans les aubages de la turbine pendant l'étape de détente. Finalement, le fluide cyclé à la pression basse est refroidi et condensé voire légèrement sous-refroidi en rejetant son énergie à un puits froid avant d'être renvoyé vers l'échangeur de chaleur à haute pression pour compléter la boucle.

C'est le cycle ORC sous-critique, dans lequel la vapeur saturée ou légèrement surchauffée est détendue à travers la turbine, qui est le plus souvent utilisé pour la récupération des rejets thermiques et qui est le plus souvent étudié. Cependant, selon plusieurs auteurs les investigations des cycles ORC supercritiques présentent également leur importance

car le ce dernier peut amener à un rendement plus élevé [1]. En effet, l'avantage majeur du cycle ORC supercritique par rapport au cycle sous-critique est une meilleure adéquation entre la courbe du refroidissement de la source thermique et celle du chauffage du fluide cyclé pendant l'étape de transfert de chaleur à haute pression [2]. L'absence du procédé d'évaporation isotherme dans le cas supercritique permet à la source thermique d'être refroidie à une température plus basse que dans le cas sous-critique malgré une valeur identique du pincement au niveau de l'échange de chaleur à haute pression. Cela conduit à une meilleure utilisation de la ressource de chaleur. Cependant, comme déjà mentionné dans le chapitre 2, la configuration supercritique du cycle ORC présente des problèmes de design et de mises en œuvre qui restent à surmonter. C'est en particulier le cas du fonctionnement à haute pression qui demande l'utilisation de matériaux plus résistant, le rapport élevé des pressions à travers la turbine qui s'en accomode mal mécaniquement et pouvant influencer ses performances, le transfert de chaleur vers un fluide se trouvant à l'état supercritique et finalement les incertitudes inhérentes aux propriétés du fluide de travail dans la région supercritique.

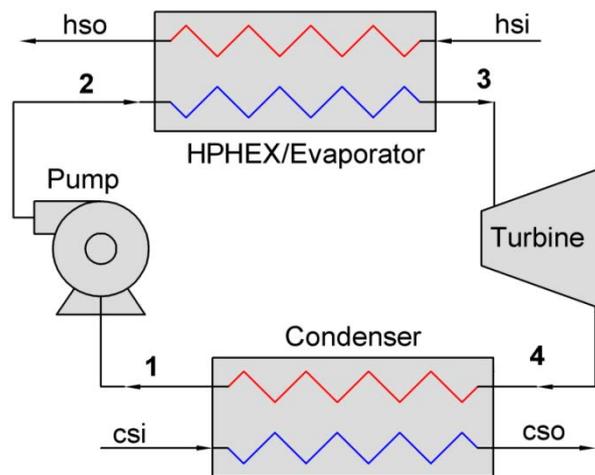


Figure 4. 1. Schéma d'un cycle ORC standard

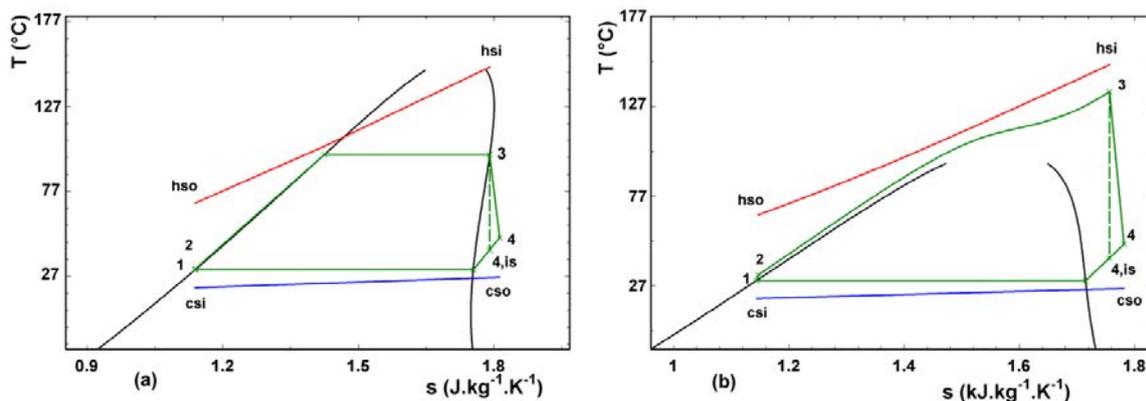


Figure 4. 2. Diagrammes T - s pour un cycle ORC sous-critique (a) et supercritique (b)

4.1.2. Cycles ORC avec un échangeur de chaleur interne

Avec les fluides de travail séchant, la vapeur à la sortie de la turbine du cycle ORC se trouve en situation de vapeur surchauffée. Avant refroidissement et condensation de cette vapeur, une partie de son énergie est transférée au liquide provenant de la pompe au niveau d'un échangeur interne de récupération.

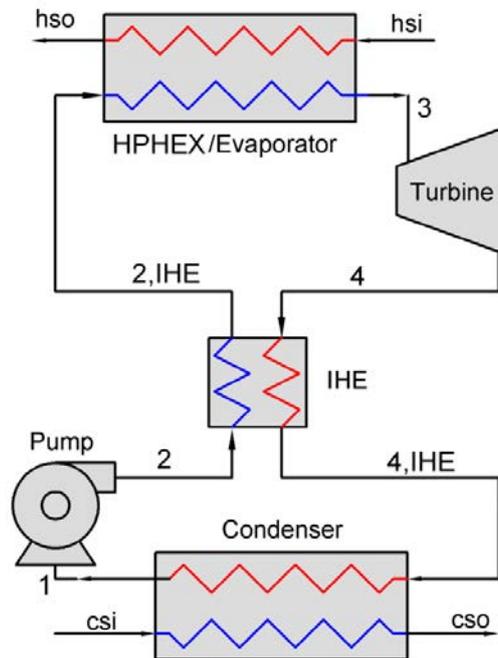


Figure 4. 3. Schéma du cycle ORC avec un échangeur interne (IHE) comme récupérateur

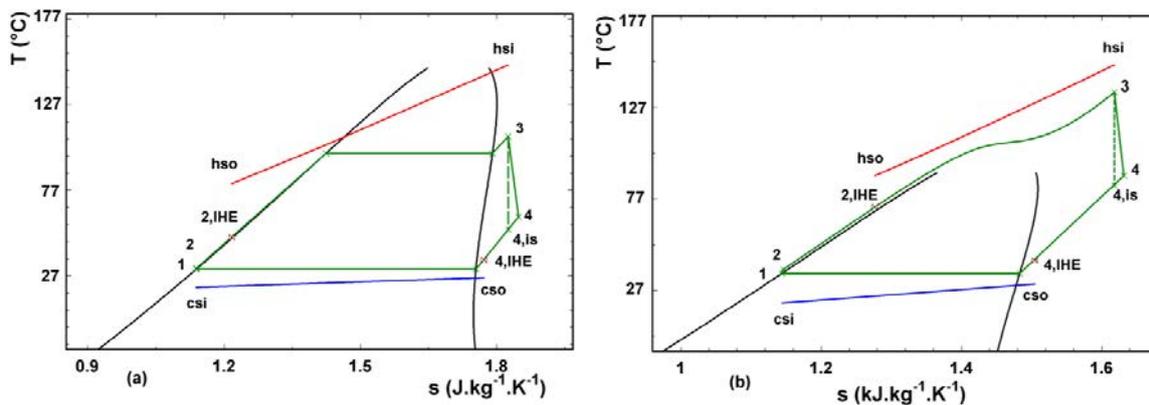


Figure 4. 4. Diagrammes T-s pour un cycle ORC sous-critique (a) et un cycle supercritique (b)

Dans la littérature, l'échangeur interne de chaleur dans la Figure 4. 3 est appelé « récupérateur » ou « économiseur ». Dans ce travail de thèse, nous appellerons cet échangeur de chaleur « récupérateur » le distinguant ainsi du régénérateur dans la configuration du cycle ORC régénératif.

4.1.3. Cycle ORC « régénératif » (ou avec sous-tirage)

Une autre solution pour améliorer la performance du cycle ORC est le cycle à sous-tirage que l'on appelle aussi cycle régénératif (Figure 4. 4). Une partie du débit vapeur est soutirée de la turbine pour aller réchauffer le liquide avant son entrée dans l'échangeur de chauffage. L'intérêt de cette façon de procéder est le fait que le liquide à la sortie de la pompe est d'abord chauffé avec source (la vapeur soutirée de la turbine) qui se trouve à une température qui n'est pas excessivement différente de la température du fluide à chauffer. Il en résulte à priori globalement une moindre création d'entropie, soit une moindre destruction d'exergie, et donc un meilleur rendement exergetique de l'installation.

Mago et al. [3, 4] ont dans le cas sous-critique conclu que le cycle ORC régénératif a des rendements au sens du premier et du deuxième principe plus élevés que le cycle ORC standard. Ces auteurs ont également affirmé que la performance du cycle ORC sous-critique avec resurchauffe est très similaire à celle du cycle ORC de base. Nous avons choisi de ne pas étudier la configuration resurchauffée dans ce travail de thèse.

En utilisant le cycle ORC régénératif pour la génération d'électricité solaire thermodynamique, Pei et al. [5] ont conclu que le rendement maximum du cycle régénératif est plus élevé (9.2 % dans leur étude) que celui sans régénération.

Selon l'étude bibliographique réalisée au début de ce travail et que nous avons présentée dans les chapitres précédents, les études sur les ORC supercritiques avec régénération sont relativement très peu nombreuses. Néanmoins, les cycles à vapeur d'eau en configuration supercritique avec régénération (c.à.d. à sous-tirage) sont bien étudiés et largement utilisés dans les grandes centrales de production d'électricité qu'elles soient à énergie fossile ou nucléaire.

La configuration régénérative des cycles ORC supercritiques (Figure 4. 5) est donc étudiée dans le présent travail. Le but est d'étudier l'apport d'une telle configuration au niveau des performances du cycle. Dans cette configuration, nous considérons qu'un échangeur de type de contact direct (Feed-Fluid heater – FFH) est inclus dans le circuit du cycle ORC standard. Comme déjà mentionné dans le paragraphe précédent, cet échangeur de chaleur est appelé « régénérateur ». La Figure 4. 5, qui illustre ce cycle avec FFH, montre que la vapeur soutirée de la turbine au point « 6 » est mélangée avec le liquide provenant de la pompe 1 dans le régénérateur. Le mélange peut sortir du FFH à l'état de liquide légèrement sous-refroidi pour éviter tout risque de cavitation au niveau de la pompe 2. Ce mélange est

comprimé par la pompe 2 jusqu'à la haute pression du cycle qui est donc une pression supérieure à la pression critique du fluide de travail pour absorber la chaleur de la source thermique dans l'échangeur de chaleur à haute pression. La vapeur sortante de la turbine au point « 7 » est refroidie et condensée voire légèrement sous-refroidie en cédant la chaleur à un puits froid avant d'être mélangée avec la vapeur sortante de la turbine au point « 6 ». Sur la Figure 4. 5 qui présente le schéma de cette configuration, nous mettons aussi le diagramme T-s du fluide de travail qui décrit ce cycle.

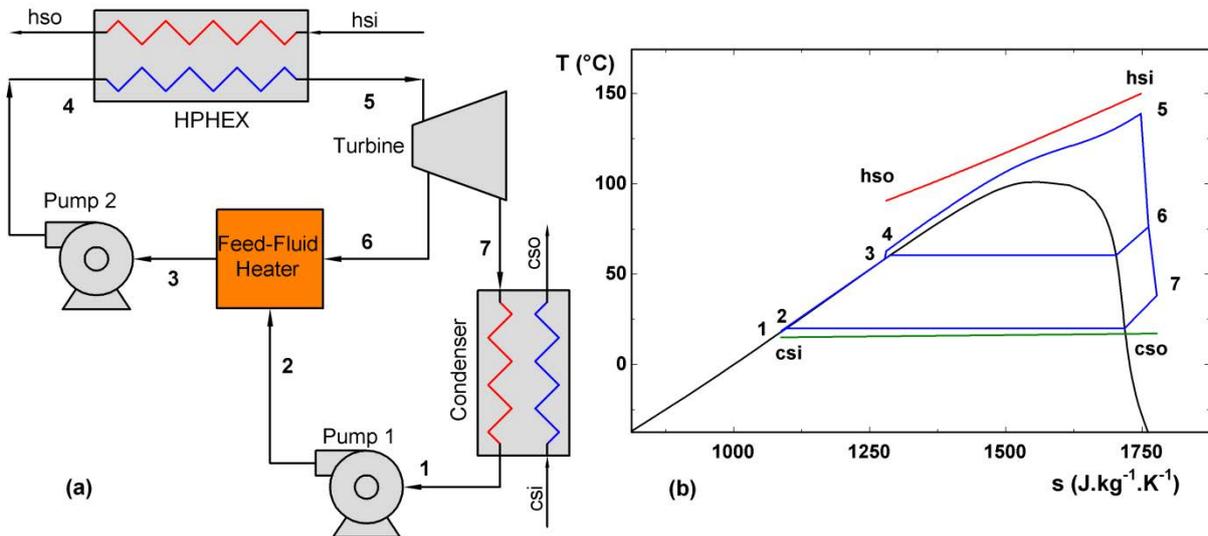


Figure 4. 5. Schéma d'un cycle ORC avec soutirage (a) et le diagramme T-s (b) du fluide de travail

4.2. Analyse énergétique du système

4.2.1. Cycles ORC standards

Nous considérons que notre cycle est constitué d'une succession de « procédés » ou « opérations ». Les équations de base pour l'analyse énergétique du système ORC standard sont les suivantes:

Procédé de pompage

Rendement isentropique de la pompe

$$\eta_{is}^p = \frac{h_{p,out}^{is} - h_{p,in}}{h_{p,out} - h_{p,in}} \quad (4.1)$$

Puissance mécanique de la pompe

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} (h_{p,out} - h_{p,in}) \quad (4.2)$$

Puissance électrique de la pompe

$$\dot{W}_p^{elec} = \dot{W}_p / \eta_{motor} \quad (4.3)$$

Nous déterminons le rendement du moteur électrique avec la corrélation (4.4) proposée dans [6]

$$\eta_{motor} = 75 + 11.5 \log(\dot{W}_p) - 1.5 [\log(\dot{W}_p)]^2 \quad (4.4)$$

Procédé de transfert de chaleur à haute pression

Le flux de chaleur échangée s'écrit:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{wf} (h_{wf,out}^{HPHEX} - h_{wf,in}^{HPHEX}) = \dot{m}_h (h_{hsi} - h_{hso}) \quad (4.5)$$

Procédé de détente

Rendement isentropique de la turbine

$$\eta_{is}^t = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{t,out}^{is}} \quad (4.6)$$

Puissance mécanique de la turbine

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (4.7)$$

La puissance électrique produite par le générateur électrique vaut:

$$\dot{W}_t^{elec} = \eta_{gen} \dot{W}_t \quad (4.8)$$

Procédé de condensation

Flux de chaleur rejetée au puits froid

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{wf} (h_{wf,in}^{cond} - h_{wf,out}^{cond}) = \dot{m}_c (h_{cso} - h_{csi}) \quad (4.9)$$

Pincements des échangeurs de chaleur chauds et froids

Afin d'opérer nos simulation, nous introduisons des valeurs de pincements pour les calculs des transferts de chaleur au niveau des échangeurs thermiques. Le pincement est défini comme étant la différence minimale de température entre le fluide chaud et le fluide froid dans un procédé d'échange de chaleur.

Pincements dans le cas du cycle ORC sous-critique

Nous illustrons sur la Figure 4. 6, les positions du point de pincement pour l'étape d'évaporation et de condensation pour un cycle ORC sous-critique. La situation du pincement

est fonction des valeurs relatives des capacités thermiques entre les fluides externes et le fluide du cycle ORC.

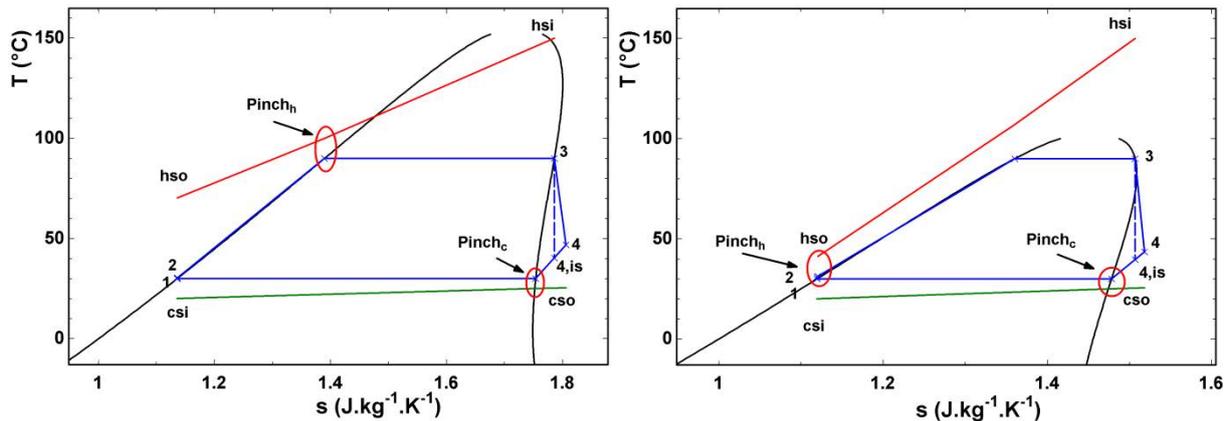


Figure 4. 6. Positions des points de pincement pour les procédés d'évaporation et de condensation du cycle ORC sous-critique

Pincements dans le cas du cycle ORC supercritique

Pour le cas du cycle ORC supercritique, la position du point de pincement du procédé de condensation (pincement froid) est identique avec le cas sous-critique.

La position du point de pincement de l'échangeur à haute pression (pincement chaud) est plus délicate à déterminer. Ceci est lié au fait que la chaleur massique du fluide du cycle peut varier de manière significative surtout au passage du point critique. Le point de pincement est le plus souvent déterminé par itération comme décrites dans le travail de Le et al. [7]. Le schéma des itérations est présenté dans la Figure 4. 7. Tout d'abord, un débit massique du fluide de travail est donné pour déterminer les températures sortantes de fluide thermique et de fluide cyclé. Ensuite, les températures différentes sur la courbe du chauffage du fluide de travail sont calculées par l'équation (4.10) (voir ci-dessous) avec l'intervalle de température (dT) déterminée par l'équation (4.11). L'échangeur de chaleur est divisé en 200 sections. Les températures aux différents points de la courbe du refroidissement de l'eau chaude sont calculées après détermination de leurs enthalpies par l'équation (4.12). Après le calcul des températures correspondantes sur les courbes de chauffage et de refroidissement, les différences de température entre les deux fluides peuvent être déterminées par l'équation (4.13). Ensuite, la différence minimale de température peut être trouvée. Si cette valeur est égale à celle de pincement pour le transfert de chaleur à haute pression ($Pinch_h$), le débit massique du fluide de travail est correct. Le débit sera augmenté ou diminué si la différence minimale de température est supérieure ou inférieure à $Pinch_h$.

$$T_{wf}^{i+1} = T_{wf}^i + dT \quad (4.10)$$

$$dT = (T_{wf,out}^{HPHEX} - T_{wf,in}^{HPHEX}) / 200 \quad (4.11)$$

$$h_h^{i+1} = h_h^i + \dot{m}_{wf} (h_{wf}^{i+1} - h_{wf}^i) \quad (4.12)$$

$$\Delta T_i = T_h^i - T_{wf}^i \quad (4.13)$$

Détermination des performances du cycle

Les performances du système ORC sont déterminées par les équations suivantes:

Puissance mécanique

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (4.14)$$

Puissance électrique

$$\dot{W}_{net}^{elec} = \dot{W}_t^{elec} - \dot{W}_p^{elec} \quad (4.15)$$

Rendement thermique (rendement au sens du premier principe de thermodynamique)

$$\eta_t = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_h \quad (4.16)$$

Rendement global du système

$$\eta_{sys} = \dot{W}_{net}^{elec} / \dot{Q}_h \quad (4.17)$$

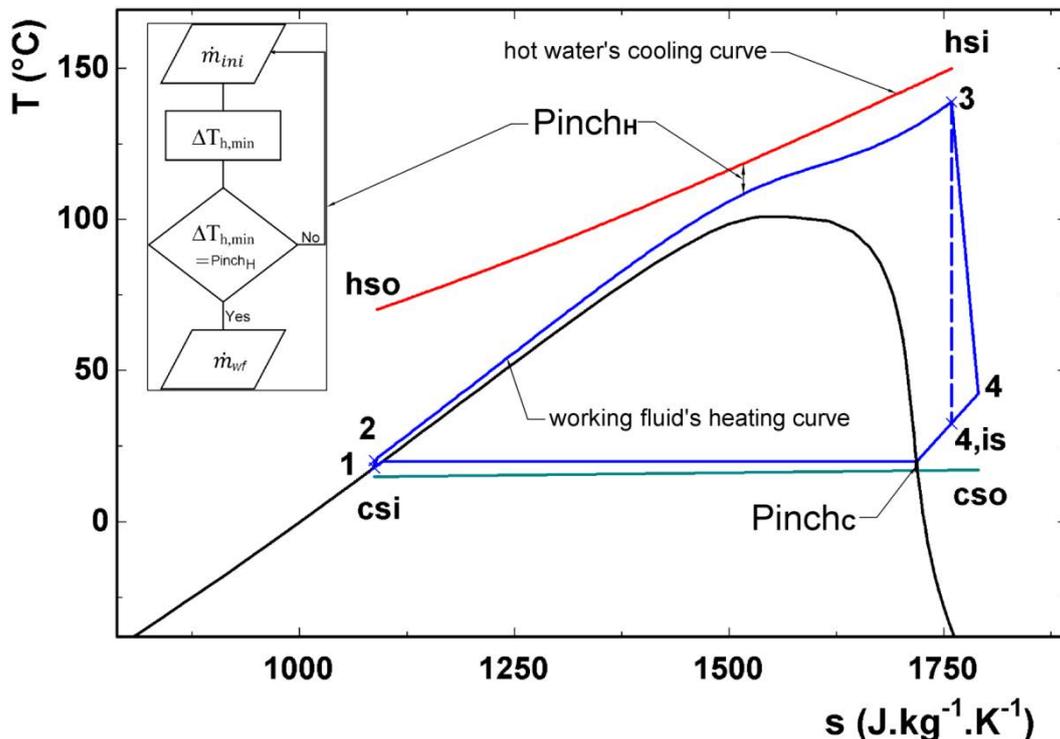


Figure 4. 7. Positions de point de pincement et procédure itérative du calcul du débit du fluide de travail du cycle ORC supercritique [7]

4.2.2. Cycles ORC avec un récupérateur

Le schéma du cycle ORC avec un échangeur de chaleur interne est présenté dans la Figure 4. 4. Les équations pour les composants de base du cycle ORC avec un récupérateur sont similaires avec celles du cycle ORC standard. Il faut cependant établir les équations énergétiques pour le récupérateur, et prendre en compte la présence du récupérateur au niveau des performances du cycle.

On suppose que le débit massique et les conditions de fonctionnement (température d'évaporation, température de condensation, pincements pour l'étape d'évaporation et de condensation ainsi que température à l'entrée de la turbine) du fluide de travail sont identiques pour le cas des cycles ORC équipées et non d'un récupérateur.

Flux de chaleur échangée dans le récupérateur s'écrit:

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{wf} (h_{c,out}^{IHE} - h_{c,in}^{IHE}) = \dot{m}_{wf} (h_{h,in}^{IHE} - h_{h,out}^{IHE}) \quad (4.18)$$

L'exposant « IHE » indique l'échangeur additionnel que comporte cette configuration.

On appelle \dot{Q}_h^{IHE} et \dot{Q}_c^{IHE} respectivement les flux de chaleur échangés dans HPHEX et dans le condenseur pour cette configuration. Ces flux se calculent par:

$$\dot{Q}_h^{IHE} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_{IHE} \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_c^{IHE} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{IHE} \quad (4.20)$$

Où \dot{Q}_h et \dot{Q}_c sont respectivement des débits calorifiques échangés dans HPHEX et dans le condenseur dans le cas du cycle ORC standard, calculés par les équations (4.5) et (4.9)

Puissance du cycle ORC avec un récupérateur

$$\dot{W}_{net}^{IHE} = \dot{W}_t^{IHE} - \dot{W}_p^{IHE} = \dot{Q}_h^{IHE} - \dot{Q}_c^{IHE} \quad (4.21)$$

Remplaçant \dot{Q}_h^{IHE} et \dot{Q}_c^{IHE} dans les équations (4.19) et (4.20) en équation (4.21), elle devient

$$\dot{W}_{net}^{IHE} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c = \dot{W}_{net} \quad (4.22)$$

Rendement du cycle ORC avec un IHE

$$\eta_I^{IHE} = \frac{\dot{W}_{net}^{IHE}}{\dot{Q}_h^{IHE}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_{IHE}} \quad (4.23)$$

A partir des équations ci-dessus, la puissance du cycle ORC standard et de celui avec un récupérateur est identique, mais le rendement du cycle ORC avec un récupérateur est plus important. Une valeur de 5 °C du pincement est utilisée pour le récupérateur.

4.2.3. Cycle ORC régénératif

Le schéma d'un cycle ORC avec un régénérateur (soutirage) est présenté dans la Figure 4. 5. Les équations pour les composants du cycle ORC régénératif sont similaires avec celles du cycle ORC standard. Deux débits massiques du fluide de travail entrant au régénérateur sont calculés par les équations de bilan de matière et d'énergie comme suit

$$\dot{m}_{wf} = \dot{m}_h^{Reg} + \dot{m}_c^{Reg} \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_{wf} h_{out}^{Reg} = \dot{m}_h^{Reg} h_h^{Reg} + \dot{m}_c^{Reg} h_c^{Reg} \quad (4.25)$$

Puissance mécanique du cycle ORC régénératif

$$\dot{W}_{net}^{Reg} = \dot{W}_{t1}^{Reg} + \dot{W}_{t2}^{Reg} - \dot{W}_{p1}^{Reg} - \dot{W}_{p2}^{Reg} \quad (4.26)$$

4.3. Analyse exergétique

4.3.1. Introduction

Selon le premier principe de thermodynamique, l'énergie ne peut être ni détruite, ni créée. Elle est conservée dans tous les dispositifs ou les procédés. Cependant, pour décrire quelques aspects importants de l'utilisation des ressources d'énergie, la seule méthode d'analyse énergétique n'est pas suffisante. La perte d'énergie utile (noble) d'un système ou d'un dispositif ne peut pas être justifiée par le premier principe de thermodynamique, car il ne distingue pas la qualité et la quantité de l'énergie. En effet, il existe plusieurs catégories de l'énergie. Les énergies mécaniques et électriques peuvent être totalement converties en chaleur. La chaleur, ne peut pas être complètement transformée en travail sur l'arbre. Depuis les décennies récentes, l'analyse exergétique (l'analyse de la disponibilité) basée sur le deuxième principe de thermodynamique s'est imposée comme une méthode utile pour la conception, l'évaluation, l'optimisation et l'amélioration des systèmes énergétiques. Le terme « disponibilité » (Availability en anglais) a été rendu populaire aux Etats-Unis par l'école d'ingénieur de l'Institut de Technologie du Massachusetts (ou Massachusetts Institute of Technology – MIT en anglais) dans les années 1940 [8]. En effet, comme exposé par Feidt

[9], le terme « énergie utilisable » a été inventé par Gouy (1889) et Stodola (1898) mais c'est en 1956, que le terme « exergie », qui est préféré de nos jours, a été introduit par Rant [10]. L'exergie exprime [11] le travail théorique maximum qui peut être obtenu à partir d'un système global, constitué d'un système et de son environnement, quand le système est porté depuis son état initial vers un état d'équilibre total avec son environnement (l'état mort). L'analyse exergetique permet de localiser et d'évaluer la cause et l'importance de la perte de ressource d'énergie [12]. Cependant, l'analyse exergetique n'est pas un substitut pour l'analyse énergétique, mais plutôt un complément.

Dans l'analyse exergetique, la température (T_0) et la pression (p_0) de l'environnement (correspondant à l'état mort) sont souvent pris à 25 °C et 1atm, respectivement. Cependant, ces valeurs relatives à l'environnement de référence peuvent être spécifiées différemment selon l'application [12]. Dans ce travail de thèse, la température à l'entrée de puits froid et la pression atmosphérique sont respectivement sélectionnées comme étant la température et la pression de l'état mort pour nos analyses exergetiques.

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

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

Néanmoins, l'exergie n'est pas une grandeur conservative: elle peut être détruite par les irréversibilités dans un système ou dans un volume de contrôle. En régime stationnaire, le bilan de flux d'exergie d'un volume de contrôle peut être décrit comme suit:

$$\sum_j \dot{E}x_{q,j} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{E}x_i - \sum_e \dot{E}x_e - \dot{I} = 0 \quad (4.27)$$

Ou bien

$$\sum_j (1 - T_0/T_j) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i Ex_i - \sum_e \dot{m}_e Ex_e - \dot{I} = 0 \quad (4.28)$$

Où

$\dot{E}x_{q,j}$ est le flux d'exergie associé avec le transfert de chaleur

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

\dot{Q}_j est le débit de transfert de chaleur à travers la frontière du volume de contrôle où la température instantanée est T_j

Ex est l'exergie spécifique et peut être exprimée en termes de quatre constituants: l'exergie physique (Ex_{PH}), l'exergie cinétique (Ex_{KN}), l'exergie potentielle (Ex_{PT}) et l'exergie chimique (Ex_{CH}). Les indices « i » et « e » dénotent l'entrée et la sortie, respectivement.

$$Ex = Ex_{PH} + Ex_{KN} + Ex_{PT} + Ex_{CH} \quad (4.29)$$

$$Ex_{PH} = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (4.30)$$

$$Ex_{KN} = V^2 / 2 \quad (4.31)$$

$$Ex_{PT} = gz \quad (4.32)$$

L'exergie chimique pour les composants du cycle ORC est considérée nulle.

Le débit de destruction d'exergie (ou débit de l'irréversibilité), \dot{I} est calculé par l'équation (4.33)

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.33)$$

Où \dot{S}_{gen} est le flux d'entropie créée

4.3.1.1. Rendement exergetique

Selon Feidt [13], le rendement exergetique est globalement défini par:

$$\eta_{Ex} = \frac{ExU}{CEx} \quad (4.34)$$

Où

ExU dénote l'exergie utile

CEx est l'exergie consommée

Comme mentionné dans le travail de Hasan et al. [14], Szargut et al. [15] et Bejan et al. [16] définissent le rendement exergetique comme étant le ratio entre l'exergie sortante et l'exergie entrante. Selon ces auteurs, l'exergie entrante peut être l'exergie de la source thermique ou bien le changement de l'exergie de celle-ci calculé par l'équation (4.38). Si le fluide caloporteur est déchargé à l'environnement après transfert d'énergie au fluide de travail, son exergie inutilisée est donc perdue et le rendement exergetique (4.35) est basé sur

Chapitre 4: Modèle thermodynamique

l'exergie de la source de chaleur déterminé par l'équation (4.36). Si le fluide thermique est recyclé ou utilisé encore une fois comme dans le cas d'un système solaire recirculé, où le fluide caloporteur est recirculé via le collecteur, le rendement exergetique (4.37) doit être basé sur le changement de l'exergie de la source de chaleur (4.38). La dernière définition est en effet identique avec celle de Feidt dans l'équation (4.34).

$$\eta_{Ex} = \dot{E}x_{out} / \dot{E}x_{in} \quad (4.35)$$

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{hsi} = \dot{m}_h [h_{hsi} - h_0 - T_0 (s_{hsi} - s_0)] \quad (4.36)$$

$$\eta_{Ex} = \dot{E}x_{out} / \Delta \dot{E}x_{in} \quad (4.37)$$

$$\Delta \dot{E}x_{in} = \dot{m}_h [h_{hsi} - h_{hso} - T_0 (s_{hsi} - s_{hso})] \quad (4.38)$$

4.3.1.2. Rendement au sens du deuxième principe de thermodynamique

Plusieurs auteurs, dont Feidt [13], ont considéré le rendement au sens du deuxième principe (l'efficacité du système) comme le ratio entre le rendement réel du système et le rendement limite de Carnot comme exprimé par l'équation (4.39). En effet, l'efficacité est un nombre compris entre 0 et 1, qui rend compte des écarts à la réversibilité. Le système ou le procédé seront d'autant plus parfaits que ce nombre sera voisin de 1.

$$\eta_{II} = \eta_r / \eta_{Carnot} \quad (4.39)$$

De manière plus générale, Cengel et Boles [8] ont considéré que le rendement au sens du deuxième principe, η_{II} , d'un système est le rapport de son rendement au sens du premier principe η_I à celui maximum, η_I^{rev} , qui est obtenu d'un système réversible opérant sous les mêmes conditions.

$$\eta_{II} = \eta_I / \eta_I^{rev} \quad (4.40)$$

Comme déjà mentionné dans le chapitre 2, pour les sources de chaleur sensible, telles que dans un système solaire thermique ou chaleur perdue de gaz d'échappement par exemple, le cycle de Lorenz est le cycle réversible idéal qui donne la meilleure performance. Le rendement au sens du premier principe maximum dans l'équation (4.40) est donc calculé comme suit:

$$\eta_I^{rev} = \eta_{Lorenz} = 1 - \tilde{T}_c / \tilde{T}_h \quad (4.41)$$

Où \tilde{T}_c et \tilde{T}_h sont des températures moyennes entropiques du puits froid et de la source thermique, respectivement. Dans le cas du cycle ORC dans cette thèse, \tilde{T}_c et \tilde{T}_h sont calculées comme suit

$$\tilde{T}_h = \frac{h_{hsi} - h_{hso}}{s_{hsi} - s_{hso}} \quad (4.42)$$

$$\tilde{T}_c = \frac{h_{csi} - h_{cso}}{s_{csi} - s_{cso}} \quad (4.43)$$

Comme l'exergie est définie relativement à l'environnement (l'état mort), le rendement exergetique est affecté par la sélection des conditions de référence, alors que le rendement au sens du deuxième principe, comme défini dans l'équation (4.40), est indépendant de l'état mort [14]. Le rendement au sens du deuxième principe est égal à celui exergetique s'il est choisi que $T_0 = \tilde{T}_c$.

Le coefficient d'influence du composant d'un système est défini dans [17] comme le rapport entre le flux d'exergie consommée du composant et du système entier

$$\beta_i = \dot{E}x_{con}^i / \dot{E}x_{con}^{sys}$$

4.3.1.3. Bilan exergetique des procédés dans un cycle ORC

Les équations pour l'analyse d'exergie des transformations (procédés) thermodynamiques d'un cycle ORC sont décrites comme suit

Procédé de pompage

L'exergie consommée dans le procédé de pompage est en effet la puissance mécanique demandée par la pompe

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} (h_{p,out} - h_{p,in}) \quad (4.44)$$

Exergie utile (Exergie reçue par le fluide de travail)

$$\dot{E}x_p = \dot{m}_{wf} \left[h_{p,out} - h_{p,in} - T_0 (s_{p,out} - s_{p,in}) \right] \quad (4.45)$$

Débit de l'irréversibilité (Exergie détruite dans la pompe)

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m}_{wf} (s_{p,out} - s_{p,in}) \quad (4.46)$$

Rendement exergetique de la pompe

$$\eta_{Ex}^p = \dot{E}x_p / \dot{W}_p \quad (4.47)$$

Procédé de transfert de chaleur à haute pression

L'exergie consommée est considérée être la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide caloporteur

$$\dot{E}x_h = \dot{E}x_{hsi} - \dot{E}x_{hso} = \dot{m}_h \left[h_{hsi} - h_{hso} - T_0 (s_{hsi} - s_{hso}) \right] \quad (4.48)$$

L'exergie utile est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide cyclé

$$\dot{E}x_{wf}^{HPHEX} = \dot{E}x_{wf,out}^{HPHEX} - \dot{E}x_{wf,in}^{HPHEX} = \dot{m}_{wf} \left[h_{wf,out}^{HPHEX} - h_{wf,in}^{HPHEX} - T_0 (s_{wf,out}^{HPHEX} - s_{wf,in}^{HPHEX}) \right] \quad (4.49)$$

Le débit de l'irréversibilité (Exergie détruite dans l'échangeur de chaleur à haute pression) s'écrit:

$$\dot{I}_{HTHEX} = T_0 \left[\dot{m}_{wf} (s_{wf,out}^{HPHEX} - s_{wf,in}^{HPHEX}) + \dot{m}_h (s_{hso} - s_{hsi}) \right] \quad (4.50)$$

Rendement exergetique de HPHEX

$$\eta_{Ex}^{HPHEX} = \dot{E}x_{wf}^{HPHEX} / \dot{E}x_h$$

Procédé de détente

Exergie consommée

$$\dot{E}x_t = \dot{m}_{wf} \left[h_{t,in} - h_{t,out} - T_0 (s_{t,in} - s_{t,out}) \right] \quad (4.51)$$

L'exergie utile est la puissance mécanique fournie par la turbine

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (4.52)$$

Débit de l'irréversibilité (Exergie détruite dans la turbine)

$$\dot{I}_t = T_0 \dot{m}_{wf} (s_{t,out} - s_{t,in}) \quad (4.53)$$

Rendement exergetique de la turbine

$$\eta_{Ex}^t = \dot{W}_t / \dot{E}x_t \quad (4.54)$$

Procédé de condensation

Chapitre 4: Modèle thermodynamique

L'exergie consommée est définie comme étant la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, des flux d'exergie transportés par le fluide de travail du cycle ORC

$$\dot{E}x_{wf}^{cond} = \dot{E}x_{wf,in}^{cond} - \dot{E}x_{wf,out}^{cond} = \dot{m}_{wf} \left[h_{wf,in}^{cond} - h_{wf,out}^{cond} - T_0 (s_{wf,in}^{cond} - s_{wf,out}^{cond}) \right] \quad (4.55)$$

L'exergie utile ou l'exergie absorbée par le fluide de puits froid est la différence des flux d'exergie transportés par ce dernier au niveau de l'entrée et au niveau de la sortie de l'échangeur:

$$\dot{E}x_c = \dot{E}x_{cso} - \dot{E}x_{csi} = \dot{m}_c \left[h_{cso} - h_{csi} - T_0 (s_{cso} - s_{csi}) \right] \quad (4.56)$$

Débit de l'irréversibilité

$$\dot{I}_{cond} = T_0 \left[\dot{m}_{wf} (s_{wf,out}^{cond} - s_{wf,in}^{cond}) + \dot{m}_c (s_{cso} - s_{csi}) \right] \quad (4.57)$$

Rendement exergetique

$$\eta_{Ex}^{cond} = \dot{E}x_c / \dot{E}x_{wf}^{cond} \quad (4.58)$$

Récupérateur

Exergie consommée

$$\dot{E}x_h^{IHE} = \dot{m}_{wf} [h_{h,in}^{IHE} - h_{h,out}^{IHE} - T_0 (s_{h,in}^{IHE} - s_{h,out}^{IHE})] \quad (4.59)$$

Exergie utile

$$\dot{E}x_c^{IHE} = \dot{m}_{wf} [h_{c,out}^{IHE} - h_{c,in}^{IHE} - T_0 (s_{c,out}^{IHE} - s_{c,in}^{IHE})] \quad (4.60)$$

Débit de l'irréversibilité

$$\dot{I}_{IHE} = \dot{m}_{wf} T_0 (s_{h,out}^{IHE} - s_{h,in}^{IHE} + s_{c,out}^{IHE} - s_{c,in}^{IHE}) \quad (4.61)$$

Rendement exergetique

$$\eta_{Ex}^{IHE} = \dot{E}x_c^{IHE} / \dot{E}x_h^{IHE} \quad (4.62)$$

Régénérateur

Exergie consommée

$$\dot{E}x_h^{Reg} = \dot{m}_h^{Reg} [h_h^{Reg} - h_{out}^{Reg} - T_0 (s_h^{Reg} - s_{out}^{Reg})] \quad (4.63)$$

Exergie utile

$$\dot{E}x_c^{Reg} = \dot{m}_c^{Reg} [h_{out}^{Reg} - h_c^{Reg} - T_0 (s_{out}^{Reg} - s_c^{Reg})] \quad (4.64)$$

Débit de l'irréversibilité

$$\dot{I}_{Reg} = T_0 \left[\dot{m}_c^{Reg} (s_{out}^{Reg} - s_c^{Reg}) + \dot{m}_h^{Reg} (s_{out}^{Reg} - s_h^{Reg}) \right] \quad (4.65)$$

Rendement exergetique

$$\eta_{Ex}^{Reg} = \dot{E}x_c^{Reg} / \dot{E}x_h^{Reg} \quad (4.66)$$

L'exergie détruite totale (ou débit total de l'irréversibilité) du cycle ORC est la somme des exergies détruites (des débits d'irréversibilité) au niveau de chaque composant du cycle:

$$\dot{I}_{tot} = \sum_i \dot{I}_i \quad (4.67)$$

Pour le cas du cycle ORC non équipé d'un récupérateur

$$\dot{I}_{tot} = \dot{I}_{HPHEX} + \dot{I}_t + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_p \quad (4.68)$$

Pour le cas du cycle ORC équipé d'un récupérateur

$$\dot{I}_{tot} = \dot{I}_{HPHEX} + \dot{I}_t + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_p + \dot{I}_{IHE} \quad (4.69)$$

Pour le cas du cycle ORC régénératif

$$\dot{I}_{tot} = \dot{I}_{HPHEX} + \dot{I}_t + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_p + \dot{I}_{Reg} \quad (4.70)$$

Bilan et rendement exergetique du système ORC

Bilan exergetique global du système ORC quelle que soit la configuration

$$\dot{E}x_h + \dot{W}_p = \dot{W}_t + \dot{E}x_c + \dot{I}_{tot} \quad (4.71)$$

Remplaçant \dot{I}_{tot} dans les équations (4.68), (4.69) ou (4.70) en équation (4.71) on a:

Pour le cas du cycle ORC standard

$$\dot{E}x_h - \dot{I}_{HPHEX} + \dot{W}_p - \dot{I}_p = \dot{W}_t + \dot{I}_t + \dot{E}x_c + \dot{I}_{Cond} \quad (4.72)$$

$$\dot{E}x_{HPHEX} + \dot{E}x_p = \dot{E}x_t + \dot{E}x_{Cond} \quad (4.73)$$

Pour le cas du cycle ORC avec récupérateur

$$\dot{E}x_h - \dot{I}_{HPHEX} + \dot{W}_p - \dot{I}_p = \dot{W}_t + \dot{I}_t + \dot{E}x_c + \dot{I}_{Cond} + \dot{I}_{IHE}$$

$$\dot{E}x_{HPHEX} + \dot{E}x_p = \dot{E}x_t + \dot{E}x_{Cond} + \dot{I}_{IHE}$$

Pour le cas du cycle ORC régénératif

$$\dot{E}x_h - \dot{I}_{HPHEX} + \dot{W}_p - \dot{I}_p = \dot{W}_t + \dot{I}_t + \dot{E}x_c + \dot{I}_{Cond} + \dot{I}_{Reg}$$

$$\dot{E}x_{HPHEX} + \dot{E}x_p = \dot{E}x_t + \dot{E}x_{Cond} + \dot{I}_{Reg}$$

Si le flux d'exergie absorbée par le puits froid peut être récupéré, pour un autre usage dans l'usine qui comprend le cycle ORC (par exemple pour le chauffage de l'eau sanitaire). Le rendement exergetique du cycle ORC est calculé suivant l'équation (4.34), et il vient:

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p + \dot{E}x_c}{\dot{E}x_h} \quad (4.74)$$

A partir de l'équation (4.71) et (4.74), le rendement exergetique peut être réécrit comme suit

$$\eta_{Ex} = 1 - \dot{I}_{tot} / \dot{E}x_h \quad (4.75)$$

Cependant, l'exergie « déchargée » par le cycle au niveau du puits froid est souvent considéré comme une perte, car aucune utilisation n'est faite de cette exergie. Dans ce cas qui est plus général, le rendement exergetique du cycle ORC est donc calculé par:

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{E}x_h} \quad (4.76)$$

Ou

$$\eta_{Ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_c + \dot{I}_{tot}}{\dot{E}x_h} \quad (4.77)$$

Le rendement au sens du deuxième principe est calculé tel que défini par l'équation (4.40). Cette définition fait intervenir le rendement au sens du premier principe. Elle compare le rendement réel au sens du premier principe, au rendement maximum toujours au sens du premier principe. Ce dernier est calculé par l'équation (4.41). Il vient donc:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{1 - \tilde{T}_c / \tilde{T}_h} \quad (4.78)$$

Soit en remplaçant le rendement réel au sens du premier principe par son expression:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h \left(1 - \tilde{T}_c / \tilde{T}_h\right)} \quad (4.79)$$

Ou encore en introduisant les expressions de termes qui apparaissent dans cette équation:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{m}_h (h_{hsi} - h_{hso}) \left[1 - \tilde{T}_c \left(\frac{s_{hsi} - s_{hso}}{h_{hsi} - h_{hso}}\right)\right]} \quad (4.80)$$

En simplifiant nous avons :

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{m}_h \left[h_{hsi} - h_{hso} - \tilde{T}_c (s_{hsi} - s_{hso})\right]} \quad (4.81)$$

Si $\tilde{T}_c = T_0$ l'équation (4.81) peut être réécrite

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{m}_h \left[h_{hsi} - h_{hso} - T_0 (s_{hsi} - s_{hso})\right]} \quad (4.82)$$

Le dénominateur dans l'équation (4.82) est bien l'exergie dépensée au niveau de l'échangeur de chaleur à haute pression $\dot{E}x_h$. La valeur du rendement au sens du deuxième principe est donc identique, lorsque l'on pose $\tilde{T}_c = T_0$, à celle du rendement exergetique du système calculé par l'équation (4.76).

Par ailleurs, le rendement exergetique du cycle ORC peut être défini en considérant que l'exergie en sortie de l'échangeur à haute pression (l'échangeur chaud) est totalement perdue. On considère donc le cas courant où il n'existe pas une recirculation ni une deuxième utilisation de la source thermique à la sortie de cet échangeur à haute pression. Le flux d'exergie associé avec le fluide sortant de la source chaude est donc ici considéré comme une perte d'exergie quantifiée par l'équation

$$\dot{E}x_{h,loss} = \dot{m}_h \left[h_{hso} - h_0 - T_0 (s_{hso} - s_0)\right] \quad (4.83)$$

Il est clair que plus le flux d'exergie sortante de l'échangeur thermique à haute pression est important plus le taux de récupération d'énergie de la source thermique est petit.

Comme mentionné précédemment, le rendement exergetique du cycle ORC peut être dans cette hypothèse calculé par:

$$\eta_{Ex}^{ORC} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{E}x_{hsi}} \quad (4.84)$$

Soit encore:

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{E}x_h + \dot{E}x_{h,loss}} \quad (4.85)$$

Nous appellerons désormais ce rendement « taux de récupération exergetique », η_{WHR}

$$\eta_{WHR} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{E}x_{hsi}} \quad (4.86)$$

4.3.2. Méthode d'exergie topologique (la méthode des graphes d'exergie)

4.3.2.1. Introduction

Selon Nikulshin et Wu [18], la manière la plus efficace pour résoudre les problèmes d'analyse thermodynamique et d'optimisation des systèmes est de relier la méthode d'analyse exergetique avec une méthode mathématique provenant de la théorie des graphes. La méthode combinée exergie-graphes a été appelée la méthode d'exergie topologique par Andreev et Nikulshin [19]. Cette méthode a été également utilisée par quelques auteurs [4, 20] pour l'évaluation des applications d'un cycle ORC. Selon la définition présentée dans le travail de Mago et al. [4], la topologie d'un réseau est l'étude de l'arrangement ou de la cartographie des éléments (les liens et les nœuds) du réseau, particulièrement, les interconnexions physiques et logiques entre les nœuds. Un organigramme constituant des différentes étapes (voir Figure 4. 8) pour appliquer la méthodologie topologique est présenté dans la thèse de Somayaji [21]. La structure du graphe de flux d'exergie et la structure du système à modéliser peuvent être décrites uniquement par une matrice d'incidence [18]. Les éléments de la matrice des graphes de flux d'exergie ne peuvent avoir que l'un des trois sens:

0 : l'écoulement « j » et l'élément « i » ne sont pas attachés

+1 : l'écoulement « j » entre dans l'élément « i »

-1 : l'écoulement « j » sort de l'élément « i »

Selon Nikulshin et Wu [18], le graphe est particulièrement efficace pour chercher des pertes d'exergie dans tous les composants du système et dans le système entier. Du point de vue de thermodynamique, les valeurs des pertes d'exergie (ou des irréversibilités) dans les composants indiquent l'importance du composant et fournissent les voies possibles pour

l'amélioration du système. La somme des irréversibilités de tous les éléments d'un système fournit une excellente fonction objectif pour l'optimisation paramétrique. Par ailleurs, les pertes exergetiques peuvent être également utilisées comme critères dans l'analyse technico-économique du système.

