

THÈSE

UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR

École doctorale des sciences exactes et de leurs applications

Soutenance prévue le 27 novembre 2017

par **Fabien MARTY**

pour obtenir le grade de docteur
de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour

Spécialité : énergétique

OPTIMISATION DE LA STRUCTURE GLOBALE DES ACTIVITES DE SURFACE D'UNE CENTRALE GEOtherMIQUE DE COGENERATION ELECTRICITE/CHALEUR

MEMBRES DU JURY

RAPPORTEURS

- Jérôme BELLETTRE
- Assaad ZOUGHAIB

PR / Polytech Nantes
PR/ Mines ParisTech

EXAMINATEURS

- Pascal FLOQUET
- Arnaud SCHMITT

PR / INP-ENSIACET
Responsable Valorisation Energétique / Fonroche Géothermie

DIRECTEURS

- Jean-Michel RENAUME
- Sylvain SERRA

PR / UPPA-ENSGTI-LaTEP
MC / UPPA-ENSGTI-LaTEP



Optimisation de la structure globale des activités de surface d'une centrale géothermique à cogénération électricité/chaleur

Fabien MARTY

Directeurs : *Jean-Michel RENEAUME, Sylvain SERRA*

Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédé (LaTEP)

Dirigé par la société Fonroche Géothermie, un consortium de dix partenaires participe au projet FONGEOSEC qui s'inscrit dans le cadre des Investissements d'Avenir de l'ADEME. Ce projet a pour but de concevoir et de réaliser un démonstrateur innovant de centrale géothermique haute enthalpie. L'énergie, ainsi récupérée en profondeur, servira à la cogénération d'électricité et de chaleur. L'une des étapes du projet correspond à l'objectif de cette thèse : développer une méthodologie pour la conception optimale des activités de surface de la centrale géothermique. Il s'agit donc de formuler le problème d'optimisation, de proposer une stratégie de résolution robuste et enfin, de mettre en œuvre cette stratégie grâce à un outil logiciel.

Dans l'outil ainsi développé, la répartition entre la production d'électricité et de chaleur s'effectue en parallèle. Le fluide géothermal est séparé en deux courants, l'un alimentant un Cycle Organique de Rankine (ORC : Organic Rankine Cycle) pour la production d'électricité, et l'autre étant relié à un Réseau de Chaleur Urbain (RCU) pour la distribution de la chaleur. Chaque constituant de l'ORC est dimensionné et la topologie du RCU est déterminée. Cet outil permet alors de déterminer simultanément :

- quelle est la meilleure répartition entre production d'électricité et de chaleur,
- quelles sont les meilleures dimensions pour les composants de l'ORC,
- et quelle est la meilleure topologie du RCU.

Concernant l'ORC, l'outil permettra de savoir si l'utilisation d'un éventuel récupérateur de chaleur interne (IHE : Internal Heat Exchanger) est avantageuse ou non. Du point de vue du RCU, tous les consommateurs (sous-stations) envisagés ne sont pas obligatoires. L'outil permettra de choisir quels consommateurs relier au réseau et dans quelle disposition. L'utilisation de variables discrètes est alors nécessaire et le problème d'optimisation ainsi résolu est un problème de type MINLP (Mixed Integer Non Linear Programming).

Une méthodologie de résolution permettant l'obtention d'une solution de « confiance » (probablement, mais non certainement, l'optimum global) est proposée. Cette stratégie de résolution est testée pour différents cas d'étude proches des conditions du projet FONGEOSEC. La stabilité et la robustesse de cette stratégie sont alors mises en avant. Une analyse économique et une analyse exergétique sont réalisées. La résolution multi-objectif est alors effectuée dans le but de fournir le meilleur compromis entre bénéfices annuels nets et destruction d'exergie. Pour finir, la diversité des résultats montre qu'il n'est pas satisfaisant de dissocier les études des deux systèmes (ORC et RCU) et démontre l'intérêt de l'outil développé.

Mots-clés : optimisation, problème MINLP, cogénération, cycle organique de Rankine, réseau de chaleur urbain, analyse économique et exergétique.

Optimization of the overall structure for the surface activities in a geothermal combined heat and power plant

Fabien MARTY

Supervisors: *Jean-Michel RENEAUME, Sylvain SERRA*

Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédé (LaTEP)

A consortium of ten partners, led by “FONROCHE Géothermie”, works on the FONGEOSEC project, an “Investissement d’Avenir” organized by the French Agency for Environment and Energy (ADEME). The aim of this project is to design and create an innovative demonstrator of a high-energy geothermal power plant. The geothermal energy will be used to produce electricity and heat. Among other tasks, this project aims to develop a support tool for the optimal design of the structure for the surface activities in the geothermal plant.

Within the developed tool, the repartition between electricity and heat production is in parallel. The geothermal fluid is split in two streams, one is used for an Organic Rankine Cycle (ORC) for electricity production, and the other is connected to a District Heating Network (DHN) for the heat distribution. This tool enables to determine simultaneously:

- which is the best repartition between electricity and heat,
- which is the best sizing for ORC components,
- which is the best configuration for the DHN.

About the ORC, the tool will enable to decide if the use of an Internal Heat Exchanger (IHE) is interesting or not. For the DHN point of view, all the consumers envisaged are not mandatory. The tool will enable to choose which consumers it is better to connect to the network and in which disposition. The use of discrete variables is necessary and the optimization problem to be solved is a MINLP (Mixed Integer Non Linear Programming) problem.

A solution strategy is implemented in order to obtain a confident solution with a determinist algorithm. This strategy is tested for different study cases close to FONGEOSEC conditions. Stability and Robustness of this strategy are then highlighted. An economic and an exergetic analysis are carried out. In order to find a good compromise between the two objectives, a multi-objective solution is performed. Finally, the diversity of results obtained shows it is not suitable to dissociate ORC and DHN studies and shows the interest of the developed tool.

Keywords: optimization, MINLP problem, combined heat and power, organic Rankine cycle, district heating network, economic and exergetic analysis.

TABLE DES MATIERES

Résumé	3
Abstract	5
Table des matières	7
Liste des figures	11
Liste des tableaux	15
Nomenclature	17
Introduction générale	21
Chapitre 1. Récupération de la chaleur	29
1.1. LES RESEAUX DE CHALEUR URBAINS	32
1.1.1. Description	32
1.1.2. Historique de son développement.....	33
1.1.3. Classification des RCU	34
1.1.4. Place des RCU en Europe et en France	37
1.1.5. Avantages et limites des RCU.....	40
1.2. LES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE	42
1.2.1. Le Cycle de Rankine.....	42
1.2.2. Cycles Organiques de Rankine	46
1.2.3. Les fluides de travail.....	50
1.2.4. Amélioration liée aux ORC	51
1.3. L'OPTIMISATION COMME OUTILS D'AIDE A LA DECISION	54
1.3.1. L'optimisation numérique.....	54
1.3.2. Optimisation des ORC	57
1.3.3. Optimisation des RCU	59
1.3.4. Cogénération.....	63
1.3.5. Récapitulatifs et synthèse	65
1.4. CONCLUSION : POSITIONNEMENT DES TRAVAUX DE THESE	67
Chapitre 2. Modélisation de l'ORC	71
2.1. MODELE THERMODYNAMIQUE	73
2.2. MODELE DE L'ORC	77
2.2.1. Présentation du modèle.....	77
2.2.2. Comparaison avec la littérature	83

2.2.3. Comparaison avec ProSimPlus® et ENERTIME	86
2.3. INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE REINJECTION	89
2.4. CONCLUSION DU CHAPITRE	92
Chapitre 3. Description du problème d'optimisation	95
3.1. DEFINITION DU PROBLEME	98
3.1.1. Données d'entrée	98
3.1.2. Principales variables	100
3.2. MODELE DU PROBLEME D'OPTIMISATION	102
3.2.1. Equations spécifiques à l'ORC	102
3.2.2. Echangeurs de chaleur	102
3.2.3. Modèle du RCU.....	111
3.2.4. Réinjection dans le puits.....	116
3.2.5. Modèle économique	117
3.2.6. Modèle exergetique	122
3.2.7. Fonctions objectif	125
3.3. VARIABLES D'INTERET.....	126
3.4. CONCLUSION DU CHAPITRE	127
Chapitre 4. Résolution du problème et application.....	129
4.1. PRESENTATION DE LA STRATEGIE DE RESOLUTION	131
4.1.1. Présentation du cas d'étude.....	131
4.1.2. Cœur de la stratégie de résolution.....	132
4.1.3. Génération de différentes initialisations.....	135
4.2. CHOIX DE LA FONCTION OBJECTIF POUR L'ORC	140
4.3. RESOLUTION DU PROBLEME COMPLET	143
4.3.1. Comparaison des fonctions objectif <i>Profit</i> et <i>Exloss</i>	143
4.3.2. Comparaison des résultats pour différents cas d'étude	150
4.3.3. Influence du prix de l'électricité et de la chaleur	152
4.4. CONCLUSION DU CHAPITRE	155
Conclusion et perspectives	159
5.1. CONCLUSION GENERALE.....	159
5.2. PERSPECTIVES	161
Annexes.....	165

ANNEXE A.	LISTE DES FLUIDES ORGANIQUES.....	165
ANNEXE B.	EQUATION D'ETAT DE PENG-ROBINSON.....	169
ANNEXE C.	RESOLUTION ANALYTIQUE D'UNE EQUATION CUBIQUE.....	171
ANNEXE D.	PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DE L'EAU	172
ANNEXE E.	PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU R-245FA	174
	6.5.1. Liquide	174
	6.5.2. Vapeur	177
	Références	179

LISTE DES FIGURES

Figure 0.1 Total annuel des émissions anthropiques de GES par groupes de gaz entre 1970 et 2010 (GIEC, 2014).....	22
Figure 0.2 Evolution des émissions de GES dans l'UE (commissariat général au développement durable - SOeS, 2017)	23
Figure 0.3 Evolution de la consommation d'énergie primaire pour l'UE (commissariat général au développement durable - SOeS, 2017)	24
Figure 0.4 Part des énergies renouvelables dans la consommation d'énergie finale des Etats membres (commissariat général au développement durable - SOeS, 2017)	24
Figure 1.5 Schéma de principe d'un réseau de chaleur urbain (Cerema, 2011).....	32
Figure 1.6 Historique du développement des RCU (Cerema, 2012a)	33
Figure 1.7 Chronologies et descriptions des différentes générations de RCU (Lund et al., 2014)	37
Figure 1.8 Superposition des graphiques de développement des RCU en Europe (d'après (Euroheat, 2015))	38
Figure 1.9 Evolution du bouquet énergétique en énergie produite par les RCU en France (SNCU, 2017)	39
Figure 1.10 Mix énergétique des RCU en France en 2015 (d'après des données (SNCU, 2017))	39
Figure 1.11 Evolution des EnR&R utilisées par le RCU en France (en GWh d'énergie produite) (SNCU, 2017)	39
Figure 1.12 Représentation schématique d'un cycle de Rankine	43
Figure 1.13 Diagramme T-s idéal du cycle de Rankine.....	43
Figure 1.14 Diagramme T-s réel du cycle de Rankine	44
Figure 1.15 Diagramme T-s du cycle de Hirn	45
Figure 1.16 Cycle de Hirn avec resurchauffe.....	45
Figure 1.17 Cycle de Hirn à 1 soutirage de vapeur.....	46
Figure 1.18 Répartition des sites ORC dans le monde (Enertime, 2009)	47
Figure 1.19 Répartition des sites ORC par secteur d'activité.....	48
Figure 1.20 Caractérisation des fluides	50
Figure 1.21 Liste de fluides de travail utilisables selon la température de la source chaude (Wang et al., 2013)	51
Figure 1.22 Représentation des échanges avec un fluide sous-critique (a) et avec un fluide supercritique (b) (Saleh et al., 2007)	52
Figure 1.23 ORC avec récupérateur	52
Figure 1.24 Représentation du front de Pareto pour la minimisation du coût et de la pollution (Molyneux et al., 2010)	55
Figure 1.25 Arbre des classes simplifié des problèmes d'optimisation inspiré de (Biegler et Grossmann, 2004)	56
Figure 1.26 Carte des fluides optimaux suivant la température du fluide géothermal (abscisse) et la température de condensation du fluide organique (ordonnée) (Chagnon-Lessard et al., 2016)	58
Figure 1.27 Représentation du réseau de Kiruna (Vesterlund et al., 2017).....	61
Figure 1.28 Evolution des structures de réseau : a/ réseau avec îlots, b/ réseau en arbre, c/ réseau avec anneau, d/ réseau maillé (Vesterlund et al., 2017).....	61
Figure 1.29 Schéma de l'algorithme de résolution hybride évolutionnaire-MILP (Vesterlund et al., 2017)	62

Figure 1.30 Schéma de résolution du problème multi-période proposée par (Gerber et Maréchal, 2012a).....	63
Figure 1.31 Schéma de résolution du problème proposé par (Martelli et al., 2015).....	64
Figure 2.32 Comparaison des courbes de saturation obtenues pour les 3 modèles.....	74
Figure 2.33 Comparaison des diagrammes enthalpiques obtenus pour les 3 modèles.....	74
Figure 2.34 Comparaison des diagrammes entropiques obtenus pour les 3 modèles.....	75
Figure 2.35 Décomposition de l'évaporateur et du condenseur.....	77
Figure 2.36 Représentation du cycle complet.....	77
Figure 2.37 Représentation du cycle sur le diagramme T-s du fluide organique.....	78
Figure 2.38 Visualisation des positions des points de pincements possibles pour l'évaporateur.....	81
Figure 2.39 Puissance électrique nette générée à différentes températures du R-245fa en entrée de turbine pour une source géothermale à 130°C et 150°C.....	85
Figure 2.40 Schéma de l'ORC simulé avec ProSimPlus®.....	86
Figure 2.41 Illustration de l'existence d'une température de réinjection optimale pour une production électrique maximale.....	89
Figure 2.42 Production électrique obtenue pour différentes températures d'eau de refroidissement et d'eau géothermale pour une source disponible à 170°C.....	90
Figure 2.43 Valeur de la température de réinjection optimale pour différentes températures d'eau de refroidissement et pour des sources géothermales disponibles à 185°C, 170°C et 155°C.....	91
Figure 3.44 Superstructure du problème d'optimisation et variables principales.....	101
Figure 3.45 Géométrie d'un échangeur à tubes et calandre (Le et al., 2014).....	103
Figure 3.46 Abaque permettant de déterminer la valeur du facteur de correction F pour un échangeur 1-2 (Bontemps et Fourmigué, 2014).....	105
Figure 3.47 Détermination graphique du nombre de passe côté calandre.....	106
Figure 3.48 Représentation des différences de température pour l'eau du réseau.....	112
Figure 3.49 Modèle du RCU.....	113
Figure 3.50 Représentation graphique du bonus en fonction de l'efficacité énergétique.....	121
Figure 3.51 Représentation des températures au niveau des sous-stations.....	124
Figure 4.52 Résumé de la stratégie de résolution.....	133
Figure 4.53 Présentation de la stratégie d'initialisation.....	136
Figure 4.54 Topologie finale obtenue pour (a) la solution dominante et (b) la meilleure solution....	138
Figure 4.55 Résultats des optimisations de l'ORC pour différentes fonctions objectif : présentation des valeurs obtenues pour $Profit$ (a), pour η_{ORC} (b), pour W_{net} (c), pour $Exloss$ (d) et pour $CTCI$ (e).....	141
Figure 4.56 Topologie finale obtenue pour (a) la maximisation de $Profit$ et (b) la minimisation de $Exloss$	144
Figure 4.57 Topologie obtenue pour (a) la maximisation de $Profit$ et (b) la minimisation de $Exloss$ lorsque tous les consommateurs sont imposés.....	145
Figure 4.58 Topologie obtenue pour la minimisation de la nouvelle fonction $Exloss$ (prise en compte des pertes de charge dans les canalisations du RCU).....	147
Figure 4.59 Résultats obtenus avec la fonction objectif Obj pour différentes valeurs de ω	148
Figure 4.60 Topologies du RCU obtenues avec la fonction objectif Obj pour différentes valeurs de ω (voir Figure 4.59).....	149
Figure 4.61 Topologies obtenues pour chaque cas.....	151
Figure 4.62 Répartition de l'investissement pour chaque cas.....	152

Figure 4.63 Topologies obtenues pour un prix de vente de la chaleur de 90 €/MWh (a) et 120 €/MWh (b)	154
Figure 0.64 Superstructure simplifiée avec plusieurs récupérations de chaleur vers le RCU (en vert)	162
Figure 6.65 Masse volumique de l'eau liquide en fonction de la température	172
Figure 6.66 Viscosité dynamique de l'eau liquide en fonction de la température	172
Figure 6.67 Conductivité thermique de l'eau liquide en fonction de la température	173
Figure 6.68 Capacité calorifique de l'eau liquide en fonction de la température	173
Figure 6.69 Masse volumique du R-245fa liquide en fonction de la température	174
Figure 6.70 Viscosité dynamique du R-245fa liquide en fonction de la température	175
Figure 6.71 Conductivité thermique du R-245fa liquide en fonction de la température	175
Figure 6.72 Capacité calorifique du R-245fa liquide en fonction de la température	176
Figure 6.73 Tension superficielle du R-245fa liquide en fonction de la température	176

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 Liste des principaux acteurs dans la technologie ORC, données 2017 d'après les sites internet des sociétés	50
Tableau 1.2 Récapitulatif des différents travaux cités précédemment	66
Tableau 2.3 Ecart relatif en %	76
Tableau 2.4 Dénombrement équations et variables.....	83
Tableau 2.5 Valeurs des paramètres fixés par Liu et al. (2013)	84
Tableau 2.6 Conditions opératoires pour les données fournies par ENERTIME	87
Tableau 2.7 Comparatifs des résultats obtenus.....	87
Tableau 3.8 Données d'entrée et principales bornes	99
Tableau 3.9 Constantes pour le calcul du coût des équipements	118
Tableau 4.10 Distance en km entre chaque nœud producteur ou consommateur	131
Tableau 4.11 Demande de chaleur en MW pour chaque consommateur.....	131
Tableau 4.12 Principaux résultats pour chaque résolution successive.....	132
Tableau 4.13 Valeur de <i>Profit</i> en k€/an après chaque résolution de l'Etape 7.....	137
Tableau 4.14 Comparaison des résultats entre la solution dominante et la meilleure solution obtenue	138
Tableau 4.15 Comparaison des résultats selon la fonction objectif étudiée.....	143
Tableau 4.16 Demande de chaleur en MW pour chaque consommateur et pour chaque cas	150
Tableau 4.17 Résumé des résultats obtenus pour la résolution de chaque cas.....	150
Tableau 4.18 Comparaison des résultats obtenus dépendant du calcul du tarif de vente de l'électricité	153
Tableau 6.19 Liste non exhaustive des fluides frigorigènes appliqués aux ORC.....	166
Tableau 6.20 Valeur des coefficients <i>aij</i> pour le calcul des propriétés du R-245fa	177

PRINCIPALES LETTRES

A	Surface d'échange de l'échangeur de chaleur,	m^2
$BigM$	Grande valeur différente selon utilisation (méthode bigM)	
C	Coût,	€
C_{an}	Annuité,	€/an
C_{BM}	Coût de Bare-module,	€
C_p^0	Coût d'achat de l'équipement,	€
c_p	Capacité calorifique massique à pression constante,	J/kg/K
C_{TCI}	Capital total d'investissement,	€
C_{TM}	Coût total de l'équipement,	€
C_{TPC}	Coût annuel de fonctionnement,	€/an
d	Diamètre intérieur ou extérieur des tubes,	m
$dist$	Distance,	m
D_{sh}	Diamètre de la calandre,	m
$\dot{E}x$	Flux d'exergie,	W
$Exist$	Existence	
f	Fugacité,	Pa
F	Facteur correctif appliqué au calcul de l'échangeur	
h	Enthalpie massique,	J/kg
\dot{I}	Destruction de flux d'exergie,	W
k	Conductivité thermique,	W/m/K
L	Longueur des tubes,	m
L_v	Chaleur latente de vaporisation,	J/kg
\dot{m}	Débit massique,	kg/s
$N_{sh,pass}$	Nombre de passes côté calandre	
N_t	Nombre de tubes	
$N_{t,pass}$	Nombre de passes côté tube	
n_{years}	Nombre d'années de fonctionnement,	an
P	Pression,	Pa
p_b	Pas entre deux chicane,	m
$Pinch$	Pincement de température,	°C
$Profit$	Bénéfice net annuel,	€/an
p_t	Pas entre deux tubes,	m
\dot{Q}	Flux de chaleur échangé,	W
R	Résistance d'encrassement,	$m^2.K/W$
s	Entropie massique,	J/kg/K
S	Vente,	€/an

T	Température,	K
t_{func}	Durée de fonctionnement annuel,	h/an
Tx_{div}	Taux de partage	
U	Coefficient global d'échange de l'échangeur,	$W/m^2/K$
v	Vitesse du fluide,	m/s
\dot{W}	Puissance mécanique ou électrique,	W

LETTRES GRECQUES

α	Coefficients d'échange de chaleur,	$W/m^2/K$
ΔP	Pertes de charge,	Pa
ΔT	Différence de température,	K
ΔT_{ml}	Différence de température moyenne logarithmique,	K
φ	Etat du fluide (liquide ou vapeur)	
ρ	Masse volumique,	kg/m^3
μ	Viscosité dynamique,	$Pa.s$
η	Rendement,	$\%$

INDICES ET EXPOSANTS

c/h	Courant froid/chaud
$condenser$	Condenseur
$cons$	Consommateur du RCU
cw	Eau de refroidissement (Cooling Water)
DHN	Réseau de chaleur urbain (District Heating Network)
$dispo/utile$	Disponible/utile
$elec$	Electricité
$evaporator$	Evaporateur
$fict$	Fictif
gen	Générateur électrique
gw	Eau géothermale (Geothermal Water)
$heat$	Chaleur
i/o	Interne/externe aux tubes
IHE	Récupérateur de chaleur (Internal Heat Exchanger)
in/out	Entrée/sortie
is	Isentropique (évolution)
l/v	Liquide/Vapeur
net	net
ORC	Cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle)
$outward$	Sens aller
$path, ij$	Chemin entre i et j

<i>pipe</i>	Canalisation
<i>prod</i>	Producteur
<i>pump</i>	Pompe
<i>reinjection</i>	Réinjection
<i>return</i>	Sens retour
<i>sat</i>	A saturation
<i>sub</i>	Sous-station
<i>t/s</i>	Tube/calandre
<i>tot</i>	Total
<i>turbine</i>	Turbine
<i>wall</i>	Paroi
<i>water</i>	Eau (voir <i>gw</i> et <i>cw</i>)
<i>well</i>	Puits géothermique
<i>wf</i>	Fluide organique (Working Fluid)

INTRODUCTION GENERALE

D'après le dernier rapport du Groupe d'expert Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC, 2014), il n'y a plus de doute possible sur la provenance des changements climatiques. En cause : les activités humaines et les émissions de Gaz à Effet de Serre (GES) qui en découlent. Pour faire face à cette problématique, diverses stratégies sont mises en place à différents niveaux (de la politique internationale aux particuliers), et ont pour principal objectif la réduction de ces émissions. Pour l'ADEME, le développement durable doit « permettre de répondre aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures à répondre aux leurs » (ADEME, 2017). Il est intéressant d'effectuer un bref récapitulatif de principales procédures mises en place pour lutter contre le réchauffement climatique.

Durant le troisième Sommet de la Terre qui s'est déroulé à Rio de Janeiro en 1992, la convention-cadre des Nations unies sur les changements climatiques (CCNUCC) a été adoptée. Le texte appelle les pays industrialisés (nommés aussi Parties) à stabiliser leurs émissions atmosphériques de GES « à un niveau qui empêche toute perturbation anthropique dangereuse du système climatique. Il conviendra d'atteindre ce niveau dans un délai suffisant pour que les écosystèmes puissent s'adapter naturellement aux changements climatiques, que la production alimentaire ne soit pas menacée et que le développement économique puisse se poursuivre d'une manière durable » (Nations Unies, 1992). Pour faire face à la problématique du changement climatique, la CCNUCC établit un cadre sur un plan international. La CCNUCC regroupe actuellement 197 Parties signataires.

Chaque année, et ce depuis 1995, les représentants des pays se réunissent lors d'une conférence communément appelée Conférence des Parties (COP : Conference Of the Parties). Durant la COP, les Parties œuvrent à l'évolution de la CCNUCC. Le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC) a pour mission « d'examiner et d'évaluer la littérature scientifique, technique et socio-économique la plus récente publiée dans le monde et utile à la compréhension des changements climatiques » (GIEC, 2017). Les décisions prises durant la COP se basent sur les rapports du GIEC.

En 1997, le protocole de Kyoto est adopté pendant la 3^e COP (ou COP3). Ce traité international est entré en vigueur en 2005. Il fixe les premières règles contraignantes en matière de rejet de GES. L'objectif global est une diminution de -5% des émissions de GES sur la période 2008-2012 par rapport à l'année 1990 (année de référence pour le traité). Chaque pays ainsi listé en Annexe B du protocole de Kyoto (Nations Unies, 1998) est contraint par un engagement chiffré et individuel de limitation des émissions. Ainsi, les pays membres de l'Union Européenne (UE-15 : 15 pays en 1997, dont la France) doivent réduire leurs émissions de -8% sur la période 2008-2012 par rapport à 1990. Les objectifs pour les pays de l'UE-15 sont différents et sont répartis selon un accord commun de partage de la charge (European Commission, 2017e). La France doit maintenir son niveau d'émission par rapport à 1990. Certains pays pourraient même augmenter les émissions, c'est le cas de la Grèce et du Portugal (entre autres) autorisés respectivement à une augmentation de +25% et +27%. Le protocole de Kyoto met aussi en place un marché du carbone permettant, aux pays ayant « épargné » des émissions, de vendre leurs parts d'émissions non utilisées aux pays ayant dépassé leur limite. Le traité n'impose pas de limitation pour les pays en voie de développement. Cependant pour inciter ces pays à réduire leurs émissions, il met en place un dispositif de soutien. Le dernier programme, que propose le protocole de Kyoto, est l'application conjointe qui permet aux pays développés de prendre en compte dans le

calcul des réductions de gaz à effet de serre qui leur sont imposées le financement des projets qui réduisent les émissions dans d'autres pays eux aussi industrialisés (Nations Unies, 2017).

Comme le montre la Figure 0.1 issue du 5^e rapport de synthèse du GIEC (GIEC, 2014), l'émission globale de GES n'a cessé d'augmenter. Les efforts mis en place à la suite du protocole de Kyoto ne semblent pas suffisants. Seuls les 39 pays industrialisés présentés en Annexe B du protocole de Kyoto sont tenus à limitation. L'accord de Paris est présenté lors de la COP21 le 12 décembre 2015. Contrairement au protocole de Kyoto, chaque Partie est soumise à une obligation d'action. Il engage notamment les Parties à mettre en place les dispositifs nécessaires pour éviter que la température moyenne de la planète augmente de plus de 2°C d'ici à 2100 par rapport à 1990. Il encourage à poursuivre les efforts entrepris pour limiter cette élévation de la température de 1,5°C ce qui réduirait sensiblement les risques et les effets du changement climatique. Cet accord met aussi en évidence l'importance de renforcer les capacités d'adaptation aux effets néfastes du changement climatique. L'accord appelle aussi à la transparence et à la mise en place des actions décidées par chaque Partie. Un « bilan mondial » se déroulera en 2023 puis tous les 5 ans pour éclairer les Parties dans l'actualisation et le renforcement de leurs mesures (Nations Unies, 2015).

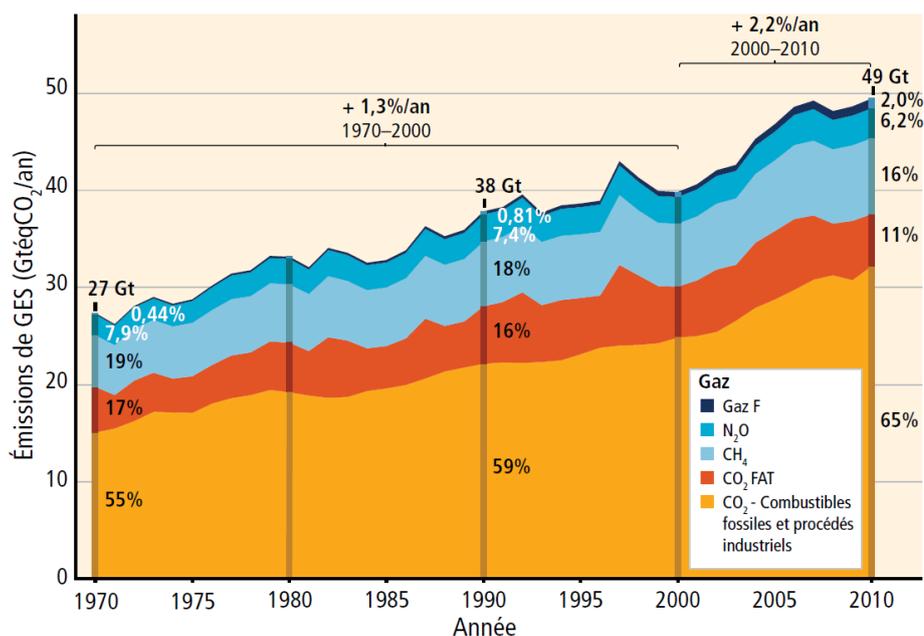


Figure 0.1 Total annuel des émissions anthropiques de GES par groupes de gaz entre 1970 et 2010 (GIEC, 2014)

A l'échelle de l'Union européenne est instauré en 2007 le Paquet Energie-climat qui définit trois objectifs à l'horizon 2020 (European Commission, 2017f) :

- réduction de -20% des émissions de GES par rapport à 1990,
- augmentation à +20% de la part d'énergie renouvelables dans la consommation finale d'énergie,

- augmentation de +20% de l'efficacité énergétique (traduit par une diminution de la consommation en énergie primaire par rapport à un scénario de référence).

Dans le prolongement du Paquet Energie-climat, les dirigeants de l'UE adoptent en 2014 le Cadre Energie-climat qui fixe à l'objectif 2030 (European Commission, 2017a) :

- la réduction de -40% des émissions de GES,
- augmentation à 27% de la part des énergies renouvelables,
- augmentation de +27% de l'efficacité énergétique.

Ces objectifs sont définis de manière à permettre à l'UE de réussir sa transition vers une « économie sobre en carbone » (European Commission, 2017b). L'objectif final est la réduction de -80% des émissions de GES par rapport à 1990, à l'horizon 2050.

D'après l'évaluation 2016 des progrès accomplis jusqu'en 2014 (European Commission, 2017d), l'Union européenne est en passe d'atteindre ses objectifs pour 2020. Les objectifs d'émission de GES et d'efficacité énergétique ont déjà été atteints et même dépassés (Figure 0.2 et Figure 0.3). L'UE est aussi sur la bonne voie vis-à-vis de la part des énergies renouvelables dans le mix énergétique. La part de 16% est atteinte (Figure 0.4) l'objectif de 20% est réalisable.

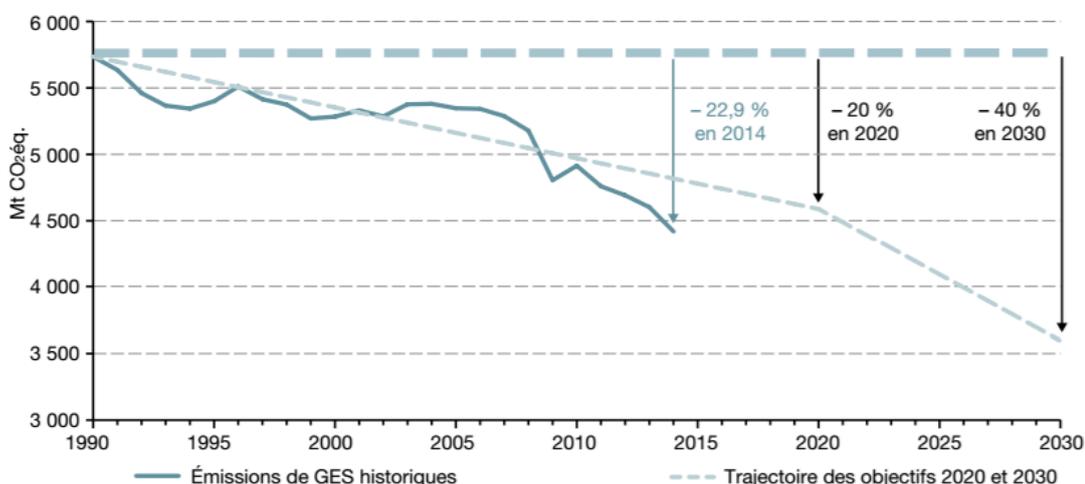


Figure 0.2 Evolution des émissions de GES dans l'UE (commissariat général au développement durable - SOeS, 2017)

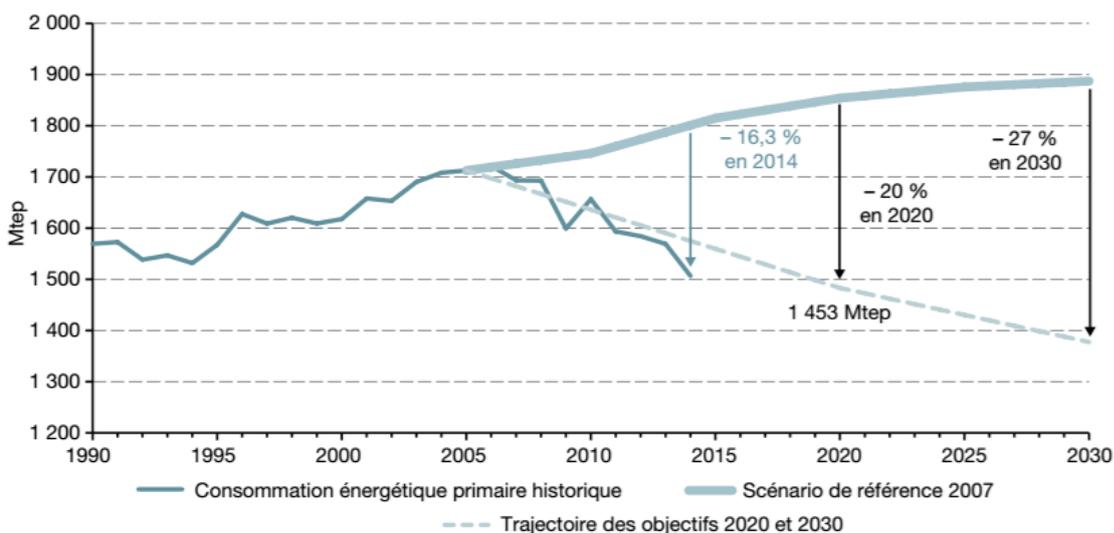


Figure 0.3 Evolution de la consommation d'énergie primaire pour l'UE (commissariat général au développement durable - SOEs, 2017)

D'après la commission européenne, les énergies renouvelables sont un élément central de la politique de l'Union européenne dans le domaine de l'énergie. Les énergies renouvelables jouent un rôle important dans la décarbonation puisqu'elles ont permis de réduire les émissions de GES de l'UE de 436 Mteq CO₂ en 2015 (European Commission, 2017c). En permettant de réduire la consommation en énergie primaire, les énergies renouvelables sont aussi synonymes d'efficacité énergétique. Augmenter la part des énergies renouvelable permet donc de jouer sur tous les tableaux (les trois objectifs fixés par le Paquet Energie-climat).

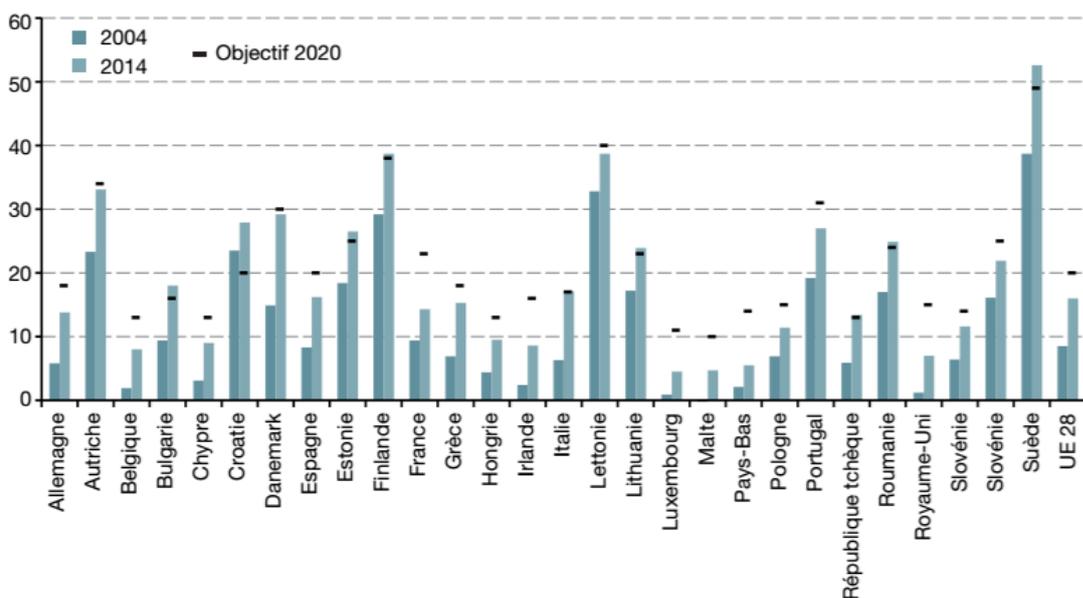


Figure 0.4 Part des énergies renouvelables dans la consommation d'énergie finale des Etats membres (commissariat général au développement durable - SOEs, 2017)

L'Alliance Nationale de Coordination de la Recherche pour l'Énergie (ANCRE) propose 3 scénarios (« Sobriété renforcée », « Décarbonation par l'électricité », « Vecteurs diversifiés ») illustrant les impacts des orientations choisies pour atteindre les objectifs fixés (ANCRE, 2013). Une orientation est attribuée à un scénario, et dans tous les cas le développement des Réseaux de chaleur Urbains (RCU) s'avère nécessaire. En effet, les RCU sont une solution technologique permettant d'utiliser efficacement les énergies renouvelables. Bien qu'elle ne soit pas équitablement répartie dans tout le sous-sol de la planète et qu'elle soit encore peu exploitée, la géothermie profonde est particulièrement adaptée à l'utilisation des RCU. Les frais d'investissement important peuvent alors être compensés par le nombre important de consommateurs (mutualisation des frais). De plus, la géothermie a pour principal avantage de ne pas dépendre des conditions climatiques extérieures (jour/nuit, soleil/nuageux, venteux ou non, ...) et peut donc ainsi être exploitée en continue.

Dans ce contexte énergétique, le projet FONGEOSEC vise à concevoir un démonstrateur innovant d'une centrale géothermique haute enthalpie. Dirigé par la société Fonroche Géothermie, ce projet regroupe dix partenaires (Fonroche géothermie, Enertime, Flodim, Enesol Géothermie, Well Staff Développement, Foragelec, Armines, l'Ensegid, le BRGM et le LaTEP) et s'inscrit dans le cadre des Investissements d'Avenir de l'ADEME. L'énergie, ainsi récupérée en profondeur dans le sous-sol Lonsois (proche de Pau), servira à la cogénération d'électricité et de chaleur. La production d'électricité, directement injectée sur le réseau ErDF, sera obtenue par l'utilisation d'un Cycle Organique de Rankine (ORC : Organic Rankine Cycle). La chaleur cogénérée alimentera un RCU et ainsi permettra d'approvisionner en chaleur l'université, logements et industries locales. L'une des étapes du projet correspond à l'objectif de cette thèse : développer un outil logiciel d'aide à la conception optimale de la structure des activités de surface de la centrale géothermique.

Les activités du LaTEP s'intègrent parfaitement à cette thématique. En effet, de nombreuses études (passées ou en cours) portent notamment sur la modélisation ou l'optimisation de systèmes énergétiques. Par exemple, les travaux de thèse de Mertz (2016) traite de l'optimisation des RCU. D'autres études sur l'étude dynamique (y compris l'optimisation) des réseaux de chaud ou de froid sont aussi en cours.

L'objectif de ces travaux de thèse est alors de formuler et résoudre un problème d'optimisation prenant en compte simultanément l'ORC et le RCU. Ces travaux de thèse sont présentés dans le présent manuscrit composé de 4 chapitres.

Le Chapitre 1 décrit de façon générale les deux systèmes étudiés dans cette thèse (ORC et RCU). Les éléments qui les composent, leurs utilités, leurs conditions d'utilisation et aussi leurs diverses avancées technologiques sont présentés. Dans la suite de ce chapitre, un état de l'art sur les travaux d'optimisation spécifiques à ces technologies est proposé. Cet état de l'art est ensuite étendu aux travaux d'optimisation des systèmes de cogénération utilisant ces technologies. Pour finir, le positionnement de nos travaux est présenté.

Le Chapitre 2 est exclusivement consacré au système « ORC ». Une attention particulière est tout d'abord portée sur le choix du modèle thermodynamique pour représenter en tous points le fluide circulant dans l'ORC. Un modèle pour représenter ce cycle dans l'environnement d'optimisation choisi est ensuite proposé. Les résultats obtenus par ce modèle sont alors comparés à 3 autres modèles (un modèle issu de la littérature, un modèle réalisé en utilisant un outil commercial spécialisé, et un

modèle proposé par la société en charge de la réalisation de l'ORC dans le projet). Finalement, une première étude sur l'intérêt de l'optimisation du cycle est réalisée.

La formulation détaillée du problème d'optimisation global (ORC + RCU) est présentée dans le Chapitre 3. Les données d'entrée, les variables, les bornes et les équations sont présentées. Les différentes fonctions objectif étudiées par la suite sont ensuite déterminées.

Enfin, le Chapitre 4 est orienté vers la résolution du problème d'optimisation précédemment décrit. Afin de garantir l'obtention d'une solution convenable, une stratégie de résolution est présentée et illustrée à l'aide d'un cas d'étude dans les conditions du projet FONGEOSEC. L'utilisation de cette stratégie pour l'étude complète de l'ORC est réalisée dans le but de montrer la pertinence ou non de diverses fonctions objectif. La résolution est alors poursuivie avec les fonctions objectif d'intérêt pour le système global (ORC + RCU). Une étude multi-objectif est par la suite réalisée. Pour finir, la résolution de différents cas d'étude supplémentaires est présentée dans le but de démontrer l'intérêt de l'optimisation simultanée des deux systèmes (ORC et RCU) et montrer par la même occasion la stabilité et la robustesse de la stratégie implémentée.

Chapitre 1. RECUPERATION DE LA CHALEUR

Comme présenté en introduction de ce manuscrit, la centrale géothermique qui sera réalisée dans le cadre du projet FONGEOSEC aura deux objectifs. Elle permettra l’approvisionnement en chaleur d’un réseau de distribution tout en générant de l’électricité au moyen d’un cycle organique de Rankine.

Les deux premières sections de ce premier chapitre servent donc à présenter ces deux technologies en répondant aux questions suivantes :

- Quels sont les éléments qui les composent ?
- Quelles sont leurs utilités ?
- Dans quelles conditions sont-elles utilisables ?

Après avoir brièvement défini la notion d’« optimisation » considérée dans ce manuscrit, un état de l’art est présenté sur les travaux d’optimisation spécifique à ces technologies et plus généralement aux systèmes de cogénération utilisant ces technologies.

Pour finir, nous concluons sur le positionnement de nos travaux.