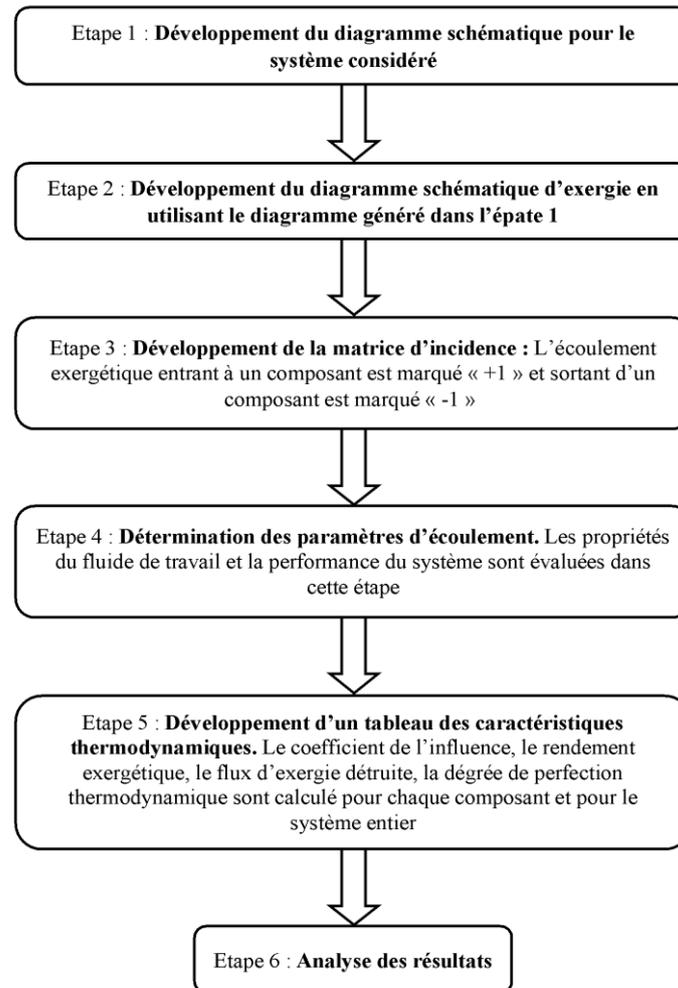


Figure 4. 8. Différentes étapes de la méthode d'exergie topologique [22]

4.3.2.2. Application de la méthodologie des graphes d'exergie

Un cycle ORC standard supercritique (Figure 4. 2b) est utilisé pour l'illustration de cette méthode. Les paramètres pour la modélisation sont pris comme dans le Tableau 4. 1 excluant la valeur du pincement ($Pinch_{IHE}$) pour le transfert de chaleur dans le récupérateur interne. Le fluide de travail est le R134a. La température de condensation du fluide de travail est fixée à 30 °C, la pression haute est arbitrairement choisie de 5793 kPa à partir d'un des résultats de simulation. Afin d'éviter la condensation partielle du fluide de travail pendant ou à la fin du procédé de détente, l'entropie spécifique du fluide à la sortie de l'échangeur de chaleur à haute pression est supposée être égale à une certaine entropie dite maximale S_{max} . S_{max} est

choisie de manière qu'une détente isentropique depuis la sortie de l'échangeur chaud ne provoque pas de condensation du fluide. La détermination de S_{max} permet le choix de la température du fluide en sortie de l'échangeur chaud (voir Figure 4. 9).

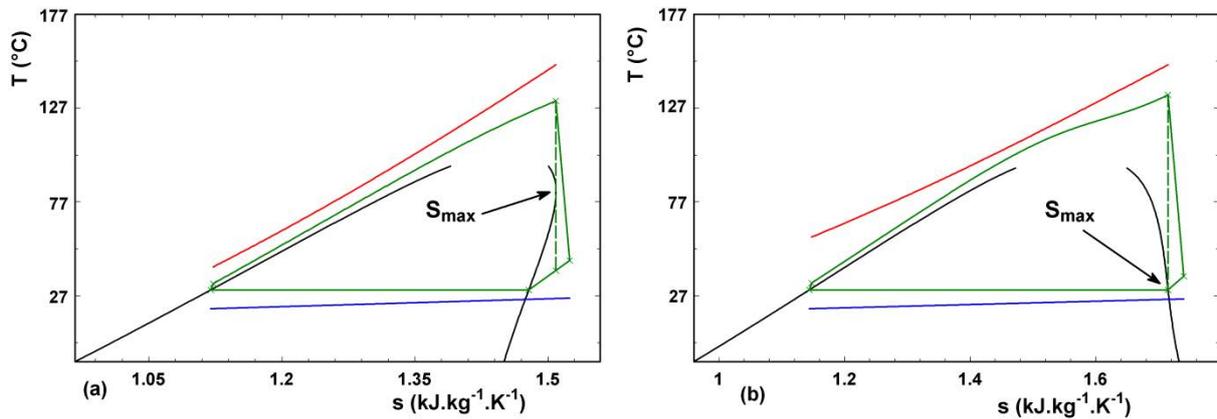


Figure 4. 9. Illustration pour un fluide séchant (a) et pour un fluide mouillant (b) du choix de S_{max} . S_{max} est choisie de manière qu'une détente isentropique depuis la sortie de l'échangeur chaud ne provoque pas de condensation du fluide. S_{max} permet de fixer ensuite le choix de la température du fluide en sortie de l'échangeur chaud

Comme indiqué dans le Tableau 4. 1, la source thermique alimentant le cycle est supposée être de l'eau chaude arrivant à l'entrée de l'échangeur chaud à 150 °C et à la pression de 5 bars. Le puits froid du cycle est considéré être de l'eau froide arrivant à l'échangeur froid à 15 °C et à la pression de 2 bars. Les autres paramètres sont essentiellement le rendement isentropique de la pompe et de la turbine, les pincements au niveau des échangeurs que comporte le cycle.

Tableau 4. 1. Paramètres pour la simulation des cycles ORC

Rendement isentropique de la pompe et de la turbine (%)	80
Rendement du générateur électrique (%)	95
$Pinch_H$, °C	10
$Pinch_C$, °C	5
$Pinch_{IHE}$, °C	5
Source de chaleur/ puits froid	Eau
T_{hsi}/T_{csi} , °C	150/15
P_{hsi}/P_{csi} , bars	5/2
\dot{m}_h , kg/s	15

Pour la simulation des cycles ORC en général et de cycle ORC standard supercritique en particulier, nous considérons les hypothèses suivantes:

- Chaque procédé du cycle est adiabatique et stationnaire.

- Les échanges thermiques entre le fluide circulant dans les tubes de liaison et l'extérieur sont négligés
- Les pertes de charge dans les tubes de liaison et dans les échangeurs de chaleur sont négligées
- L'énergie cinétique et potentielle des fluides sont négligées.

Etape 1: La première étape dans la méthode d'exergie topologique est de développer un diagramme schématique pour le système considéré. Chaque élément et chaque écoulement sont identifiés avec des numéros.

Etape 2: Le graphe de flux d'exergie est créé en utilisant le diagramme schématique du cycle ORC. Les différents cercles représentent des éléments et les flèches entrantes et sortantes indiquent les flux d'exergie. La Figure 4. 10 représente le graphe de flux d'exergie pour un cycle ORC standard supercritique.

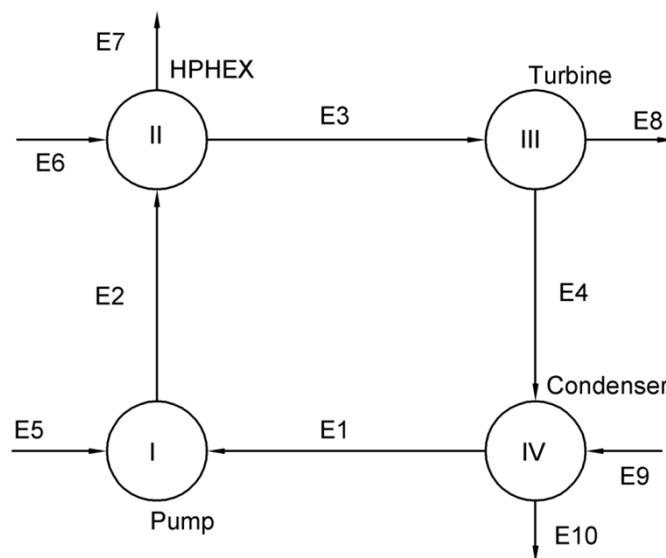


Figure 4. 10. Graphe de flux d'exergie pour un cycle ORC standard

Etape 3: Cette étape crée la matrice d'influence pour le système évalué. Dans cette matrice, les composants différents qui sont connectés sont facilement identifiés. Par convention, le flux d'exergie entrant dans un composant est marqué avec « +1 » et sortant d'un composant est marqué avec « -1 ». Si le flux d'exergie et l'élément ne sont pas attachés, un « 0 » sera présenté.

Tableau 4. 2. Matrice d'influence correspondante au graphe de flux d'exergie pour le cycle ORC de base

Ecoulement	Elément			
	I	II	III	IV
E1	+1	0	0	-1
E2	-1	+1	0	0
E3	0	-1	+1	0
E4	0	0	-1	+1
E5	+1	0	0	0
E6	0	+1	0	0
E7	0	-1	0	0
E8	0	0	-1	0
E9	0	0	0	+1
E10	0	0	0	-1

Etape 4: Dans l'étape 4, les paramètres des écoulements du cycle sont déterminés. Le Tableau 4. 3 inclut les valeurs des paramètres des écoulements à l'entrée et à la sortie des éléments, c.à.d. la température, la pression, l'enthalpie spécifique, l'entropie spécifique, le débit massique, l'exergie spécifique et le débit exergetique. Les données sont obtenues à partir des résultats de la simulation du cycle ORC avec EES.

Tableau 4. 3. Paramètres des écoulements dans le graphe de flux d'exergie pour le cycle ORC de base

Ecoulement	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)	$\dot{E}x$ (kW)
E1	28.0	770	238.84	1.134	25.43	35.366	899.35
E2	31.5	5793	244.05	1.137	25.43	39.588	1007
E3	132.6	5793	452.42	1.713	25.43	82.060	2087
E4	36.9	770	422.01	1.738	25.43	44.496	1132
E5	-	-	-	-	-	-	132.46
E6	150.0	500	632.19	1.842	15	103.085	1546
E7	66.5	500	278.93	0.912	15	17.641	264.62
E8	-	-	-	-	-	-	955.26
E9	15.0	200	63.17	0.224	107	0.099	10.56
E10	25.4	200	106.72	0.373	107	0.867	92.69

Etape 5: Les caractéristiques thermodynamiques des écoulements dans le système évalué sont calculées dans cette étape. Le Tableau 4. 4 présente les valeurs de l'exergie utile, de

l'exergie consommée, du coefficient d'influence, du débit de l'irréversibilité et du rendement exergetique de chaque composant du cycle ORC.

Tableau 4. 4. Caractéristiques thermodynamiques du cycle ORC dans la Figure 4. 10

Elément	Nœud	$\dot{E}x_u$ (kW)	$\dot{E}x_{con}$ (kW)	β_i	\dot{i} (kW)	η_{Ex} (%)
Pompe	I	107.35	132.46	0.134	25.09	81.06
HPHEX	II	1080.00	1282.00	1	201.60	84.27
Turbine	III	773.40	955.26	0.7453	181.86	80.96
Condenseur	IV	82.131	232.18	0.1812	150.04	35.37
ORC	-	723.36	1282.00	-	558.58	56.42

Etape 6: Analyse des résultats

Dans le travail de Nikulshin et al. [23], un coefficient d'influence relatif à chaque composant est introduit et le rendement exergetique du système est calculé par:

$$\eta_{Ex}^{sys} = \dot{E}x_u^{sys} / \dot{E}x_{con}^{sys} = \sum_{i=1}^N \eta_{Ex}^i \beta_i - \sum_{i=1}^M (1 - \eta_{Ex}^i) \beta_i \quad (4.87)$$

Où

$\eta_{Ex}^i = \dot{E}x_u^i / \dot{E}x_{con}^i$ est le rendement exergetique d'élément « i » du système

$\beta_i = \dot{E}x_{con}^i / \dot{E}x_{con}^{sys}$ est le coefficient d'influence d'élément « i » du système

N est le nombre « d'éléments de tête » du système qui sont définis comme les éléments utilisant des ressources d'énergie des sources externes. Ce nombre N est réduit à 1 pour le cycle ORC de base, et nous avons un seul élément de ce type qui est l'échangeur de chaleur à haute pression.

M est le nombre des autres éléments du système. Il s'agit de la pompe, du condenseur et de la turbine dans le cas du cycle ORC de base.

L'équation (4.87) n'est pas la définition d'un nouveau rendement exergetique. Il s'agit juste d'une réécriture du rendement exergetique défini plus haut mais en prenant une sorte « d'influence » ou de « participation » de chaque composant à la formation de ce rendement.

On peut vérifier ceci pour le cas du cycle ORC standard : l'équation (4.87) s'écrit pour le cycle ORC standard:

$$\eta_{\dot{E}x}^{sys} = \eta_{\dot{E}x}^{HPHEX} \beta_{HPHEX} - (1 - \eta_{\dot{E}x}^p) \beta_p - (1 - \eta_{\dot{E}x}^t) \beta_t - (1 - \eta_{\dot{E}x}^{cond}) \beta_{cond} \quad (4.88)$$

Soit en remplaçant les termes par leur expression

$$\eta_{\dot{E}x}^{sys} = \frac{\dot{E}x_{HPHEX}}{\dot{E}x_h} \frac{\dot{E}x_h}{\dot{E}x_h} - \left(1 - \frac{\dot{E}x_p}{\dot{W}_p}\right) \frac{\dot{W}_p}{\dot{E}x_h} - \left(1 - \frac{\dot{W}_t}{\dot{E}x_t}\right) \frac{\dot{E}x_t}{\dot{E}x_h} - \left(1 - \frac{\dot{E}x_c}{\dot{E}x_{cond}}\right) \frac{\dot{E}x_{cond}}{\dot{E}x_h} \quad (4.89)$$

$$\eta_{\dot{E}x}^{sys} = \frac{1}{\dot{E}x_h} \left(\dot{E}x_{HPHEX} + \dot{E}x_p - \dot{E}x_t - \dot{E}x_{cond} - \dot{W}_p + \dot{W}_t + \dot{E}x_c \right) \quad (4.90)$$

A partir de l'équation (4.73) qui exprime le bilan exergetique du cycle et qui fait que la somme des quatre premiers termes du membre de droite de (4.90) s'annule, il reste:

$$\eta_{\dot{E}x}^{sys} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p + \dot{E}x_c}{\dot{E}x_h} \quad (4.91)$$

L'équation (4.91) est identique à l'équation (4.74)

Comme montré dans le Tableau 4. 4, la perte exergetique la plus importante est faite par l'échangeur de chaleur à haute pression. Cependant, le rendement exergetique de cet échangeur, en conséquence des données du problème et en particulier du pincement fixé, est également le plus important pour ce composant du cycle ORC. La perte exergetique la plus faible et le rendement exergetique le plus petit sont trouvés pour la pompe et le condenseur, respectivement. Les pertes exergetiques dans des échangeurs de chaleur sont principalement causées par les irréversibilités de transfert de chaleur avec la différence de température entre les courbes du chauffage et du refroidissement. Plus la différence de température est importante, plus les pertes exergetiques sont élevées. Un autre facteur qui influence sur le rendement exergetique des échangeurs de chaleur est le niveau total de température des écoulements du côté chaud et froid. Plus ce niveau de température est important plus le rendement exergetique de l'échangeur est important [17]. Les coefficients d'influence les plus élevés sont le coefficient de l'échangeur de chaleur à haute pression (1.0) et le coefficient de la turbine (0.745). Ceci indique que l'échangeur à haute pression, le HPHEX, et la turbine sont des composants critiques pour le cycle ORC.

La Figure 4. 11 présente la répartition de la destruction exergetique dans les composants du cycle ORC.

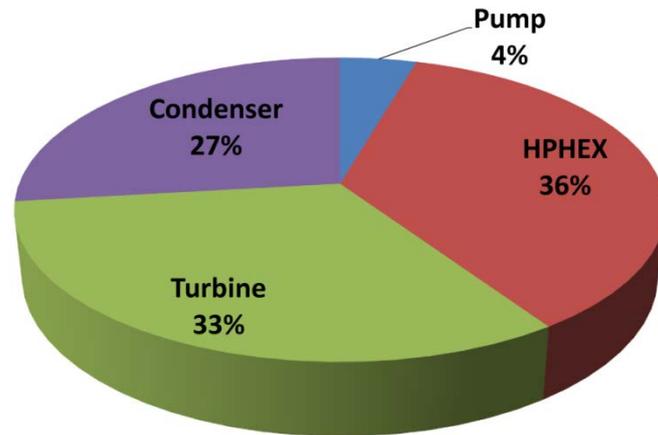


Figure 4. 11. Pourcentages de perte exergétique dans les composants du cycle ORC supercritique standard

4.4. Comparaisons entre les différentes configurations du cycle ORC

Pour la comparaison de la performance thermodynamique entre les configurations étudiées du cycle ORC, le rendement au sens du deuxième principe, η_{II} , sera à priori utilisé comme fonction objectif pour l'optimisation de la récupération d'énergie d'une source de chaleur qui est décrite dans le Tableau 4. 1. La variable d'optimisation est la pression réduite, p_r , définie comme le rapport entre la pression du fluide de travail dans l'échangeur à haute pression et sa pression critique. Les autres paramètres pour la simulation sont présentés dans le Tableau 4. 1 avec une température de condensation du fluide de travail de 30 °C. Le fluide de travail à la sortie du condenseur est à l'état légèrement sous-refroidi (de 2 °C) pour éviter la cavitation de la pompe. L'entropie spécifique du fluide de travail sortant de l'échangeur de chaleur à haute pression est supposée être l'entropie spécifique maximale, S_{max} (voir Figure 4. 9), de saturation de vapeur dans l'intervalle de température de condensation à la température d'évaporation (ORC sous-critique) ou à la température critique du fluide de travail (ORC supercritique).

4.4.1. Cycle ORC standard

La Figure 4. 12 présente les résultats de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe, η_{II} , en considérant la pression d'évaporation réduite comme variable de décision pour le cycle ORC sous-critique utilisant le R245fa pur et le mélange R245fa/Novec649 à 0.5/0.5 (fraction massique) comme fluide de travail. Alors que, le résultat de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe du cycle ORC supercritique fonctionnant avec le R134a est montré dans la Figure 4. 13.

Les valeurs des paramètres d'opération et de performance thermodynamique des cycles ORC standards sous-critique et supercritique au maximum du rendement au sens du deuxième principe sont présentées dans les Tableau 4. 5 et Tableau 4. 6, respectivement.

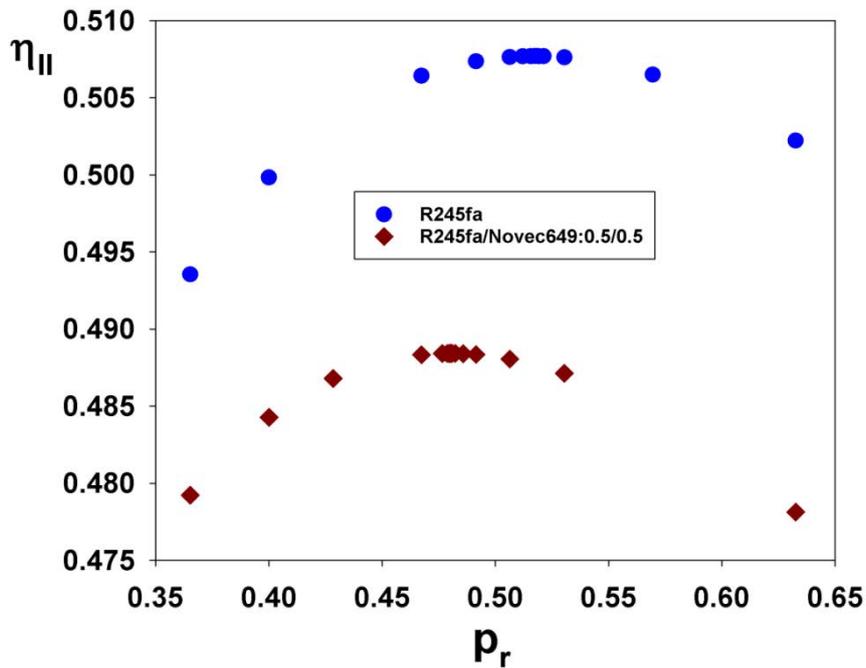


Figure 4. 12. Résultats de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe en considérant la pression réduite comme variable de décision pour le cas du cycle ORC sous-critique fonctionnant avec le R245fa et le mélange R245fa/Novec649:0.5/0.5

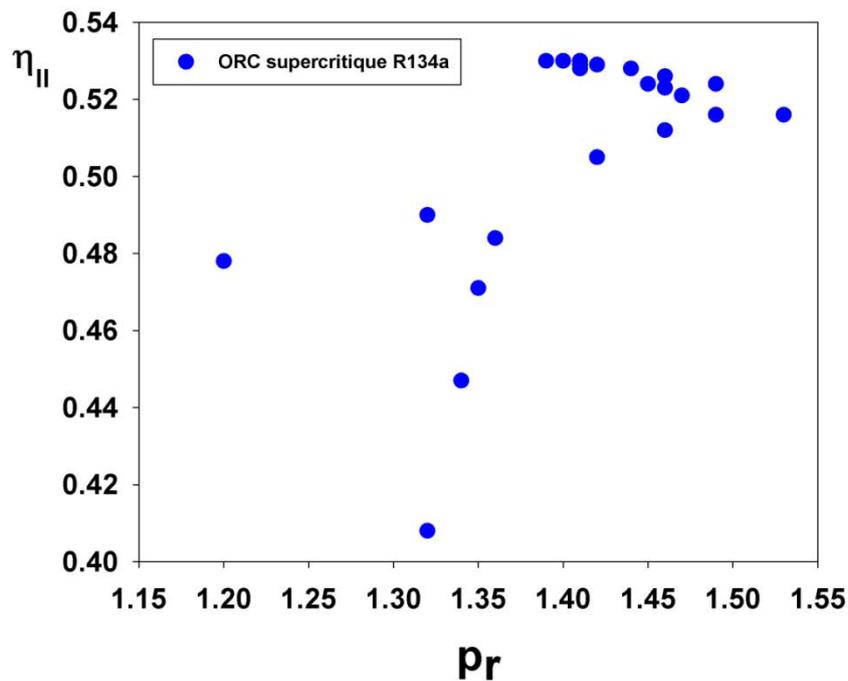


Figure 4. 13. Résultat de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe du cycle ORC supercritique fonctionnant avec le R134a

Tableau 4. 5. Conditions opérationnelles des cycles ORC standards sous- et supercritique (au maximum du rendement au sens du deuxième principe)

ORC	Sous-critique		Supercritique
Fluide de travail	R245fa	R245fa/Novec649 (0.5/0.5)	R134a
T_3 (°C)	119.0	117.6	131.1
P_3 (kPa)	1889	1387	5626
P_{cond} (kPa)	177.8	149.6	770.2
\dot{m}_{wf} (kg/s)	11.93	19.27	25.76
\dot{m}_c (kg/s)	54.17	40.94	108.3
T_{hso} (°C)	104.1	89.4	65.4
T_{cso} (°C)	26.3	35.0	25.5

Les résultats présentés dans le Tableau 4. 6, montrent que le rendement au sens du deuxième principe est le plus élevé pour le cycle ORC supercritique. La puissance nette et donc le taux de récupération exergetique au maximum du rendement au sens du deuxième principe sont également les plus élevés pour le cas du cycle supercritique. Le rendement au sens du deuxième principe maximum du cycle ORC sous-critique fonctionnant avec le R245fa pur est plus important que celui du cycle utilisant le mélange R245fa/Novec649:0.5/0.5. En effet, le rendement au sens du deuxième principe maximum du cycle ORC utilisant le mélange zéotrope dans le cas étudié est plus faible que celui du cycle ORC utilisant le R245fa pur, l'un des deux composés du mélange, mais plus élevé que celui du cycle ORC utilisant le deuxième composé du mélange, le Novec649, comme fluide de travail. De plus, la composition arbitrairement choisie du mélange pour le calcul n'est pas encore justifiée comme composition optimale. D'autre part, quand l'exergie apportée par le puits froid est considérée comme une exergie utile, le rendement exergetique du cycle ORC utilisant le mélange zéotrope est plus élevé que le rendement du cycle ORC utilisant le fluide pur. Le rendement thermique du cycle sous-critique basé sur le mélange R245fa/Novec649 est plus faible que celui du cycle fonctionnant avec le R245fa pur mais la puissance nette est plus élevée pour le cycle utilisant le mélange R245fa/Novec649 comme fluide de travail.

Tableau 4. 6. Performance thermodynamique des cycles ORC standards sous- et supercritiques (au maximum du rendement au sens du deuxième principe)

ORC	Sous-critique		Supercritique
Fluide	R245fa	R245fa/Novec649	R134a
\dot{W}_{net} (kW)	395.3	453.2	646.7
η_I (%)	13.47	11.73	12.03
η_{II} (%)	50.77	48.84	53.03
η_{Ex}^a (%)	48.24	44.22	50.02
η_{Ex}^b (%)	54.11	55.22	56.48
η_{WHR} (%)	25.57	29.31	41.82
\dot{I}_{tot} (kW)	376.0	459.0	562.7
\dot{Ex}_{loss}^h (kW)	726.8	521.4	253.4
\dot{Ex}_c (kW)	48.1	112.7	83.5

^a Rendement exergetique tenant compte du debit exergetique de puits froid comme exergie utile

^b Rendement exergetique tenant compte du debit exergetique de puits froid comme perte d'exergie

4.4.2. Cycle ORC avec un recuperateur

La Figure 4. 14 montre la variation du rendement au sens du deuxième principe en fonction de la pression reduite pour le cycle ORC sous-critique avec un recuperateur fonctionnant avec le R245fa et avec le melange R245fa/Novec649:0.5/0.5. Les resultats de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe pour le cas du cycle ORC sous-critique avec un recuperateur sont presentes dans les Tableau 4. 7 et Tableau 4. 8. En comparant, la configuration du cycle ORC avec un recuperateur et celle standard, on trouve que les rendements thermiques et au sens du deuxième principe sont plus importants pour les cycles equipes d'un recuperateur. Les rapports du debit total d'irreversibilite a la puissance nette des cycles ORC avec un recuperateur sont plus faibles que ceux des cycles ORC standards. Cependant, la puissance nette et le taux de recuperation de l'exergie au maximum du rendement au sens du 2nd principe sont plus eleves pour la configuration sans recuperateur du cycle ORC.

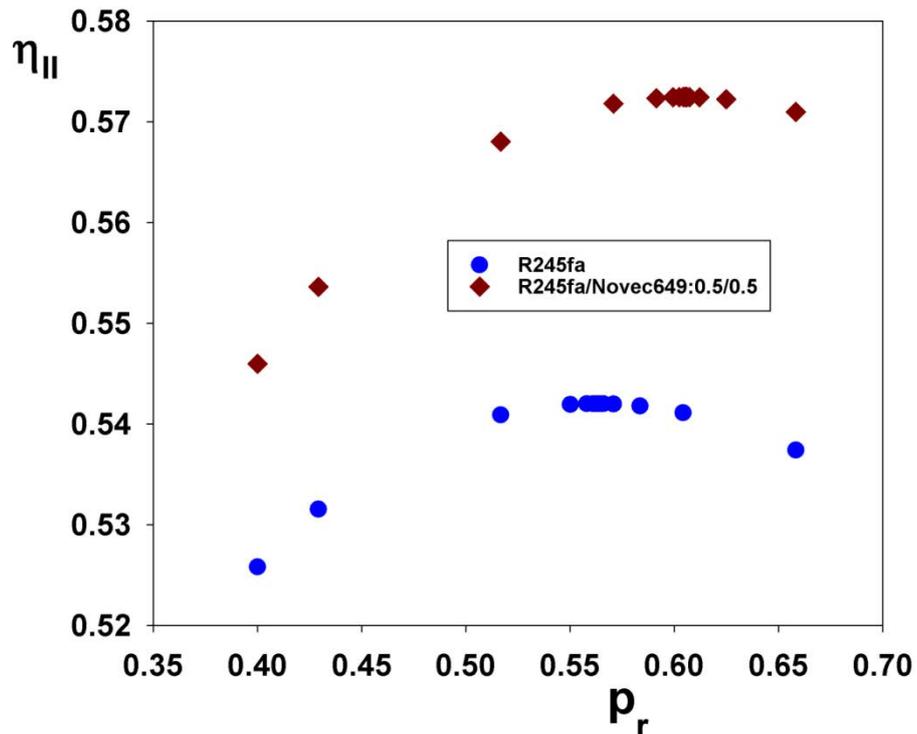


Figure 4. 14. Résultats de l’optimisation du rendement au sens du deuxième principe en considérant la pression réduite comme variable de décision pour le cas du cycle ORC sous-critique avec récupérateur fonctionnant avec le R245fa ou avec le mélange R245fa/Novec649:0.5/0.5

Tableau 4. 7. Conditions opérationnelles des cycles ORC avec un récupérateur (au maximum du rendement au sens du deuxième principe)

ORC	Sous-critique	
	R245fa	R245fa/Novec649 (0.5/0.5)
Fluide de travail	R245fa	R245fa/Novec649 (0.5/0.5)
T_3 (°C)	123.2	128.7
P_3 (kPa)	2052	1749
P_{cond} (kPa)	177.8	149.6
\dot{m}_{wf} (kg/s)	10.07	12.63
\dot{m}_c (kg/s)	45.74	26.61
T_{hso} (°C)	114.2	117.6
T_{cso} (°C)	25.3	30.8

Dans le cas avec récupérateur, le fluide zéotrope présente un avantage pour l’amélioration de la performance du système. Les rendements thermiques et au sens du deuxième principe sont plus importants pour le cycle utilisant le mélange zéotrope avec une puissance nette comparable à celle du cycle utilisant le fluide pur.

Tableau 4. 8. Performances thermodynamiques des cycles ORC équipés d'un récupérateur

ORC	Sous-critique	
	R245fa	R245fa/Novec649
Fluide	R245fa	R245fa/Novec649
\dot{W}_{net} (kW)	343.4	324.5
η_I (%)	14.96	15.59
η_{II} (%)	54.2	57.25
η_{Ex}^a (%)	51.85	53.47
η_{Ex}^b (%)	56.95	61.12
η_{WHR} (%)	22.22	20.99
\dot{I}_{tot} (kW)	285.2	235.9
\dot{Ex}_{loss}^h (kW)	883.9	939.4
\dot{Ex}_c (kW)	33.8	51.53

^a Rendement exergetique tenant compte du débit exergetique de puits froid comme exergie utile

^b Rendement exergetique tenant compte du débit exergetique de puits froid comme perte d'exergie

4.4.3. Cycle ORC régénératif

Concernant le cycle ORC supercritique régénératif, quand le fluide sortant de la turbine n'est pas très surchauffé, le fait d'ajouter un récupérateur pour préchauffer le liquide provenant de la pompe n'est pas économique. Cependant, la configuration régénérative du cycle ORC est une solution potentielle pour améliorer le rendement du système. La Figure 4. 15 indique le résultat de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe du cycle ORC supercritique régénératif fonctionnant avec le R134a. La pression opérationnelle du fluide de travail dans l'échangeur de chaleur chaud est prise comme la pression dans le cas du cycle supercritique standard. Alors que, la pression où le fluide est partiellement extrait de la turbine est utilisée comme la variable pour l'optimisation.

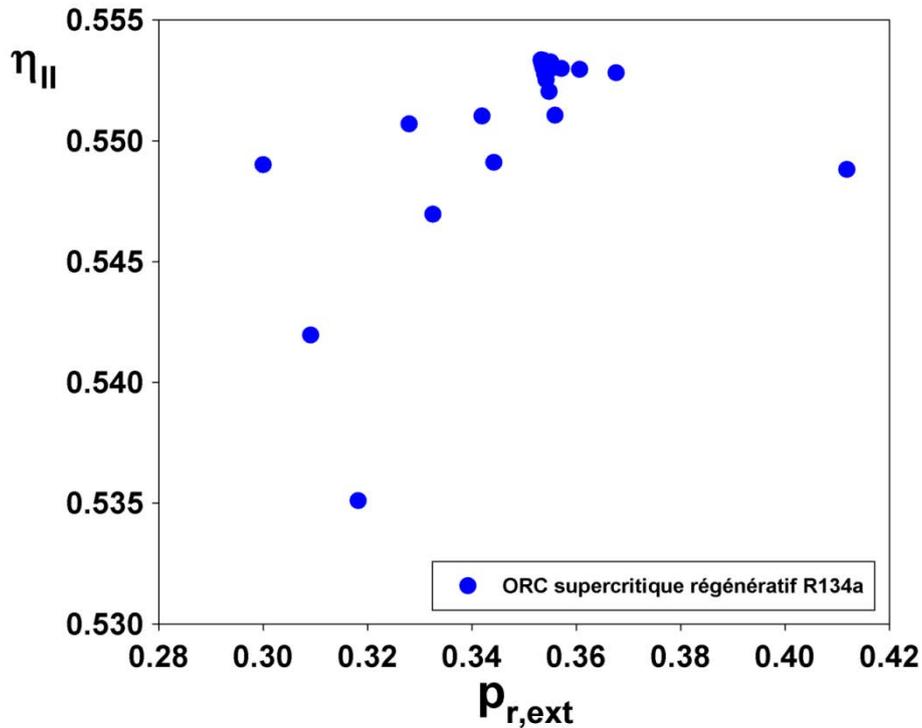


Figure 4. 15. Résultat de l'optimisation du rendement au sens du deuxième principe du cycle ORC supercritique régénératif fonctionnant avec le R134a

En comparant la performance du cycle ORC standard supercritique avec ce même cycle en configuration régénérative, on constate que le rendement thermique et le rendement au sens du deuxième principe sont plus élevés pour la configuration régénérative. Le rapport du flux total d'irréversibilité à la puissance nette du cycle régénératif est également plus faible que celui du cycle standard. Cependant, la puissance nette et donc le taux de récupération de l'exergie du cycle ORC régénératif au maximum du rendement au sens du deuxième principe est plus petite que celle du cycle standard avec en plus, pour le cycle régénératif, un système plus complexe qui va augmenter le coût d'investissement du projet.

Chapitre 4: Modèle thermodynamique

Tableau 4. 9. Conditions opérationnelles du cycle ORC supercritique régénératif (au maximum du rendement au sens du deuxième principe)

ORC	Supercritique
Fluide de travail	R134a
T_3 (°C)	131.1
P_3 (kPa)	5626
P_6 (kPa)	1372
P_{cond} (kPa)	770.2
\dot{m}_1 (kg/s)	4.224
\dot{m}_2 (kg/s)	21.53
\dot{m}_c (kg/s)	90.56
T_{hso} (°C)	78.5
T_{cso} (°C)	25.5

Tableau 4. 10. Performances thermodynamiques du cycle ORC supercritique régénératif

ORC	Supercritique
Fluide de travail	R134a
\dot{W}_{net} (kW)	606.8
η_I (%)	13.33
η_{II} (%)	55.34
η_{Ex}^a (%)	52.43
η_{Ex}^b (%)	58.44
η_{WHR} (%)	39.25
\dot{I}_{tot} (kW)	481
$\dot{E}x_{loss}^h$ (kW)	488.8
$\dot{E}x_c$ (kW)	69.6

4.5. Conclusions du chapitre

Dans ce chapitre nous avons présenté les méthodes d'analyse énergétique et exergetique qui permettent d'évaluer les performances des cycles ORC et de les optimiser. En effet, pour évaluer l'utilisation des ressources d'énergie, la seule méthode d'analyse énergétique n'est pas

Chapitre 4: Modèle thermodynamique

suffisante car cette méthode ne distingue pas la qualité et la quantité de l'énergie. Avec la méthode d'analyse exergetique, qui vient en appui à l'analyse énergétique, la localisation, la cause et l'importance de la perte de ressource d'énergie peuvent être déterminées et donc les améliorations de performance du système.

Nous avons montré comment il était possible de tirer profit de la méthode d'exergie topologique utilisant les graphes de flux d'exergie et les matrices de l'incidence pour évaluer les performances de ces cycles et surtout pour évaluer les importances relatives des destructions d'exergie par les différents composants du cycle.

La configuration standard, la configuration avec récupérateur et la configuration avec sous-tirage du cycle ORC, les situations de fluide évoluant en restant en deçà des conditions critiques ainsi que le cas supercritique sont envisagés. Nous avons constaté que les configurations avec un récupérateur et la configuration régénérative du cycle ORC présentent des avantages notables par rapport au cas standard.

Lorsque l'on compare le rendement au sens du deuxième principe optimisé du cycle ORC sous-critique utilisant comme fluide de travail le R245fa ou bien le mélange R245fa/Novec649 :0.5/0.5, nous constatons que ce rendement est plus élevé pour le R245fa pur.

Lorsque l'on compare le cycle ORC fonctionnant avec le R245fa pur dans la configuration sous-critique avec le même cycle en configuration supercritique utilisant le R134a quand ces deux cycles sont à leur maximum du rendement au sens du deuxième principe, le cycle supercritique présente un rendement plus élevé.

Quand la vapeur à la sortie de la turbine est à un niveau de température suffisamment surchauffée, un récupérateur peut être inséré dans le cycle standard du cycle ORC afin d'améliorer la performance du système. Dans le cas du cycle sous-critique équipé d'un récupérateur, le rendement optimal au sens du deuxième principe du cycle utilisant le mélange R245fa/Novec649:0.5/0.5 est plus élevé que celui fonctionnant avec le R245fa pur. En comparant avec le cycle sous-critique standard, une augmentation respective de près de 7 % et de 17 % du rendement est observés pour le cycle ORC sous-critique équipé d'un récupérateur fonctionnant avec le R245fa et le mélange R245fa/Novec649:0.5/0.5.

Le cycle ORC régénératif, c.à.d. à sous-tirage, présente également une autre solution pour améliorer la performance du système. Dans le cas du cycle ORC supercritique régénératif,

nous constatons une augmentation de plus de 4 % du rendement optimal au sens du deuxième principe par rapport au cycle supercritique standard.

Références

- [1] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 35, pp. 1033-1039, 2010.
- [2] C. Kalra, G. Becquin, J. Jackson, A. L. Laursen, H. Chen, K. Myers, *et al.*, "High-potential working fluids and cycle concepts for next generation binary organic Rankine cycle for enhanced geothermal systems," presented at the Stanford Geothermal Workshop, Stanford, California, 2012.
- [3] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 998-1007, 2008.
- [4] P. J. Mago, K. K. Srinivasan, L. M. Chamra, and C. Somayaji, "An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles," *International Journal of Energy Research*, vol. 32, pp. 926-938, 2008.
- [5] G. Pei, J. Li, and J. Ji, "Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative organic Rankine cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 998-1004, 2010.
- [6] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, and J. A. Shaeiwit, *Analysis, Synthesis, And Design Of Chemical Processes*: Pearson Education Inc, 2009.
- [7] V. L. Le, M. Feidt, A. Kheiri, and S. Pelloux-Prayer, "Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids," *Energy*.
- [8] M. A. B. Yunus A. Cengel. (2006). *Thermodynamics an engineering approach (fifth ed.)*.
- [9] M. Feidt, D. Tutica, and A. Badea, "Energy versus environment," *U.P.B. Scientific Bulletin*, vol. 74, pp. 117-126, 2012.
- [10] Z. Rant, "Exergie, ein neues Wort für "technische Arbeitsfähigkeit"," *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurswesens*, vol. 22, pp. 36-37, 1956.
- [11] H. N. S. Micheal J. Moran, Daisie D. Boettner, Margaret B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, seventh ed.: Don Fowley, 2011.
- [12] F. Kreith and D. Y. Goswami, *The CRC Handbook of Mechanical Engineering*, Second edition ed.: CRC Press, 2005.
- [13] M. Feidt, *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*: Tech.& Doc./Lavoisier, 1996.
- [14] A. A. Hasan, D. Y. Goswami, and S. Vijayaraghavan, "First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source," *Solar Energy*, vol. 73, pp. 385-393, 2002.
- [15] J. Szargut, D. R. Morris, and F. R. Steward, *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.
- [16] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*: John Wiley & Sons Inc, 1995.
- [17] V. Nikulshin, C. Wu, and V. Nikulshina, "Exergy efficiency calculation of energy intensive systems," *Exergy, An International Journal*, vol. 2, pp. 78-86, 2002.
- [18] V. Nikulshin and C. Wu, "Thermodynamic analysis of energy intensive systems based on exergy-topological models," *Exergy, An International Journal*, vol. 1, pp. 173-179, 2001.

- [19] L. a. N. Andreev, V., "Thermodynamic analysis of power-technological systems on computer," Center of Higher Education and Methods of Ukraine, Kiev1992.
- [20] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1295-1306, 2010.
- [21] C. Somayaji, P. J. Mago, and L. M. Chamra, "Second Law Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycle," *ASME Conference Proceedings*, vol. 2006, pp. 591-596, 2006.
- [22] C. Somayaji, "First and second law analysis of Organic Rankine Cycle," Doctor of Philosophy, Mechanical Engineering, Mississippi State University, Mississippi, 2008.
- [23] V. Nikulshin, C. Wu, and V. Nikulshina, "Exergy Efficiency Calculation of Energy Intensive Systems by Graphs," *International Journal of Thermodynamics*, vol. 5, pp. 67-74, June 2002 2002.

Chapitre 5 : Méthodologie d'optimisation du système ORC

5.1. Introduction

Comme déjà mentionné dans le chapitre 3 pour la procédure de la sélection du fluide de travail, les dernières étapes sont des étapes d'optimisation thermo-économique et d'évaluation de la rentabilité du projet. Le chapitre précédent a abordé le développement du modèle thermodynamique incluant l'analyse énergétique et exergetique des différentes configurations du cycle ORC. Le présent chapitre est consacré d'une part au développement des modèles de calcul des surfaces d'échange thermique des échangeurs de chaleur dans le système ORC et d'autre part au modèle économique du système basé sur le cycle ORC destiné à la valorisation des rejets thermiques industriels à basse température. Ces modèles peuvent être simultanément utilisés avec les modèles thermodynamiques pour réaliser une optimisation thermo-économique des systèmes ORC par les méthodes d'optimisation mentionnées à la fin du présent chapitre. Les différentes configurations du cycle ORC présentées dans le chapitre 4 peuvent être considérées pour le sujet qui nous intéresse ici à savoir l'optimisation thermo-économique du système ORC.

Afin de procéder à cette optimisation thermo-économique du système, il convient dans un premier temps de s'intéresser à la détermination des surfaces d'échange dans les échangeurs de chaleur qui équipent le système. En effet, le coût de ces échangeurs est directement lié à leur surface d'échange de chaleur.

5.2. Détermination de la surface d'échange de chaleur

5.2.1. Généralité

Les échangeurs de chaleur à tubes et calandre sont les échangeurs de chaleur les plus versatiles [1] de conception des échangeurs de chaleur. Ils sont utilisés dans les procédés industriels, dans les centrales thermiques conventionnelles et nucléaires. Ils sont proposés pour plusieurs applications énergétiques alternatives incluant l'énergie marine, solaire et géothermique. Ils sont également employés dans les grands systèmes de climatisation ou de réfrigération.

Les principaux avantages retenus généralement pour les échangeurs à tubes et calandre sont les suivants [1]:

- Ils fournissent des rapports surface de transfert de chaleur sur volume ou poids relativement importants.
- Ils peuvent être facilement nettoyés.
- Ils offrent une grande flexibilité pour satisfaire presque toutes demandes de service
- Les méthodes de conception sont fiables
- Les échangeurs de chaleur à tube et calandre peuvent être conçus pour fonctionner à haute pression par rapport à l'ambiance et à hautes différences de pression entre les deux fluides circulants respectivement dans le tube et dans la calandre.
- La disponibilité des corrélations donnant les coefficients de transfert de chaleur pour chaque fluide dans cette configuration ainsi que les taux d'encrassement.
- La meilleure disponibilité relative des corrélations permettant la détermination des paramètres thermo-économique de ce type d'échangeurs.

Pour l'ensemble de ces raisons, nous avons choisi de considérer dans ce travail de thèse que les échangeurs utilisés dans nos cycles ORC sont des échangeurs à tubes et calandre. La Figure 5. 1 montre la géométrie générale d'un échangeur de chaleur à tube et calandre.

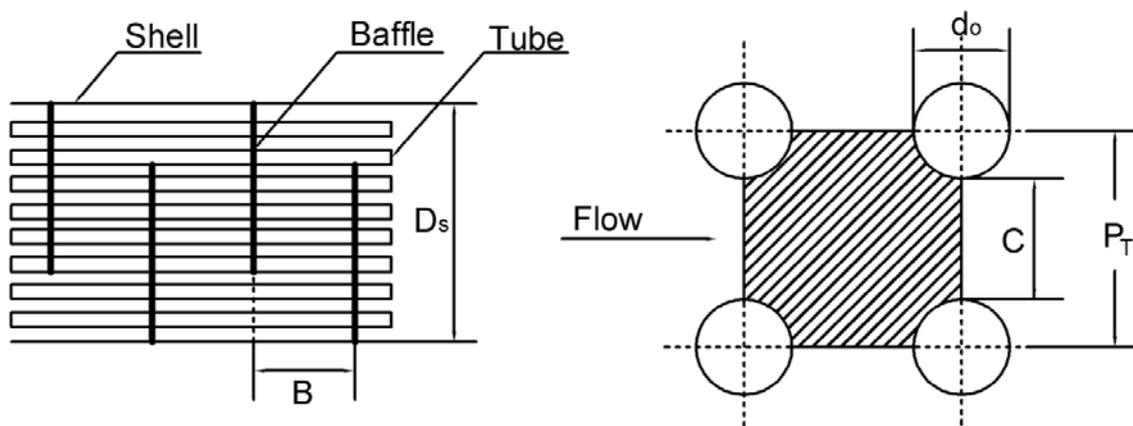


Figure 5. 1. Géométrie de l'échangeur à tube et calandre

Dans la présente thèse, l'échangeur de chaleur à tube et calandre est considéré avec la calandre standard de type E (Figure 5. 2), les baffles coupés uniques (Figure 5. 3).

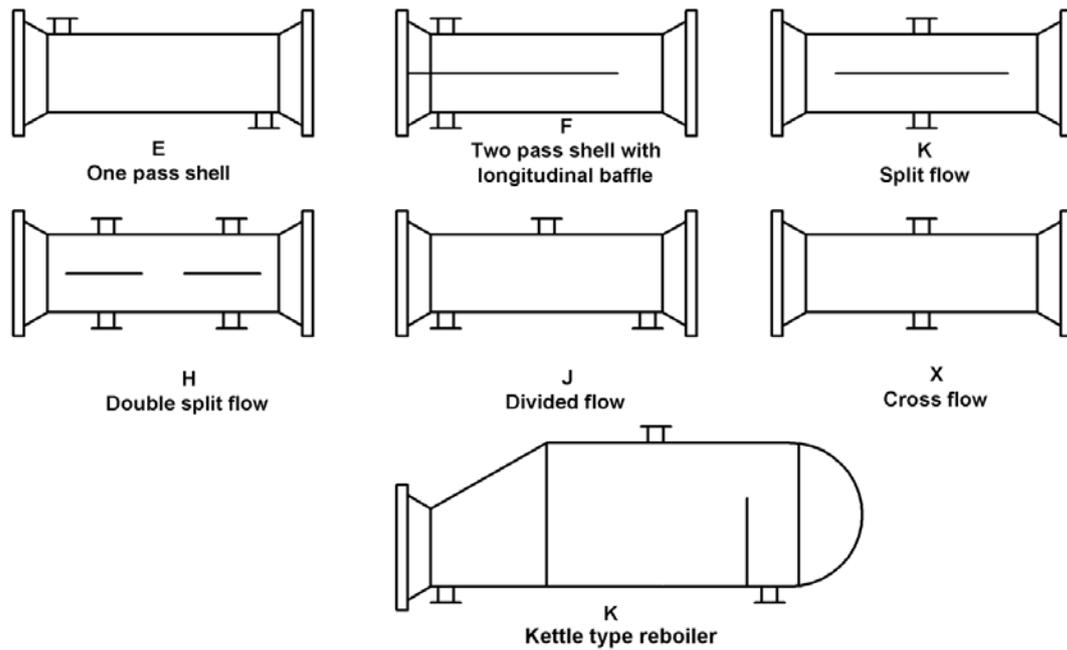


Figure 5. 2. Types standards de calandre selon TEMA[2]

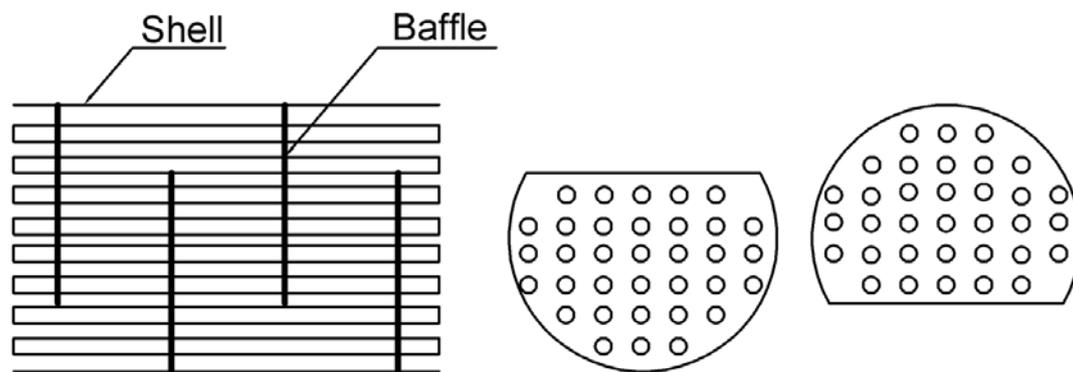


Figure 5. 3. Baffle coupé unique de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre

Le flux total de chaleur transférée entre le fluide des tubes et le fluide de la calandre est calculé par l'équation suivante:

$$\dot{Q} = UAF(\Delta T_{lm}) \quad (5.1)$$

L'aire de la surface de transfert de chaleur, A , est l'aire de la surface totale des tubes. Il peut être basé sur soit le diamètre interne ou bien sur le diamètre externe des tubes. En pratique, le diamètre externe est toujours employé, donc:

$$A = A_o = \pi d_o L N_t \quad (5.2)$$

Où

N_t est le nombre de tubes

Chapitre 5: Méthodologie d'optimisation du système ORC

L est la longueur de tubes

d_o est le diamètre externe du tube

Le nombre de tubes, N_t , peut être estimé [3]

$$N_t = \frac{\dot{m}_{wf} N_{tp}}{S_i^t \rho V} \quad (5.3)$$

Où

N_{tp} est le nombre de passage côté tubes

ρ est la masse volumique du fluide s'écoulant dans les tubes

S_i^t est la surface transversale d'une tube

V est la vitesse de l'écoulement dans les tubes

Le coefficient global d'échange thermique en tenant compte de l'encrassement est calculé par l'équation

$$U = \left[\frac{d_o}{\alpha_i d_i} + \frac{R_{f,i} d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{\alpha_o} \right]^{-1} \quad (5.4)$$

Où

U est le coefficient global de transfert de chaleur

d_i est le diamètre interne du tube

α_i , α_o sont des coefficients de transfert de chaleur par convection à l'intérieur et à l'extérieur du tube, respectivement

$R_{f,i}$, $R_{f,o}$ sont des facteurs de l'encrassement à l'intérieur et à l'extérieurs du tube, respectivement

k est la conductivité thermique de la paroi du tube

La différence de température logarithmique moyenne (DTLM) entre les deux fluides (fluide chaud (h) et fluide froid (c)) circulant à contre-courant dans l'échangeur est déterminée par:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,out} - T_{c,in}) - (T_{h,in} - T_{c,out})}{\ln \left[\frac{(T_{h,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,out})} \right]} \quad (5.5)$$

Facteur de correction DTLM

La formule (5.1), sans le facteur de correction F est établie théoriquement par intégration dans le cas d'un échangeur simple bitube, avec un premier fluide circulant dans le tube interne et un deuxième dans l'espace annulaire. Pour les autres cas, il est convenable de maintenir cette expression relativement simple du flux échangé en introduisant un facteur correctif F dans l'expression (5.1). Ce facteur correctif F peut être déterminé théoriquement de manière exacte pour les géométries simples ou approximée pour les autres configurations d'échangeurs.

Pour le cas de l'échangeur de chaleur à tube et calandre, le facteur F dépendra du nombre de tubes et du nombre de passages. Pratiquement, F est déterminé de la manière suivante [3]:

On pose

N = nombre de passages côté calandre

$$R = \frac{T_{in}^s - T_{out}^s}{T_{out}^t - T_{in}^t} \quad (5.6)$$

$$P = \frac{T_{out}^t - T_{in}^t}{T_{in}^s - T_{in}^t} \quad (5.7)$$

Où l'exposant « t » indique le fluide circulant dans le tube, l'exposant « s » celui qui circule dans la calandre

Pour $R \neq 1$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{(1/N)} \quad (5.8)$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (5.9)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left(\frac{1 - S}{1 - RS} \right)}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (5.10)$$

Pour $R = 1$

$$S = \frac{P}{N - (N - 1)P} \quad (5.11)$$

Où N est le nombre de passages de côté calandre

$$F = \frac{S\sqrt{2}}{(1-S)\ln\left[\frac{2-S(2-\sqrt{2})}{2-S(2+\sqrt{2})}\right]} \quad (5.12)$$

Le facteur correctif F est égal à l'unité si l'un des écoulements est isotherme. En pratique, les configurations pour lesquelles la valeur calculé de F est inférieure à 0.8 ne sont pas recommandées pour leurs relatives faibles performances à surfaces égales [3]. La Figure 5. 4 montre le schéma d'un échangeur de chaleur avec un passage côté calandre et deux passages côté tubes. La Figure 5. 5 présente le schéma de l'échangeur avec deux passages côté calandre et 4 passages côté tubes.

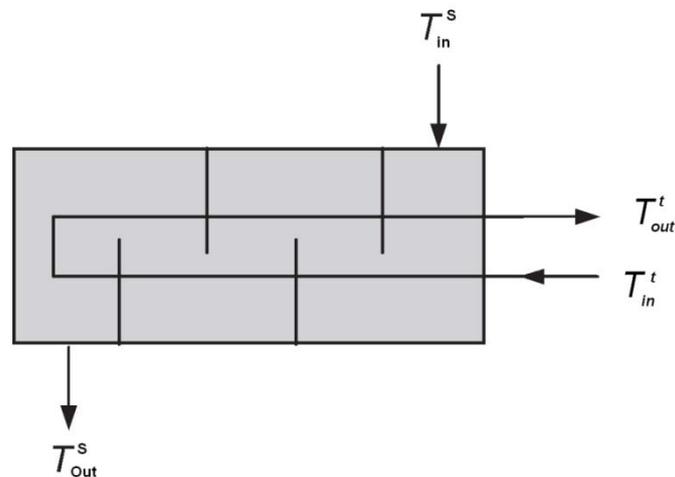


Figure 5. 4. Echangeur de chaleur avec un passage côté calandre et 2 passages côté tubes

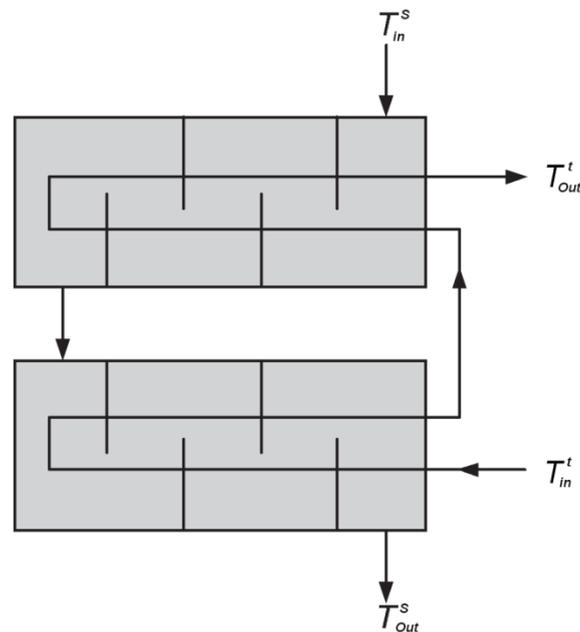


Figure 5. 5. Echangeur de chaleur avec 2 passages côté calandre et 4 passages côté tubes

5.2.2. Transfert de chaleur et chute de pression côté calandre

Détermination du coefficient de transfert de chaleur côté calandre

Nous avons dans ce travail de thèse choisi de déterminer le coefficient de transfert de chaleur du fluide qui circule dans la calandre par la méthode de Bell-Delaware décrite dans [1]. Cette méthode est à présent la méthode la plus fiable pour l'analyse de transfert de chaleur côté calandre de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre [1]

Le coefficient de transfert de chaleur du fluide, α_s , est donné par l'équation

$$\alpha_s = \alpha_{id} J_C J_L J_B J_R J_S \quad (5.13)$$

Le coefficient de transfert de chaleur pour l'écoulement transversal dans une série idéale de tubes, α_{id} , est calculé par la corrélation

$$\alpha_{id} = j_i C p_s \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \left(\frac{k_s}{C p_s \mu_s} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_s^w} \right)^{0.14} \quad (5.14)$$

Le facteur j-Colburn pour une série idéale de tubes est calculé par l'équation

$$j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{P_T / d_o} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (5.15)$$

Où

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_s)^{a_4}} \quad (5.16)$$

Le nombre de Reynolds est calculé comme dans l'équation (5.21). Les constantes a_1 , a_2 , a_3 et a_4 dans les équations (5.15) et (5.16) sont présentées dans le Tableau 5. 1.

Les autres facteurs dans l'équation (5.13) sont des facteurs correctifs par rapport à cette configuration de base qui tiennent compte des différences de conceptions entre ces échangeurs. Ces facteurs ainsi que leurs influences sont décrits dans les détails dans Serth [3], il s'agit de:

J_C est le facteur correctif qui rend compte du transfert de chaleur dans les fenêtres de chicane (baffle windows)

J_L est le facteur correctif pour les effets de fuite de baffle

J_B est le facteur correctif pour les effets de by-pass de faisceau

J_R est le facteur correctif de l'écoulement laminaire

J_S est le facteur correctif pour les espaces inégaux de baffle

Kakaç [1] indique que la combinaison de tous ces facteurs pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre bien conçu est de l'ordre de grandeur de 0.6. Dans ce travail de thèse, nous considérons donc une valeur constante pour le produit de ces facteurs égale à 0.6.

Tableau 5. 1. Constantes pour l'utilisation avec les équations (5.15) et (5.16) [3]

Angle d'agencement des tubes (Figure 5. 6)	Re	a_1	a_2	a_3	a_4
90°	10^5-10^4	0.370	-0.395	1.187	0.370
	10^4-10^3	0.107	-0.266		
	10^3-10^2	0.408	-0.460		
	10^2-10	0.900	-0.631		
	10	0.970	-0.667		

Détermination de la chute de pression

La chute de pression du fluide dans la calandre est calculée par l'équation suivante

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \quad (5.17)$$

Où

$$\phi_s = (\mu_s / \mu_s^w)^{0.14} \quad (5.18)$$

μ_s , μ_s^w sont des viscosités dynamiques du fluide à la température moyenne de l'écoulement et à la température de la paroi externe de tube, respectivement.

Nombre de baffles, N_b

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (5.19)$$

Où B est la distance entre deux baffles adjacents (voir Figure 5. 1)

Le facteur du frottement pour la calandre est calculé par

$$f = \exp[0.576 - 0.19 \ln(Re_s)] \quad (5.20)$$

Pour le cas où

$$400 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu_s} \leq 10^6 \quad (5.21)$$

Le nombre de Reynolds, Re_s , ne sort pas de ces limites dans les cas qui nous intéressent.

Le diamètre équivalent du côté calandre dans cette thèse est calculé pour le pas carré de tubes. Les angles d'agencement des tubes se trouvent dans la Figure 5. 6.

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} \quad (5.22)$$

Le flux massique de l'écoulement dans la calandre est trouvé par l'équation

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (5.23)$$

Aire transversale de faisceau

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad (5.24)$$

Où

D_s est le diamètre de la calandre

C est le dégagement entre deux tubes adjacents (voir la Figure 5. 1), $C = P_T - d_o$

P_T est le pas des tubes (voir la Figure 5. 1)

Le diamètre de calandre, D_s , est estimé par

$$D_s = \sqrt{\frac{N_t}{0.785} \left(\frac{CL}{CTP} \right) (P_T)^2} \quad (5.25)$$

Où

CL est le constant d'agencement des tubes (cf. Figure 5. 6):

- CL = 1.0 pour 90° et 45 °
- CL = 0.87 pour 30 ° et 60 °

CTP est le constant pour le calcul du nombre des tubes

- Pour un passage des tubes: CTP = 0.93
- Pour deux passages des tubes: CTP = 0.90

- Pour plus trois passages des tubes: CTP = 0.85

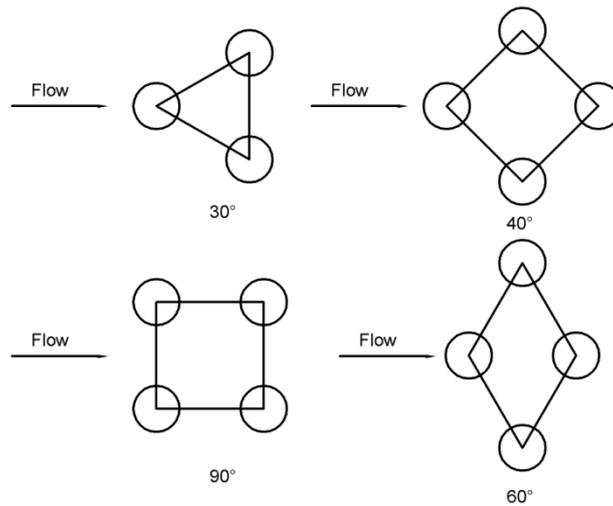


Figure 5. 6. Angles d'agencement des tubes [1]

5.2.3. Transfert de chaleur et chute de pression de l'écoulement dans les tubes

5.2.3.1. Transfert de chaleur et chute de pression de l'écoulement monophasique

La corrélation de Gnielinski [4] est employée ici pour prédire le coefficient de transfert de chaleur de l'écoulement monophasique dans les tubes lisses. Le coefficient de transfert de l'écoulement monophasique dans un tube lisse est déduit du nombre de Nusselt par

$$\alpha = Nu k / D \quad (5.26)$$

Où, le nombre de Nusselt est calculé par la corrélation de Gnielinski

$$Nu = \frac{(f / 8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7(f / 8)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.27)$$

Cette corrélation est valable pour des nombres de Prandtl et de Reynold qui sont dans les gammes suivantes:

$$0.5 \leq Pr \leq 2000$$

$$10^4 < Re < 5.10^6$$

Le coefficient de frottement dans l'équation (5.27) est obtenue à partir de la corrélation de Petukhov [5]

$$f = [0.790 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (5.28)$$

Lorsque

$$10^4 < Re < 5.10^6$$

La chute de pression causée par le frottement de l'écoulement est déterminée par:

$$\Delta P = f \frac{L \rho V^2}{2D} N_p^t \quad (5.29)$$

Où

L est la longueur du tube

ρ est la masse volumique du fluide qui circule dans le tube

V est la vitesse de l'écoulement

D est le diamètre hydraulique du tube

N_p^t est le nombre de passage côté tube

En outre, le changement de direction dans les passages des tubes introduit une chute de pression supplémentaire, ΔP_r , à cause des expansions et des contractions soudaines que l'écoulement subi. Cette chute supplémentaire de pression est calculée par

$$\Delta P_r = 4N_p^t \frac{\rho V^2}{2} \quad (5.30)$$

En conséquence, la chute de pression totale de l'écoulement des tubes devient

$$\Delta P_{tube} = \left(f \frac{LN_p^t}{D} + 4N_p^t \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (5.31)$$

Où le coefficient du frottement, f , est calculé par l'équation (5.28) pour un écoulement turbulent pleinement développé. Pour le régime laminaire, le coefficient du frottement est calculé comme suit

$$f = 64 / Re \quad (5.32)$$

5.2.3.2. Transfert de chaleur et chute de pression de l'écoulement diphasique

Pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur, la zone diphasique de l'échangeur de chaleur à tube et calandre est divisée en plusieurs segments soumis à un flux de chaleur identique de fluide ainsi que communément fait dans la méthode dite de

discrétisation. Les corrélations estimant les coefficients de transfert de chaleur pour l'évaporation et la condensation sont décrites ci-dessous.

5.2.3.2.1. Evaporation

Plusieurs corrélations ont été développées pour la prédiction du coefficient de transfert de chaleur de l'ébullition en écoulement dans les tubes horizontaux lisses tels que la corrélation de Shah (1982) [6], Gungor-Winterton (1986, 1987) [7, 8], Klimenko (1988) [9], Kandlikar (1990) [10] et Wattelet et al. (1994) [11] et Kattan-Thome-Favrat (1998a, 1998b, 1998c) [12-14].

Dans le travail récapitulatif de Gungor – Winterton (1987) [8], neuf corrélations pour le transfert de chaleur de l'ébullition en écoulement ont été testées en utilisant une base large de données expérimentales. Les auteurs ont constaté que quelle que soit la situation, seules les deux corrélations de Shah (1982) [6] et de Gungor-Winterton (1987) [8] fournissent des accords raisonnables avec les données expérimentales. La déviation moyenne est de 20.8 % pour cette dernière corrélation et de 22.5 % pour celle de Shah (1982).

Dans un autre étude de Shah (2006) [15], six corrélations pour le transfert de chaleur de l'ébullition sont comparées aux données expérimentales pour les tubes et les anneaux horizontaux et verticaux. Il s'agit de, corrélations de Chen (1966) [16], de Shah (1982) [6], de Gungor et Winterton (1987) [8], de Liu et Winterton (1991) [17], et de Steiner et Taborek (1992) [18]. Selon les résultats, la corrélation de Shah (1982) et de Gungor et Winterton (1987) ont donné les meilleurs accords avec les données expérimentales avec une déviation moyenne d'environ de 17.5 %.

Pour ces raisons nous avons choisi dans le présent travail de thèse d'utiliser la corrélation de Gungor-Winterton (1987) pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur pendant l'ébullition du fluide de travail organique. La mise en œuvre de cette corrélation pour l'obtention du coefficient de transfert de chaleur recherché se fait de la manière suivante [8]:

Le coefficient de transfert de chaleur en ébullition est obtenu à partir de

$$\alpha_{TP} = E\alpha_l \quad (5.33)$$

E est dit « coefficient d'accroissement » et il est calculé par l'équation

$$E = 1 + 3000Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \quad (5.34)$$

Où

x est le titre de vapeur du fluide

Bo est le nombre d'ébullition calculé par l'équation (5.36)

Le coefficient de transfert de chaleur du liquide, α_l , dans l'équation (5.33) est trouvé par l'équation de Dittus-Boelter [19]

$$\alpha_l = 0.023 \left[G(1-x) \frac{D}{\mu_l} \right]^{0.8} \frac{(\text{Pr})^{0.4} k_l}{D} \quad (5.35)$$

Où

G est le flux massique de l'écoulement

k_l est la conductivité thermique du liquide de l'écoulement

Le nombre d'ébullition, Bo , dans l'équation (5.34) est calculé comme suit

$$Bo = qG / \Delta H_{vap} \quad (5.36)$$

Pour le cas des tubes horizontaux avec un nombre de Froude, calculé par l'équation (5.37), inférieur à 0.05, le facteur d'accroissement, E , doit être multiplié par un facteur (E_2) pour tenir compte du mouillage partiel.

Le nombre de Froude est calculé comme suit

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (5.37)$$

$$E_2 = Fr^{(0.1-2Fr)} \quad (5.38)$$

La Figure 5. 7 présente la variation du coefficient de transfert thermique en fonction du titre de vapeur pendant l'évaporation du R245fa à 90 °C du R245fa que nous avons calculé par trois corrélations, à savoir celle de Shah (1982), celle de Gungor-Winterton (1987) et celle de Liu-Winterton (1992). On note que les deux premières corrélations fournissent des valeurs rapprochées sur une large gamme de titre de vapeur x . La troisième, celle de Liu-Winterton (1992) s'en éloigne significativement.

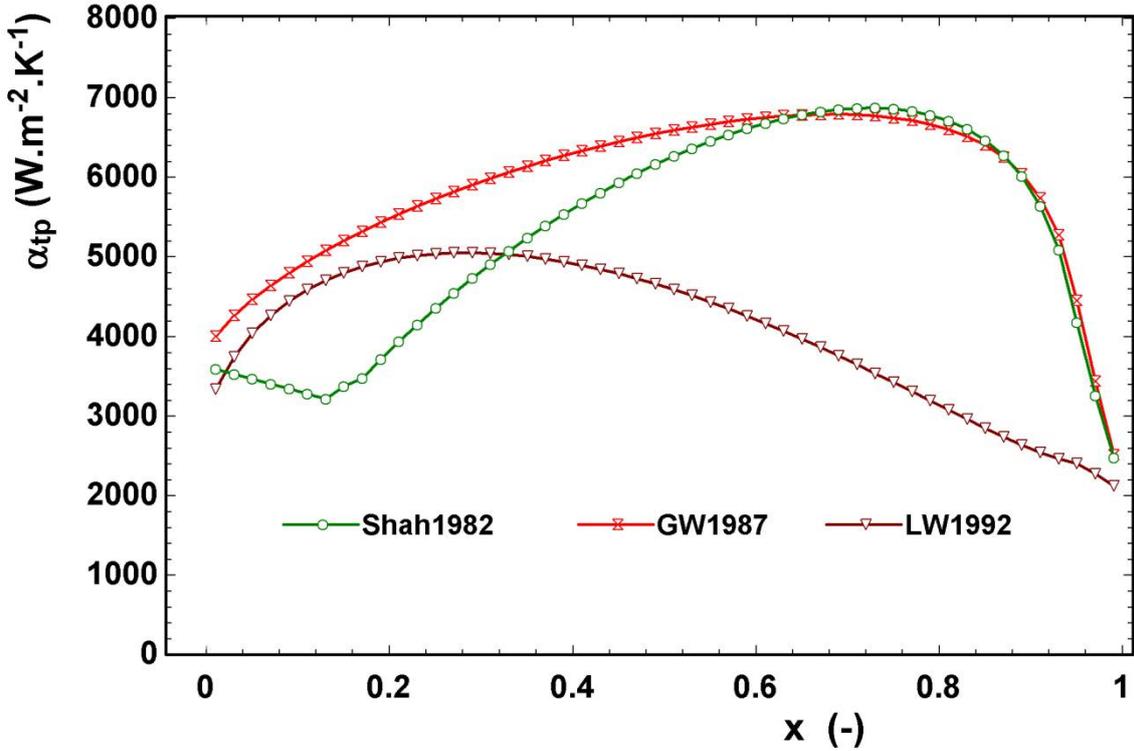


Figure 5. 7. Variation du coefficient de transfert thermique pendant l'évaporation de R245fa calculé par les trois corrélations de Shah 1982, Gungor-Winterton 1987 et Liu-Winterton 1992 avec $T_{sat} = 90$ (°C), $d_i = 9$ (mm), $G = 1000$ (kg.s⁻¹.m⁻²), $q = 10000$ (W/m²)

La corrélation de Gungor-Winterton décrite ci-dessus n'est utilisée que pour estimer le coefficient de transfert de chaleur des substances pures (mono-composé). Pour prédire le coefficient de transfert thermique de l'ébullition des mélanges zéotropes, la contribution de l'ébullition nucléée dans la corrélation de Gungor-Winterton est corrélée en utilisant l'équation de l'ébullition nucléée de Thome (1989) [20] présentée comme suit

$$F_C = \left\{ 1 + \left(\frac{\alpha_l}{q} \right) \Delta T_{glide} \left[1 - \exp \left(\frac{-B_o q}{\rho_l \Delta H_{vap} \beta_l} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (5.39)$$

Où

α_l est le coefficient de transfert thermique idéal calculé avec la corrélation de Gungor-Winterton avec les propriétés physiques de mélange

ΔT_{glide} est la différence de température entre le liquide saturé et la vapeur saturée à la même pression. Cette différence est caractéristique des mélanges zéotropes.

B_o est un facteur d'échelle, ou de scaling (rapport entre chaleur sensible et chaleur latente). Il est supposé ici être égal à 1.0. Cette supposition peut être faite dès lors que toute la

chaleur recue par le fluide au niveau de la paroi est utilisée en chaleur latente de changement de phase.

q est le flux de chaleur local attribué à l'ébullition nucléée.

β_L est le coefficient de transfert de masse du liquide qui peut être supposé avoir une valeur constante de 0.0003 m/s.

L'expression ci-dessus a été validée [21] jusqu'à une valeur de ΔT_{glide} de 30 °C. Au-delà elle donne des résultats modérément bons.

La corrélation de Gungor-Winterton est maintenant modifiée par l'introduction dans le coefficient d'accroissement, E , d'un facteur correctif, F_C , de mélange appliqué au nombre d'ébullition. Le coefficient d'accroissement dans l'équation (5.34) devient donc

$$E = 1 + 3000(BoF_c)^{0.86} + 1.12 \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \quad (5.40)$$

Le reste de la corrélation est maintenu comme pour le calcul de transfert de chaleur de l'ébullition des substances pures.

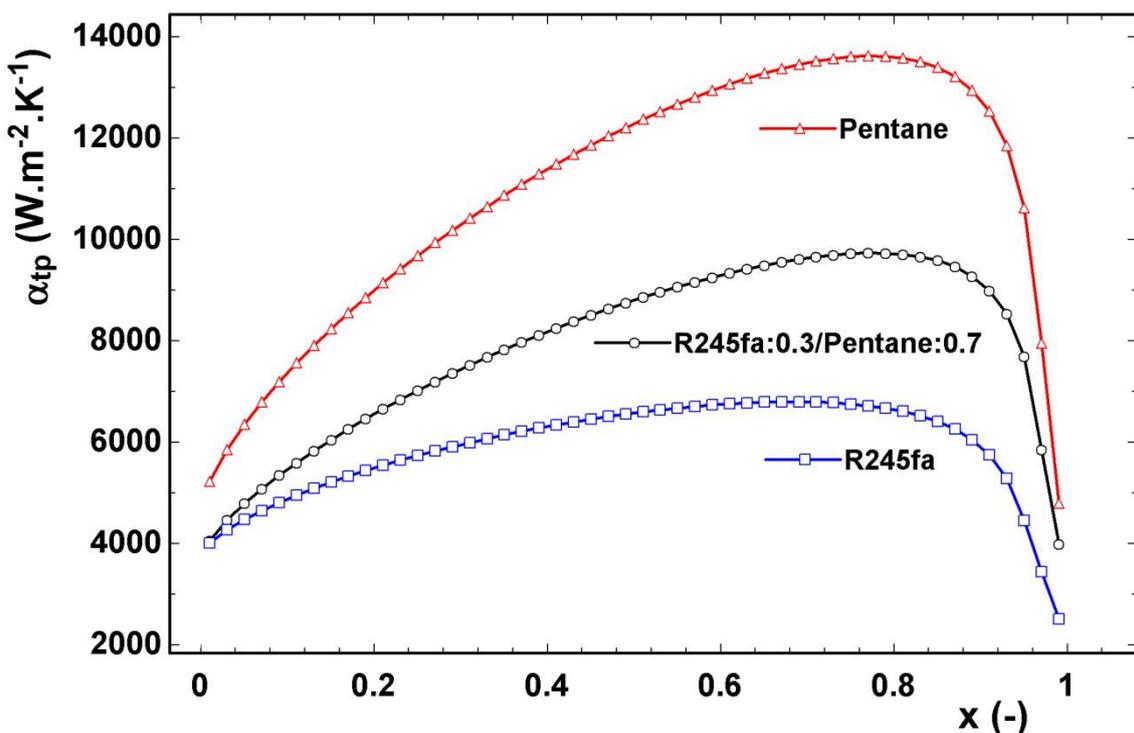


Figure 5. 8. Variations du coefficient de transfert thermique pendant l'évaporation de R245fa, de n-Pentane et de leur mélange calculées par la corrélation de Gungor-Winterton 1987 avec $T_{sat} = 90$ (°C), $d_i = 9$ (mm), $G = 1000$ ($kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$), $q = 10000$ (W/m^2)

La Figure 5. 8 présente les variations du coefficient de transfert thermique en fonction du titre de vapeur pendant l'évaporation pour le n-Pentane, le R245fa et leur mélange de fraction massique de 0.3 en R245fa. Les coefficients de transfert thermiques sont les plus élevés pour le n-Pentane alors que les coefficients d'échange thermique sont les plus faibles pour R245fa. Les coefficients de transfert de chaleur du mélange zéotrope du n-Pentane et du R245fa se situent entre les coefficients pour les deux fluides purs.

5.2.3.2.2. Condensation

Dans l'étude de Shah (2009) [22], une version améliorée de la corrélation publiée en 1979 par le même auteur [23] pour le transfert de chaleur pendant la condensation dans les tubes lisses est introduite. Selon cette étude, la nouvelle corrélation a montré un bon accord avec les données expérimentales qui s'étendent des conditions où l'écoulement est très turbulent aux conditions laminaires. Les données employées pour la validation de cette nouvelle corrélation incluent 22 fluides (l'eau, les réfrigérants spécifiques, les hydrocarbures et les composés organiques) qui se condensent dans des tubes horizontaux, verticaux ou inclinés vers le bas. La comparaison de cette corrélation améliorée avec la corrélation originale en 1979 et les autres corrélations bien connues telles que la corrélation de Cavallini et al. (2006) [24], Moser et al. (1998) [25], Traviss et al. (1973) [26] et Ananiev et al. (1961) [27] est également réalisée pour la validation.

La corrélation de Shah (2009) [22] est appliquée dans cette thèse pour calculer le coefficient de transfert de chaleur de fluide pendant sa condensation dans les tubes des échangeurs supposés lisses et horizontaux. Cette corrélation empirique distingue deux régimes de transfert de chaleur: il s'agit du régime turbulent et du régime mixte, pendant la condensation dans un tube lisse. Les équations du coefficient de transfert de chaleur pour chaque régime sont décrites comme suit:

Dans le régime I (régime turbulent), le coefficient de transfert de chaleur est calculé par:

$$\alpha_{TP} = \alpha_I \quad (5.41)$$

Dans le régime II (régime mixte), le coefficient de transfert de chaleur diphasique est obtenu par:

$$\alpha_{TP} = \alpha_I + \alpha_{Nu} \quad (5.42)$$

Où α_I et α_{Nu} sont calculés par les équations suivantes

$$\alpha_I = \alpha_{LS} \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left(\frac{\mu_l}{14\mu_v} \right)^{(0.0058+0.557 p_r)} \quad (5.43)$$

$$\alpha_{Nu} = 1.32 \text{Re}_{LS}^{(-1/3)} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g (k_l)^3}{(\mu_l)^2} \right]^{1/3} \quad (5.44)$$

Où

μ_l et μ_v sont des viscosités dynamiques de liquide saturé et de vapeur saturée, respectivement

Re_{LS} est le nombre de Reynolds en supposant la phase liquide circulant seule dans le tube

ρ_l et ρ_v sont des masses volumiques de liquide saturé et de vapeur saturée

k_l est la conductivité thermique de liquide saturé

Le coefficient , α_{LS} , d'échange thermique en supposant la phase liquide s'écoulant seule dans le tube est calculé par l'équation de Dittus-Boelter [19]

$$\alpha_{LS} = 0.023 (\text{Re}_{LS})^{0.8} (\text{Pr}_l)^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad (5.45)$$

La frontière entre les régimes I et II est illustrée dans la Figure 5. 9. Analytiquement, le régime I apparait lorsque:

$$J_v \geq 0.98 (Z + 0.263)^{-0.62} \quad (5.46)$$

Où, J_v est la vitesse de la vapeur définie par l'équation

$$J_v = \frac{xG}{[gD\rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (5.47)$$

Z est le paramètre de corrélation de Shah, calculé par l'équation

$$Z = (1/x - 1)^{0.8} (p_r)^{0.4} \quad (5.48)$$

Où

p_r est le rapport de la pression de condensation à la pression critique du fluide

x est le titre de vapeur

g est l'accélération normale de la pesanteur terrestre

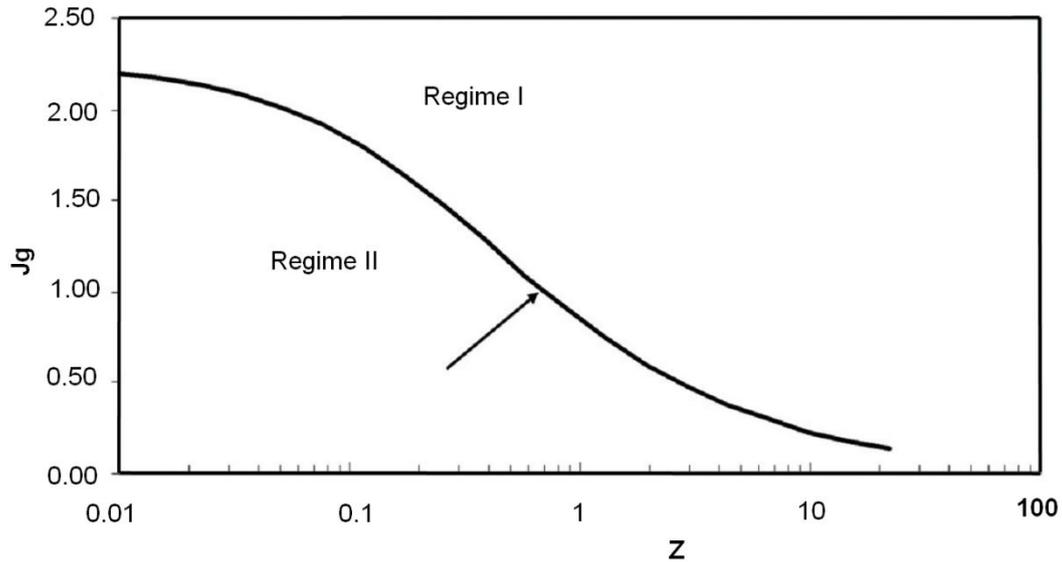


Figure 5. 9. Régimes de transfert de chaleur dans les tubes horizontaux selon la corrélation de Shah (2009) [22]

Condensation dans le tube des mélanges zéotropes de réfrigérant

Comme dans le cas de transfert de chaleur pendant l'ébullition, la corrélation de Shah (2009) ne peut être utilisée que pour estimer le coefficient de transfert de chaleur des substances pures. En effet, le coefficient de transfert thermique pour la condensation des mélanges zéotropes est significativement plus faible que celui des fluides mono-composés à cause des résistances de transfert massique [28]. Quelques facteurs correctifs ont été proposés pour modifier les corrélations appliquées pour les fluides purs pour l'utilisation avec les mélanges multi-composés.

Facteur correctif pour les effets de mélange zéotropes

La méthode de Bell et Ghaly (1973) [29] est utilisée dans cette étude pour déterminer les facteurs correctifs à apporter à la corrélation de Shah (2009). Selon la méthode de Bell et Ghaly, le coefficient de transfert de chaleur pour la condensation des mélanges zéotropes dans les tubes lisses est calculé par l'équation

$$\frac{1}{\alpha_{mix}} = \frac{1}{\alpha_{mono}} + \frac{Y_V}{\alpha_{VS}} \quad (5.49)$$

Où

$$Y_V = xCp_v \frac{\Delta T_{glide}}{\Delta H_{vap}} \quad (5.50)$$

Où

ΔH_{vap} est la chaleur latente de condensation

ΔT_{glide} est le glissement de température de condensation

Cp_v est la chaleur spécifique de vapeur saturée

α_{mono} est le coefficient de transfert de chaleur pendant la condensation calculé avec les propriétés de mélange en utilisant la corrélation de Shah décrite au-dessus

α_{vS} est le coefficient de transfert de chaleur superficielle de la phase vapeur, c.à.d. en supposant que la vapeur s'écoule seule dans le tube. Ce coefficient est calculé par la corrélation de Dittus-Boelter [19]

$$\alpha_{vS} = 0.023 \left(\frac{V_{vS} \rho_v D}{\mu_v} \right)^{0.8} \frac{(Pr_v)^{0.4} k_v}{D} \quad (5.51)$$

Qui peut être réécrite de la façon suivante

$$\alpha_{vS} = 0.023 \left(\frac{GxD}{\mu_v} \right)^{0.8} \frac{(Pr_v)^{0.4} k_v}{D} \quad (5.52)$$

Où

V_{vS} est la vitesse de l'écoulement en phase vapeur

G est le flux massique de l'écoulement

x est le titre de vapeur

Pr_v est le nombre de Prandtl de vapeur saturée

k_v est la conductivité thermique de vapeur saturée

Les variations du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre de vapeur du n-Pentane, du R245fa et de leur mélange pendant la condensation à 30 °C dans le tube sont présentées dans Figure 5. 10.

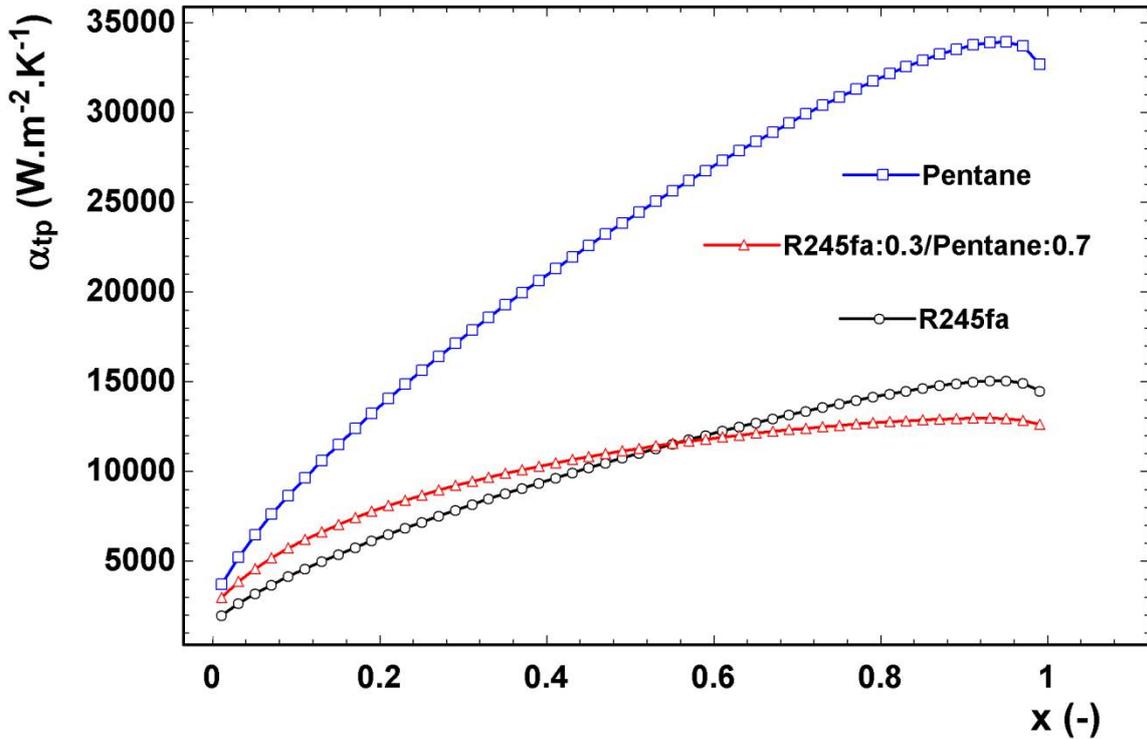


Figure 5. 10. Variations du coefficient de transfert thermique de R245fa, n-Pentane et leur mélange de fraction massique de 0.3 de R245fa pendant la condensation calculé par la corrélation de Shah 2009 avec $T_{sat} = 30$ (°C), $d_i = 10.92$ (mm), $G = 1000$ ($kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$)

5.2.3.2.3. Perte de pression de l'écoulement diphasique

La perte de pression du fluide diphasique qui s'écoule dans les tubes est la somme de trois contributions: la perte de pression statique (ΔP_{stat}), la chute de pression dynamique (ΔP_{mom}) et la perte de pression par frottements (ΔP_{frict})

La chute de pression statique est donnée par

$$\Delta P_{stat} = \rho_{tp} g (\Delta H) \sin \theta \quad (5.53)$$

Pour un tube horizontal, il n'y a pas de changement dans l'altitude, c.à.d. $\Delta H = 0$, et donc la chute de pression statique est nulle.

La chute de pression diphasique dynamique reflète le changement dans l'énergie cinétique de l'écoulement consécutif du changement d'état physique du fluide et par conséquent de masse volumique. Elle est calculée en se basant sur la variation du taux de vide de l'écoulement obtenue à partir du modèle décrit par Didi et al. (2002) [30]

$$\Delta P_{mom} = G \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (5.54)$$

Le taux de vide, \mathcal{E} , est obtenu à partir de la version de Steiner du modèle de « flux dérivé » de Rouhani et Axelsson [31] pour les tubes horizontaux

$$\mathcal{E} = \frac{x}{\rho_v} \left\{ \left[1 + 0.12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x) \left[g \sigma (\rho_l - \rho_v) \right]^{0.25}}{G \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \quad (5.55)$$

La perte de pression par frottement de l'écoulement diphasique est calculée par la corrélation de Müller-Steinhagen et Heck [32]

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{frict} = \chi(1-x)^{1/3} + bx^3 \quad (5.56)$$

Le facteur χ est calculé comme suit

$$\chi = a + 2(b-a)x \quad (5.57)$$

Où a et b sont les gradients de pressions par frottement pour l'écoulement supposé être liquide seul ($x = 0$) et de la vapeur seule ($x = 1$), respectivement. Ils s'expriment respectivement par:

$$a = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{lo} = f_l \frac{2G^2}{d_i \rho_l} \quad (5.58)$$

$$b = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{vo} = f_v \frac{2G^2}{d_i \rho_v} \quad (5.59)$$

Le coefficient de frottement, pour les cas liquide seul ou vapeur seul, est obtenu à partir de

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (5.60)$$

Le nombre de Reynolds, Re, dans l'équation (5.60), selon le cas respectif a ou b, pour le liquide seul ou pour la vapeur seule.

Le gradient de pression par frottement dans l'équation (5.56) est intégré pour déterminer la chute de pression entre l'entrée et la sortie. Le flux de chaleur est supposé être constant le long de la longueur des tubes pour que dz/dx soit constant. Donc

$$\Delta P_{frict} = \int_0^z \left(\frac{dP}{dz} \right) dz \quad (5.61)$$

Dans la pratique, lorsque l'on développe un échangeur de chaleur à tube et calandre, on choisit ses paramètres géométriques (l'espace entre deux baffles adjacents, pas de tubes) et la vitesse de l'écoulement dans les tubes de manière que les pertes de pression des fluides dans la calandre et dans les tubes soient limitées à respectivement 0.5 et 0.2 bar.

5.2.3.4. Le transfert de chaleur et la chute de pression en pression supercritique

Transfert de chaleur à la pression supercritique

Comme spécifié dans [33], les méthodes analytiques ou semi-analytiques pour la détermination du transfert de chaleur en pression supercritique ne sont pas très développées à cause de la difficulté causée en particulier par les variations des propriétés, surtout en écoulements turbulents et à haut flux de chaleur. La Figure 5. 11, Figure 5. 12, Figure 5. 13 et Figure 5. 14 présentent la variation de chaleur spécifique, de masse volumique, de viscosité dynamique et de conductivité thermique du R134a en fonction de température aux pressions supercritiques, respectivement. En effet, les propriétés varient brusquement dans la région alentour de température pseudo-critique du fluide. C'est pour cette raison que les corrélations existantes permettant le calcul des coefficients de transfert de chaleur en pression supercritique sont essentiellement des corrélations empiriques basées sur les données expérimentales. Plusieurs corrélations pour le transfert de chaleur convectif dans le tube circulaire en pression supercritique sont décrites dans [34]. Cependant, selon une analyse [34] qui a porté sur plusieurs corrélations, elles sont plus ou moins précises seulement et en plus elle ne sont valables qu'à l'intérieur de domaines restreints qui ont été utilisés pour valider ces corrélations. Elles présentent une déviation significative lorsqu'on les confronte à d'autres données expérimentales qui sortent de ces domaines.

Comme mentionné dans [34], Jackson (2002) [35] et précédemment, Jackson et Hall (1979) [36, 37] ont évalué la précision de plusieurs corrélations. Ils ont trouvé que la corrélation de Krasnoshchekov et al. (1967) [38] et sa version modifiée par Jackson (2002) [35] sont les corrélations les plus précises. Quarante-deux pourcent des données expérimentales étaient corrélées avec une précision de $\pm 25\%$. La plupart des corrélations sont développées avec l'eau ou le dioxyde de carbone comme fluide de travail.