SOMMAIRE DU CHAPITRE

1.1. LES RESEAUX DE CHALEUR URBAINS.....	32
1.1.1. Description	32
1.1.2. Historique de son développement.....	33
1.1.3. Classification des RCU.....	34
Classification par applications	34
Classification par fluide caloporteur.....	34
Classification par source d'énergie.....	35
Classification par densité d'usage.....	35
Classification par génération	36
1.1.4. Place des RCU en Europe et en France.....	37
En Europe.....	37
En France	38
1.1.5. Avantages et limites des RCU	40
1.2. LES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE	42
1.2.1. Le Cycle de Rankine	42
Description du cycle.....	42
Modifications du cycle	44
Cycle de Hirn	44
Cycle de Hirn avec resurchauffe	45
Cycle de Hirn à soutirages de vapeur (dit régénératif)	45
1.2.2. Cycles Organiques de Rankine.....	46
Le marché de l'ORC.....	47
Implantations.....	47
Applications.....	47
Les principaux acteurs	49
1.2.3. Les fluides de travail	50
1.2.4. Amélioration liée aux ORC.....	51
1.3. L'OPTIMISATION COMME OUTILS D'AIDE A LA DECISION	54
1.3.1. L'optimisation numérique	54
1.3.2. Optimisation des ORC.....	57
Détermination du fluide à utiliser.....	57
Comparaison des configurations	58
1.3.3. Optimisation des RCU.....	59
Optimisation de la configuration du réseau	59
Optimisation du dimensionnement du réseau.....	60
1.3.4. Cogénération	63

Optimisation de la production	63
Optimisation de la répartition	64
1.3.5. Récapitulatifs et synthèse	65
1.4. CONCLUSION : POSITIONNEMENT DES TRAVAUX DE THESE.....	67

1.1. LES RESEAUX DE CHALEUR URBAINS

1.1.1. Description

L'objectif principal d'un réseau de chaleur urbain est l'approvisionnement en chaleur de divers consommateurs depuis un ou plusieurs sites de production.

D'après le Cerema (2011), un réseau de chaleur est constitué par:

- Une ou plusieurs unités de production de chaleur. La chaleur produite dans ces installations peut provenir de la combustion d'énergies fossiles. Elle peut aussi être générée à partir d'énergies renouvelables ou de récupération (EnR&R).
- Le réseau de distribution (dit réseau primaire). Il est constitué de canalisations dans lesquelles la chaleur est transportée par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur. Le réseau de distribution est un réseau fermé.
- Les sous-stations. Elles représentent les consommateurs du réseau de chaleur. Les sous-stations permettent, par le biais d'un échangeur, le transfert de chaleur entre le réseau primaire et un réseau dit secondaire.

La Figure 1.5 représente le schéma de principe d'un réseau de chaleur possédant une unité de production. Les canalisations dites « aller » sont représentées en rouge et elles alimentent les sous-stations en chaleur. Les sous-stations transfèrent ensuite la chaleur du réseau de distribution primaire au réseau de distribution secondaire, qui assure la répartition de la chaleur entre les différents bâtiments (publics, immeubles de bureaux, logements collectifs et individuels). Le fluide caloporteur refroidi est ensuite renvoyé vers l'unité de production par les canalisations dites « retour », représentées en bleu, pour être à nouveau chauffé.

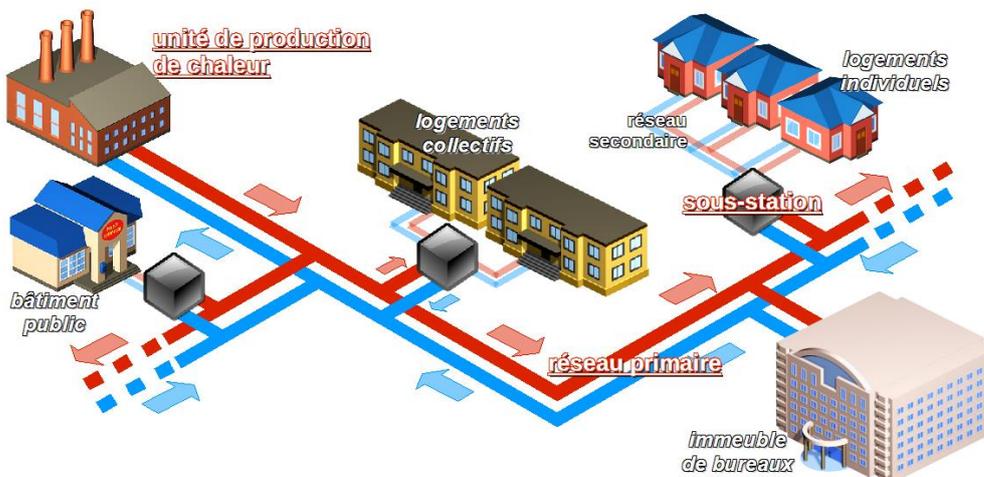


Figure 1.5 Schéma de principe d'un réseau de chaleur urbain (Cerema, 2011)

Pour pallier notamment aux pics de consommation (saisonnaire ou journalière), les RCU peuvent inclure des éléments de stockage thermique. Ces éléments permettent d'emmagasiner l'excédent de chaleur produite pendant les périodes creuses pour ensuite l'utiliser pendant les périodes de forte consommation.

1.1.2. Historique de son développement

Bien que la géothermie ait permis la première distribution d'eau chaude à plusieurs habitations à Chaudes-Aigues, Cantal, France dès le XIV^e siècle (ADEME et BRGM, 2014), les premiers réseaux de chaleur modernes (tels qu'ils sont utilisés aujourd'hui) ont commencé à se développer vers la fin du XIX^e et début du XX^e siècle principalement aux États-Unis et en Europe. (Cerema, 2012a) distingue 4 grandes périodes du développement des RCU en France représentées sur la Figure 1.6 :

- Apparition des 1^{ers} réseaux dans les grandes villes à forts besoins de chaleur. Le premier réseau de chaleur est exploité dès 1930 à Paris par la Compagnie Parisienne de Chauffage Urbain. Ce réseau est actuellement le plus grand réseau de chaleur français (CPCU, 2017).
- Entre les années 1950 à 1970, les RCU se développent en même temps que les villes qui subissent une période de forte urbanisation. Ces réseaux sont principalement alimentés par des énergies fossiles et leur développement ralentit à la fin de cette période.
- Un gain d'intérêt vers une diversification du mix énergétique entre les années 1980 et 1990, permet un nouveau développement des réseaux Français basé principalement sur la géothermie profonde et sur la récupération de chaleur fatale issue de l'incinération des ordures ménagères (UIOM).
- L'intérêt commun pour l'utilisation massive des EnR&R relance le développement des RCU depuis 2010.

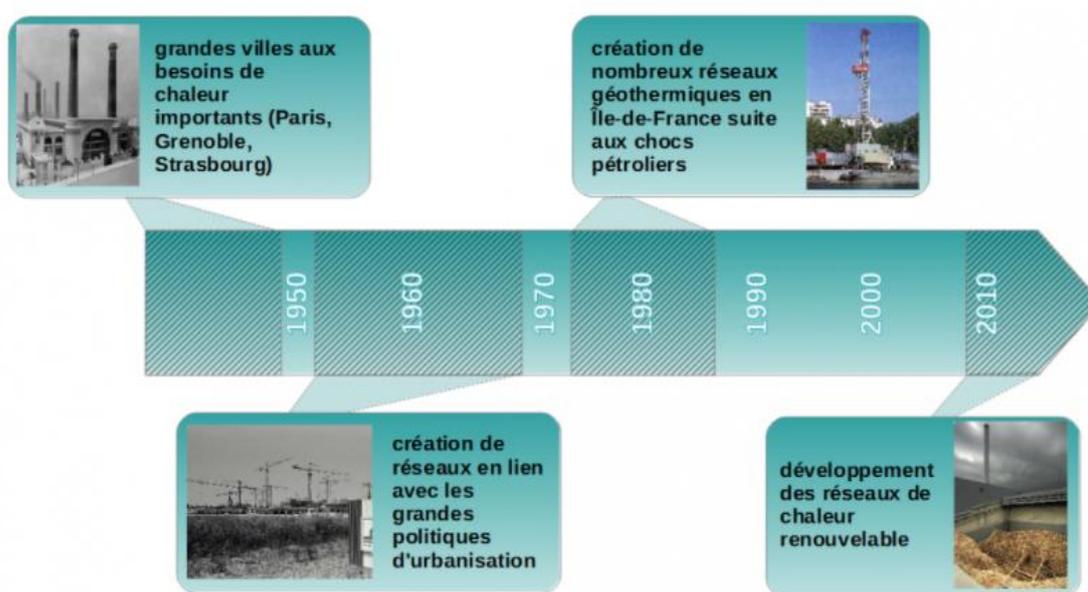


Figure 1.6 Historique du développement des RCU (Cerema, 2012a)

Afin de mieux comprendre le fonctionnement des RCU ainsi que les questions qu'ils peuvent soulever, il peut être intéressant de les regrouper par critères de classification.

1.1.3. Classification des RCU

Pour regrouper les réseaux de chaleur, différents aspects peuvent être considérés. On peut notamment regarder quelles vont être la ou les applications du réseau de chaleur envisagé. Aussi, tous les réseaux n'utilisent pas le même fluide caloporteur. Ils peuvent être alimentés par différentes sources d'énergie. La densité d'usage, que l'on peut en partie assimiler à la densité urbaine, est aussi un critère de classification. Pour finir, les réseaux de chaleur peuvent être rangés par « génération ».

Classification par applications

On distingue généralement trois applications de la chaleur provenant d'un RCU :

- le chauffage de logements, bureaux ou bâtiments publics,
- l'eau chaude sanitaire (ECS),
- le besoin industriel.

Ces différentes utilisations de la chaleur ne nécessitent pas nécessairement le même niveau de température. Le choix du fluide caloporteur et du type de canalisation est alors important selon les températures nécessaires au consommateur.

Classification par fluide caloporteur

Dans un réseau de distribution primaire, différents fluides caloporteurs sont couramment utilisés selon leurs applications :

- Le réseau de vapeur fonctionnant à une température entre 200°C et 300°C. Il est principalement utilisé pour une application industrielle. Cependant il est aussi encore utilisé pour le réseau de chaleur Parisien.
- Le réseau d'eau surchauffée à une température comprise entre 110°C et 180°C, généralement utilisé pour des réseaux de grande taille dont certains consommateurs ont besoin d'eau très chaude.
- Le réseau d'eau chaude fonctionnant sur une plage de température comprise entre 90°C et 110°C. Ce type de chauffage est principalement utilisé pour les habitations, bureaux ou hôpitaux.
- Certaines nouvelles technologies de chauffage (comme les planchers chauffants) peuvent aussi être utilisées à des températures inférieures. On parle de réseaux basses températures (60°C à 90°C) ou très basses températures (inférieure à 60°C). L'utilisation de Pompe A Chaleur (PAC) pour ensuite élever la température à un niveau acceptable pour le consommateur peut alors être nécessaire.

Classification par source d'énergie

Les réseaux de chaleur permettent de mobiliser de nombreuses sources d'énergie différentes. Usuellement, ces sources peuvent être classées selon leur provenance (énergies fossiles, renouvelables ou de récupération).

Parmi les sources d'énergie fossile, on retrouve : le gaz, le charbon et le fioul. Ces sources de chaleur sont de moins en moins utilisées en tant que sources principales du réseau. Cependant, elles sont souvent utilisées comme énergie d'appoint aux EnR&R. La combustion d'énergie fossile comme source de chaleur est responsable d'important rejet de GES (principalement du CO₂, mais aussi du méthane, en plus faible quantité, mais dont le potentiel de réchauffement global est 25 fois plus élevé que pour le dioxyde de carbone).

Les principales énergies de sources renouvelables utilisables par les RCU sont :

- La biomasse (bois, résidus agricoles, cultures énergétiques, etc.) qui produit de la chaleur par combustion dans une chaufferie spécifique.
- La géothermie profonde qui permet la récupération de la chaleur de nappes aquifères profondes (à partir de 1 500 mètres de profondeur) grâce à un échangeur en surface. Le fluide géothermal est réinjecté en profondeur pour qu'il se réchauffe sans pour autant perturber l'équilibre du gisement.

Les énergies de récupération telles que la chaleur fatale dégagée lors de l'incinération des déchets dans les usines d'incinération des ordures ménagères (UIOM), ou celle issue de sites industriels sont aussi couramment utilisées.

Ces différentes sources de chaleur ne permettent pas d'atteindre les mêmes régimes de température. Cependant, plus la température de fonctionnement du réseau est basse, plus le panel de sources exploitables est large (Cerema, 2012b). Ainsi, l'évolution des réseaux vers une température du fluide caloporteur de plus en plus faible (voir ci-dessous la classification par génération) rend possible l'utilisation de nouvelles sources d'énergie comme la géothermie superficielle, le solaire thermique ou les data centers.

Classification par densité d'usage

D'après Rezaie et Rosen (2012), les RCU peuvent aussi être classés par leur densité d'usage, prenant en compte leurs applications et les marchés visés :

- En zone urbaine densément peuplée, les consommateurs sont nombreux, divers et variés. Un investissement important est nécessaire pour le développement du réseau.
- Les ensembles de bâtiments à haute densité regroupent les grands immeubles et les centres commerciaux.
- Pour les complexes industriels, ce sont les besoins spécifiques qui vont déterminer le type de réseaux et l'apport thermique (vapeur, eau chaude, les deux).

- Les zones résidentielles de faible densité nécessitent un investissement moindre, cependant le coût de distribution peut-être élevé. Des études de marché sont souvent nécessaires pour savoir si le réseau va être économiquement viable.

Classification par génération

Les générations des RCU prennent en compte leurs évolutions technologiques successives. Le fonctionnement des réseaux se fait à des températures de plus en plus basses avec un mix énergétique de plus en plus orienté vers les EnR&R. (Lund *et al.*, 2014) distinguent 4 générations représentées sur la Figure 1.7 :

- La 1^{re} génération utilise la vapeur pour amener la chaleur provenant de chaudière à charbon.
- Pour la 2^{de} génération, l'eau surchauffée est utilisée comme fluide caloporteur. La cogénération commence à se développer. La chaleur provient de la combustion des énergies fossiles.
- L'efficacité énergétique est la principale motivation au développement des réseaux de 3^e génération. Les pertes de chaleur sont limitées lors du transport de l'eau chaude : la température est plus basse et les canalisations mieux isolées. L'utilisation de nouvelles sources voit le jour (biomasse et récupération industrielle). Les sous-stations sont plus performantes et utilisent des échangeurs à plaques au lieu d'échangeurs à tubes et calandres.
- Les réseaux basse et très basse température correspondent à la 4^e génération. La plupart des sources d'énergie peuvent être utilisées et de nouvelles sont envisageables comme la récupération de la chaleur issue des data centers. Les pompes à chaleur sont souvent employées. Ces réseaux sont adaptés aux nouveaux bâtiments nécessitant de faibles besoins énergétiques. De par la possible interconnexion de plusieurs réseaux et un meilleur contrôle de la distribution pour satisfaire la demande, ces réseaux sont dits intelligents.

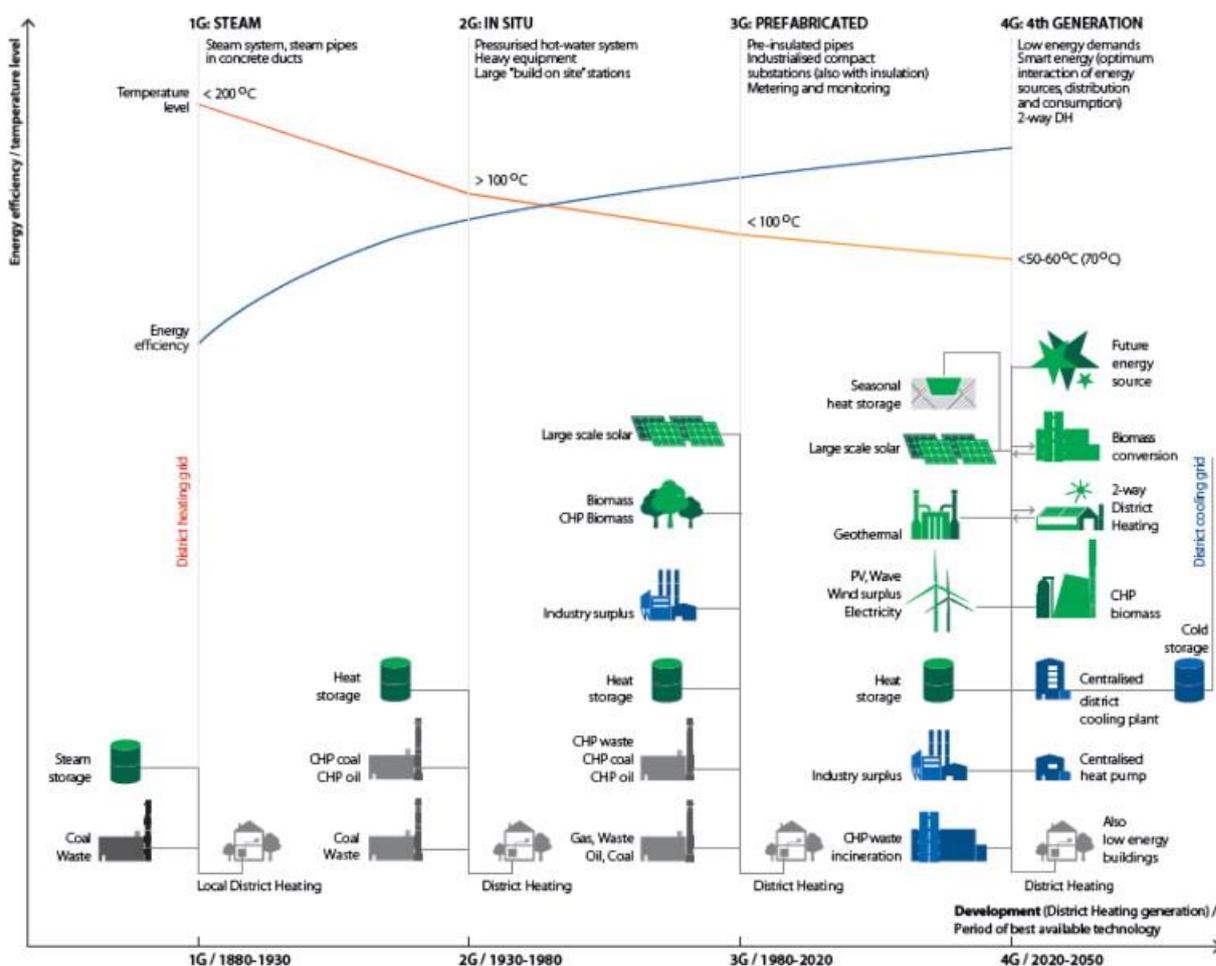


Figure 1.7 Chronologies et descriptions des différentes générations de RCU (Lund et al., 2014)

1.1.4. Place des RCU en Europe et en France

En Europe

La Figure 1.8 indique le pourcentage de population relié à un RCU pour différents pays d'Europe en 2013. Pour ces mêmes pays, la Figure 1.8 présente aussi la vente totale de chaleur distribuée par les réseaux en 2009 et 2013. Le développement des RCU en Europe est inégalement réparti entre les pays. Les réseaux de chaleur sont largement développés dans certains pays comme l'Islande, le Danemark, l'Estonie et la Lettonie, où plus 60% des habitants sont reliés à un RCU. Alors qu'en France, Italie, Norvège, Pays-Bas et Suisse, seulement 10% le sont. L'Allemagne, la Pologne et la Suède sont les pays les plus vendeurs de chaleur issue d'un RCU. Cet indicateur est fortement lié à la population du pays. On constate cependant une évolution différente au cours du temps selon le pays. Entre 2009 et 2013, la vente a ralenti dans la plupart des pays (dont la France). Elle a augmenté pour certains pays comme l'Autriche, le Danemark, l'Islande et l'Italie. La France fait partie des pays les plus vendeurs, mais peu de résidents reliés. Le potentiel de développement des RCU est donc important en France. À l'inverse, 92% de la population islandaise est relié à un RCU, mais cela représente une faible part de vente au niveau européen.

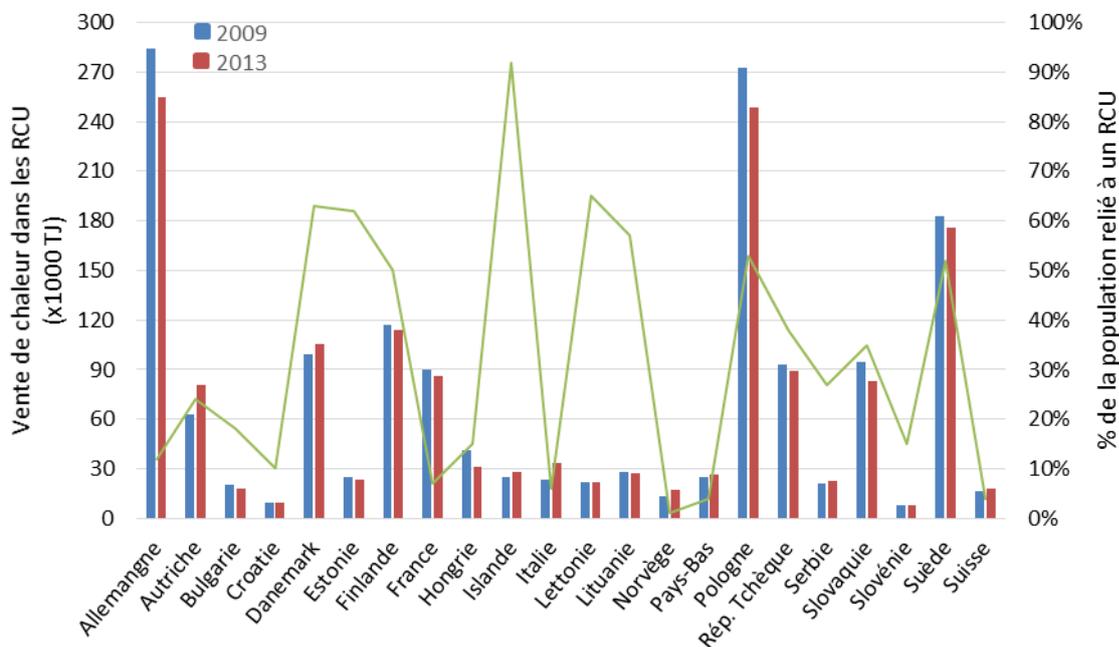


Figure 1.8 Superposition des graphiques de développement des RCU en Europe (d'après (Euroheat, 2015))

En France

L'enquête nationale sur les réseaux de chaleur et de froid menée par le Syndicat National de Chauffage Urbain (SNCU) en 2016 (sur les données statistiques de 2015 et parues en 2017) (SNCU, 2017) indique que :

« La totalité des réseaux ayant répondu à l'enquête (plus de 600 réseaux) s'étend sur 4 738 km et a permis de livrer 22 769 GWh d'énergie thermique pour chauffer presque essentiellement des bâtiments résidentiels et tertiaires. Les 161 réseaux de moins de 3,5 MW totalisent 236 km et 304 GWh de livraisons de chaleur. »

La participation à cette étude est uniquement obligatoire pour les réseaux de plus de 3,5 MW. La totalité des petits réseaux (inférieurs à cette valeur) n'y est donc pas représentée.

Le développement des réseaux s'accompagne d'une augmentation de la part d'EnR&R dans leur bouquet énergétique. Cette évolution est présentée par la Figure 1.9. En 10 ans, la part d'EnR&R est passée d'environ 30% en 2005 à environ 50% en 2015. De plus, 77% des réseaux utilisent au moins une source d'énergie renouvelable. La Figure 1.10 montre la répartition du mix énergétique des réseaux de chaleur en France. Bien que l'utilisation du gaz naturel soit la source de chaleur principale alimentant les RCU en France, l'utilisation de la biomasse a considérablement augmenté, passant de 1% à 18% du mix énergétique en dix ans (Figure 1.11). Les Unités de Valorisation Energétique (UVE) représentent la source EnR&R majoritaire.

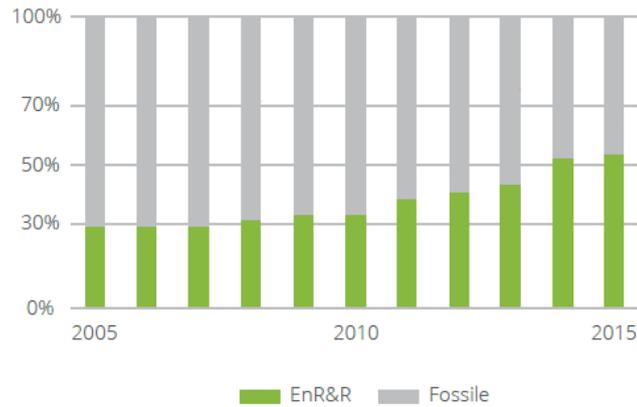


Figure 1.9 Evolution du bouquet énergétique en énergie produite par les RCU en France (SNCU, 2017)

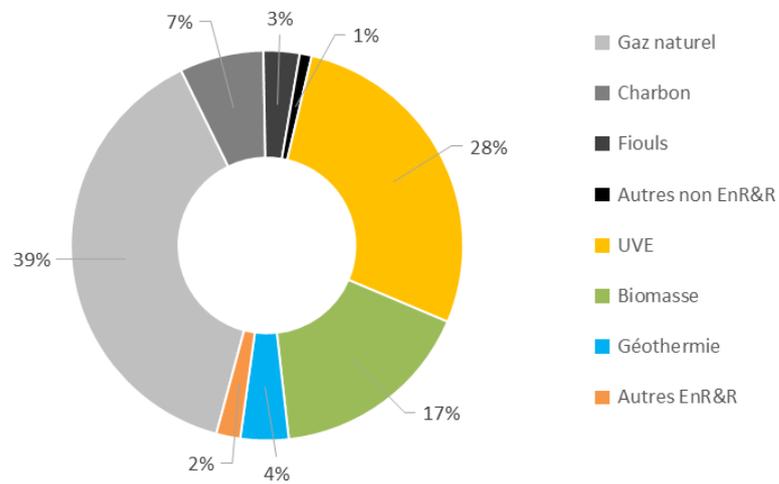


Figure 1.10 Mix énergétique des RCU en France en 2015 (d'après des données (SNCU, 2017))

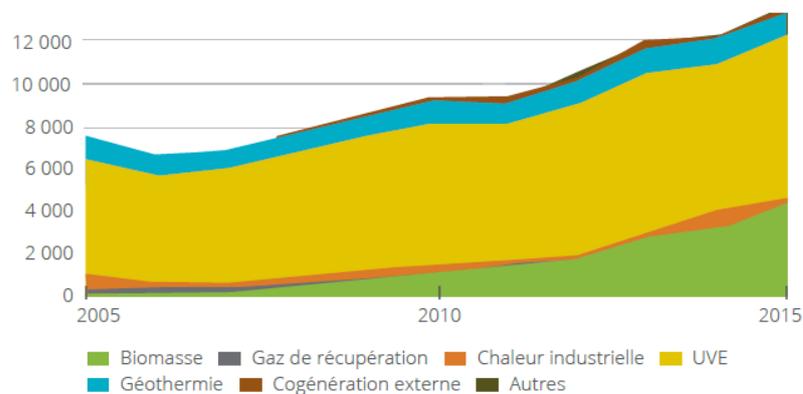


Figure 1.11 Evolution des EnR&R utilisées par le RCU en France (en GWh d'énergie produite) (SNCU, 2017)

Les énergies disponibles ne sont pas réparties de manière homogène sur tout le territoire. Par exemple, les gisements utilisables pour la géothermie profonde se trouvent essentiellement dans le bassin Parisien, en Aquitaine et en Alsace. De la même manière, la durée d'ensoleillement n'est pas la même en Corse ou en Bretagne. D'après l'étude du SNCU, les réseaux démontrent leur capacité à mobiliser les énergies disponibles localement.

1.1.5. Avantages et limites des RCU

Dans le contexte environnemental actuel, les réseaux de chaleur ont des avantages indéniables. Les RCU permettent en outre de limiter les émissions de GES : d'une part par l'utilisation importante d'énergies renouvelables ou de récupération ; d'autre part par la possibilité de mettre en place des procédés de traitement sur les centrales à combustion fossile, solution non envisageable dans le cas de chauffage individuel.

Les avantages des réseaux de chaleur ne se limitent pas à la réduction d'émission de GES. Rezaie et Rosen (2012) précisent que :

- + La diversité des différentes sources d'énergie permet une meilleure garantie d'approvisionnement des consommateurs ainsi qu'une meilleure stabilité du prix de la chaleur.
- + L'achat d'énergies fossiles aux pays exportateurs est ainsi limité de par la réduction de l'utilisation de ces énergies. Les réseaux de chaleur permettent donc une meilleure indépendance.
- + Dans certains cas, la ressource d'énergie ne peut pas être exportée et doit être utilisée localement, comme pour la géothermie ou la récupération de chaleur issue de l'industrie. L'utilisation des réseaux de chaleur permet donc le développement de l'économie locale.
- + Les RCU sont aussi l'unique moyen technologique d'utilisation de certaines sources utilisées pour produire de la chaleur. C'est le cas de la géothermie profonde dont le coût d'investissement est trop important pour être envisagé comme solution pour un chauffage individuel. Les RCU permettent de mutualiser l'investissement réalisé.
- + Les coûts de maintenance sont réduits, car mutualisés.
- + Ils permettent un gain de place.

Bien entendu, la technologie des RCU n'est pas parfaite et présente aussi des inconvénients qui vont limiter leur développement :

- Bien qu'il soit mutualisé, le coût d'investissement souvent élevé peut être un frein au développement des RCU.
- La difficulté de le mettre en place dans certaines zones urbaines denses ou la construction sera plus onéreuse et où la source de chaleur difficilement accessible. Souvent, la source se situe à l'extérieur de ces zones et si la distance entre les deux est trop grande, d'importantes pertes de chaleur sont à prendre en compte.

- Les réseaux de chaleur sont en concurrence avec d'autres moyens de chauffage individuel. C'est d'autant plus vrai en France où le prix de l'électricité et le prix du gaz sont compétitifs. On remarque qu'en France ce sont ces deux moyens de chauffage qui sont les plus utilisés (44% de logements chauffés au gaz, 33% à l'électricité contre seulement 7% pour les RCU).

La technologie des RCU n'est bien entendu pas la seule technologie permettant de mobiliser les EnR&R. Dans le cas de la géothermie, et plus particulièrement dans le cadre du projet FONGEOSEC, les Cycles Organiques de Rankine (Organic Rankine Cycle : ORC) sont aussi envisagés.

Ainsi, maintenant que les réseaux de chaleur ont été détaillés, les ORC (et plus généralement les cycles de Rankine) vont être présentés dans la section suivante.

1.2. LES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE

Dans la section précédente, nous avons vu que les énergies renouvelables peuvent répondre à la demande en chaleur localement, tout en respectant notre environnement. Dans certaines conditions, il peut être difficile d'alimenter un RCU, par exemple pour des productions en zone géographique isolée. La production d'électricité à partir de sources d'énergie non délocalisable permet alors de déplacer le niveau local.

Ce dernier point correspond aux domaines d'applications des Cycles Organiques de Rankine.

Ainsi, après un bref descriptif des différents cycles de Rankine et leurs fonctionnements, le cas particulier des ORC sera détaillé.

1.2.1. Le Cycle de Rankine

Ce cycle tire son nom du physicien écossais William Rankine. Il s'agit d'un cycle thermodynamique permettant de récupérer une énergie thermique et de la convertir en électricité par un intermédiaire mécanique. Cette conversion, chaleur-électricité, s'effectue par détente de la vapeur d'eau dans une turbine.

Description du cycle

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

Ainsi, l'évaporation de l'eau sous haute pression permet de récupérer la chaleur disponible de la source. En sortie d'évaporateur, la vapeur d'eau atteint sa température la plus haute dans le cycle. Cette vapeur est ensuite détendue dans une turbine jusqu'à la pression basse. La détente permet de générer l'énergie mécanique qui sera convertie en énergie électrique. La vapeur restante dans le système est ensuite condensée, généralement en utilisant une source froide ayant l'avantage d'être peu onéreuse, l'eau de rivière par exemple. Pour finir, l'eau liquide est comprimée par l'intermédiaire d'une pompe qui permet la circulation du fluide dans le cycle.

La Figure 1.12 représente les diverses étapes du cycle de Rankine.

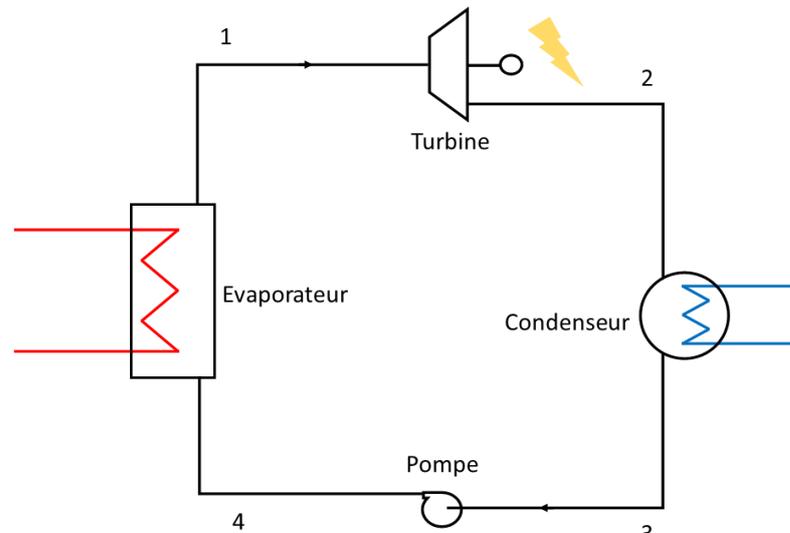


Figure 1.12 Représentation schématique d'un cycle de Rankine

Les transformations subies par l'eau sont donc les suivantes :

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

Ces 4 étapes peuvent être représentées sur un diagramme $T-s$ comme le montre la Figure 1.13.

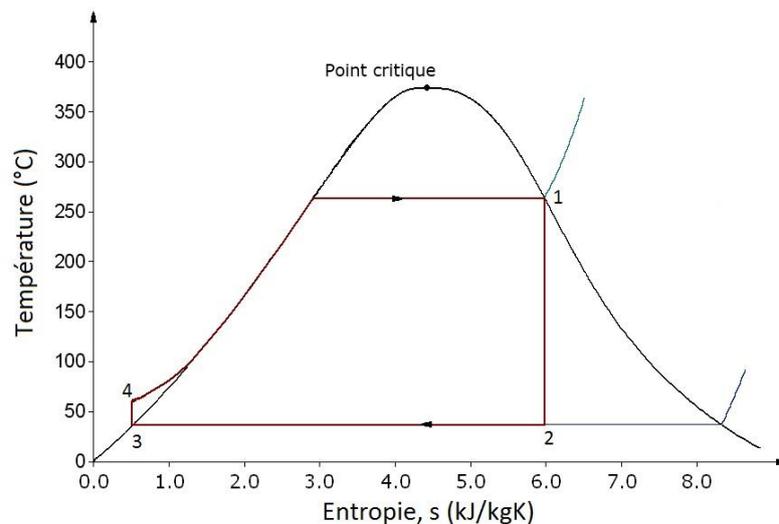


Figure 1.13 Diagramme $T-s$ idéal du cycle de Rankine

La Figure 1.13 représente un cycle de Rankine dit idéal, en effet la détente au niveau de la turbine et la compression au niveau de la pompe sont supposées isentropiques. Les pertes de charges liées aux

frottements dans les canalisations et dans les échangeurs sont aussi sources d'irrégularités et donc d'écart par rapport au cycle idéal. La Figure 1.14 schématise ces écarts sans, toutefois, tenir compte des pertes de charge.

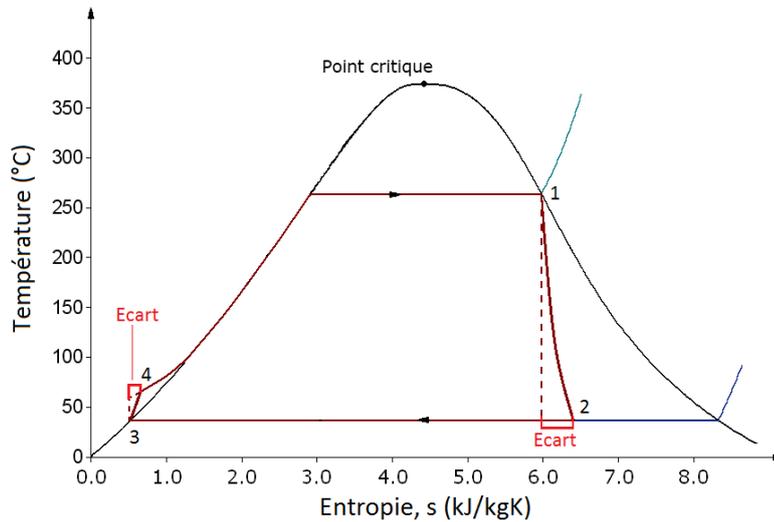


Figure 1.14 Diagramme T-s réel du cycle de Rankine

Modifications du cycle

Afin d'améliorer son rendement, de nombreuses modifications peuvent alors être apportées au cycle de Rankine de base. Les principales modifications sont, entre autres, l'ajout d'une surchauffe de la vapeur avant son entrée dans la turbine, un tel cycle est dit cycle de Hirn.

Cycle de Hirn

Le cycle de Hirn est un cycle de Rankine dont la vapeur est surchauffée avant détente dans la turbine (Figure 1.15). L'utilisation de la surchauffe a pour avantage d'augmenter la fraction vaporisée en sortie de turbine. La détérioration de celle-ci due à la présence de gouttelettes d'eau est alors réduite. Le rendement du cycle est aussi amélioré (LALLEMAND, 2007).

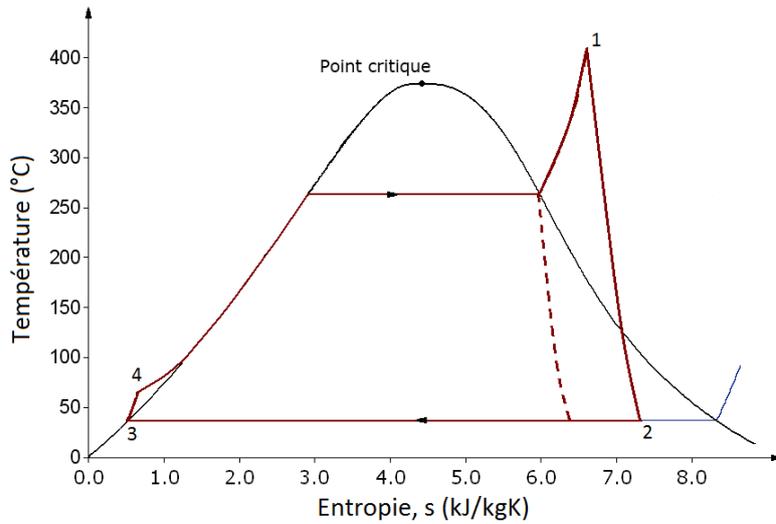


Figure 1.15 Diagramme T-s du cycle de Hirn

Cycle de Hirn avec resurchauffe

Dans le but d’améliorer encore le rendement du cycle et de diminuer le titre de la phase liquide dans la turbine, notamment pour des installations allant jusqu’à quelques dizaines de mégawatts électriques produits (LALLEMAND, 2007), la détente est alors réalisée en deux temps. Après une première détente, la vapeur est à nouveau surchauffée pour ensuite être amenée jusqu’à la pression basse du système. La Figure 1.16 représente une schématisation de ce cycle ainsi que son diagramme T-s.

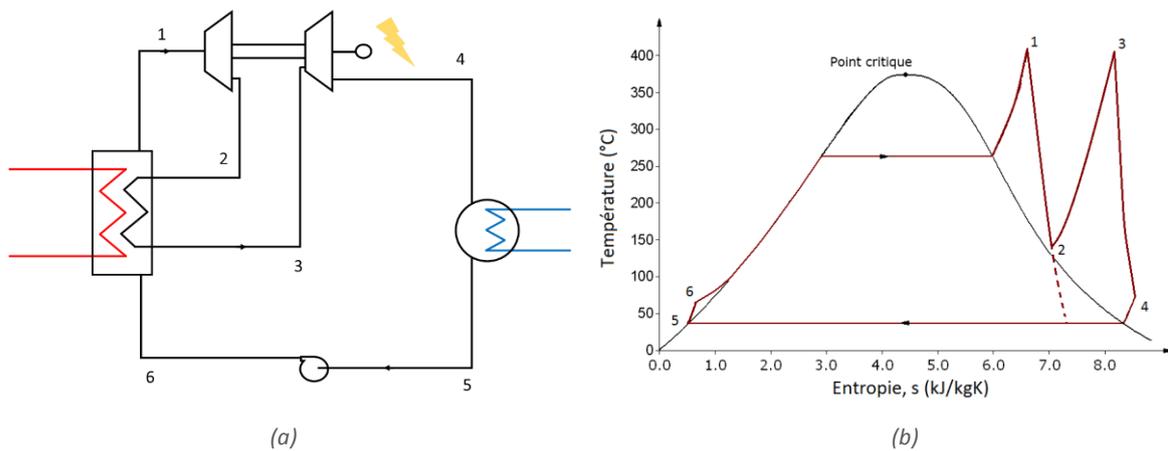


Figure 1.16 Cycle de Hirn avec resurchauffe
(a) représentation (b) diagramme T-s

Cycle de Hirn à soutirages de vapeur (dit régénératif)

Une autre configuration envisagée est d’inclure des soutirages de vapeur dans la turbine. La vapeur, issue du soutirage et l’eau, sous-refroidie après compression, sont alors mélangées puis ramenées à la pression haute au moyen d’une nouvelle pompe (Figure 1.17). Dans le document (LALLEMAND, 2007), il est démontré que dans une telle configuration, le rendement du cycle avec soutirages est

nécessairement supérieur à celui du cycle de Hirn. En théorie, plus il y a de soutirages, plus le rendement sera élevé. Cependant dans la pratique, le nombre de soutirages est limité et est inférieur à la dizaine. Ceci est dû au coût d'investissement important qui, même pour les installations de forte puissance, serait difficile à rentabiliser.

Ces dernières modifications du cycle (resurchauffe et régénératif) correspondent aux modifications de structures majoritairement utilisées. D'autres existent, mais ne sont pas détaillées ici. Il est, par exemple, envisageable de combiner resurchauffes et soutirages (Ibrahim Acar, 1997).

En plus d'améliorations structurelles du cycle, de nombreuses études ont été portées sur le fluide circulant dans le cycle. Les cycles de Rankine ou de Hirn pour lesquels l'eau n'est pas utilisée sont appelés Cycles Organiques de Rankine.

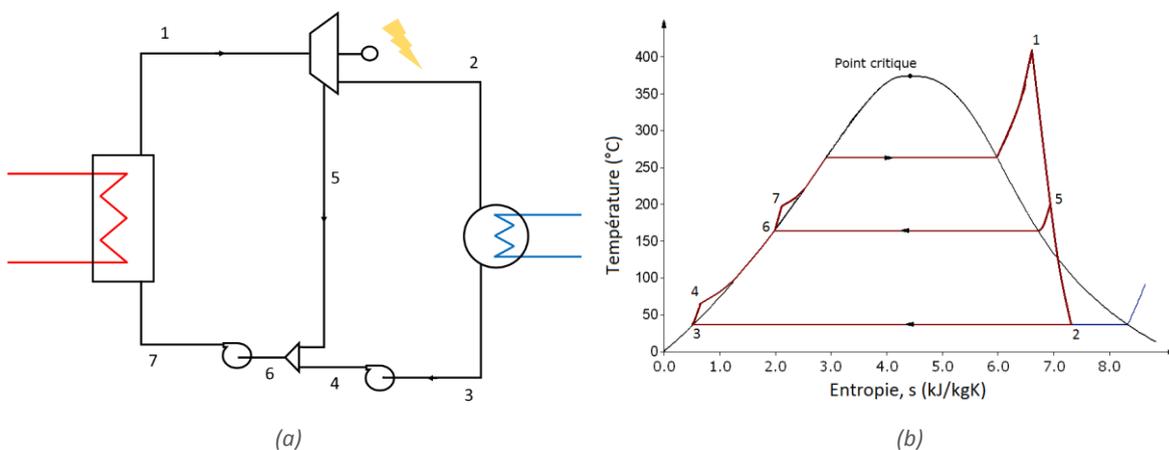


Figure 1.17 Cycle de Hirn à 1 soutirage de vapeur
(a) représentation (b) diagramme T-s

1.2.2. Cycles Organiques de Rankine

Dérivés des cycles de Rankine, les ORC utilisent des composés organiques comme fluide de travail à la place de l'eau. Généralement, ces composés sont des réfrigérants (hydrocarbures, siloxanes ou fluorocarbures).