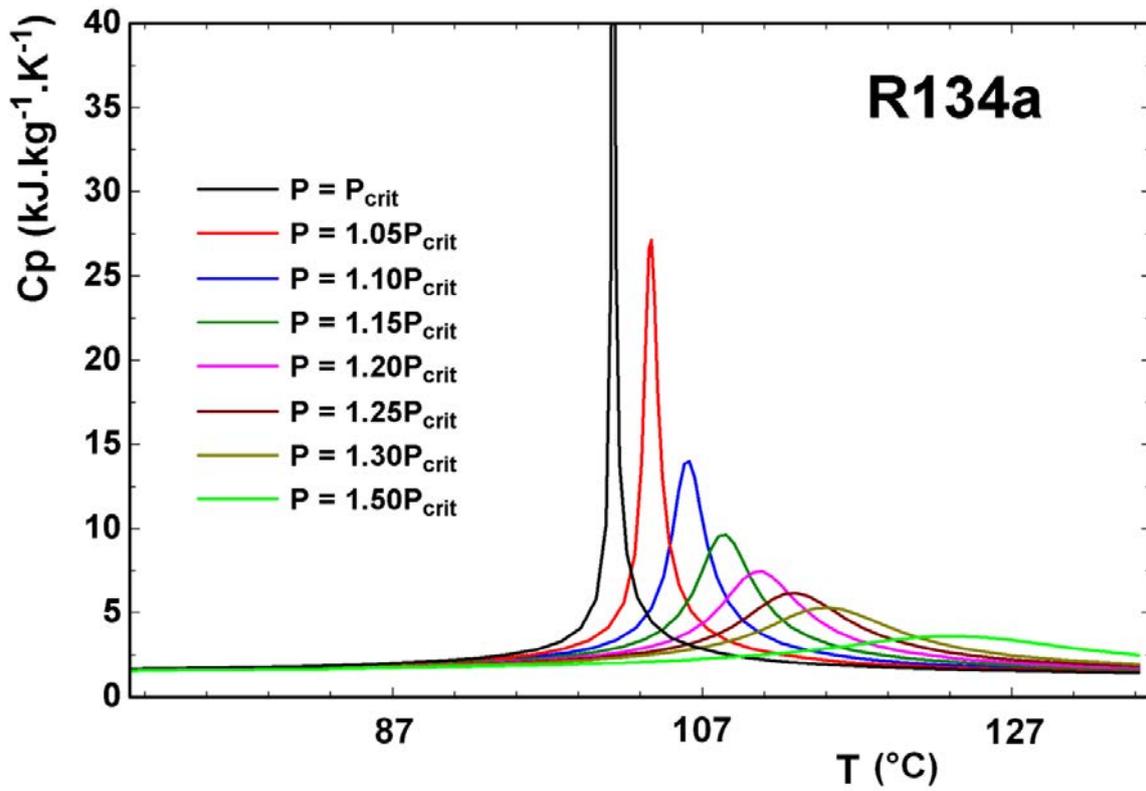


Figure 5. 11. Variation de chaleur spécifique en fonction de température aux pressions supercritiques du R134a

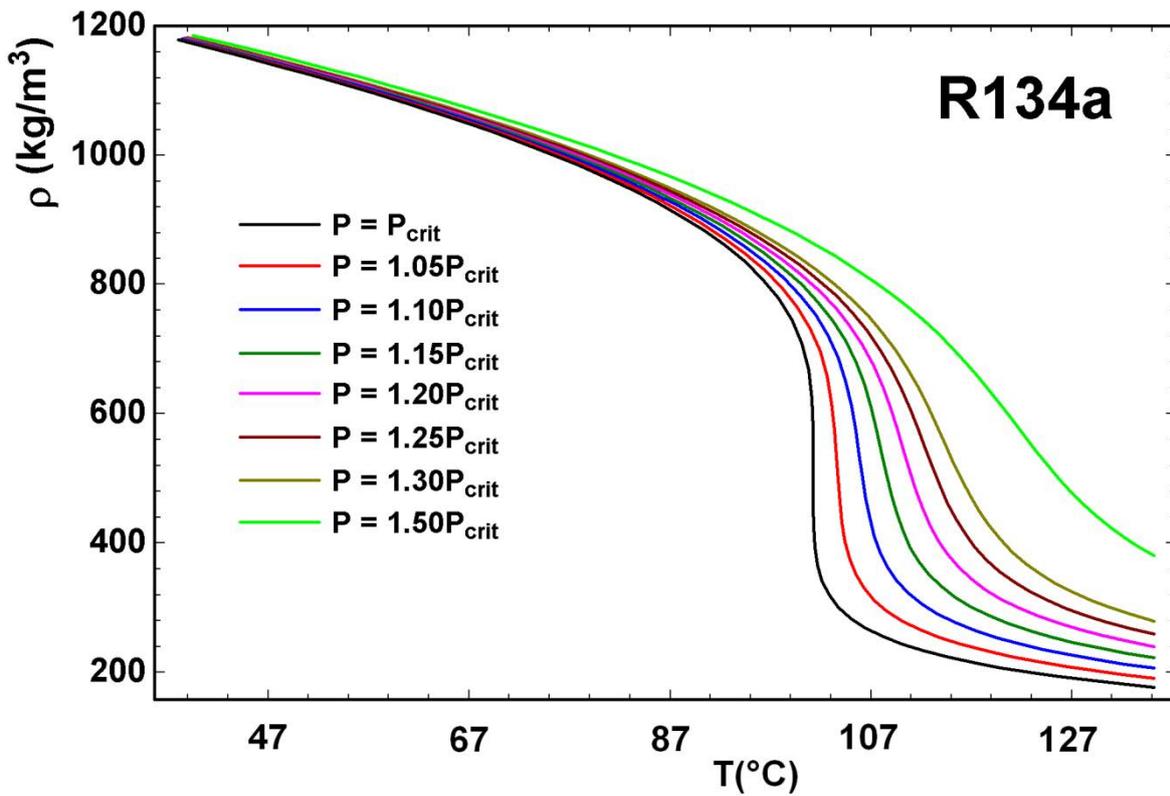


Figure 5. 12. Variation de masse volumique du R134a en fonction de température aux pressions supercritiques (REFPROP v.9.1)

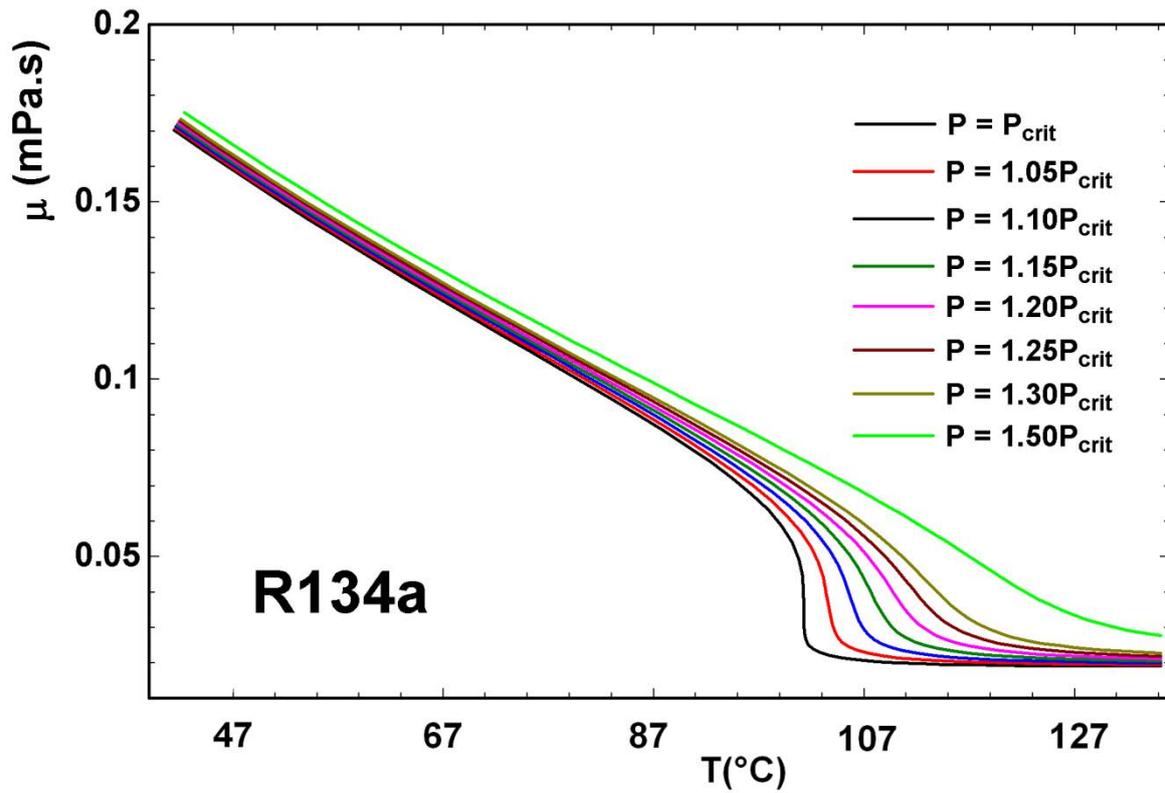


Figure 5. 13. Variation de viscosité dynamique du R134a en fonction de température aux pressions supercritiques (REFPROP v.9.1)

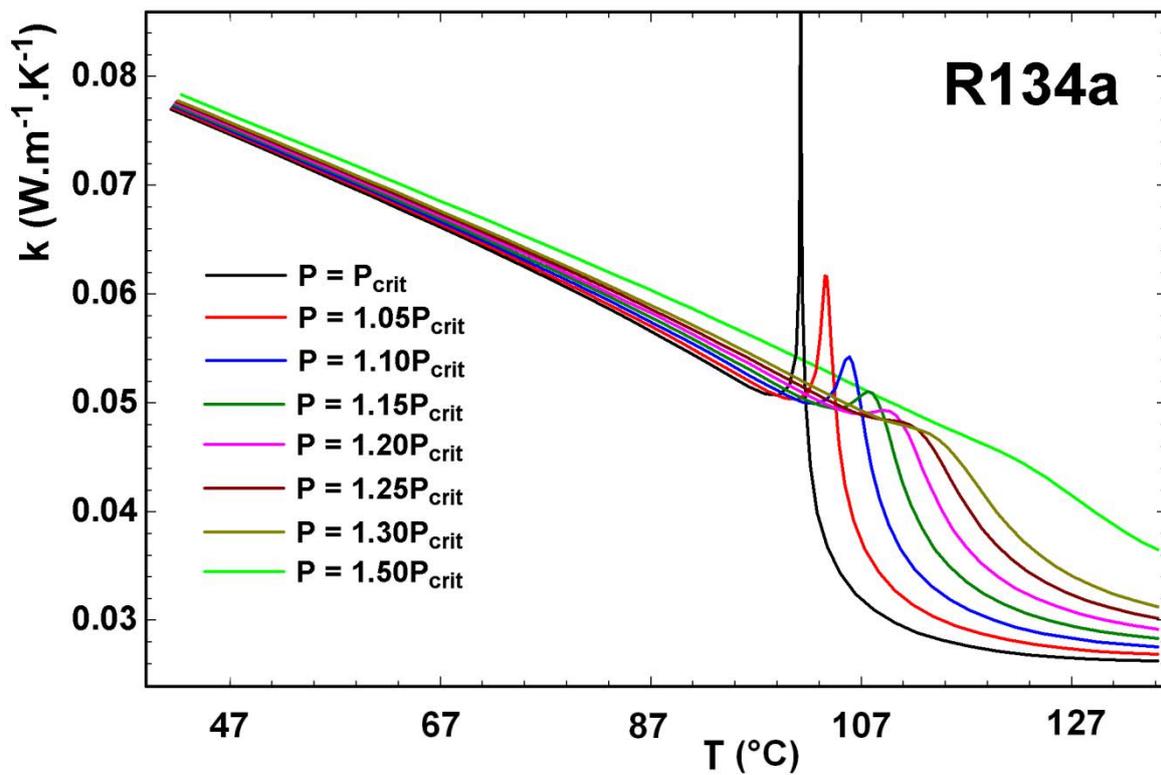


Figure 5. 14. Variation de conductivité thermique du R134a en fonction de température aux pressions supercritiques (REFPROP v.9.1)

Les auteurs qui ont étudié les cycles ORC fonctionnant en supercritique ont dû choisir parmi les corrélations disponibles et qui s'appliquent dans ce cas pour étudier les transferts de chaleur et les chutes de pression. Ainsi Tuo [39] et Song et al. [40] ont utilisé la corrélation de Kranoshchekov-Protopopov [41, 42] pour le calcul du coefficient de transfert thermique de CO₂.

Dans le travail de Baik et al. [43, 44], la même corrélation est simultanément employée avec la corrélation de Petukhov-Kirillov [45] pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur des fluides purs et de mélanges binaires des hydrofluorocarbures (ex. R245fa-R125). En effet, bien que ces corrélations soient originalement établies pour les fluides purs, elles peuvent être regardées comme raisonnables pour les mélanges avec des propriétés variables. Selon Baik et al. [43], ce qui justifierait ceci est le fait que les effets de mélange ne peuvent se produire ici en supercritique avec la même intensité que dans les transferts de chaleur en sous-critique avec la coexistence de deux phases distinctes liquide et vapeur. Ici, le procédé de transfert de chaleur à la pression supercritique ne s'accompagne pas par un changement de phase avec coexistence de deux phases: le changement de phase liquide vapeur se fait de manière continue.

Les deux dernières corrélations citées ont également été utilisées dans l'étude de Shengjun et al. [46] pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur des réfrigérants utilisés comme fluides de travail pour le cycle supercritique de Rankine. Dans la recherche de Cayer et al. [47], les auteurs ont également utilisé la corrélation de Kranoshchekov-Protopopov [41, 42] pour le coefficient de transfert de chaleur du CO₂, de l'éthane et du R125 à la pression supercritique.

Une autre corrélation utilisée par certains auteurs est celle de Jackson (1979) [36, 37] qui est en particulier utilisée dans le travail de Karellas et al. [48] pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur pour des pressions supérieures à la pression critique du fluide de travail.

Dans le travail de Demierre et al. [49], trois corrélations permettant la détermination du coefficient de transfert de chaleur du R134a dans un échangeur de chaleur à serpentin bitube ont été comparées. Ce sont la corrélation de Gnielinski [4], la corrélation de Petukhov-Kirillov-Popov [45] et la corrélation de Dittus-Boelter [19]. Il en ressort que la meilleure est celle de Dittus-Boelter [19].

Nous présentons ci-dessous la formulation des corrélations destinées à estimer le coefficient de transfert de chaleur au-dessus de la pression critique des fluides de travail du cycle ORC citées plus haut.

Corrélation de Dittus-Boelter pour le transfert de chaleur en écoulement turbulent [19]

$$Nu = 0.0243Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (5.62)$$

Corrélation de Krasnoshchekov et Protopopov [41, 42]

$$Nu = Nu_0 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.11} \left(\frac{k_b}{k_w} \right)^{-0.33} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}} \right)^{0.35} \quad (5.63)$$

Où

μ est la viscosité dynamique

k est la conductivité thermique

C_p est la chaleur spécifique à pression constante

Les indices « b » et « w » indiquent respectivement que les paramètres ci-dessus sont calculés à la température moyenne du fluide ou à la température de la paroi du tube.

Selon Petukhov et Kirillov [45]

$$Nu_0 = \frac{\frac{\xi}{8} Re_b \bar{Pr}}{12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (\bar{Pr}^2 - 1) + 1.07}} \quad (5.64)$$

Avec

$$\xi = \frac{1}{(1.82 \log_{10} Re_b - 1.64)^2} \quad (5.65)$$

L'équation (5.63) est validée dans les gammes suivantes

$$2 \times 10^4 < Re_b < 8.6 \times 10^5$$

$$0.85 < \bar{Pr}_b < 65$$

$$0.90 < \mu_b / \mu_w < 3.60$$

$$1.00 < k_b / k_w < 6.00$$

$$0.07 < \bar{c}_p / c_{p,b} < 4.50$$

Corrélation de Krasnoshchekov et al. 1967 [38]

$$Nu = Nu_0 \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}} \right)^n \quad (5.66)$$

Nu_0 est défini dans l'équation (5.64).

L'exposant « n » est déterminé grâce au rapport de la température du fluide de travail à sa température pseudo-critique

$$n = 0.4 \text{ quand } T_w / T_{pc} \leq 1 \text{ ou } T_b / T_{pc} \geq 1.2$$

$$n = n_1 = 0.22 + 0.18 T_w / T_{pc} \text{ quand } 1 \leq T_w / T_{pc} \leq 2.5$$

$$n = n_1 + (5n_1 - 2)(1 - T_b / T_{pc}) \text{ quand } 1 \leq T_b / T_{pc} \leq 1.2$$

L'équation (5.66) est validée dans la gamme suivant

$$8 \times 10^4 < Re_b < 5 \times 10^5$$

$$0.85 < \overline{Pr}_b < 65$$

$$0.90 < \rho_w / \rho_b < 1.0$$

$$0.02 < \bar{c}_p / c_{p,b} < 4.0$$

$$0.9 < T_w / T_{pc} < 2.5$$

$$4.6 \times 10^4 < q < 2.6 \times 10^6$$

$$x / D \geq 15$$

Avec q est le flux de la chaleur en W/m^2 ; x est la position axiale le long de la paroi chauffée

Corrélation de Jackson 2002

$$Nu = 0.0183 Re_b^{0.82} (Pr_b)^{0.5} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{pb}} \right)^n \quad (5.67)$$

La capacité calorifique spécifique moyenne dans l'équation (5.67) est définie comme [50]

$$\bar{C}_p = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b} \quad (5.68)$$

Exposant n est:

$$n = 0.4 \text{ pour } T_b < T_w < T_{pc} \text{ et pour } 1.2T_{pc} < T_b < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \text{ pour } T_b < T_{pc} < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \left[1 - 5 \left(\frac{T_b}{T_{pc}} - 1 \right) \right] \text{ pour } T_{pc} < T_p < 1.2T_{pc} \text{ et } T_b < T_w$$

Où T_b , T_{pc} et T_w sont en K.

La Figure 5. 15 présente la variation du coefficient de transfert de chaleur du R134a en fonction de température à une pression supercritique ($P = 1.2P_{crit}$) que nous avons calculé par trois corrélations, à savoir celle de Jackson 2002, celle de Krasnoshchekov et al. 1967 et celle de Dittus-Boelter. On note que les deux premières corrélations fournissent des valeurs rapprochées. La troisième, celle de Dittus-Boelter s'en éloigne.

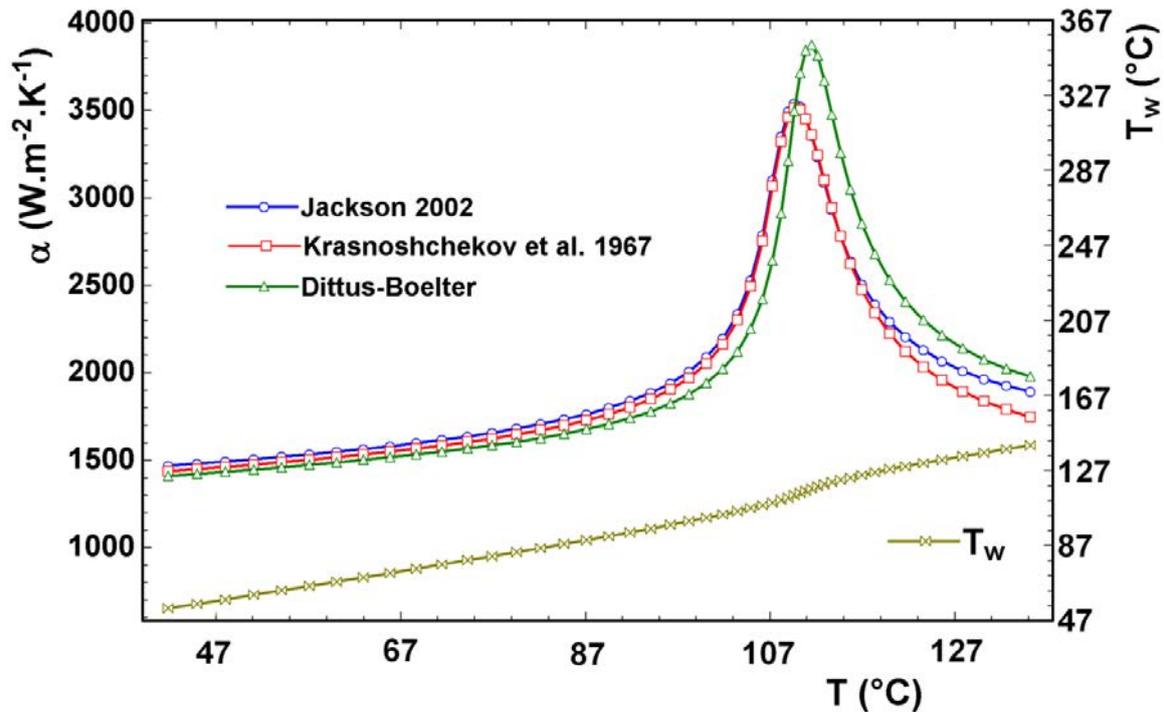


Figure 5. 15. Variation du coefficient de transfert de chaleur du R134a calculé par trois corrélations (c.à.d. Jackson 2002, Krasnoshchekov et al. 1967 et Dittus-Boelter) avec $P = 1.2P_{crit}$, $G = 686.6 \text{ (kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}\text{)}$, $d_i = 10.92 \text{ (mm)}$, $\tilde{T}_w \approx 101 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Chute de pression

En général, la chute totale de pression pour l'écoulement convectif forcé au dessus de la pression critique peut être calculée selon l'expression suivante [34]

$$\Delta P = \Delta P_{frict} + \Delta P_l + \Delta P_{mom} + \Delta P_{stat} \quad (5.69)$$

La chute de pression causée par frottement est calculée par l'équation (5.70)

$$\Delta P_{frict} = f \frac{L\rho V^2}{2D} \quad (5.70)$$

Le coefficient de frottement pour les tubes lisses est obtenu à partir de corrélation de Filonenko (1954) [51]

$$f = \frac{1}{(1.82 \log_{10} Re - 1.64)^2} \quad (5.71)$$

L'équation (5.71) est validée dans la gamme de $4 \times 10^3 < Re < 10^{12}$. Comme indiqué dans [34], les propriétés thermo-physiques et le nombre de Reynolds dans les équations (5.70) et (5.71) sont basées sur la moyenne arithmétique des valeurs entrantes et sortantes.

ΔP_l est la chute de pression causée par l'obstruction locale de l'écoulement (Pa). Pour les tubes lisses cette perte de pression peut être négligée

ΔP_{mom} est la chute de pression à cause de l'accélération de l'écoulement (Pa). Elle est définie de la manière suivante:

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (5.72)$$

ΔP_{stat} est la pression causée par la gravité (Pa) définie comme

$$\Delta P_{stat} = \pm g \left(\frac{H_{out}\rho_{out} + H_{in}\rho_{in}}{H_{out} + H_{in}} \right) L \sin \theta \quad (5.73)$$

Pour les tubes horizontaux $H = 0$, donc $\Delta P_{stat} = 0$

5.3. Modèle économique

Dans le paragraphe précédent les modèles pour la détermination des surfaces dans les échangeurs de chaleur sont présentés. Dans ce paragraphe, ces surfaces d'échange de chaleurs et les autres données qui concernent les performances du système ORC seront utilisées pour estimer:

Chapitre 5: Méthodologie d'optimisation du système ORC

1. Quel est le montant de l'investissement qu'il faut pour mettre en place une installation de valorisation des rejets thermiques par un cycle ORC
2. Quels sont les coûts d'exploitation d'une installation de valorisation des rejets thermiques
3. Comment prendre en compte ces coûts (investissement + exploitation) pour fournir des données réalistes qui permettent de juger de la rentabilité ou non de l'installation.

Comme les données économiques (ex. coûts d'achat des équipements) sont collectées en dollar américain (USD), les méthodes d'estimation des coûts d'investissement et d'exploitation utilisées dans cette thèse ont également été développées avec l'unité monétaire en USD. Pour la commodité, l'USD est donc utilisé comme la devise pour l'étude économique dans ce travail de thèse.

5.3.1. Investissement total (C_{TCI})

L'investissement en capital d'une installation de génération électrique est une dépense ponctuelle pour la conception, la construction et le démarrage d'une nouvelle installation ou d'une réorganisation d'une installation existante. Il doit prendre en considération plusieurs autres coûts que le simple coût d'achat des équipements. En effet, il est analogue au coût d'achat d'une nouvelle maison, où le coût inclut l'achat du terrain, les frais de permis de construire, l'excavation de la terre, les améliorations à la terre, la préparation de dessins architecturaux et de construction, la construction de maison, l'aménagement paysager, et les frais de l'entrepreneur.

Dans des installations industrielles générales, et plus particulièrement celles se rapportant à des procédés de génie chimique, il existe dans la littérature des démarches classiques qui permettent de définir le coût total d'investissement en partant du coût d'achat de chaque composant. Une telle démarche est par exemple celle de Seider [52]. Que nous traduisons dans le tableau suivant où différents coûts viennent s'additionner pour former le coût total d'investissement.

Tableau 5. 2. Eléments de l'investissement total [52]

Somme des coûts nus (hors installation) des équipement l'installation, C_{TBM}	$C_{TBM} = \sum C_{BM} + \sum C_{spare} + C_{wf}$
Coût de préparation du site, C_{site}	$C_{site} = 0.05C_{TBM}$
Coût des facilités des services, C_{serv}	$C_{serv} = 0.05C_{TBM}$
Coûts attribués pour les centres d'utilité et des installations connexes	C_{alloc}
Investissement permanent direct, C_{DPI}	$C_{DPI} = C_{TBM} + C_{site} + C_{serv} + C_{alloc}$
Coûts des éventualités et frais de l'entrepreneur, C_{cont}	$C_{cont} = 0.18C_{DPI}$
Capital amortissable total, C_{TDC}	$C_{TDC} = C_{DPI} + C_{cont}$
Coût du terrain, C_{land}	$C_{land} = 0$
Coût des redevances, C_{royal}	$C_{royal} = 0$
Coût de démarrage de l'installation, $C_{startup}$	$C_{startup} = 0.1C_{TDC}$
Investissement permanent total, C_{TPI}	$C_{TPI} = C_{TDC} + C_{land} + C_{royal} + C_{startup}$
Fond de roulement, C_{WC}	$C_{WC} = 0$
Investissement total, C_{TCI}	$C_{TCI} = C_{WC} + C_{TPI}$

Nous constatons que globalement ceci revient à calculer le coût total d'investissement (C_{TCI}) en fonction de coût bare-module total de l'installation et des coûts attribués pour les centres d'utilité et des installations connexes

$$C_{TCI} \approx 1.3(1.1C_{TBM} + C_{alloc}) \quad (5.74)$$

5.3.1.1. « Coût bare-module » total de l'installation, C_{TBM}

Coût bare-module d'équipement (bare module equipment cost)

Le terme « bare module equipment cost » est utilisé par Turton et al. [53] pour indiquer le coût total d'un élément de l'installation qui inclut son coût d'achat et tous les coûts annexes (transport, montage,...) tels qu'indiqués dans le Tableau 5. 3. En effet, la technique de calcul des coûts bare-module d'équipement (equipment module costing technique en anglais) prise dans ce travail est une technique commune pour estimer le coût d'une nouvelle installation chimique. Il est généralement admis que cette technique est la meilleure pour faire des estimations préliminaires des coûts. Cette technique relie tous les coûts vers le coût d'achat d'équipement évalué pour les conditions de base. Selon Turton et al. [53], le coût bare-module, C_{BM} , pour chaque pièce d'équipement est calculé par:

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM} \quad (5.75)$$

C_p^0 est le coût d'achat d'équipement pour les conditions de base: l'équipement est fabriqué avec le matériau le plus commun, toujours en acier au carbone, et opère à la pression atmosphérique.

F_{BM} est le « facteur bare-module »: facteur de multiplication pour rendre compte de tous les coûts annexes indiqués dans le Tableau 5. 3.

Coût d'achat d'équipement pour les conditions de base, C_p^0

Le coût d'achat d'équipement pour les conditions de base est calculé par l'équation:

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2 \quad (5.76)$$

Où

A est la puissance ou le paramètre de taille pour l'équipement. C'est par exemple, la surface d'échange thermique d'un échangeur de chaleur ou la puissance mécanique d'une pompe.

K_1 , K_2 et K_3 sont des constantes données dans le Tableau 5. 4

Le coût d'achat du générateur électrique n'est pas présenté dans le manuel de Turton et al. [53] mais calculé à partir de l'équation présentée dans [54] pour les centrales de puissance de l'ordre de MWe.

$$C_{p,gen}^0 = 60(\dot{W}_{gen})^{0.95} \quad (5.77)$$

Où

\dot{W}_{gen} est la puissance générée par le générateur électrique

Il est nécessaire de noter que toutes les données pour les coûts d'achat d'équipement décrites dans Turton et al. [53] ont été obtenues avec une valeur moyenne de CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) de 397. La valeur mise à jour de 584.6 de CEPCI pour l'année 2012 est utilisée dans la présente évaluation d'économie du cycle ORC.

Tableau 5. 3. Eléments directs et indirects de coût module d'équipement [53]

Coûts	Symbole	Commentaires
1. Dépenses directes du projet		
a. Coût d'achat d'équipement FOB ou ExWorks	C_P	Coût d'achat d'équipement sur le site de fabricant
b. Matériaux requis pour l'installation	C_M	Incluant tous les tuyaux, l'isolation et l'ignifugation, des fondations et des supports structuraux, l'instrumentation et électricité, et la peinture associé avec l'équipement
c. Travail d'installation des équipements et du matériel	C_L	Incluant tous les travaux associés avec l'installation d'équipement et du matériau mentionné dans (a) et (b)
2. Dépenses indirectes		
a. Transport, assurance et taxes	C_{FIT}	Incluant tous les frais du transport pour l'expédition d'équipements et des matériaux sur le site de l'installation, toutes les assurances des articles expédiés ainsi que les taxes ou frais de douanes qui peuvent être applicables
b. Frais généraux	C_O	Incluant tous les avantages sociaux tels que les vacances, les congés de maladie, les prestations de retraite, etc. charge de travail comme la sécurité sociale et l'assurance-chômage, etc. et les salaires et les frais généraux pour le personnel de surveillance
c. Dépenses d'ingénierie d'entrepreneur	C_E	Incluant les salaires et les frais généraux pour l'ingénierie, la rédaction et le personnel de gestion de projet sur le projet

Facteur bare-module, F_{BM}

Le facteur bare-module pour la pompe et l'échangeur de chaleur est calculé par l'équation suivante

$$F_{BM} = B_1 + B_2 F_M F_P \quad (5.78)$$

Où

B_1 et B_2 sont des constantes données dans le Tableau 5. 4

F_M est le facteur de matériaux de l'équipement

F_P est le facteur de pression

Le facteur bare-module pour les autres équipements peut être trouvé dans le Tableau 5. 5

Tableau 5. 4. Constantes pour les calculs de coût module

Équipement	K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_M
Pompe	3.3892	0.0536	0.1538	-0.3935	0.3957	-0.00226	1.89	1.35	1.6
HEX	4.3247	-0.303	0.1634	0.03881	-0.11272	0.08183	1.63	1.66	1.0
Turbine	2.2476	1.4965	-0.1618	-	-	-	-	-	-
Moteur électrique	1.956	1.7142	-0.2282	-	-	-	-	-	-

Tableau 5. 5. Facteurs de coût module

Équipement	F_{BM}	Référence
Turbine (acier inoxydable)	6.1	[53]
Moteur électrique (explosion proof)	1.5	[53]
Générateur électrique	1.5	[55]
Fluide de travail	1.25	[55]

Facteur de pression

Le facteur de pression est généralement obtenu par la formule suivante

$$\log_{10} F_p = C_1 + C_2 \log_{10} P + C_3 (\log_{10} P)^2 \quad (5.79)$$

La pression dans l'équation (5.79) est la pression relative dont l'unité est bar gauge (1.0 bar = 0.0 barg) sauf contrairement indiqué. Le facteur de pression est toujours supérieur à l'unité. Les constantes C_1 , C_2 et C_3 sont données dans le Tableau 5. 5.

Coût du fluide de travail

Le coût du fluide de travail est un ajout significatif à l'investissement total. La quantité du fluide de travail est estimée comme la quantité du liquide pour remplir deux fois les volumes des échangeurs de chaleur que le fluide de travail traverse.

Coût de rechanges

En addition aux coûts bare-module pour chaque équipement, il est souvent recommandé de fournir les fonds pour les rechanges, C_{spare} , en particulier pour les pompe de liquide, pour éviter l'interruption de l'opération quand un équipement devient inutilisable. Les pompes ne sont pas chères mais demandent souvent la maintenance pour éviter les fuites. Dans ce travail

de thèse, les coûts de rechanges sont ajoutés pour la pompe du fluide de travail et son moteur électrique.

Le coût bare-module total de l'installation, C_{TBM} , est la somme des coûts bare-module des équipements et les coûts de rechanges ainsi que le coût pour le fluide de travail.

$$C_{TBM} = \sum C_{BM} + \sum C_{spare} + C_{wf} \quad (5.80)$$

5.3.1.2. Coût pour la préparation du site

Selon Seider [52], la préparation du site consiste à faire l'arpentage des terres, le drainage, le nettoyage de surface, l'excavation, etc. Les coûts pour la préparation et le développement du site, C_{site} , peuvent être assez substantiels pour l'investissement total, dans la gamme de 10 à 20 % de coût bare-module total, C_{TBM} , de l'installation. Pour un ajout à un complexe intégré existant, le coût pour la préparation du site ne peut être que dans la gamme de 4 à 6 % de coût bare-module total de l'installation. Dans ce travail de thèse, ce coût est pris de 5 % de C_{TBM} .

5.3.1.3. Coûts pour les facilités de service

Coûts pour les facilités de service, C_{serv} , peuvent inclure les lignes de service public, les salles de contrôle, les laboratoires pour tester les produits, etc. Ils peuvent être importants quand les offices administratifs, les facilités médicales, les cafétérias, les garages et les entrepôts sont nécessaires.

5.3.1.4. Coûts attribués pour les centres d'utilité et des installations connexes

Le coût supporté, C_{alloc} , pour les centres d'utilité et des installations connexes dans le Tableau 5. 2 n'est inclu qu'à l'investissement total pour fournir un centre d'utilité, c.à.d. la tour de refroidissement, pour le cas présent. Le coût de l'investissement en capital pour la tour de refroidissement de type mouillant est estimé comme une fonction du débit volumétrique de l'eau de refroidissement d'environ 50 \$/gpm¹⁶ (13.2 \$/L/min) comme mentionné dans [56].

5.3.1.5. Coûts des éventualités et frais de l'entrepreneur

Les coûts des éventualités sont des coûts imprévus encourus pendant la construction de l'installation. Pour tenir compte de coût des éventualités, il est fréquent de réserver 15 % de l'investissement direct permanent, C_{DPI} , qui est compris des éléments comme dans le Tableau 5. 2. Les frais de l'entrepreneur sont supposés être égaux 3 % de l'investissement direct

¹⁶ Gallon per minute (1 gpm = 6.31×10⁻⁵ m³/s)

permanent. Quand cette somme de 18 %, désigné C_{cont} , est ajoutée à l'investissement permanent total, le capital amortissable, C_{TDC} , total est obtenu.

5.3.1.6. Coût du terrain

Le coût du terrain, C_{land} , est non-amortissable, puisque le terrain se diminue rarement en valeur. Dans ce travail de thèse, le coût du terrain est considéré nul car l'installation sera attachée à un complexe existant.

5.3.1.7. Coût des redevances

Quand une entreprise veut utiliser un procédé qui est couvert par des brevets détenus par une autre société, une licence peut être négociée. Dans ce travail de thèse, le coût des redevances est également considéré nul.

5.3.1.8. Coût de démarrage

Selon Seider [52], le coût de démarrage, $C_{startup}$, de l'installation est typiquement estimé de 10 % de capital amortissable total, C_{TDC} , montré dans le Tableau 5. 2.

5.3.1.9. Fonds de roulement (Working capital funds)

Dans notre étude, les fonds de roulement, C_{WC} , sont comme pour les coûts du terrain et des redevances considérés nuls.

5.3.2. Coût de production (coût d'exploitation) total (C_{TPC})

Les coûts associés avec l'opération quotidienne de l'installation doivent être estimés avant d'évaluer sa faisabilité économique. Ce paragraphe introduit les facteurs importants influant les coûts d'exploitation et fournit les méthodes pour déterminer chaque facteur.

Le coût de production total, C_{TPC} , est égal la somme des coûts de production, C_{COM} , et des dépenses générales, C_{GE} .

$$C_{TPC} = C_{COM} + C_{GE} \quad (5.81)$$

Le coût annuel de production, C_{COM} , est la somme des coûts de productions directs, C_{DMC} , et des coûts fixes, C_{Fix} , dont les composants sont présentés dans le Tableau 5. 6.

$$C_{COM} = C_{DMC} + C_{Fix} \quad (5.82)$$

Tableau 5. 6. Eléments des coûts de production directe et des coûts fixes [52, 53]

Coûts	Eléments	Formule
1. Coûts directs	Coûts directs de production	C_{DMC}
a. Utilités	Eau de refroidissement	$\$14.8 / 1000 m^3$
b. Maintenance	Rémunérations et avantages sociaux	$C_{WB} = 0.035C_{TDC}$
	Salaires et avantages sociaux	$C_{SB} = 0.25C_{WB}$
	Matériaux et services	$C_{MS} = C_{WB}$
	Frais généraux d'entretien	$C_{MO} = 0.05C_{WB}$
2. Coûts fixes	Coûts fixes de production	C_{Fix}
a. Amortissement (C_D)	Installation principale	$C_D = 0$
	Centre d'utilité	
b. Taxes foncières et assurance	Coût de l'impôt foncier et de l'assurance de responsabilité	$C_{PI} = 0.02C_{TDC}$

L'amortissement dans le Tableau 5. 6 est, comme défini dans [52], simplement une mesure de la diminution de valeur d'un matériel ou équipement au fil du temps. Dans cette thèse, les frais d'amortissement sont considérés nul.

Nous considérons que les frais généraux de fonctionnement sont nuls dans la mesure où cette installation de récupération de chaleur fatale ne va pas entrainer de nouveaux frais généraux dans l'usine existante dans laquelle elle va s'intégrer [57].

5.3.3. Mesure approximative de rentabilité

Le nombre d'heure de fonctionnement annuel, H_{annual} , lorsque l'on considère un taux de fonctionnement (nombres d'heure d'arrêts quel que soit la raison/ nombres d'heure de l'année) s'exprime par

$$H_{annual} = 0.9 \times 365 \times 24 \quad (5.83)$$

L'énergie électrique produite annuellement vaut:

$$M_{el} = H_{annual} \dot{W}_{net}^{elec} \quad (5.84)$$

Où

M_{el} est la quantité d'électricité produite annuellement

\dot{W}_{net}^{elec} est la puissance électrique nette du système

Le revenu annuel, S_{annual} , généré par la vente de l'électricité

$$S_{annual} = M_{el} C_{el} \quad (5.85)$$

Où

C_{el} est le prix actuel d'électricité

Si toute l'électricité générée par le système ORC est intérieurement utilisée, le revenu annuel correspond à la réduction de facture d'électricité de l'entreprise. Par conséquent, le prix d'électricité, C_{el} , dans l'équation (5.85) peut être considéré comme le prix d'électricité pour les clients industriels. Ce prix est de 0.0682 \$/kWh aux Etats-Unis et ~0.11 \$/kWh en France pour l'année 2012. Nous considérons désormais dans cette étude que le prix d'électricité est de 0.1 \$/kWh.

Le bénéfice brut (avant impôts) est la différence entre le revenu annuel et le coût annuel de production

$$Profit_{gross} = S_{annual} - C_{TPC} \quad (5.86)$$

Les revenus nets annuels sont les revenus bruts moins l'impôt des sociétés sur les gains bruts

$$Profit_{net} = (1 - t_{corp}) Profit_{gross} \quad (5.87)$$

Le taux d'imposition des sociétés de 33.33 % (France) [58] est utilisé dans le travail actuel.

Retour sur l'investissement (ROI)

Le ROI, comme défini dans [52], est le taux d'intérêt annuel fait par les bénéfices sur l'investissement original. Cette mesure de la rentabilité fournit une vue instantanée du projet, généralement utilisant les estimations des éléments de l'investissement. Comme également indiqué dans [52], pour le ROI et les autres mesures approximatives de la rentabilité abordées dans ce paragraphe, le coût de production est calculé en utilisant l'amortissement linéaire. L'installation est supposée opérer chaque année, 90 % du temps, à pleine capacité pour le nombre identique de journées par an. En pratique, plusieurs définitions du ROI sont proposées et utilisées. La formule du ROI utilisée dans ce paragraphe est la suivante

$$ROI = \frac{Profit_{net}}{C_{TCI}} \quad (5.88)$$

Période de retour sur l'investissement (PBP)

La période de retour sur l'investissement (temps de retour sur investissement) est la durée de fonctionnement du projet qu'il faut, après la période de démarrage, pour récupérer l'investissement fixe en capital [53]. Parce qu'elle est plus simple et même plus compréhensible que le ROI, la PBP est largement utilisée pour comparer des alternatives. La période de retour sur l'investissement est dans cette étude calculée par l'équation (5.89)

$$PBP = \frac{C_{TDC}}{\text{cash flow}} = \frac{C_{TDC}}{(1-t)(S_{annual} - C_{TPC}) + C_D} \quad (5.89)$$

Cette formulation de PBP est une formulation simplifiée qui ne prend pas en compte les actualisations monétaires, ni des scénarios d'évolution future des prix de l'électricité. Elle a l'avantage de permettre une comparaison rapide entre plusieurs alternatives et d'être compatible avec une démarche d'optimisation globale.

Plus la PBP est courte, plus le projet est profitable. Les projets risqués doivent avoir des PBP de moins 2 ans. Actuellement, compte tenu des progrès technologique rapides, la plupart des entreprises ne considèrent pas un projet avec une PBP de plus de 4 ans [52]. Cependant, pour les projets des centrales de récupération de chaleur par le cycle ORC, la période de retour sur l'investissement est assez élevée. Comme indiqué dans le travail de David et al. [59] pour le cas de la France, le prix moyen d'électricité pour les entreprise industrielles est relativement faible, entre 50 – 75 €/MWh, à cause de la prédominance de l'électricité nucléaire dans le mix d'énergie. Ce prix faible d'électricité ne permet donc pas la PBP des projets de valorisation de rejets thermiques à basse température par un cycle ORC en dessous de 8 ou 9 ans (cf. Figure 5. 16)

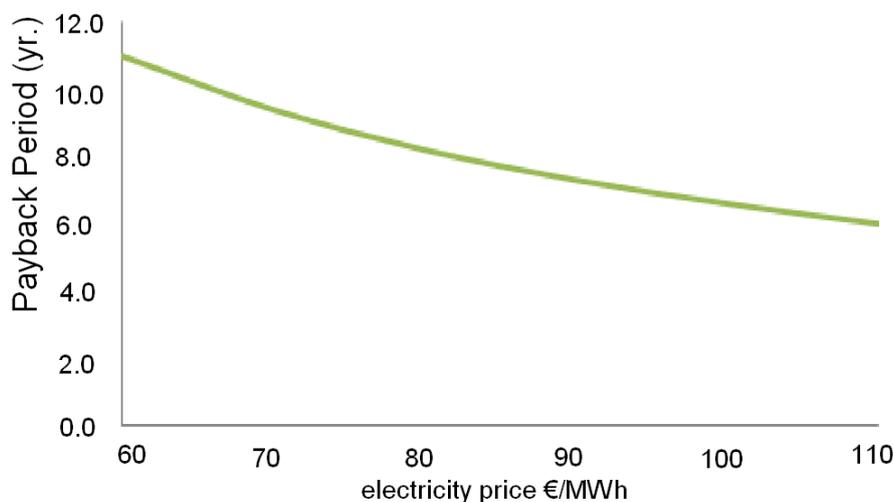


Figure 5. 16. Période de retour sur l'investissement pour la technologie en fonction du prix d'électricité [59]

Coût moyen actualisé de l'électricité (LCOE)

Comme décrit dans [60], le coût moyen actualisé de l'électricité (LCOE) est largement utilisé pour comparer les coûts des différentes technologies de production d'électricité sur leur durée de vie économique. Le LCOE correspondrait au coût supporté par un investisseur en partant des hypothèses de certitude des coûts de production et de stabilité des prix de l'électricité.

Le calcul du LCOE est basé sur l'équivalence entre la valeur présente de la somme des revenus actualisés et la valeur présente de la somme des coûts actualisés divisée par la production totale ajustée à sa valeur-temps économique. L'équivalence entre prix de l'électricité et LCOE est basée sur deux hypothèses importantes:

- Le taux d'intérêt « IR » utilisé pour actualiser les coûts et les bénéfices est stable et ne varie pas sur la durée de vie du projet considéré.
- Le prix d'électricité est stable et ne varie pas sur la durée de vie du projet. Toute la production est immédiatement vendue à ce prix

Dans cette thèse nous avons choisi de reprendre la formulation présentée dans [61] pour la détermination du LCOE. Le LCOE est calculé par:

$$\text{LCOE} = \frac{C_{TCI} + \sum_{t=1}^n \frac{C_{TPC}}{(1+IR)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{M_{el}}{(1+IR)^t}} \quad (5.90)$$

Où

LCOE est le coût moyen actualisé de l'électricité

M_{el} est la quantité d'électricité produite pendant l'année « t »

IR est le taux annuel d'intérêt et mis à 7 % [55] dans cette thèse

n est la durée de vie du projet qui est mise à 20 ans

t est l'année d'opération (1,2,...n)

5.4. Méthode d'optimisation

5.4.1. Introduction

Problème d'optimisation

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

Le problème d'optimisation étudié dans la présente thèse 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.

Fonction objectif (FO)

Comme indiqué dans [62], la résolution d'un problème d'optimisation suppose la connaissance d'une fonction objectif y :

$$y = y(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (5.91)$$

Cette fonction est exprimée à partir d'un vecteur $\{x_i\}_{1-n}$, faisant intervenir n variables. L'optimum recherché est soit un maximum, soit un minimum.

La fonction objectif pour l'optimisation du système ORC peut être la puissance nette du système, le rendement au sens du premier ou second principe de thermodynamique, le coût d'investissement ou le coût moyen actualisé de l'électricité par le cycle ORC.

Le degré de liberté d'un système désigne le nombre de variables qui peuvent varier indépendamment.

Critères d'arrêt: en utilisant les outils d'optimisation du logiciel EES, le procédé de l'optimisation se terminerait quand le nombre maximum de calculs est atteint ou bien lorsque la tolérance relative par rapport à une convergence totale est accomplie.

5.4.2. Méthodes numériques de résolution du problème d'optimisation

Le problème d'optimisation du cycle ORC dans la présente thèse peut être numériquement exécuté par les méthodes d'optimisation intégrées dans le logiciel EES. En effet, plusieurs algorithmes sont intégrés dans le logiciel EES pour résoudre les problèmes d'optimisation à une dimension ou à multi-dimensions.

5.4.2.1. Optimisation à une dimension

Deux méthodes pour résoudre le problème d'optimisation à une dimension sont incluses dans le Dialogue Min/Max du logiciel EES

5.4.2.1.1. Méthode du nombre d'or

La méthode du nombre d'or s'opère en rétrécissant successivement l'intervalle de variables dans laquelle l'extremum (valeur minimale ou maximale) est supposé se trouver. Le procédé commence en évaluant la fonction objectif aux limites inférieures (a) et supérieures (b) de variable indépendante (voir Figure 5. 17). Les points d'évaluation sont localisés à une fraction « g » de chaque bord de l'intervalle. « g » est le rapport d'or qui a une valeur de 0.6182. Pour chaque itération, fraction (1-g) de l'intervalle est éliminé, comme représenté par l'aire ombragée dans la Figure 5. 17. Le procédé est ensuite répété avec l'intervalle réduit de variable indépendante. Les nouveaux points d'évaluations sont encore une fois localisés à une fraction « g » de chaque bord de l'intervalle réduit. Cependant, pour minimiser les points d'évaluation, un des deux points d'essai de la dernière itération est réutilisé (ex. point 2 dans la Figure 5. 17). Ce procédé continue jusqu'à ce que les critères d'arrêt sélectionnés pour l'optimisation soient atteints.

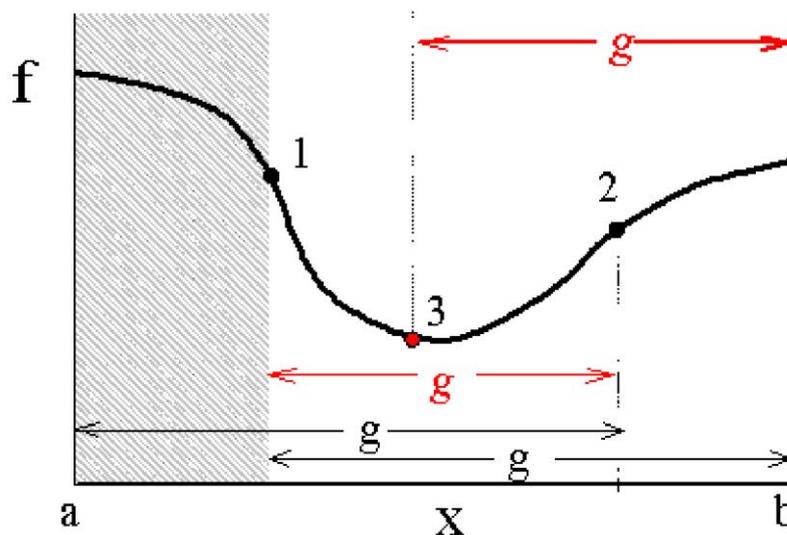


Figure 5. 17. Procédé de l'optimisation par la méthode du nombre d'or

5.4.2.1.2. Méthode d'optimisation quadratique

Cette méthode évalue la fonction objectif (f) aux bords de l'intervalle de variable indépendante (X) et à un troisième point dans l'intervalle. La fonction objectif est ensuite supposée dépendre de manière quadratique de la variable indépendante:

$$f = aX^2 + bX + c$$

Le fait de connaître les valeurs de X et de f aux trois points précisés ci-dessus, permet de déterminer les coefficients, a , b et c en résolvant 3 équations linéaires de 3 inconnues. Ensuite,

la valeur optimale de la fonction objectif est déterminée en mettant la dérivée de f par rapport à X est nulle; ce qui conduit à $X_{opt} = -b/(2a)$.

La valeur de la fonction objectif à la nouvelle valeur de X_{opt} est déterminée. Si l'on est par exemple en situation de rechercher un minimum, l'idéal serait que ce X_{opt} rend une valeur plus faible de la fonction objectif f que tous les points d'évaluation. Parmi les 4 points que l'on a alors, les trois de départ et ce dernier point, le point qui rend la valeur la plus grande pour la fonction f est éliminé et le procédé est répété jusqu'à ce que la convergence soit atteinte.

5.4.2.2. Optimisation à multi-dimension

Cinq méthodes pour résoudre le problème d'optimisation à multi-dimension sont incluses dans le logiciel EES à travers son utilitaire Dialogue Min/Max

5.4.2.2.1. Méthode du gradient conjugué

Cette méthode utilise une démarche de recherches mono-dimensionnelle pour localiser l'optimum. En effet, le programme va maintenir toutes les variables d'optimisation constantes sauf une et puis varie la variable restante pour localiser la valeur à laquelle la fonction objectif est optimisée (maximisée ou minimisée). Ce processus est répété pour chaque variable indépendante plusieurs fois jusqu'à ce que les critères d'arrêt soient satisfaits. Un avantage de cette technique est qu'il n'est pas nécessaire de calculer les dérivées de la fonction objective et donc la méthode fonctionne bien pour les surfaces qui ne sont pas facile à différencier.

5.4.2.2.2. Méthode de quasi-Newton

Cette méthode est une version à multi-dimensions de la méthode d'optimisation quadratique exposée plus haut. L'idée de base est d'adapter la fonction objectif à une fonction quadratique de toutes les variables libres. La fonction quadratique est par la suite différenciée et mise à zéro pour déterminer un nouveau point d'essai. Le processus est répété plusieurs fois jusqu'à ce que les critères d'arrêt soient accomplis. Il est noté que cette méthode demande les dérivées numériques de fonction objectif, ce qui peut être un inconvénient pour quelques applications.

5.4.2.2.3. Méthode de Nelder-Mead [63]

La méthode de Nelder-Mead utilise une variation de méthode de simplex de Nelder-Mead [63] utilisé pour minimiser un fonction de plusieurs variables sans dérivées. L'algorithme de cette méthode est décrit par Press et al. [64]

L'algorithme de Nelder-Mead utilise simultanément $N+1$ points d'évaluation, où N est le nombre de dimensions du problème (ex. pour un problème d'optimisation de 2 dimensions, la méthode utilise trois points). Les points d'évaluation définissent un simplexe (pour un problème de 2 dimensions, le simplexe est un triangle). Tous les points du simplexe sont évalués. La fonction objectif est déterminée à chaque point. Le point le plus mauvais du simplexe est éliminé et un nouveau point est trouvé en réfléchissant loin du point le moins bon sur l'axe formé par les autres points d'évaluation. Le processus est répété jusqu'à ce que les critères d'arrêt soient satisfaits.

Pour une optimisation sans contrainte, l'algorithme de Nelder-Mead n'est pas aussi réussi que d'autres méthodes, par exemple, la méthode du gradient conjugué ou la méthode de quasi-Newton, fournies par EES. Cependant, la méthode de Nelder-Mead est plus robuste pour les problèmes de l'optimisation avec contrainte.

5.4.2.2.4. Algorithme DIRECT

L'algorithme d'optimisation « DIRECT » applique la méthodologie l'algorithme original développé par Jones et al. [65]. Cet algorithme, de la même manière que le ferait un algorithme génétique, est conçu (référence à la documentation EES) pour trouver un optimum global quand les optimums locaux existent dans la région de recherche.