Bien que l'idée de remplacer l'eau par un autre fluide soit apparue avec T. Howard vers 1826, il aura fallu attendre plus d'une centaine d'années pour voir l'une des premières applications d'un ORC fonctionner. Le travail du professeur d'Amelio, sur l'utilisation d'un ORC à monochloroéthane sur une centrale solaire, fut récompensé en 1936. Entre 1961 et 1962, les études d'Harry Zvi Tabor et de Lucien Bronicki ont permis de développer la technologie ORC. En 1967, la première application géothermale d'un ORC fut installée dans la péninsule du Kamtchatka pour une production de 680 kW_e à partir d'une source basse température (80°C) (KCORC, 2013).

De nos jours, plus de 450 sites à Cycle Organique de Rankine, appelés sites ORC, sont présents dans le monde pour une puissance cumulée supérieure à 2000 MW_e. Après une forte hausse d'installations entre les années 2000 et 2008, le nombre de sites se stabilise autour de 70 installations par année, chiffre estimé par les références (Enertime, 2009; Colonna *et al.*, 2015).

Contrairement aux cycles de Rankine, utilisés dans de grosses centrales (>50 MW_e) avec à disposition une source chaude haute température, les ORC permettent la récupération de chaleur basse température (<300°C). La chaleur récupérée est souvent d'origine renouvelable. Ces installations peuvent fournir jusqu'à 2 MW_e (Enertime, 2009).

Le marché de l'ORC

Implantations

En 2009, les principaux sites ORC se trouvaient essentiellement en Europe (Italie, Allemagne et Autriche) et aux USA (Figure 1.18). Bien que près de 70% des sites étaient Européens, environ 40% de la puissance installée était localisée aux USA (Enertime, 2009). Ceci étant dû au fait que la politique Européenne est plus axée sur le développement de petites centrales biomasses et d'un rachat de l'électricité aux tarifs attractifs.

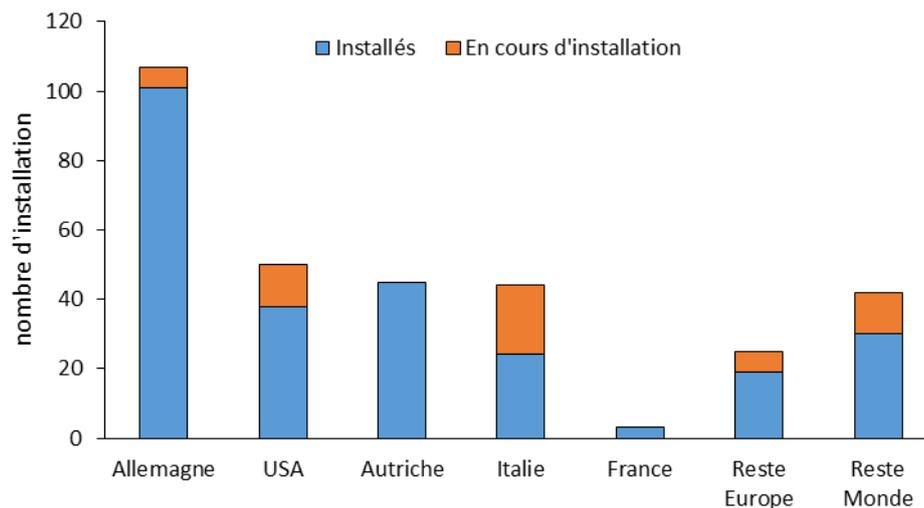


Figure 1.18 Répartition des sites ORC dans le monde (Enertime, 2009)

Applications

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

- la biomasse,
- la géothermie,
- le solaire,
- et la chaleur libérée dans les industries.

La Figure 1.19 montre la répartition des ORC par secteur d'activité (Enertime, 2009; Rettig *et al.*, 2011).

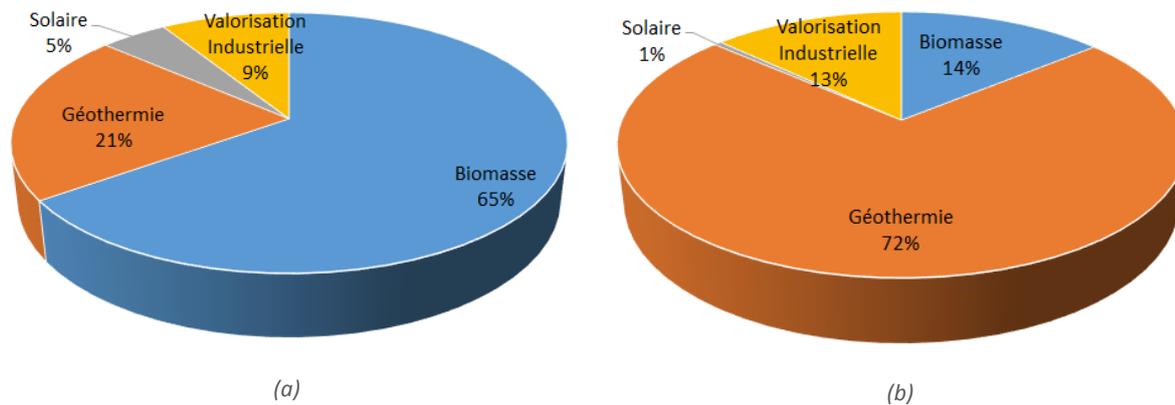


Figure 1.19 Répartition des sites ORC par secteur d'activité
(a) en nombre (b) en puissance installée

La biomasse

La biomasse est la source de chaleur alimentant les ORC la plus répandue, en nombre d'installations. En brûlant, la biomasse chauffe une huile thermique initialement à 150°C jusqu'à 320°C. La chaleur de l'huile est ensuite utilisée dans la boucle ORC pour évaporer le fluide organique de l'ORC à une température proche de 300°C. Après plusieurs étapes, dont la détente et la condensation, le fluide organique atteint 90°C environ. Pour utiliser au maximum l'énergie disponible, les centrales biomasses combinent généralement génération d'électricité et de chaleur. Ainsi l'eau servant à la condensation du fluide peut-être, par exemple, valorisée dans un réseau de chauffage urbain. La plupart du temps, la récupération d'énergie pour ce type de centrale est limitée à 6 – 10 MW_{th} , soit une production électrique de 1 à 2 MW_e (Enertime, 2009; Quoilin *et al.*, 2013).

Le 9 avril 2015, a été inauguré à Montpellier en France une centrale biomasse à module ORC. Cette centrale génère au total (thermique et électrique) 600 kW et fournira à terme de l'électricité, de la chaleur et du froid, à 5 200 logements et 600 000 m^2 de bureaux, commerces et équipements publics (Enertime, 2015).

La géothermie

L'énergie géothermique est la chaleur disponible et présente sous le sol de la Terre. La température augmente d'environ 3°C pour 100 m de profondeur. Différentes sources de chaleur et applications sont envisageables. Tout d'abord, la géothermie de surface, à faible profondeur et faible température, sert principalement de source chaude aux Pompes A Chaleur (PAC). Il existe aussi la géothermie basse et moyenne température, qui se caractérise par une source d'eau chaude sous pression allant jusqu'à 200°C. Lorsque la fraction vaporisée est faible, un module ORC peut être appliqué. Il pourra aussi être couplé à un système de récupération de chaleur (réseau de distribution de chaleur) si la température est supérieure à 150°C. Pour finir, la géothermie haute température (supérieure à 200°C) est, quant à elle, disponible sous forme de vapeur d'eau. Cette vapeur peut alimenter directement une turbine à vapeur si elle ne contient pas d'eau liquide. Dans le cas contraire, elle passe d'abord par une étape de séparation liquide-vapeur (LAPLAIGNE et LEMALE, 2008; Enertime, 2009).

Parmi les applications de la géothermie, depuis 2008, un module ORC permet de générer 1,5 MW_e à partir de l'eau injectée dans un sous-sol dont les roches sont naturellement fracturées à Soultz-Sous-Forêt en France. Il s'agit du premier pilote dit EGS (Enhanced Geothermal System) relié au réseaux électrique (ADEME et BRGM, 2015).

L'énergie solaire

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

- les tours solaires et les collecteurs paraboliques qui sont les technologies à concentration ponctuelle ;
- les collecteurs cylindro-paraboliques et les collecteurs de Fresnel qui sont des technologies à concentration linéaire (Baharoon *et al.*, 2015).

Dans les concentrations ponctuelles, la température du fluide caloporteur peut atteindre 1 000°C, ce qui induit que la technologie ORC n'est pas applicable. En revanche, dans les centrales à concentration linéaire, les températures n'excèdent pas les 400°C. Il est donc tout à fait envisageable d'utiliser un ORC comme système de génération électrique, notamment dans des champs solaires de petite dimension ou à faible ensoleillement. De plus, ces centrales sont moins onéreuses que les centrales à collection ponctuelle.

L'installation solaire la plus importante se situe à l'Imperial County, CA, USA. Depuis 2014, le module ORC installé par la société ORMAT délivre 13,1 MW_e (ORMAT, 2017).

Valorisation de la chaleur fatale industrielle

Dans de nombreuses entreprises, une quantité importante de chaleur est rejetée dans l'atmosphère à une température inférieure à 350°C (Lecompte *et al.*, 2015). En plus d'être perdue, cela a un impact néfaste sur l'environnement. La valorisation de cette chaleur a donc un double enjeu, un enjeu économique et un enjeu environnemental. En 2005, la part totale d'énergie récupérable par la technologie ORC a été estimée à 3 000 MW_e en Europe, pour l'année 2010 (Bailey et Worrell, 2005). Ces données ont ensuite été validées en 2013 (HREII DEMO Observatory, 2013). Généralement, un module ORC utilisé pour la valorisation de la chaleur fatale permet de générer entre 1,5 et 4 MW_e.

Les principaux secteurs visés sont la sidérurgie, la chimie, l'agroalimentaire, la cimenterie et l'Oil & Gaz. On peut par exemple citer l'installation de Rohožník en Slovaquie générant 5 MW_e depuis 2014 (Turboden, 2017).

Les principaux acteurs

De nombreux acteurs sont présents sur le marché de l'ORC. On peut malgré tout citer Turboden, qui représente près de la moitié des unités mondiales et 12,6% de l'énergie totale mondiale produite par ORC (Tartière, 2016). ORMAT se distingue aussi en produisant 65,7% d'énergie issue d'ORC pour près du quart des unités. La société ENERTIME, impliquée dans le projet FONGEOSEC, s'impose comme la référence Française des ORC.

Le Tableau 1.1 fournit une liste non exhaustive des principaux acteurs.

Tableau 1.1 Liste des principaux acteurs dans la technologie ORC, données 2017 d'après les sites internet des sociétés

Acteurs	Nombre d'unités	Plage de puissance des unités
TURBODEN (Turboden, 2017)	351	200 kW _e – 15 MW _e
ORMAT (ORMAT, 2017)	~150	Moy. 10 – 130 MW _e
EXERGY (Exergy, 2017)	42	100 kW _e – 25 MW _e
Enertime (Enertime, 2017)	7	500 kW _e – 3 MW _e
Maxxtec	120	310 – 1700 kW _e
GMK (GMK, 2017)	31	50 kW _e – 5 MW _e
Tri-o-gen (Triogen, 2017)	37	100 – 170 kW _e

1.2.3. Les fluides de travail

Quelle que soit la nature du fluide de travail utilisé (hydrocarbures, siloxanes,...), il peut être caractérisé comme étant un fluide dit humide, isentrope ou sec (Figure 1.20). Sur le diagramme *T-s*, cette classification est représentée par une pente négative de la courbe de saturation vapeur pour les fluides dits humides. Pour les fluides isentropes, la pente est associée à une verticale et est positive pour les fluides secs.

En théorie, il est préférable d'utiliser un fluide sec, car lors de l'étape de détente dans la turbine, le fluide restera à l'état de vapeur contrairement aux fluides humides. Par exemple, l'eau étant un fluide humide, il a été vu en section 1.2.1 qu'en fin de détente, elle était à l'état de mélange liquide-vapeur ce qui entraîne une détérioration précoce de la turbine.

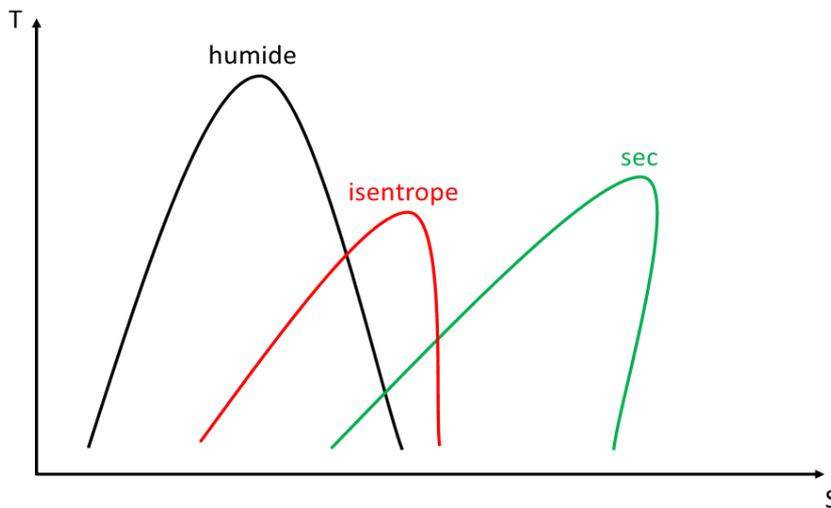


Figure 1.20 Caractérisation des fluides

Pour s'orienter dans la recherche du fluide de travail le plus approprié possible, Quoilin *et al.* (2013) proposent quelques pistes de réflexion :

- Évaluer, pour les fluides envisagés, les performances du cycle (efficacité et production électrique) dans les conditions opératoires (température de la source chaude et de refroidissement).

- Savoir dans quelle catégorie sont classés les fluides (sec, humide et isentrope). Les catégories sèches ou isentropes sont préférables.
- Privilégier les fluides à faible viscosité pour limiter les pertes de charge, et avec une conductivité thermique élevée.
- Il faut que la pression d'évaporation du fluide ne soit pas trop élevée et que la pression basse du cycle soit supérieure à la pression atmosphérique.
- Regarder la dangerosité du fluide ainsi que son impact sur l'environnement.
- Le fluide doit être facilement disponible pour l'achat et peu coûteux.

De nombreuses études sur les fluides utilisables pour les ORC ont été réalisées. Ainsi, le tableau présenté en Annexe A référence une liste des principaux fluides utilisés.

Il faut tout de même noter que, de par la multitude des fluides existants et de la variété des conditions opératoires possibles, un seul fluide ne peut être identifié comme optimal pour une application ORC. De plus, sur une étude de 16 fluides, Shengjun *et al.* (2011) mettent en avant le fait que selon le critère choisi (efficacité du cycle, puissance générée, analyses économiques) les fluides retenus ne sont pas nécessairement les mêmes.

Ainsi, Wang *et al.* (2013) proposent quelques fluides utilisables sur des plages de température de source chaude (Figure 1.21).

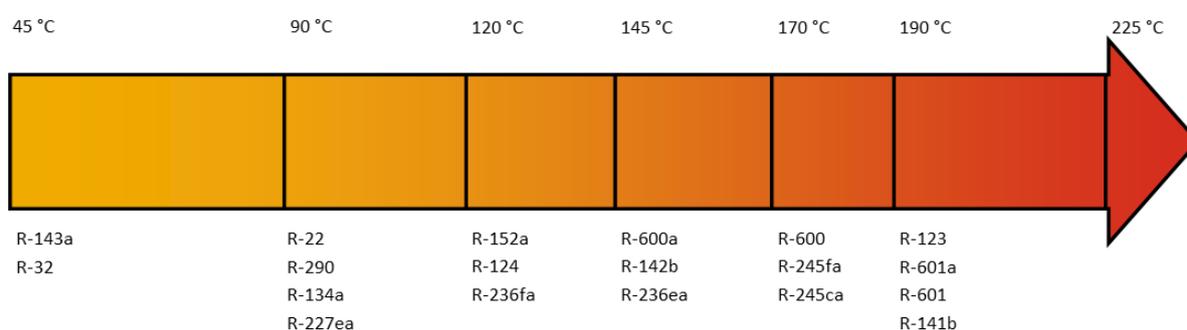


Figure 1.21 Liste de fluides de travail utilisables selon la température de la source chaude (Wang *et al.*, 2013)

1.2.4. Amélioration liée aux ORC

Les améliorations du cycle de Hirn présenté précédemment (section 1.2.1) sont aussi applicables aux ORC. Néanmoins deux principales modifications spécifiques aux ORC sont envisageables.

Tout d'abord, les relatives faibles températures critiques du fluide organique par rapport à des températures de sources chaudes plus élevées, permettent l'utilisation des fluides dans le domaine supercritique. Les irréversibilités d'un échange de chaleur peuvent être représentées graphiquement par l'aire entre les courbes (Figure 1.22). On comprend alors, visuellement, l'intérêt d'utiliser un fluide dans son domaine supercritique. Maraver *et al.* (2014) insistent néanmoins sur le fait que la température de la source chaude doit être suffisamment élevée et qu'il ne doit pas y avoir de restriction sur la pression haute du cycle.

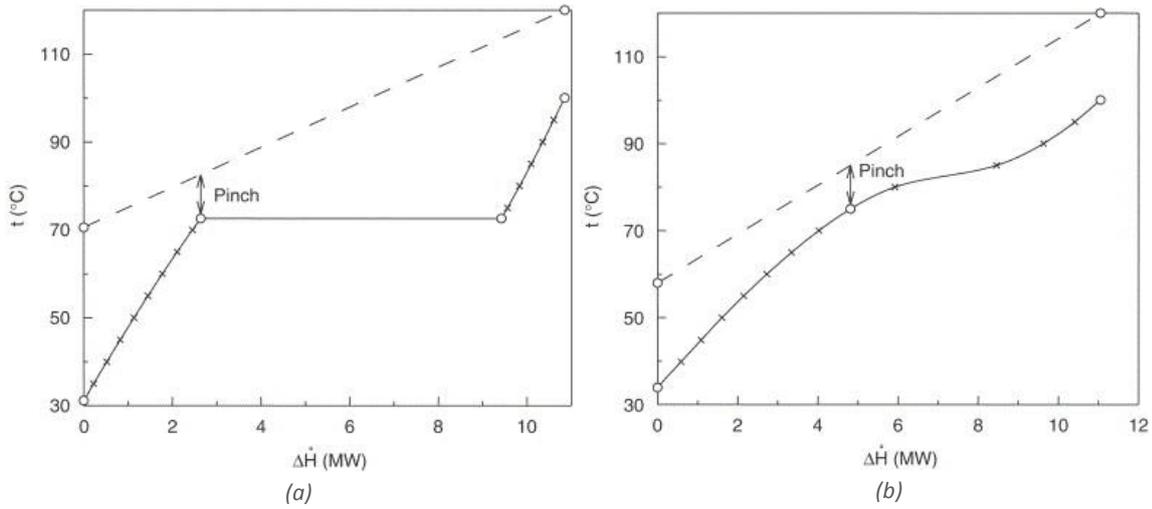


Figure 1.22 Représentation des échanges avec un fluide sous-critique (a) et avec un fluide supercritique (b) (Saleh et al., 2007)

Une autre amélioration est l'utilisation d'un récupérateur de chaleur (Internal Heat Exchanger : IHE) entre la vapeur sortant de la turbine et le liquide sortant de la pompe (Figure 1.23). Avec cette configuration, l'efficacité énergétique du cycle peut être améliorée. Pour qu'un tel échangeur soit utilisable, il est tout de même indispensable que le fluide soit dans son état vapeur en sortie de turbine, ce qui n'est pas nécessairement le cas pour des fluides humides. Maraver *et al.* (2014) précisent aussi que même lorsque c'est possible, son utilisation n'est pas nécessairement justifiée et que cela dépend principalement des conditions opératoires et de l'objectif visé (amélioration de la production électrique, amélioration du rendement,...).

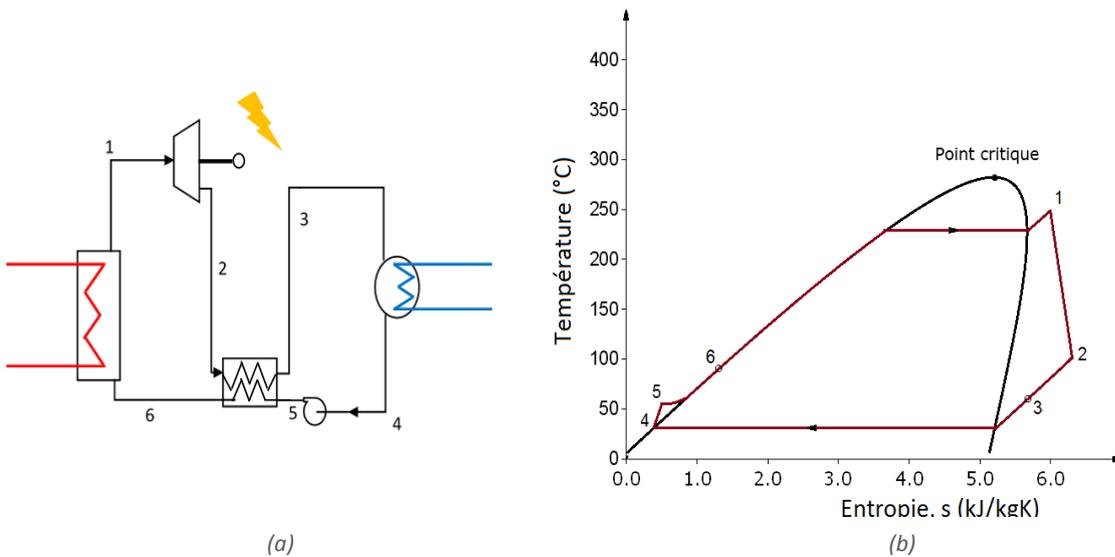


Figure 1.23 ORC avec récupérateur (a) représentation (b) diagramme T-s

Dans le cadre du projet FONGEOSEC, les deux technologies précédemment présentées seront couplées. Que ce soit la structure du réseau de chaleur, les conditions opératoires de l'ORC (débit, pressions, températures,...) ou encore la répartition entre alimentation en chaleur de l'ORC et du RCU, tous ces choix ne doivent pas se faire au hasard. D'autant plus qu'à l'heure actuelle, avec de bons outils (notamment informatique) et les connaissances appropriées, il est possible de réaliser une réelle optimisation dans le but d'améliorer un objectif (ou plusieurs objectifs conjointement). Les résultats ainsi obtenus sont uniques à chaque condition spécifique étudiée (types de source de chaleur, sa température, son débit....) et qui sont propres à chaque projet.

1.3. L'OPTIMISATION COMME OUTILS D'AIDE A LA DECISION

Avant de présenter l'état de l'art des travaux d'optimisation appliqués à des systèmes (ou applications) identiques aux nôtres, il convient en premier lieu de définir ce que nous appelons « optimisation ».

Pour finir, un tableau récapitulatif, synthétisant l'état de l'art sera présenté.

1.3.1. L'optimisation numérique

Dans le cadre de cette thèse, le modèle (présenté au Chapitre 3) est un problème d'optimisation au sens des mathématiques : on parlera d'optimisation mathématique ou numérique.

La formulation d'un tel problème est de la forme suivante (Biegler et Grossmann, 2004) :

$$\min f(x, y) \text{ s.t. } \begin{cases} h(x, y) = 0 \\ g(x, y) \leq 0 \\ x \in X \subseteq \mathbb{R}^n, y \in Y \subseteq \mathbb{Z}^m \end{cases} \quad 1-1$$

Dans ce cas, la fonction objectif $f(x, y)$ est minimisée. Elle aurait aussi pu être maximisée (max). Dans tous les cas, on dit qu'elle est optimisée. La formulation ci-dessus se veut la plus générale. Elle fait intervenir des variables continues (x) et discrètes (y). Elle est soumise à des contraintes égalités ($h(x, y) = 0$) et inégalités ($g(x, y) \leq 0$).

Autrement dit, l'optimisation mathématique est la résolution d'un problème visant à minimiser ou maximiser une fonction objectif en déterminant la meilleure valeur pour toutes les variables en respectant les contraintes qui leur sont imposées.

Par définition, dans un problème d'optimisation, il faut que le nombre de variables soit supérieur au nombre de contraintes égalités et inégalités saturées à convergence. Le problème est dit saturé s'il y a égalité entre les deux nombres (variables et contraintes égalités/inégalités saturées à convergence). Par ailleurs, si le nombre de contraintes égalités est supérieur au nombre de variables, l'espace de recherche peut être vide (aucune solution)

Dans certains cas, il peut être intéressant d'optimiser le problème en regardant plusieurs fonctions objectif. On parle alors d'optimisation multi-objectif. Dans le cas de deux objectifs à minimiser, la diminution de l'un ne peut se faire sans l'augmentation de l'autre. Un front (ou frontière) de Pareto est alors tracé, la solution se situe au meilleur compromis Figure 1.24. Une autre approche pour tenir compte de deux objectifs, peut-être de résoudre un problème mono-objectif dont la fonction est une combinaison des deux objectifs.

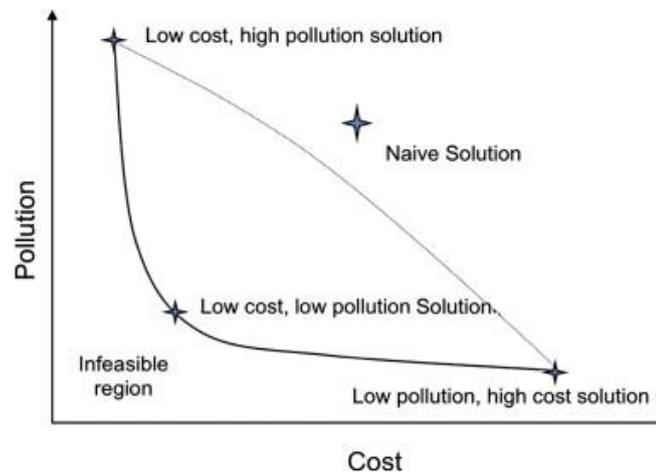


Figure 1.24 Représentation du front de Pareto pour la minimisation du coût et de la pollution (Molyneaux et al., 2010)

Les variables discrètes correspondent généralement à des variables prenant la valeur 0 ou 1. Elles sont utilisées par exemple pour l'existence ou non d'un équipement. Les problèmes d'optimisation sont d'abord différenciés selon le type des variables : discrètes, continues ou mixtes (mélange des deux). Ensuite, on regarde si les équations (fonction objectif et contraintes) sont linéaires ou non. Ainsi :

- Si les variables sont continues et toutes les équations linéaires, on parlera de problème LP (Linear Programming).
- Si les variables sont continues et certaines équations non linéaires, on parlera de problème NLP (Non Linear Programming).
- Si certaines variables sont discrètes et toutes les équations linéaires, on parlera de problème MILP (Mixed-Integer Linear Programming).
- Si certaines variables sont discrètes et certaines équations non linéaires, on parlera de problème MINLP (Mixed-Integer Non Linear Programming).
- Enfin, si toutes les variables sont discrètes, le problème est classé comme IP (Integer Programming).

La Figure 1.25 schématise cette classification.

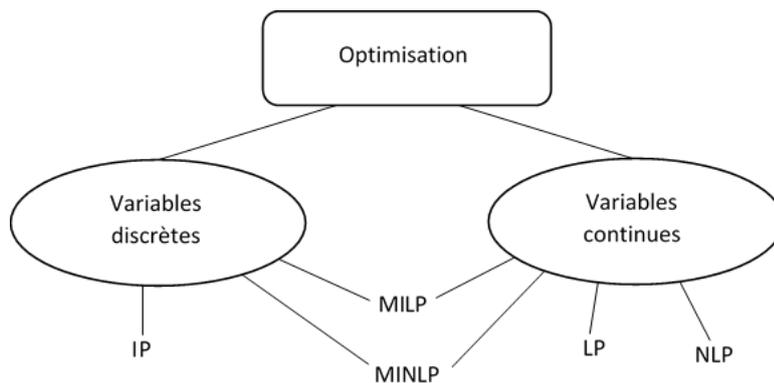


Figure 1.25 Arbre des classes simplifié des problèmes d'optimisation inspiré de (Biegler et Grossmann, 2004)

Pour chaque classe de problème, il existe de nombreuses méthodes de résolution. Ces méthodes peuvent être rangées en deux catégories :

- Les méthodes stochastiques utilisant des tirages de nombres aléatoires. Les méthodes les plus courantes sont les méthodes de type recuit simulé et les algorithmes évolutionnaires (algorithmes génétiques, stratégies d'évolution,...). Ces méthodes sont réputées faciles à mettre en place de par leur simplicité mathématique. En revanche, le nombre de cas tests résolus à chaque itération est important. Elles nécessitent donc un temps de calcul important.
- Les méthodes déterministes pour lesquelles le chemin de convergence dépend de l'état initial du problème. Le choix de cet état initial est donc une étape clé et délicate dans la mise en place du problème d'optimisation. Cependant, de par leur rapidité de calcul, il est alors possible de tester un grand nombre d'états initiaux afin de garantir la convergence du problème.

Dans le cas particulier où un seul optimum existe (cas des problèmes convexes), les méthodes déterministes seront privilégiées. Lorsque le problème est non-convexe, en plus de l'optimum global (meilleure solution possible), de nombreux optimums dits locaux existent aussi (meilleure solution dans son voisinage). L'optimum global ne peut alors pas être garanti avec une méthode déterministe. L'utilisation de tirages aléatoires permettrait aux méthodes stochastiques de converger vers cet optimum global plus facilement que pour les méthodes déterministes. En effet, les méthodes stochastiques peuvent ne pas rester bloquées dans le voisinage d'un optimum local. Cependant, aucune des deux catégories de méthode ne peut garantir l'obtention de la meilleure solution.

Pour les méthodes déterministes, les caractéristiques du problème sont importantes. Pour chaque catégorie de problème (LP, NLP,...), il existe une multitude d'algorithmes de résolution. Cependant, la plupart de ces algorithmes sont dédiés à un type de problème en particulier. Le choix de l'algorithme dépend donc de la formulation du problème.

Maintenant que nous avons effectué une brève description des problèmes d'optimisation, nous présentons des études d'optimisations appliquées aux ORC et aux RCU.

1.3.2. Optimisation des ORC

Depuis une dizaine d'années, de nombreuses études sur l'optimisation des cycles ont été menées. Deux approches sont alors confrontées, une optimisation énergétique (ou exergetique) du cycle, ou, une optimisation économique. Dans les deux cas, les études portent sur l'optimisation de la configuration du cycle et/ou sur le choix du fluide organique utilisé.

Détermination du fluide à utiliser

Les études d'optimisation des ORC permettant de comparer les fluides organiques sont nombreuses. Bien sûr, il n'existe pas un fluide idéal mais une multitude dont certains fluides seront plus ou moins performants selon leurs utilisations et leurs conditions opératoires.

Roy *et al.* (2010) ont réalisé l'optimisation paramétrique (l'optimisation n'est toutefois pas numérique) d'un ORC appliqué à la récupération de chaleur de quatre effluents gazeux. Dans cette étude, la température des effluents est prise égale à 140°C pour un débit de 312 Kg/s par effluent soit une énergie disponible de $4 \times 210 \text{ MW}_{th}$. En faisant varier la pression en entrée de la turbine, trois critères ont été étudiés : la production électrique nette et l'efficacité du cycle issue du premier puis du second principe de la thermodynamique pour trois fluides. Leurs études montrent qu'un maxima existe et que la valeur de pression optimale dépend du fluide et du critère choisis. Leurs conclusions ont montré que, pour ce système, le fluide présentant les meilleurs résultats est le R-123 pour une production de 19 MW_e .

Dans leur article, Quoilin *et al.* (2011) ont comparé les résultats obtenus entre la thermodynamique du cycle et l'optimisation de son coût spécifique de fonctionnement. Cette étude a été menée à bien pour une centrale à récupération de chaleur de petite échelle. Parmi les fluides de travail sélectionnés, le coût spécifique le plus faible est obtenu pour le n-butane avec une valeur de 2136 €/kW pour une valeur de température d'ébullition du n-butane de 114,4°C. Dans ces conditions, l'efficacité du cycle (défini par rapport à la quantité de chaleur maximale hypothétiquement récupérable) est de 4,47% tandis que d'un point de vue thermodynamique l'efficacité optimale est de 5,22% pour une température d'ébullition du n-butane de 133,2°C.

Le *et al.* (2014) ont cherchés à maximiser l'efficacité exergetique d'une part, et d'autre part de minimiser le coût d'installation de l'unité. La source chaude est de l'eau à 150°C et 5 bars avec un débit de 50 kg/s. L'étude a été menée avec le n-pentane, le R-245fa et différents mélanges de ceux-ci. D'après les résultats, le n-pentane pur permet d'obtenir la meilleure efficacité exergetique bien que le mélange contenant 70% de R-245fa produit le plus d'électricité. Le coût d'installation le plus avantageux l'est pour le mélange à 0,05% de R-245fa, mais pour une efficacité exergetique moindre.

Chagnon-Lessard *et al.* (2016) ont réalisé leur étude dans l'optique de maximiser la production électrique pour 36 fluides organiques en régime sous-critique et supercritique. L'optimisation a été réalisée pour une plage de température du fluide géothermal entre 80 et 180°C et pour une plage de température de condensation fixée entre 0,1 et 50°C. Les résultats présentant le meilleur fluide dans les conditions étudiées sont représentés sous forme d'une carte (Figure 1.26).

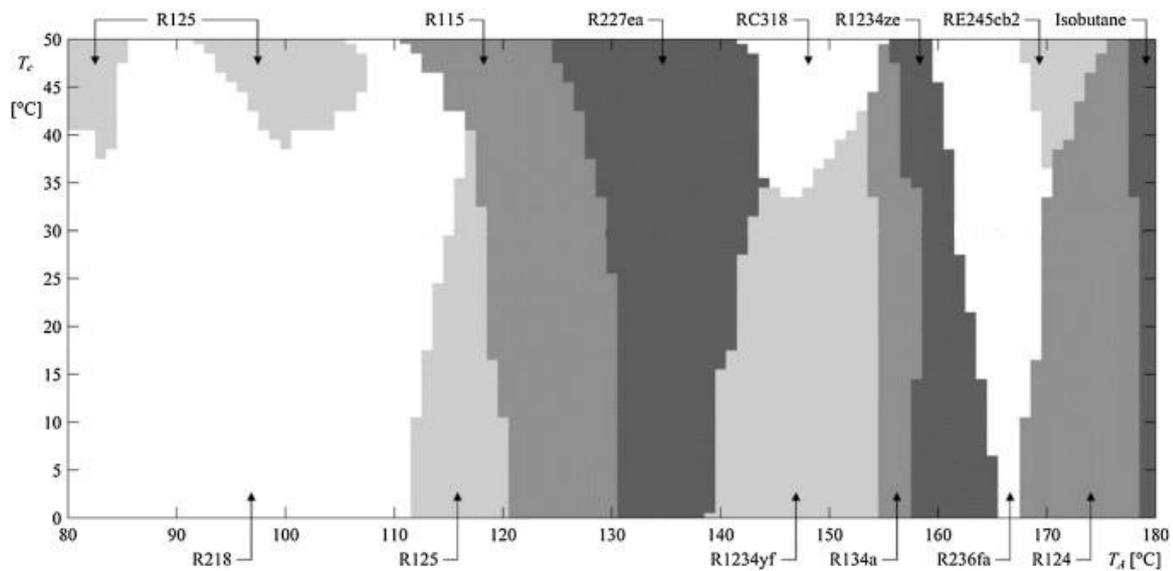


Figure 1.26 Carte des fluides optimaux suivant la température du fluide géothermal (abscisse) et la température de condensation du fluide organique (ordonnée) (Chagnon-Lessard *et al.*, 2016)

Comparaison des configurations

Bien que les études sur les fluides soient plus répandues, certains auteurs y associent aussi l'étude et la comparaison de différentes configurations.

Wang *et al.* (2009) ont optimisé l'efficacité exergetique pour différentes technologies de centrale de cogénération. Parmi celles-ci, le cycle de Kalina présente les meilleurs résultats. L'ORC a obtenu de moins bons résultats avec une efficacité exergetique de 37% contre 45% pour le cycle de Kalina. Seul le R-123 comme fluide de travail pour l'ORC a été étudié.

Astolfi *et al.* (2014a) ont étudié l'influence de la surchauffe et de la pression en amont de la turbine sur l'efficacité du cycle. Ces études ont été effectuées pour différents fluides et pour différentes configurations du cycle (cycle normal et régénératif (voir 1.2.1) avec ou sans surchauffe, et cycle supercritique). De même, l'analyse a été faite sur une plage de température de la source géothermale allant de 120 à 180°C. Dans leur second article (Astolfi *et al.*, 2014b), ces auteurs ont réalisé une optimisation économique du cycle en considérant chaque composant du cycle notamment pour estimer le design de la turbine et en extrapoler son efficacité puis son coût. Le coût de forage a aussi été pris en compte pour différents scénarii (différents coûts de forage). L'article met en avant le fait que les résultats obtenus sont différents entre l'analyse thermodynamique et l'optimisation économique. Une conclusion similaire a déjà été présentée notamment par (Quoilin *et al.*, 2011) citée précédemment. Malgré la différence des résultats entre les deux types d'analyse, la configuration basée sur des fluides supercritiques montre les meilleurs résultats dans la plupart des cas étudiés.

Les travaux de Imran *et al.* (2016) comparent trois configurations de l'ORC (ORC simple, ORC avec récupérateur et ORC régénératif). Une approche stochastique basée sur un algorithme génétique est privilégiée dans ces travaux. Ici aussi, plusieurs fluides sont testés, le réfrigérant R-245fa présente les meilleurs résultats pour une optimisation multi-objectif : rendement exergetique maximal et coût

spécifique minimal. L'ORC avec récupérateur et l'ORC régénératif permettent un meilleur rendement exergétique moyennant un coût spécifique de production d'électricité plus important au point optimal.

Maraver *et al.* (2014) ont suivi une approche similaire à (Chagnon-Lessard *et al.*, 2016) en comparant seulement 6 fluides organiques et en se basant sur l'efficacité exergétique comme seul critère. L'utilisation d'un récupérateur au sein du cycle ainsi que différents niveaux de température de la source chaude ont été étudiés. La surchauffe du fluide vapeur est une variable d'optimisation du problème. Les résultats montrent que le récupérateur n'est pas nécessairement avantageux surtout lorsqu'il n'y a pas de limitation basse de températures sur la source chaude après échange avec l'ORC.

L'objectif de ces travaux de thèse étant plus large que l'unique étude des ORC, seulement un fluide est étudié : le R-245fa. Les études préliminaires réalisées par la société ENERTIME montrent que dans les conditions du projet FONGEOSEC, ce fluide présente les meilleurs résultats. La formulation du problème permet toutefois la modification du fluide de façon la plus simple possible pour que l'outil développé soit utilisable pour d'autres projets. L'utilisation potentielle du récupérateur est aussi prise en compte.

Maintenant que l'état de l'art sur les travaux d'optimisations des ORC est réalisé et le positionnement brièvement présenté, la même analyse est effectuée sur les travaux d'optimisation des RCU.

1.3.3. Optimisation des RCU

Talebi *et al.* (2016) proposent un état de l'art porté sur les travaux de modélisation et d'optimisation des RCU. Sa classification sur l'étude de la partie optimisation se limite aux types des variables et des contraintes (LP, NLP, MILP, MINLP,...).

Cependant, comme l'indiquent Mertz *et al.* (2015), l'optimisation des RCU a plusieurs finalités. La détermination de la conception optimale d'un réseau, peut-être abordée de deux manières. La première est l'optimisation de la configuration du réseau : dans quel ordre relier les différents consommateurs et à partir de quelle production de chaleur (lorsqu'il y a plusieurs producteurs). L'autre approche est l'optimisation des grandeurs de dimensionnement du réseau. Dans ce cas, la configuration du réseau est souvent fixée et les auteurs cherchent alors à déterminer la valeur optimale des grandeurs de dimensionnement du réseau (températures, débits, diamètre des canalisations, surface d'échange en sous-station...).

Optimisation de la configuration du réseau

Les travaux de Söderman et Pettersson (2006) traitent de la résolution d'un problème d'optimisation d'un système de distribution d'énergie (Distributed Energy Systems : DES). Dans le but de minimiser le coût global du réseau, les auteurs proposent la formulation d'un problème MILP. La fonction objectif prend en compte le coût d'investissement annualisé des équipements de l'installation ainsi que leur coût opératoire. D'éventuels stockages sont considérés. La demande en chaleur des consommateurs varie selon 8 périodes distinctes (jour/nuit pour printemps/été/automne/hivers). La structure du réseau est donnée à la solution.

Curti *et al.* (Curti, Favrat et von Spakovsky, 2000; Curti, von Spakovsky et Favrat, 2000) minimisent aussi le coût global d'un réseau. Par contre, le modèle proposé est dit « environmique » par les auteurs puisque la fonction mono-objectif tient compte de l'aspect économique et environnemental. Les caractéristiques environnementales sont introduites au moyen de termes de coûts de pollution et de pénalités financières liées aux diverses émissions de GES. La résolution se fait par un algorithme génétique. Bien que la structure du réseau soit fixée, la configuration de la centrale de production de chaleur (utilisation d'une PAC couplée à une turbine à gaz et/ou à une chaudière) est déterminée par la résolution du problème. De même, pour les consommateurs, la sous-station est composée d'un échangeur et/ou d'une PAC sur la canalisation d'approvisionnement ou de retour. Le modèle permet alors de comparer la solution de pompe à chaleur centralisée ou décentralisée. Molyneaux *et al.* (2010) proposent de résoudre ce même problème avec un nouvel algorithme basé sur l'algorithme génétique, mais pouvant isoler plusieurs solutions si souhaitées et tracer le front de Pareto (Clustering Pareto Evolutionary Algorithm : CPEA). L'aspect économique et l'aspect environnemental sont alors séparés. Les résultats obtenus avec ce nouvel algorithme sont meilleurs pour un temps de calcul réduit.

Optimisation du dimensionnement du réseau

Vesterlund *et al.* (2017) optimisent le dimensionnement d'un réseau de grande échelle (Figure 1.27). Le réseau est un réseau maillé existant : le réseau de Kiruna au nord de la Suède. La Figure 1.28 montre la complexité d'un réseau dit maillé. L'objectif de ces travaux est la minimisation du coût total de fonctionnement du réseau. Deux termes sont utilisés : les coûts liés à l'apport de chaleur par les fournisseurs et les coûts électriques de pompage pour faire circuler le fluide dans le réseau. La fonction objectif tient compte d'un troisième terme qui représente des pénalités appliquées lors de la résolution en cas de dépassement des contraintes sur les pressions ou les températures au sein du réseau. L'algorithme de résolution utilisé est un algorithme hybride évolutionnaire-MILP : la partie stochastique de l'algorithme permet de déterminer les valeurs des variables optimisées sur le réseau (température et pression du réseau et la chaleur générée par les producteurs). Ces informations sont ensuite utilisées pour minimiser le coût de la production de chaleur pour chaque site d'un problème MILP. Les résultats sont alors renvoyés vers le niveau supérieur de l'algorithme pour évaluer le coût total de fonctionnement. La Figure 1.29 synthétise la description de cet algorithme hybride. Trois cas d'étude ont été réalisés dépendants du choix prédéfinie des technologies utilisées pour la production de chaleur. Deux appels de chaleur ont été testés. Les résultats montrent que l'utilisation de la technologie la moins chère est systématiquement utilisée même si elle entraîne un dépassement de température conseillé sur le réseau (prise en compte de la fonction de pénalité).

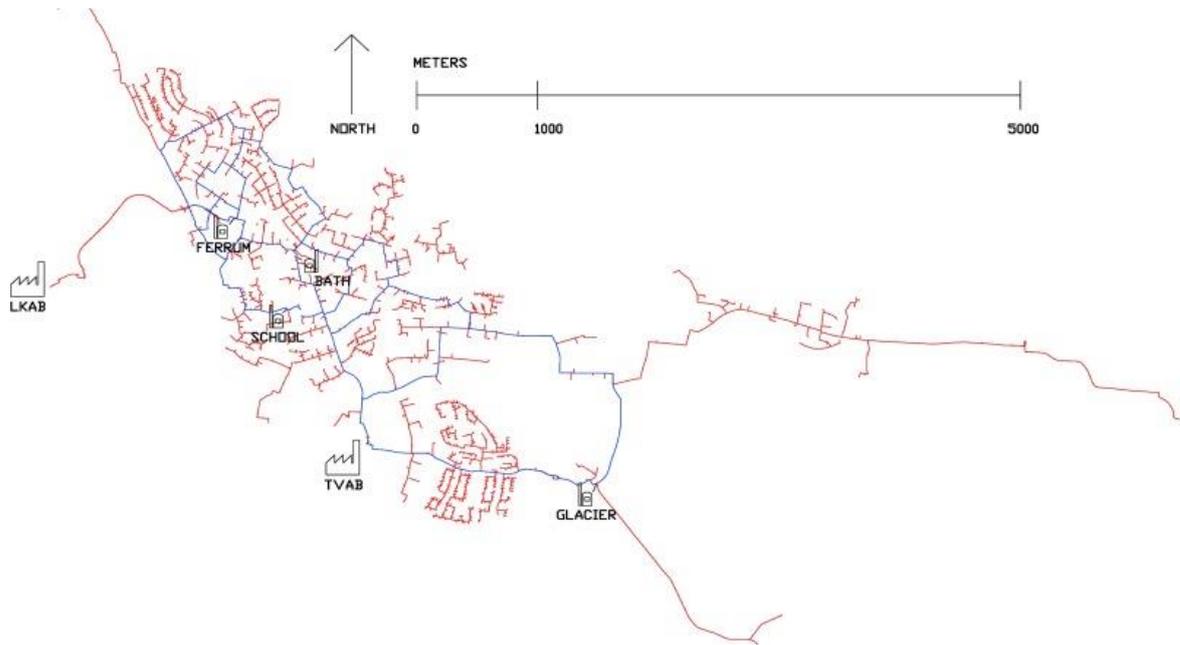


Figure 1.27 Représentation du réseau de Kiruna (Vesterlund et al., 2017)

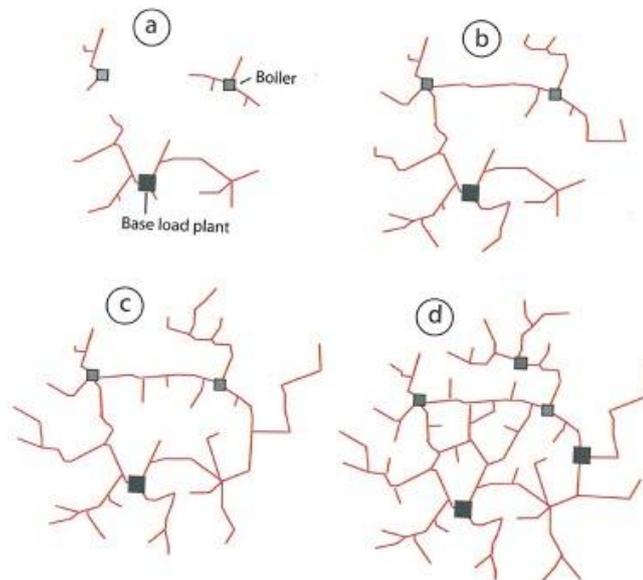


Figure 1.28 Evolution des structures de réseau : a/ réseau avec îlots, b/ réseau en arbre, c/ réseau avec anneau, d/ réseau maillé (Vesterlund et al., 2017)

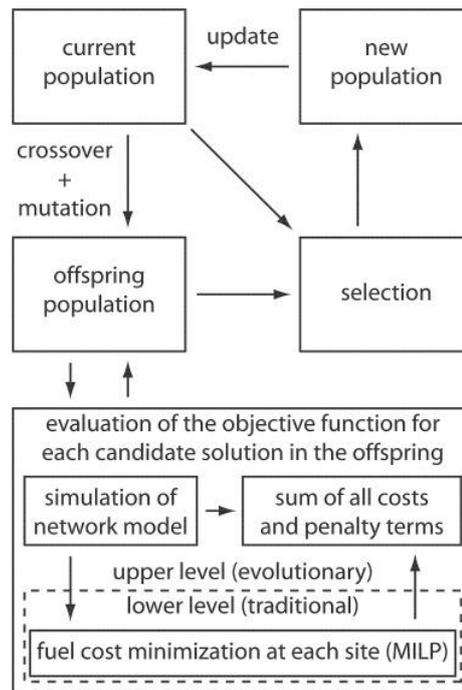


Figure 1.29 Schéma de l'algorithme de résolution hybride évolutionnaire-MILP (Vesterlund et al., 2017)

Dans ses travaux de thèse, Mertz (2016) propose l'optimisation simultanée de la configuration d'un réseau de chaleur et de son dimensionnement. Plusieurs technologies de productions de chaleur sont prises en compte. Plusieurs producteurs sont envisagés. Les consommateurs peuvent être alimentés en cascade par la prise en compte de différents niveaux de température au consommateur. Enfin, il souligne l'importance de prendre en compte précisément le dimensionnement du réseau (au risque d'avoir des contraintes non-linéaires) lorsque l'on cherche à minimiser le coût global du réseau (investissement et fonctionnement). Pour l'obtention de résultats de confiance, il propose aussi une stratégie de résolution. Son problème global MINLP est reformulé (simplifié) de façon à obtenir deux nouveaux problèmes : un problème MILP et un problème NLP. La résolution successive de ces deux problèmes permet d'obtenir l'état d'initialisation des variables pour la résolution du problème principal MINLP. Les différents problèmes sont résolus par des méthodes déterministes. Plusieurs solveurs sont testés et les meilleurs résultats sont obtenus avec le solveur DICOPT.

Dans ces travaux de thèse, seule la configuration du réseau est prise en compte pour la partie optimisation du RCU. Le dimensionnement des canalisations et des sous-stations n'est pas effectué pour limiter, dans un premier temps, la taille du problème déjà conséquent. Cependant le choix de la connexion au réseau ou non d'une sous-station est déterminé par l'outil d'optimisation proposé.

Puisque l'outil d'optimisation proposé prend en compte production d'électricité et distribution de chaleur, un état de l'art sur les travaux de cogénération est alors réalisé.

1.3.4. Cogénération

Les travaux portant sur l'optimisation des systèmes de cogénération prennent en compte soit l'optimisation de la production d'électricité et/ou de chaleur, soit l'optimisation de la répartition entre chaleur et électricité.

Optimisation de la production

Les travaux de Söderman et Pettersson (2006) cités dans le cadre de l'optimisation des réseaux de chaleur (voir 1.3.3), sont appliqués à un projet de cogénération. En plus d'apporter la chaleur au réseau, les centrales produisent l'électricité nécessaire aux consommateurs. Si les consommateurs utilisent un approvisionnement local de chaleur, par PAC, l'électricité consommée (variable d'optimisation) est alors ajoutée à la demande électrique du consommateur (donnée d'entrée). Si la demande totale d'électricité est supérieure à la capacité de production, l'électricité supplémentaire est prélevée au réseau électrique principal moyennant un coût d'achat.

Gerber et Maréchal (2012a, 2012b) s'intéressent à la répartition de l'utilisation d'une source géothermale pour la production d'électricité d'une part et pour alimenter un RCU d'autre part. L'optimisation est réalisée sur plusieurs périodes et la Figure 1.30 décrit la procédure de résolution du système. Plusieurs technologies de conversion de la chaleur en électricité sont testées (dont l'ORC). L'optimisation ne prend pas en compte le dimensionnement de chaque technologie, mais uniquement les points de fonctionnement (pressions haute et basse pour un ORC). Les auteurs vont donc au-delà de l'assimilation d'une technologie à une efficacité. Le réseau de chaleur est représenté par la quantité de chaleur totale utile au réseau sur la période étudiée (Gerber et Maréchal, 2012a). En conséquence ni la topologie ni le dimensionnement du réseau ne sont déterminés. Cependant plusieurs demandes en chaleur sont étudiées (Gerber et Maréchal, 2012b). Les résultats optimaux montrent que les technologies de génération d'électricité sont différentes selon la profondeur du puits géothermique (donc de la température disponible) et la quantité de chaleur dédiée au réseau. Bien que l'investissement de départ soit important, les temps de retour sur investissement les plus faibles sont obtenus pour les sources les plus profondes.

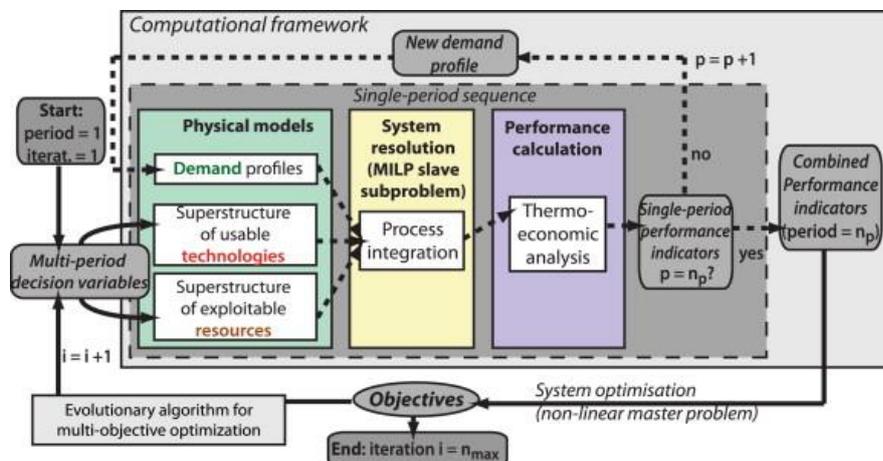


Figure 1.30 Schéma de résolution du problème multi-période proposée par (Gerber et Maréchal, 2012a)

Dans la première partie de leur article, Martelli *et al.* (2015) mettent en avant l'efficacité de leur algorithme PGS-COM (Particle Generating Set – COMplex algorithm) décrit précédemment (Martelli et Amaldi, 2014). Ici, cet algorithme est utilisé pour optimiser le design d'un ORC en vue de minimiser le profit annuel de l'installation d'une unité de cogénération. Le dimensionnement du cycle est assimilé à une boîte noire ayant les variables du problème d'optimisation en entrée et retournant la valeur de la fonction objectif (Figure 1.31). Le condenseur de l'ORC sert de source de chaleur à un réseau (non dimensionné). La demande en chaleur variant au cours de l'année, celle-ci a donc une répercussion sur le fonctionnement du cycle. Les auteurs proposent alors dans une seconde partie de leur article (Capra et Martelli, 2015) de prendre en compte les variations d'efficacité des composants du cycle par rapport au point de fonctionnement nominal. L'objectif étant de déterminer le meilleur dimensionnement du cycle qui permettrait de répondre à la demande sur plusieurs périodes considérées.

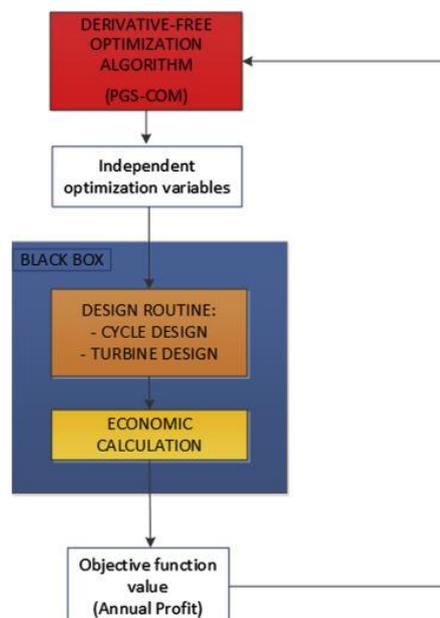


Figure 1.31 Schéma de résolution du problème proposé par (Martelli *et al.*, 2015)

Optimisation de la répartition

Abdollahi *et al.* (2016) proposent un modèle LP pour minimiser le coût opératoire total d'un système de production couplé d'électricité et de chaleur. Le système global comprend de multiples zones géographiques caractérisées par leur demande de chaleur et d'électricité. Chaque zone prend en compte plusieurs centrales de cogénération, une centrale de production de chaleur uniquement et une centrale de production d'électricité uniquement. La consommation de chaleur se fait localement dans la zone. La transmission d'électricité entre chaque zone est possible. L'objectif du problème est d'optimiser la production d'électricité et sa transmission entre chaque zone. D'autres récents travaux (Beigvand *et al.*, 2016; Ghorbani, 2016; Haghrah *et al.*, 2016), ont la même approche en ne se limitant pas au système linéaire. Leurs travaux consistent à comparer les résultats obtenus avec leur algorithme à ceux trouvés dans la littérature et sont à chaque fois plus performants.

Ainsi, à notre connaissance, aucune étude n'a porté simultanément sur l'optimisation du dimensionnement de l'ORC, sur l'optimisation de la distribution de la chaleur et sur l'optimisation de la répartition entre production d'électricité et de chaleur sur une centrale de cogénération.

1.3.5. Récapitulatifs et synthèse

Le Tableau 1.2 synthétise l'état de l'art des travaux d'optimisations liés aux ORC, aux RCU, et à la cogénération d'électricité et de chaleur. Bien sûr, cette liste est non-exhaustive.

L'objectif de l'optimisation et le type de problème formulé dépendent principalement du domaine d'application. L'efficacité énergétique ou exergétique et le coût de fonctionnement sont les principaux objectifs à maximiser, respectivement à minimiser, des études portées sur les ORC. Aussi pour les RCU, les objectifs principaux sont le coût de fonctionnement et les rejets en GES tous deux à minimiser. L'aspect économique prédomine sur les travaux portés sur la cogénération.

Le dimensionnement étant la principale motivation de l'optimisation des ORC, et cela ne faisant pas intervenir de variable discrète, il est normal que la formulation soit de type NLP. Le choix de la configuration d'un RCU fait nécessairement intervenir l'existence ou non des canalisations. Il en est de même, lorsque plusieurs technologies de production sont envisagées (même dans le but du seul dimensionnement du réseau). Les formulations sont donc souvent de type MILP ou MINLP. Cette dernière remarque s'applique aussi pour l'optimisation des systèmes de cogénération où différentes technologies de production couplée d'électricité et de chaleur sont envisagées. Sinon, à l'instar des ORC, les problèmes sont majoritairement de type NLP.

Les méthodes de résolution sont évidemment nombreuses et dépendent du type de problème. Cependant, la tendance montre que dans le cas d'optimisation multi-période et multi-objectif, les méthodes stochastiques sont largement employées. Certains travaux comparent la performance de différentes méthodes de résolution. Par exemple, (Le *et al.*, 2014) indiquent qu'ils ont comparé les performances de la méthode de Powell (méthode déterministe) à un algorithme génétique disponible dans le logiciel EES. Les résultats sont similaires, mais la méthode de Powell est plus rapide. Cependant les temps de calcul ne sont pas précisés. (Hohmann *et al.*, 2015) résolvent un problème MILP pour le choix et le dimensionnement d'un réseau d'énergie multi-période, multi-objectif. La résolution par une méthode déterministe avec le solveur CPLEX aboutit à un meilleur front de Pareto et ceci plus rapidement (2,15 contre 28 heures) qu'avec un algorithme génétique NGSA-II.

Tableau 1.2 Récapitulatif des différents travaux cités précédemment

Auteurs	Applications	Objectifs	Type de problème	Méthode de résolution
(Astolfi <i>et al.</i> , 2014a, 2014b)	ORC	Efficacité, coût d'investissement	NLP	Fonction fmincon sous MATALB® (SQP)
(Quoilin <i>et al.</i> , 2011)	ORC	Efficacité, coût spécifique d'investissement	NLP	n/p
(Le <i>et al.</i> , 2014)	ORC	Efficacité exergetique, coût spécifique d'investissement	NLP	Méthode de Powell et GA
(Chagnon-Lessard <i>et al.</i> , 2016)	ORC	Travail net	NLP	Fonction fmincon sous MATALB® (Interior Point Algorithm)
(Maraver <i>et al.</i> , 2014)	ORC	Efficacité exergetique	NLP	n/p
(Imran <i>et al.</i> , 2016)	ORC	Multi-objectif (efficacité exergetique et coût spécifique d'investissement)	NLP	NSGA-II
(Curti, Favrat et von Spakovsky, 2000; Curti, von Spakovsky et Favrat, 2000)	RCU	Environnementale mono-objectif	MINLP	GA
(Molyneaux <i>et al.</i> , 2010)	RCU	Environnementale multi-objectif	MINLP	CPEA
(Vesterlund <i>et al.</i> , 2017)	RCU	Coût de fonctionnement	MINLP	Hybrid evolutionary-MILP
(Mertz <i>et al.</i> , 2015)	RCU	Coût global	MINLP	Environnement GAMS® : DICOPT (OA/ER/AP) appelant successivement CONOPT (GRG) + CPLEX (BB)
(Söderman et Pettersson, 2006)	Cogénération (DES)	Coût global multi-période	MILP	n/p
(Gerber et Maréchal, 2012a, 2012b)	Cogénération (production électricité)	Coût global multi-période	MINLP	Algorithme évolutionnaire
(Abdollahi <i>et al.</i> , 2016)	Cogénération (répartition)	Coût de fonctionnement	LP	Simplexe
(Beigvand <i>et al.</i> , 2016; Ghorbani, 2016; Haghrah <i>et al.</i> , 2016)	Cogénération (répartition)	Coût de fonctionnement	NLP	RCGA-IMM, EMA, GSA
(Capra et Martelli, 2015)	Cogénération (ORC)	Profit annuel multi-période	NLP	PGS-COM + SQP

n/p : non précisé ; vert : méthode déterministe ; rouge : méthode stochastique ; orange : mix des deux.

1.4. CONCLUSION : POSITIONNEMENT DES TRAVAUX DE THESE

Dans ce premier chapitre, nous avons tout d'abord décrit les deux principaux éléments de surface de centrale géothermique de cogénération électricité et chaleur :

- un réseau de chaleur urbain pour la distribution de la chaleur récupérée,
- et un cycle organique de Rankine pour la production d'électricité.

Les autres études réalisées dans le cadre du projet FONGEOSEC, permettent d'estimer la température de la source géothermale en tête de puits au maximum à 185 °C à l'état liquide (sous pression). Un tel niveau de température de cette source est compatible avec ces deux technologies. Une combinaison de celles-ci en parallèle l'une de l'autre est donc envisageable et envisagée.

Nous avons ensuite présenté un état de l'art relatif à l'optimisation mathématique puis, plus généralement, relatif aux productions combinées d'électricité et de chaleur.

La synthèse des travaux portés sur l'optimisation des ORC et les échanges réalisés avec le partenaire du projet en charge de la réalisation de celui-ci (la société ENERTIME), nous permettent dans un premier temps de sélectionner le fluide de travail du cycle : le réfrigérant R-245fa qui présente de bons résultats dans le domaine de température étudié. Dans ce domaine, le fluide sera nécessairement sous-critique. Bien qu'un seul fluide soit étudié dans ces travaux de thèse, le changement de celui-ci dans l'outil développé devra pouvoir se faire si besoin.

Dans ces travaux, deux types de structure d'ORC sont envisagés : le cycle simple et le cycle avec récupérateur. Dans le but de simplifier significativement le problème, l'utilisation du récupérateur sera gérée par une variable discrète. Cette méthode devra toutefois être revue si d'autres structures (plus complexes) doivent être prises en compte par la suite (ce qui ne sera pas notre cas dans le cadre du projet) et nécessiterai l'utilisation d'une variable discrète pour chaque structure. Le dimensionnement fin des échangeurs sera réalisé par l'outil.

Concernant la partie réseau, seule l'optimisation de la structure est réalisée. L'utilisation d'autres variables discrètes s'impose donc. Les consommateurs (sous-stations) du réseau sont identifiés à l'avance et leur besoin annuel supposé connu. Les niveaux de températures attendues par les consommateurs sont supposés identiques. Le raccordement en cascade des consommateurs n'est donc pas pris en compte. Sauf si le raccordement est imposé par les données du problème, l'outil décidera s'il est intéressant de relier ou non un consommateur au réseau.

Une seule source de chaleur est prise en compte : la chaleur directement récupérée du puits géothermique. Il y a donc, nécessairement, un équilibre à trouver entre la production électrique et la production de chaleur. Les principaux travaux d'optimisation des centrales de cogénération incluant un réseau de chaleur considèrent deux approches :

- Soit le réseau de chaleur est dimensionné en assimilant les technologies de production d'électricité à des efficacités et/ou des coûts.
- Soit la technologie de production électrique est connue et est dimensionnée en tenant uniquement compte de la chaleur totale requise par le réseau.

L'originalité de notre approche est de dimensionner finement le système de production électrique (l'ORC) et de déterminer la structure du réseau de chaleur. Ceci est réalisé de façon simultanée par l'outil d'optimisation.

Le problème d'optimisation ainsi résolu est de type MINLP. Une seule période est considérée. Deux aspects (deux critères) seront étudiés : l'aspect économique, en cherchant à maximiser le profit net annuel de l'installation ; et l'aspect exergétique, en cherchant à minimiser les pertes d'exergie. Nous verrons dans la suite de ce manuscrit que l'aspect énergétique est pris en compte dans la définition du bénéfice. La résolution de notre problème d'optimisation se fera par une méthode déterministe, plus rapide que les méthodes stochastiques. Le solveur DICOPT sera utilisé.

Chapitre 2. MODELISATION DE L'ORC

Plusieurs environnements pour l'optimisation des activités de surface de la centrale géothermique propre au projet FONGEOSEC peuvent être mis en place. Il est par exemple possible d'utiliser un outil de programmation et tout coder de A à Z (thermodynamique et algorithme d'optimisation). Certains outils proposent déjà des modèles thermodynamique mais sont limités côté optimisation. Il est aussi possible d'utiliser un outil dédié à l'optimisation auquel les modèles thermodynamiques seront ajoutés. C'est cette dernière option qui est choisie dans le cadre de cette thèse. GAMS® est alors choisi comme outil d'optimisation. Les modèles thermodynamiques qui lui sont ajoutés doivent alors être validés.

Cet outil est déjà utilisé au sein du LaTEP pour d'autres projets d'optimisation de systèmes complets. La représentation des variations des propriétés thermodynamiques du fluide, rencontrées dans le cycle organique de Rankine, est toutefois calculée par l'intermédiaire d'un programme externe et rend l'utilisation de GAMS® plus délicate. Par ailleurs, les résultats obtenus sont sensibles aux relations utilisées pour définir ce type de propriétés. Il faut alors utiliser des relations simples dont les résultats sont suffisamment fiables.

Ce chapitre présente la validation du modèle thermodynamique utilisé : l'équation d'état de Peng-Robinson, et ce, dans l'environnement GAMS®.

Par ailleurs, ce modèle thermodynamique est testé dans un modèle représentant un ORC. Le modèle pour la représentation globale du cycle est présenté et validé par comparaison à d'autres méthodes (littérature ou données propres).

Enfin, les résultats obtenus permettront de mettre en évidence l'influence de la température de réinjection de la source géothermale dans le puits vis-à-vis de la production électrique de l'installation considérée.

SOMMAIRE DU CHAPITRE

2.1. MODELE THERMODYNAMIQUE73

2.2. MODELE DE L'ORC.....77

 2.2.1. Présentation du modèle 77

 L'évaporateur..... 79

 Le condenseur..... 80

 Pincement de chaleur dans l'évaporateur et le condenseur..... 80

 La turbine 81

 La pompe 82

 Puissance électrique nette du cycle 82

 Récapitulatif..... 82

 2.2.2. Comparaison avec la littérature 83

 Conditions opératoires 84

 Résultats 84

 2.2.3. Comparaison avec ProSimPlus® et ENERTIME 86

 Conditions opératoires 86

 Résultats 87

2.3. INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE REINJECTION89

2.4. CONCLUSION DU CHAPITRE92

2.1. MODELE THERMODYNAMIQUE

Plusieurs bases de données des propriétés thermophysiques des fluides sont disponibles. Parmi elles, le logiciel REFPROP[®] développé par le NIST (Institut National de Standards et de Technologie). L'utilisation de celui-ci, au travers d'autres outils (MATLAB[®], EES[®]), est fréquemment rencontrée pour la modélisation ou l'optimisation des ORC. La FAQ du site du NIST (Lemmon, 2017) précise que REFPROP[®] est un programme et non une base de données contenant des relevés expérimentaux. Les équations utilisées pour le calcul des propriétés thermodynamiques correspondent aux modèles présentant les meilleurs résultats trouvés dans la littérature. Une version en ligne reprenant les calculs utilisés dans REFPROP[®] est disponible : le WebBook de chimie du NIST (Lemmon *et al.*, 2017). Les données issues du WebBook nous serviront de référence.

GAMS[®] est un outil d'optimisation performant possédant de nombreux solveurs d'optimisation. De plus, il est déjà utilisé au sein du LaTEP. Récemment, il a été utilisé pour les travaux de thèse de Mertz (2016) portant sur l'optimisation des réseaux de chaleur. C'est pour ces raisons qu'il a été choisi comme outil d'optimisation dans le cadre des présents travaux. Cependant, la communication de GAMS[®] avec le logiciel REFPROP[®] semble difficile et non garantie. Il a donc été choisi de développer nos propres calculs thermodynamiques dans GAMS[®].

Afin de réaliser l'optimisation de l'ORC, où les résultats dépendent fortement des propriétés thermodynamiques du fluide choisi, il est donc nécessaire de trouver un moyen pour que ces propriétés soient prises en compte dans GAMS[®]. En outre, GAMS[®] permet l'utilisation de fonction extrinsèque (en opposition aux fonctions intrinsèques comme log, sinus, cosinus... déjà présentes dans la librairie). Pour cela, il faut compiler la fonction souhaitée avec un langage de programmation (le FORTRAN a été utilisé pour ces travaux de thèse) de façon à générer un fichier librairie qui pourra être lu par l'outil d'optimisation.

L'objectif est donc de créer une fonction, la plus simple possible, qui permette de déterminer les propriétés thermodynamiques du fluide. Les équations d'état de type Peng-Robinson (PR) (Annexe B) et Soave-Redlich-Kwong (SRK) répondent à cette remarque. Leurs domaines d'applications (composé, température et pression) étant compatibles avec les conditions du projet, ces équations d'état sont envisagées. Ce sont des équations d'état dites cubiques et qui peuvent donc être résolues de façon analytique. La résolution analytique, présentée en Annexe C, est ici préférée aux résolutions numériques (processus itératifs) qui ne permettent pas d'identifier toutes les solutions de l'équation cubique pour un temps de calcul supérieur (plusieurs résolutions contre une seule). Sur une résolution isolée, le gain de temps pour une méthode analytique peut être négligeable. Cependant, lors de la résolution du problème d'optimisation, la fonction sera appelée de très nombreuses fois. Il est donc important de réduire le temps de calcul dès que cela est possible. Par ailleurs, la résolution analytique ne nécessite pas de point d'initialisation puisqu'il ne s'agit pas d'un processus itératif.

L'objectif de cette partie est de comparer les résultats obtenus par ces deux équations d'états par rapport à ceux fournis par le WebBook du NIST pour le fluide de travail choisi (le R-245fa). Sont comparés :

- la pression de saturation (P^{sat}) du fluide en fonction de la température (Figure 2.32),

- son diagramme enthalpique (Figure 2.33),
- son diagramme entropique (Figure 2.34).

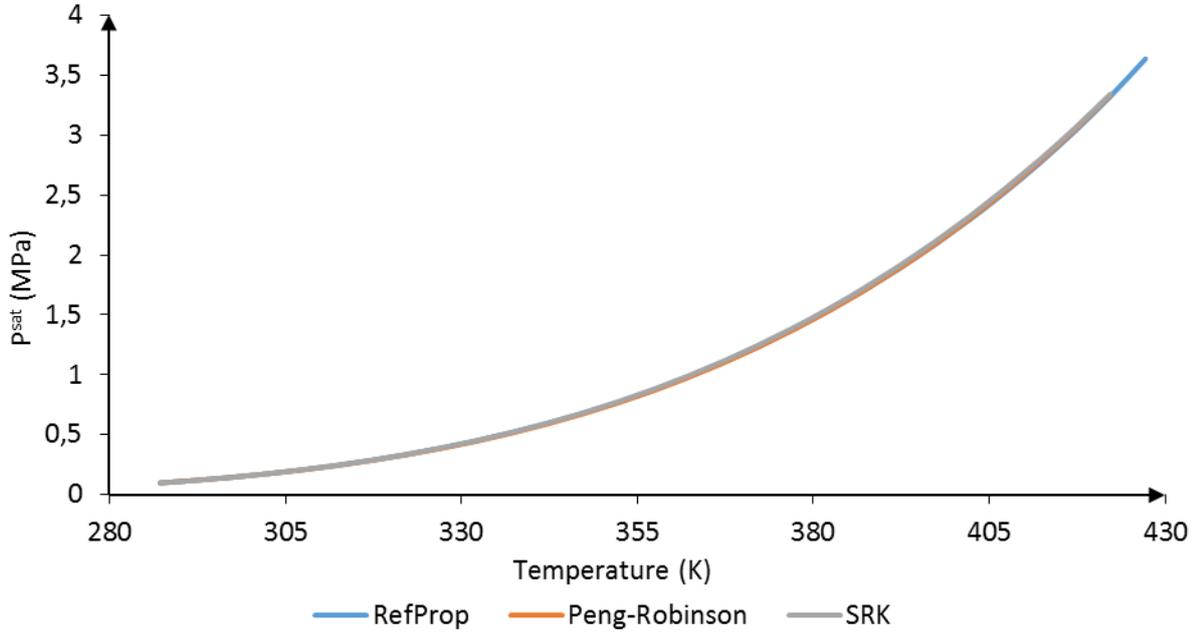


Figure 2.32 Comparaison des courbes de saturation obtenues pour les 3 modèles

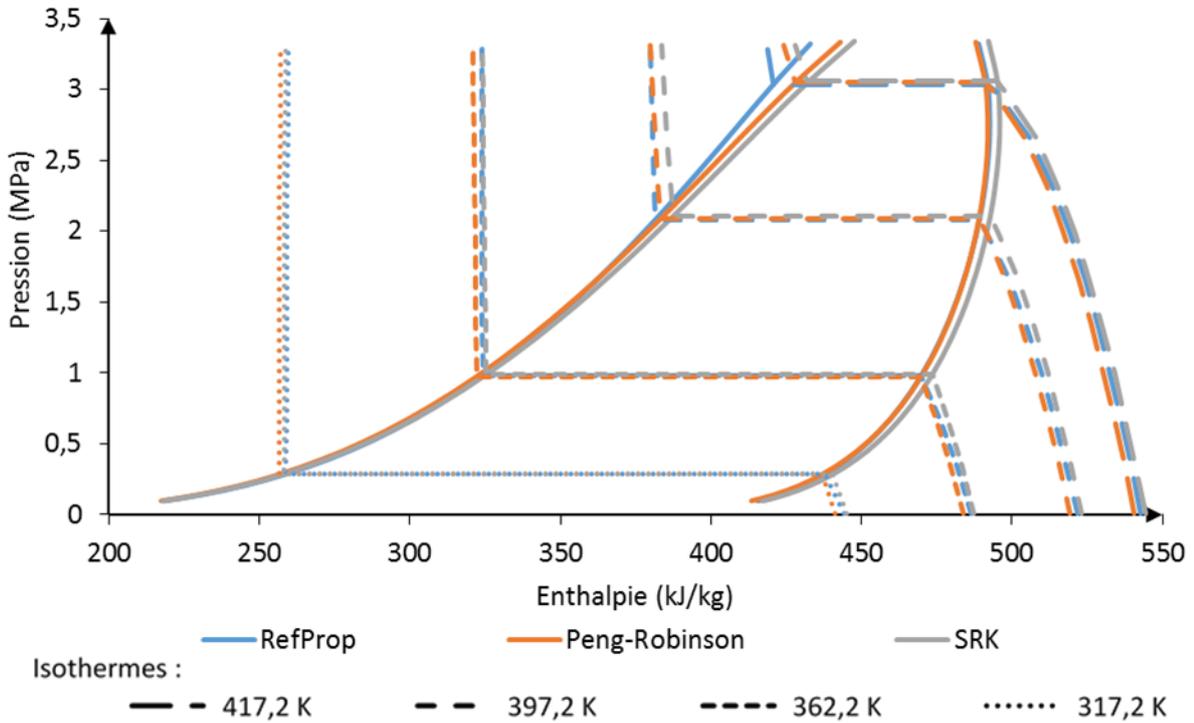


Figure 2.33 Comparaison des diagrammes enthalpiques obtenus pour les 3 modèles

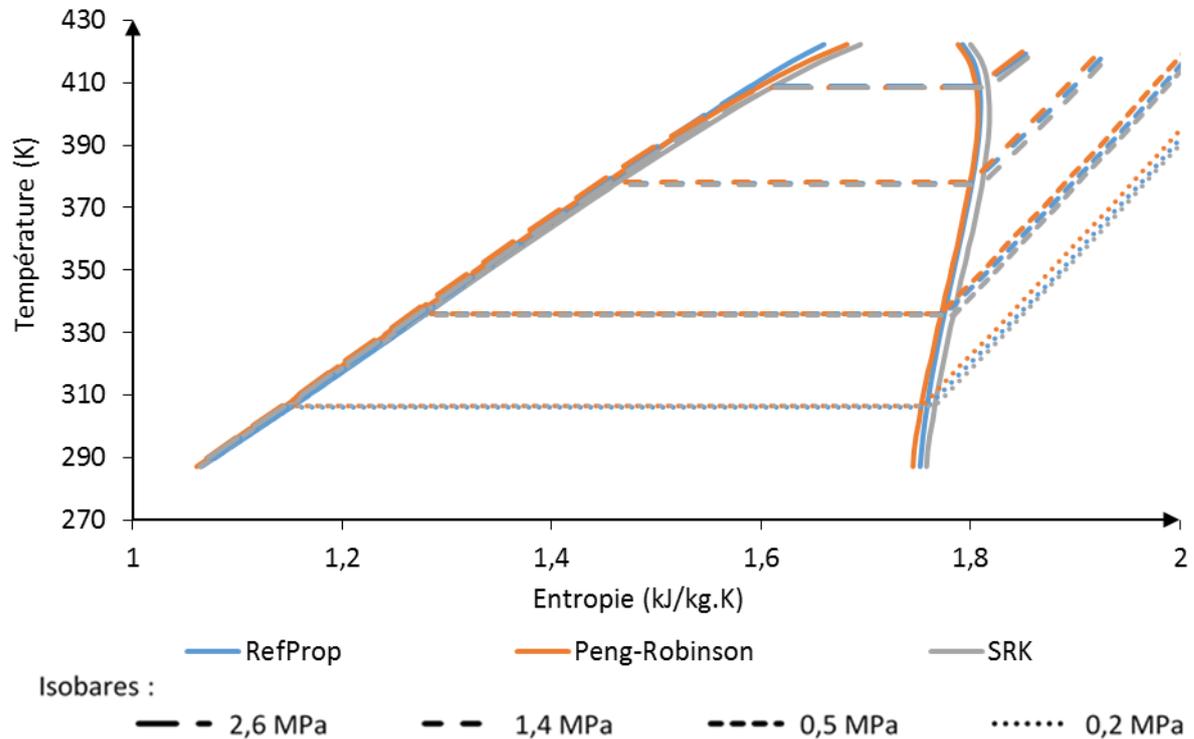


Figure 2.34 Comparaison des diagrammes entropiques obtenus pour les 3 modèles

De manière générale, les deux modèles présentent des allures similaires aux valeurs fournies par le WebBook du NIST. Les courbes de saturation (Figure 2.32) semblent même être superposées. Cependant, un écart plus important apparaît près du point critique sur la courbe d'ébullition du diagramme enthalpique (Figure 2.33) et entropique (Figure 2.34). La courbe de rosée est aussi moins bien représentée avec le modèle SRK sur ces deux dernières figures. Le Tableau 1.2 permet de quantifier les écarts entre l'équation d'état (PR ou SRK) et le WebBook du NIST. La comparaison est effectuée en tout point de chaque graphe (écarts entre les pressions calculées pour chaque température (Figure 2.32), écarts entre les enthalpies calculées pour chaque pression (Figure 2.33) et écarts entre les entropies calculées pour chaque température (Figure 2.34)). Ces écarts sont calculés de la façon suivante :

$$\Delta X/X = \left| \frac{X_{NIST} - X_{modèle}}{X_{NIST}} \right| \cdot 100 \quad 2-2$$

Où X correspond à la dimension calculée (Pression, Enthalpie ou Entropie). L'écart relatif est exprimé en %. Le Tableau 1.2 présente les valeurs moyennes des écarts relatifs calculés ainsi que la valeur maximale.

Tableau 2.3 Ecart relatif en %

$\Delta X/X$ (%)	Pression		Enthalpie		Entropie	
	PR	SRK	PR	SRK	PR	SRK
moyenne	0,61	0,72	0,52	0,64	0,42	0,40
maximal	1,24	1,26	2,30	3,39	1,33	2,11

Meilleurs résultats entre PR et SRK.

Pour les deux équations d'état, les résultats obtenus pour l'enthalpie et l'entropie sont les moins bons (écart maximal) proche du point critique sur la courbe d'ébullition. En moyenne, les écarts entre les modèles et le WebBook du NIST sont inférieurs à 1%. D'une façon générale, nous observons que l'équation d'état de Peng-Robinson présente les meilleurs résultats pour le R245-fa, elle est donc choisie pour représenter le comportement du fluide au sein du modèle d'optimisation (enthalpie, entropie et fugacité dépendant de la température, de la pression et de l'état du fluide).

Le modèle choisi permet de bien représenter la thermodynamique du fluide. Pour le moment, cela a seulement été vérifié indépendamment de la simulation du cycle. La prochaine étape est donc de valider le modèle de l'ORC implémenté avec GAMS®.

2.2. MODELE DE L'ORC

Cette partie a pour but de valider la modélisation du cycle avant optimisation. Le modèle réalisé sous GAMS® est validé par comparaison des résultats obtenus avec ceux obtenus avec trois autres modèles :

- un modèle issu de la littérature (Liu *et al.*, 2013),
- un modèle développé avec l'outil ProSimPlus® spécialisé pour la simulation de procédé,
- un modèle développé par la société Enertime, partenaire du projet FONGEOSEC et en charge de la création et de l'installation de l'ORC.

2.2.1. Présentation du modèle

La représentation schématique d'un ORC a été vue au Chapitre 1. L'évaporateur et le condenseur du cycle sont représentés par trois échangeurs de chaleur distincts, Figure 2.35. Cette modélisation en trois échangeurs permet d'utiliser les corrélations adaptées au calcul des coefficients d'échange, en fonction de l'état thermique du fluide organique.

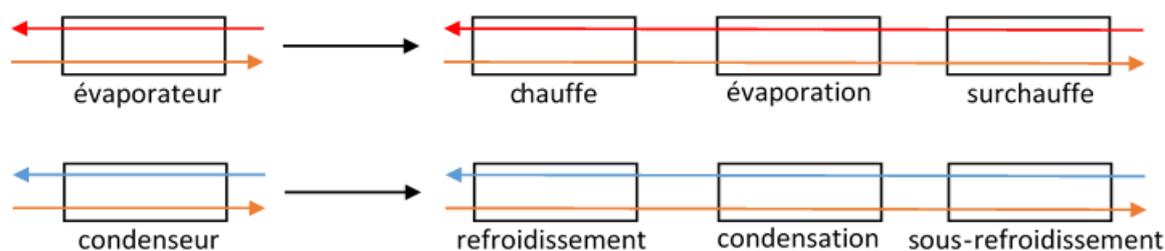


Figure 2.35 Décomposition de l'évaporateur et du condenseur

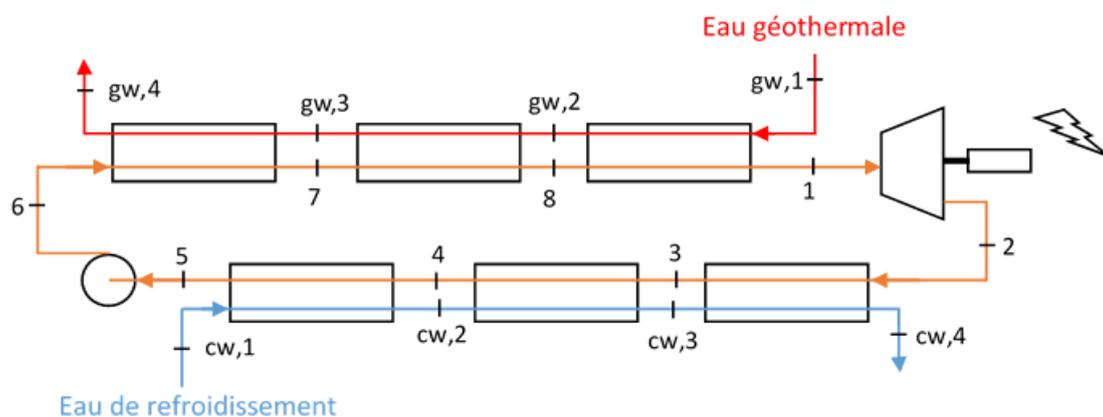


Figure 2.36 Représentation du cycle complet

L'étape de surchauffe de la vapeur et l'étape de sous-refroidissement du liquide permettront de surdimensionner les échangeurs et ainsi d'éviter l'entrée de gouttelettes d'eau dans la turbine et de bulles de vapeur dans la pompe. Turbine et pompe seront alors préservées.

Le schéma du cycle développé est représenté sur la Figure 2.36 avec, sur la Figure 2.37, le diagramme $T-s$ correspondant. Les indices gw et cw réfèrent respectivement à l'eau géothermale (Geothermal Water) et à l'eau de refroidissement (Cooling Water). Les chiffres réfèrent à une position particulière (voir Figure 2.36).

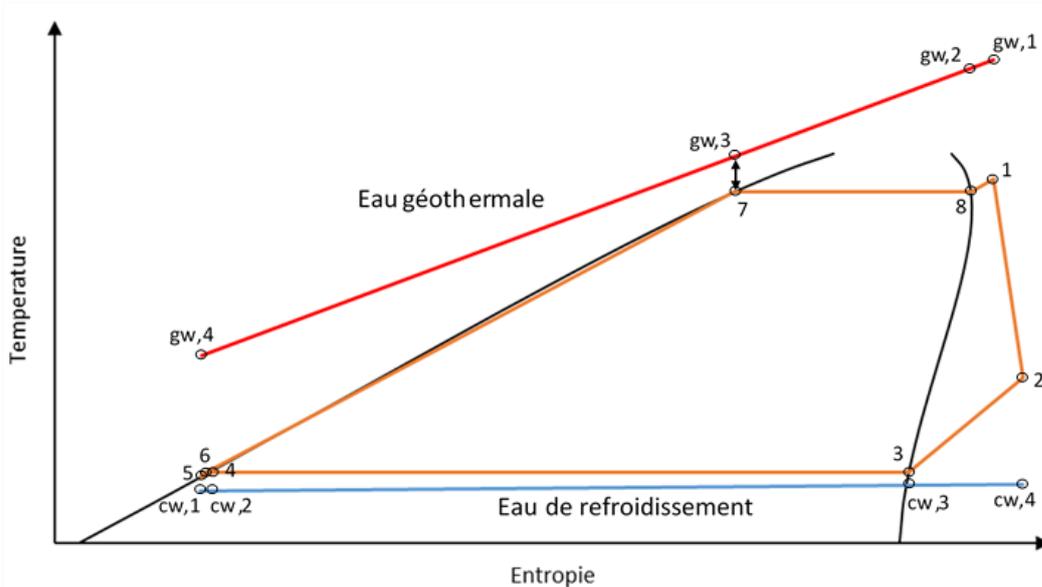


Figure 2.37 Représentation du cycle sur le diagramme $T-s$ du fluide organique

En chaque point du cycle, l'enthalpie du fluide de travail est calculée au moyen des équations d'état de Peng-Robinson (référence et détail des calculs en Annexe B). Elle est définie par l'équation 2-3.

$$h_i = h(T_i, P_i, \varphi_i), i \in [1,8] \quad 2-3$$

La phase du fluide φ est connue en chaque point. Pour le moment, les pertes de charge dans les échangeurs sont supposées négligeables. Elles interviendront plus tard lors du dimensionnement des échangeurs au Chapitre 3. Le cycle est alors soumis uniquement à deux pressions :

- la pression haute P_{high} correspondant à la pression en sortie de la pompe,
- et la pression basse P_{low} correspondant à la pression en sortie de la turbine.