5.4.2.2.5. Algorithme et méthodes dits « Génétique »

La méthode génétique consiste à mimer les procédés ayant lieu dans l'évolution biologique: une population d'individus (c.à.d. les points d'échantillonnage) est initialement sélectionnée au hasard à partir de la gamme spécifiée par les bornes des variables indépendantes. Les individus dans cette population sont surveillés pour déterminer leur qualification (en l'occurrence ici les valeurs de la fonction objectif). Ensuite, une nouvelle génération d'individus est générée de manière stochastique en donnant « le droit de procéder » aux membres de la population actuelle selon leur qualification. Les caractéristiques d'un individu qui est passé en génération prochaine sont représentées par les valeurs encodées de ses variables indépendantes. La probabilité qu'un individu dans la population actuelle soit sélectionné pour faire naître la nouvelle génération est une fonction croissante de sa qualification. La « reproduction » combine les caractéristiques des deux parents de manière stochastique. Les variations aléatoires supplémentaires sont introduites par la possibilité de « mutations » qui forcent la progéniture d'avoir les caractéristiques différant nettement de celles des parents.

L'avantage principal de l'optimisation génétique est sa capacité de trouver fiablement un optimum global même s'il y a plusieurs valeurs optimales locales dans le problème. L'inconvénient de cette technique est qu'elle est très consommatrice de temps de calcul car plusieurs membres de chaque population ne sont pas utiles.

5.4.3. Optimisation analytique utilisant la méthode des multiplicateurs de Lagrange

Au niveau du rendement thermique d'un cycle thermodynamique, le cycle théorique de Carnot se présente comme le plus attractif. Cependant, la puissance du cycle, qui est le rapport entre un travail fini et un temps infini, permettant la réalisation d'opérations réversibles, d'exécution du cycle, tend vers zéro. De plus, un moteur thermique réel n'opère pas entre les températures de la source de chaleur (T_H) et du puits froid (T_L) comme dans le cycle théorique de Carnot mais entre les températures du fluide de travail sur le côté chaud ($T_W < T_H$) et froid ($T_C > T_L$) du moteur thermique. Ces différences de température sont nécessaires pour permettre la réalisation des échanges de chaleur entre le moteur et la source chaude ou le puits froid. Les températures T_W et T_C dépendent du débit de fluide thermique et dépendent aussi de la puissance du moteur [66]. Le principe de conception d'un cycle endoréversible est souvent utilisé pour étudier la limitation de la performance du cycle réel. Selon Rubin [67], toutes les pertes d'un moteur endoréversible sont associées avec le transfert de chaleur au/du moteur endoréversible.

L'expression analytique de la puissance maximale et du rendement thermique à cette puissance d'un moteur endoréversible opérant entre T_H et T_L a été établi par Curzon et Ahlborn [68] comme dans les équations suivantes

Puissance maximale

$$\dot{W}_{max} = \frac{\beta\alpha}{\gamma} \left(\frac{T_H^{1/2} - T_L^{1/2}}{\alpha^{1/2} + \beta^{1/2}} \right)^2 \quad (5.92)$$

Rendement thermique à la puissance maximale d'un moteur endoréversible

$$\eta_I = 1 - \sqrt{T_L/T_H} \quad (5.93)$$

α et β sont supposés dans l'équation (5.92) être des constantes qui dépendent de l'épaisseur et de la conductivité thermique de la paroi de l'échangeur de chaleur (respectivement chaud et froid) et des coefficients de transfert thermique de ces mêmes échangeurs; γ est le facteur pour la durée totale d'exécution du cycle ($\gamma > 1$)

Plusieurs auteurs [66, 69, 70] ont depuis longtemps focalisé leur travail sur l'optimisation de la puissance du cycle de Rankine en considérant le cycle endoréversible. Le cycle est donc couplé avec une source chaude et un puits froid par le transfert de chaleur. Tous les deux possèdent un flux thermique fini. Afin de trouver une solution analytique pour la puissance maximale, le cycle endoréversible (ou idéal) de Rankine devait être modifié vers un cycle de Carnot en utilisant une température moyenne entropique T_w . L'aire sous le procédé A-4-5-1-B dans la Figure 5. 18 (gauche) représente la quantité de chaleur ajoutée au cycle de Rankine est équivalente à l'aire sous la courbe A-4-1-B dans la Figure 5. 18 (droite). La température moyenne entropique est calculée par l'équation (5.94)

$$T_w = \frac{\Delta Q}{\Delta S} = \frac{H_1 - H_4}{S_1 - S_4} \quad (5.94)$$

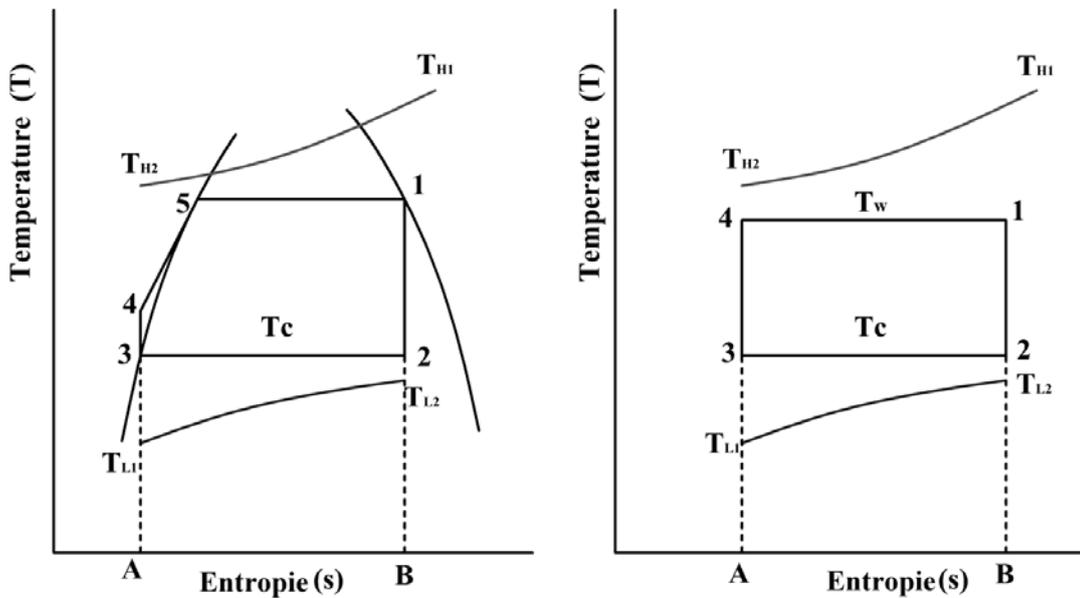


Figure 5. 18. Diagramme T-s d'un cycle idéal de Rankine (gauche) et du cycle de Carnot (droite) opérant entre une source chaude et un puits froid avec des capacités thermiques finies [69]

Quand le fluide de travail du cycle sort de la turbine à l'état d'une vapeur surchauffée, la température moyenne entropique du fluide cyclé dans le procédé de la condensation peut être également représentée de même manière. Le cycle idéal de Rankine devient donc un cycle de Carnot opérant entre T_w et T_C comme l'illustre la Figure 5. 18 (droite).

L'optimisation analytique du système ORC dans la présente thèse est réalisée par la méthode des multiplicateurs de Lagrange comme décrite dans le livre de Feidt [62]. Nous considérons toutefois que nous avons une contrainte sur l'efficacité totale des échangeurs de chaleur. Ainsi cette efficacité totale, $\varepsilon_T \leq 2$, des échangeurs de chaleur devient un paramètre.

$$\varepsilon_T = \varepsilon_h + \varepsilon_c \quad (5.95)$$

Où

ε_h et ε_c sont les efficacités des échangeurs de chaleur à haute et à basse pression du système ORC.

L'efficacité d'un échangeur de chaleur s'écrit

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{max}} \quad (5.96)$$

Où

\dot{Q}_r est le flux de chaleur transférée réelle, déterminé à partir des bilans énergétiques sur les fluides chaud et froid

\dot{Q}_{max} est le flux de chaleur transférée maximum échangeable dans un échangeur de chaleur

Lorsqu'il s'agit d'un transfert de chaleur sensible pur entre un fluide chaud et un fluide froid, le flux réel échangé et le flux maximum échangeable peuvent être calculés comme suit:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{co} - T_{ci}) \quad (5.97)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (5.98)$$

Où \dot{C}_{min} est la plus petite capacité calorifique en comparant celle du fluide froid et celle du fluide chaud

$$\dot{C}_{min} = MIN(\dot{m}_h C_{p_h}, \dot{m}_c C_{p_c}) \quad (5.99)$$

Quand le procédé de transfert de chaleur se produit entre une source de chaleur sensible avec un fluide de changement de phase isotherme (par exemple comme dans l'étape d'évaporation du fluide de travail dans un cycle ORC sous-critique), le débit de transfert de chaleur réel et maximum sont calculés comme dans l'équation (5.100) et (5.101), respectivement.

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c (h_{co} - h_{ci}) \quad (5.100)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{hi} - T_{ci}) = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{hi} - T_{evap}) \quad (5.101)$$

Théorème de Lagrange

Supposant que l'on veuille optimiser (maximiser ou minimiser) une fonction avec n variables

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (5.102)$$

Si la fonction est soumise à « p » contraintes

$$g_1(x) = c_1, g_2(x) = c_2, \dots, g_p(x) = c_p \quad (5.103)$$

Le minimum ou maximum de $f(x)$ qui est soumis aux contraintes (5.103) peut être trouvé en introduisant « p » nouvelles variables $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_p$ et résolvant le système d'équations:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(f(x) + \sum_{j=1}^p \lambda_j g_j(x) \right) = 0 \quad (5.104)$$

$$g_j(x) = c_j \quad (5.105)$$

Cela revient à résoudre « $n+p$ » équations pour « $n+p$ » variables x_1, x_2, \dots, x_n et $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$

Optimisation analytique de la puissance d'un cycle ORC supercritique considéré endoréversible

Dans l'état de l'art des applications du cycle ORC, la vapeur saturée ou légèrement surchauffée est souvent détendue dans la turbine. Cependant, l'investigation du cycle supercritique de Rankine attire également l'attention parce que celui-ci peut conduire à un rendement plus élevé [71]. En effet, le procédé de transfert de chaleur à haute température du cycle ne passe pas à l'étape de changement de phase comme dans le cas du cycle sous-critique de Rankine. Cela aboutit à une meilleure adéquation thermique de l'échange thermique avec moins d'irréversibilité [72] par rapport au cas sous-critique. L'optimisation analytique de la puissance avec une contrainte de l'efficacité des échangeurs de chaleur et la détermination du rendement thermique à la puissance maximale d'un cycle ORC supercritique sont décrit comme suit

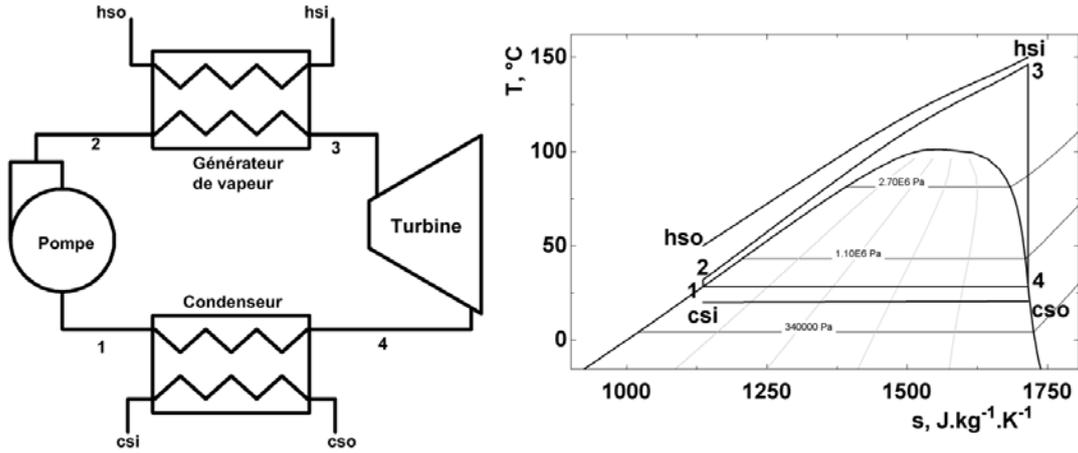


Figure 5. 19. Diagramme schémétique et diagramme T-s pour le cycle ORC supercritique

En considérant que le fluide limitant, celui qui a la plus petite capacité calorifique, pour le transfert de chaleur à haute pression est le fluide cyclé, la quantité de chaleur transféré de la source thermique au fluide cyclé est déterminé comme suit dans le cas où le cycle fonctionne en supercritique:

$$\dot{Q}_h = \varepsilon_h \dot{C}_{min} (T_{hsi} - T_2) = \varepsilon_h \dot{m}_{wf} C_{p_{wf}} (T_{hsi} - T_2) \quad (5.106)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{wf} C_{p_{wf}} (T_3 - T_2) = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{hsi} - T_{hso}) \quad (5.107)$$

Nous supposons ici que les chaleurs spécifiques sont des chaleurs spécifiques moyennes. Les indices 1, 2, 3, 4 dans les équations indiquent les points de fonctionnement du fluide de travail montrés dans la Figure 5. 19.

A partir des équations (5.106) et (5.107) la température du fluide à l'entrée de la turbine peut être exprimée sous la forme d'une fonction de T_2 et ε_h comme suit

$$T_3 = T_2 + \varepsilon_h (T_{hsi} - T_2) \quad (5.108)$$

La quantité de chaleur rejetée au puits froid est calculée par:

$$\dot{Q}_c = \varepsilon_c \dot{m}_c C_{p_c} (T_{csi} - T_{cond}) \quad (5.109)$$

La contrainte entropique en considérant le cycle endoréversible est approchée par

$$\frac{2\varepsilon_h \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2)}{T_3 + T_2} + \frac{\varepsilon_c \dot{C}_c (T_{csi} - T_{cond})}{T_{cond}} = 0 \quad (5.110)$$

La contrainte de dimensionnement finie

$$\varepsilon_T = \varepsilon_h + \varepsilon_c \quad (5.111)$$

Nous considérons que la fonction objectif est la puissance nette

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c = \varepsilon_h \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2) + \varepsilon_c \dot{C}_c (T_{csi} - T_{cond}) \quad (5.112)$$

Le Lagrangien

$$L = \varepsilon_h \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2) + (\varepsilon_T - \varepsilon_h) (T_{csi} - T_{cond}) + \lambda \left[\frac{2\varepsilon_h \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2)}{T_3 + T_2} + (\varepsilon_T - \varepsilon_h) \frac{\dot{C}_c (T_{csi} - T_{cond})}{T_{cond}} \right] \quad (5.113)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial L}{\partial T_2} = -\varepsilon_h \dot{C}_{wf} + \lambda \varepsilon_h \dot{C}_{wf} \left\{ \frac{-4T_{hsi}}{[T_2(2-\varepsilon_h) + \varepsilon_h T_{hsi}]^2} \right\} = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial T_{cond}} = -(\varepsilon_T - \varepsilon_h) \dot{C}_c + \lambda (\varepsilon_T - \varepsilon_h) \dot{C}_c \left(\frac{-T_{csi}}{T_{cond}^2} \right) = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial \varepsilon_h} = \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2) - \dot{C}_c (T_{csi} - T_{cond}) + \lambda \left\{ \frac{4T_2 \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2)}{[T_2(2-\varepsilon_h) + \varepsilon_h T_{hsi}]^2} - \dot{C}_c \left(\frac{T_{csi}}{T_{cond}} - 1 \right) \right\} = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda} = \frac{2\varepsilon_h \dot{C}_{wf} (T_{hsi} - T_2)}{T_2(2-\varepsilon_h) + \varepsilon_h T_{hsi}} + (\varepsilon_T - \varepsilon_h) \dot{C}_c \left(\frac{T_{csi}}{T_{cond}} - 1 \right) = 0 \end{array} \right. \quad (5.114)$$

En résolvant le système des équations non-linéaires ci-dessus la solution analytique de l'optimisation peut être trouvée comme suit

$$\left\{ \begin{array}{l} T_2 = \frac{2\sqrt{T_{hsi}} \left(\sqrt{T_{hsi}} + \sqrt{\dot{C}_{cr} T_{csi}} \right) \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right) - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T T_{hsi}}{2 \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right)^2 - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T} \\ T_{cond} = \frac{2\sqrt{T_{csi}} \left(\sqrt{T_{hsi}} + \sqrt{T_{csi} \dot{C}_{cr}} \right) \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right) - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T T_{csi}}{2 \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right)^2 - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T} \\ \varepsilon_h = \frac{\sqrt{\dot{C}_{cr}} \varepsilon_T}{\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1} \\ \varepsilon_c = \varepsilon_T - \varepsilon_h = \frac{\varepsilon_T}{\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1} \end{array} \right. \quad (5.115)$$

Où

$$\dot{C}_{cr} = \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_{wf}} \quad (5.116)$$

La température du fluide à l'entrée de la turbine peut être déterminée en remplaçant T_2 à l'équation (5.108)

$$T_3 = \frac{2\sqrt{T_{hsi}} \left(\sqrt{T_{hsi}} + \sqrt{\dot{C}_{cr} T_{csi}} \right) \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right) + \dot{C}_{cr} \varepsilon_T \sqrt{T_{hsi}} \left(\sqrt{T_{hsi}} - 2\sqrt{T_{csi}} \right)}{2 \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right)^2 - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T} \quad (5.117)$$

La puissance maximale

$$\dot{W}_{net} = \frac{2\dot{C}_c \varepsilon_T \left(\sqrt{T_{hsi}} - \sqrt{T_{csi}} \right)^2}{2 \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right)^2 - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T} \quad (5.118)$$

Le rendement du cycle ORC

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h} \quad (5.119)$$

$$\eta_I = \frac{\frac{2\dot{C}_c \varepsilon_T \left(\sqrt{T_{hsi}} - \sqrt{T_{csi}} \right)^2}{2 \left(\sqrt{\dot{C}_{cr}} + 1 \right)^2 - \dot{C}_{cr} \varepsilon_T}}{\varepsilon_h \dot{C}_{vf} (T_{hsi} - T_2)} \quad (5.120)$$

$$\eta_I = \frac{\sqrt{T_{hsi}} - \sqrt{T_{csi}}}{\sqrt{T_{hsi}}} = 1 - \sqrt{\frac{T_{csi}}{T_{hsi}}} \quad (5.121)$$

La présente formule du rendement thermique est identique avec la formule trouvée dans le travail de Curzon et Ahlborn [68] et de De Vos [73]. Avec les valeurs données de température entrante de la source de chaleur et du puits froid, le rendement thermique à la puissance maximale du cycle supercritique peut être déterminé. Par exemple, avec une source de chaleur de température de 150 °C et un puits froid de température de 20 °C, le rendement thermique du cycle ORC calculé par l'équation (5.121) est de 16.77 %. Alors que le rendement thermique à la puissance maximale du cycle ne dépend que des températures à l'entrée de la source thermique et du puits froid, la puissance maximale du système dépend encore des dimensionnements des échangeurs de chaleur côté chaud et froid du cycle ORC. Pour une quantité donnée de chaleur échangée dans l'échangeur de chaleur chaud, la puissance maximale du système peut être déterminée par l'équation (5.119).

5.5. Conclusions

Dans un premier temps nous avons présenté dans le chapitre les corrélations utilisées pour le calcul des transferts de chaleur dans le cycle ORC incluant le cycle sous-critique et supercritique. Les corrélations pour le transfert de chaleur pendant l'évaporation, la condensation et en pression supercritique sont sélectionnées à partir de l'étude bibliographique. Les échangeurs de chaleur à tube et calandre ont été choisis dans cette étude grâce à plusieurs avantages qu'ils présentent notamment la disponibilité des corrélations permettant leur définition, leur compacité, et leur facilité d'entretien.

Dans un deuxième temps nous avons présenté notre modèle économique qui nous permet en particulier de trouver le coût moyen actualisé de l'électricité (LCOE) et nous permet de trouver les temps de retours des investissements liés à la mise en place d'un cycle de Rankine pour la récupération de la chaleur fatale industrielle.

Dans une dernière partie, nous avons présenté les méthodes d'optimisation que nous utiliserons pour optimiser notre cycle. Ces méthodes sont pour l'essentiel intégrés dans le logiciel EES. Ensuite nous avons présenté la démarche d'optimisation analytique du cycle de Rankine supercritique que nous avons développée.

Concernant l'optimisation analytique de la puissance du cycle ORC supercritique, le cycle ORC est supposé être endoréversible avec une contrainte de dimensionnement fini, c.à.d. l'efficacité totale des échangeurs de chaleur dans le cycle ORC, pour l'optimisation. la formule analytique du rendement thermique à la puissance maximale dans cette thèse est trouvée être identique avec la formule développé par Curzon et Ahlborn [68]. Le rendement thermique à la puissance maximale du cycle ORC supercritique ne dépend que les températures entrantes de la source thermique et du puits froid.

Tous ces résultats vont nous permettre dans le chapitre suivant de procéder à l'optimisation thermo-économique de notre installation qui met en œuvre un cycle ORC pour la valorisation de la chaleur fatale d'origine industrielle.

Références

- [1] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, Second ed.: CRC Press, 2002.
- [2] TEMA, "Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association," Ninth ed. New York, USA, 2007.
- [3] R. W. Serth, *Process heat transfer principles and applications*, First Edition ed.: Academic Press, 2007.

- [4] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," *International Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [5] B. S. Petukhov, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties," *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, pp. 503-564, 1970.
- [6] M. M. Shah, "CHART Correlation for Saturated Boiling Heat transfer; Equations and Further Study," *ASHRAE Transactions*, vol. 88, pp. 165-196, 1982.
- [7] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pp. 351-358, 1986.
- [8] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, "Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data," vol. 65, 1987.
- [9] V. V. Klimenko, "A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, pp. 541-552, 1988.
- [10] S. G. Kandlikar, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes," *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 219-228, 1990/02/01/ 1990.
- [11] J. P. Wattelet. (1994). *Heat Transfer Flow Regimes of Refrigerants in a Horizontal-Tube Evaporator*. Available: <https://ideals.illinois.edu/handle/2142/9757>
- [12] N. Kattan, D. Favrat, and J. R. Thome, "Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 1: Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map," *journal of heat transfer*, vol. 120, pp. 140-147, 1998.
- [13] N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat, "Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 2—New Heat Transfer Data for Five Refrigerants," *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 148-155, 1998.
- [14] N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat, "Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 3—Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Pattern," *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 156-165, 1998.
- [15] M. M. Shah, "Evaluation of General Correlations for Heat Transfer During Boiling of Saturated Liquids in Tubes and Annuli," *HVAC&R Research*, vol. 12, pp. 1047-1063, 10/01 2006.
- [16] J. C. Chen, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Liquids in Convective Flow," *Int. Eng. Chem. Process Design and Development*, vol. 5, 1966.
- [17] Z. Liu and R. H. S. Winterton, "A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, pp. 2759-2766, 1991.
- [18] D. Steiner and J. Taborek, "Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model," *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, pp. 43-69, 1992/01/01 1992.
- [19] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*: University of California Press, 1930.
- [20] J. R. Thome, "Prediction of the Mixture Effect On Boiling in Vertical Thermosyphon Reboilers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 10, pp. 29-38, 1989/01/01 1989.
- [21] N. Kattan, D. Favrat, and J. R. Thome, "R-502 and Two Near-Azeotropic Alternatives. Part I: Intube Flow Boiling Tests," *ASHRAE Winter Meeting, Chicago, Symposium CH-95-12, ASHRAE Trans., Vol. 101(1), Paper CH-95-12-3.*, vol. 101, pp. 1-36, 1995.
- [22] M. M. Shah, "An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes," *HVAC&R Research*, vol. 15, pp. 889-913, 09/01 2009.

- [23] M. M. Shah, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 22, pp. 547-556, 1979.
- [24] A. Cavallini, D. D. Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, *et al.*, "Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design," *Heat Transfer Engineering*, vol. 27, pp. 31-38, 2006/09/01 2006.
- [25] K. W. Moser, R. L. Webb, and B. Na, "A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes," *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 410-417, 1998.
- [26] D. P. Traviss, A. B. Baron, and W. M. Rohsenow, "Forced-convection condensation inside tubes: A heat transfer equation for condenser design," *ASHRAE Transactions*, vol. 79, pp. 157-165, 1973.
- [27] E. P. Ananiev, I. D. Boyko, and G. N. Kruzhilin, "Heat transfer in the presence of steam condensation in horizontal tubes," *Int. Developments in Heat Transfer*, vol. 2, pp. 290-295, 1961.
- [28] M. M. Shah, A. M. Mahmoud, and J. Lee, "An assessment of some predictive methods for in-tube condensation heat transfer of refrigerant mixtures," presented at the 2013 ASHRAE annual conference, 2013.
- [29] K. J. Bell and M. A. Ghaly, "An approximate generalized method for multicomponent partial condenser," *American Institute of Chemical Engineers Symposium*, vol. Series 69, pp. 72-79, 1973.
- [30] M. B. Ould Didi, N. Kattan, and J. R. Thome, "Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 935-947, 2002.
- [31] S. Z. Rouhani and E. Axelsson, "Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 13, pp. 383-393, 1970.
- [32] H. Müller-Steinhagen and K. Heck, "A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 20, pp. 297-308, 1986.
- [33] I. Piro, "Chapter 11 - Application of Supercritical Pressure in Power Engineering: Specifics of Thermophysical Properties and Forced-Convective Heat Transfer," in *Supercritical Fluid Technology for Energy and Environmental Applications*, V. Anikeev and M. Fan, Eds., ed Boston: Elsevier, 2014, pp. 201-233.
- [34] I. L. Piro and R. B. Duffey, *Heat Transfer & Hydraulic Resistance at Supercritical Pressures in Power Engineering Applications*. Three Park Avenue New York, NY 10016-5990: ASME, 2007.
- [35] J. D. Jackson, "Consideration of the heat transfer properties of supercritical pressure water in connection with the cooling of advanced nuclear reactors," presented at the 13th Pacific Basin Nuclear Conference, Shenzhen City, China, 2002.
- [36] J. D. Jackson and W. B. Hall, "Forced convection heat transfer to fluids at supercritical pressure," in *Turbulent forced convection in channels and bundles*. vol. 2, S. Kakaç and S. D.B., Eds., ed New York, NY, USA: Hemisphere Publishing Corp., 1979, pp. 563-612.
- [37] J. D. Jackson and W. B. Hall, "Influences of buoyancy on heat transfer to fluids in vertical tubes under turbulent conditions," in *Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles*. vol. 2, S. Kakaç and S. D.B., Eds., ed New York, NY, USA: Hemisphere Publishing Corp. , 1979, pp. 613-640.
- [38] E. A. Krasnoshchekov and V. S. Protopopov, "Experimental study of heat exchange in carbon dioxide in the supercritical range at high temperature drops," *High Temperatures*, vol. 4, pp. 375-382, 1966.

- [39] H. Tuo, "Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source," *International Journal of Energy Research*, pp. n/a-n/a, 2012.
- [40] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, and E. Zhou, "Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink," *Applied Energy*, vol. 92, pp. 194-203, 2012.
- [41] E. A. Krasnoshchekov and V. S. Protopopov, "About heat transfer in flow of carbon dioxide and water at supercritical region of state parameters (in Russian)," *Thermal Engineering*, vol. 10, p. 94, 1960.
- [42] E. A. Krasnoshchekov and V. S. Protopopov, "Heat transfer at supercritical region in flow of carbon dioxide and water in tubes (in Russian)," *Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 26-30, 1959.
- [43] Y.-J. Baik, M. Kim, K.-C. Chang, Y.-S. Lee, and H.-K. Yoon, "Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation," *Energy*, vol. 47, pp. 70-76, 2012.
- [44] Y.-J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, and S. J. Kim, "Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 892-898, 2011.
- [45] B. S. Petukhov and V. V. Kirillov, "About heat transfer at turbulent fluid flow in tubes (In Russian)," *Thermal Engineering*, vol. 4, pp. 63-68, 1958.
- [46] Z. Shengjun, W. Huaixin, and G. Tao, "Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2740-2754, 2011.
- [47] E. Cayer, N. Galanis, and H. Nesreddine, "Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1349-1357, 2010.
- [48] S. Karellas, A. Schuster, and A.-D. Leontaritis, "Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 33-34, pp. 70-76, 2012.
- [49] J. Demierre, S. Henchoz, and D. Favrat, "Prototype of a thermally driven heat pump based on integrated Organic Rankine Cycles (ORC)," *Energy*, vol. 41, pp. 10-17, 2012.
- [50] J. D. Jackson, "Progress in Developing an Improved Empirical Heat Transfer Equation for Use in Connection With Advanced Nuclear Reactors Cooled by Water at Supercritical Pressure," *ASME Conference Proceedings*, vol. 2009, pp. 807-819, 2009.
- [51] G. K. Filonenko, "Hydraulic resistance of pipelines (in Russian)," *Thermal Engineering*, vol. 4, pp. 40-44, 1954.
- [52] W. D. Seider, J. D. Seader, and D. R. Lewin, *Product and process design principles: synthesis, analysis, and evaluation*: John Wiley, 2003.
- [53] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, and J. A. Shaeiwit, *Analysis, Synthesis, And Design Of Chemical Processes*: Pearson Education Inc, 2009.
- [54] L. Pierobon, T.-V. Nguyen, U. Larsen, F. Haglind, and B. Elmegaard, "Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform," *Energy*, vol. 58, pp. 538-549, 9/1/ 2013.
- [55] A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, and M. Paci, "A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems," *Applied Energy*, vol. 121, pp. 219-232, 5/15/ 2014.

- [56] F. Bekdash and M. Moe, "A tool for budgetary estimation of cooling towers unit costs based on flow," presented at the Symposium on Cooling Water Intake Technologies to Protect Aquatic Organisms, Virginia, USA, 2003.
- [57] L. Herrmann Rodrigues, E. Nie, A. Raza, and B. Wright, "Low grade heat recovery," University of Pennsylvania 2010/04/01/ 2010.
- [58] KPMG. (2014, 04/02). *Corporate tax rates table*. Available: <http://www.kpmg.com/global/en/services/tax/tax-tools-and-resources/pages/corporate-tax-rates-table.aspx>
- [59] G. David., F. Michel., and L. Sanchez., "Waste heat recovery projects using organic rankine cycle technology - examples of biogas engines and steel mills applications," presented at the World Engineers Convention, Geneva, Switzerland 2011.
- [60] OECD/NEA, *Projected Costs of Generating Electricity 2010*: OECD Publishing.
- [61] C. E. Campos Rodríguez, J. C. Escobar Palacio, O. J. Venturini, E. E. Silva Lora, V. M. Cobas, D. Marques dos Santos, *et al.*, "Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil," *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, pp. 109-119, 2013.
- [62] M. Feidt, *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*: Tech.& Doc./Lavoisier, 1996.
- [63] J. A. Nelder and R. Mead, "A Simplex Method for Function Minimization," *The Computer Journal*, vol. 7, pp. 308-313, 1965.
- [64] W. H. Press, B. P. Flannery, S. A. Teukolsky, and W. T. Vetterling, *Numerical recipes in Pascal: the art of scientific computing*: Cambridge University Press, 1989.
- [65] D. R. Jones, C. D. Perttunen, and B. E. Stuckman, "Lipschitzian optimization without the Lipschitz constant," *Journal of Optimization Theory and Applications*, vol. 79, pp. 157-181, 1993/10/01 1993.
- [66] C. Wu, "Power optimization of a finite-time Rankine heat engine," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 10, pp. 134-138, 1989.
- [67] M. H. Rubin, "Optimal configuration of a class of irreversible heat engines. I," *Physical Review A*, vol. 19, pp. 1272-1276, 1979.
- [68] F. L. Curzon and B. Ahlborn, "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output," *American Journal of Physics*, vol. 43, pp. 22-24, 1975.
- [69] W. Y. Lee and S. S. Kim, "Finite time optimization of a Rankine heat engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 33, pp. 59-67, 1992.
- [70] A. Khaliq, "Finite-time heat-transfer analysis and generalized power-optimization of an endoreversible Rankine heat-engine," *Applied Energy*, vol. 79, pp. 27-40, 2004.
- [71] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 35, pp. 1033-1039, 2010.
- [72] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.
- [73] A. De Vos, "Endoreversible thermoeconomics," *Energy Conversion and Management*, vol. 36, pp. 1-5, 1995.

Chapitre 6 : Cas d'étude

6.1. Introduction

Ce chapitre illustre l'application des modèles thermodynamiques et économiques développés précédemment pour optimiser la valorisation de rejets thermiques de basse température (150 °C) utilisant un cycle ORC sous-critique ou supercritique. La configuration standard du cycle ORC est prise pour l'optimisation. Dans le cas du cycle sous-critique, nous avons considéré comme fluide de travail les substances pures ou les mélanges zéotropes. Pour le cas du cycle supercritique nous avons considéré comme fluide de travail plusieurs composés organiques purs.

Selon le chapitre 3, le n-Pentane a des bonnes propriétés thermo-physiques pour les applications du cycle ORC. En effet, cet hydrocarbure est souvent utilisé comme fluide de travail pour les centrales géothermiques. Il est donc choisi comme médium de travail pour le cycle ORC sous-critique dans cette étude. Un autre composé organique pur chargé de la même mission est le R245fa. En pratique, le R245fa est souvent utilisé comme fluide de travail du cycle ORC sous-critique pour valoriser les rejets thermiques industriels. Les propriétés la viscosité, la conductivité thermique, la chaleur latente du R245fa sont moins favorables que celles du n-Pentane mais il est non-inflammable. C'est pourquoi, il est plus favorable que le n-Pentane, un fluide inflammable, par la valorisation de la chaleur fatale sur les procédés industriels. Les mélanges zéotropes de différentes concentrations de ces deux fluides purs sont également testés comme fluide de travail pour le cas du cycle ORC sous-critique.

Le fluide de travail d'un cycle ORC supercritique doit avoir une température critique inférieure à la température de la source de chaleur (150 °C dans le présent cas). Dans cette étude, le fluide souvent utilisé en pratique, le R134a, et quelques fluides testés dans la publication [1] sont considérés comme fluide de travail pour optimiser le cycle ORC supercritique.

Comme indiqué dans la partie « modèle économique » du chapitre 5, les résultats économiques dans ce chapitre sont présentés en dollar américain (USD). Pour convertir en euro (€), le taux de change (USD/€) de 0.78 (moyen pour l'année 2012) peut être utilisé (source: <http://www.bdm.insee.fr/>).

6.2. Valorisation de rejets thermiques industriels

La Figure 6. 1 montre une installation de valorisation de rejets thermiques basée sur un cycle ORC standard avec une tour de refroidissement à eau.

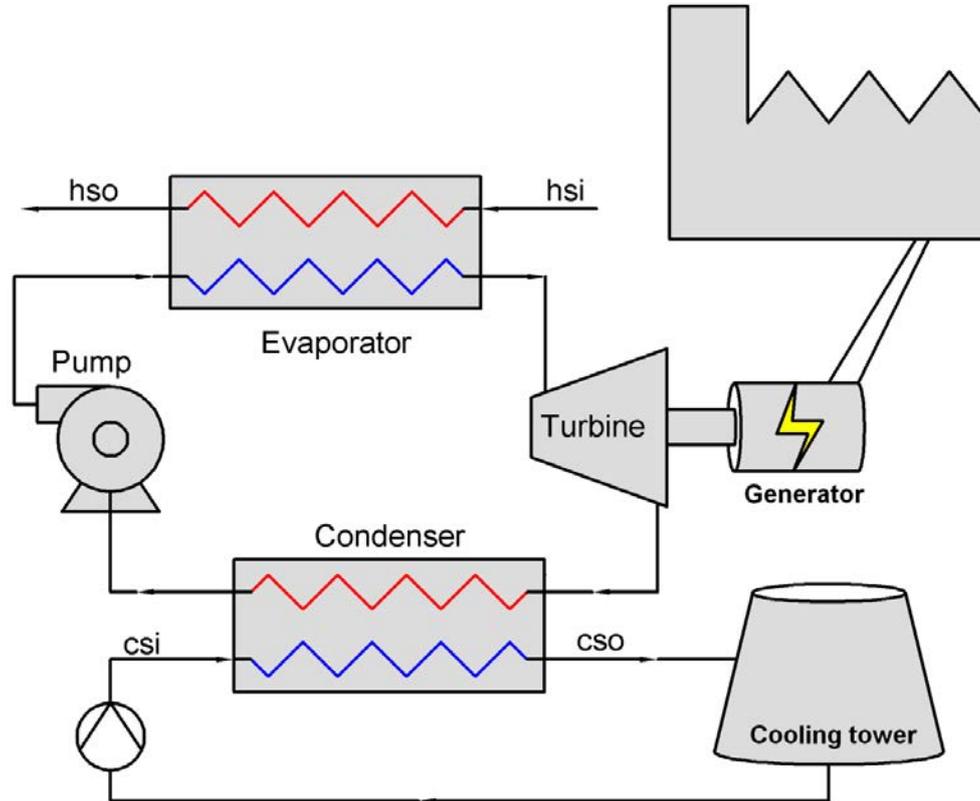


Figure 6. 1. Schéma d'une installation de valorisation des rejets thermiques industriels par un cycle ORC

Afin de modéliser ce cycle, nous considérons les hypothèses suivantes:

- Chaque procédé du cycle ORC est considéré comme un procédé stationnaire et adiabatique
- Les pertes de charge dans les conduites et dans les échangeurs de chaleur sont négligées
- Les énergies cinétiques et potentielles sont négligées
- Les transferts de chaleur dans les échangeurs sont calculés en considérant des écoulements pleinement développés
- Chaque échangeur de chaleur à tube et calandre est considéré avec la calandre de type E standard de TEMA (Figure 5. 2), avec des baffles coupés uniques (Figure 5. 3), et avec des tubes lisses

Chapitre 6: Cas d'étude

Les données pour l'optimisation du cycle ORC sont présentés dans le Tableau 6. 1. Le Tableau 6. 2 indique les diamètres internes et externes des tubes, les valeurs maximales autorisées de chute de pression dans les tubes et dans la calandre ainsi que les valeurs des facteurs de l'encrassement des écoulements pour les échangeurs de chaleur à tube et calandre utilisés dans ce paragraphe.

Tableau 6. 1. Paramètres pour l'optimisation du cycle ORC

Rendement isentropique de la pompe et de la turbine, η_{is} (%)	80
Rendement du générateur électrique, η_{gen} (%)	95
Fluide de la source thermique et du puits froid	Eau
Température entrante de la source thermique, T_{hsi} (°C)	150
Température entrante du puits froid, T_{csi} (°C)	20
Pression de la source thermique, P_{hsi} (bar)	5
Pression entrante du puits froid, P_{csi} (bar)	2
Débit massique de la source thermique, \dot{m}_h (kg/s)	50

Tableau 6. 2. Donnés pour chaque échangeur de chaleur à tube et calandre

Diamètre de tube (BWG 20)	
Diamètre interne de tube, d_i (mm)	12.7
Diamètre externe de tube, d_o (mm)	10.92
Chute de pression autorisée (bar)	
Côté de calandre	0.5
Côté de tube	0.2
Facteur d'encrassement (m ² . °C/W) [2]	
Eau chaude	1.761×10^{-4}
Eau froide	1.761×10^{-4}
Réfrigérant (liquide)	1.761×10^{-4}
Réfrigérant (vapeur)	3.522×10^{-4}
Résistance totale d'encrassement avec l'écoulement diphasique dans les tubes et le liquide dans la calandre [3]	0.67×10^{-3}

6.3. Optimisation du cycle ORC sous-critique

Comme indiqué dans le chapitre 2, plusieurs configurations du cycle ORC tels qu'ORC sous-critique, supercritique, ou le cycle avec plusieurs niveaux de pression d'évaporation sont étudiées pour améliorer la performance et la rentabilité du système. Cependant, grâce à sa

Chapitre 6: Cas d'étude

simplicité, le cycle ORC sous-critique dans lequel la vapeur saturée ou légèrement surchauffée est détendue à travers une turbine est souvent utilisé pour valoriser les rejets thermiques industriels à basse température. Nous développons dans ce paragraphe notre démarche qui nous conduit à l'optimisation thermo-économique d'un cycle ORC sous-critique qui utilise un fluide de travail pur ou zéotrope pour la valorisation des rejets thermiques industriels à basse température (150 °C).

Deux composés organiques purs, c.à.d. le R245fa et le n-Pentane, et leurs mélanges de différentes concentrations sont considérées comme fluide de travail pour le cas du cycle ORC sous-critique. Les propriétés thermo-physiques de ces fluides sont générées en utilisant NIST Standard Reference Database, REFPROP version 9.1 [4]. Les propriétés thermo-physiques et les données environnementales du R245fa et du n-Pentane sont présentées dans le Tableau 6. 3 et le Tableau 6. 4, respectivement. Les caractéristiques des mélanges utilisés, tous zéotropes, sont consignées dans le Tableau 6. 5. La température d'ébullition (pour un fluide pur) ou du point d'ébullition (pour un mélange zéotrope) à la pression atmosphérique du fluide de travail est préférée aux alentours ou légèrement plus faible que la température à laquelle le puits froid reçoit la chaleur par condensation.

Tableau 6. 3. Propriétés thermo-physiques des fluides de travail purs

Fluide	Formule	M (g/mol)	T_b (°C)	T_{crit} (°C)	P_{crit} (bar)	ρ_{crit} (kg/m ³)	ΔH_{vap}^* (kJ/kg)	ds/dT
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	134.05	15.1	154.0	36.5	516.1	193.3	Fluide séchant
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	72.15	36.1	196.6	33.7	232.0	370.1	Fluide séchant

*: chaleur latente à 20 °C

Tableau 6. 4. Données environnementales et de sécurité des fluides de travail purs

Fluide	T_{Auto} (°C)	Classification de NFPA			ODP	GWP 100 ans	Durée de vie atmosphérique (ans)	Prix \$/kg
		Santé	Inflammabilité	Réactivité				
R245fa	412	2	0	1	0	1030	7.7	37*
n-Pentane	260	2	4	0	0	<25	N.A	2**

* correspondant à 27 €/kg selon une information communiquée par un fabricant (Honeywell)

** prix estimé en cherchant les données sur l'internet

Tableau 6. 5. Caractéristiques des mélanges zéotropes considérés

Composés (A+B)	Fraction		ΔT_{glide}^*		P_{crit}	T_b^{**}	GWP	
	massique (%)		(°C)				100 ans	
	A	B	Min	Max			Min	Max
n-Pentane+R245fa	30-95	70-5	4.8	8.2	34-37	10-29	75.25	728.5

* glissement de température à la pression atmosphérique

** température du point d'ébullition

La Figure 6. 2 présente les diagrammes T-s des fluides étudiés. Tous les fluides possèdent une pente positive de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-s.

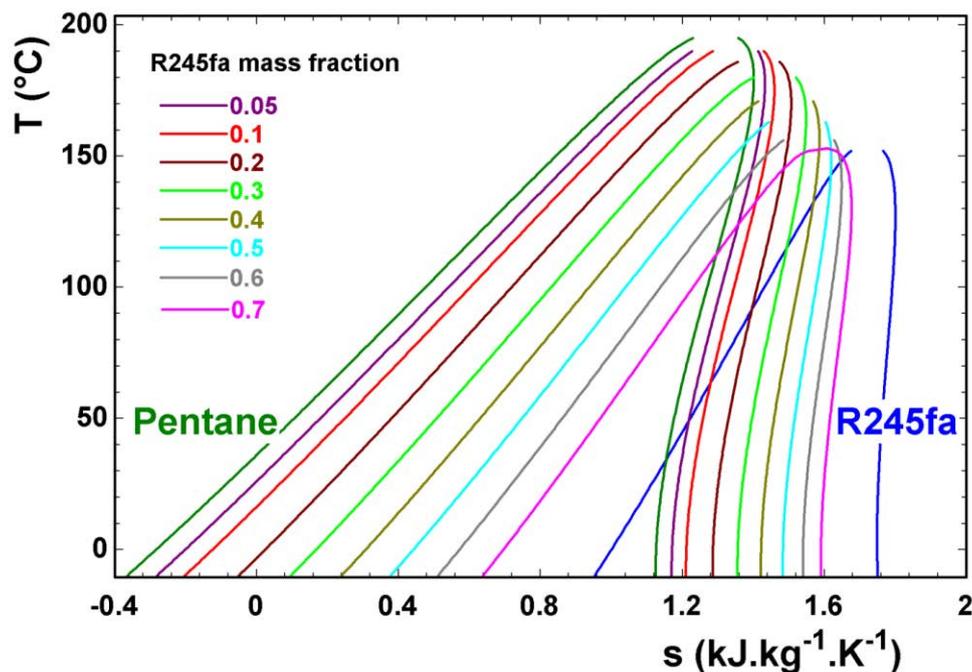


Figure 6. 2. Diagramme T-s du n-Pentane, R245fa et de leurs mélanges

Nous considérons deux optimisations du cycle ORC sous-critique, chacune selon un critère différent, à savoir: le rendement exergetique et le LCOE (Levelized Cost of Electricity). Alors que le rendement exergetique du cycle ORC doit être maximisé, le LCOE doit, quant à lui, être minimisé. Les optimisations sont réalisées par l'une des méthodes d'optimisation intégrées au logiciel EES [5]. A savoir: méthode du gradient conjugué, méthode de quasi-Newton, méthode de Nelder-Mead, Algorithme DIRECT et méthode « Génétique ».

6.3.1. Maximisation du rendement exergetique

Dans le cas de la maximisation du rendement exergetique, cinq variables (voir Tableau 6. 6) peuvent être considérées:

Chapitre 6: Cas d'étude

- Les températures d'évaporation et de condensation (soit deux variables)
- Les valeurs de pincement pour les procédés de transfert de chaleur à haute et à basse pression (soit deux variables)
- Le degré de surchauffe du fluide entrant la turbine (soit une variable)

En réalisant la maximisation du rendement exergetique avec ces cinq variables par la méthode du gradient conjugué, seule la température d'évaporation n'a pas été trouvée à la limite (supérieure ou inférieure) de l'intervalle de variable pour le rendement maximisé obtenu. Les autres variables se sont trouvées à la limite inférieure de variables de décision. Les valeurs de ces limites sont consignées dans le Tableau 6. 6.

En général, plus les températures du fluide chauffant et du fluide de refroidissement d'un procédé de transfert de chaleur sont différentes, plus l'irréversibilité associée avec le procédé de transfert de chaleur est importante, et donc plus le rendement exergetique est faible. D'autre part, les différences minimales de température (c'est-à-dire les pincements) entre les fluides chauffés et refroidis des procédés de transfert de chaleur influencent la surface d'échange thermique qui correspond au coût d'investissement du projet. Pour diminuer le temps d'exécution de l'optimisation, les deux valeurs de pincement pour les procédés de transfert de chaleur à haute et à basse pression sont considérées comme données pour l'optimisation du rendement exergetique. Ces valeurs sont communément choisies égales à 5°C.

Tableau 6. 6. Variables considérées pour l'optimisation du rendement exergetique

Variables de décision	Limite inférieure	Limite supérieure
T_{evap} (°C)	70	135
T_{cond} (°C)	30	70
$Pinch_h$ (°C)	2	15
$Pinch_c$ (°C)	2	15
SH (°C)	0	20

La Figure 6. 3 présente la variation du rendement exergetique du cycle ORC utilisant le R245fa comme fluide de travail en fonction de la température d'évaporation et de condensation. Le rendement exergetique maximisé est obtenu avec une température d'évaporation de 119.8 °C, la température de condensation correspondant à ce maximum est trouvée égale à la limite inférieure de cette variable d'optimisation (30 °C). La Figure 6. 4

présente l'évolution du rendement exergetique en fonction de la température d'évaporation et du degré de surchauffe du fluide entrant à la turbine. Le rendement exergetique maximisé est observé avec une valeur de 119.8 °C de température d'évaporation et la valeur la plus faible de degré de surchauffe (c.à.d. sans surchauffe). En effet, avec deux valeurs données de pincement (5 °C), le rendement exergetique maximisé du cycle ORC est toujours trouvé avec la valeur la plus faible de température de condensation, sans surchauffe du fluide entrant à la turbine et avec la température d'évaporation qui évolue comme présentée dans le Tableau 6. 7.

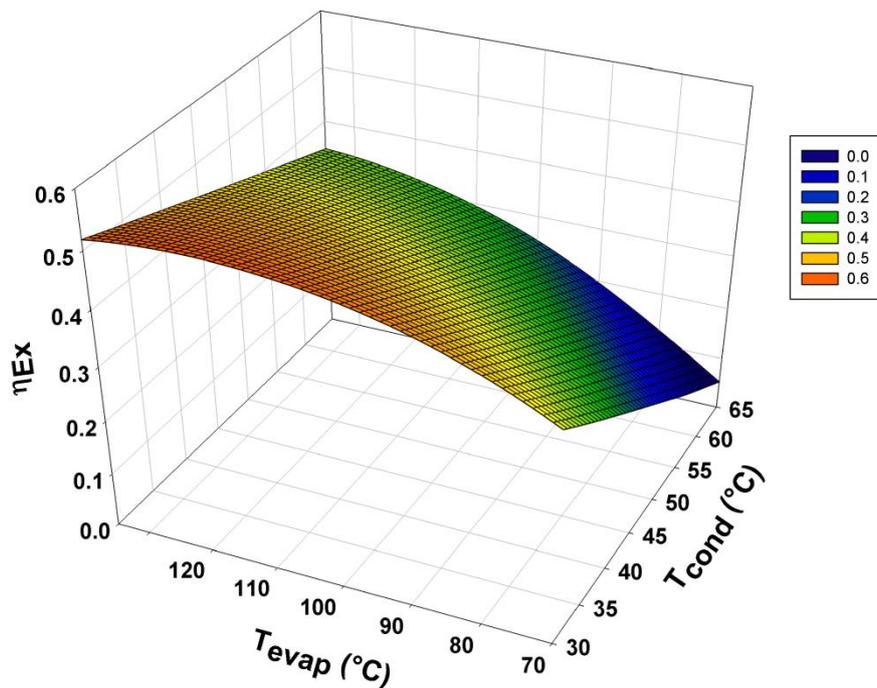


Figure 6. 3. Variation du rendement exergetique en considérant les températures d'évaporation et de condensation dans le cas du cycle ORC utilisant R245fa comme fluide de travail

A la maximisation du rendement exergetique pour le cycle ORC utilisant les composés organiques purs (c.à.d. le R245fa et le n-Pentane) et leurs mélanges avec les différentes concentrations comme indiquées dans le Tableau 6. 7, les meilleurs rendements exergetiques maximisés sont observés pour le cycle utilisant les fluides de travail purs (voir Figure 6. 5). Le rendement exergetique maximisé le plus faible est trouvé pour l'ORC utilisant le mélange ayant une fraction massique de R245fa égale à 0.3.

Il est intéressant de noter que le rendement exergetique maximisé du cycle ORC utilisant les fluides de travail zéotropes varie dans une direction inverse à la valeur du glissement de température (à la pression de condensation) de mélange. Le meilleur rendement (exergetique)

maximisé est obtenu avec le cycle utilisant le mélange qui se caractérise par le glissement de température le plus faible et vice versa.

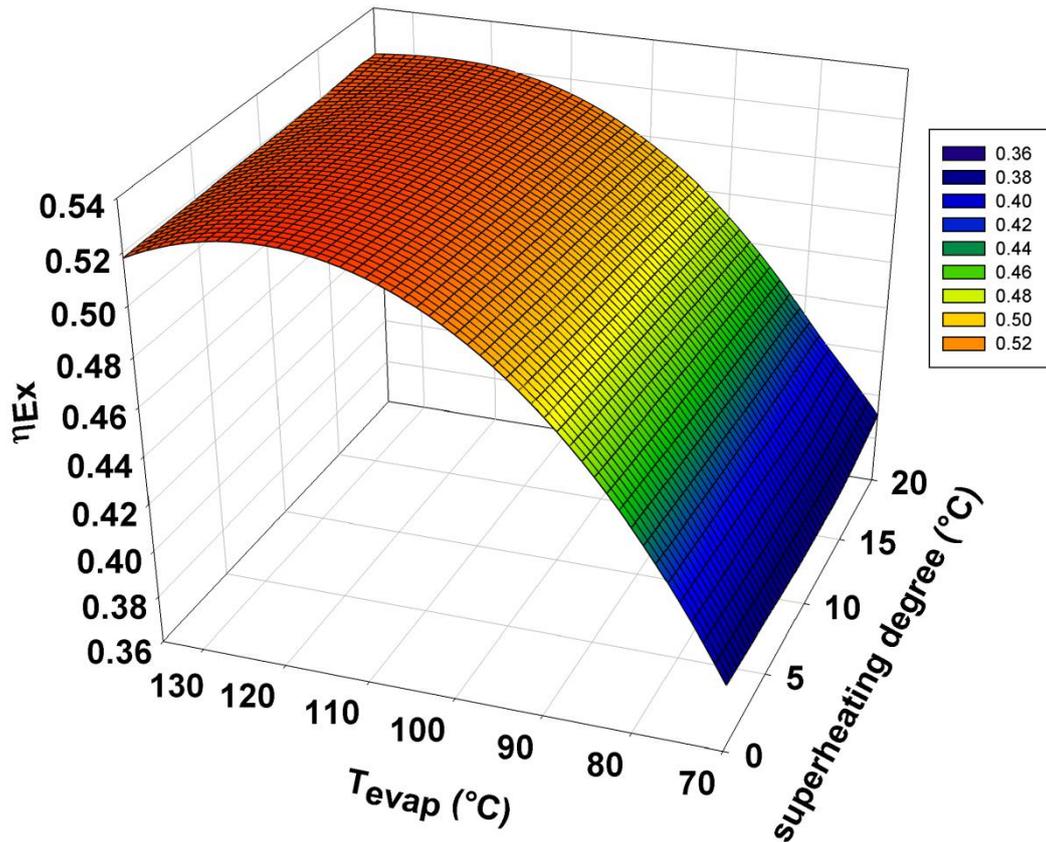


Figure 6. 4. Variation du rendement exergetique en fonction de la température d'évaporation et du degré de surchauffe du fluide entrant à la turbine

Tableau 6. 7. Conditions opérationnelles pour la maximisation du rendement exergetique du cycle ORC

Fraction massique du R245fa	T_{evap}^* (°C)	P_{evap} (bar)	P_{cond} (bar)	T_{hso} (°C)	T_{cso} (°C)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	\dot{m}_c (kg/s)	ΔT_{glide}^{**} (°C)
0 (Pentane)	125.5	10.11	0.82	111.9	26.0	15.87	275.1	0
0.05	126.2	11.46	1.05	113.2	33.6	15.62	119.6	6.3
0.1	126.1	12.62	1.25	113.1	38.7	16.01	87.28	10.6
0.2	125.2	14.51	1.56	111.2	44.6	17.82	70.29	15.6
0.3	123.8	16.00	1.79	108.2	46.6	20.54	70.1	17.4
0.4	122.4	17.17	1.93	104.8	45.8	24.05	77.84	17.0
0.5	121.1	18.07	2.01	101.0	43.1	28.5	94.19	14.8
0.6	119.9	18.78	2.06	96.8	38.7	34.13	126.2	11.1
0.7	118.9	19.33	2.08	92.4	32.7	41.02	199.9	6.1
1 (R245fa)	119.8	19.20	1.78	94.9	25.6	48.08	430.7	0

* température du point d'ébullition à la pression haute dans le cas de mélanges

** glissement de température à la pression de condensation

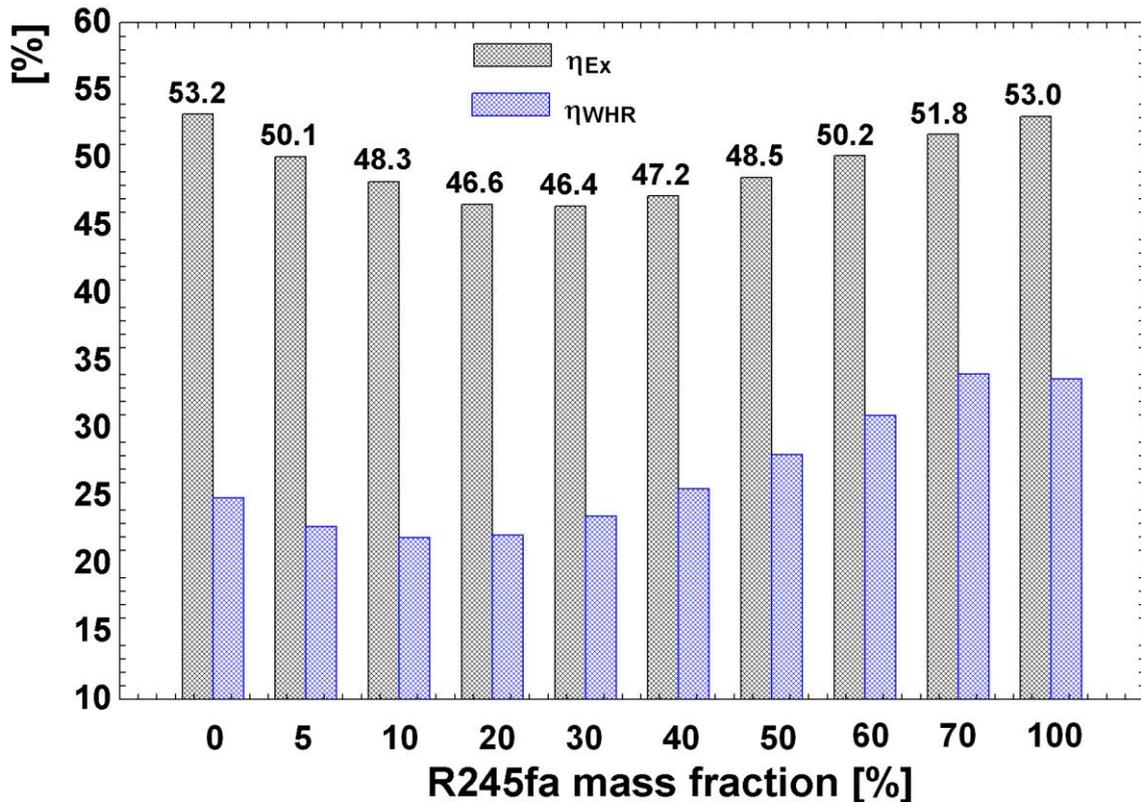


Figure 6. 5. Rendement exergetique maximal et taux de récupération d'exergie du cycle ORC utilisant différents fluides de travail

Comme montré dans la Figure 6. 5, bien que le rendement maximisé du cycle utilisant le n-Pentane pur soit légèrement plus élevé que celui du cycle utilisant le R245fa pur, le taux de récupération de l'exergie de la source thermique (également appelé le taux de récupération de l'exergie) (voir Chapitre 4), est plus important pour le système ORC utilisant le R245fa pur. La valeur la plus importante de taux de récupération d'exergie est obtenue pour le cycle utilisant le mélange de 0.7 en fraction massique du R245fa. On note aussi que quelques mélanges zéotropes avec une fraction massique élevée du R245fa (c.à.d. 0.5, 0.6 et 0.7) présentent un rendement exergetique maximisé et pour le taux de récupération d'exergie, des valeurs comparables à celle présentées par les fluides purs.

Concernant le rapport du flux total d'irréversibilité à la puissance nette du cycle ORC (Figure 6. 6), quelques mélanges étudiés présentent des valeurs légèrement plus faibles que les fluides purs. Cela signifie que pour la même puissance nette du cycle ORC, l'irréversibilité créée par la génération d'entropie dans le cycle utilisant ces mélanges est plus faible que celle dans le système fonctionnant avec un fluide de travail pur. Cependant, quand le flux de l'exergie absorbé par l'eau du refroidissement est considéré comme une perte d'exergie, le taux de la perte exergetique totale est toujours plus élevé pour le système utilisant les fluides zéotropes. Ce taux est le rapport entre d'une part, la somme du flux total de la destruction

d'exergie dans le système et du flux de l'exergie absorbé par le puits froid, et d'autre part, la puissance nette du cycle ORC. Ceci est cohérent avec le fait que le rendement exergetique du cycle basé sur les fluides de travail purs est toujours plus élevé. Lorsque la quantité d'exergie obtenue par le puits froid peut être récupérée, par exemple pour le chauffage de l'eau sanitaire, le cycle ORC utilisant les fluides zéotropes présentera un avantage par rapport au cycle basé sur les corps organiques purs. Comme trouvé dans le Tableau 6. 7 la température sortante de puits froid est significativement plus élevée pour le système employant les mélanges zéotropes en considérant la même température de condensation et la même valeur du pincement pour le procédé de condensation.

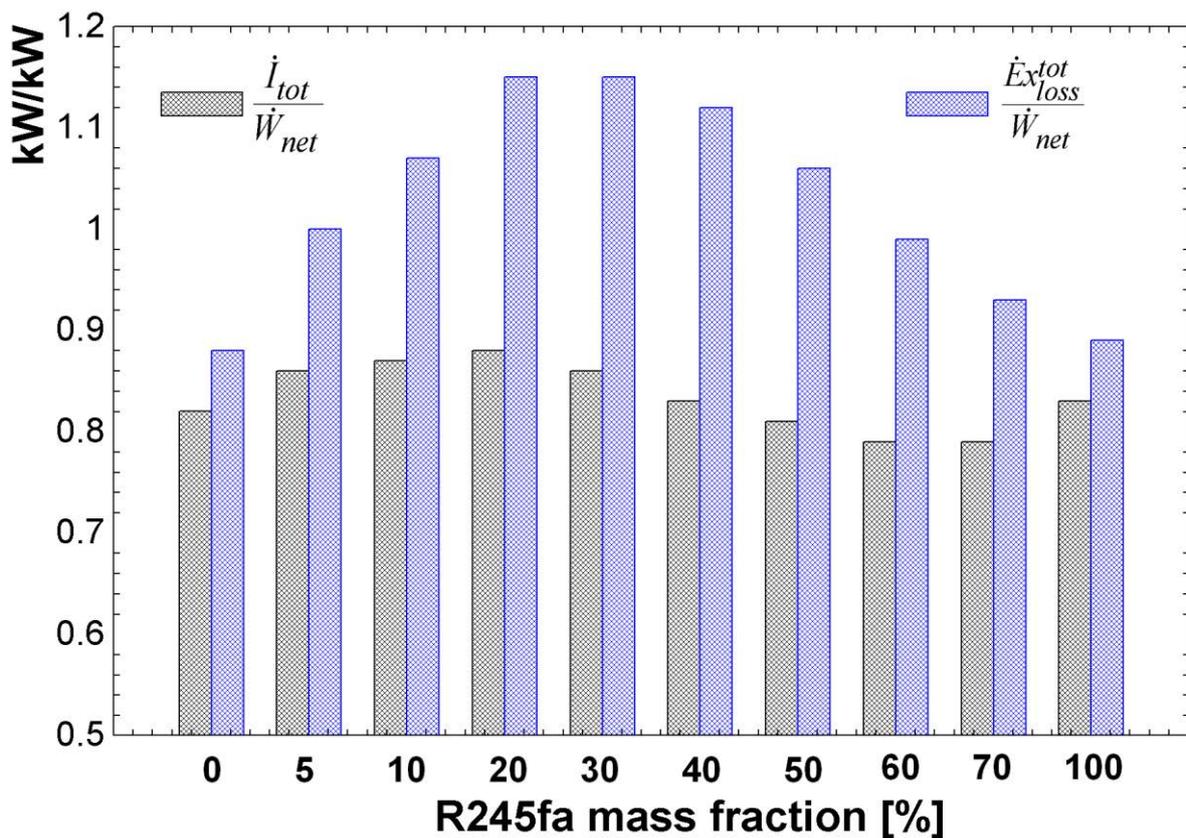


Figure 6. 6. Rapport du flux total d'irrversibilité et de la perte totale d'exergie à la puissance nette du cycle ORC sous-critique

En ce qui concerne la répartition de l'irrversibilité dans les composants du cycle ORC, c.à.d. la pompe, l'évaporateur, la turbine et le condenseur, la destruction de l'exergie dans l'évaporateur est toujours la plus élevée en comparant avec les autres éléments du cycle ORC. Comme indiqué dans la Figure 6. 7, la destruction de l'exergie dans l'évaporateur contribue pour presque la moitié de l'irrversibilité totale dans le cycle ORC. Les irrversibilités dans le condenseur et la turbine sont comparables. Le flux le plus faible de l'irrversibilité est trouvé dans la pompe.

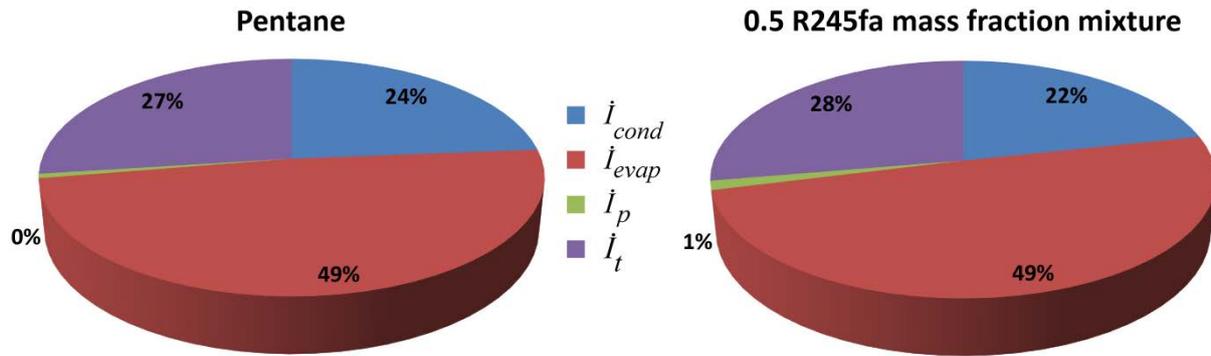


Figure 6. 7. Répartition de la destruction de l'exergie dans les composants du cycle ORC

Les autres résultats de l'optimisation du rendement exergetique sont réunis dans le Tableau 6. 8. Bien que les cycles ORC utilisant les fluides de travail purs présentent des performances thermodynamiques toujours meilleures que les cycles fonctionnant avec des fluides de travail zéotropes, certains cycles ORC utilisant des fluides zéotropes sont plus rentables économiquement.

En effet, le LCOE et le temps de retour les plus faibles sont trouvés avec le cycle ORC utilisant le mélange de 0.05 fraction massique de R245fa comme fluide de travail. Les moins bonnes caractéristiques économiques sont obtenues pour le cycle fonctionnant avec du R245fa. Ce dernier cycle présente le temps de retour le plus long et le LCOE le plus important.

Malgré l'investissement total le plus faible, le système utilisant n-Pentane comme fluide de travail présente les valeurs du LCOE et du temps de retour légèrement plus élevés par rapport au cycle ORC fonctionnant avec des mélanges de 0.05 et de 0.1 de fraction massique de R245fa. Les caractéristiques économiques du projet de production d'électricité à partir de la chaleur perdue seront discutées de façon plus détaillée dans le paragraphe suivant consacré à la minimisation du LCOE.

Tableau 6. 8. Performance thermodynamique et caractéristiques économiques du cycle ORC utilisant différents fluides de travail pour la maximisation du rendement exergetique

Fraction massique du R245fa	\dot{W}_{net} (kW)	η_I (%)	η_{II} (%)	LCOE (\$/kWh)	$\frac{C_{TCI}}{\dot{W}_{net}}$ (\$/kW)	PBP (ans)	ROI -	CO_2^{*emit} (ton/an)
0 (Pentane)	1184	14.6	54.7	0.1055	3707	16.37	0.0556	5055
0.05	1083	13.8	53.3	0.1015	3820	14.92	0.0610	4619
0.1	1045	13.3	52.6	0.1033	3951	15.48	0.0587	4464
0.2	1054	12.7	52.3	0.1076	4157	16.88	0.0539	4488
0.3	1119	12.6	52.8	0.1084	4195	17.15	0.0530	4766
0.4	1215	12.6	53.6	0.1087	4202	17.26	0.0527	5173
0.5	1335	12.8	54.4	0.1091	4204	17.43	0.0522	5679
0.6	1474	13.0	55.1	0.1110	4243	18.14	0.0501	6272
0.7	1619	13.2	55.2	0.1123	4211	18.78	0.0484	6890
1 (R245fa)	1602	13.7	54.5	0.1237	4339	25.32	0.0359	6828

* calculé à partir des émissions de CO₂ par kWh pour le cas "Mix" comme montré dans la Figure 6. 8

Comme l'électricité est produite à partir de la récupération de rejets thermiques, une part de gaz à effet de serre émis par la combustion de l'énergie fossile pour la génération de l'électricité peut être éliminée. La Figure 6. 8 présente les émissions de CO₂ qui accompagnent la production de 1 kWh électrique à partir de différents combustibles fossiles. Dans le cas de « Mix » (voir la Figure 6. 8), les émissions spécifiques de CO₂ représentent les émissions de CO₂ par kWh d'électricité produite à partir d'un mix de source d'énergie ayant contribué à la production de ce kWh, qui peuvent être des sources fossiles, nucléaire, hydraulique, géothermique, solaire, éoliennes, marine, et biomasses [6]. Ce « Mix » varie d'un pays à l'autre et par conséquent la quantité de CO₂ qui accompagne la production d'un kWh aussi. En valorisant les rejets thermiques, les émissions de CO₂ à partir de la production de l'électricité peuvent être considérablement diminuées comme montré dans le Tableau 6. 8.

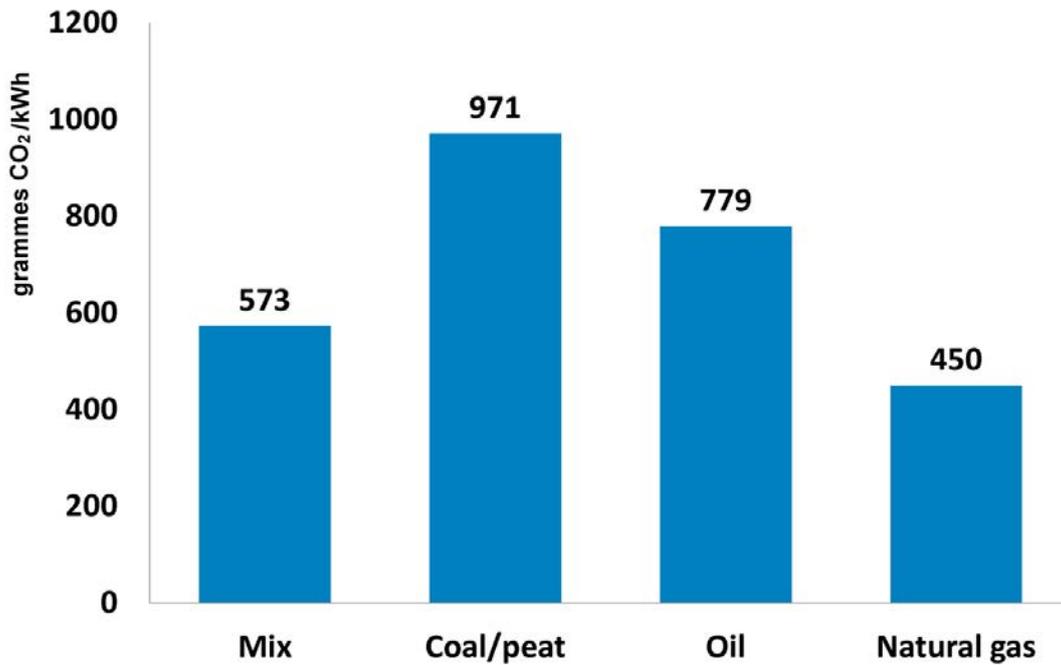


Figure 6. 8. Emissions de CO₂ qui accompagne la production d'un kWh électrique en fonction de la source d'énergie utilisée (valeurs moyennes pour 2008-2010, calculées pour le monde entier)

6.3.2. Minimisation du LCOE

La faisabilité d'un projet de valorisation des rejets thermiques ne peut être confirmée qu'après son évaluation économique. Dans le paragraphe précédent, nous avons étudié l'optimisation du cycle ORC utilisant les fluides de travail purs ou zéotropes en ayant pour fonction objectif le rendement exergetique. Dans ce paragraphe nous exposons les résultats de la minimisation du LCOE en considérant quatre variables de décision, à savoir:

- Les températures d'évaporation et de condensation (soit 2 variables)
- Les pincements au niveau des échangeurs de chaleur chauds et froids (soit 2 variables)

Comme expliqué dans le travail de Karellas et Schuster [7], une surchauffe importante du fluide entrant dans la turbine pour éviter sa condensation partielle à la sortie de la turbine n'est pas nécessaire pour le cycle utilisant les fluides séchants ou isentropiques (le présent cas). Egalement, une surchauffe importante est favorable pour un rendement plus élevé du cycle ORC mais elle amènera une surface importante de transfert de chaleur à cause de coefficient de transfert thermique basse de vapeur surchauffée. Par conséquent, le fluide de travail sortant de l'évaporateur est supposé dans cette étude être en état de vapeur saturée pour le scénario d'optimisation du LCOE.

Chapitre 6: Cas d'étude

Nous réalisons l'optimisation du LCOE par la méthode du gradient conjugué qui est une méthode d'optimisation multidimensionnelle intégrée dans le logiciel EES.

Comme le montre la Figure 6. 9, le LCOE minimum du cycle utilisant n-Pentane comme fluide de travail est trouvé avec une température d'évaporation de 107 °C et la température de condensation de 38.1 °C. La variation du LCOE du cycle ORC basé sur ce fluide de travail pur en considérant la température d'évaporation et la valeur de pincement du procédé de transfert de chaleur à haute pression est présentée dans la Figure 6. 10. La Figure 6. 11 montre l'évolution du LCOE en fonction de la température de condensation et de la valeur de pincement pour le procédé de transfert de chaleur à basse pression. Les conditions opérationnelles pour l'optimisation du LCOE sont présentées dans le Tableau 6. 9. On constate que le LCOE minimisé le plus faible et le plus élevé sont observés avec les systèmes basés sur n-Pentane et R245fa respectivement.

Quant au cycle ORC utilisant les médiums de travail zéotropes, le LCOE minimisé le plus faible est trouvé pour l'installation utilisant les mélanges de 0.05 et de 0.1 de fraction massique de R245fa. La comparaison de la performance thermodynamique et des caractéristiques économiques entre le cycle ORC utilisant le fluide de travail pur et celui utilisant un mélange zéotrope est réalisé pour ces quatre médiums opérants, c.à.d. R245fa, n-Pentane et deux mélanges de 0.05 et de 0.1 de fraction massique de R245fa, pour le scénario de maximisation du LCOE.

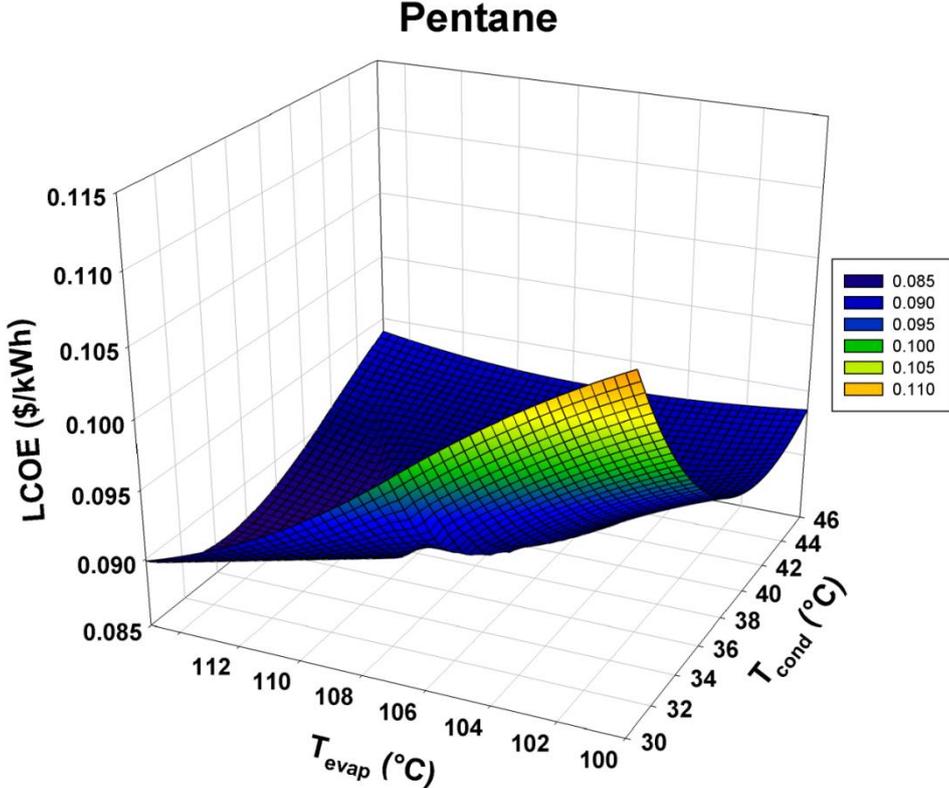


Figure 6. 9. Variation du LCOE en fonction de température d'évaporation et de condensation pour le cycle ORC utilisant n-Pentane comme fluide de travail

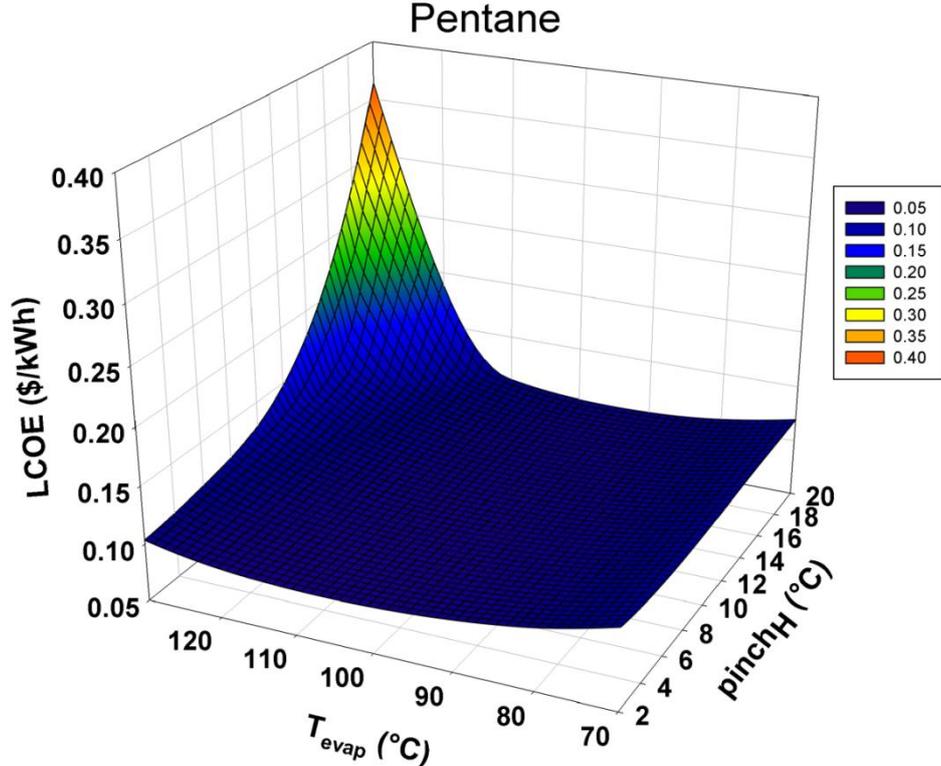


Figure 6. 10. Variation du LCOE en considérant la température d'évaporation et la valeur du pincement pour le transfert de chaleur à haute pression pour le cycle ORC utilisant n-pentane comme fluide de travail

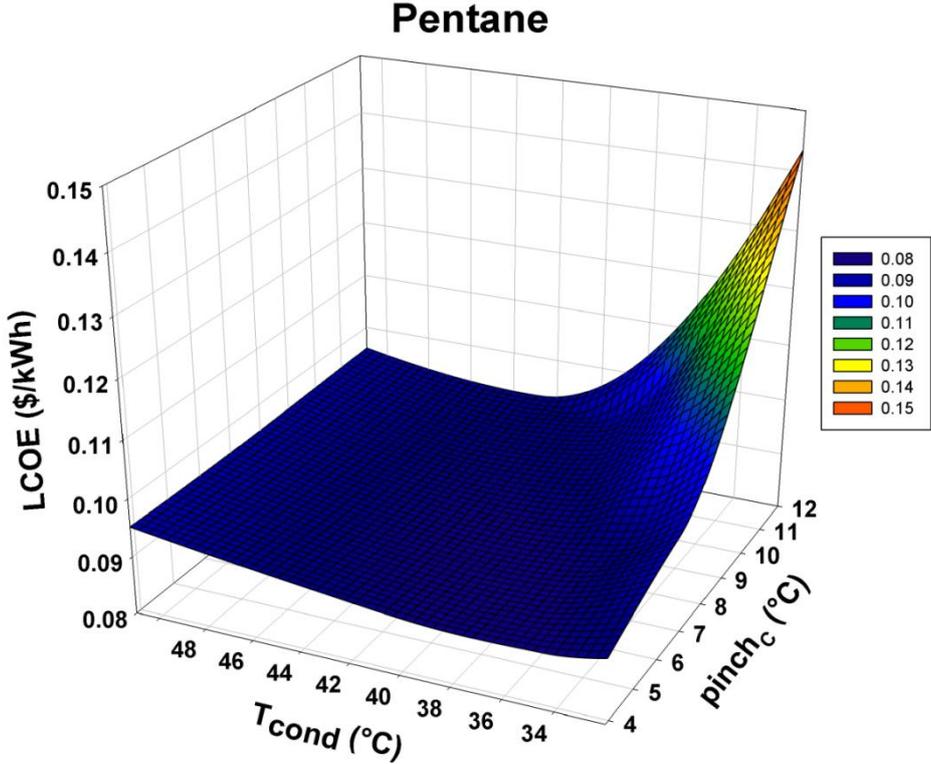


Figure 6. 11. Evolution du LCOE en fonction de température de condensation et de la valeur du pincement de transfert de chaleur à basse pression pour le cycle basé sur n-Pentane

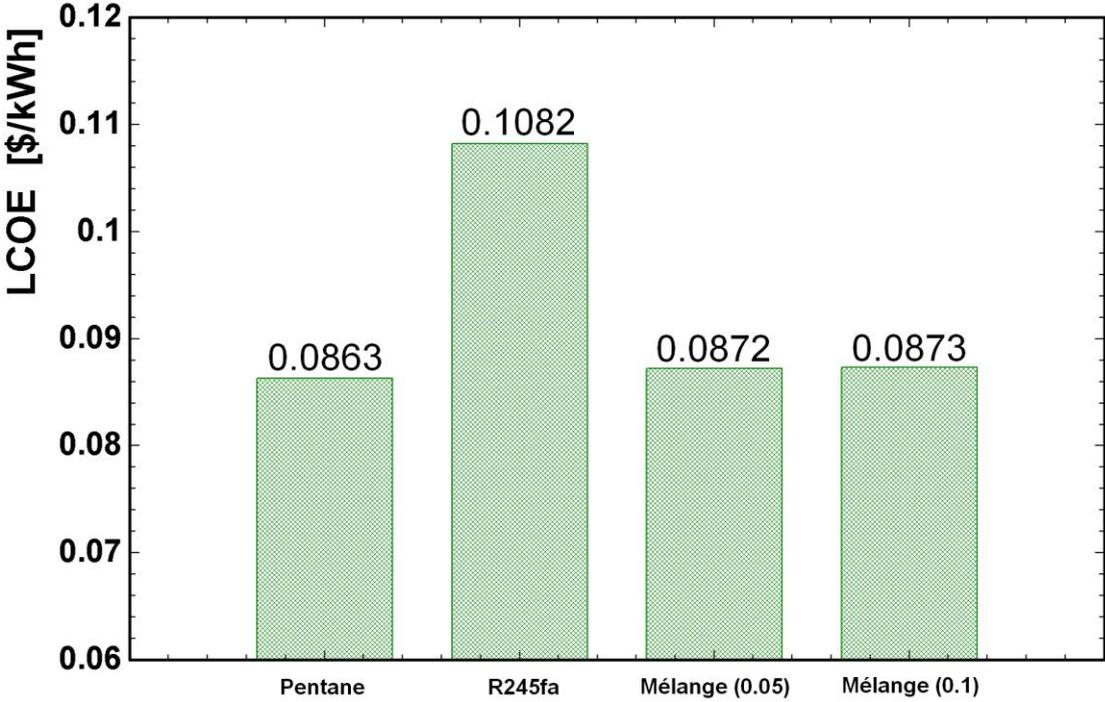


Figure 6. 12. LCOE minimisé du cycle ORC sous-critique utilisant différents fluides de travail

Tableau 6. 9. Conditions opérationnelles du cycle ORC pour la minimisation du LCOE

Fluide	T_{evap}	$Pinch_h$	T_{cond}	$Pinch_c$	T_{hso}	T_{cso}	\dot{m}_{wf}	\dot{m}_c
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(kg/s)	(kg/s)
Pentane	107.0	2.6	38.1	6.3	84.5	33.5	29.92	216.7
Mélange (0.05)	104.5	3.4	32.8	6.6	81.5	34.2	31.2	216.2
Mélange (0.1)	102.8	4.6	30.1	7.3	80.7	35.4	31.9	202.2
R245fa	109.7	4.8	41.5	9.2	85.7	33.7	61.1	212.4

Comme indiqué dans la Figure 6. 12, le meilleur LCOE minimisé de 0.0863 \$/kWh est obtenu pour le système basé sur n-Pentane comme fluide de travail. Alors que, le LCOE minimisé le plus élevé de 0.1082 \$/kWh est trouvé pour l'installation basé sur le cycle ORC utilisant le R245fa comme fluide de travail. Le système utilisant deux fluides zéotropes, c.à.d. le mélange de 0.05 et de 0.1 de fraction massique de R245fa, a des caractéristiques économiques comparatives par rapport à celui basé sur n-Pentane (Tableau 6. 10).

Bien que les revenus de vente d'électricité dans le cas du cycle ORC utilisant les mélanges zéotropes soient légèrement plus importants que dans le cas du cycle ORC basé sur n-Pentane, le coût total de production et l'investissement total pour les cycles ORC basés sur ces fluides zéotropes sont plus élevés que pour le système utilisant n-Pentane.

Tableau 6. 10. Caractéristiques économiques du cycle ORC utilisant les fluides de travail purs et les fluides zéotropes au LCOE minimisé

Coût	Pentane	R245fa	Mélange (0.05)	Mélange (0.1)
C_{TCI} (M\$)	5.165	6.101	5.360	5.361
C_{TPC} (k\$)	556.7	647.1	581.1	575.2
$\frac{C_{TCI}}{\dot{W}_{net}}$ (\$/kW)	3184	4012	3207	3228
S_{annual} (M\$)	1.210	1.130	1.247	1.238
ROI	0.0844	0.0528	0.0828	0.0825
PBP (ans)	10.78	17.22	10.98	11.02
LCOE (\$/kWh)	0.0863	0.1082	0.0872	0.0873

Les éléments de l'investissement total pour la centrale utilisant les fluides de travail différents sont décrits dans le Tableau 6. 11. La turbine constitue le module dont le coût est le plus élevé parmi les composants du système ORC. En effet, le coût module de cet équipement

Chapitre 6: Cas d'étude

contribue pour environ 40 % à l'investissement total du projet. Le coût module pour les échangeurs de chaleur incluant l'évaporateur et le condenseur représente de 13 à 20 % de l'investissement total. Par conséquent, la turbine est l'élément-clé de la rentabilité économique du système ORC et son coût influence fortement la faisabilité économique du projet de la production d'électricité à partir des rejets thermiques. Dans le cas du cycle ORC basé sur R245fa, le coût du fluide de travail représente une part importante (environ de 12.6 %) de l'investissement total. Cela est causé par le coût élevé du R245fa (37 \$/kg). La somme des autres éléments excluant les coûts des équipements représente un tiers de l'investissement total.

Tableau 6. 11. Eléments de l'investissement total

Coût	Pentane	R245fa	Mélange (0.05)	Mélange (0.1)
C_{BM}^P (k\$)	37.2	70.3	40.1	28.7
C_{BM}^{evap} (k\$)	417.6	378.4	447.7	293.5
C_{BM}^t (M\$)	2.197	2.160	2.229	1.510
C_{BM}^{cond} (k\$)	576.4	431.0	602.5	408.2
C_{BM}^{motor} (k\$)	41.1	73.9	44.6	32.0
C_{BM}^{gen} (k\$)	98.1	94.7	101.1	100.6
C_{BM}^{wf} (k\$)	26.2	766.5	48.2	71.3
C_{BM}^{spares} (k\$)	78.3	144.2	84.7	60.7
C_{site} (k\$)	173.6	206.0	179.9	180.4
C_{serv} (k\$)	173.6	206.0	179.9	180.4
C_{alloc} (k\$)	159.9	169.3	172.4	161.2
C_{cont} (k\$)	716.3	846.0	743.4	743.4
$C_{startup}$ (k\$)	469.5	554.6	487.3	487.3

Les coûts directs de production et les coûts fixes sont présentés dans le Tableau 6. 12.

Tableau 6. 12. Coûts directs de production et coûts fixes

Coût	Pentane	R245fa	Mélange (0.05)	Mélange (0.1)
Utilités (k\$)	94.8	89.7	91.4	85.5
C_{WB} (k\$)	164.3	194.1	170.6	170.6
C_{SB} (k\$)	41.1	48.5	42.6	42.6
C_{MS} (k\$)	164.3	194.1	170.6	170.6
C_{MO} (k\$)	8.2	9.7	8.5	8.5
C_{PI} (k\$)	93.9	110.9	97.5	97.5

Le Tableau 6. 13 présente la performance thermodynamique du cycle ORC en relation avec la minimisation du LCOE et ce pour différents fluides de travail. Le rendement au sens du premier principe de thermodynamique et le rendement exergetique sont trouvés les plus élevés pour le cycle ORC utilisant n-Pentane. Le cycle ORC utilisant le mélange à 0.05 fraction massique de R245fa présente la puissance, le taux de récupération d'exergie, ainsi que le rendement au sens de second principe thermodynamique les plus importants. La plus faible performance thermodynamique est observée pour le cycle ORC basé sur le R245fa comme fluide de travail. Le Tableau 6. 13 montre aussi que des quantités significatives de CO₂ émis pourront être évitées en utilisant ces installations basées sur un cycle ORC pour valoriser des chaleurs fatales.

Tableau 6. 13. Performances thermodynamiques du système et émissions de CO₂ évitées par la valorisation des rejets thermiques par cycle ORC

Fluide	\dot{W}_{net} (kW)	η_I (%)	η_{Ex} (%)	η_{WHR} (%)	η_{II} (%)	$\frac{\dot{I}_{tot}}{\dot{W}_{net}}$	$\frac{\dot{Ex}_{loss}^{tot}}{\dot{W}_{net}}$	CO_{2emit}^* (ton/an)
Pentane	1624	11.69	47.20	34.12	50.74	0.9489	1.118	6942
Mélange (0.05)	1671	11.51	47.06	35.12	50.84	0.9443	1.125	7144
Mélange (0.1)	1660	11.30	46.37	34.89	50.45	0.957	1.157	7095
R245fa	1521	11.14	44.77	31.95	48.13	1.0533	1.234	6476

* calculé à partir des émissions de CO₂ par kWh pour le cas "Mix" comme montré dans la Figure 6. 8

En ce qui concerne la répartition de la destruction exergetique dans les composants du cycle ORC (Figure 6. 13), le pourcentage le plus élevé d'irréversibilité est toujours observé pour l'évaporateur. Ce pourcentage est toutefois plus faible que dans le cas de l'optimisation du rendement exergetique.

Lors de l'optimisation du LCOE, on constate que la contribution du flux d'exergie détruite dans le condenseur à la destruction totale de l'exergie dans le système augmente, la

contribution de la destruction exergetique dans la turbine diminue légèrement. La plus petite destruction relative d'exergie est toujours trouvée pour la pompe.

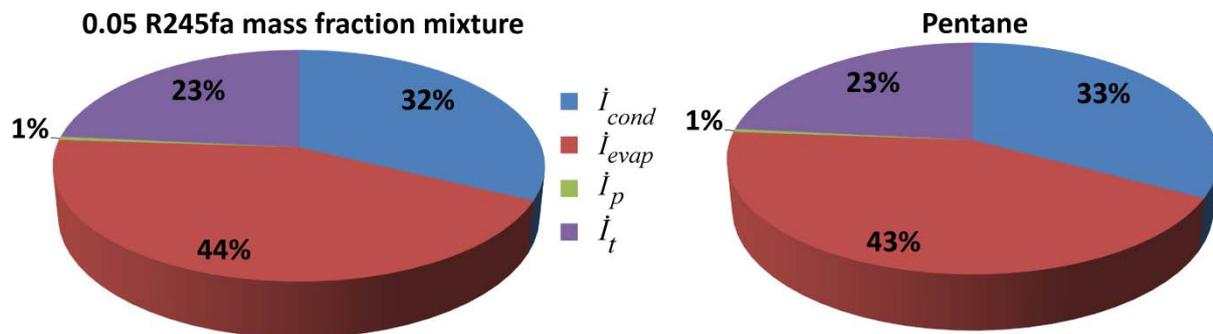


Figure 6. 13. Répartition de la destruction de l'exergie dans les composants du cycle ORC pour le cas de minimisation du LCOE

6.4. Optimisation du cycle ORC supercritique

Comme indiqué dans les chapitres précédents, le cycle ORC supercritique a depuis quelques années suscité de plus en plus d'attention pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur à basse température. En effet, le cycle ORC supercritique présente théoriquement des avantages par rapport à celui sous-critique tels qu'une puissance plus élevée et moins d'irrégularités. Comme montré dans le chapitre 4, le cycle ORC supercritique présente une puissance et un rendement au sens de deuxième principe plus élevé que ceux du cycle sous-critique. Cependant, la configuration supercritique du cycle ORC présente également des défis à surmonter: la pression opératoire importante correspondant à une consommation importante d'électricité par la pompe, les problèmes de sécurité liés à un fonctionnement à haute pression, le rapport de pression important à travers la turbine, le transfert de chaleur à la pression supercritique et l'incertitude des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique. En pratique, le cycle ORC supercritique est le plus utilisé pour les applications géothermiques. Il n'existe pas encore de modules ORC commerciaux pour la valorisation de rejets thermiques industriels.

Ce paragraphe présente l'optimisation thermo-économique d'une installation de valorisation de rejets thermiques basée sur un cycle ORC supercritique avec les différents fluides de travail comme montrés dans le Tableau 6. 14. Les paramètres et les hypothèses pour la modélisation du cycle ORC supercritique sont pris identiques au cas du cycle sous-critique. Les propriétés thermo-physiques ainsi que les données environnementales et de sécurité des fluides étudiés sont présentées dans le Tableau 6. 14 et le Tableau 6. 15, respectivement.

Chapitre 6: Cas d'étude

Tableau 6. 14. Propriétés thermo-physiques des fluides de travail pour le cycle ORC supercritique

Fluide	Formule	MM (g/mol)	T_b (°C)	T_{crit} (°C)	P_{crit} (bar)	ρ_{crit} (kg/m ³)	ΔH_{vap}^* (kJ/kg)	ds/dT
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	102.03	-26.07	101.1	40.59	511.9	182.28	Mouillant
R152a	C ₂ H ₄ F ₂	66.05	-24.02	113.3	45.17	368.0	285.32	Mouillant
Propane	C ₃ H ₈	44.10	-42.11	96.7	42.51	220.5	344.31	Mouillant
Propylène	C ₃ H ₆	42.08	-47.62	91.06	45.55	229.63	344.28	Mouillant
R227ea	C ₃ HF ₆	170.03	-16.34	101.75	29.25	594.25	114.37	Séchant
R1234ze	C ₃ H ₂ F ₄	114.04	-18.97	109.36	36.35	489.24	170.63	Séchant

Tableau 6. 15. Données environnementales et de sécurité des fluides de travail pour le cycle ORC supercritique

Fluide	T_{Auto} (°C)	ASHRAE 34 groupe de sécurité	ODP	GWP 100 ans	Durée de vie atmosphérique (ans)	Prix* \$/kg
R134a	>750	A1	0	1370	13.4	6.85**
R152a	454	A2	0	133	1.5	3.00
Propane	450	A3	0	~20	0.041	1.00
Propylène	455	A3	0	<20	0.001	2.00
R227ea	N/A	A1	0	3580	38.9	15.00
R1234ze	368	A2L	0	6	0.045	37.00

* les prix des fluides organiques sont estimés en étudiant les données sur l'internet, le prix du R1234ze est supposé être égal au prix du R245fa

** correspondant à 5 €/kg selon une information transmise par un fabricant (Honeywell)

6.4.1. Maximisation du rendement exergetique

Pour la maximisation du rendement exergetique, trois variables de décisions peuvent être considérées, c.à.d. la température et la pression du fluide entrant à la turbine ainsi que la température de condensation. Alors que les deux valeurs de pincement pour les transferts de chaleur à la pression supercritique et sous-critique dans la boucle ORC sont prises à 5 °C. la contrainte du titre à vapeur à la sortie de la turbine est également considéré pour l'optimisation.

La limite supérieure de l'intervalle de la température du fluide entrant à la turbine et la limite inférieure de la température de condensation sont respectivement fixées à 135 °C et 30 °C. En effet, les rendements exergetiques maximum sont toujours trouvés pour la température

du fluide entrant à la turbine de 135 °C (limite supérieure) et pour la température de condensation de 30 °C (limite inférieure).