Pour chaque point du cycle, les enthalpies sont donc définies par les équations 2-4 à 2-11.

$$h_1 = h(T_1, P_{high}, vap) \quad 2-4$$

$$h_2 = h(T_2, P_{low}, vap) \quad 2-5$$

$$h_3 = h(T_3, P_{low}, vap) \quad 2-6$$

$$h_4 = h(T_4, P_{low}, liq) \quad 2-7$$

$$h_5 = h(T_5, P_{low}, liq) \quad 2-8$$

$$h_6 = h(T_6, P_{high}, liq) \quad 2-9$$

$$h_7 = h(T_7, P_{high}, liq) \quad 2-10$$

$$h_8 = h(T_8, P_{high}, vap) \quad 2-11$$

Les bilans d'énergie sont alors réalisés pour toutes les opérations du cycle.

L'évaporateur

L'évaporateur étant décomposé en trois parties, le flux de chaleur total échangé correspond à la somme des flux de chaleur de chaque partie (équation 2-12)

$$\dot{Q}_{evaporator} = \dot{Q}_{heating} + \dot{Q}_{evaporation} + \dot{Q}_{superheating} \quad 2-12$$

Le bilan de conservation de l'énergie côté utilité chaude permet d'exprimer $\dot{Q}_{heating}$, $\dot{Q}_{evaporation}$ et $\dot{Q}_{superheating}$ (équations 2-13 à 2-15).

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{m}_{gw} \cdot (h_{gw,3} - h_{gw,4}) \quad 2-13$$

$$\dot{Q}_{evaporation} = \dot{m}_{gw} \cdot (h_{gw,2} - h_{gw,3}) \quad 2-14$$

$$\dot{Q}_{superheating} = \dot{m}_{gw} \cdot (h_{gw,1} - h_{gw,2}) \quad 2-15$$

Dans cette étude, l'eau géothermale est considérée comme de l'eau pure liquide. Les différences d'enthalpie peuvent être ramenées à l'équation 2-16.

$$h_{gw,a} - h_{gw,b} = \int_{T_{gw,b}}^{T_{gw,a}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT \quad 2-16$$

L'expression de la capacité calorifique de l'eau liquide à pression constante et dépendante de la température $c_{p,eau}^l(T)$ est donnée en Annexe D.

Du point de vue du fluide de travail, le bilan est représenté par les équations 2-17 à 2-19.

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_7 - h_6) \quad 2-17$$

$$\dot{Q}_{evaporation} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_8 - h_7) \quad 2-18$$

$$\dot{Q}_{superheating} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_8) \quad 2-19$$

Puisque le fluide utilisé est un fluide pur et que les pertes de charge sont négligées, les températures en entrée et sortie de l'étape d'évaporation sont égales (équation 2-20). L'équilibre est représenté par l'égalité de la fugacité liquide et de la fugacité vapeur (équation 2-21).

$$T_7 = T_8 = T^{sat}(P_{high}) \quad 2-20$$

$$f^l(T^{sat}(P_{high}), P_{high}) = f^v(T^{sat}(P_{high}), P_{high}) \quad 2-21$$

Le condenseur

Les équations permettant de représenter le condenseur sont similaires à celles décrivant l'évaporateur.

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{condensation} + \dot{Q}_{subcooling} \quad 2-22$$

Le bilan d'énergie sur les deux fluides pour chaque échangeur donne les équations 2-23 à 2-25.

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_{cw} \cdot \int_{T_{cw,3}}^{T_{cw,4}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT = \dot{m}_{wf} \cdot (h_2 - h_3) \quad 2-23$$

$$\dot{Q}_{condensation} = \dot{m}_{cw} \cdot \int_{T_{cw,2}}^{T_{cw,3}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT = \dot{m}_{wf} \cdot (h_3 - h_4) \quad 2-24$$

$$\dot{Q}_{subcooling} = \dot{m}_{cw} \cdot \int_{T_{cw,1}}^{T_{cw,2}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_5) \quad 2-25$$

Le changement d'état du fluide s'effectue ici aussi à température constante (équation 2-26) et l'équilibre thermodynamique est représenté par l'équation 2-27.

$$T_4 = T_3 = T^{sat}(P_{low}) \quad 2-26$$

$$f^l(T^{sat}(P_{low}), P_{low}) = f^v(T^{sat}(P_{low}), P_{low}) \quad 2-27$$

Pincement de chaleur dans l'évaporateur et le condenseur

Les positions des points de pincement possibles dans l'évaporateur sont représentées graphiquement sur la Figure 2.38 pour des valeurs de c_p constant. Le même raisonnement est appliqué au niveau du condenseur, non représenté ici.

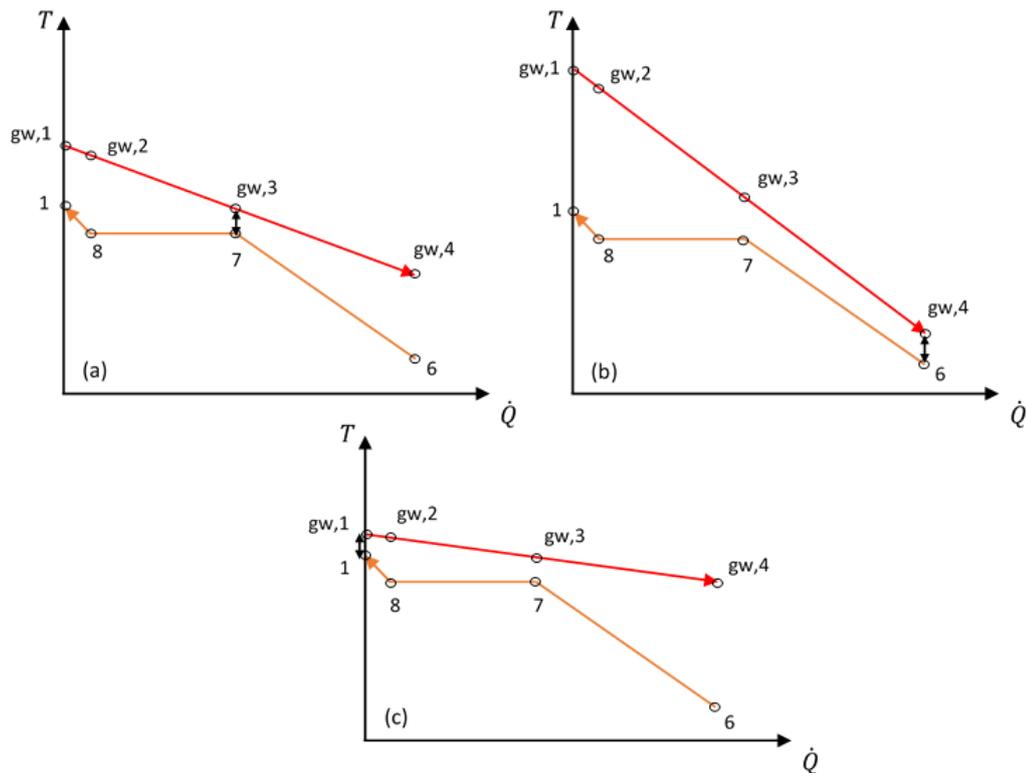


Figure 2.38 Visualisation des positions des points de pincements possibles pour l'évaporateur

Ainsi en Figure 2.38 (b) et (c), le pincement a lieu en entrée ou en sortie de l'évaporateur global alors qu'en Figure 2.38 (a) le pincement a lieu avant l'étape d'évaporation du fluide organique.

Pour l'évaporateur et le condenseur, une valeur minimale du pincement est imposée. Ainsi, les températures de fonctionnement du cycle sont soumises aux contraintes suivantes (équations 2-28 à 2-32).

$$T_{gw,1} - T_1 \geq Pinch_{min,evaporator} \quad 2-28$$

$$T_{gw,3} - T_7 \geq Pinch_{min,evaporator} \quad 2-29$$

$$T_{gw,4} - T_6 \geq Pinch_{min,evaporator} \quad 2-30$$

$$T_5 - T_{cw,1} \geq Pinch_{min,condenser} \quad 2-31$$

$$T_3 - T_{cw,3} \geq Pinch_{min,condenser} \quad 2-32$$

La contrainte de pincement entre T_2 et $T_{cw,4}$ n'est pas écrite puisque cela serait réalisable uniquement pour une température d'eau de refroidissement disponible largement négative. Cela n'est bien évidemment pas envisageable.

La turbine

La puissance mécanique générée par la turbine est définie par l'équation 2-33.

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_2) \quad 2-33$$

Le calcul de l'enthalpie de sortie du fluide est réalisé en introduisant la notion de rendement isentropique (équation 2-34).

$$\eta_{turbine}^{is} = \frac{h_2 - h_1}{h_2^{is} - h_1} \quad 2-34$$

h_2^{is} correspond à l'enthalpie du fluide en sortie de turbine, en considérant une évolution isentropique du fluide (équation 2-35), définie par l'équation 2-36.

$$s(T_2^{is}, P_{low}, vap) = s(T_1, P_{high}, vap) \quad 2-35$$

$$h_2^{is} = h(T_2^{is}, P_{low}, vap) \quad 2-36$$

La pompe

La puissance mécanique fournie au fluide par la pompe est définie par l'équation 2-37.

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_6 - h_5) \quad 2-37$$

De la même manière que pour la turbine, l'introduction du rendement isentropique est nécessaire et est défini pour la pompe par l'équation 2-38.

$$\eta_{pump}^{is} = \frac{h_6^{is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad 2-38$$

h_6^{is} est déterminé par les équations 2-39 et 2-40.

$$s(T_6^{is}, P_{high}, liq) = s(T_5, P_{low}, liq) \quad 2-39$$

$$h_6^{is} = h(T_6^{is}, P_{high}, liq) \quad 2-40$$

Puissance électrique nette du cycle

La puissance électrique nette générée par le cycle est donnée par l'équation 2-41.

$$\dot{W}_{net} = \eta_{gen} \cdot \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump} \quad 2-41$$

Où η_{gen} correspond au rendement du générateur électrique dont la valeur sera donnée.

Récapitulatif

Le Tableau 2.4 propose une analyse du degré de liberté et permet de dénombrer toutes les équations et toutes les variables utilisées.

Tableau 2.4 Dénombrement équations et variables

Equations	nombre	Variables	nombre
Relations liant h, T et P (2-4 à 2-11)	8	h	8
Evaporateur	13	T	8
2-12 à 2-21		P	2
Relations liant f, T et P		T_{gw}	4
Relations liant T^{sat} et P		T_{cw}	4
Evaporateur	13	\dot{Q}	8
2-22 à 2-27		\dot{W}	3
Relations liant f, T et P		\dot{m}	3
Relations liant T^{sat} et P		f	4
Turbine	6	s	4
2-33 à 2-36		h^{is}	2
Relations liant s, T et P		T^{is}	2
Pompe	6	η^{is}	2
2-37 à 2-40		$c_{p,eau}^l$	1
Relations liant s, T et P		T^{sat}	2
Production électrique (2-41)	1	η_{gen}	1
Relation liant $c_{p,eau}^l$ et T	1		
	total		total
	48		58

Pour effectuer la modélisation du cycle, il reste à définir quelles sont les 10 variables qui vont être fixées pour obtenir un degré de liberté nul. Pour la suite du présent chapitre, les valeurs $\eta_{turbine}^{is}$, η_{pump}^{is} et η_{gen} seront fixées. De même, \dot{m}_{gw} , $T_{gw,1}$ et $T_{cw,1}$ sont connues (voir conditions opératoires des paragraphes 2.2.2 et 2.2.3). Les 4 valeurs restantes à fixer (ou relations à définir) dépendront du cas étudié.

La résolution du problème dans GAMS® est réalisée par une méthode de résolution déterministe. L'utilisation des fonctions extrinsèques (pour le calcul des propriétés thermodynamiques du fluide organique) impose l'utilisation du solveur CONOPT. Les travaux de Mertz (2016) montrent l'efficacité de ce solveur sur les problèmes de type NLP.

2.2.2. Comparaison avec la littérature

Le cycle organique de Rankine qui est modélisé, correspond au cycle présenté par Liu *et al.* (2013). Il est choisi dans sa configuration simple (sans récupération interne de chaleur). Les auteurs comparent les résultats pour plusieurs fluides, dont le R-245fa qui est utilisé ici. Les propriétés thermodynamiques sont calculées avec REFPROP®.

Conditions opératoires

Le Tableau 2.5 permet de spécifier les conditions opératoires du cycle proposé par Liu *et al.* (2013).

Tableau 2.5 Valeurs des paramètres fixés par Liu *et al.* (2013)

Paramètres		Valeurs	
Débit de la source géothermale	\dot{m}_{gw}	1	kg/s
Température de la source géothermale disponible	$T_{gw,1}$	130 et 150	°C
Température de réinjection minimale dans la source géothermale	$T_{gw,4}$	≥ 70	°C
Pincement minimal de température à l'évaporateur	$Pinch_{min,E}$	≥ 10	°C
Pincement de température au condenseur	$Pinch_{min,C}$	5	°C
Température d'entrée de l'eau de refroidissement	$T_{cw,1}$	20	°C
Température de sortie de l'eau de refroidissement	$T_{cw,4}$	25	°C
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{turbine}^{is}$	85	%
Rendement isentropique de la pompe	η_{pump}^{is}	65	%
Rendement du générateur électrique	η_{gen}	95	%

Dans leurs travaux, les auteurs ne prennent pas en compte les étapes de surchauffe du fluide vapeur et de sous-refroidissement du liquide. Ceci est sans influence sur les résultats de l'analyse du degré de liberté.

Il a été vu précédemment que pour obtenir un degré de liberté nul, il manquait à définir 4 relations. Les deux relations suivantes sont toujours valables pour la comparaison avec leurs résultats :

- Au condenseur le pincement de température est imposé à 5°C : $T_3 - T_{cw,3} = 5^\circ\text{C}$.
- La température de sortie de l'eau de refroidissement est imposée (Tableau 2.5).

La procédure de comparaison consiste à faire varier la température du fluide de travail avant son entrée dans la turbine et d'observer la valeur sur la production nette du cycle. Ainsi T_1 est fixée à différentes valeurs.

La dernière relation à imposer est liée à cette température, mais deux cas sont différenciés :

- Le pincement minimal de température dans l'évaporateur n'est pas atteint : la température de réinjection de la source géothermale est donc fixée à 70°C.
- Le pincement minimal est atteint : $T_{gw,3} - T_7 = 10^\circ\text{C}$, la valeur de la température de réinjection n'est pas connue.

Résultats

Les résultats présentés dans la Figure 2.39 comparent les valeurs obtenues de la puissance électrique nette générée par la turbine à celles fournies par la littérature en fonction de la température du R-245fa en entrée de la turbine.

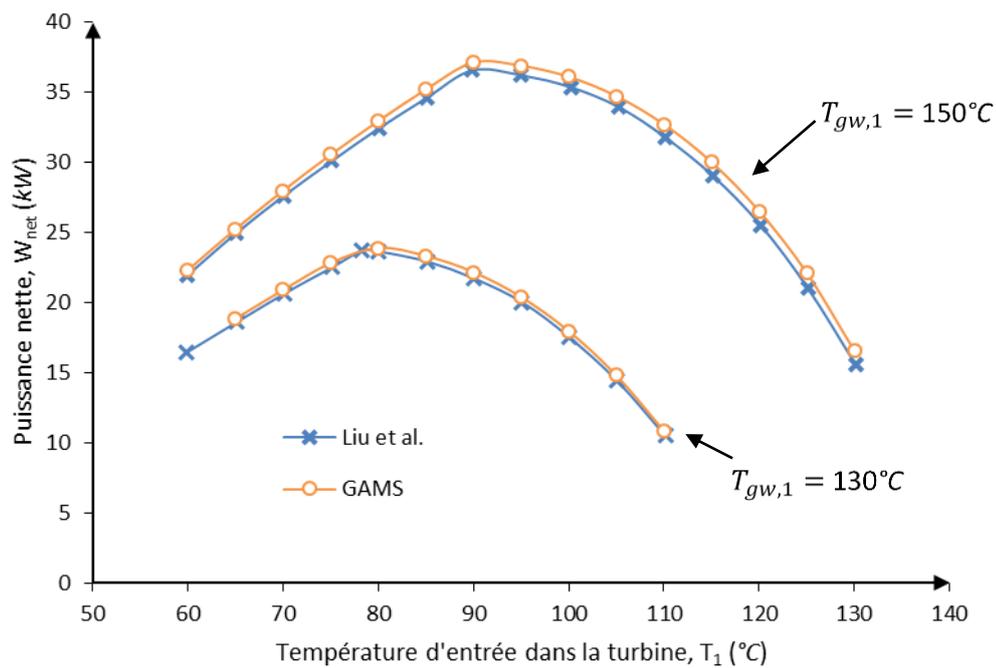


Figure 2.39 Puissance électrique nette générée à différentes températures du R-245fa en entrée de turbine pour une source géothermale à 130°C et 150°C

Dans les deux cas (littérature et propre code), la température de la source chaude est fixée à 130°C et 150°C. La température de condensation du fluide organique reste indirectement toujours fixée à 30°C. Les courbes obtenues peuvent être décomposées en deux parties. Dans la première partie (la partie ascendante), la température de réinjection du fluide géothermale est fixée à 70°C. Ainsi, l'augmentation de la température en entrée de turbine entraîne une augmentation de la puissance électrique produite. La valeur maximale de la puissance électrique générée est obtenue pour une valeur de température d'entrée dans la turbine permettant d'obtenir le pincement minimal de température dans l'évaporateur (10°C) tout en gardant une température de réinjection de la source géothermale de 70°C. À partir de ce point, la température T_1 devient trop importante pour permettre une réinjection de l'eau géothermale à 70°C (partie descendante des courbes) tout en respectant le pincement minimal de 10°C. La température de réinjection doit alors être augmentée de façon à toujours respecter la valeur minimale du pincement. La quantité de chaleur délivrée par la source diminue ce qui impose une diminution de la puissance électrique.

Les résultats entre le modèle effectué avec GAMS® et les valeurs données par Liu *et al.* sont proches (écart relatif moyen de 2,3%). Les écarts étant faibles, nous considérons que nos résultats sont validés par rapport à la littérature.

Pour s'en assurer, une nouvelle étape de validation est mise en place.

2.2.3. Comparaison avec ProSimPlus® et ENERTIME

Pour cette seconde étape de validation, les résultats obtenus et les performances des calculs sont comparés avec ceux obtenus lors de simulations du cycle réalisées avec l'outil ProSimPlus®. Tous deux sont confrontés avec des séries de données fournies par la société ENERTIME.

La Figure 2.40 montre le schéma du cycle simulé avec ProSimPlus®. Le fluide utilisé est toujours le R-245fa et ses propriétés thermodynamiques sont toujours représentées par les équations d'état de Peng-Robinson que ce soit avec GAMS® (code Fortran) ou ProSimPlus® (déjà existantes dans le logiciel).

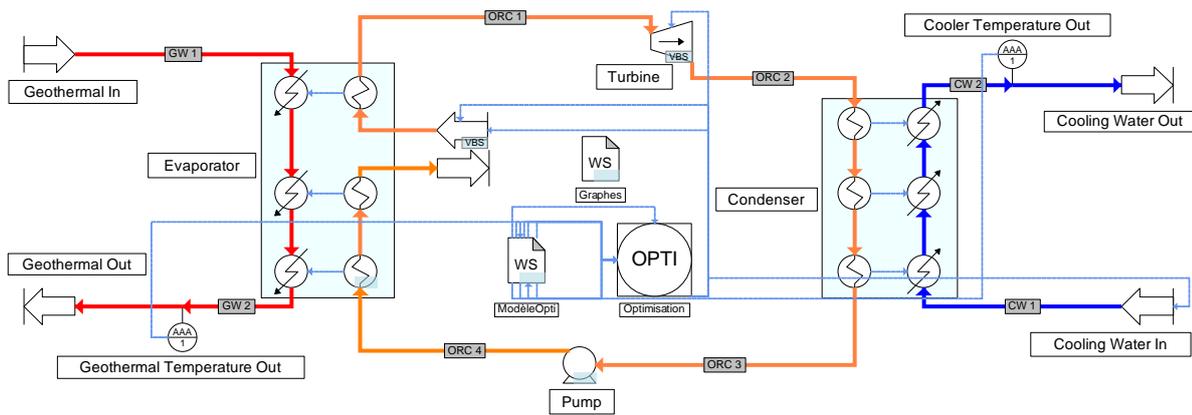


Figure 2.40 Schéma de l'ORC simulé avec ProSimPlus®

Conditions opératoires

Les conditions opératoires du cycle sont présentées dans le Tableau 2.6.

Quatre conditions ont été testées (quatre températures d'eau de refroidissement disponibles pouvant intervenir selon les saisons). Pour chaque cas, la température de retour de l'eau en rivière est de 10°C supérieure à son prélèvement. Bien que le débit et la température de la source géothermale soient identiques pour chaque cas, il existe une température de réinjection optimale vis-à-vis de la production électrique (voir section 2.3). Pour chaque cas, ENERTIME a fourni une température de réinjection considérée optimale pour cette étude. Leurs résultats ont été obtenus en utilisant les outils EES® pour représenter l'ORC et COOLPROP® (version open source et concurrente du logiciel REFPROP®) pour les propriétés thermodynamiques du fluide organique. Les résultats fournis par ENERTIME nous servent de référence.

Dans le Tableau 2.6 lorsque plusieurs valeurs sont précisées pour un même paramètre cela signifie qu'il dépend du cas étudié.

Tableau 2.6 Conditions opératoires pour les données fournies par ENERTIME

Paramètres	Valeurs		
Débit de la source géothermale	\dot{m}_{gw}	350	m^3/h
Température de la source géothermale disponible	$T_{gw,1}$	170	$^{\circ}C$
Température de réinjection dans la source géothermale	$T_{gw,4}$	65 ; 65 ; 70 ; 75	$^{\circ}C$
Pincement minimal de température à l'évaporateur	$Pinch_{min,E}$	$\geq 5,5$	$^{\circ}C$
Pincement de température au condenseur	$Pinch_{min,C}$	5	$^{\circ}C$
Température d'entrée de l'eau de refroidissement	$T_{cw,1}$	5 ; 10 ; 20 ; 25	$^{\circ}C$
Température de sortie de l'eau de refroidissement	$T_{cw,4}$	$T_{cw,1} + 10$	$^{\circ}C$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{turbine}^{is}$	83	%
Rendement isentropique de la pompe	η_{pump}^{is}	75	%
Rendement du générateur électrique	η_{gen}	95,5	%

Résultats

Tableau 2.7 Comparatifs des résultats obtenus

		ENERTIME	GAMS®	ProSim®	$\Delta X_{gams}/X$ (%)	$\Delta X_{prosim}/X$ (%)
$T_{cw,1} = 5^{\circ}C$ et $T_{gw,4} = 65^{\circ}C$						
P_{high}	bar	18,27	18,23	17,95	0,22	1,75
P_{low}	bar	1,17	1,16	1,15	0,85	1,71
\dot{W}_{net}	MW_e	5,69	5,75	5,72	1,05	0,53
$\dot{Q}_{evaporator}$	MW_{th}	38,99	38,96	38,95	0,08	0,10
$T_{cw,1} = 10^{\circ}C$ et $T_{gw,4} = 65^{\circ}C$						
P_{high}	bar	17,23	17,15	17,06	0,46	0,99
P_{low}	bar	1,419	1,41	1,39	0,63	2,04
\dot{W}_{net}	MW_e	5,34	5,37	5,33	0,56	0,19
$\dot{Q}_{evaporator}$	MW_{th}	38,99	38,96	38,95	0,08	0,10
$T_{cw,1} = 20^{\circ}C$ et $T_{gw,4} = 70^{\circ}C$						
P_{high}	bar	17,03	17,04	16,78	0,06	1,47
P_{low}	bar	2,037	2,01	1,99	1,33	2,31
\dot{W}_{net}	MW_e	4,55	4,56	4,53	0,22	0,44
$\dot{Q}_{evaporator}$	MW_{th}	37,13	37,13	37,13	0,00	0,00
$T_{cw,1} = 25^{\circ}C$ et $T_{gw,4} = 75^{\circ}C$						
P_{high}	bar	18	18,14	17,82	0,78	1,00
P_{low}	bar	2,414	2,38	2,35	1,41	2,65
\dot{W}_{net}	MW_e	4,17	4,17	4,14	0,00	0,72
$\dot{Q}_{evaporator}$	MW_{th}	35,27	35,30	35,30	0,09	0,09

Résultats les plus proches de la référence entre le modèle développé pour GAMS® et ProSimPlus®.

Dans le Tableau 2.7, comparant les résultats principaux, la dernière ligne correspond pour chaque cas à la puissance fournie à l'évaporateur. Puisque pour l'eau géothermale, le débit et les températures (source et réinjection) sont connus (voir Tableau 2.6), cette puissance est donc aussi connue. La différence entre les modèles provient de la valeur de $c_{p,eau}^l(T)$ retenue. L'erreur notable entre les deux modèles et celui proposé par ENERTIME reste tout de même très faible (moins de 0,1%). Cette remarque est importante, en effet si un écart important avait déjà été relevé à ce niveau, le reste des résultats ne serait plus comparable puisque les valeurs « fixées » de la chaleur récupérée à l'évaporateur seraient différentes.

De façon générale, le modèle ProSimPlus® sous-estime légèrement (par rapport à la référence) les valeurs des pressions d'évaporation et de condensation du fluide organique. Les écarts relatifs sont plus importants pour les basses pressions, mais pas les écarts absolus (différence entre le modèle et la référence). Dans certains cas, le modèle ProSimPlus® présente des résultats plus proches de la référence que ceux obtenus avec GAMS® pour ce qui concerne la production électrique.

Le modèle GAMS® présente les écarts les plus faibles dans la majorité des cas. Notons toutefois qu'aucunes données expérimentales n'ont été utilisées pour vérifier quel est le modèle le plus réaliste.

Le modèle réalisé du cycle a été validé précédemment en le comparant avec des résultats présentés dans la littérature. Il est maintenant validé par un jeu de données fournies par la société ENERTIME, société en charge de la conception et de l'installation du cycle pour le projet FONGEOSEC. L'intérêt de la validation est, ici, de montrer qu'en utilisant l'outil GAMS, nous pouvons retrouver sensiblement les mêmes résultats qu'avec d'autres outils ou travaux déjà connus.

Les deux étapes de validation couplées montrent aussi l'importance du choix de la température de réinjection. Ce dernier point sera discuté plus largement dans la partie suivante. Elle mettra aussi en avant qu'une valeur optimale existe et que ceci justifie le choix de l'utilisation d'un outil d'optimisation.

2.3. INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE REINJECTION

Nous avons vu lors des étapes de validation que la température de réinjection ($T_{gw,4}$) de la source géothermale semble avoir une importance capitale vis-à-vis de la production électrique du cycle.

Cette constatation peut s'expliquer facilement :

- En effet, lorsque cette température augmente, la température d'évaporation du fluide organique augmente elle aussi (si le même pincement dans l'échangeur est observé). L'écriture du rendement du cycle (en considérant $\eta_{gen} = 1$) donne :

$$\eta_{ORC} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_6} = 1 - \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_6} \quad 2-42$$

Pour une surchauffe donnée, si la température d'ébullition augmente, T_1 augmente aussi et donc h_1 . Ainsi, le rendement du cycle augmente lui aussi.

- A contrario, pour un débit de source géothermale fixé, l'augmentation de la température de réinjection implique une diminution de la puissance récupérée à l'évaporateur.

La production électrique de l'installation correspond au produit du rendement du cycle et de la puissance récupérée à l'évaporateur. Une température de réinjection optimale existe, ce point optimal est illustré sur la Figure 2.41.

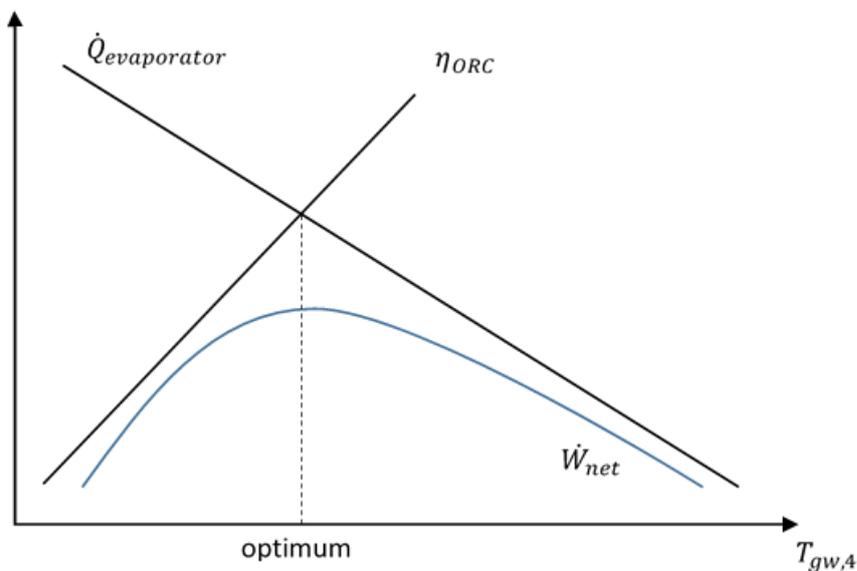


Figure 2.41 Illustration de l'existence d'une température de réinjection optimale pour une production électrique maximale

Cette constatation est également confirmée avec un cas concret. La modélisation du cycle a été effectuée pour une source géothermale disponible à 170°C. Plusieurs températures de réinjection ont été testées pour différentes températures de l'eau de refroidissement.

Les résultats obtenus ont permis de tracer la Figure 2.42.

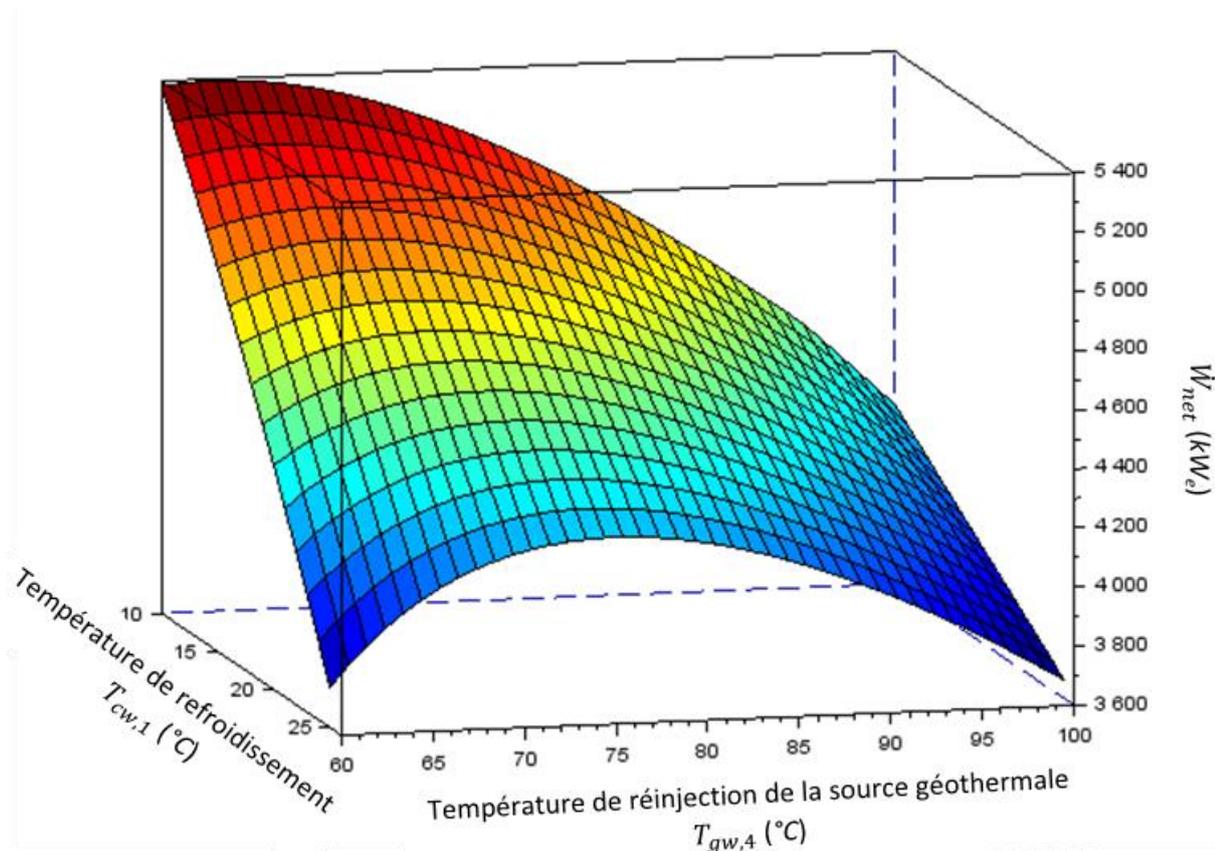


Figure 2.42 Production électrique obtenue pour différentes températures d'eau de refroidissement et d'eau géothermale pour une source disponible à 170°C

Pour une température d'eau de refroidissement donnée, il existe bien une température de réinjection optimale permettant d'avoir une production électrique maximale. La valeur de cette température n'est pas unique et dépend de la température de l'eau de refroidissement envisagée. Bien sûr, ce dernier paramètre n'est pas le seul influençant la valeur de température de réinjection optimale obtenue.

Par exemple, pour chaque température d'eau de refroidissement, la valeur optimale de la température de réinjection est reportée sur la Figure 2.43. Et ce pour 3 températures de source géothermale. Les résultats montrent que pour une température d'eau de refroidissement donnée, la température de réinjection optimale dépend aussi de la température de l'eau géothermale disponible. La température de réinjection a donc tout intérêt à être une des variables d'optimisation du système présenté au Chapitre 3.

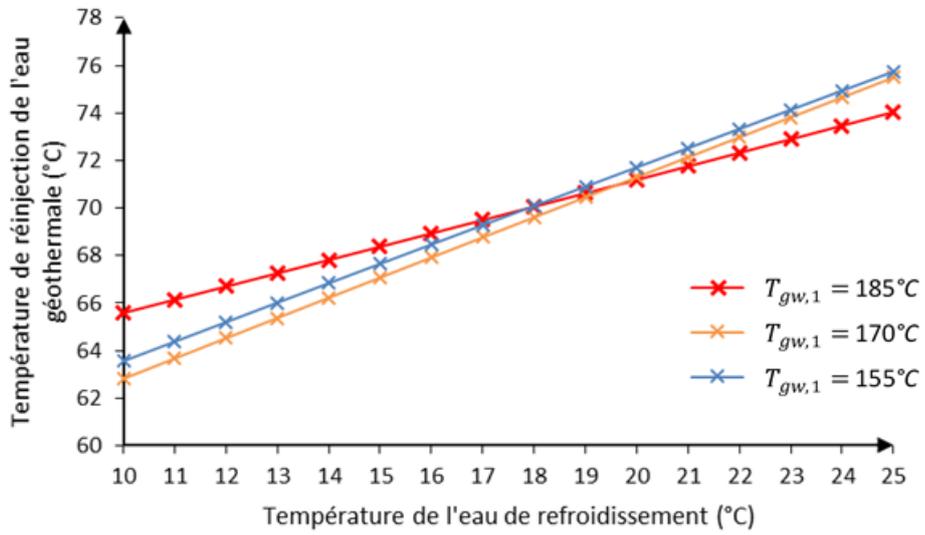


Figure 2.43 Valeur de la température de réinjection optimale pour différentes températures d'eau de refroidissement et pour des sources géothermales disponibles à 185°C, 170°C et 155°C

2.4. CONCLUSION DU CHAPITRE

Ce second chapitre a pour but principal de valider la modélisation du cycle organique de Rankine réalisée avec GAMS®.

Dans un premier temps, deux modèles d'équations d'état (SRK et Peng-Robinson) sont comparés à un modèle largement utilisé dans la littérature (modèle développé par le NIST dans le logiciel REFPROP® et dans le WebBook du NIST), ce dernier étant déjà présent dans certains outils et présentant de bons résultats. Les équations d'état de Peng-Robinson s'approchent plus du modèle du NIST et sont donc sélectionnées pour la suite.

Un modèle complet du cycle organique de Rankine utilisant ces équations d'état est ensuite présenté. Les résultats obtenus avec celui-ci sont d'abord comparés à la littérature (Liu *et al.*, 2013). Puis, ils sont comparés avec des données fournies par la société ENERTIME et avec les résultats obtenus en utilisant l'outil ProSimPlus®. Dans tous les cas, le modèle proposé présente de très bons résultats pour toutes les conditions opératoires testées.

Pour finir, les résultats obtenus montrent l'intérêt de considérer la température de réinjection de la source géothermale comme une variable d'optimisation pour le problème détaillé au chapitre suivant. En effet, une température optimale existe et permet d'augmenter la quantité d'électricité produite. De plus, ce point optimal semble difficile à déterminer *a priori*.

Chapitre 3. DESCRIPTION DU PROBLEME D'OPTIMISATION

Dans le chapitre précédent, un modèle pour l'ORC a été présenté et validé. Le degré de liberté était volontairement nul, aucune optimisation n'avait été réalisée. Nous avons cependant constaté que la température de sortie de l'eau géothermale, par exemple, avait une influence sur les performances de l'ORC et qu'une température optimale existe dans le but de maximiser la production électrique.

Dans ce chapitre, l'analyse est poussée plus loin. Un réel problème d'optimisation est posé. Les variables d'optimisation sont présentées et ne se limitent pas uniquement à la température de sortie de l'eau géothermale.

Concernant l'ORC, le problème est plus étendu : une formulation pour le dimensionnement fin des échangeurs de chaleur est présentée. Le modèle permettant de représenter le RCU est détaillé. Il en est de même pour le modèle économique et le modèle exergétique pour les activités de surface de la centrale géothermale. La formulation du problème complet combine variables continues et variables discrètes.

Pour finir, plusieurs fonctions objectif sont présentées ainsi que les variables nous permettant d'interpréter rapidement les résultats fournis par cet outil d'optimisation.

SOMMAIRE DU CHAPITRE

3.1. DEFINITION DU PROBLEME	98
3.1.1. Données d'entrée	98
3.1.2. Principales variables	100
3.2. MODELE DU PROBLEME D'OPTIMISATION	102
3.2.1. Equations spécifiques à l'ORC	102
3.2.2. Echangeurs de chaleur	102
Bilans de chaleur	103
Détermination du facteur F	104
Calcul de l'aire d'échange	107
Calcul du coefficient global d'échange	107
Détermination de α_i	107
Détermination de α_o	108
Bornes	111
Cas du récupérateur	111
3.2.3. Modèle du RCU.....	111
Topologie du RCU	114
Bilans de masse.....	115
Bilans de chaleur.....	115
3.2.4. Réinjection dans le puits.....	116
3.2.5. Modèle économique	117
Détermination du capital total d'investissement	117
Calcul du coût d'achat des équipements.....	117
Détermination de $Cp0$	118
Détermination de FBM	119
Cas du récupérateur.....	119
Calcul du coût du RCU.....	119
Détermination du coût de fonctionnement	119
Détermination des sources de revenus	120
Vente de l'électricité	120
Vente de la chaleur	121
Calcul du bénéfice net annuel	121
3.2.6. Modèle exergetique	122
Echangeurs.....	123
Pompe.....	124
Turbine.....	124
3.2.7. Fonctions objectif	125
3.3. VARIABLES D'INTERET.....	126

3.4. CONCLUSION DU CHAPITRE..... 127

3.1. DEFINITION DU PROBLEME

Pour résumer ce qui a été présenté dans le Chapitre 1, la particularité de ces travaux de thèse est la résolution simultanée de la production d'électricité et de la distribution de la chaleur. Dans cette optique, l'outil d'optimisation ainsi développé permet de façon simultanée :

- de déterminer quelles sont les températures et pressions optimales du fluide de travail dans l'ORC ainsi que son débit,
- de déterminer quelle est la température optimale de réinjection de l'eau géothermale dans le puits,
- de choisir d'utiliser ou non le récupérateur de chaleur interne (IHE) dans l'ORC,
- d'optimiser les dimensions des échangeurs du cycle dans le but d'en réduire leur coût tout en gardant les meilleures performances,
- de déterminer la répartition optimale de la source géothermique entre la production d'électricité et de chaleur,
- et de déterminer la configuration optimale du RCU, tous les consommateurs n'étant pas nécessairement reliés au réseau.

Dans cette première partie, les données d'entrée et les principales variables du problème d'optimisation sont présentées.

3.1.1. Données d'entrée

Les principales données d'entrée ainsi que leurs valeurs sont présentées dans le Tableau 3.8.

Cette liste est complétée par la localisation et la demande énergétique de chaque consommateur potentiel (sous-station) du RCU qui, dans ces travaux de thèse, sont supposées connues. La connaissance des localisations implique aussi la connaissance des distances entre le producteur du RCU et les consommateurs, ainsi qu'entre chaque consommateur. Les localisations (sous forme de graphique), les distances et les demandes en chaleur de nos cas d'étude seront données en Chapitre 4.

Quelques bornes supplémentaires, comme la température minimale de réinjection dans le puits et les pincements aux échangeurs, ainsi que les degrés de surchauffe et de sous-refroidissement pour l'ORC sont aussi précisés en entrée du problème d'optimisation.

Tableau 3.8 Données d'entrée et principales bornes

Données d'entrée	Notation	Valeur
Débit volumique total de la source géothermale	\dot{m}_{gw}/ρ_{gw}	350 m^3/h
Température de la source géothermale	T_{gw}	185 °C
Température de l'eau de refroidissement	$(T_{cw,in})_{subcooling}$	20 °C
Efficacité isentropique de la turbine	$\eta_{turbine}^{is}$	83 %
Efficacité isentropique de la pompe	η_{pump}^{is}	75 %
Efficacité du générateur électrique	η_{gen}	95,5 %
Température d'alimentation de l'eau du RCU	$T_{DHN,outward}$	95 °C
Température de retour de l'eau du RCU	$T_{DHN,return}$	65 °C
Température de l'eau du RCU entrante dans le consommateur i	$T_{DHN,cons,i,in}$	93 °C
Température de l'eau du RCU sortante du consommateur i	$T_{DHN,cons,i,out}$	66 °C
Nombre d'années pour rembourser le crédit	n_{years}	20 an
Bornes définies en entrée	Notation	Valeur
Température minimale de réinjection	$T_{gw,reinjection}$	60 °C
Pincement de température minimal à l'évaporateur	$Pinch_{min,evaporator}$	10 °C
Pincement de température minimal au condenseur	$Pinch_{min,condenser}$	5 °C
Pincement de température minimal dans l'échangeur producteur	$Pinch_{min,producer}$	10 °C
Température maximale de sortie de l'eau de refroidissement	$(T_{cw,out})_{cooling,max}$	30 °C
Débit massique maximal de l'eau de refroidissement	$\dot{m}_{cw,max}$	1400 kg/s
Contraintes imposées	Notation	Valeur
Surchauffe de la vapeur dans l'ORC	$(T_{wf,out} - T_{wf,in})_{superheating}$	5 °C
Sous-refroidissement du liquide dans l'ORC	$(T_{wf,in} - T_{wf,out})_{subcooling}$	2 °C

3.1.2. Principales variables

Dans cette thèse, les principales variables d'optimisation sont :

- Le débit, les températures et les pressions du fluide de travail de l'ORC, la température de réinjection de l'eau géothermale, et le débit et la température de sortie de l'eau de refroidissement.
- Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail (enthalpies, entropies et fugacités) qui dépendent de la température et de la pression.
- Le flux de chaleur ou le travail produit/fourni par chaque élément de l'ORC.
- Les variables nécessaires pour le dimensionnement et le calcul du coût de chaque élément. Par exemple, le nombre de tubes, leur diamètre et longueur, la surface d'échange, les coefficients de transfert et les pertes de pression pour les échangeurs.
- L'existence ou non du récupérateur de chaleur interne, représenté par la variable binaire $Exist_{IHE}$.
- La répartition de l'eau géothermale entre la production de chaleur et la production d'électricité.
- Le choix de connecter (ou non) au RCU le $i^{ème}$ consommateur ($Exist_i$) et l'existence ou non de la liaison entre deux nœuds producteur ou consommateur i et j ($Exist_{path,ij}$). Ce sont des variables binaires.
- Le débit massique dans chaque canalisation du RCU ($\dot{m}_{path,ij}$).

Les variables binaires sont égales à 1 en cas d'existence/connexion et 0 si non. Les propriétés physiques (viscosités, conductivités thermiques, capacités calorifiques et masses volumiques) impliquées dans les équations présentées dans les prochains paragraphes dépendent de la température et de la pression. Le détail des formules est donné en Annexe D et en Annexe E.

La superstructure du problème d'optimisation est représentée par la Figure 3.44. Les variables et données d'entrée principales y sont représentées et sont impliquées dans les équations décrites dans les sous-sections suivantes.

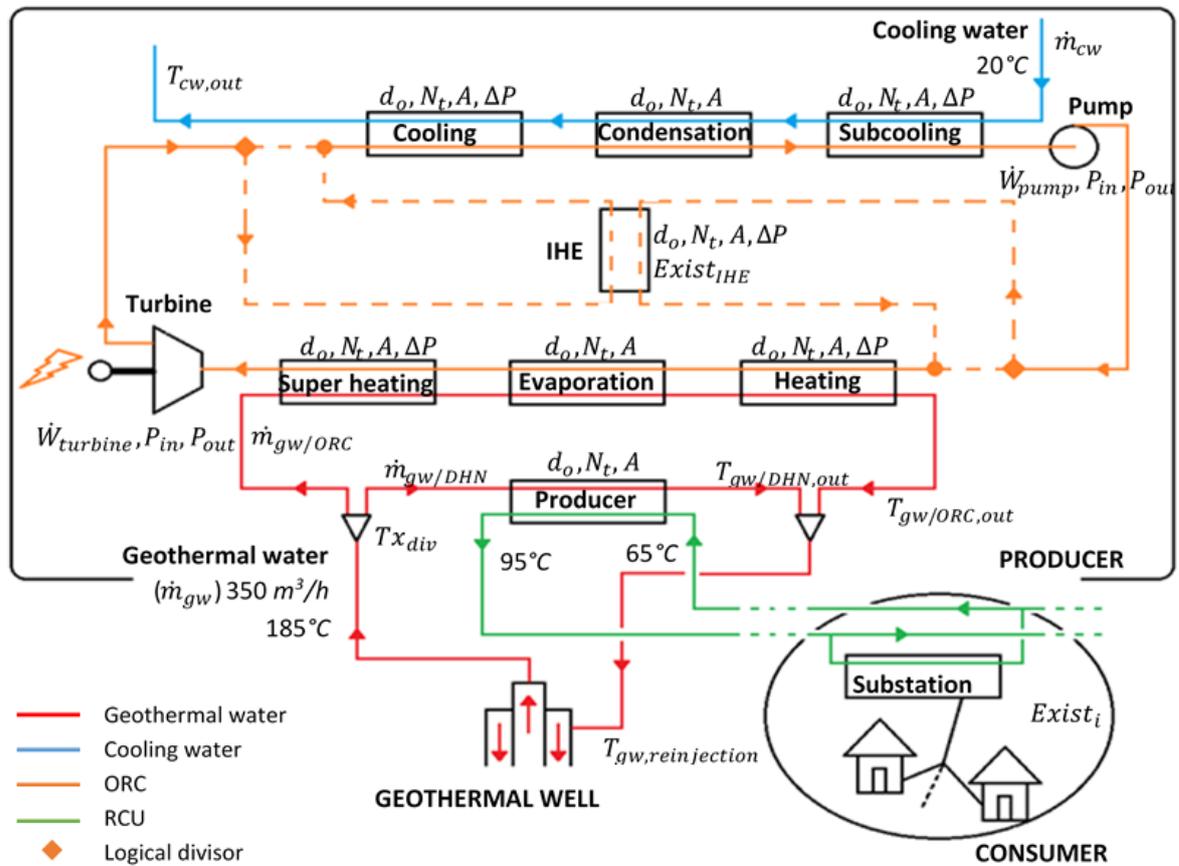


Figure 3.44 Superstructure du problème d'optimisation et variables principales

3.2. MODELE DU PROBLEME D'OPTIMISATION

Les équations présentées dans cette partie correspondent à la description complète du système global (ORC et RCU). Elles correspondent aux contraintes (égalités dans la majorité des cas, inégalités quelques fois) du problème d'optimisation. Cette partie est décomposée en 7 sous-parties : l'ORC, les échangeurs, le RCU, le mélange avant réinjection, le calcul des coûts, le calcul des flux d'irréversibilités pour finir sur la définition des fonctions objectif.

3.2.1. Equations spécifiques à l'ORC

Les équations utilisées dans le chapitre précédent sont ré-utilisées telles quelles. Elles ne sont donc pas réécrites ici. Les différences principales entre le modèle présenté dans le Chapitre 2 et le modèle complet de l'ORC résident dans le fait que :

- Les températures et les pressions ne sont plus définies par la position numérotée, mais par l'entrée et la sortie d'un élément du cycle notées T_{in} , T_{out} , P_{in} et P_{out} pour chaque élément.
- Les pertes de pression dans les échangeurs (*exch*) sont ajoutées :

$$\forall exch; P_{exch,out} = P_{exch,in} - \Delta P_{exch} \quad 3-43$$

- Les pertes de pression sont négligées lors d'un changement d'état :

$$\forall exch = evaporation\ et\ condensation; \Delta P_{exch} = 0 \quad 3-44$$

- Le récupérateur de chaleur interne est ajouté :

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_{h,IHE,in} - h_{h,IHE,out}) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_{c,IHE,out} - h_{c,IHE,in}) \quad 3-45$$

Avec l'indice *h* (hot) pour le courant chaud et *c* (cold) pour le courant froid.

3.2.2. Echangeurs de chaleur

Le modèle décrit dans ce paragraphe permet de dimensionner tous les échangeurs de chaleur utilisés pour l'ORC : les trois échangeurs représentant le condenseur, les trois échangeurs représentant l'évaporateur, et le récupérateur de chaleur. Le modèle est aussi utilisé pour l'échangeur producteur permettant de transférer la chaleur entre l'eau géothermale et l'eau circulant dans le RCU (échangeur appelé « producer » sur la superstructure Figure 3.44). Ce modèle n'est cependant pas appliqué aux sous-stations du RCU qui ne sont pas dimensionnées et qui sont uniquement représentées par leur demande de chaleur.

Dans le projet, comme dans ce manuscrit, les échangeurs utilisés sont des échangeurs à tubes et calandres. Pour faciliter la maintenance des échangeurs de l'ORC, le fluide organique, peu encrassant, circule dans la calandre. L'autre fluide (eau géothermale ou eau de refroidissement), favorisant l'encrassement, circule dans les tubes plus faciles à nettoyer que la calandre. Pour les mêmes raisons, l'eau géothermale circule dans les tubes de l'échangeur de chaleur dit producteur, alors que l'eau du RCU circule dans la calandre. Ce choix permet aussi de limiter les pertes de chaleur. Dans le cas où le

récupérateur est utilisé, il est préférable de faire circuler le fluide sous pression (le liquide sortant de la pompe) dans les tubes. La vapeur sortante de la turbine circulera donc dans la calandre de cet échangeur. La Figure 3.45 montre la géométrie d'un échangeur à tubes et calandre et présente certaines variables utilisées pour déterminer sa géométrie.

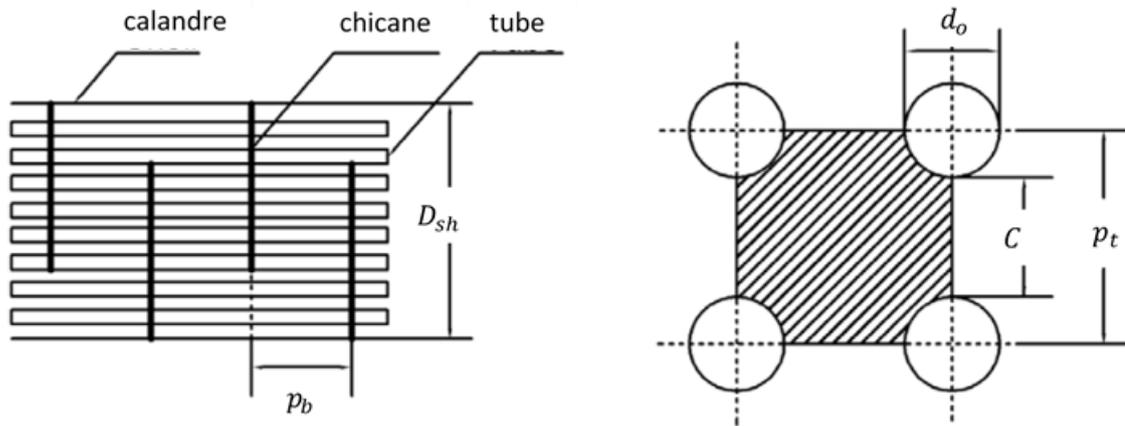


Figure 3.45 Géométrie d'un échangeur à tubes et calandre (Le et al., 2014)

La présentation du modèle complet des échangeurs de chaleur va se faire ci-après en plusieurs parties.

Bilans de chaleur

Le modèle est basé sur les bilans de chaleur pour les deux fluides entrant et sortant de l'échangeur. Deux types de fluides sont considérés : le fluide organique noté wf (équation 3-46) et l'« eau » notée $water$ (équation 3-47).

$$\dot{Q} = |\dot{m}_{wf} \cdot (h_{in} - h_{out})| \quad 3-46$$

$$\dot{Q} = \left| \dot{m}_{water} \cdot \int_{T_{water,in}}^{T_{water,out}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT \right| \quad 3-47$$

L'indice $water$ dans l'équation 3-47 fait référence à l'eau de refroidissement, à l'eau géothermale, ou à l'eau circulant dans le RCU. Selon le cas, il est remplacé par l'indice correspondant (cw pour l'eau de refroidissement, gw/ORC ou gw/DHN pour l'eau géothermale, et DHN pour l'eau du réseau).

La répartition du débit total d'eau géothermale entre la part utilisée par l'ORC et celle utilisée par le RCU est donnée par l'équation 3-48

$$\dot{m}_{gw} = \dot{m}_{gw/ORC} + \dot{m}_{gw/DHN} \quad 3-48$$

Le taux de partage de l'eau géothermale entre ces deux courants est défini par l'équation 3-49.

$$Tx_{div} = \frac{\dot{m}_{gw/DHN}}{\dot{m}_{gw}} \quad 3-49$$

Les différents échanges possibles se font entre :

- le fluide organique et l'eau de refroidissement pour les trois étapes du condenseur,
- le fluide organique et l'eau géothermale pour les trois étapes de l'évaporateur,
- le fluide organique des deux côtés du récupérateur lorsqu'il est utilisé,
- et l'eau géothermale et l'eau circulant dans le RCU dans l'échangeur dit producteur.

Concernant les valeurs présent par $T_{water,in}$ et $T_{water,out}$ dans l'équation 3-47, les données d'entrée et les bornes présentées dans le Tableau 3.8 indiquent que :

- $(T_{cw,in})_{subcooling}$ est égale à 20°C et que $(T_{cw,out})_{cooling}$ ne doit pas excéder 30°C pour le condenseur.
- $(T_{gw/ORC,in})_{superheating}$ est égale à 185°C et $(T_{gw/ORC,out})_{heating}$ est optimisé pour l'évaporateur.
- $T_{gw/DHN,in}$ est aussi égal à 185°C et $T_{gw/DHN,out}$ est calculé pour le producteur. Du côté du RCU, $(T_{DNH,out})_{producer}$ est pris égal à 95°C et $(T_{DNH,in})_{producer}$ à 65°C.
- Les températures $(T_{gw/ORC,out})_{heating}$ et $T_{gw/DHN,out}$ ne sont pas contraintes individuellement, cependant la température résultante du mélange des deux courants $T_{gw,reinjection}$ ne doit pas être inférieure à 60°C pour ne pas perturber l'équilibre du puits.

Finalement, le flux de chaleur est calculé par l'équation 3-50.

$$\dot{Q} = F \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad 3-50$$

Où, U est le coefficient global d'échange, A la surface d'échange et F un facteur correctif dont les calculs sont présentés plus loin.

ΔT_{ml} est la différence moyenne logarithmique. Dans l'optique de limiter les problèmes numériques dus à l'utilisation du logarithme, l'approximation de Chen (1987) est utilisée (équation 3-51).

$$\Delta T_{ml} = \left[\Delta T_1 \cdot \Delta T_2 \cdot \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \right]^{1/3} \quad 3-51$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad 3-52$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad 3-53$$

ΔT_1 et ΔT_2 représentent les différences de température entre le courant chaud (indice h) et le courant froid (indice c) des deux côtés de l'échangeur à contre-courant.

Détermination du facteur F

Ce facteur permet de caractériser l'écart d'efficacité de l'échangeur tubes et calandre (entre autres) avec l'échangeur à contre-courant pur, lequel étant le plus efficace. Ainsi pour un échangeur à contre-courant, F est égal à 1. Pour les autres types d'échangeurs, la valeur de ce facteur est donc inférieure à 1.

La détermination de ce facteur nécessite l'utilisation d'abaques qui dépendent, pour les échangeurs tubes et calandre, du nombre de passes côté calandre et du nombre de passes côté tube dans une passe calandre. Un exemple est donné (Figure 3.46) pour un échangeur dit 1-2 (une passe calandre et deux passes tube).

Les calculs permettant de déterminer les valeurs des coefficients R et β nécessaires à l'utilisation de l'abaque, sont décrits par les équations 3-54 et 3-55.

$$R = \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{T_{t,out} - T_{t,in}} \quad 3-54$$

$$\beta = \frac{T_{t,out} - T_{t,in}}{T_{s,in} - T_{t,in}} \quad 3-55$$

Les indices t et s font référence aux fluides circulants respectivement dans les tubes et dans la calandre.

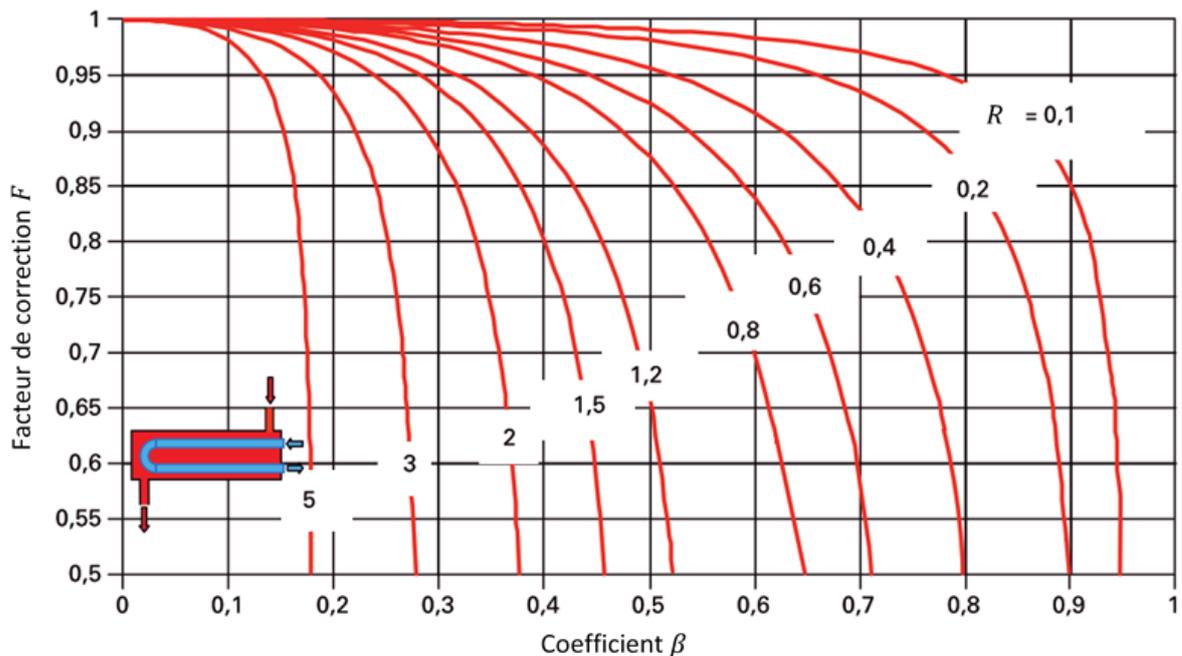


Figure 3.46 Abaque permettant de déterminer la valeur du facteur de correction F pour un échangeur 1-2 (Bontemps et Fourmigué, 2014)

Durant les étapes de calculs de l'outil d'optimisation, le recours aux abaques n'est pas envisageable. Bowman *et al.* (1940) proposent une méthode de calcul permettant d'estimer la valeur de ce coefficient (équations 3-56 à 3-58).

$$\alpha = \left[\frac{1 - R \cdot \beta}{1 - \beta} \right]^{1/N_{sh,pass}} \quad 3-56$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad 3-57$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right)}{\ln\left[\frac{2 - S \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad 3-58$$

$N_{sh,pass}$ correspond au nombre de passes côté calandre.

Quelques précisions et remarques quant à l'utilisation de ces formules :

- Ces équations sont réversibles par rapport aux T_s et T_t .
- Lors d'un changement d'état (ici le fluide organique dans la calandre), R est nul et par conséquent F est égal à 1.
- La solution particulière R égale à 1 est exclue du domaine de résolution (voir équation 3-58) et correspond à l'égalité des différences de températures des deux côtés de l'échangeur. Bowman et al. proposent une méthode de calcul du coefficient F s'appliquant uniquement à ce cas particulier. Cependant, l'étude préliminaire (Figure 2.37) montre que dans les domaines envisagés de températures et de débits, ce cas n'est pas atteignable dans nos études. Le calcul n'est donc pas présenté.
- La valeur de $N_{sh,pass}$ est fixée et dépend de l'échangeur. Turton *et al.* (2009) proposent une méthode de détermination graphique de type McCabe-Thiele (Figure 3.47) correspondant à l'expression analytique définie par l'équation 3-59.

$$N_{sh,pass} = \frac{\ln\left(\frac{1 - R \cdot \beta}{1 - \beta}\right)}{\ln\left(\frac{1}{R}\right)} \quad 3-59$$

Cette méthode uniquement valable pour le cas particulier de deux passes tube par passe calandre. L'équation 3-60 est donc imposée.

$$N_{t,pass} = 2 \cdot N_{sh,pass} \quad 3-60$$

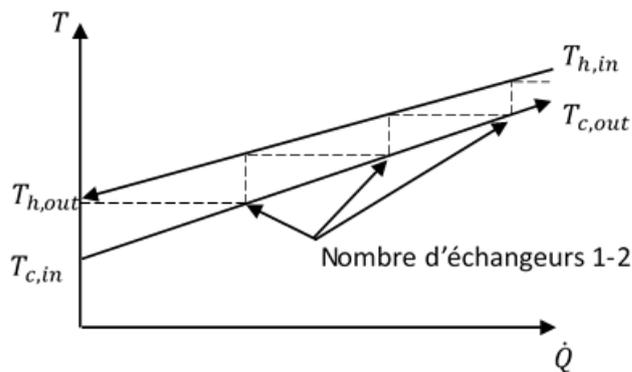


Figure 3.47 Détermination graphique du nombre de passe côté calandre

Calcul de l'aire d'échange

La surface d'échange A est exprimée par rapport à la surface externe des tubes dans l'échangeur (équation 3-61).

$$A = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N_t \cdot N_{t,pass} \quad 3-61$$

D'après les recommandations du standard de l'association des constructeurs d'échangeurs tubulaires (Tubular Exchangers Manufacturers Association : TEMA, 1999) le diamètre externe des tubes d_o doit être compris entre 6,35 mm et 6,35 cm. Tous les diamètres de tubes ne sont pas réalisables entre ces deux valeurs (11 diamètres réalisables). Cependant, dans le but de faciliter la résolution du problème, le diamètre des tubes d_o , qui est donc, en théorie, une variable discrète, sera assimilée à une variable continue, comprise entre ces deux valeurs. C'est aussi le cas de la longueur L des tubes comprise entre 2 et 6 m, N_t correspondant au nombre de tubes par passe (côté tube), $N_{sh,pass}$ et $N_{t,pass}$.

Le nombre de tubes par passe est déterminé par l'équation 3-62.

$$N_t = \frac{4 \cdot \dot{m}_i}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_i \cdot v_i} \quad 3-62$$

Avec \dot{m}_i le débit total du fluide circulant dans les tubes et ρ_i sa masse volumique déterminée selon le fluide par l'Annexe D ou l'Annexe E. v_i représente la vitesse du fluide dans les tubes. d_i fait référence au diamètre interne des tubes et est estimé par la relation 3-63.

$$d_i = d_o - 2 \cdot e \quad 3-63$$

e correspond à l'épaisseur des tubes et est estimé par les données du TEMA (1999) (équation 3-64) où les variables sont exprimées en m

$$e = 0,047 \cdot d_o + 0,0007 \quad 3-64$$

Calcul du coefficient global d'échange

Le coefficient global d'échange, relatif à la surface externe des tubes, est exprimé par la relation 3-65.

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k} + \frac{1}{\alpha_o} + \frac{R_i \cdot d_o}{d_i} + R_o \quad 3-65$$

k est la conductivité thermique du matériau utilisé pour les tubes, ici 16,3 W/m/K pour l'acier inoxydable. R_i et R_o sont les résistances d'encrassement à l'intérieur et à l'extérieur des tubes. Elles sont prises égales à $1,76 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K/W$ (TEMA, 1999).

α_i et α_o correspondent aux coefficients d'échange de chaleur par convection à l'intérieur et à l'extérieur des tubes.

Détermination de α_i

La corrélation de Gnielinski (1976) est utilisée pour déterminer le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes.

$$\alpha_i = \frac{Nu_i \cdot k_i}{d_i} \quad 3-66$$

$$Nu_i = \frac{(f_i/8) \cdot (Re_i - 1000) \cdot Pr_i}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{f_i/8} \cdot (Pr_i^{2/3} - 1)} \quad 3-67$$

Où Nu_i , Re_i et Pr_i représentent respectivement le nombre de Nusselt, Reynolds et Prandtl. Le coefficient de friction f_i est prédit par la corrélation de Petukhov (Gnielinski, 1976).

$$f_i = [0,79 \cdot \ln(Re_i) - 1,64]^{-2} \quad 3-68$$

Cette prédiction du coefficient d'échange est valide pour :

- $0.5 \leq Pr_i \leq 2000$
- $2300 \leq Re_i \leq 5 \cdot 10^5$

La perte de pression à l'intérieur des tubes ΔP_i est exprimée par la relation 3-69 et doit généralement rester inférieure à 0,5 bar.

$$\Delta P_i = \left(f_i \cdot \frac{L}{d_i} + 4 \right) \cdot \frac{\rho_i \cdot v_i^2}{2} \cdot N_{t,pass} \quad 3-69$$

Détermination de α_o

Les corrélations utilisées pour la détermination du coefficient d'échange à l'extérieur des tubes (côté calandre) h_o sont différentes selon si le fluide organique change d'état ou non dans l'échangeur de chaleur. Trois cas sont alors possibles :

Sans changement d'état du fluide organique

McAdams propose la relation 3-70 basée sur la corrélation de Kern (Kakaç *et al.*, 2002). Cette relation est valable pour $400 \leq Re_o \leq 10^6$.

$$Nu_o = 0,36 \cdot Re_o^{0,55} \cdot Pr_o^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_o}{\mu_{o,wall}} \right)^{0,14} \quad 3-70$$

μ_o et $\mu_{o,wall}$ correspondent à la viscosité du fluide respectivement à la température moyenne du fluide dans la calandre (\bar{T}_o) et à la température moyenne du fluide à la paroi côté calandre ($\overline{T_{o,wall}}$). La température du fluide à la paroi est déterminée par l'égalité des densités de flux thermique 3-71.

$$|U \cdot (\bar{T}_o - \bar{T}_i)| = |\alpha_o \cdot (\bar{T}_o - \overline{T_{o,wall}})| \quad 3-71$$

La relation de la viscosité du fluide dépendante de la température (et de l'état du fluide pour le fluide organique) est donnée en Annexe D ou en Annexe E.

La perte de pression du fluide du côté de la calandre est déterminée par la relation 3-72 (Kakaç *et al.*, 2002) et doit être inférieure à 0,5 bar.

$$\Delta P_o = \frac{f_o \cdot G_o^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_{sh}}{2 \cdot \rho_o \cdot D_{eq} \cdot \left(\frac{\mu_o}{\mu_{o,wall}} \right)^{0,14}} \quad 3-72$$

f_o est le coefficient de friction côté calandre, il est déterminé par la relation 3-73.

$$f_o = e^{0,576 - 0,19 \ln Re_o} \quad 3-73$$

N_b est le nombre de chicanes dans l'échangeur calculé par l'équation 3-74.

$$N_b = \frac{L}{p_b} - 1 \quad 3-74$$

Avec p_b le pas entre deux chicanes borné entre $0,2 \cdot D_{sh}$ et D_{sh} . Le diamètre de la calandre est quant à lui déterminé par l'équation 3-75.

$$D_{sh} = \sqrt{\frac{N_t \cdot N_{t,pass}}{0,785} \cdot \left(\frac{CL}{CTP}\right) \cdot p_t^2} \quad 3-75$$

Où CL et CTP sont des coefficients liés à l'agencement des tubes et sont pris respectivement égaux à 1 et à 0,85. p_t est le pas entre deux tubes (Figure 3.45) et est égal à $1,33 \cdot d_o$.

Le flux massique G_o de l'écoulement du fluide dans la calandre est donné par l'équation 3-76.

$$G_o = \frac{\dot{m}_o}{A_{sh}} \quad 3-76$$

A_{sh} , l'aire de traversée du faisceau de tubes défini par l'équation 3-77.

$$A_{sh} = \frac{D_{sh} \cdot (p_t - d_o) \cdot p_b}{p_t} \quad 3-77$$

Enfin, le diamètre hydraulique équivalent est défini par l'équation 3-78.

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(p_t^2 - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4}\right)}{\pi \cdot d_o} \quad 3-78$$

Les nombres adimensionnels présents dans l'équation 3-70 sont calculés de la façon suivante :

$$Re_o = \frac{G_o \cdot D_{eq}}{\mu_o} \quad 3-79$$

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_{eq}}{k_o} \quad 3-80$$

$$Pr_o = \frac{c_{p,o} \cdot \mu_o}{k_o} \quad 3-81$$

Les propriétés du fluide circulant dans la calandre (c_p , k et μ) sont données en Annexe D ou en Annexe E.

Condensation du fluide organique

Pour la condensation du fluide organique, le modèle de Nusselt (1916) est utilisé. La condensation est supposée être une condensation en film.

$$\alpha_o = 0,729 \left[\frac{k_l^3 \cdot g \cdot \rho_l^2 \cdot Lv'}{\mu_l \cdot N_{layer} \cdot d_o \cdot (T_{sat} - T_{wall})} \right]^{1/4} \quad 3-82$$

$$Lv' = Lv + 0,68 \cdot c_p^l \cdot (T_{sat} - T_{wall}) \quad 3-83$$

Où g est l'accélération de la pesanteur. c_p^l , μ_l , k_l et ρ_l sont les propriétés physico-chimiques du fluide organique liquide à la température de saturation T_{sat} . T_{wall} correspond à la température de la paroi externe des tubes. Lv est la chaleur latente de vaporisation du fluide. N_{layer} est le nombre de lignes de faisceau de tubes et il est estimé par l'équation 3-84.

$$N_{layer} = \sqrt{\frac{N_t \cdot N_{t,pass}}{N_{sh,pass}}} \quad 3-84$$

Evaporation du fluide organique

Pour représenter l'étape d'évaporation du fluide organique dans la calandre, la méthode dite de superposition est utilisée et est décrite par Lallemand (2012). Cette méthode consiste à prendre en compte le coefficient d'échange pour la phase liquide α_l et pour l'ébullition nucléée α_{en} .

$$\alpha_o = \gamma \cdot \alpha_l + B \cdot \alpha_{en} \quad 3-85$$

Où γ et B sont des coefficients déterminés de la façon suivante.

$$\gamma = (\phi_l^2)^{\frac{0,692}{2-m}} \quad 3-86$$

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{20}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad 3-87$$

$$\chi^2 = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1-m} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_l} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^m \quad 3-88$$

Ici, l'échangeur est décomposé en 10 parties, x représente le taux de vaporisation moyen du fluide pour chaque partie. ρ_v et μ_v , la masse volumique et la viscosité du fluide organique en phase vapeur à la température de saturation. m est le coefficient de Blasius et est égal à 0,25.

Le coefficient B est calculé d'après la relation 3-89.

$$B = \frac{k_l}{0,041 \cdot \lambda \cdot E \cdot \alpha_l} \cdot \left[1 - e^{-\frac{0,041 \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot \alpha_l}{k_l}}\right] \quad 3-89$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad 3-90$$

Avec σ , la tension superficielle du fluide organique liquide.

Le coefficient d'échange du liquide h_l est déterminé par l'équation 3-91.

$$Nu_l = \frac{\alpha_l \cdot d_o}{k_l} = 0,137 \cdot Re_l^{0,692} \cdot Pr_l^{0,34} \quad 3-91$$

α_{en} est quant à lui déterminé par la relation 3-92.

$$\alpha_{en} = 0,00122 \cdot \frac{k_l^{0,79} \cdot c_p^{l,0,45} \cdot \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot Lv^{0,24} \cdot \rho_v^{0,24}} \cdot (T_{wall} - T_{sat})^{0,24} \cdot \left(\frac{Lv \cdot (T_{wall} - T_{sat})}{T_{sat} \cdot \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l}\right)}\right)^{0,75} \quad 3-92$$

Pour rappel, les pertes de pression du fluide organique lors de l'évaporation ou la condensation sont négligées.

Bornes

Certaines bornes concernant les échanges de chaleur sont imposées. Elles sont récapitulées dans le Tableau 3.8. La plupart sont des contraintes inégalités comme la température maximale de sortie de l'eau de refroidissement ou le pincement minimal dans les échangeurs.

La surchauffe et le sous-refroidissement du fluide sont aussi imposés.

Cas du récupérateur

Du fait que le récupérateur n'est pas nécessairement utilisé dans l'ORC, il est décrit séparément des autres échangeurs. Toutes les équations précédemment décrites dans le cas des échanges de chaleur sans changement de phase peuvent être appliquées au récupérateur seulement s'il existe. Cependant, dans l'optique de résoudre le même ensemble d'équations que le récupérateur existe ou non, les équations suivantes sont ajoutées.

$$0 \leq \dot{Q}_{IHE} \leq Exist_{IHE} \cdot BigM_{Q_{IHE}} \quad 3-93$$

$$0 < \dot{Q}_{fict} \quad 3-94$$

$$\dot{Q}_{IHE} - (1 - Exist_{IHE}) \leq \dot{Q}_{fict} \leq \dot{Q}_{IHE} + (1 - Exist_{IHE}) \cdot BigM_{Q_{IHE}} \quad 3-95$$

$BigM_{Q_{IHE}}$ est une grande valeur choisie arbitrairement. Ici, elle est choisie comme étant la quantité de chaleur maximale disponible au puits géothermique.

L'équation 3-93 permet de s'assurer que $\dot{Q}_{IHE} = 0$ si le récupérateur n'existe pas (dans ce cas $Exist_{IHE} = 0$). Cependant, pendant la résolution des équations utiles pour le récupérateur, des problèmes numériques peuvent apparaître lorsque $\dot{Q}_{IHE} = 0$ (par exemple, le dénominateur dans l'équation 3-54 peut être égal à 0). Pour éviter que cela ne se produise, une nouvelle variable est ajoutée : \dot{Q}_{fict} . Cette variable, strictement positive (équation 3-94), est utilisée à la place de \dot{Q}_{IHE} dans l'ensemble des équations du récupérateur. L'équation 3-95 permet de s'assurer que si le récupérateur existe, $\dot{Q}_{fict} = \dot{Q}_{IHE}$.

La prochaine étape du modèle est de définir les équations permettant de déterminer la configuration et les dimensions du RCU.

3.2.3. Modèle du RCU

Le modèle du RCU consiste à décrire sa topologie, établir les bilans massiques basés sur sa topologie, et écrire les bilans d'énergie pour chaque consommateur. Les échangeurs des sous-stations (les consommateurs) ne sont pas dimensionnés comme cela a été fait pour les échangeurs de l'ORC. Les pertes de chaleur dans les canalisations ne sont pas décrites, mais elles sont prises en compte par une différence de température de l'eau du réseau moins importante aux sous-stations (27°C) qu'à l'échangeur de production (30°C) (Figure 3.48). Bien qu'en toute rigueur, les températures aux sous-stations soient différentes selon l'éloignement par rapport à l'échangeur de production, elles sont considérées identiques dans ces travaux.

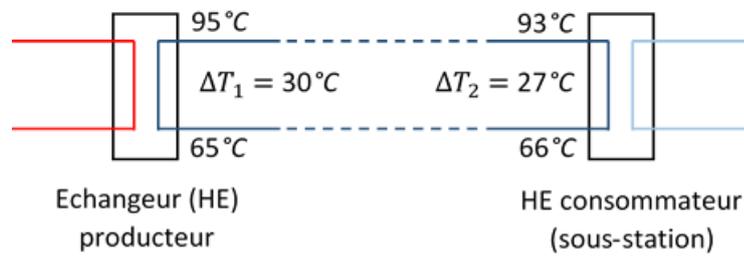


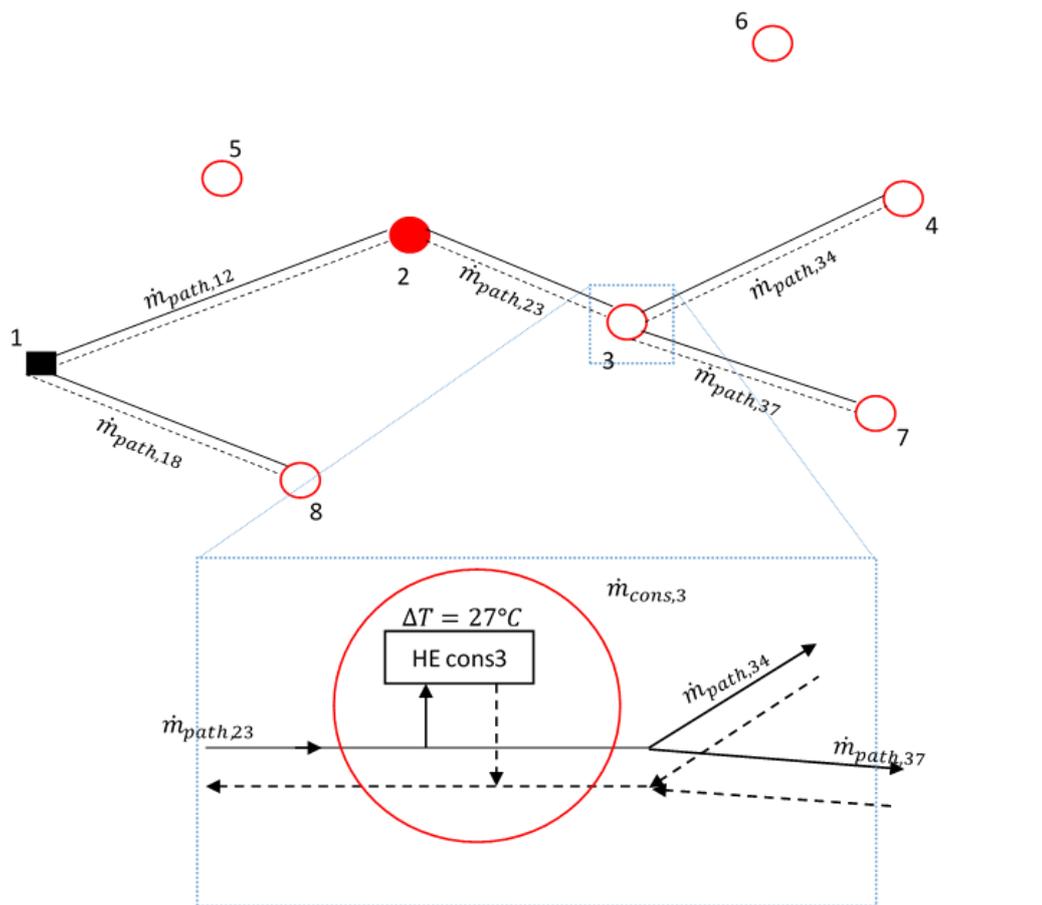
Figure 3.48 Représentation des différences de température pour l'eau du réseau

En supposant $c_{p, eau}^l$ constant, le bilan d'énergie sur le réseau permet d'estimer les pertes de chaleur :

$$\%_{loss} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\Delta T_1} \cdot 100 = 10\% \quad 3-96$$

Les pertes de chaleur prises en compte dans le réseau sont donc d'environ 10%.

La Figure 3.49 permet de visualiser, au travers d'un exemple, les variables et les équations décrites dans ce paragraphe.



$$\begin{array}{ll}
 Exist_1 = 1 & Exist_{path,12} = 1 \\
 Exist_2 = 1 & Exist_{path,13} = 0 \\
 Exist_3 = 1 & \vdots \\
 Exist_4 = 1 & Exist_{path,18} = 1 \\
 Exist_5 = 0 & Exist_{path,23} = 1 \\
 Exist_6 = 0 & Exist_{path,24} = 0 \\
 Exist_7 = 1 & \vdots \\
 Exist_8 = 1 & \vdots
 \end{array}$$

- HE cons Echangeur de chaleur de la sous-station
- producteur
 - consommateur obligatoire
 - consommateur potentiel
 - canalisation aller (95°C en 1)
 - - - canalisation retour (65°C en 1)

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{DHN} &= \dot{m}_{path,12} + \dot{m}_{path,18} \\
 &= (\dot{m}_{cons,2} + \dot{m}_{path,23}) + \dot{m}_{cons,8} \\
 &= \dot{m}_{cons,2} + (\dot{m}_{cons,3} + \dot{m}_{path,34} + \dot{m}_{path,37}) + \dot{m}_{cons,8}
 \end{aligned}$$

Finalement

$$\dot{m}_{DHN} = \dot{m}_{cons,2} + \dot{m}_{cons,3} + \dot{m}_{cons,4} + \dot{m}_{cons,7} + \dot{m}_{cons,8}$$

Figure 3.49 Modèle du RCU

Topologie du RCU

Dans cette thèse, le RCU est représenté par un unique producteur (l'échangeur producteur), un consommateur obligatoire et sept consommateurs potentiels. Chacun d'eux correspond à un nœud i du réseau (ainsi, dans le cas présent, $i \in [1; 9]$). Bien entendu, l'outil développé doit pouvoir s'adapter dans l'optique d'être utilisé sur d'autres projets que le projet FONGEOSEC, aussi, le nombre de consommateurs obligatoires et potentiels peut facilement être modifié. Les consommateurs sont représentés par leur besoin en chaleur et leur localisation.

La connexion (ou non) au réseau du $i^{\text{ème}}$ consommateur est représentée par la variable binaire $Exist_i$ (égale à 1 si la connexion existe, 0 sinon). La connexion au RCU du producteur ($i = 1$) et du consommateur obligatoire ($i = 2$) se traduit par les contraintes suivantes :

$$Exist_1 = 1 \quad 3-97$$

$$Exist_2 = 1 \quad 3-98$$

L'existence (ou non) de la liaison entre deux nœuds i et j est représentée par la variable binaire $Exist_{path,ij}$ (égale à 1 si la liaison existe, 0 sinon).

Dans ces travaux, les canalisations sont dites aller-retour. C'est-à-dire qu'au retour (depuis les sous-stations vers le producteur) l'eau suit le même chemin qu'à l'aller. La liaison entre deux nœuds (si elle existe) est alors comptée une seule fois pour le calcul des coûts (voir 3.2.5). La contrainte 3-99 est appliquée.

$$\forall i \text{ et } j; Exist_{path,ij} + Exist_{path,ji} \leq 1 \quad 3-99$$

D'autres hypothèses faites sur la topologie du RCU sont prises en compte. Ces hypothèses et les contraintes qui leur sont associées sont les suivantes :

- Si il existe, un consommateur ne possède qu'une entrée, s'il n'existe pas, il n'y a pas d'entrée.

$$\forall j \neq 1; \sum_i Exist_{path,ij} = Exist_j \quad 3-100$$

- Les entrées dans le producteur ne sont pas prises en compte.

$$\forall i; Exist_{path,i1} = 0 \quad 3-101$$

- Le nombre maximum de sorties pour chaque nœud existant est le nombre total de nœuds moins 2 (1 pour le producteur et un pour le nœud lui-même).

$$\forall j; \sum_i Exist_{path,ji} \leq Exist_j \cdot (card - 2) \quad 3-102$$

Où $card$ dénombre le nombre de nœuds.

- Puisqu'un consommateur obligatoire existe, le producteur a nécessairement au moins une connexion.

$$\sum_j Exist_{path,1j} \geq 1 \quad 3-103$$

L'équation 3-104 permet finalement de calculer la longueur totale du RCU (en termes de longueur de tranché à creuser).

$$dist_{tot} = \sum_i \sum_j (dist_{ij} \cdot Exist_{path,ij}) \quad 3-104$$

Où $dist_{ij}$ correspond à la distance entre le nœud i et le nœud j et est connue.

Bilans de masse

Dans les bilans, $\dot{m}_{path,ij}$ représente le débit massique de l'eau circulant entre les nœuds i et j . Comme c'est une variable continue, les contraintes suivantes assurent que ce débit est égal à 0 si la liaison ij n'existe pas et qu'il peut prendre n'importe quelle valeur inférieure au $BigM_{\dot{m}}$ (une constante choisie suffisamment grande) si la liaison existe :

$$\forall i \text{ et } j; 0 \leq \dot{m}_{path,ij} \leq Exist_{path,ij} \cdot BigM_{\dot{m}} \quad 3-105$$

\dot{m}_{DHN} est le débit massique total de l'eau circulant dans le RCU. Le bilan massique appliqué au nœud producteur donne :

$$\dot{m}_{DHN} = \sum_j \dot{m}_{path,1j} \quad 3-106$$

En considérant que les ramifications sont possibles dans le réseau, le bilan massique au nœud j mène à l'équation 3-107.

$$\forall j \neq 1; \sum_i \dot{m}_{path,ij} = \dot{m}_{cons,j} + \sum_k \dot{m}_{path,jk} \quad 3-107$$

Où $\dot{m}_{cons,j}$ est le débit massique requis par le $j^{\text{ème}}$ consommateur. Il est déterminé pour atteindre la demande de chaleur du $j^{\text{ème}}$ consommateur (équation 3-109). Les équations 3-100 et 3-105 impliquent qu'un unique terme est non-nul dans la somme du côté gauche de l'équation 3-107. De plus, si le $j^{\text{ème}}$ consommateur n'est pas relié au réseau ($Exist_j = 0$), les équations 3-100, 3-102, 3-105 et 3-107 entraînent $\dot{m}_{cons,j} = 0$.

La combinaison des équations 3-106 et 3-107 amène à l'équation 3-108 (un exemple est présenté en Figure 3.49).

$$\dot{m}_{DHN} = \sum_j \dot{m}_{cons,j} \quad 3-108$$

Bilans de chaleur

Le bilan d'énergie sur le $i^{\text{ème}}$ consommateur est exprimé comme suit (équation 3-109).

$$\forall i \neq 1; Ex_i \cdot \dot{Q}_{cons,i} = -\dot{m}_{cons,i} \int_{T_{DHN,cons,i,in}}^{T_{DHN,cons,i,out}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT \quad 3-109$$

où $\dot{Q}_{cons,i}$ est une donnée du problème.

Si le $i^{\text{ème}}$ consommateur n'est pas relié au réseau, cette équation est aussi satisfaite, quel que soit la valeur de $\dot{Q}_{cons,i}$, puisque le bilan massique assure que si $Exist_i = 0$, alors $\dot{m}_{cons,i} = 0$.