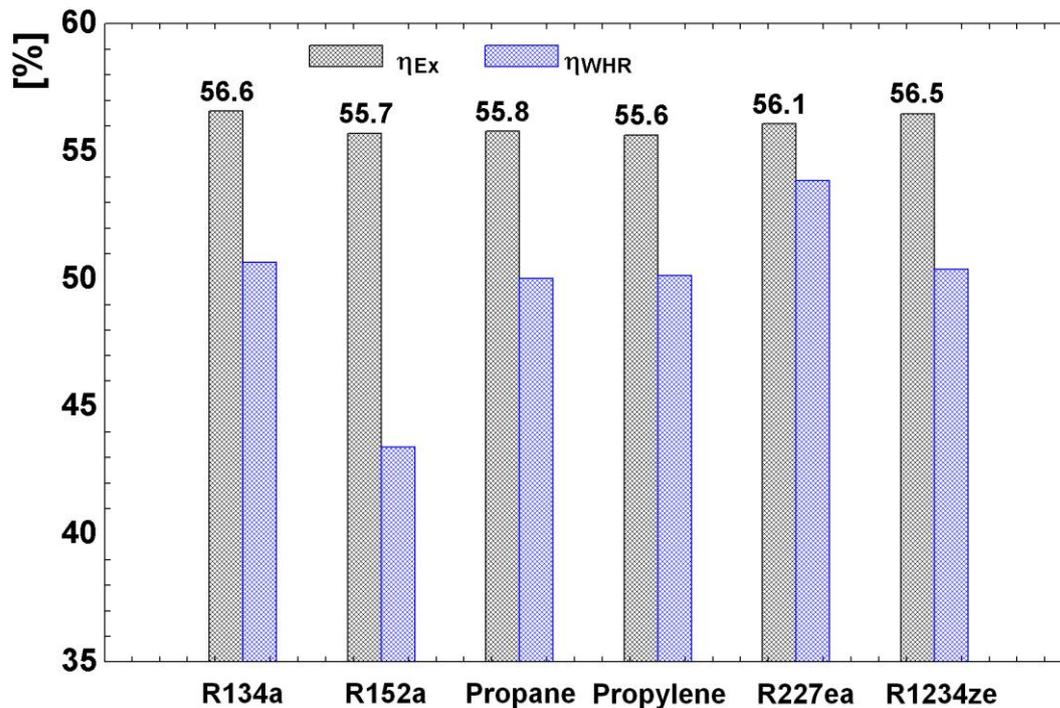


Figure 6. 14. Rendement exergetique maximal et taux de recuperation d'exergie du cycle ORC supercritique utilisant differents fluides de travail

Comme le montre la Figure 6. 14, le rendement exergetique maximise est le plus important pour le cycle utilisant le R134a (56.6 %). Le rendement exergetique le plus petit est trouve pour le cycle base sur le Propylene (55.6 %). Les differences entre les rendements exergetiques ne sont pas tres importantes.

Lorsque l'on est a l'optimum de chacun du cycle fonctionnant avec chacun de ces fluides, le taux de recuperation de l'exergie est le plus eleve pour le systeme base sur le R227ea. Alors que le systeme utilisant le R152a presente la valeur la plus faible du taux de recuperation exergetique.

Comparant les resultats de l'optimisation du rendement exergetique pour la configuration sous-critique et supercritique, le rendement exergetique est legerelement plus eleve pour la configuration supercritique. Concernant le taux de recuperation de l'exergie, une augmentation considerable est observee pour le cycle supercritique par rapport a celui sous-critique. Cela peut etre explique par la meilleure adequation thermique de transfert de chaleur a haute pression pour le cycle supercritique (voir Figure 6. 15). En effet, avec la meme valeur du pincement au niveau du transfert thermique a la pression haute dans la boucle ORC, la

Chapitre 6: Cas d'étude

configuration supercritique peut abaisser la température de la source thermique jusqu'à une valeur beaucoup plus faible par rapport à la configuration sous-critique grâce à l'absence de l'étape d'évaporation isotherme. Cela permet à la configuration supercritique du cycle ORC de récupérer plus d'énergie de la source thermique.

Malgré les puissances nettes et les rendements exergetiques plus élevées, les rendements thermiques de cycles supercritiques sont plus faibles que ceux de cycles sous-critiques étudiés.

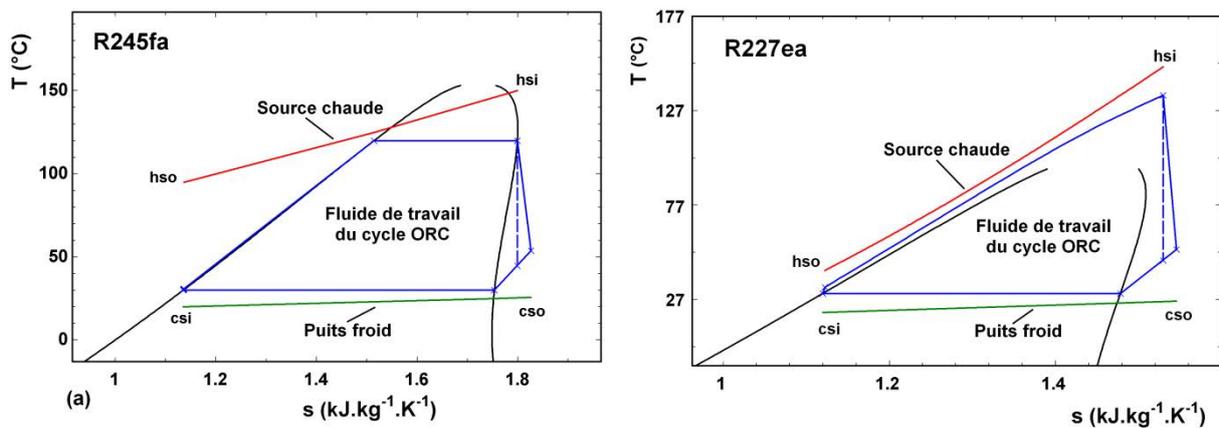


Figure 6. 15. Profils de température entre les fluides externes et fluide cyclé pour le cycle ORC sous-critique (a) et supercritique (b)

Les conditions opérationnelles des cycles supercritiques à l'optimum du rendement exergetique sont présentées dans le Tableau 6. 16. La performance thermodynamique et les caractéristiques économiques du système ORC supercritique sont indiquées dans le Tableau 6. 17.

Parmi les fluides étudiés pour l'optimisation du rendement exergetique, le cycle utilisant le R152a présente les meilleures caractéristiques de rentabilité économique. Le système basé sur le R227ea indique le taux le plus élevé de récupération de l'exergie ainsi que la valeur la plus importante du LCOE. Les cycles ORC supercritiques utilisant le R1234ze et le R134a présentent des valeurs similaires de la performance thermodynamique, c.à.d. la puissance nette, les rendements exergetiques, thermiques, et les taux de récupération de l'exergie. Cela peut être expliqué par leurs propriétés thermo-physiques similaires montrées dans le Tableau 6. 14. Cependant, le système basé sur le R1234ze présente des caractéristiques économiques moins bonnes que celles du système utilisant le R134a à cause d'un prix plus important du fluide. Si le prix d'achat du R134a est appliqué pour le calcul du cycle utilisant le R1234ze, le LCOE du système basé sur le R1234ze est même légèrement inférieur à celui pour le système utilisant le R134a. En effet, le R1234ze n'est actuellement pas encore disponible en grande

quantité pour les applications. Son prix dans cette étude est estimé à la même valeur que le R245fa (37 \$/kg). Les cycles ORC utilisant le Propane et le Propylène présentent des valeurs similaires de performance thermodynamique et de caractéristiques économiques.

Comparant le meilleur (le rendement exergetique le plus élevé) cycle ORC supercritique, c.à.d. le cycle supercritique fonctionnant avec le R134a, avec le meilleur cycle sous-critique, c.à.d. le cycle sous-critique fonctionnant avec le n-Pentane, pour la maximisation du rendement exergetique, le cycle ORC supercritique présente une puissance et un rendement exergetique plus élevés que ceux du cycle sous-critiques mais avec un rendement thermique plus faible. Le cycle ORC sous-critique basé sur le n-Pentane a également des caractéristiques économiques plus rentables que celles du cycle ORC supercritique utilisant le R134a.

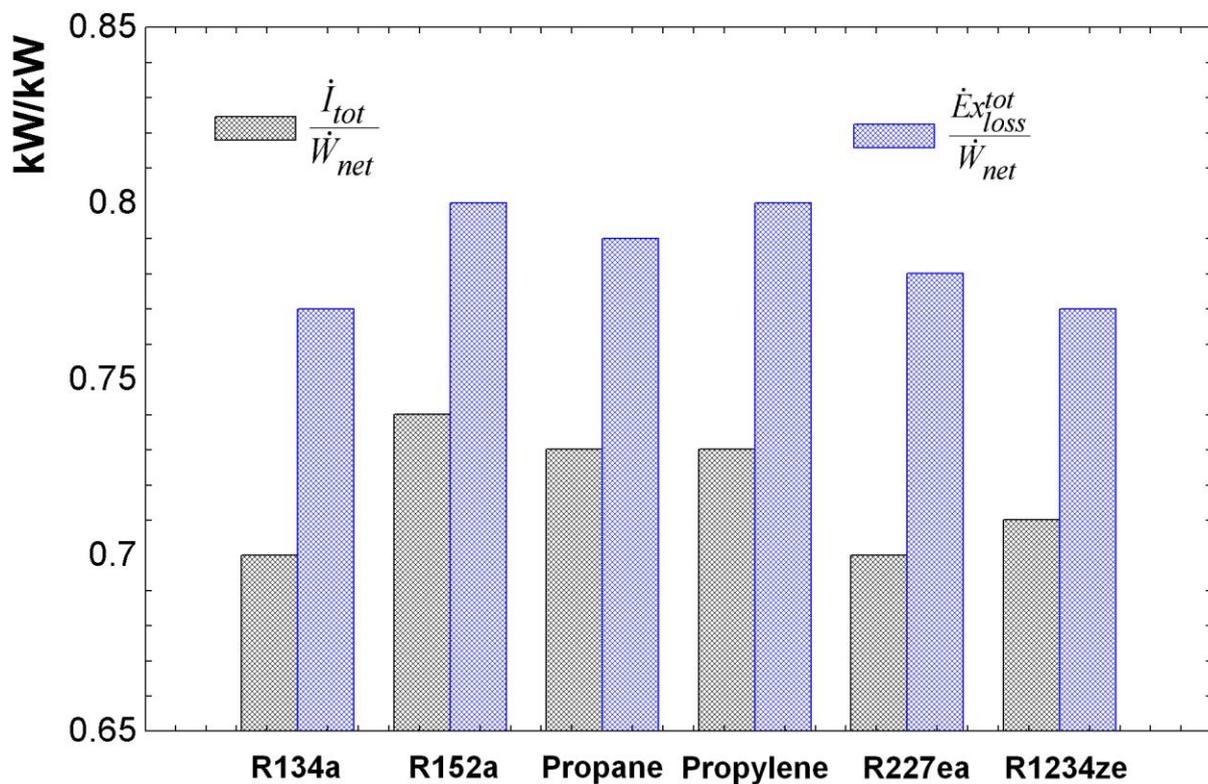


Figure 6. 16. Rapport du flux total d'irrversibilité et de la perte totale d'exergie à la puissance nette du cycle ORC supercritique

Concernant le flux spécifique d'irrversibilité totale, $\dot{I}_{tot}/\dot{W}_{net}$, la valeur la plus faible est trouvée pour le système utilisant le R227ea. Les cycles basés sur le R134a et le R1234ze présentent des valeurs de ce flux spécifique similaires à celle du cycle utilisant le R227ea. En considérant le flux de l'exergie absorbé par le puits froid dans le condenseur comme une perte exergetique, le rapport du flux de la perte totale de l'exergie à la puissance nette du système, $\dot{E}x_{loss}^{tot}/\dot{W}_{net}$, est le plus faible pour l'installation basé sur le R134a. Cela est cohérent avec la

Chapitre 6: Cas d'étude

valeur la plus importante du rendement exergetique du cycle basé sur ce même fluide de travail.

Comparant, dans les meilleurs cycles sous-critiques et supercritiques, les flux spécifiques d'irréversibilité totale et de la perte totale de l'exergie, le cycle supercritique a des valeurs plus faibles par rapport au cycle sous-critique. Cela signifie que la destruction de l'exergie dans le cycle supercritique est plus faible que celle dans le cycle sous-critique pour une même puissance nette du système.

Tableau 6. 16. Conditions opérationnelles du système ORC supercritique à l'optimum du rendement exergetique

Fluide	P_h (bar)	P_{cond} (bar)	T_{hso} (°C)	T_{cso} (°C)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	\dot{m}_c (kg/s)	$T_{l,out}$ (°C)
R134a	59.14	7.702	58.2	25.3	93.07	770.4	39.2
R152a	49.64	6.898	77.1	25.1	48.32	631.2	33.2
Propane	62.54	10.79	58.0	25.5	48.12	751.8	43.8
Propylène	66.69	13.05	57.1	25.5	49.16	764.0	43.2
R227ea	52.85	5.284	42.4	26.0	155.2	806.7	53.4
R1234ze	50.78	5.783	58.8	25.3	97.86	763.1	39.6

Concernant l'investissement spécifique, c'est à dire l'investissement total pour 1 kW de puissance nette du système, quelques systèmes supercritiques étudiés présentent les valeurs plus faibles que les systèmes sous-critiques. Cependant les valeurs du LCOE sont toujours plus élevées à cause des coûts totaux de production élevés.

Tableau 6. 17. Résultats pour l'optimisation du rendement exergetique du cycle ORC supercritique

Fluide	\dot{W}_{net} (kW)	η_I (%)	η_{II} (%)	LCOE (\$/kWh)	$\frac{C_{TCI}}{\dot{W}_{net}}$ (\$/kW)	PBP (ans)	ROI -	CO_2^{*emit} (ton/an)
R134a	2410	12.4	58.5	0.1241	4170	26.23	0.0347	10120
R152a	2066	13.4	57.3	0.1102	3676	18.42	0.0494	8720
Propane	2380	12.2	57.7	0.1242	4156	26.27	0.0346	9935
Propylène	2385	12.1	57.5	0.1252	4181	27.03	0.0336	9949
R227ea	2563	11.3	58.4	0.1518	5242	60.84	0.0149	10700
R1234ze	2398	12.4	58.3	0.1481	5123	53.4	0.0170	10070

* calculé à partir des émissions de CO₂ par kWh pour le cas "Mix" comme montré dans la Figure 6. 8

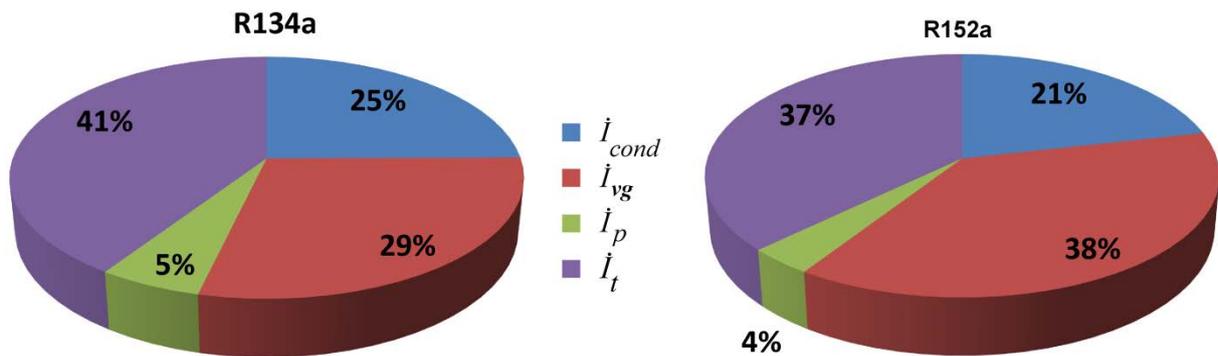


Figure 6. 17. Répartition de la destruction d'exergie dans les composants du cycle ORC supercritique

Concernant la répartition de la destruction de l'exergie dans les composants du système ORC (Figure 6. 17), le pourcentage de la destruction de l'exergie dans la turbine est le plus important, il est suivi par le générateur de vapeur pour cette destruction d'exergie. La contribution de l'irréversibilité dans la pompe à la destruction totale de l'exergie est toujours la plus faible.

6.4.2. Minimisation du LCOE

La minimisation du LCOE est réalisée par l'Algorithme de l'Optimisation DIRECT dans le logiciel EES. On considère cinq variables qui sont:

- La pression haute (P_h),
- La température du fluide entrant à la turbine (T_h)
- La température de condensation (T_{cond}),
- La température de source thermique sortant l'échangeur de chaleur (T_{hso}),
- La température de puits froid sortant du condenseur (T_{cso}).

Nous considérons deux contraintes de différence minimale de température pour le transfert de chaleur à haute et à basse pression sont appliquées, c.à.d. les différences minimales (les pincements) de température entre le fluide chaud et froid pour les procédés de transfert de chaleur doivent être supérieures à 1 °C.

En effet, la température du fluide à l'entrée de la turbine, T_h , est toujours trouvée à la limite supérieure (135 °C) de l'intervalle de cette variable, alors que la pression haute, P_h , est toujours à la limite inférieure ($P_h = 1.01P_{crit}$) pour le minimum du LCOE. Les conditions

Chapitre 6: Cas d'étude

opératoires du cycle ORC supercritique à l'optimum du LCOE sont consignées dans le Tableau 6. 18.

Les températures de la source thermique sortant de l'échangeur de chaleur dans le cas du cycle ORC supercritique sont plus faibles que celles dans le cas du cycle sous-critique. Cela signifie que la quantité de chaleur récupérée par le cycle supercritique est plus importante que celui sous-critique pour la même valeur du pincement.

Comme trouvé dans la Figure 6. 18, le meilleur LCOE minimisé est de 0.0975 \$/kWh obtenu pour l'installation basée sur le R152a. Alors que, le LCOE le plus important est observé pour le système utilisant le R1234ze. Les cycles ORC basés sur le R134a et les deux hydrocarbures, c'est à dire le Propane et le Propylène, présentent des valeurs comparables du LCOE. Comme déjà expliqué, les systèmes utilisant le R134a et le R1234ze ont des performances thermodynamiques similaires, mais le système basé sur le R1234ze produit l'électricité à un prix plus élevé à cause du prix important de son fluide de travail. Comme trouvé dans le Tableau 6. 19, les caractéristiques économiques les plus rentables sont toujours trouvées pour le système utilisant le R152a.

Comparant les systèmes les plus rentables de la configuration sous-critique et de la configuration supercritique du cycle ORC, c.à.d. le cycle sous-critique utilisant le n-Pentane et le cycle supercritique utilisant le R152a, malgré des performances thermodynamiques meilleurs à tous les niveaux, le cycle supercritique présente un investissement spécifique et un LCOE plus élevé par rapport à celui sous-critique.

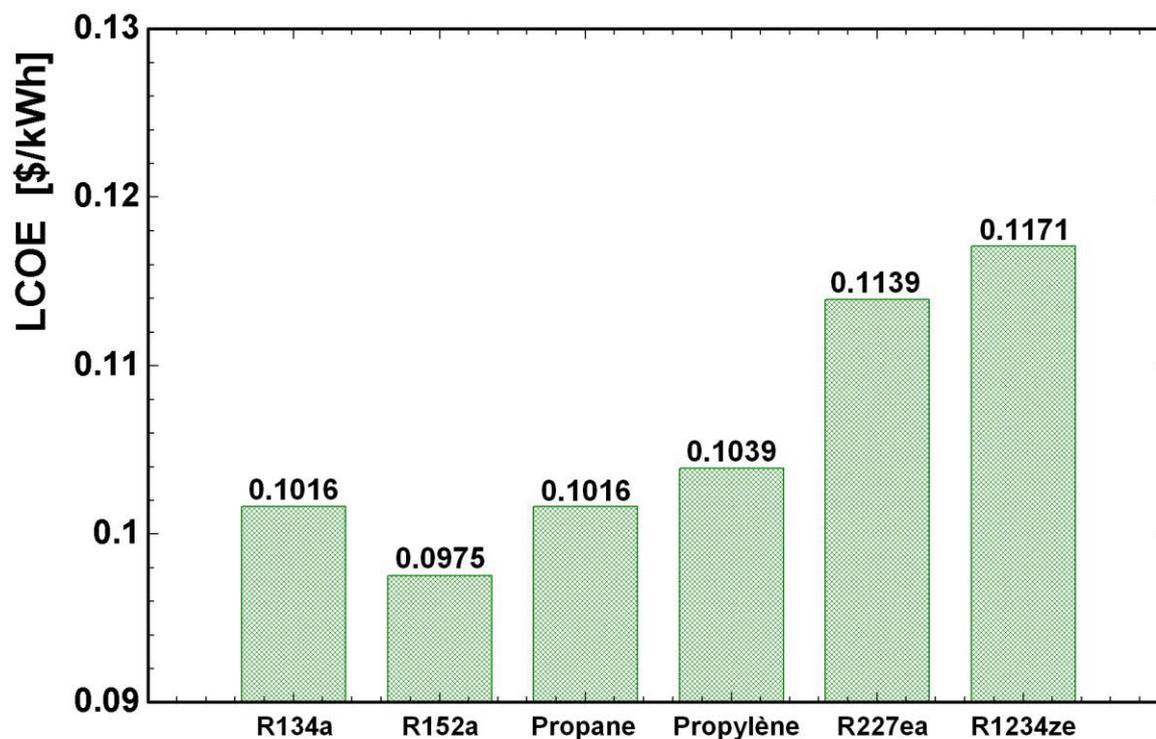


Figure 6. 18. LCOE maximisé du cycle ORC supercritique utilisant différents fluides de travail

Tableau 6. 18. Conditions opérationnelles du cycle ORC supercritique à l'optimum du LCOE

Fluide	P_h (bar)	$Pinch_h$ (°C)	T_{cond} (°C)	$Pinch_c$ (°C)	T_{hso} (°C)	T_{cso} (°C)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	\dot{m}_c (kg/s)
R134a	41.00	7.464	35.5	4.851	68.4	33.2	73.92	279.8
R152a	45.62	4.64	35.65	4.565	78.4	31.75	47.18	270.6
Propane	42.94	7.436	34.35	4.07	65.45	33.35	38.67	286.5
Propylène	47.65	8.028	34.1	3.88	63.2	32.9	41.11	306.0
R227ea	32.91	9.726	36.25	6.45	69.05	34.45	99.73	255.4
R1234ze	36.71	8.731	37.95	7.492	78.25	33.05	69.23	247.9

Tableau 6. 19. Caractéristiques économiques des cycles ORC supercritiques à l'optimum du LCOE

Coût	R134a	R152a	Propane	Propylène	R227ea	R1234ze
C_{TCI} (M\$)	7.026	6.712	6.982	7.232	7.137	7.257
C_{TPC} (k\$)	760.1	727.4	758.9	789.9	760.0	767.7
$\frac{C_{TCI}}{\dot{W}_{net}}$ (\$/kW)	3695	3545	3676	3744	4174	4309
S_{annual} (M\$)	1.402	1.395	1.396	1.417	1.259	1.241
ROI	0.0609	0.0663	0.0608	0.0578	0.0466	0.0435
PBP (ans)	14.94	13.7	14.95	15.72	19.52	20.92
LCOE (\$/kWh)	0.1016	0.0975	0.1016	0.1039	0.1139	0.1171

Les éléments de l'investissement total des systèmes ORC supercritiques sont indiqués dans le Tableau 6. 20. Le coût le plus élevé des composants du système est toujours trouvé pour la turbine. Il contribue pour plus de 30 % à l'investissement total du projet. Le coût des échangeurs de chaleur incluant le générateur de vapeur et le condenseur excluant la tour de refroidissement à eau, représente environ de 13 à 18 % de l'investissement total. Dans le cas du cycle supercritique, la somme des coûts du module de la pompe et du moteur électrique, incluant également les équipements de rechange, contribue pour environ 10 % à l'investissement total. Ce pourcentage n'est que de 4 % dans le cas du cycle sous-critique.

Chapitre 6: Cas d'étude

Tableau 6. 20. Eléments de l'investissement total

Coût	R134a	R152a	Propane	Propylène	R227ea	R1234ze
C_{BM}^p (k\$)	205.0	211.0	245.8	276.0	189.7	183.1
C_{BM}^{vg} (k\$)	562.2	567.6	543.0	535.2	540.1	461.0
C_{BM}^t (M\$)	2.410	2.406	2.436	2.466	2.313	2.29
C_{BM}^{cond} (k\$)	672.9	612.6	730.0	768.3	593.4	495.0
C_{BM}^{motor} (k\$)	151.7	151.8	169.2	178.4	149.7	143.2
C_{BM}^{gen} (k\$)	125.8	125.3	128.9	132.7	114.8	112.3
C_{BM}^{wf} (k\$)	234.6	67.5	14.9	32.0	573.6	892.2
C_{BM}^{spares} (k\$)	356.7	362.8	415.0	454.4	339.4	326.3
C_{site} (k\$)	235.9	225.2	234.1	242.2	240.7	245.1
C_{serv} (k\$)	235.9	225.2	234.1	242.2	240.7	245.1
C_{alloc} (k\$)	222.9	215.5	228.3	243.8	203.5	197.5
C_{cont} (k\$)	974.4	930.7	968.3	1003	989.8	1006
$C_{startup}$ (k\$)	638.8	610.1	634.8	657.4	648.8	659.7

La somme des coûts directs de production, C_{DMC} , et la somme des coûts fixes, C_{Fix} , pour la production représentent la même contribution au coût total de production du projet.

Tableau 6. 21. Coûts directs de production et coûts fixes

Coût	R134a	R152a	Propane	Propylène	R227ea	R1234ze
Utilités (k\$)	118.2	114.2	121.0	129.2	107.9	104.7
C_{WB} (k\$)	223.6	213.6	222.2	230.1	227.1	230.9
C_{SB} (k\$)	55.9	53.4	55.5	57.5	56.8	57.7
C_{MS} (k\$)	223.6	213.6	222.2	230.1	227.1	230.9
C_{MO} (k\$)	11.2	10.7	11.1	11.5	11.4	11.6
C_{PI} (k\$)	127.8	120.0	127.0	131.5	129.8	131.9

Le Tableau 6. 22 montre les performances thermodynamiques du cycle ORC supercritique utilisant différents fluides organiques. Parmi les fluides étudiés, le R152a présente les rendements thermiques et exergetiques les plus élevés. Alors que, le Propylène présente la puissance nette et le taux de récupération de l'exergie les plus importants. Comme

indiqué dans le Tableau 6. 22, une quantité considérable des émissions de CO₂ peut être évitée par la valorisation de rejets thermiques industriels par ces cycles ORC.

Tableau 6. 22. Performance thermodynamique du système

Fluide	\dot{W}_{net} (kW)	η_I (%)	η_{Ex} (%)	η_{WHR} (%)	η_{II} (%)	$\frac{\dot{I}_{tot}}{\dot{W}_{net}}$	$\frac{\dot{E}x_{loss}^{tot}}{\dot{W}_{net}}$	CO ₂ emitt (ton/an)
R134a	1902	11.00	47.7	39.96	51.52	0.920	1.097	8031
R152a	1893	12.47	51.67	39.78	55.12	0.7984	0.935	7995
Propane	1899	10.62	46.66	39.91	50.54	0.957	1.143	7997
Propylène	1932	10.51	46.73	40.59	50.51	0.959	1.14	8121
R227ea	1710	9.98	43.12	35.93	46.93	1.104	1.319	7212
R1234ze	1684	11.07	45.92	35.39	49.35	1.004	1.178	7109

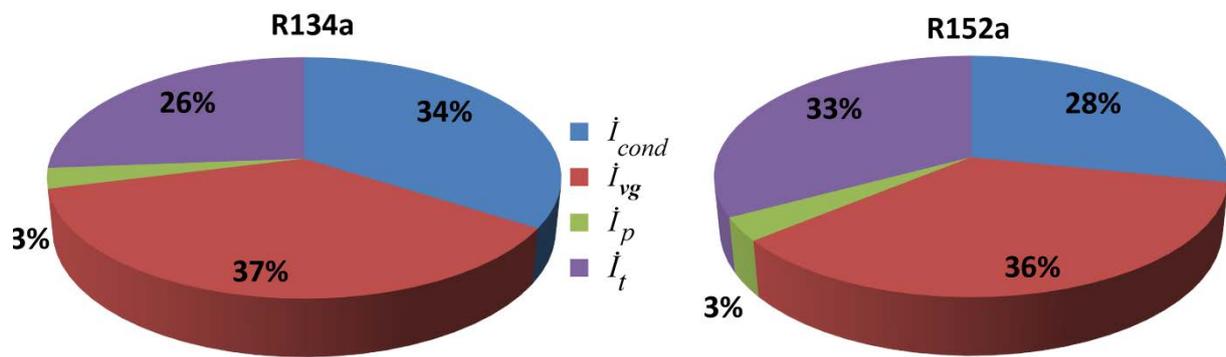


Figure 6. 19. Répartition de la destruction d'exergie dans les composants du cycle ORC supercritique pour le cas de l'optimisation du LCOE

En ce qui concerne la répartition de la destruction d'exergie dans les composants du cycle ORC supercritique (Figure 6. 19), le pourcentage le plus élevé est trouvé pour le générateur de vapeur. Les contributions de l'irréversibilité dans la turbine et la pompe à la destruction totale de l'exergie dans le cycle sont diminuées pour ce scénario d'optimisation par rapport à l'optimisation du rendement exergetique. Ceci est dû à la diminution de la pression opérationnelle du fluide de travail dans le générateur de vapeur. La contribution de l'irréversibilité dans le condenseur à la destruction totale de l'exergie augmente.

6.5. Conclusions

Nous avons présenté dans ce chapitre les résultats de l'optimisation thermo-économique des installations de valorisation de rejets thermiques basés sur les cycles ORC sous-critiques et supercritiques. Le rendement exergetique et le LCOE ont été pris comme fonctions objectifs pour les optimisations.

Dans le cas du cycle sous-critique, deux fluides organiques purs, c.à.d. le R245fa et le n-Pentane, ainsi que leurs mélanges zéotropes sont utilisés comme fluides de travail.

- Pour la maximisation du rendement exergetique, le rendement exergetique le plus élevé (53.2 %) est trouvé pour le système utilisant le n-Pentane pur. Concernant le rendement exergetique des cycles ORC utilisant un fluide de travail zéotrope, le rendement exergetique varie dans le sens inverse de la valeur du glissement de température du mélange zéotrope. Le système qui présente le meilleur rendement exergetique maximisé correspond au fluide zéotrope possédant le glissement de température le plus petit et vice versa. Les cycles ORC sous-critiques basés sur les fluides de travail purs présentent des performances thermodynamiques plus grandes par rapport au cycle utilisant des fluides zéotropes. Cependant, les cycles utilisant les mélanges zéotropes présentent également des avantages pour le scénario de l'optimisation du rendement exergetique tels qu'un taux de récupération d'exergie plus élevé ainsi qu'un LCOE et un temps de retour plus faibles. Bien que le cycle sous-critique basé sur le R245fa se caractérise par de meilleures performances thermodynamiques, le système basé sur ce fluide se présente comme le système le moins rentable économiquement.
- Quant à la minimisation du LCOE, le cycle utilisant le n-Pentane possède les meilleures caractéristiques économiques avec l'investissement spécifique le plus faible (3184 \$/kW), le temps de retour le plus court (10.78 ans) et la valeur la plus faible du LCOE (0.0863 \$/kWh). Alors que le cycle utilisant le R245fa présente toujours les plus mauvaises caractéristiques économiques relatives lorsqu'il est à son propre optimum de LCOE. Les cycles ORC fonctionnant avec le mélange à 5 % et 10 % de fraction massique de R245fa, présentent des caractéristiques économiques comparables au cycle fonctionnant avec du n-Pentane pur, qui est ainsi que dit plus haut, le fluide qui présente à l'optimum le meilleur LCOE relatif. En effet, le cycle ORC utilisant le n-Pentane présente non seulement le LCOE le plus faible mais présente aussi relativement les rendements exergetiques et thermiques les plus importants pour ce scénario d'optimisation. Les moins bonnes performances thermodynamiques sont trouvées pour le système basé sur le R245fa pur. Bien que le rendement exergetique des cycles ORC basés sur les deux mélanges zéotropes étudiés (à 5 % et à 10 % de fraction massique de R245fa) soit un peu plus faible que celui du cycle utilisant le n-Pentane, ces cycles présentent le taux de récupération d'exergie et le rendement au sens de deuxième principe relativement plus élevés.

Chapitre 6: Cas d'étude

Pour le cas du cycle ORC supercritique, plusieurs fluides organiques purs possédant des températures critiques appropriées à la source chaude disponible ont été étudiés pour la maximisation du rendement exergetique et la minimisation du LCOE

- Concernant la maximisation du rendement exergetique du cycle ORC supercritique, le rendement exergetique le plus élevé est obtenu pour le cycle utilisant le R134a (56.6 %). Malgré le rendement exergetique le plus faible, le cycle supercritique basé sur le R152a présente le rendement thermique le plus important et les meilleures caractéristiques économiques pour le scénario d'optimisation du rendement exergetique. Le cycle ORC supercritique basé sur le R1234ze montre des performances thermodynamiques similaires au cycle utilisant le R134a mais avec un LCOE plus élevé à cause du prix d'achat élevé du R1234ze. Le cycle ORC supercritique présente un rendement exergetique, une puissance et un taux de récupération de l'exergie plus élevés que ceux du cycle sous-critique. Cependant, le cycle sous-critique présente, lorsqu'il est à son optimum de rendement exergetique, des performances économiques moindres.
- Le cycle supercritique qui présente les meilleures performances économiques lorsqu'il est à son LCOE optimal est celui basé sur le R152a. Il a avec un investissement spécifique de 3545 \$/kW, un LCOE de 0.0975 \$/kWh et un temps de retour sur l'investissement de 13.7 ans. Le R134a se présente également comme un fluide potentiel pour le cycle supercritique avec une valeur du LCOE légèrement plus élevée que celle du cycle basé sur le R152a. De plus, la non-inflammabilité du R134a est un plus pour son choix comme fluide à utiliser dans les cycles d'ORC destinés à la valorisation de rejets thermiques industriels.

En ce qui concerne les éléments de l'investissement total, le coût module de la turbine est toujours le plus élevé. Il contribue approximativement pour 40 % (cycle sous-critique) et pour plus de 30 % (cycle supercritique) à l'investissement total de l'installation de valorisation de rejets thermiques. Par conséquent, la turbine est considérée comme le composant clé et son coût influence fortement la faisabilité économique du projet de valorisation de rejets thermiques par un cycle ORC. Dans le cas de l'installation basée sur le R245fa pour le cycle sous-critique et sur le R1234ze pour le cycle supercritique, le coût du fluide de travail représente une part importante (plus 12 %) de l'investissement total. Le prix du fluide organique est donc un critère important pour la sélection du fluide de travail.

Références

- [1] V. L. Le, M. Feidt, A. Kheiri, and S. Pelloux-Prayer, "Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids," *Energy*, vol. 67, pp. 513-526, 4/1/ 2014.
- [2] TEMA, "Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association," Ninth ed. New York, USA, 2007.
- [3] S. Kakaç, *Boilers, Evaporators, and Condensers*: John Wiley & Sons, 1991.
- [4] L. E.W., H. M.L., and M. M.O., "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP," Version 9.1 ed. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2013.
- [5] S. A. Klein, "EES: Engineering Equation Solver," Academic Professional V9.447-3D ed. Madison: F-Chart Software, 2013.
- [6] IEA, "CO2 emissions from fuel combustion highlights," 2012.
- [7] S. K. a. A. Schuster, "Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications," *International Journal of Thermodynamics*, vol. 11, pp. 101-108, September 2008 2008.

Chapitre 7 : Conclusions et perspectives

7.1. Conclusions

Actuellement, récupérer et convertir les rejets thermiques industriels à basse température en électricité suscite beaucoup d'intérêts pour améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels. En pratique, une quantité importante d'apport énergétique est souvent gaspillée sous la forme de chaleur fatale à basse ou moyenne température qui ne peut pas être économiquement convertie en électricité par un cycle classique de Rankine mais par un cycle de Rankine organique. La valorisation de ces rejets thermiques améliore non seulement l'efficacité énergétique des procédés industriels mais aussi diminue la pollution thermique causée par la décharge directe de cette chaleur dans l'environnement. Sur la base de ce contexte, la présente thèse a réalisé la modélisation et l'optimisation thermo-économique des installations de valorisation de rejets thermiques industriels à basse température utilisant un cycle ORC (sous-critique ou supercritique). La thèse est inscrite dans le cadre du projet ANR CERES-2 « Chemins Énergétiques pour la Récupération d'Énergie dans les Systèmes industriels ». Nous avons assuré les livrables que devraient faire notre laboratoire pour le projet CERES. Nous avons traduit en langage Modelica un modèle du cycle ORC que nous avons développé dans le cadre de ce travail de thèse. Ce modèle a pu alors être intégré au logiciel CERES qui est mis en place dans le projet CERES.

Tout d'abord, une étude bibliographique sur les cycles organiques de Rankine a été réalisée. Pour cela, le principe du fonctionnement et l'évolution du développement des cycles ORC ont été présentés. Les savoirs scientifiques de plusieurs configurations potentielles du cycle ORC ainsi que la situation actuelle de la recherche et le marché de la technologie ORC sont également abordés. Actuellement, le cycle ORC sous-critique est la configuration la plus utilisée pour la valorisation de chaleur perdue sur les procédés industriels grâce à sa simplicité, sa sécurité et sa stabilité de fonctionnement. Les autres configurations du cycle ORC apportent aussi des intérêts pour la transformation de rejets thermiques en électricité mais demande encore des efforts de R&D pour la faisabilité et la rentabilité des projets. Les informations de plusieurs fournisseurs de modules ORC ont été collectées et présentées dans la thèse pour une vision générale du marché de la technologie ORC.

Les propriétés thermo-physiques du fluide de travail présentent une influence importante sur la performance, les conditions opérationnelles et la viabilité économique d'un système ORC. La sélection du fluide de travail approprié pour le cycle ORC joue donc un rôle important pour la conception du système. Plusieurs critères peuvent être considérés pour la sélection du fluide ORC. Généralement, le fluide opérant est choisi en considérant le niveau de température de la source thermique et du puits froid disponible combinés avec les autres critères, par exemple les critères de sécurité, de stabilité, de compatibilité, les critères environnementaux, économiques et de performance. Dans cette étude, une bibliographie du savoir scientifique actuel et des fluides organiques utilisés dans des modules ORC commerciaux ou des prototypes expérimentaux a été réalisée. Concernant la disponibilité du fluide de travail, les informations de quelques fournisseurs mondiaux de réfrigérants en général et des fluides ORC en particulier ont été récapitulées. En ce qui concerne les critères environnementaux, la connaissance des générations de réfrigérants, qui sont distinguées par les changements des critères de sélection, et quelques candidats potentiels de fluides de travail du cycle ORC sont résumées.

Concernant l'évaluation de la performance thermodynamique des systèmes ORC, les méthodes d'analyse énergétique et exergétique ont été utilisées dans cette thèse. En effet, la seule méthode d'analyse énergétique n'est pas suffisante pour évaluer l'utilisation de ressources d'énergie car cette méthode ne distingue pas la qualité et la quantité de l'énergie. La méthode d'analyse exergétique est donc employée, comme un complément pour l'analyse énergétique du système, pour déterminer la localisation, la cause et l'importance de pertes de ressource d'énergie et donc les améliorations de performance du système. Le développement du modèle d'analyse exergétique dans la présente thèse est réalisé en déterminant le rendement exergétique et au sens du deuxième principe de thermodynamique du système ainsi que les pertes exergétiques dans les composants du cycle ORC. L'une des méthodes d'analyse exergétique, c.à.d. la méthode d'exergie topologique, est également présentée pour l'évaluation des cycles ORC.

Une comparaison des différentes configurations du cycle ORC a été effectuée au maximum du rendement au sens du deuxième principe de thermodynamique. Selon les résultats, les cycles ORC avec récupérateur et régénératif présentent des avantages pour améliorer la performance thermodynamique du cycle ORC standard.

Généralement, la faisabilité d'un projet de valorisation des rejets thermiques ne peut être confirmée qu'après son évaluation économique. Les modèles économiques sont donc

développés dans cette thèse pour une installation entière de valorisation de rejets thermiques par cycle ORC (sous-critique et supercritique). Concernant les calculs de surface d'échange de chaleur, les corrélations de transfert de chaleur pendant l'évaporation, la condensation et en pression supercritique sont appliqués pour l'échangeur de chaleur à tubes et calandre. Ces surfaces d'échange thermique ont été utilisées ensuite pour le calcul de l'investissement total du projet. Les problèmes d'optimisation thermo-économique du projet de la valorisation de rejets thermique industriels dans la thèse ont été résolus par l'une des méthodes d'optimisation intégrées dans le logiciel EES. A savoir: méthode du gradient conjugué, « méthode de quasi-Newton » (méthode d'approximation quadratique sur base multidimensionnelle), méthode de Nelder-Mead, Algorithme DIRECT ou méthode génétique.

Une optimisation analytique de la puissance du cycle ORC supercritique considéré comme un cycle endoréversible est également réalisée. L'optimisation a été exécutée par la méthode des multiplicateurs de Lagrange avec une contrainte de dimensionnement fini. Selon cette méthode, une formule théorique de la puissance maximale, et du rendement thermique à la puissance maximale du cycle supercritique ont été trouvés. La formule théorique du rendement à la puissance maximale est identique à la formule développée par Curzon et Ahlborn pour un moteur endoréversible. Selon la formule théorique, le rendement thermique du cycle ORC à la puissance maximale ne dépend que des températures entrantes de la source thermique et du puits froid.

Dans la dernière phase, une optimisation thermo-économique a été effectuée pour une installation de la valorisation de rejets thermiques industriels basée sur un cycle ORC standard (sous-critique et supercritique). Le rendement exergetique du système et le coût moyen actualisé de l'électricité (LCOE) ont été pris comme fonctions objectifs pour les optimisations.

Dans le cas du cycle sous-critique, deux fluides organiques purs, c.à.d. le R245fa et le n-Pentane, et leurs mélanges zéotropes sont utilisés comme fluides de travail.

- Pour la maximisation du rendement exergetique, le cycle utilisant le n-Pentane comme fluide de travail présente le rendement exergetique le plus élevé (53.2 %). Le cycle ORC fonctionnant avec le R245fa présente également un rendement exergetique maximisé qui est légèrement plus élevé que celui des cycles utilisant les fluides de travail zéotropes étudiés. Cependant, le cycle ORC sous-critique fonctionnant avec les fluides zéotropes au maximum du rendement exergetique présentent des caractéristiques économiques plus

rentables par rapport au cycle utilisant le R245fa comme fluide de travail. Quelques cycles ORC sous-critiques basés sur les fluides zéotropes (les mélanges de 0.05 et de 0.1 en fraction massique du R245fa) présentent une valeur du LCOE même plus faible que la valeur du LCOE dans le cas du cycle fonctionnant avec le n-Pentane.

- Concernant la minimisation du LCOE, la comparaison entre les cycles utilisant deux fluides purs, c.à.d. le R245fa et le n-Pentane, et deux mélanges zéotropes (le mélange de 0.05 et de 0.1 de fraction massique du R245fa) est réalisée. Parmi ces fluides étudiés, le cycle utilisant le n-Pentane présente les meilleures caractéristiques économiques avec l'investissement spécifique le plus faible (3184 \$/kW), le temps de retour le plus court (10.78 ans) et la valeur la plus faible du LCOE (0.0863 \$/kWh). Par contre, le cycle ORC utilisant le n-Pentane présente non seulement le LCOE le plus faible mais présente aussi les rendements exergetiques et thermiques les plus importants pour ce scénario d'optimisation. Alors que le cycle utilisant le R245fa présente toujours les plus mauvaises caractéristiques économiques relatives lorsqu'il est à son propre optimum du LCOE. Les cycles ORC fonctionnant avec les mélanges à 5 % et à 10 % de fraction massique de R245fa présentent les caractéristiques économiques et les performances thermodynamiques comparables au cycle utilisant le n-Pentane pur comme médium de travail.

Pour le cas du cycle ORC supercritique, plusieurs fluides organiques purs possédant des températures critiques appropriées à la source chaude disponible ont été étudiés pour la maximisation du rendement exergetique et la minimisation du LCOE

- Pour la maximisation du rendement exergetique, le cycle basé sur le R134a présente le rendement exergetique le plus élevé (56.6 %). Le rendement exergetique maximisé le plus faible est trouvé pour le cycle utilisant le R152a. Cependant, le cycle utilisant ce fluide de travail présente le rendement thermique le plus important et les meilleures caractéristiques économiques pour le scénario d'optimisation du rendement exergetique. Pour le cas du cycle supercritique utilisant le R1234ze, qui peut être considéré comme l'alternative pour le R134a dans l'avenir, les performances thermodynamiques du système sont similaires au cycle fonctionnant avec le R134a mais le LCOE est plus élevé à cause du prix d'achat élevé du R1234ze. Comparant le cycle supercritique ayant le rendement exergetique le plus élevé avec celui sous-critique, les performances thermodynamiques du cycle ORC supercritique sont plus élevées que ceux du cycle sous-critique mais les caractéristiques économiques sont moins rentables.

- Dans le cas de l'optimisation du LCOE, Le système supercritique fonctionnant avec le R152a présente les meilleures performances économiques. Il a avec un investissement spécifique de 3545 \$/kW, un LCOE de 0.0975 \$/kWh et un temps de retour sur l'investissement de 13.7 ans. Le R134a se présente également comme un fluide potentiel pour le cycle supercritique avec une valeur du LCOE légèrement plus élevée que celle du cycle basé sur le R152a. De plus, la non-inflammabilité du R134a est un plus pour son choix comme fluide à utiliser dans les cycles d'ORC destinés à la valorisation de rejets thermiques industriels.

Concernant les éléments de l'investissement total, le coût module de la turbine est le plus élevé. Il contribue approximativement pour 40 % (cycle sous-critique) et pour plus de 30 % (cycle supercritique) à l'investissement total de l'installation de valorisation de rejets thermiques. Par conséquent, la turbine est le composant clé et son coût influence fortement la faisabilité économique du projet de valorisation de rejets thermiques par un cycle ORC. Dans le cas de l'installation basée sur le R245fa pour le cycle sous-critique et sur le R1234ze pour le cycle supercritique, le coût du fluide de travail représente une part importante (plus 12 %) de l'investissement total. Le prix du fluide organique est donc un critère important pour la sélection du fluide de travail.

7.2. Perspectives

Les perspectives de cette étude sont nombreuses, mais peuvent se focaliser selon nous sur les principaux points suivants

Une optimisation technique et/ou économique des systèmes ORC, en développant plus complètement les modèles de machines de détente (turbine ; machines volumétriques), les modèles d'échangeurs (intension de la méthodologie des échangeurs à tubes et calandre, à d'autres types d'échangeurs : échangeurs à plaques, échangeurs compacts), les modèles de liaison et d'autres composant (par prise en compte des pertes thermiques et de charge ou pression)

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

L'optimisation multicritères constitue ainsi un volet plus fondamental et important. Les objectifs scientifiques (dont analyse entropique et exergetique), puis environnementaux (diminution de l'empreinte carbone), et économique (analyse exergo-économique, avec

Chapitre 7: Conclusions et perspectives

l'absence de corrélation exergo-économique dans le domaine) constituent autant de challenge à renouveler.

Enfin aux optimisations statiques (de conception) en régime stationnaire, le plus souvent nominale, il y a lieu d'ajouter, l'optimisation donc en régime transitoire qui revet toute son importance en vue du contrôle – commande.