Comme spécifié dans le Tableau 3.8 et sur la Figure 3.48 :

$$T_{DHN,cons,i,in} - T_{DHN,cons,i,out} = \Delta T_{DHN,cons,i} = 93 - 66 = 27^\circ C \quad 3-110$$

La demande totale de chaleur $\dot{Q}_{DHN,req}$ est calculée par l'équation 3-111.

$$\sum_{i \neq 1} Exist_i \cdot \dot{Q}_{cons,i} = \dot{Q}_{DHN,req} \quad 3-111$$

La chaleur fournie par le nœud producteur \dot{Q}_{prod} est exprimée par l'équation 3-47 et est rappelée dans l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{prod} = -\dot{m}_{gw/DHN} \int_{T_{gw/DHN,in}}^{T_{gw/DHN,out}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT = \dot{m}_{DHN} \int_{T_{DHN,return}}^{T_{DHN,outward}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT \quad 3-112$$

Pour rappel, $T_{DHN,outward} = 95^\circ C$ et $T_{DHN,return} = 65^\circ C$. Ces températures sont différentes de $T_{DHN,cons,i,in} = 93^\circ C$ et $T_{DHN,cons,i,out} = 66^\circ C$ (voir Tableau 3.8 et Figure 3.48). La comparaison des équations 3-108, 3-109, 3-111 et 3-112 combinées avec l'équation 3-96 permet d'aboutir à :

$$\dot{Q}_{prod} \approx 100/90 \cdot \dot{Q}_{DHN,req} \quad 3-113$$

Une fois qu'une partie de l'eau géothermale est utilisée pour l'ORC puis que l'autre partie est utilisée pour le RCU, il faut aussi déterminer à quelle température le mélange est réinjecté.

3.2.4. Réinjection dans le puits

La répartition de l'eau géothermale alimentant l'ORC et le RCU se fait en parallèle. Ainsi, les deux branches sont mélangées avant réinjection dans le puits.

L'équation 3-48 représentant le bilan de masse est toujours valide :

$$\dot{m}_{gw/ORC} + \dot{m}_{gw/DHN} = \dot{m}_{gw} \quad 3-114$$

Le bilan sur le mélangeur (équation 3-115) permet de déterminer la température de réinjection.

$$\dot{m}_{gw/ORC} \int_{T_{gw,reinjection}}^{T_{gw/ORC,out}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT + \dot{m}_{gw/DHN} \int_{T_{gw,reinjection}}^{T_{gw/DHN,out}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT = 0 \quad 3-115$$

La température de réinjection $T_{gw,reinjection}$ doit rester supérieure à $60^\circ C$.

En utilisant le dimensionnement des échangeurs et la structure du réseau, il est alors possible de poser le modèle économique pour le problème d'optimisation.

3.2.5. Modèle économique

Dans les paragraphes précédents, les grandeurs de dimensionnement des équipements de l'ORC ont été déterminées. Nous allons maintenant décrire le calcul des coûts de fonctionnement et d'investissement de l'installation. Les sources de revenus sont aussi présentées.

Détermination du capital total d'investissement

Turton *et al.* (2009) proposent de calculer le capital total d'investissement C_{TCI} d'un procédé comme étant une fonction du coût d'achat des équipements. Dans cette méthode, chaque frais supplémentaire (comme le coût du terrain, ses frais de préparation, le coût de démarrage de l'installation ou encore les frais imprévisibles) est proportionnel à l'achat des équipements. Seider *et al.* (2003) définissent l'ensemble de ces coûts :

- Dans le cas d'une nouvelle installation, les frais de préparation du terrain représentent entre 10 et 20% du coût d'achat des équipements C_{TM} .
- Les frais de service administratif pour l'achat sont d'environ 5% de l'achat. La somme des frais administratifs, de préparation du terrain et des coûts d'achat des équipements correspond à l'investissement direct permanent C_{DPI} .

Ainsi, $C_{DPI} \in [1,15 \cdot C_{TM}; 1,25 \cdot C_{TM}]$.

- Les frais imprévisibles (liés aux retards par exemple) ajoutés aux frais réservés à l'entrepreneur représentent 18% de l'investissement direct permanent. Le capital total amortissable C_{TDC} est égal à la somme de ces frais et de l'investissement direct permanent.

Ainsi, $C_{TDC} = 1,18 \cdot C_{DPI}$.

- Pour finir, le coût du terrain et les frais de démarrage sont estimés respectivement à 2 et 10% du capital amortissable. Leur somme, avec le capital amortissable, correspond à l'investissement total.

Ainsi, $C_{TCI} \in [1,52 \cdot C_{TM}; 1,65 \cdot C_{TM}]$.

Dans ces travaux de thèse, les frais présentés ci-dessus sont pris correspondants au total à 60% du coût total d'achat des équipements de la centrale géothermique en surface (ORC + échangeur producteur). L'investissement total comprend également le coût du puits géothermique C_{well} (pris égal à 10 M€) et le coût du RCU C_{DHN} :

$$C_{TCI} = 1,60 \cdot C_{TM} + C_{well} + C_{DHN} \quad 3-116$$

Calcul du coût d'achat des équipements

La méthode de calcul du coût d'achat des équipements est la méthode dite de Bare-module présenté par Turton *et al.* (2009). Le coût total d'achat correspond à la somme des achats des équipements individuels $C_{BM,i}$ (équation 3-117).

$$C_{TM} = \sum_i (C_{BM,i}) \quad 3-117$$

Avec le coût final d'achat pour chaque équipement exprimé par l'équation 3-118.

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad 3-118$$

Avec F_{BM} le facteur de Bare-module et C_p^0 le coût d'achat de l'équipement dans des conditions basiques d'utilisation (matériaux communs à pression atmosphérique).

Détermination de C_p^0

C_p^0 est déterminé par la relation 3-119.

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} \zeta + K_3 \cdot [\log_{10} \zeta]^2 \quad 3-119$$

Avec ζ la dimension caractéristique de l'équipement :

- la surface d'échange A en m^2 pour les échangeurs de chaleur,
- la puissance mécanique délivrée $\dot{W}_{turbine}$ en kW par la turbine au générateur,
- la puissance électrique délivrée \dot{W}_{gen} en kW par le générateur,
- la puissance apportée \dot{W}_{pompe} en kW pour la pompe et son moteur.

Les valeurs K_1 , K_2 et K_3 sont des constantes données dans le Tableau 3.9.

Ces constantes ne sont pas données pour le générateur électrique. Ainsi, dans ces travaux de thèse, le coût d'achat du générateur dans les conditions de base est calculé par la relation 3-120 comme proposé dans les travaux de Le *et al.* (2014).

$$C_{p,gen}^0 = 60 \cdot [\dot{W}_{gen}]^{0,95} \quad 3-120$$

Avec \dot{W}_{gen} défini par :

$$\dot{W}_{gen} = \eta_{gen} \cdot \dot{W}_{turbine} \quad 3-121$$

Tableau 3.9 Constantes pour le calcul du coût des équipements

Equipement	K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_M	F_{BM}
Echangeurs	4,3247	-0,303	0,1634	0,03881	-0,11272	0,08183	1,63	1,66	1,0	
Pompe	3,3892	0,0536	0,1538	-0,3935	0,3957	-0,00226	1,89	1,35	1,6	
Turbine	2,2476	1,4965	-0,1618							6,1
Moteur*	1,956	1,7142	-0,2282							1,5
Générateur*										1,5

* Le moteur de la pompe et le générateur électrique de la turbine ne sont pas inclus directement dans le coût de la pompe et de la turbine.

Les données présentées dans le livre de Turton *et al.* (2009) sont exprimées pour un CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) de 397 et l'unité du coût en USD . Dans cette thèse, les valeurs des coûts doivent être rapportées au CEPCI de l'année 2015, 570, et exprimées en €. Le taux de change utilisé date du 8 janvier 2016 (1 $USD = 0,919$ €). La conversion est présentée en équation 3-122.

$$C_{p,CEPCI=570}^0(\text{€}) = C_{p,CEPCI=397}^0(USD) \cdot \left(\frac{570}{397}\right) \cdot 0,919 \quad 3-122$$

Détermination de F_{BM}

Pour les échangeurs de chaleur et la pompe, le facteur F_{BM} est calculé par les équations 3-123 et 3-124.

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad 3-123$$

$$\log_{10} F_p = C_1 + C_2 \cdot \log_{10} P + C_3 \cdot [\log_{10} P]^2 \quad 3-124$$

Les valeurs des constantes F_M , B_1 , B_2 , C_1 , C_2 et C_3 sont données dans le Tableau 3.9. P est la pression relative (unité : *bar*) la plus importante de l'équipement.

Cas du récupérateur

En ce qui concerne le récupérateur, un coût d'achat $C_{BM,IHE, fict}$ est déterminé par rapport à la dimension calculée avec \dot{Q}_{fict} . Ainsi, si le récupérateur n'existe pas, l'équation 3-125 assure que le coût réel d'achat $C_{BM,IHE}$ est égal à 0 et, si le récupérateur existe, l'équation 3-126 assure qu'il est égal à $C_{BM,IHE, fict}$ puisque dans ce cas, \dot{Q}_{IHE} est égal à \dot{Q}_{fict} .

$$0 \leq C_{BM,IHE} \leq Exist_{IHE} \cdot BigM_C \quad 3-125$$

$$C_{BM,IHE} - (1 - Exist_{IHE}) \leq C_{BM,IHE, fict} \leq C_{BM,IHE} + (1 - Exist_{IHE}) \cdot BigM_C \quad 3-126$$

Calcul du coût du RCU

Le coût total du RCU est la somme des coûts des sous-stations et de l'installation des canalisations (équation 3-127).

$$C_{DHN} = C_{pipe} \cdot dist_{tot} + \sum_{i \neq 1} C_{sub,i} \cdot Exist_i \cdot \dot{Q}_{cons,i} \quad 3-127$$

Où $C_{sub,i}$ est le coût de la sous-station en €/kW et dépend de sa taille (donnée d'entrée). Ce coût peut être estimé par l'équation 3-128 déterminée d'après les données disponibles dans le rapport du conseil général des Mines (Prévot, 2006).

$$C_{sub,i} = 1108,2 \cdot [\dot{Q}_{cons,i}]^{-0,458} \quad 3-128$$

$\dot{Q}_{cons,i}$ est exprimé en kW.

Dans le même rapport, le coût du mètre linéaire (ml) de canalisation, C_{pipe} , pour une ville de moyenne densité urbaine est considéré égal à 500 €/ml. Ce coût comprend le coût des canalisations, le coût des tranchées et le coût d'installation.

Détermination du coût de fonctionnement

Comme pour le capital total d'investissement, le coût annuel de fonctionnement de l'installation, C_{TPC} , est une fonction des coûts décrits précédemment, suivant l'équation 3-129.

$$C_{TPC} = 0,15 \cdot (C_{TM} + C_{well} + C_{DHN}) \quad 3-129$$

Le coefficient $0,15 \text{ an}^{-1}$ est déterminé d'après le livre de Seider *et al.* (2003).

Détermination des sources de revenus

Les sources de revenus de la centrale de cogénération sont la vente de l'électricité et la vente de la chaleur réalisées pendant une année.

Vente de l'électricité

La vente de l'électricité S_{elec} est définie par la relation 3-130.

$$S_{elec} = \dot{W}_{net} \cdot t_{fonc,ORC} \cdot C_{elec} \quad 3-130$$

Pour rappel, \dot{W}_{net} est la quantité nette d'électricité produite (quantité produite par le générateur moins la quantité utilisée par la pompe). $t_{fonc,ORC}$ représente la durée moyenne de fonctionnement de l'ORC. Elle est prise égale à 7900 h/an. C_{elec} est le prix de l'électricité à EDF. Deux cas sont considérés :

Arrêté du 23 juillet 2010 (legifrance, 2010)

Le prix de vente de l'électricité est calculé par l'équation 3-131.

$$C_{elec} = C_{fix} + C_{var} \quad 3-131$$

Avec C_{fix} un tarif fixé à 20 c€/kWh pour la France métropolitaine. C_{var} est quant à lui un bonus variable entre 0 et 8 c€/kWh (voir Figure 3.50). Ce bonus dépend de la valorisation de la chaleur vers le réseau au travers de l'efficacité énergétique de l'installation définie par l'arrêté et calculée par l'équation 3-132.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{net} \cdot t_{fonc,ORC} + \dot{Q}_{DHN} \cdot t_{fonc,DHN}}{\dot{Q}_{evaporator} \cdot t_{fonc,ORC} + \dot{Q}_{prod} \cdot t_{fonc,DHN}} \cdot 100 \quad 3-132$$

La fonction du bonus présentant des discontinuités, elle est approchée dans ces travaux par l'équation 3-133 de type sigmoïde.

$$C_{var} = \frac{8}{1 + e^{-0,1325 \cdot (\varepsilon - 50)}} \quad 3-133$$

Les coefficients ont été optimisés pour être au plus proche de la fonction réelle tout en restant dans l'intervalle [0 ; 8] c€/kWh pour C_{var} . La Figure 3.50 montre les différences entre la fonction bonus réelle et celle approchée.

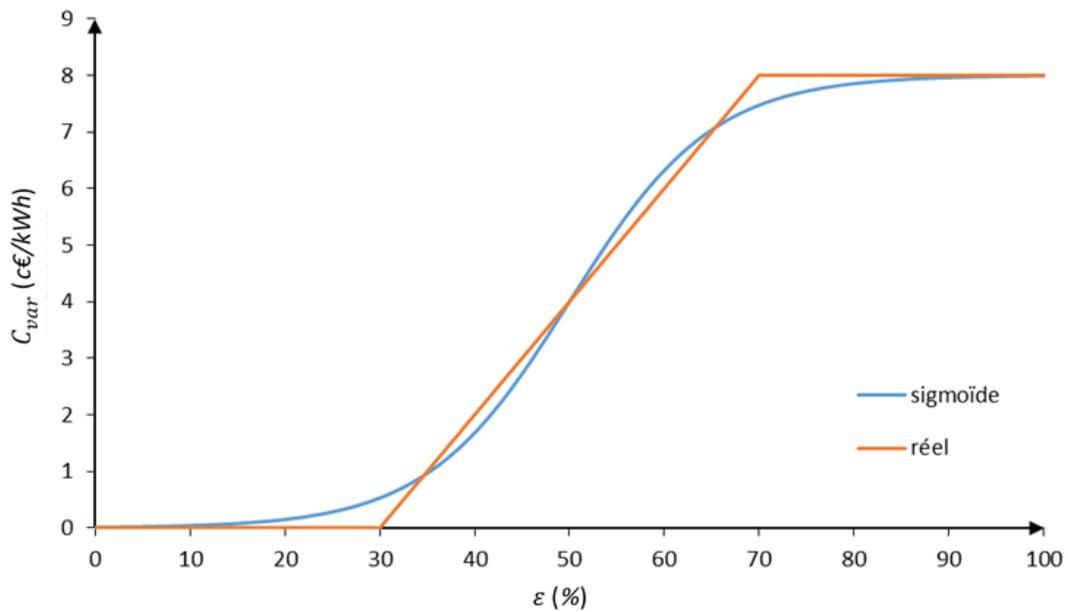


Figure 3.50 Représentation graphique du bonus en fonction de l'efficacité énergétique

Cet arrêté était encore en vigueur au début de cette thèse. Mais a été abrogé au profit de l'arrêté du 13 décembre 2016.

Arrêté du 13 décembre 2016 (legifrance, 2016)

Cet arrêté fixe le prix de vente de l'électricité à 25,25 c€/kWh en moyenne pour un contrat sur 20 ans. Il n'y a désormais plus de bonus de valorisation lié à l'efficacité énergétique.

Vente de la chaleur

La vente de la chaleur S_{heat} est définie par la relation 3-134.

$$S_{heat} = \dot{Q}_{DHN} \cdot t_{fonc,DHN} \cdot C_{heat} \quad 3-134$$

$t_{fonc,DHN}$ représente la durée moyenne de fonctionnement du RCU. Elle est prise égale à 3500 h/an. C_{heat} est le prix de vente moyen de la chaleur en France en 2012 pour un réseau de chaleur approvisionné par une EnR&R (Amorce, 2014). Il est pris égal à 60,5 €/MWh.

Calcul du bénéfice net annuel

Pour terminer le modèle économique, le bénéfice net annuel est défini par l'équation suivante :

$$Profit = [1 - tx_{imp}] \cdot [S_{elec} + S_{heat} - C_{TPC} - C_{an}] \quad 3-135$$

Où tx_{imp} correspond à la taxe d'imposition des entreprises en France et est égal à 33,33%. C_{an} correspond au remboursement de l'investissement initial et est calculé par :

$$C_{an} = \frac{C_{TCI}}{n_{year}} \quad 3-136$$

n_{year} est le nombre d'années choisies pour rembourser le crédit et est pris égal à 20 ans comme spécifié dans le Tableau 3.8.

Maintenant que le modèle économique a été entièrement présenté, le même travail est effectué pour l'analyse exergetique des activités de surface de la centrale géothermique.

3.2.6. Modèle exergetique

Comme précisé par Benelmir *et al.* (2002), la mise en place de la conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique) implique l'égalité quantitative des diverses formes d'énergie (thermique, mécanique, électrique, ...). Cependant, la qualité de ces formes d'énergie n'est pas la même. Une quantité donnée d'énergie mécanique n'est pas équivalente à la même quantité d'énergie thermique disponible à 100°C. Celle-ci n'est pas non plus équivalente si elle est disponible à 10°C. La perte d'énergie utile d'un système lié à sa dégradation ne peut donc pas être justifiée par le premier principe de la thermodynamique.

Ainsi, l'analyse exergetique basée sur le second principe de la thermodynamique s'impose pour tenir compte des irréversibilités du système (dégradation de l'énergie). Benelmir *et al.* (2002) définissent l'exergie comme étant la part maximale d'énergie qui peut être transformée en énergie noble (utile). Toute destruction d'exergie correspond ainsi à de la dégradation d'une quantité correspondante d'énergie. L'exergie correspond au travail théorique maximal obtenu par l'évolution de l'état initial d'un système vers son état d'équilibre avec son environnement. Cet état d'équilibre est appelé état mort et est caractérisé par la température T_0 et la pression P_0 de l'environnement du système. Dans ces travaux de thèse, T_0 et P_0 sont pris égaux à 20°C et 1 atm.

Pour un système ouvert, l'analyse exergetique présentée par Bejan (2006) est résumée en régime permanent par l'équation 3-137.

$$\dot{E}x_W = \sum_i \dot{E}x_{Q,i} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot ex_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot ex_{out} - \dot{I} \quad 3-137$$

Les indices *in* et *out* correspondent respectivement aux courants de matière entrant et sortant du système. *ex* est l'exergie massique spécifique, exprimée par 2 composantes : l'exergie spécifique physique (thermique, cinétique et potentielle) et chimique. Pour un système indéformable, en absence de réaction chimique et dont les composantes cinétique et potentielle sont négligeables (majorité des cas (Bejan, 2006)), *ex* est exprimé par :

$$ex = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad 3-138$$

Le terme $\dot{E}x_W$ correspond au flux d'exergie mécanique délivré par le système à son environnement et est égal à :

$$\dot{E}x_W = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \quad 3-139$$

Dans le cas d'un milieu indéformable (cas considéré ici), $P_0 \frac{dV}{dt} = 0$. Le flux d'exergie mécanique est alors égal au travail mécanique. Ce travail est compté positivement lorsqu'il est délivré par le système (cas de la turbine) et négativement lorsqu'il est apporté au système (cas de la pompe).

Dans l'équation 3-137, le terme $\dot{E}x_{Q,i}$ correspond au flux d'exergie thermique échangé avec l'extérieur et est égal à :

$$\dot{E}x_{Q,i} = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \cdot \dot{Q}_i \quad 3-140$$

Chaque élément étant considéré comme parfaitement isolé de l'extérieur, ce terme est donc égal à 0.

\dot{I} (équation 3-137) représente la destruction de flux d'exergie et est nécessairement positive. Cette destruction correspond aux irréversibilités qui seront minimisées par la suite.

Dans notre étude, les éléments étudiés sont la turbine et la pompe de l'ORC, ainsi que tous les échangeurs de chaleur. Puisque les pertes de charges ne sont pas prises en considération dans les canalisations du réseau de chaleur, les irréversibilités associées ne sont pas calculées.

Avec la prise en compte des hypothèses précédemment décrites, l'équation 3-137 peut être rapportée à l'équation 3-141 qui sera appliquée aux différents éléments étudiés.

$$\dot{E}x_{dispo} - \dot{E}x_{utile} = \dot{I} \quad 3-141$$

$\dot{E}x_{dispo}$ correspond au flux d'exergie disponible (apporté à l'élément étudié) : équation 3-142. $\dot{E}x_{utile}$ correspond au flux d'exergie utile (délivré par l'élément étudié) : équation 3-143.

$$\dot{E}x_{dispo} = \dot{m}_{dispo} \cdot (ex_{in,dispo} - ex_{out,dispo}) + \dot{E}x_{W,dispo} \quad 3-142$$

$$\dot{E}x_{utile} = \dot{m}_{utile} \cdot (ex_{out,utile} - ex_{in,utile}) + \dot{E}x_{W,utile} \quad 3-143$$

Echangeurs

Dans les échangeurs, le flux d'exergie disponible correspond à l'apport depuis le fluide chaud, soit, la différence de flux d'exergie entre l'entrée et la sortie du courant chaud (équation 3-144). Le flux d'exergie utile est récupéré par le fluide froid, soit, la différence de flux d'exergie du côté froid (équation 3-145).

$$\dot{E}x_{dispo,exch} = \dot{m}_h \cdot [h_{h,in} - h_{h,out} - T_0 \cdot (s_{h,in} - s_{h,out})] \quad 3-144$$

$$\dot{E}x_{utile,exch} = \dot{m}_c \cdot [h_{c,out} - h_{c,in} - T_0 \cdot (s_{c,out} - s_{c,in})] \quad 3-145$$

Le terme de destruction est alors déterminé par l'équation 3-146.

$$\dot{I}_{exch} = T_0 \cdot [\dot{m}_h \cdot (s_{h,out} - s_{h,in}) + \dot{m}_c \cdot (s_{c,out} - s_{c,in})] \quad 3-146$$

Les courants chaud et froid dépendent de l'échangeur. Lorsque le fluide est le fluide organique de l'ORC, les enthalpies et entropies sont calculées directement par l'équation d'état PR (voir Chapitre 2). Lorsque le fluide est l'eau, les équations 3-147 et 3-148 sont utilisées.

$$h_{in} - h_{out} = \int_{T_{out}}^{T_{in}} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT \quad 3-147$$

$$s_{in} - s_{out} = \int_{T_{out}}^{T_{in}} \frac{c_{p,eau}^l(T)}{T} \cdot dT \quad 3-148$$

La fonction $c_{p,eau}^l(T)$ est donnée en Annexe D.

Concernant les échangeurs des sous-stations, les températures du réseau secondaire sont supposées être de 10°C inférieures aux températures du RCU (voir Figure 3.51).

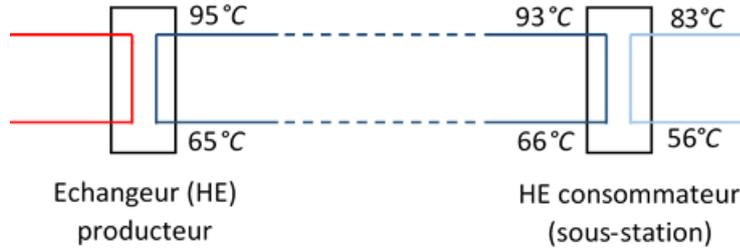


Figure 3.51 Représentation des températures au niveau des sous-stations

Puisque les niveaux de température sont identiques pour toutes les sous-stations, les calculs peuvent être réalisés comme s'il s'agissait d'un unique échangeur dont le débit circulant côté RCU est \dot{m}_{DHN} . Le bilan de chaleur 3-149 permet de déduire le débit global côté réseau secondaire.

$$\dot{m}_{DHN} \cdot \int_{93}^{66} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT = \dot{m}_{secondaire} \cdot \int_{83}^{56} c_{p,eau}^l(T) \cdot dT \quad 3-149$$

Pompe

Concernant la pompe, le flux d'exergie disponible est directement le travail mécanique fourni par la pompe au fluide (équation 3-150). Le flux d'exergie utile est le flux d'exergie reçu par le fluide et est égale à la différence de flux d'exergie du côté du fluide (équation 3-151).

$$\dot{E}x_{dispo,pump} = \dot{W}_{pump} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_{pump,out} - h_{pump,in}) \quad 3-150$$

$$\dot{E}x_{utile,pump} = \dot{m}_{wf} \cdot [h_{pump,out} - h_{pump,in} - T_0 \cdot (s_{pump,out} - s_{pump,in})] \quad 3-151$$

La destruction de flux d'exergie est alors :

$$\dot{I}_{pump} = \dot{m}_{wf} \cdot T_0 \cdot (s_{pump,out} - s_{pump,in}) \quad 3-152$$

Turbine

Finalement, pour la turbine, le flux d'exergie disponible est celui fourni par le fluide (équation 3-153). Le travail mécanique délivré par la turbine correspond au flux d'exergie utile (équation 3-154).

$$\dot{E}x_{dispo,turbine} = \dot{m}_{wf} \cdot [h_{turbine,in} - h_{turbine,out} - T_0 \cdot (s_{turbine,in} - s_{turbine,out})] \quad 3-153$$

$$\dot{E}x_{utile,turbine} = \dot{W}_{turbine} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_{turbine,in} - h_{turbine,out}) \quad 3-154$$

$$\dot{I}_{turbine} = \dot{m}_{wf} \cdot T_0 \cdot (s_{turbine,out} - s_{turbine,in}) \quad 3-155$$

La destruction d'exergie totale des activités de surface de la centrale géothermique est représentée par l'équation 3-156.

$$\dot{I}_{tot} = \sum_i \dot{I}_i \quad 3-156$$

Maintenant que l'ensemble des modèles ORC, échangeur, RCU, puits, économique et exergetique ont été présenté, l'étape suivante du problème d'optimisation, la dernière, consiste à définir la (ou les) fonction(s) objectif(s).

3.2.7. Fonctions objectif

Comme cela a été dit en conclusion du Chapitre 1, deux analyses sont confrontées dans ces travaux de thèse. D'une part l'analyse économique de la centrale où la fonction objectif à maximiser est le *Profit* défini en équation 3-135 :

$$\max Profit \quad 3-157$$

D'autre part l'analyse exergetique où la fonction objectif à minimiser sont les pertes exergetiques ($\dot{E}x_{loss}$) :

$$\min \dot{E}x_{loss} \quad 3-158$$

Ces pertes correspondent à la destruction totale d'exergie à laquelle est ajoutée l'exergie utile du condenseur (puisque cette exergie est perdue, car non utilisée ensuite).

$$\dot{E}x_{loss} = \dot{I}_{tot} + \dot{E}x_{utile,condenser} \quad 3-159$$

En plus de ces deux fonctions objectif principales, trois autres seront utilisées dans le chapitre suivant pour renforcer l'intérêt de l'aspect économique uniquement appliqué à l'ORC :

$$\max \dot{W}_{net} \quad 3-160$$

$$\max \eta_{ORC} \quad 3-161$$

$$\min C_{TCI} \quad 3-162$$

Le rendement de l'ORC, η_{ORC} , est défini par l'équation 3-163.

$$\eta_{ORC} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{gw/ORC} \quad 3-163$$

Le modèle du problème d'optimisation vient d'être entièrement présenté. Cependant, pour ensuite pouvoir interpréter les résultats, il est intéressant d'ores et déjà de définir des variables d'intérêt dont les valeurs seront récupérées en fin d'optimisation.

3.3. VARIABLES D'INTERET

Les fonctions objectif du problème d'optimisation sont nécessairement des données d'intérêt, ce sont elles qui permettront de comparer les résultats.

En plus des fonctions objectif, il est aussi intéressant de regarder les valeurs finales d'autres variables. Celles-ci sont :

- la pression haute et la pression basse de l'ORC,
- la température d'évaporation et la température de condensation du fluide organique,
- l'existence ou non du récupérateur et s'il existe la puissance échangée dans celui-ci,
- les pincements de température dans les échangeurs,
- les surfaces d'échange pour les échangeurs,
- la topologie du RCU et sa longueur totale,
- les quantités d'électricité et de chaleur produites,
- le coût de chaque élément de l'ORC, de l'échangeur producteur et du RCU,
- le revenu sur la vente d'électricité et celui sur la vente de la chaleur,
- le partage entre la production d'électricité et de chaleur,
- la température de l'eau géothermale après échange avec l'ORC puis celle après échange avec le RCU,
- et la température de réinjection.

3.4. CONCLUSION DU CHAPITRE

L'objectif de ce troisième chapitre est de présenter la globalité du problème d'optimisation.

Tout d'abord, les fonctionnalités de l'outil d'optimisation ont été présentées. Nous avons vu ce que permet de faire l'outil d'optimisation développé : (1) détermination des points de fonctionnement optimaux de l'ORC et son dimensionnement, (2) détermination de la meilleure répartition de la source géothermale entre production d'électricité et de chaleur, (3) détermination de la configuration optimale du RCU, (4) le tout de façon simultanée. Les données d'entrée supposées connues ont aussi été présentées. La superstructure de l'ensemble ORC + RCU a permis de présenter les principales variables du problème en vue de présenter les contraintes du problème d'optimisation.

Les contraintes du problème, égalité pour la plupart, ont été classées en différentes catégories. Un complément sur les équations spécifiques aux calculs généraux de l'ORC, déjà présenté au chapitre précédent, a été introduit. Ensuite, les calculs nécessaires au dimensionnement des échangeurs ont été détaillés dans le but, d'en déterminer les coûts. La méthode du BigM a été présentée pour le cas particulier du récupérateur. Concernant le RCU, les équations présentées au travers d'hypothèses permettent de déterminer la topologie (structure), la longueur et le coût du réseau.

Les objectifs de l'optimisation ont été présentés. Deux analyses sont retenues :

- l'analyse économique qui cherchera à maximiser les bénéfices des activités de surface de la centrale géothermale,
- l'analyse exergétique qui cherchera à minimiser les pertes totales d'exergie.

Pour finir, les grandeurs d'intérêt que l'on retrouvera dans le chapitre suivant pour l'interprétation des résultats ont été présentées et ne se limitent pas aux seules fonctions objectif.

Chapitre 4. RESOLUTION DU PROBLEME ET APPLICATION

Le chapitre précédent a permis de décrire la totalité du problème d'optimisation étudié. Pour résoudre ce problème, notre choix c'est porté sur une méthode déterministe qui a pour principal avantage de réduire significativement le temps de calcul (Chapitre 1). Cependant, pour un tel problème d'optimisation MINLP de grande taille, la convergence du processus de résolution reste un point délicat, fortement lié à l'initialisation. Dans le cas où une solution est tout de même atteinte, le risque que ce soit un minimum local est important. Ainsi, pour augmenter la probabilité d'obtenir une « bonne » solution, proche de l'optimum global, nous avons mis en place une stratégie de résolution illustrée directement par son application sur un cas d'étude correspondant aux conditions du projet FONGEOSEC.

Après la présentation de cette stratégie, elle sera appliquée à l'étude de l'ORC uniquement dans le but de déterminer quelles sont les fonctions objectif les plus pertinentes. Une étude comparative du modèle économique et exergétique est ensuite réalisée sur le modèle complet (ORC + RCU) pour aboutir à une étude multi-objectif. Pour finir, la résolution de différents cas d'étude supplémentaires est présentée et met en évidence la stabilité et la robustesse de la stratégie de résolution. L'ensemble des résultats permettent également de justifier facilement l'intérêt de réaliser une unique optimisation pour la résolution combinée des systèmes ORC et RCU.

SOMMAIRE DU CHAPITRE

4.1. PRESENTATION DE LA STRATEGIE DE RESOLUTION	131
4.1.1. Présentation du cas d'étude.....	131
4.1.2. Cœur de la stratégie de résolution.....	132
4.1.3. Génération de différentes initialisations.....	135
4.2. CHOIX DE LA FONCTION OBJECTIF POUR L'ORC	140
4.3. RESOLUTION DU PROBLEME COMPLET	143
4.3.1. Comparaison des fonctions objectif <i>Profit</i> et <i>Exloss</i>	143
Prise en compte des irréversibilités liées aux pertes de charge.....	146
Résolution multi-objectif	147
4.3.2. Comparaison des résultats pour différents cas d'étude	150
4.3.3. Influence du prix de l'électricité et de la chaleur	152
Formulation du prix de l'électricité	152
Prix de la chaleur.....	153
4.4. CONCLUSION DU CHAPITRE	155

4.1. PRESENTATION DE LA STRATEGIE DE RESOLUTION

De par la taille du problème d'optimisation, la présence de non-linéarité dans la formulation et la présence de variables discrètes, sa résolution sans un point d'initialisation convenable ne peut arriver à convergence. En plus d'être difficile à trouver, un tel point d'initialisation ne peut garantir l'optimum global de la solution (voir Chapitre 1).

Pour que l'utilisation de l'outil d'optimisation développé soit simple et que l'utilisateur n'ait pas besoin de chercher manuellement le point d'initialisation permettant l'obtention du meilleur résultat, il a donc été nécessaire de définir une stratégie de résolution robuste. La stratégie mise en place peut être décomposée en deux parties : le cœur de la stratégie, permettant d'obtenir un résultat, couplé à la génération automatique d'initialisations différentes, afin de s'approcher de la solution globale du problème d'optimisation. Cette stratégie est illustrée en s'aidant du cas d'étude décrit dans la sous-section suivante.

4.1.1. Présentation du cas d'étude

Cette étude est réalisée dans les conditions du projet FONGEOSEC. Les principales données d'entrée sont celles présentes dans le chapitre précédent et ne sont pas reprécisées ici. Nous rappelons que le RCU est constitué d'un unique producteur ($i = 1$), d'un unique consommateur obligatoire ($i = 2$) et de 7 consommateurs potentiels. La distance en *km* entre chacun d'eux est donnée dans le Tableau 4.10. La quantité de chaleur requise par chaque sous-station est précisée dans le Tableau 4.11. Lors de cette étude, la fonction objectif visée est la maximisation des bénéfices *Profit*.

Tableau 4.10 Distance en km entre chaque nœud producteur ou consommateur

$i \setminus j$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1		4,46	2,92	2,44	3,56	1,90	1,95	4,70	3,72
2	4,46		1,73	2,43	1,46	3,65	5,27	0,76	1,85
3	2,92	1,73		1,72	1,74	1,93	4,17	2,25	1,04
4	2,44	2,43	1,72		1,17	2,73	2,85	2,42	2,75
5	3,56	1,46	1,74	1,17		3,41	3,97	1,27	2,54
6	1,90	3,65	1,93	2,73	3,41		3,77	4,17	2,26
7	1,95	5,27	4,17	2,85	3,97	3,77		5,23	5,15
8	4,70	0,76	2,25	2,42	1,27	4,17	5,23		2,58
9	3,72	1,85	1,04	2,75	2,54	2,26	5,15	2,58	

Tableau 4.11 Demande de chaleur en MW pour chaque consommateur

Consommateur i	2	3	4	5	6	7	8	9
$\dot{Q}_{cons,i}$ (MW)	7,99	1,71	0,57	0,86	1,14	5,14	2,57	5,14

Dans ces conditions, le problème d'optimisation présente 1073 équations pour 1080 variables dont 72 discrètes (données fournies par GAMS®).

4.1.2. Cœur de la stratégie de résolution

La stratégie développée consiste à diviser le problème global en 7 sous-problèmes (ou étapes). Les étapes sont résolues successivement. L'avantage majeur d'une telle stratégie est de pouvoir utiliser les résultats d'une étape comme initialisation pour l'étape suivante. La taille du problème augmente donc progressivement. Cette stratégie est schématisée par la Figure 4.52. Les flèches correspondent au transfert des valeurs des variables à la solution de la résolution vers l'initialisation de la résolution suivante. Chaque sous-problème contient un bloc de résolution défini par le type du problème résolu (NLP ou MINLP) et par la fonction objectif visée. Le Tableau 4.12 présente les résultats principaux pour chacune des 7 étapes détaillées ci-après :

Etape 1. Lors de cette première étape, seules les équations générales pour l'ORC sont résolues. Pour le moment, le récupérateur n'est pas autorisé et les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur sont négligées. Cette étape correspond donc au problème présenté dans le Chapitre 2 à ceci près qu'ici les températures de sortie de l'eau de refroidissement et de l'eau géothermale ne sont pas fixées. Ce sous-problème NLP est résolu en maximisant \dot{W}_{net} et permet d'obtenir une première estimation pour :

- le débit, les températures et pressions du fluide de travail de l'ORC,
- la chaleur transférée dans les échangeurs, la puissance produite par la turbine et la puissance fournie à la pompe,
- les températures de sortie de l'eau géothermale et de l'eau de refroidissement.

Pour des raisons de lisibilité, toutes ces valeurs ne sont pas répertoriées dans le Tableau 4.12. Seules les variables permettant une comparaison des résultats obtenus entre chaque étape sont renseignées.

Tableau 4.12 Principaux résultats pour chaque résolution successive

		Etape 1	Etape 2	Etape 3	Etape 4	Etape 5	Etape 6	Etape 7
$T_{x_{div}}$	%	0	0	0	0	19,4	22,0	62,1
$P_{pump,out}$	MPa	2,58	2,59	2,59	2,57	2,59	2,60	2,57
$P_{turbine,out}$	MPa	0,179	0,181	0,181	0,181	0,175	0,180	0,162
$Exist_{IHE}$		-	-	0	0	0	1	0
\dot{W}_{net}	kW	6023	5855	5855	5853	4781	4575	2314
S_{elec}	k€/an	-	-	-	9264	7764	7444	4842
C_{TCI}^{ORC}	k€	-	-	-	12780	11357	11286	7550
\dot{Q}_{prod}	kW	-	-	-	-	8879	8879	25050
S_{heat}	k€/an	-	-	-	-	-	-	4780
$dist_{tot}$	km	-	-	-	-	-	-	8,4
C_{TCI}^{DHN}	k€	-	-	-	-	-	-	5066
$T_{gw/ORC,out}$	°C	71,2	73,5	73,5	73,3	73,0	74,2	71,8
$T_{gw/DHN,out}$	°C	-	-	-	-	60,0	75,0	75,0
$T_{gw,reinjection}$	°C	71,2	73,5	73,5	73,3	70,4	74,4	73,8
$Profit$	k€/an	-	-	-	3618	2755	2529	3695

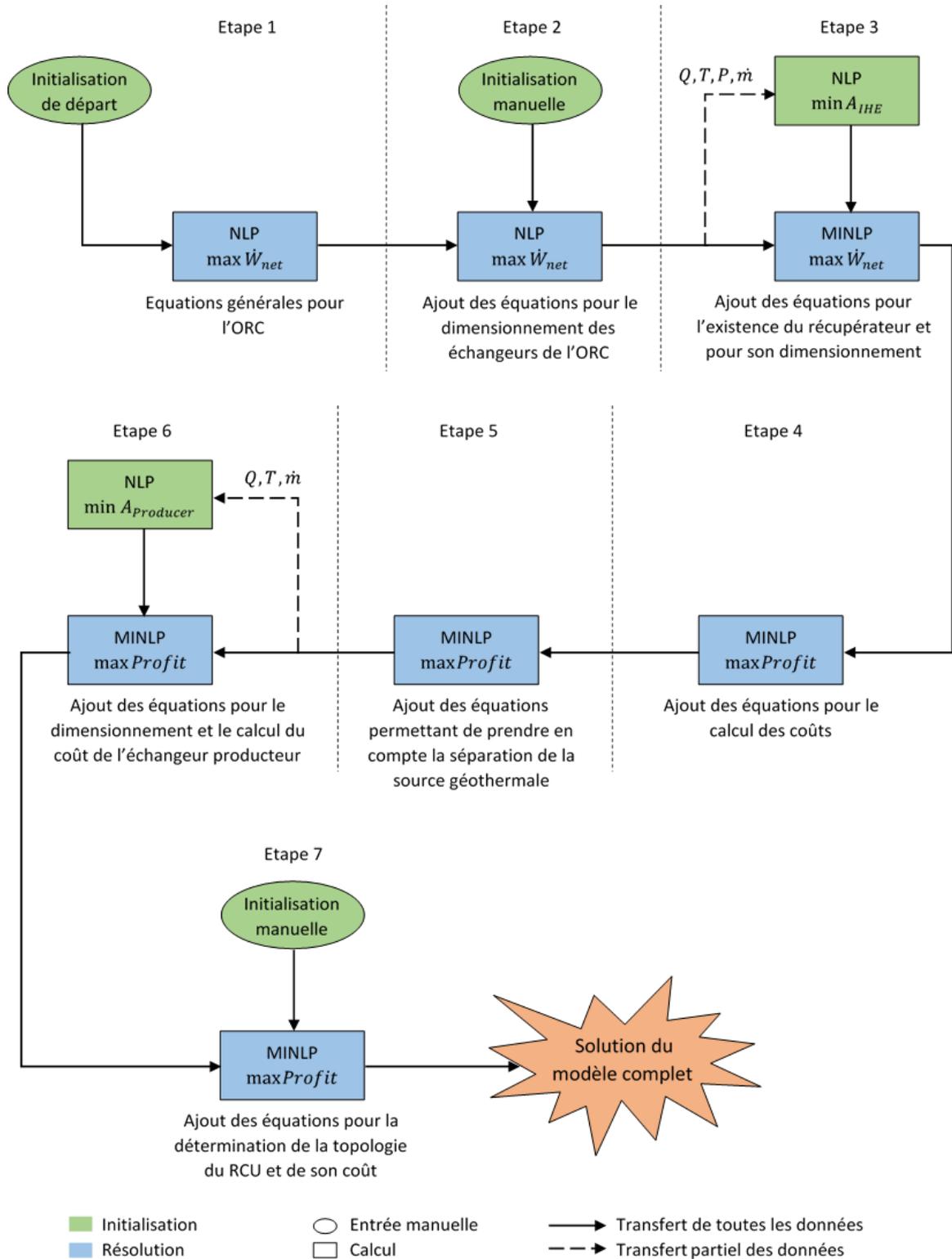


Figure 4.52 Résumé de la stratégie de résolution

Etape 2. La solution de la première étape est utilisée comme initialisation de cette seconde étape. Les équations utiles au dimensionnement des échangeurs de l'ORC (hors récupérateur), ainsi que les variables associées, sont ajoutées au précédent sous-problème. La fonction objectif à maximiser est toujours \dot{W}_{net} pour ce nouveau système. En plus des variables de la première étape, de nouvelles variables sont introduites dans le but d'optimiser les dimensions des différents échangeurs (entre autres, le nombre, le diamètre, la longueur des tubes, les surfaces d'échanges, les coefficients de transfert et les pertes de pression). Pour le moment, l'initialisation de ces nouvelles variables se fait manuellement (voir sous-section 4.1.3 pour une autre stratégie d'initialisation de ces variables). Les nouveaux résultats sont présentés dans le Tableau 4.12. La prise en compte des pertes de pression implique la diminution de la valeur obtenue pour l'optimum par rapport à la première étape. La température de sortie de l'eau géothermale est aussi légèrement augmentée :

Pour compenser les pertes de charge dans l'évaporateur, la pression haute du fluide est augmentée, de fait la température de changement d'état aussi. Pour conserver la valeur de pincement dans l'échangeur, la température de sortie de l'eau géothermale doit elle aussi augmenter.

Etape 3. À cette étape, la possibilité de l'utilisation du récupérateur est ajoutée ainsi que toutes les équations relatives à son existence et à son dimensionnement. Pour cette étape de la stratégie, aucune initialisation manuelle des nouvelles variables n'a pu permettre la convergence du système. Une étape intermédiaire est alors mise en place. Le débit massique, la température et la pression du fluide en sortie de la turbine et de la pompe obtenus comme solution de l'Etape 2 sont utilisés pour optimiser les dimensions du récupérateur pour une valeur arbitraire de chaleur échangée. Cette résolution ne prend pas en considération tout l'ORC, mais seulement cet échangeur de chaleur. Cette étape intermédiaire consiste alors à minimiser la surface d'échange en choisissant le meilleur design (diamètre, nombre et longueur des tubes, etc...) pour un échange de chaleur donné. Ce n'est qu'une fois ces résultats obtenus que le problème d'optimisation, incluant l'ORC et le récupérateur, est formulé. Pour rappel, l'existence ou non du récupérateur est définie par une variable binaire. Le problème MINLP qui en résulte est résolu en utilisant la solution de l'Etape 2 (ORC sans récupérateur) couplé à la solution de l'étape intermédiaire précédente (récupérateur uniquement) comme point initial. À la solution, le récupérateur de chaleur interne n'est pas utilisé dans cet exemple. Les résultats obtenus sont donc identiques aux résultats de l'étape précédente (Tableau 4.12).