ANNEXES

A1 : Fluides dans la base de données REFPROP

A1.1. Fluides purs dans la base de données REFPROP

Short Name	File Name	CAS Number	Full Chemical Name	EOS Limits
acetone	acetone.fld	67-64-1	propanone	178.5-550 K, 700 MPa
ammonia	ammonia.fld	7664-41-7	ammonia	195.495-700 K, 1000 MPa
argon	argon.fld	7440-37-1	argon	83.8058-2000 K, 1000 MPa
benzene	benzene.fld	71-43-2	benzene	278.674-725 K, 500 MPa
butane	butane.fld	106-97-8	n-butane	134.895-575 K, 200 MPa
butene	1butene.fld	106-98-9	1-butene	87.8-525 K, 70 MPa
carbon dioxide	co2.fld	124-38-9	carbon dioxide	216.592-2000 K, 800 MPa
carbon monoxide	co.fld	630-08-0	carbon monoxide	68.16-500 K, 100 MPa
carbonyl sulfide	cos.fld	463-58-1	carbon oxide sulfide	134.3-650 K, 50 MPa
cis-butene	c2butene.fld	590-18-1	cis-2-butene	134.3-525 K, 50 MPa
cyclohexane	cyclohex.fld	110-82-7	cyclohexane	279.47-700 K, 250 MPa
cyclopentane	cyclopen.fld	287-92-3	cyclopentane	179.7-550 K, 250 MPa
cyclopropane	cyclopro.fld	75-19-4	cyclopropane	273-473 K, 28 MPa
D4	d4.fld	556-67-2	octamethylcyclotetrasiloxane	290.25-673 K, 30 MPa
D5	d5.fld	541-02-6	decamethylcyclopentasiloxane	300-673 K, 30 MPa
D6	d6.fld	540-97-6	dodecamethylcyclohexasiloxane	270.2-673 K, 30 MPa
decane	decane.fld	124-18-5	decane	243.5-675 K, 800 MPa
deuterium	d2.fld	7782-39-0	deuterium	18.724-600 K, 2000 MPa
diethyl ether	dee.fld	60-29-7	diethyl ether	270-500 K, 40 MPa
dimethyl carbonate	dmc.fld	616-38-6	dimethyl ester carbonic acid	277.06-600 K, 60 MPa
dimethylether	dme.fld	115-10-6	methoxymethane	131.66-525 K, 40 MPa
dodecane	c12.fld	112-40-3	dodecane	263.6-700 K, 700 MPa
ethane	ethane.fld	74-84-0	ethane	90.368-675 K, 900 MPa
ethanol	ethanol.fld	64-17-5	ethyl alcohol	159-650 K, 280 MPa
ethylbenzene	ebenzene.fld	100-41-4	phenylethane	178.2-700 K, 60 MPa
ethylene	ethylene.fld	74-85-1	ethene	103.986-450 K, 300 MPa
fluorine	fluorine.fld	7782-41-4	fluorine	53.4811-300 K, 20 MPa
heavy water	d2o.fld	7789-20-0	deuterium oxide	276.97-800 K, 100 MPa
helium	helium.fld	7440-59-7	helium-4	2.1768-2000 K, 1000 MPa
heptane	heptane.fld	142-82-5	heptane	182.55-600 K, 100 MPa
hexane	hexane.fld	110-54-3	hexane	177.83-600 K, 100 MPa
hydrogen (normal)	hydrogen.fld	1333-74-0	hydrogen (normal)	13.957-1000 K, 2000 MPa
hydrogen chloride	hcl.fld	7647-01-0	hydrogen chloride	155-330 K, 20 MPa
hydrogen sulfide	h2s.fld	7783-06-4	hydrogen sulfide	187.7-760 K, 170 MPa
isobutane	isobutan.fld	75-28-5	2-methylpropane	113.73-575 K, 35 MPa
isobutene	ibutene.fld	115-11-7	2-methyl-1-propene	132.4-550 K, 50 MPa
isohexane	ihexane.fld	107-83-5	2-methylpentane	119.6-550 K, 1000 MPa
isooctane	ioctane.fld	540-84-1	2,2,4-trimethylpentane	165.77-600 K, 1000 MPa
isopentane	ipentane.fld	78-78-4	2-methylbutane	112.65-500 K, 1000 MPa
krypton	krypton.fld	7439-90-9	krypton	115.775-750 K, 200 MPa
m-xylene	mxylyne.fld	108-38-3	1,3-dimethylbenzene	225.3-700 K, 200 MPa
MD2M	md2m.fld	141-62-8	decamethyltetrasiloxane	205.2-673 K, 30 MPa
MD3M	md3m.fld	141-63-9	dodecamethylpentasiloxane	192-673 K, 30 MPa
MD4M	md4m.fld	107-52-8	tetradecamethylhexasiloxane	300-673 K, 30 MPa
MDM	mdm.fld	107-51-7	octamethyltrisiloxane	187.2-673 K, 30 MPa
methane	methane.fld	74-82-8	methane	90.6941-625 K, 1000 MPa
methanol	methanol.fld	67-56-1	methanol	175.61-620 K, 800 MPa
methyl linoleate	molinolea.fld	112-63-0	methyl (Z,Z)-9,12-octadecadienoate	238.1-1000 K, 50 MPa
methyl linolenate	mmlinolen.fld	301-00-8	methyl (Z,Z,Z)-9,12,15-octadecatrienoate	218.65-1000 K, 50 MPa
methyl oleate	moleate.fld	112-62-9	methyl cis-9-octadecenoate	253.47-1000 K, 50 MPa
methyl palmitate	mpalmita.fld	112-39-0	methyl hexadecanoate	302.71-1000 K, 50 MPa
methyl stearate	mstearat.fld	112-61-8	methyl octadecanoate	311.84-1000 K, 50 MPa
methylcyclohexane	c1cc6.fld	108-87-2	methylcyclohexane	146.7-600 K, 500 MPa
MM	mm.fld	107-46-0	hexamethyldisiloxane	273-673 K, 30 MPa
neon	neon.fld	7440-01-9	neon	24.556-700 K, 700 MPa
neopentane	neopentn.fld	463-82-1	2,2-dimethylpropane	256.6-550 K, 200 MPa
nitrogen	nitrogen.fld	7727-37-9	nitrogen	63.151-2000 K, 2200 MPa
nitrogen trifluoride	nf3.fld	7783-54-2	nitrogen trifluoride	85-500 K, 50 MPa

A1: Fluides dans la base de données REFPROP

nitrous oxide	n2o.fld	10024-97-2	dinitrogen monoxide	182.33-525 K, 50 MPa
nonane	nonane.fld	111-84-2	nonane	219.7-600 K, 800 MPa
o-xylene	oxylene.fld	95-47-6	1,2-dimethylbenzene	247.985-700 K, 70 MPa
octane	octane.fld	111-65-9	octane	216.37-600 K, 100 MPa
orthohydrogen	orthohyd.fld	1333-74-0o	orthohydrogen	14.008-1000 K, 2000 MPa
oxygen	oxygen.fld	7782-44-7	oxygen	54.361-2000 K, 82 MPa
p-xylene	pxylene.fld	106-42-3	1,4-dimethylbenzene	286.4-700 K, 200 MPa
parahydrogen	parahyd.fld	1333-74-0p	parahydrogen	13.8033-1000 K, 2000 MPa
pentane	pentane.fld	109-66-0	pentane	143.47-600 K, 100 MPa
perfluorobutane	c4f10.fld	355-25-9	decafluorobutane	189-500 K, 30 MPa
perfluoropentane	c5f12.fld	678-26-2	dodecafluoropentane	148.363-500 K, 30 MPa
propane	propane.fld	74-98-6	propane	85.525-650 K, 1000 MPa
propylcyclohexane	c3cc6.fld	1678-92-8	n-propylcyclohexane	178.2-650 K, 50 MPa
propylene	propylen.fld	115-07-1	propene	87.953-575 K, 1000 MPa
propyne	propyne.fld	74-99-7	propyne	273-474 K, 32 MPa
sulfur dioxide	so2.fld	7446-09-5	sulfur dioxide	197.7-525 K, 35 MPa
sulfur hexafluoride	sf6.fld	2551-62-4	sulfur hexafluoride	223.555-625 K, 150 MPa
toluene	toluene.fld	108-88-3	methylbenzene	178-700 K, 500 MPa
trans-butene	t2butene.fld	624-64-6	trans-2-butene	167.6-525 K, 50 MPa
trifluoroiodomethane	cf3i.fld	2314-97-8	trifluoroiodomethane	120-420 K, 20 MPa
undecane	c11.fld	1120-21-4	undecane	247.541-700 K, 500 MPa
water	water.fld	7732-18-5	water	273.16-2000 K, 1000 MPa
xenon	xenon.fld	7440-63-3	xenon	161.405-750 K, 700 MPa
1,1,1,2,2,4,5,5,5-nonafluoro-4-(trifluoromethyl)-3-pentanone	novcec649.fld	756-13-8	Dodecafluoro-2-methylpentan-3-one	165-500 K, 50 MPa
R11	r11.fld	75-69-4	trichlorofluoromethane	162.68-625 K, 30 MPa
R113	r113.fld	76-13-1	1,1,2-trichloro-1,2,2-trifluoroethane	236.93-525 K, 200 MPa
R114	r114.fld	76-14-2	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	273.15-507 K, 21 MPa
R115	r115.fld	76-15-3	chloropentafluoroethane	173.75-550 K, 60 MPa
R116	r116.fld	76-16-4	hexafluoroethane	173.1-425 K, 50 MPa
R12	r12.fld	75-71-8	dichlorodifluoromethane	116.099-525 K, 200 MPa
R1216	r1216.fld	116-15-4	hexafluoropropene	117.654-400 K, 12 MPa
R123	r123.fld	306-83-2	2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane	166-600 K, 40 MPa
R1233zd(E)	r1233zd.fld	102687-65-0	1-chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene	195.15-550 K, 100 MPa
R1234yf	r1234yf.fld	754-12-1	2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene	220-410 K, 30 MPa
R1234ze(E)	r1234ze.fld	29118-24-9	trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene	168.62-420 K, 20 MPa
R124	r124.fld	2837-89-0	1-chloro-1,2,2,2-tetrafluoroethane	120-470 K, 40 MPa
R125	r125.fld	354-33-6	pentafluoroethane	172.52-500 K, 60 MPa
R13	r13.fld	75-72-9	chlorotrifluoromethane	92-403 K, 35 MPa
R134a	r134a.fld	811-97-2	1,1,1,2-tetrafluoroethane	169.85-455 K, 70 MPa
R14	r14.fld	75-73-0	tetrafluoromethane	120-623 K, 51 MPa
R141b	r141b.fld	1717-00-6	1,1-dichloro-1-fluoroethane	169.68-500 K, 400 MPa
R142b	r142b.fld	75-68-3	1-chloro-1,1-difluoroethane	142.72-470 K, 60 MPa
R143a	r143a.fld	420-46-2	1,1,1-trifluoroethane	161.34-650 K, 100 MPa
R152a	r152a.fld	75-37-6	1,1-difluoroethane	154.56-500 K, 60 MPa
R161	r161.fld	353-36-6	fluoroethane	130-450 K, 5 MPa
R21	r21.fld	75-43-4	dichlorofluoromethane	200-473 K, 138 MPa
R218	r218.fld	76-19-7	octafluoropropane	125.45-440 K, 20 MPa
R22	r22.fld	75-45-6	chlorodifluoromethane	115.73-550 K, 60 MPa
R227ea	r227ea.fld	431-89-0	1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane	146.35-475 K, 60 MPa
R23	r23.fld	75-46-7	trifluoromethane	118.02-475 K, 120 MPa
R236ea	r236ea.fld	431-63-0	1,1,1,2,3,3,3-hexafluoropropane	240-412 K, 6 MPa
R236fa	r236fa.fld	690-39-1	1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane	179.6-400 K, 70 MPa
R245ca	r245ca.fld	679-86-7	1,1,2,2,3-pentafluoropropane	191.5-450 K, 10 MPa
R245fa	r245fa.fld	460-73-1	1,1,1,3,3-pentafluoropropane	171.05-440 K, 200 MPa
R32	r32.fld	75-10-5	difluoromethane	136.34-435 K, 70 MPa
R365mfc	r365mfc.fld	406-58-6	1,1,1,3,3-pentafluorobutane	239-500 K, 35 MPa
R40	r40.fld	74-87-3	methyl chloride	230-630 K, 100 MPa
R41	r41.fld	593-53-3	fluoromethane	129.82-425 K, 70 MPa
RC318	rc318.fld	115-25-3	octafluorocyclobutane	233.35-623 K, 60 MPa
RE143a	re143a.fld	421-14-7	methyl trifluoromethyl ether	240-420 K, 7.2 MPa
RE245cb2	re245cb2.fld	22410-44-2	methyl-pentafluoroethyl-ether	250-500 K, 20 MPa
RE245fa2	re245fa2.fld	1885-48-9	2,2,2-trifluoroethyl-difluoromethyl-ether	250-500 K, 400 MPa
RE347mcc	re347mcc.fld	375-03-1	methyl-heptafluoropropyl-ether	250-500 K, 20 MPa

A1.2. Les mélanges prédéfinis dans la base de données REFPROP

Refrigerants		Composition (mass percentages)	Composition (molar fractions)
ASHRAE Designation	Components		
R401A	R22/R152a/R124	53/13/34	0.57885/0.18587/0.23527
R401B	R22/R152a/R124	61/11/28	0.65492/0.15461/0.19047
R401C	R22/R152a/R124	33/15/52	0.38559/0.22945/0.38496
R402A	R125/Propane/R22	60/2/38	0.50766/0.04606/0.44628
R402B	R125/Propane/R22	38/2/60	0.29986/0.04296/0.65719
R403A	Propane/R22/R218	5/75/20	0.10430/0.79785/0.09785
R403B	Propane/R22/R218	5/56/39	0.11708/0.66873/0.21418
R404A	R125/R134a/R143a	44/4/52	0.35782/0.03826/0.60392
R405A	R22/R152a/R142b/RC318	45/7/5.5/42.5	0.58240/0.11860/0.06125/0.23776
R406A	R22/Isobutane/R142b	55/4/41	0.57156/0.06184/0.36660
R407A	R32/R125/R134a	20/40/40	0.34642/0.30032/0.35326
R407B	R32/R125/R134a	10/70/20	0.19787/0.60036/0.20177
R407C	R32/R125/R134a	23/25/52	0.38111/0.17956/0.43933
R407D	R32/R125/R134a	15/15/70	0.26227/0.11368/0.62405
R407E	R32/R125/R134a	25/15/60	0.40261/0.10471/0.49268
R407F	R32/R125/R134a	30/30/40	0.47319/0.20511/0.32170
R408A	R125/R143a/R22	7/46/47	0.05075/0.47628/0.47297
R409A	R22/R124/R142b	60/25/15	0.67609/0.17848/0.14543
R409B	R22/R124/R142b	65/25/10	0.72671/0.17709/0.09620
R410A	R32/R125	50/50	0.69761/0.30239
R410B	R32/R125	45/55	0.65369/0.34631
R411A	Propylene/R22/R152a	1.5/87.5/11	0.02936/0.83347/0.13717
R411B	Propylene/R22/R152a	3/94/3	0.05922/0.90305/0.03773
R412A	R22/R218/R142b	70/5/25	0.74619/0.02451/0.22930
R413A	R218/R134a/Isobutane	9/88/3	0.04976/0.89658/0.05366
R414A	R22/R124/Isobutane/R142b	51/28.5/4/16.5	0.57172/0.20242/0.06671/0.15915
R414B	R22/R124/Isobutane/R142b	50/39/1.5/9.5	0.58744/0.29031/0.02622/0.09603
R415A	R22/R152a	82/18	0.77678/0.22322
R415B	R22/R152a	25/75	0.20295/0.79705
R416A	R134a/R124/Butane	59/39.5/1.5	0.64718/0.32393/0.02888
R417A	R125/R134a/Butane	46.6/50/3.4	0.41446/0.52310/0.06244
R418A	Propane/R22/R152a	1.5/96/2.5	0.02878/0.93920/0.03202
R419A	R125/R134a/DME	77/19/4	0.70146/0.20360/0.09494
R420A	R134a/R142b	88/12	0.87839/0.12161
R421A	R125/R134a	58/42	0.54001/0.45999
R421B	R125/R134a	85/15	0.82810/0.17190
R422A	R125/R134a/Isobutane	85.1/11.5/3.4	0.80550/0.12804/0.06646
R422B	R125/R134a/Isobutane	55/42/3	0.49729/0.44670/0.05601
R422C	R125/R134a/Isobutane	82/15/3	0.77476/0.16671/0.05853
R422D	R125/R134a/Isobutane	65.1/31.5/3.4	0.59629/0.33940/0.06431
R423A	R134a/R227ea	52.5/47.5	0.64812/0.35188
R424A	R125/R134a/Isobutane/Butane/ Isopentane	50.5/47.9/1/0.6	0.45615/0.49939/0.01679/0.01865/ 0.00902
R425A	R32/R134a/R227ea	18.5/69.5/12	0.32113/0.61513/0.06373
R426A	R125/R134a/Butane/Isopentane	5.1/93/1.3/0.6	0.04315/0.92568/0.02272/0.00845
R427A	R32/R125/R143a/R134a	15/25/10/50	0.26078/0.18839/0.10762/0.44321
R428A	R125/R143a/Propane/Isobutane	77.5/20/0.6/1.9	0.69433/0.25589/0.01463/0.03515
R429A	Dimethyl ether/R152a/Isobutane	60/10/30	0.66113/0.07685/0.26201
R430A	R152a/Isobutane	76/24	0.73591/0.26409
R431A	Propane/R152a	71/29	0.78574/0.21426
R432A	Propylene/Dimethyl ether	80/20	0.81410/0.18590
R433A	Propylene/Propane	30/70	0.30992/0.69008
R434A	R125/R143a/R134a/Isobutane	63.2/18/16/2.8	0.55678/0.22647/0.16581/0.05094
R435A	Dimethyl ether/R152a	80/20	0.85152/0.14848
R436A	Propane/Isobutane	56/44	0.62653/0.37347
R436B	Propane/Isobutane	52/48	0.58813/0.41187

A1: Fluides dans la base de données REFPROP

ASHRAE Designation	Components	Composition (mass percentages)	Composition (molar fractions)
R437A	R125/R134a/Butane/Pentane	19.5/78.5/1.4/0.6	0.16850/0.79790/0.02498/0.00862
R438A	R32/R125/R134a/Butane/Isopentane	8.5/45/44.2/1.7/0.6	0.16191/0.37156/0.42930/0.02899/0.00824
R441A	Ethane/Propane/Isobutane/Butane	3.1/54.8/6/36.1	0.04980/0.60031/0.049865/0.30002
R442A	R32/R125/R134a/R152a/R227ea	31/31/30/3/5	0.48722/0.21119/0.24041/0.037137/0.024044
R443A	Propylene/Propane/Isobutane	55/40/5	0.56823/0.39437/0.037399
R444A	R32/R152a/R1234ze(E)	12/5/83	0.22304/0.073198/0.70376
R500	R12/R152a	73.8/26.2	0.60610/0.39390
R501	R22/R12	75/25	0.80751/0.19249
R502	R22/R115	48.8/51.2	0.62999/0.37001
R503	R23/R13	40.1/59.9	0.49970/0.50030
R504	R32/R115	48.2/51.8	0.73424/0.26576
R507A	R125/R143a	50/50	0.41184/0.58816
R508A	R23/R116	39/61	0.55758/0.44242
R508B	R23/R116	46/54	0.62675/0.37325
R509A	R22/R218	44/56	0.63079/0.36921
R510A	Dimethyl ether/Isobutane	88/12	0.90246/0.09754
R512A	R134a/R152a	5/95	0.032949/0.96705

Natural Gas Mixtures and Air

Mixture	Components	Composition (Mass Percentages)	Composition (Molar Fractions)
Air	Nitrogen/Argon/Oxygen	75.57/1.27/23.16	0.7812/0.0092/0.2096
Amarillo Gas	methane/nitrogen/ CO2/ethane/ propane/isobutane/ butane/isopentane/ pentane/hexane	82.672/4.9807/ 1.1696/7.7379/ 2.0751/0.34255/ 0.5163/0.13162/ 0.18165/0.19248	0.90672/0.031284/ 0.004676/0.045279/ 0.00828/0.001037/ 0.001563/0.000321/ 0.000443/0.000393
Ekofisk Gas	methane/nitrogen/ CO2/ethane/ propane/isobutane/ butane/isopentane/ pentane	73.432/1.5028/ 3.5066/13.605/ 5.4074/1.0796/ 1.0858/0.19567/ 0.18452	0.85906/0.010068/ 0.014954/0.084919/ 0.023015/0.003486/ 0.003506/0.000509/ 0.00048
Gulf Coast Gas	methane/nitrogen/ CO2/ethane/ propane/isobutane/ butane/isopentane/ pentane/hexane	92.176/0.43273/ 1.5603/3.2551/ 1.2064/0.33802/ 0.3484/0.20314/ 0.13915/0.34061	0.96522/0.002595/ 0.005956/0.018186/ 0.004596/0.000977/ 0.001007/0.000473/ 0.000324/0.000664
High CO2 and Nitrogen Gas	methane/nitrogen/ CO2/ethane/ propane/isobutane/ butane	65.706/8.0556/ 16.835/6.5252/ 1.9903/0.44261/ 0.44554	0.81212/0.05702/ 0.07585/0.04303/ 0.00895/0.00151/ 0.00152
High Nitrogen Gas	methane/nitrogen/ CO2/ethane/ propane/isobutane/ butane	70.061/20.227/ 2.3246/5.3209/ 1.4306/0.31167/ 0.32414	0.81441/0.13465/ 0.00985/0.033/ 0.00605/0.001/ 0.00104

A2 : Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES

A2.1. Addition des données de propriétés de gaz parfait

Pour ajouter les informations de propriétés de gaz parfait, les utilisateurs doivent fournir les paramètres nécessaires pour les corrélations de propriétés thermodynamiques et de transport. Les paramètres sont placés dans un fichier texte qui doit être mis dans le sous-répertoire \UserLib dans le dossier EES.

Les fichiers de propriétés de gaz parfait devront avoir une extension de fichier « .idg ». Le fluide obéit à l'équation d'état de gaz parfait. Les corrélations sont demandées pour la chaleur spécifique à pression constante, la viscosité, et la conductivité thermique comme une fonction de température. Noter que les attentions particulières doivent être accordées aux états de références si le gaz est utilisé dans des calculs incluant des réactions chimiques. C'est pourquoi, l'enthalpie de formation et les valeurs de l'entropie au sens du troisième principe de thermodynamique (ou l'entropie absolue¹⁷) à 298.2 K et 1 bar (ou 1 atm) doivent être données.

Le format d'un fichier de propriétés de gaz parfait est trouvé dans la Figure A2. 1

La première ligne fournit le nom de gaz parfait dans la variable « Name ». La seconde ligne donne la masse moléculaire dans la variable « MW ». Les lignes prochaines fournissent les entrées pour la corrélation utilisée pour calculer la chaleur spécifique à la pression constante. La forme de corrélation est comme suite:

$$C_p(T) = \sum_{i=0}^9 a_i \left(\frac{T}{T_n} \right)^{b_i} \quad (5.122)$$

Où

¹⁷ L'entropie absolue (ou l'entropie au sens du troisième principe de thermodynamique) d'une substance à telle température et pression peut être déterminée si la dépendance de la pression et température de l'entropie est connue: il faut savoir comment les entropies molaires \sum_m^0 tabulées à 298 K et 1 bar sont déterminées.

A2: Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES

C_p est la chaleur spécifique à la pression constante, $\text{kJ.kmol}^{-1}.\text{K}^{-1}$

T est la température, K

T_n est une température de normalisation, K

Les coefficients a_0 à a_9 et b_0 à b_9 sont donnés ainsi que les limites inférieures et supérieures sur la gamme de la validité pour la corrélation ($T_{\text{low_cP}}$, $T_{\text{high_cP}}$)

```
Name          {Name of ideal gas}
MW            {Molar mass of fluid}
Tn           {Tn, normalizing temperature in K}
T_low_cP     {Lower temperature limit of cP correlation in K}
T_high_cP    {Upper temperature limit of cP correlation in K}
a0 b0        {a0, b0  cP = sum(a[i]*(T/Tn)^b[i], i=0,9 in kJ/kmole-K}
a1 b1        {a1, b1}
a2 b2        {a2, b2}
a3 b3        {a3, b3}
a4 b4        {a4, b4}
a5 b5        {a5, b5}
a6 b6        {a6, b6}
a7 b7        {a7, b7}
a8 b8        {a8, b8}
a9 b9        {a9, b9}
T_ref        {T_ref in K}
P_ref        {P_ref in kPa}
hform        {hform - enthalpy of formation in kJ/kmol at T_ref}
s0           {s0 - Third law entropy in kJ/kmol-K at T_ref and P_ref}
0            {reserved - set to 0}
0            {reserved - set to 0}
T_low_visc   {Lower temperature limit of viscosity correlation in K}
T_high_visc  {Upper temperature limit of viscosity correlation in K}
v0           {v0  Viscosity = sum(v[i]*T^(i-1)) for i=0 to 5 in Pa-s}
v1           {v1}
v2           {v2}
v3           {v3}
v4           {v4}
v5           {v5}
T_low_k      {Lower temperature limit of thermal conductivity correlation in K}
T_high_k     {Upper temperature limit of thermal conductivity correlation in K}
t0           {t0  Thermal Conductivity = sum(t[i]*T^(i-1)) for i=0 to 5 in W/m-K}
t1           {t1}
t2           {t2}
t3           {t3}
t4           {t4}
t5           {t5}
0            {Terminator - set to 0}
```

Figure A2. 1. Format d'un fichier de propriétés de gaz parfait

Les lignes suivantes fournissent la température (T_{ref}) et la pression (P_{ref}) de référence en K et en kPa, respectivement. L'enthalpie de formation (h_{form}) et l'entropie absolue en $[\text{kJ/kmol}]$ et $[\text{kJ.kmol}^{-1}.\text{K}^{-1}]$, respectivement, aux conditions de référence doivent être données. Les lignes restantes fournissent les corrélations pour la viscosité et la conductivité thermique. La forme de ces corrélations est comme suit:

A2: Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES

$$\mu(T) = \sum_{i=0}^5 v_i T^{i-1} \quad (5.123)$$

Et

$$k(T) = \sum_{i=0}^5 t_i T^{i-1} \quad (5.124)$$

Où

μ est la viscosité, Pa.s

k est la conductivité thermique, W.m⁻¹.K⁻¹

Les coefficients v0 à v5 et t0 à t5 ainsi que les limites inférieures et supérieures de température (T_low_visc, T_high_visc, T_low_k et T_high_k) de ces corrélations doivent être données.

A2.2. Addition des données de propriétés de fluides réels utilisant l'équation d'état Martin-Hou

Les informations de propriétés peuvent être ajoutées pour les fluides qui peuvent être représentés par l'équation d'état de Martin-Hou (1955). Les paramètres d'entrées pour un fluide réel sont donnés dans un fichier d'extension «.mhe» (pour Martin-Hou Equation). Ce fichier doit être placé dans le sous-répertoire ... \UserLib dans le dossier EES.

Le format du fichier de propriétés de Martin-Hou est donné dans la Figure A2. 2

Le fichier contient 75 lignes après une ligne de commentaire ou plus. La première ligne après les commentaires donne le nom du fluide.

Chacune des 74 lignes suivantes contient un nombre. La masse moléculaire, MW, doit être fournie. Suivant les coefficients pour la corrélation pour la masse volumique du liquide:

$$\rho_l(T) = a_d + b_d T_z^{1/3} + c_d T_z^{2/3} + d_d T_z + e_d T_z^{4/3} + f_d T_z^{1/2} + g_d T_z^2 \quad (5.125)$$

Où

$$T_z = 1 - \frac{T}{T_c} \quad (5.126)$$

Où T_c est la température critique. Il est noté que chaque coefficient doit être donné en unité qui est cohérente avec ρ_l en [lb/ft³] et T en unité [°R].

A2: Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES

$$\left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right] = 16.02 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$[^\circ\text{R}] = ([^\circ\text{C}] + 273.15) \times \frac{9}{5}$$

```
//Comment line 1
//Comment line 2
//additional comment lines as necessary
Name|Fluid Information message
MW          {molecular weight}
0           {not used}
ad          {ad Liquid density fit=ad*Tz^(1/3)+cd*Tz^(2/3)+dd*Tz+ed*Tz^(4/3) }
bd          {bd          +fd*sqrt(Tz)+gd*(Tz)^2}
cd          {cd          where Tz=(1-T/Tc) and Liquid Density[=]lbm/ft3 }
dd          {dd}
ed          {ed}
fd          {fd}
gd          {gd}
ap          {ap Vapor pressure fit: lnP=ap/T+bp+cp*T+dp*(1-T/Tc)^1.5+ep*T^2}
bp          {bp          where T[=] R and P[=]psia}
cp          {cp}
dp          {dp}
ep          {ep}
0           {not used}
R           {Gas constant in psia-ft3/lbm-R}
b           {b Constants for Martin-Hou EOS/English units
A2          {A2          where P[=] psia, T[=]R and v[=]ft^3/lbm}
B2          {B2}
C2          {C2}
A3          {A3}
B3          {B3}
C3          {C3}
A4          {A4}
B4          {B4}
C4          {C4}
A5          {A5}
B5          {B5}
C5          {C5}
A6          {A6}
B6          {B6}
C6          {C6}
Bexp       {Bexp - Martin-Hou exponential constant}
alpha      {alpha}
C'         {C'}
ac          {ac Cv0 fit Cv(0 pressure) = ac + bc*T + cc*T^2 + dc*T^3 + ec/T^2 }
bc          {bc          where T[=]R and Cv[=]Btu/lbm-R }
cc          {cc}
dc          {dc}
ec          {ec}
href       {href offset set to 0 for sat'd liquid at -40F}
sref       {sref offset}
Pc         {Pc [=] psia}
Tc         {Tc [=] R}
vc         {vc [=] ft3/lbm}
0           {not used}
0           {not used}
VCT        {Viscosity correlation type: 2 poly gas&liq 2.1 poly gas/log liq}
Tlowgv     {Lower limit of gas viscosity correlation in K}
Thighgv    {Upper limit of gas viscosity correlation in K}
Agv        {Agv GasViscosity*1E12=Agv+Bgv*T+Cgv*T^2+Dgv*T^3}
Bgv        {Bgv          where T[=]K and GasViscosity[=]N-s/m2 }
Cgv        {Cgv}
Dgv        {Dgv}
Tlowlv     {Lower limit of liquid viscosity correlation in K}
Thighlv    {Upper limit of liquid viscosity correlation in K}
Alv        {Alv log10(Liquid Viscosity)=Alv+Blv/T+Clv*T+Dlv*T^2}
Blv        {Blv          where T[=]K and Liquid Viscosity[=]N-s/m2}
Clv        {Clv}
Dlv        {Dlv}
kCT        {Conductivity correlation type: set to 2 poly gas&liq: do not change}
Tlowgk     {Lower limit of gas conductivity correlation in K}
Thighgk    {Upper limit of gas conductivity correlation in K}
Agk        {Agk GasConductivity=Agk+Bgk*T+Cgk*T^2+Dgk*T^3}
Bgk        {Bgk          where T[=]K and GasConductivity[=]W/m-K}
Cgk        {Cgk}
Dgk        {Dgk}
Tlowlk     {Lower limit of liquid conductivity correlation in K}
Thighlk    {Upper limit of liquid conductivity correlation in K}
Alk        {Alk LiquidConductivity=Alk+Blk*T+Clk*T^2+Dlk*T^3}
Blk        {Blk          where T[=]K and LiquidConductivity[=]W/m-K}
Clk        {Clk}
Dlk        {Dlk}
0           {not used: terminator}
```

Figure A2. 2. Format d'un fichier de propriétés de fluide réel

A2: Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES

Les coefficients pour la corrélation pour la pression de vapeur:

$$\ln(P_v) = \frac{a_P}{T} + b_P + c_P T + d_P \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1.5} + e_P T_z^2 \quad (5.127)$$

Doit être fournis en unités qui sont cohérentes avec P_v en [psia] et T en unité de [°R].

$$[\text{psia}] = 6.89[\text{kPa}]$$

Les détails de l'équation d'état sont décrits ensuite. La pression, le volume et la température sont reliés par l'équation d'état de Martin-Hou dans la forme suivante

$$P = \frac{RT}{(v-b)} + \frac{A_2 + B_2 T + C_2 \exp\left(-\frac{\beta T}{T_c}\right)}{(v-b)^2} + \frac{A_3 + B_3 T + C_3 \exp\left(-\frac{\beta T}{T_c}\right)}{(v-b)^3} + \frac{A_4 + B_4 T + C_4 \exp\left(-\frac{\beta T}{T_c}\right)}{(v-b)^4} + \frac{A_5 + B_5 T + C_5 \exp\left(-\frac{\beta T}{T_c}\right)}{(v-b)^5} + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 \exp\left(-\frac{\beta T}{T_c}\right)}{\exp(\alpha v) [1 + C' \exp(\alpha v)]} \quad (5.128)$$

Les coefficients doivent être fournis en unités qui sont cohérentes avec P en [psia], T en [°R], en v en [ft³/lb].

$$[\text{ft}^3/\text{lb}] = 0.062[\text{m}^3/\text{kg}]$$

Une corrélation pour la chaleur spécifique de gaz parfait au volume constant (Cv_0) doit être donnée dans la forme suivante

$$Cv_0(T) = a_c + b_c T + c_c T^2 + d_c T^3 + \frac{e_c}{T^2} \quad (5.129)$$

Où les coefficients doivent être données en unités qui sont cohérentes avec Cv_0 en [Btu.lb⁻¹.R⁻¹] et T en [°R]. Les valeurs de h_{ref} et s_{ref} sont l'enthalpie spécifique et l'entropie spécifique aux conditions de référence (liquide saturé à -40°F = -40 °C)

$$[\text{Btu} \cdot \text{lb}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] = 2.326[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$[^\circ\text{F}] = [^\circ\text{C}] \times \frac{9}{5} + 32$$

Finalement, les coefficients pour les corrélations de la viscosité et de la conductivité thermique de la phase gazeuse et liquide doivent être donnés. Le premier paramètre (VCT) donne le type de corrélation pour la viscosité; actuellement il y a deux sélections, VCT = 2 indique le polynôme pour la viscosité gazeuse et liquide alors que VCT = 2.1 indique le

A2: Addition de propriétés de nouveaux fluides à la base de données existantes d'EES

polynôme pour la viscosité gazeuse et une fonction logarithmique pour la viscosité liquide.

Une corrélation du polynôme pour la viscosité de phase gazeuse est fournie par

$$\mu_g \times 10^{12} = A_{gv} + B_{gv}T + C_{gv}T^2 + D_{gv}T^3 \quad (5.130)$$

et pour la viscosité de la phase liquide est

$$\mu_l \times 10^{12} = A_{lv} + B_{lv}T + C_{lv}T^2 + D_{lv}T^3 \quad (5.131)$$

La corrélation logarithmique alternative pour la viscosité de la phase liquide est

$$\log_{10}(\mu_l) = A_{lv} + \frac{B_{lv}}{T} + C_{lv}T + D_{lv}T^2 \quad (5.132)$$

Les formes polynômiales des corrélations de la conductivité thermique sont similaires. Il est noté que les coefficients doivent être fournis en unités qui sont cohérentes avec μ en [Pa.s], k en [W.m⁻¹.K⁻¹], et T en [K].

A3 : Base de données thermodynamiques dans FluidProp

A3.1. GasMix

GasMix applique l'équation d'état de gaz parfait

$$Pv = RT \quad (5.133)$$

Avec une chaleur spécifique dépendant de la température sous la forme

$$Cp = (C_1 + C_2T + C_3T^2 + C_4T^3 + C_5T^4) \quad (5.134)$$

Les données du gaz viennent des Tableaux JANAF, comme documenté dans:

1.1. Gordon, S., McBride, B.J. *Computer Program for Calculation of complex Chemical Equilibrium Compositions. Lewis Research Center, NASA SP-273, 1971.*

Ou plus récent dans:

1.2. Chase, J.M.W., *J. Phys. Chem. Ref. Data, Monograph 9, 1998*

Les propriétés de transport sont calculées selon les méthodes suivantes

- La viscosité: Chapman & Endash
- La conductivité thermique: Eucken

Les détails de théorie et de données des fluides pour ces méthodes peuvent être trouvés dans:

1.3. Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Sherwood, T.K. *The Properties of Gases and Liquids*, 3rd ed., McGraw-Hill, 1977.

A3.2. IF97

IF97 exécute les modèles pour les propriétés thermodynamiques et de transport de l'eau et de vapeur d'eau selon le standard industriel d'IAPWS¹⁸-IF97 et documenté dans:

¹⁸ The International Association for the Properties of Water and Steam

A3: Base de données thermodynamiques dans FluidProp

2.1. Wagner, W. and A. Kruse, *Properties of water and steam: the industrial standard IAPWS-IF97 for the thermodynamic properties and supplementary equations for other properties: tables based on these equations*. 1998: Springer-Verlag. 338.

Les données principales de fluides sont illustrées comme suit:

Nom scientifique	water
Nom FluidProp (court)	H ₂ O
Nom FluidProp (long)	water
T_{crit} (°C)	373.946
P_{crit} (bar)	220.64
v_{crit} (m ³ /kg)	0.0031056
M (g/mol)	18.015257
R (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	461.526
T_{min} (°C)	0.01
T_{max} (°C)	
$P \leq 100$ bars	2000
$100 \leq P \leq 1000$ bars	800
v_{min} (m ³ /kg)	0.000957

A3.3. StanMix

Le modèle thermodynamique complet inclus dans StanMix est documenté dans les références suivantes

3.1. Colonna, P., June 1995. *Properties of Fluid Mixtures for Thermodynamic Cycles Applications*. Tech. rep., Stanford University, Stanford, CA.

3.2. Angelino, G. and Colonna, P., 1998. *Multicomponent working fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs)*. Energy, 23, pp. 449-463.

L'équation cubique PRSV (Peng-Robinson-Stryjek-Vera), qui est une équation d'état modifiée de Peng-Robinson particulièrement adapté pour l'estimation précise des propriétés de saturation, est décrite dans

3.3. Stryjek, R. and Vera, J. H., 1986. *PRSV: An Improved Peng-Robinson Equation Of State For Pure Compounds And Mixtures*. Can. J. Chem. Eng., 64, pp. 323-333.

Les règles de mélangeage de Wong et Sandler qui sont convenables pour la modélisation des mélanges non-idéals sont documentées dans

A3: Base de données thermodynamiques dans FluidProp

- 3.4. Wong, D. S. H., Sandler, S. I., and Orbey, H., 1992. *Equation Of State Mixing Rule For Nonideal Mixtures Using Available Activity Coefficient Model Parameters And That Allows Extrapolation Over Large Ranges Of Temperature And Pressure*. Ind. Eng. Chem. Res., 31, pp. 2033-2039.
- 3.5. Wong, D. S. H. and Sandler, S. I., 1992. *A Theoretically Correct Mixing Rule for Cubic Equations of State*. AIChE Journal, 38, pp. 671-680.
- 3.6. Huang, H. and Sandler, S. I., 1993. *Prediction of Vapor-Liquid Equilibria at High Pressures Using Activity Coefficient Parameters Obtained from Low Pressure Data: A comparison of Two Equations of State Mixing Rules*. Ind. Eng. Chem. Res., 32, pp. 1498-1503.
- 3.7. Orbey, H. and Sandler, S. I., 1993. *Accurate Equation of State Predictions at high temperatures and pressures using the existing UNIFAC model*. Fluid Phase Equilib., 85, pp. 41-54.
- 3.8. Sandler, S. I. et al., 1994. *Models For Thermodynamic and Phase Equilibria Calculations*. Marcel Dekker, New York.
- 3.9. Orbey, H. and Sandler, S. I., 1995. *On the Combination of Equation of State and Excess Free Energy Models*. Fluid Phase Equilib., 111, pp. 53-70.
- 3.10. Orbey, H. and Sandler, S. I., 1995. *Reformulation of Wong-Sandler Mixing Rules for Cubic Equations of State*. AIChE Journal, 41.
- 3.11. Orbey, H. and Sandler, S. I., 1995. *Equation of State modeling of Refrigerant Mixtures*. Ind. Eng. Chem. Res., 34, pp. 2520-2525.
- 3.12. Orbey, H. and Sandler, S. I., 1997. *A Comparison of Huron-Vidal Type Mixing Rules of Mixtures of Compounds with Large Size Differences, and a New Mixing Rule*. Fluid Phase Equilib., 132, pp. 1-14.
- 3.13. Shiflett, M. B. and Sandler, S. I., June 1998. *Modeling Fluorocarbon Vapor Liquid Equilibria using the Wong-Sandler model*. Fluid Phase Equilib., 147, pp. 145-162.

Le calcul du point critique pour un mélange est réalisé comme le calcul du point pseudo-critique si la composition est spécifiée par l'utilisateur, c'est pourquoi le résultat est fortement imprécis, mais une estimation est nécessaire pour tous les autres types de calculs. Pour les mélanges prédéfinis, le point critique est calculé avec une méthode « climbing », ou le calcul du point d'ébullition est répété en augmentant la température par pas petits jusqu'à ce qu'il ne

A3: Base de données thermodynamiques dans FluidProp

converge plus. C'est une estimation imprécise même si elle est meilleure que le calcul du point pseudo-critique.

A3.4. TPSI

Les instruments TPSI

4.1. Reynolds, W.C., Thermodynamic properties in S.I., Department of Mechanical Engineering - Stanford University, Stanford, CA, 1979

La première version du programme a été écrite par le Prof. W.C. Reynolds et distribué comme un programme exécutable DOS. Le programme a été modifié et étendu avec plus de fluides et de propriétés, comme documenté dans 4.2. Colonna, P., Rebay, S., and Silva, P., Computer Simulations of Dense Gas Flows Using Complex Equations of State for Pure Fluids and Mixtures and State of the Art Numerical Schemes. Tech. Rep., Università di Brescia, Via Branze, 38, 25123 Brescia, Italy, March 2002.

A4 : Informations du prix de fluide de travail pour le cycle ORC

A4.1. Honeywell

Sujet: RE: Fwd: Refrigerant pricing
De : "Bildikar, Shama" <Shama.Bildikar@Honeywell.com>
Date : 11/7/2012 12:19 AM
Pour : "'monsterh5@gmail.com'" <monsterh5@gmail.com>

Hello,

Thank you for your interest in Honeywell products for Organic Rankine Cycle. Honeywell currently offers 245fa and 134a for ORC applications. Price of 245fa is generally in the range of 27 Euros / Kg and 134a in the range of 5 Euros / Kg. We do not offer 1234yf for ORC applications.

I would be interested to learn more about the project you mention below and its scope and objectives. Appreciate it if you could send us some more details.

Regards,
Shama

Shama Bildikar
Strategic Marketing Manager
Honeywell Fluorine Products

151/1 Doraisanipalya, BG Road
Bangalore - 560076

Mobile: +91-9900017532
Tel : +91-80-26588360 Extn 47017
Fax : +91-80-26584750/51109907
Email : shama.bildikar@honeywell.com

From: Sanders, Paul
Sent: Tuesday, November 06, 2012 7:32 PM
To: 'monsterh5@gmail.com'; Bildikar, Shama
Cc: Achaichia, Abdennacer
Subject: Re: Fwd: Refrigerant pricing

Shama
Can you contact Van Long?
Thanks
Paul

From: Van Long Le [<mailto:monsterh5@gmail.com>]
Sent: Tuesday, November 06, 2012 02:01 PM
To: Sanders, Paul
Subject: Fwd: Refrigerant pricing

Dear Sir,

I am currently a PhD student at the University of Lorraine, France. I am working now on a national project for the industrial waste heat recovery by the Organic Rankine Cycle with the refrigerants (e.g R245fa, R134a, R1234yf...etc.) as the working fluid. Therefore, I write to you to beg you give me some informations of the refrigerant pricing. I promise you that these informations are only used for the research purpose and they are keep confidential.

I am very grateful for your help

Sincerely yours,

Van Long Le

A4: Informations du prix de fluide de travail pour le cycle ORC

A4.2. 3M

Sujet: Votre demande sur les fluides pour ORC

De : aebongue@mmm.com

Date : 2/20/2014 9:47 AM

Pour : van-long.le@univ-lorraine.fr

Copie à : mnoblet@mmm.com

Bonjour M. Le

Faisant suite à votre demande, je vous adresse des informations sur les produits demandés:

Novec 7000 :

La fiche technique(See attached file: *Novec 7000.pdf*)

Le tableau des propriétés thermodynamiques: (See attached file: *Novec HFE-7000_Thermodynamic Tables.xls*)

Information de prix:

Conditionnement 10 lbs (4,54kg) : 268,46 € HT

Conditionnement 300 lbs (136kg) : 6964,76 € HT

Novec 649:

La fiche technique(See attached file: *3M™ Novec™ 649 Engineered Fluid.pdf*)

Le tableau des propriétés thermodynamiques: (See attached file: *Novec 649 (thermo. props.)_R.xlsx*)

Information de prix:

Conditionnement 11 lbs (5 kg) : 269,74 € HT

Conditionnement 38 lbs (17,24 kg) : 878,456 € HT

Novec 774:

La fiche technique(See attached file: *3M™ Novec™774.pdf*)

Le tableau des propriétés thermodynamiques: pas encore disponible.

Information de prix: Le produit n'est pas encore commercialement disponible en Europe. Enregistrement REACH en cours. Le prix devrait se situer entre 60et 70€ HT / kg.

Bien cordialement



Abel Ebongué, Ph. D. | Technical service Specialist

3M Electronics Markets Materials

3M in France, CTC Avenue Boulé | F-95250, Beauchamp, France

Office: +33 1 30402668 | Mobile: +33683482311 | Fax: +33 1 30403450 | Triminet: 685 2668

aebongue@mmm.com | www.3m.com/innovation | www.3M.com/electronics

This communication contains confidential information intended only for the addressee(s) named above. If you are not the intended recipient, please return this email to the sender and delete from your records

Liste des publications

Articles de journal

1. **Le V. L.**, Feidt M., Kheiri A., Pelloux-Prayer S., Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids. *Energy*. 2014;67:513-26
2. Feidt M., Kheiri A., **Le V. L.**, Analyse exergetique d'un Cycle Organique de Rankine (COR) sous-critique pour récupérer les chaleurs perdues à basse température. *Termotechnica*; 2012(1): 12-17

Communications

1. Zoughaib A., Feidt M., Pelloux-Prayer S., Thibault F., **Le V. L.**, Chemins énergétiques pour la récupération d'énergies (CERES), Congrès Français de Thermique, Lyon, France 2014
2. **Le V. L.**, Feidt M., Kheiri A., Jumel S., Optimisation de la puissance du cycle organique de Rankine pour le cas supercritique en considérant le cycle endoréversible, Congrès Français de Thermique, Gérardmer, France 2013
3. **Le V. L.**, Jumel S., Feidt M., Kheiri A., Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for low-temperature waste heat recovery. ECEEE Industrial Summer Study. Arnhem, Netherlands 2012
4. Feidt M., Kheiri A., **Le V. L.**, Analyse exergetique d'un Cycle Organique de Rankine (COR) sous-critique pour récupérer les chaleurs perdues à basse température, Colloque Francophone sur l'Energie – Environnement – Economie et Thermodynamique (COFRET'12), Sozopol, Bulgaria 2012

Posters & Présentations

1. **Le V. L.**, Feidt M., Kheiri A., Cycle organique sous- et supercritique de Rankine pour la valorisation des rejets thermiques industriels, National day for the Modeling and Simulation 0D/1D, Paris, France 2012
2. **Le V. L.**, ORC: Production d'électricité à partir des rejets thermiques industriels à basse température, Séminaire de l'école doctorale EMMA, France 2013
3. **Le V. L.**, Feidt M., Kheiri A., Study of the feasibility of subcritical and supercritical Organic Rankine Cycles (ORCs) for waste heat recovery, 5th ECLEER (European Centre and Laboratories for Energy Efficiency Research) Seminar, les Renardières, France 2012

Résumé

Ce travail de thèse concerne l'étude de la faisabilité des cycles organiques sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques industriels à basse température.

Dans un premier temps, un état de l'art des cycles ORC (acronyme anglais pour Organic Rankine Cycle) et leurs fluides de travail a été réalisé. Nous avons réalisé une comparaison préliminaire de plusieurs configurations à partir de la littérature scientifique.

Dans un second temps, les méthodes d'analyse énergétique et exergetique ont été appliquées pour évaluer et optimiser les performances des cycles ORC. En effet, la seule méthode d'analyse énergétique n'est pas suffisante pour juger de la bonne utilisation du potentiel énergétique de la source de chaleur disponible correspondant à un rejet industrielle de chaleur (chaleur fatale). L'analyse exergetique, intervient en complément de l'analyse énergétique du système, afin de permettre de localiser les pertes des ressources énergétiques dans les différentes composantes du système et de déterminer leurs importances relatives et leurs causes.

Une optimisation thermo-économique des installations de valorisation de rejets thermiques utilisant un cycle sous-critique ou supercritique de Rankine a été effectuée. Nos résultats montrent que la valorisation de rejets thermiques industriels à basse température (ex. source thermique de 150 °C) en utilisant un cycle ORC sous-critique est plus intéressante sur le plan énergétique que celle opérée en utilisant un cycle supercritique de Rankine.

Mots clés: Cycles organiques de Rankine (ORC) sous-critique et supercritique, valorisation de rejets thermiques, analyse exergetique, efficacité énergétique, modélisation thermodynamique, optimisation thermo-économique et LCOE

Abstract

This thesis concerns the feasibility study of subcritical and supercritical organic Rankine cycles for industrial waste heat recovery at relatively low temperature.

Initially, a state of the art of ORCs (Organic Rankine Cycles) and their working fluids has been achieved. We conducted a preliminary comparison of several configurations from the scientific literature.

Résumé

In a second step, methods of energy and exergy analysis were applied to evaluate and optimize the performance of the ORCs. Indeed, sole energy analysis is not enough to access the proper use of the energy potential of the available heat source that corresponds to an industrial waste heat. Exergy analysis, in a complementary way to the energy analysis, enables us to locate the energy resources losses in the various components of the system and to determine their true magnitude and their causes.

A thermo-economic optimization of waste heat recovery systems using a subcritical or supercritical Rankine cycle has been performed. According to the results, the industrial waste heat recovery at low temperature (e.g. heat source 150 ° C) using a subcritical ORC is more interesting on economic point of view than the system using a supercritical Rankine cycle.

Keywords: subcritical and supercritical Organic Rankine Cycles (ORCs), waste heat recovery, exergy analysis, energy efficiency, thermodynamic modeling, thermoeconomic optimization and LCOE