Etape 4. Les équations et les variables nécessaires au calcul des coûts sont ajoutées dans cette étape. Celles-ci sont, pour le moment, uniquement relatives aux éléments de l'ORC et à la production d'électricité. La nouvelle fonction objectif à maximiser est la variable *Profit*. Les résultats présentés dans le Tableau 4.12 montrent que, même si la fonction objectif a été modifiée, les résultats restent proches de ceux obtenus précédemment. Ceci n'est pas surprenant puisque la source de revenus correspond uniquement à la vente de l'électricité nette produite (seulement l'ORC est pour le moment pris en compte).

Etape 5. Dans cette étape, la répartition en parallèle de la source géothermale est prise en compte. L'eau géothermale est séparée en deux courants : un courant utilisé pour l'ORC et l'autre pour le RCU (voir Figure 3.44). La chaleur transférée vers le RCU est bornée par la chaleur requise par le consommateur obligatoire (borne inférieure) et par la somme des

chaleurs requises par tous les consommateurs (borne supérieure). La fonction objectif reste inchangée : seuls le coût des éléments de l'ORC et la vente de l'électricité sont pris en compte dans la détermination de *Profit*. Puisqu'une part de la source géothermale n'est plus utilisée pour la production d'électricité et que les sources de revenus pour la vente de la chaleur ne sont pour le moment pas prises en compte, la valeur de *Profit* est nécessairement inférieure par rapport à l'étape précédente (Tableau 4.12). Il est aussi intéressant de noter que, pour le moment, l'échangeur producteur n'est pas pris en considération et les contraintes liées aux pincements de températures dans celui-ci ne sont pas encore prises en compte. Ainsi, à la solution, un croisement de température est présent au niveau de cet échangeur (températures de l'eau géothermale : 185°C en entrée de l'échangeur et 60°C en sortie ; températures dans le réseau : 65°C en entrée de l'échangeur et 95°C en sortie).

Etape 6. Cette étape consiste à résoudre le problème précédent en y ajoutant l'optimisation des dimensions de l'échangeur de chaleur producteur (permettant les échanges entre l'eau géothermale et l'eau circulant dans le RCU). Son coût est maintenant intégré dans la détermination de *Profit*. Comme pour l'Etape 3, une étape intermédiaire est nécessaire pour initialiser les variables liées à son dimensionnement. Pour une même quantité de chaleur récupérée pour le RCU, l'augmentation de $T_{gw/DHN,out}$ pour respecter les contraintes physiques (liées aux pincements de températures notamment), implique une augmentation du débit dans la branche. La part de la source géothermale utilisée pour la production d'électricité diminue et donc le bénéfice diminue aussi. L'utilisation du récupérateur de chaleur pour l'ORC est, ici, privilégiée.

Etape 7. Finalement, les équations permettant la détermination de la topologie du RCU sont ajoutées. Les coûts du RCU et la vente de la chaleur sont maintenant pris en compte dans la fonction objectif (toujours *Profit*). Cette étape correspond à la résolution du système global. Les résultats finaux sont fournis dans le Tableau 4.12. Il est difficile de comparer les résultats obtenus pour cette étape et l'étape précédente en termes de bénéfices puisque la vente de chaleur et les coûts du réseau n'étaient pas calculés. Néanmoins, à la solution, un compromis entre production d'électricité et de chaleur est trouvé. De plus, cette solution est même meilleure que la solution obtenue pour l'optimisation de l'ORC seul (Etape 4). Ceci permet de justifier l'intérêt de combiner la production d'électricité et la production de chaleur par rapport à la production d'électricité uniquement.

Cette stratégie, associée à des initialisations manuelles (présentes dans la Figure 4.52) minutieusement choisies, permet d'obtenir un résultat. Néanmoins, il n'y a aucune garantie pour que ce résultat soit la solution globale du problème. Afin d'obtenir une solution de confiance, une stratégie supplémentaire est implémentée pour compléter cette méthode de résolution.

4.1.3. Génération de différentes initialisations

Comme cela a été vu précédemment, les résultats d'une optimisation dépendent de l'initialisation du système. Dans la sous-section précédente, une stratégie de résolution a été présentée avec un état initial prédéterminé. À la solution, il n'y a aucune garantie que la solution finale obtenue corresponde à la solution globale du système. Dans le but de se rapprocher le plus possible de cette solution globale, une stratégie supplémentaire est ajoutée à celle précédemment décrite. Cette stratégie d'initialisation

est présentée sur la Figure 4.53. Ici, les initialisations manuelles rencontrées aux étapes 2 et 6 sont remplacées par des initialisations générées aléatoirement.

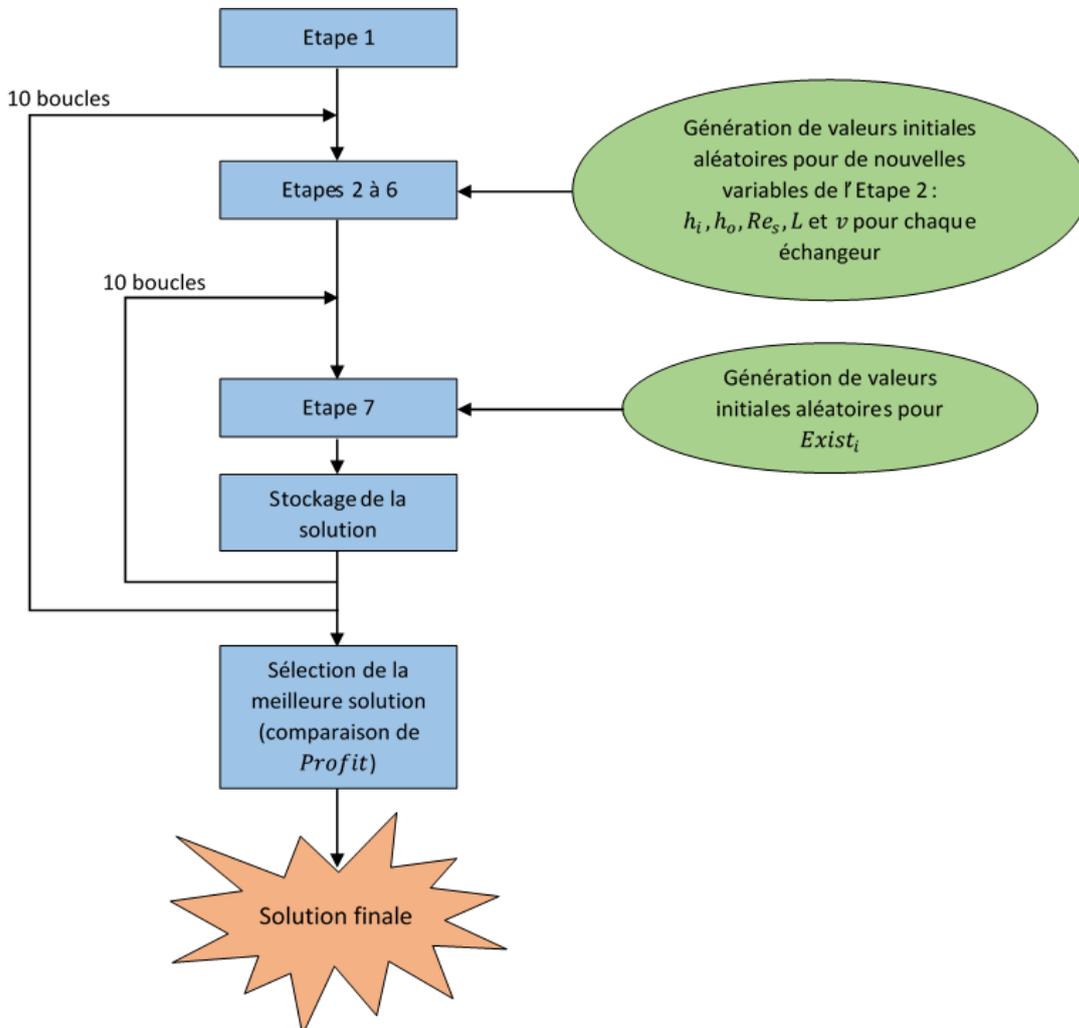


Figure 4.53 Présentation de la stratégie d'initialisation

Concernant l'initialisation des nouvelles variables de l'Etape 2, seules les valeurs initiales des variables h_i , h_o , Re_s , L et v pour chaque échangeur sont choisies aléatoirement (dans un intervalle borné). Les autres variables sont calculées à partir de ces valeurs aléatoires.

À l'étape 7, seule l'existence de la connexion d'un consommateur non obligatoire ($Exist_i$) est initialisée aléatoirement.

La résolution du système est réalisée pour 10 séries de valeurs initiales générées aléatoirement à l'Etape 2. Pour chacune de ces séries, 10 séries de valeurs aléatoires d'existence de connexion au RCU des consommateurs sont testées. La meilleure solution est donc choisie parmi les 100 résultats obtenus. Dans la pratique, tous les fichiers de résultats ne sont pas sauvegardés. Une première comparaison numérique est effectuée entre les 10 résultats obtenus pour une initialisation aléatoire de l'Etape 2. Uniquement la meilleure solution est sauvegardée avant de reboucler sur l'étape 2.

Finalement, les 10 solutions retenues sont comparées pour en extraire la meilleure. Les valeurs de *Profit* obtenues pour chaque résolution de l'Etape 7 de la stratégie globale sont présentées dans le Tableau 4.13. La nomenclature « init » fait référence aux initialisations aléatoires pour l'Etape 2, et « topo », à celles pour l'Etape 7.

Tableau 4.13 Valeur de *Profit* en k€/an après chaque résolution de l'Etape 7

	topo1	topo2	topo3	topo4	topo5	topo6	topo7	topo8	topo9	topo10
init1	3695	3695	3695	3753	3695	3695	3695	3695	3695	3695
init2	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695
init3	3695		3695		3695	3695	3761	3695	3695	3762
init4	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695
init5	3695	3762	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695
init6	3695	3695	3695	3695		3762	3695	3695	3695	3695
init7	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3761
init8	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3695
init9	3695	3695	3695	3695	3345		3695	3765	3695	3765
init10	3695	3695	3695	3695	3695	3695	3765	3695	3695	3695

« init » fait référence aux initialisations de l'Etape 2 et « topo » à celles de l'Etape 7

D'après ces résultats, il peut être observé que :

- Seulement 4 jeux d'initialisation n'ont pas permis d'aboutir à un résultat.
- Seulement 5 solutions différentes, représentées par une couleur différente, sont obtenues.
- La valeur maximale parmi ces 5 solutions (environ 3765 k€/an) a été obtenue 3 fois et des valeurs proches de l'optimum ont été obtenues 5 fois.

Le premier point présenté ci-dessus met en avant la robustesse de la stratégie en étapes utilisée. Les deux points suivants rappellent et montrent que la solution obtenue à la fin de l'Etape 7 peut être un optimum local, dépendant de l'initialisation du processus itératif. La résolution d'une multitude (100) de problèmes initialisés de façons différentes permet de sélectionner une « meilleure solution ».

Le Tableau 4.14 et la Figure 4.54 permettent d'illustrer les différences entre la solution locale obtenue le plus souvent (86 fois), notée dominante, et la meilleure solution.

La différence principale entre les deux solutions est la topologie du RCU (Figure 4.54). Le réseau optimal est légèrement plus petit et nécessite donc moins d'investissement. Néanmoins, les revenus liés à la vente de la chaleur sont plus faibles, mais ils sont compensés par une vente d'électricité plus importante moyennant un investissement sur l'ORC plus élevé.

Tableau 4.14 Comparaison des résultats entre la solution dominante et la meilleure solution obtenue

		Solution dominante	Meilleure solution	
ORC	$Profit$	k€/an	3695	3765
	Tx_{div}	%	62,1	55,1
	$T_{gw, reinjection}$	°C	73,8	73,7
	$P_{pump, out}$	MPa	2,57	2,59
	$P_{turbine, out}$	MPa	0,162	0,163
	$Exist_{IHE}$		0	0
	\dot{W}_{net}	kW _e	2314	2736
	S_{elec}	k€/an	4842	5505
	C_{TCI}^{ORC}	k€	7550	8308
	$T_{gw/ORC, out}$	°C	71,8	72,2
RCU	\dot{Q}_{prod}	kW _{th}	25050	22197
	S_{heat}	k€/an	4780	4235
	$dist_{tot}$	km	8,4	7,6
	C_{TCI}^{DHN}	k€	5066	4585
	$T_{gw/DHN, out}$	°C	75,0	75,0

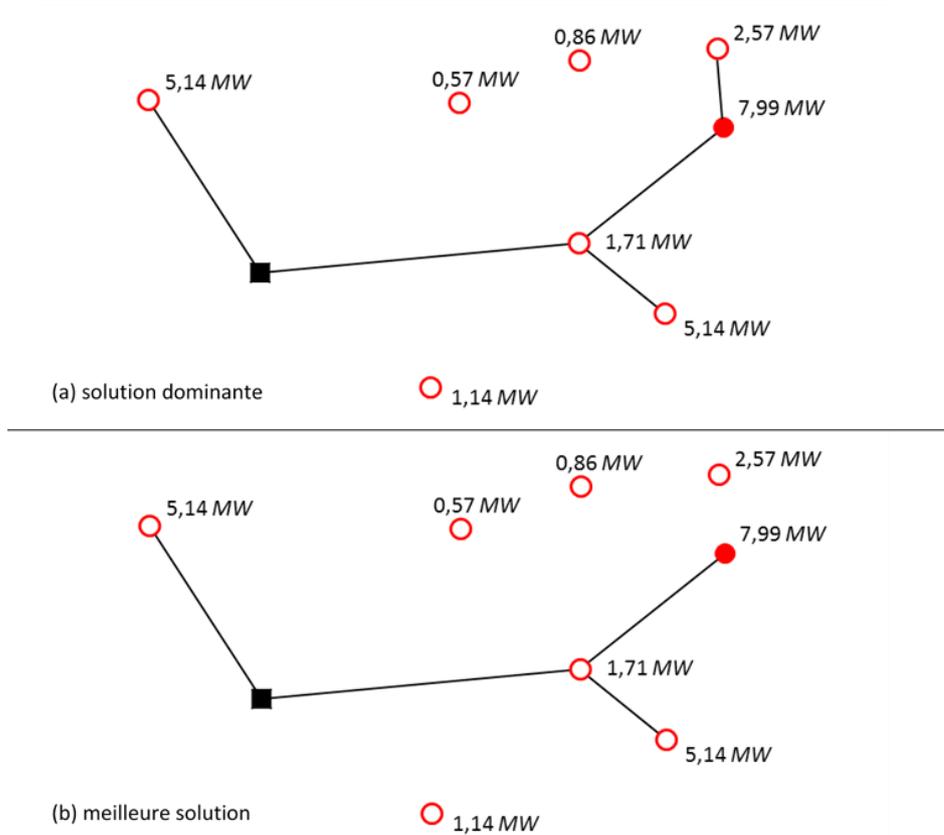


Figure 4.54 Topologie finale obtenue pour (a) la solution dominante et (b) la meilleure solution

Un test supplémentaire a été réalisé pour 10000 initialisations différentes (100 « init » et 100 « topo » : appelé résolution 100-100). La meilleure solution est identique à celle obtenue précédemment. La résolution 10-10 est donc un bon compromis entre meilleure solution obtenue et temps de calcul (13 *min* pour la résolution 10-10 contre près de 23 *h* pour la résolution 100-100 toutes les deux réalisées avec un Intel i7 CPU 2.70 GHz et 8 Go RAM).

En conclusion de cette section, une stratégie en plusieurs étapes successives est présentée et couplée à la génération aléatoire de différentes initialisations pour obtenir la meilleure solution possible. Cette stratégie est illustrée par la résolution du système ayant pour objectif la maximisation de *Profit*. Les 4 premières étapes sont finalement consacrées à la résolution de l'ORC uniquement.

La bibliographie présentée au Chapitre 1 montrent que les résultats des optimisations portées sur les ORC dépendent de la fonction objectif. Même si l'outil développé vise principalement l'optimisation du système de cogénération, il est intéressant de regarder l'influence du choix de la fonction objectif sur les résultats de l'optimisation de l'ORC uniquement. Cette étude est réalisée dans les conditions du projet FONGEOSEC. La stratégie de résolution mise en place permet de réaliser une telle étude complète du système ORC (section suivante). Elle nous permettra alors de sélectionner les deux fonctions objectif qui nous semblent les plus pertinentes pour l'étude du système complet.

4.2. CHOIX DE LA FONCTION OBJECTIF POUR L'ORC

Dans cette section, seul l'ORC est étudié. La stratégie de résolution présentée précédemment est donc stoppée après résolution de l'Etape 4. En plus de *Profit* comme fonction objectif, l'étude est également réalisée pour la maximisation du rendement du cycle η_{ORC} et de l'électricité nette produite \dot{W}_{net} , ainsi que la minimisation des pertes de flux d'exergie $\dot{E}x_{loss}$ et de l'investissement total C_{TCI} . Ces nouvelles fonctions objectif remplacent donc *Profit* lors de la résolution à l'Etape 4. Comme pour la sous-section précédente, plusieurs initialisations aléatoires sont testées à l'étape 2. Les résultats finaux présentés sur la Figure 4.55 correspondent à la meilleure solution obtenue pour chaque fonction objectif étudiée parmi les 10 résolutions (10 initialisations aléatoires pour chaque fonction objectif). La Figure 4.55-a (respectivement b, c, d et e) présente la valeur de *Profit* (respectivement η_{ORC} , \dot{W}_{net} , $\dot{E}x_{loss}$ et C_{TCI}) à la solution obtenue pour les 5 fonctions objectif différentes.

L'analyse de ces 5 graphes conduit aux remarques suivantes :

- Chaque graphe montre, bien évidemment, que le meilleur résultat est obtenu lorsque la variable observée correspond à la fonction objectif. En effet, la première (respectivement la seconde, troisième, quatrième et cinquième) barre est la barre la plus grande (respectivement grande, grande, petite et petite) sur le graphe a (respectivement b, c, d et e). Cela est logique, mais aurait pu ne pas être le cas si la solution obtenue était un optimum local. Un maxima local de la fonction objectif *Profit* aurait ainsi pu être inférieur à la valeur de *Profit* lorsque \dot{W}_{net} est la fonction objectif à maximiser. Ceci démontre l'intérêt et la robustesse de la stratégie d'initiation mise en place.
- Lorsque C_{TCI} est la fonction objectif (3^e barre sur chaque graphe), bien que la valeur de C_{TCI} obtenue soit la plus faible, les résultats les moins bons sont obtenus pour les autres variables (*Profit*, η_{ORC} et \dot{W}_{net} les plus faibles et $\dot{E}x_{loss}$ le plus élevé). L'investissement total n'est donc pas nécessairement un bon choix de fonction objectif. Il est aussi constaté que dans ce cas, la limite maximale de la température de réinjection (80°C) est atteinte. Cette limite imposée n'est pas une limite physique (contrairement à la limite inférieure qui, si elle est abaissée, pourrait perturber l'équilibre du puits), mais permet de limiter la résolution à un domaine restreint. En effet, si aucune limite supérieure n'est imposée la valeur finale de la température de réinjection est de 149,3°C (pour une source disponible à 185°C). Certes la valeur de C_{TCI} diminue (15621 k€) mais également la quantité de chaleur récupérée à l'évaporateur (pour rappel, le débit d'eau géothermale est fixé). Finalement \dot{W}_{net} diminue drastiquement (1772 kW_e) et ne suffit plus à couvrir les frais d'investissement et de maintenance : *Profit* devient négatif (-2,9 k€/an). Ceci n'est bien entendu pas envisageable. La limite de 80°C permet alors de maintenir les valeurs de *Profit* autour du même ordre de grandeur. Cette limite est maintenue par la suite, mais il sera précisé lorsqu'elle est atteinte.
- La maximisation de η_{ORC} (2^{de} barre sur chaque graphe) et la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ (4^e barre sur chaque graphe) aboutissent aux mêmes solutions. Ce sont les deux seules fonctions objectif qui dans les conditions de l'étude ont justifié l'utilisation du récupérateur de chaleur interne. En effet, pour obtenir la valeur maximale de η_{ORC} ou la valeur minimale de $\dot{E}x_{loss}$, les niveaux de température et de pression (couplé à l'utilisation du récupérateur) sont ajustés par

l'algorithme d'optimisation pour diminuer la quantité de chaleur récupérée et donc augmenter l'efficacité du cycle (explication réalisée au Chapitre 2) et diminuer les pertes de flux d'exergie. Il est aussi intéressant de noter que dans ces deux cas, la limite maximale de la température de réinjection (80°C) est atteinte. Cette remarque va aussi dans le sens de la diminution de la quantité de chaleur récupérée à l'évaporateur.

On remarque aussi que, par comparaison avec les résultats obtenus lors de la maximisation de *Profit*, la diminution de \dot{W}_{net} (induit par la diminution de la quantité de chaleur récupérée à l'évaporateur) et l'augmentation de C_{TCI} (induit notamment par l'utilisation du récupérateur de chaleur) implique une forte diminution de *Profit*.

- Pour finir, l'utilisation de *Profit* et de \dot{W}_{net} comme fonctions objectif donne des résultats similaires (mais non identiques) pour tous les critères. Lors de la maximisation de *Profit*, C_{TCI} est légèrement plus faible que lors de la maximisation de \dot{W}_{net} .

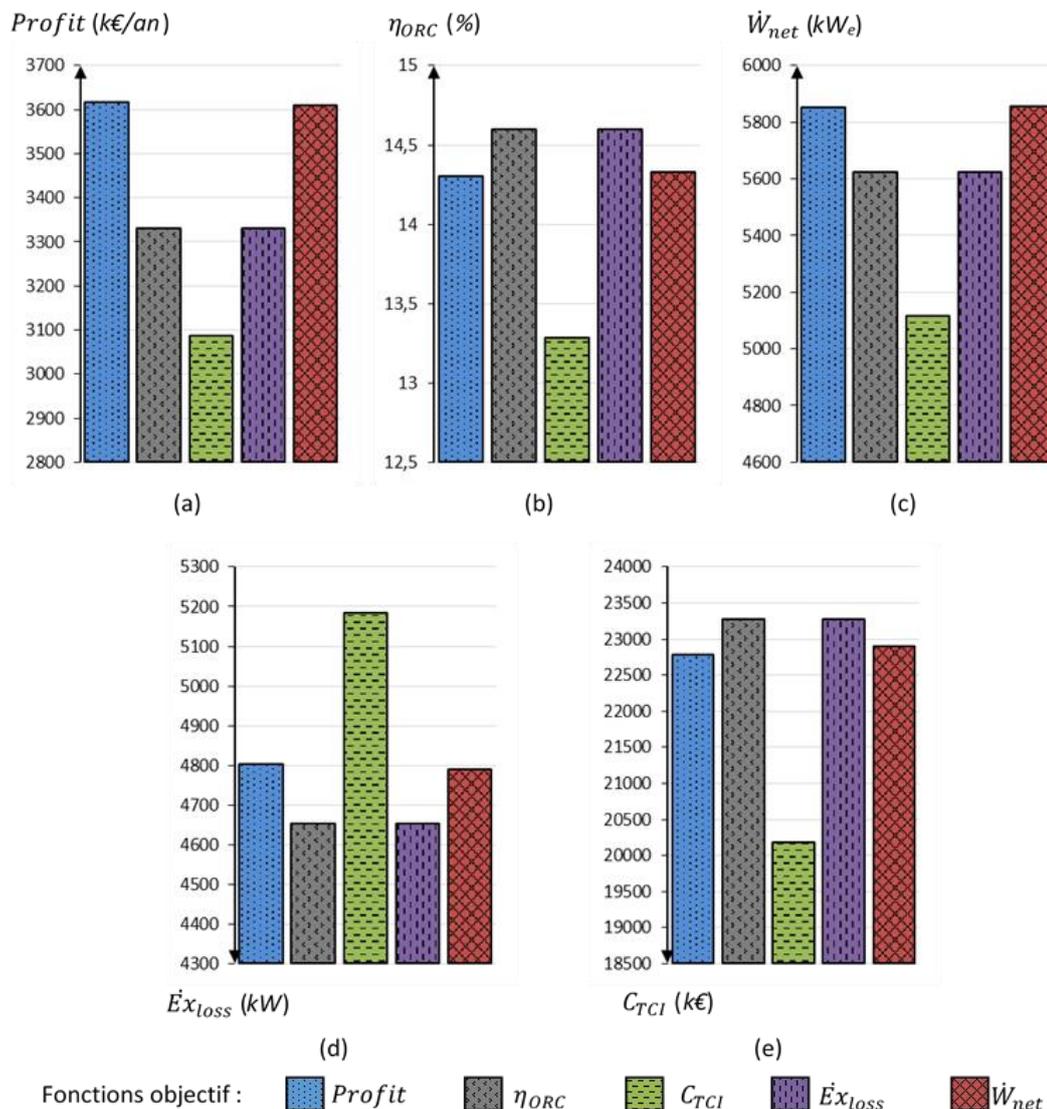


Figure 4.55 Résultats des optimisations de l'ORC pour différentes fonctions objectif : présentation des valeurs obtenues pour *Profit* (a), pour η_{ORC} (b), pour \dot{W}_{net} (c), pour $\dot{E}x_{loss}$ (d) et pour C_{TCI} (e)

Contrairement à C_{TCI} , les 4 autres fonctions objectif présentent globalement de bons résultats sur chaque critère (hors investissement) et il est plus difficile de les départager. Pour la suite des travaux de cette thèse, l'ORC n'est plus l'unique système du problème, il n'est donc pas judicieux de conserver η_{ORC} et \dot{W}_{net} comme fonctions objectif. Ces deux critères seront toutefois pris en compte dans les optimisations de *Profit* et $\dot{E}x_{loss}$ puisque la production d'électricité sert de revenu pour le calcul des bénéfices et que $\dot{E}x_{loss}$ et η_{ORC} présentaient des résultats identiques.

La prochaine section de ce chapitre est dédiée à la résolution du système complet. Dans un premier temps, une étude comparative est réalisée entre les deux fonctions objectif retenues (maximisation de *Profit* et minimisation de $\dot{E}x_{loss}$). L'étude sera ensuite réalisée pour d'autres cas d'étude différenciés par la demande en chaleur des différents consommateurs. Pour finir, nous étudierons l'influence du mode de calcul du prix de vente sur les résultats.

4.3. RESOLUTION DU PROBLEME COMPLET

Dans cette section, une comparaison des résultats obtenus pour les deux fonctions objectif retenues est réalisée sur le système complet : ORC + RCU. Une étude multi-objectif, basé sur la méthode de pondération des fonctions objectif, est ensuite présentée. Le choix d'un objectif sera justifié et la fonction objectif choisie sera finalement utilisée pour les analyses supplémentaires.

4.3.1. Comparaison des fonctions objectif *Profit* et $\dot{E}x_{loss}$

L'objectif de cette sous-section est de comparer les résultats obtenus entre la maximisation des bénéfices nets *Profit* et la minimisation des flux d'exergie perdus $\dot{E}x_{loss}$. La totalité de la stratégie de résolution est maintenant appliquée (les 7 étapes pour 100 initialisations aléatoires). Les résultats présentés dans le Tableau 4.15 correspondent à la meilleure solution obtenue. Les deux topologies finales obtenues sont présentées en Figure 4.56.

Les résultats présentés lors de la maximisation de *Profit* sont les mêmes qu'en sous-section 4.1.3. La nouveauté est l'introduction de la valeur de $\dot{E}x_{loss}$.

Pour les deux fonctions objectif, la solution est obtenue pour un compromis entre production d'électricité et de chaleur : dans les deux cas, la solution n'est ni atteinte lorsque tous les consommateurs sont reliés au RCU, ni atteinte lorsqu'uniquement le consommateur obligatoire est relié au RCU.

Tableau 4.15 Comparaison des résultats selon la fonction objectif étudiée

		Fonctions objectif	
		max <i>Profit</i>	min $\dot{E}x_{loss}$
	<i>Profit</i>	k€/an	3765
	$\dot{E}x_{loss}$	kW	4633
	Tx_{div}	%	55,1
	$T_{gw, reinjection}$	°C	73,7
	$P_{pump, out}$	MPa	2,59
	$P_{turbine, out}$	MPa	0,163
	$Exist_{IHE}$		0
ORC	\dot{W}_{net}	kW _e	2736
	S_{elec}	k€/an	5505
	C_{TCI}^{ORC}	k€	8308
	$T_{gw/ORC, out}$	°C	72,2
	\dot{Q}_{prod}	kW _{th}	22197
	S_{heat}	k€/an	4235
RCU	$dist_{tot}$	km	7,6
	C_{TCI}^{DHN}	k€	4585
	$T_{gw/DHN, out}$	°C	75,0

 Borne imposée atteinte

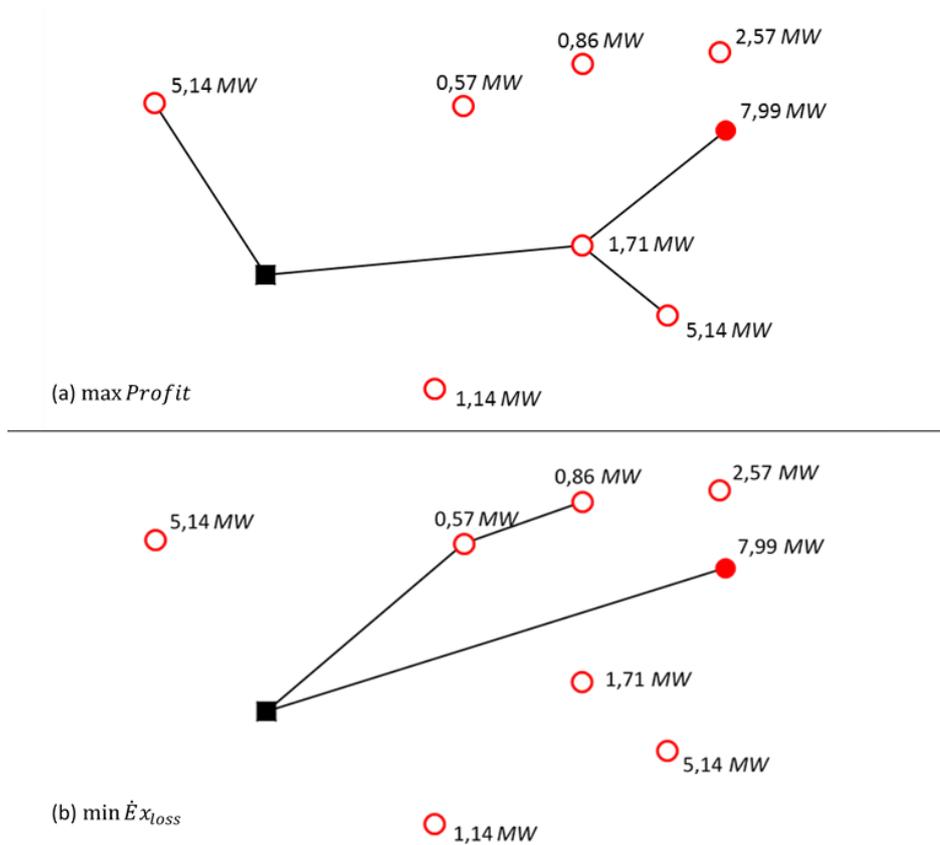


Figure 4.56 Topologie finale obtenue pour (a) la maximisation de *Profit* et (b) la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$

Comme lors de l'optimisation de l'ORC seul (section 4.2), la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ favorise l'utilisation du récupérateur de chaleur interne. Il est aussi intéressant de noter que la limite supérieure de température de réinjection dans le puits est atteinte (idem lors de la résolution de l'ORC seul : voir la section 4.2).

La maximisation de *Profit* entraîne une augmentation de seulement 4% sur la valeur de $\dot{E}x_{loss}$ par rapport à sa valeur minimale (obtenue pour la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$). A l'inverse, la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ entraîne une diminution significative (21%) sur la valeur de *Profit* par rapport à sa valeur maximale (obtenue pour la maximisation de *Profit*) En d'autres termes, diminuer légèrement les pertes de flux d'exergie implique une forte diminution des bénéfices nets annuels. La diminution des bénéfices est principalement due à :

- la forte augmentation de l'investissement sur l'ORC (+35% d'investissement supplémentaire) moyennant une augmentation moins significative de la vente de l'électricité (+26%),
- la forte diminution de la vente de chaleur (-53%) pour un investissement sur le RCU de même ordre de grandeur (-2%).

Cependant, une attention particulière sur ce dernier point est nécessaire. La topologie du RCU (Figure 4.56-b) montre qu'à la solution, le tracé du réseau n'est pas le plus court pour relier les trois consommateurs utilisés. Ceci est dû à la formulation du problème. En effet, nous avons vu au chapitre

précédent que pour le réseau, les irréversibilités liées aux pertes de charge et de chaleur dans les canalisations ne sont pas prises en compte puisque ces pertes ne sont pas directement calculées. Il n'y a donc aucune raison que le solveur choisisse le tracé le plus court. L'investissement sur le RCU peut donc être surestimé avec l'augmentation de la taille du réseau.

Pour étayer cette dernière remarque, la résolution a été effectuée pour les deux fonctions objectif en imposant que tous les consommateurs soient reliés au RCU. Les topologies obtenues sont présentées en Figure 4.57. La longueur totale du réseau, influant sur le *Profit*, est bien le plus petit possible lors de la maximisation des bénéfices nets annuels (Figure 4.57-a). En revanche, ce n'est plus le cas lors de la minimisation des pertes de flux d'exergie (Figure 4.57-b) puisque la topologie du réseau n'a pas d'influence sur la valeur de $\dot{E}x_{loss}$.

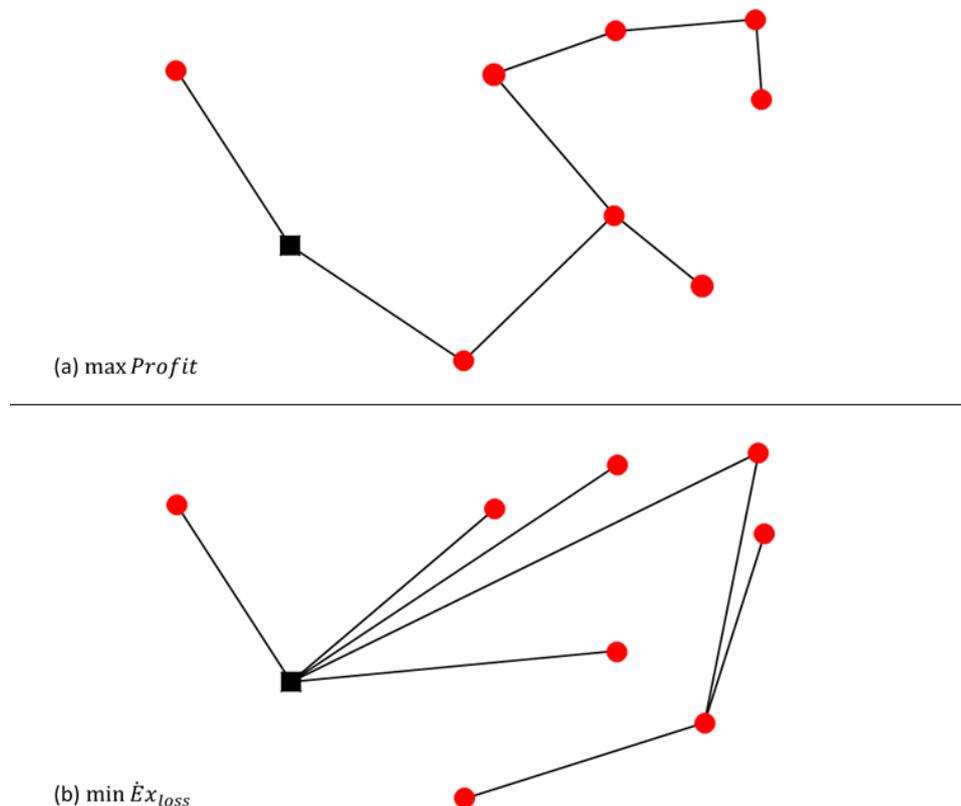


Figure 4.57 Topologie obtenue pour (a) la maximisation de *Profit* et (b) la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ lorsque tous les consommateurs sont imposés

Pour contourner ce problème, les irréversibilités engendrées par les pertes de charge dans les canalisations du RCU sont estimées et ajoutées dans le calcul de $\dot{E}x_{loss}$. Des calculs supplémentaires ne sont pas effectués pour estimer les irréversibilités engendrées par les pertes thermiques qui sont imposées (dans ces travaux) et ne permettrais pas de contourner le problème précédemment énoncé.

Prise en compte des irréversibilités liées aux pertes de charge

Pour rappel, dans ces travaux de thèse, les dimensions des canalisations ne sont ni optimisées ni déterminées. Ainsi, pour éviter de trop complexifier le système, les pertes de charges par mètre de canalisation sont supposées identiques dans tout le réseau. Les pertes de charge totales correspondent à la somme des pertes de charge linéaires (liées aux frottements) et des pertes de charge singulières (coudes, jonctions, ...). Ces dernières ne pouvant pas être déterminées, elles sont considérées comme représentant 30% des pertes de charge totales (équation 4-164).

$$\Delta P_{tot} = \frac{100}{70} \Delta P_{lin} \quad 4-164$$

ΔP_{lin} est déterminé par l'équation de Darcy-Weisbach (équation 3-123) où le coefficient de frottements λ est déterminé en régime turbulent par la corrélation de Blasius (équation 3-124).

$$\Delta P_{lin} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot (2 \cdot dist_{tot}) \quad 4-165$$

$$\lambda = [100 \cdot Re]^{-0,25} \quad 4-166$$

Les propriétés de l'eau circulant dans le réseau sont prises pour une température de 80°C. Le diamètre de la canalisation est estimé pour que la vitesse de l'eau soit de 1 m/s. $dist_{tot}$ (en m) est multiplié par 2 puisque les canalisations sont aller et retour.

Pour finir, les irréversibilités liées aux pertes de charge, pouvant être assimilées à la dissipation d'une énergie mécanique, sont estimées par l'équation 4-167.

$$\dot{I}_{\Delta P} = \dot{m}_{DHN} \frac{\Delta P_{tot}}{\rho} \quad 4-167$$

Avec la prise en compte de ces irréversibilités dans la fonction $\dot{E}x_{loss}$, la résolution du problème en minimisant $\dot{E}x_{loss}$ et en considérant que tous les consommateurs sont reliés au réseau, aboutit à la même topologie du réseau que lors de la maximisation de *Profit* (Figure 4.57-a) soit le chemin le plus court.

En revanche, lors de la résolution du problème appliqué au cas d'étude initialement décrit, la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ aboutit à la connexion du consommateur obligatoire uniquement (Figure 4.58) pour une valeur de $\dot{E}x_{loss}$ de 4649 kW. Dans l'étude de l'ORC uniquement (section 4.2) la valeur minimale atteinte était de 4652 kW (la modification de la fonction n'ayant évidemment pas d'influence sur l'étude de l'ORC uniquement). Cette comparaison montre que même si la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ tend donc vers l'utilisation du plus petit réseau possible, la mise en place d'un réseau reste bénéfique. Ainsi, bien que la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ aboutisse dans ce cas à l'obtention du plus petit réseau possible, cette solution est donc tout de même meilleure que dans le cas de l'ORC seul (pas de cogénération). Il n'est cependant pas intéressant de relier d'autres consommateurs.

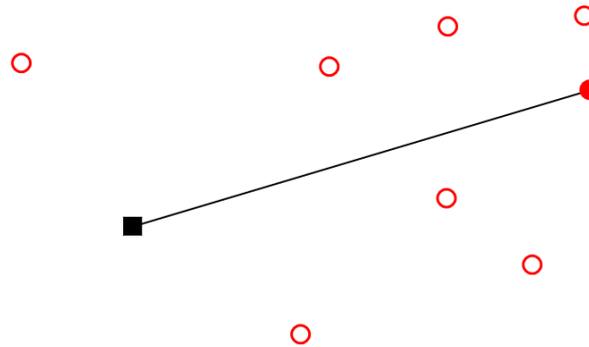


Figure 4.58 Topologie obtenue pour la minimisation de la nouvelle fonction $\dot{E}x_{loss}$ (prise en compte des pertes de charge dans les canalisations du RCU)

Pour le moment, la résolution pour les deux fonctions objectif aboutit :

- soit à un compromis entre production électricité et chaleur pour la maximisation de *Profit* mais augmentant aussi $\dot{E}x_{loss}$,
- soit à réduire le plus possible la production de chaleur pour la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$ mais réduisant *Profit*.

Un compromis entre *Profit* et $\dot{E}x_{loss}$ doit exister, et c'est pourquoi une approche multi-objectif est envisagée.

Résolution multi-objectif

Collette et Siarry (2002) répertorient un grand nombre de méthodes de résolution de problème multi-objectif. Parmi celles-ci, la méthode de pondération des fonctions objectif, présentée comme la plus évidente, est utilisée ici.

Le problème d'optimisation multi-objectif est rapporté à un problème d'optimisation mono-objectif. Pour choisir le meilleur compromis entre la fonction économique et la fonction exergetique, une nouvelle fonction à maximiser est présentée (équation 4-168).

$$Obj = \omega \cdot Profit - b \cdot (1 - \omega) \cdot \dot{E}x_{loss} \quad 4-168$$

La valeur de ω est comprise entre 0 et 1. La nouvelle fonction objectif *Obj* créée n'ayant pas de réalité physique, il est choisi qu'elle soit sans unité, ainsi ω est en (an/k€). Le coefficient *b* est pris égal à 1 kW^{-1} (*Profit* et $\dot{E}x_{loss}$ étant du même ordre de grandeur).

La résolution en utilisant cette fonction objectif a été réalisée pour différentes valeurs de $\omega \in [0 ; 1]$ avec un pas de 0,1 entre chaque valeur (valeurs testées 0 ; 0,1 ; 0,2 ; ... ; 1). Les résultats sont présentés sur la Figure 4.59.

Parmi les 11 résolutions effectuées, 6 groupes de solutions se détachent :

- Le point de coordonnées {3144 ; 4649} correspondant à la fonction *Obj* pour $\omega = 0$, soit la fonction $\dot{E}x_{loss}$ à minimiser. Ce résultat a déjà été traité.

- Le point de coordonnées {3316 ; 4656} obtenu pour $\omega = 0,1$. La topologie finale obtenue est présentée en Figure 4.60-II. La modification de celle-ci (par rapport au point précédent) permet d'augmenter la valeur de *Profit* de 5,5% tout en maintenant la valeur de $\dot{E}x_{loss}$ (augmentation de 0,15%).
- De même, pour le point de coordonnées {3480 ; 4658} obtenu pour $\omega = 0,2$, la nouvelle topologie (Figure 4.60-III) permet d'améliorer à nouveau *Profit* (augmentation d'environ 5%) sans modification importante de $\dot{E}x_{loss}$ (augmentation de 0,04%).
- Concernant les points de coordonnées {~3584 ; ~4696} correspondant aux valeurs 0,3 à 0,5 de ω . Par rapport aux résultats du point précédent, la valeur du *Profit* a augmenté de 3% pour une augmentation de $\dot{E}x_{loss}$ de seulement 0,8%. La différence principale provient toujours de la modification de la topologie du RCU (Figure 4.60-IV). Il est aussi intéressant de remarquer que, pour les valeurs de ω entre 0 et 0,2 (compris), la température de réinjection de l'eau géothermale atteint la borne supérieure imposée (80°C). Ce n'est plus le cas ici (79,4°C).
- Pour les points de coordonnées {~3761 ; ~4836} correspondant aux valeurs entre 0,6 et 0,9 de ω . La topologie reste inchangée par rapport au point précédent, mais, si jusqu'à maintenant les résolutions favorisaient l'utilisation du récupérateur de chaleur interne pour l'ORC, ce n'est plus le cas ici.
- Pour finir, le point de coordonnée {3765 ; 4862} correspondant à $\omega = 1$, soit la fonction *Profit* à maximiser.

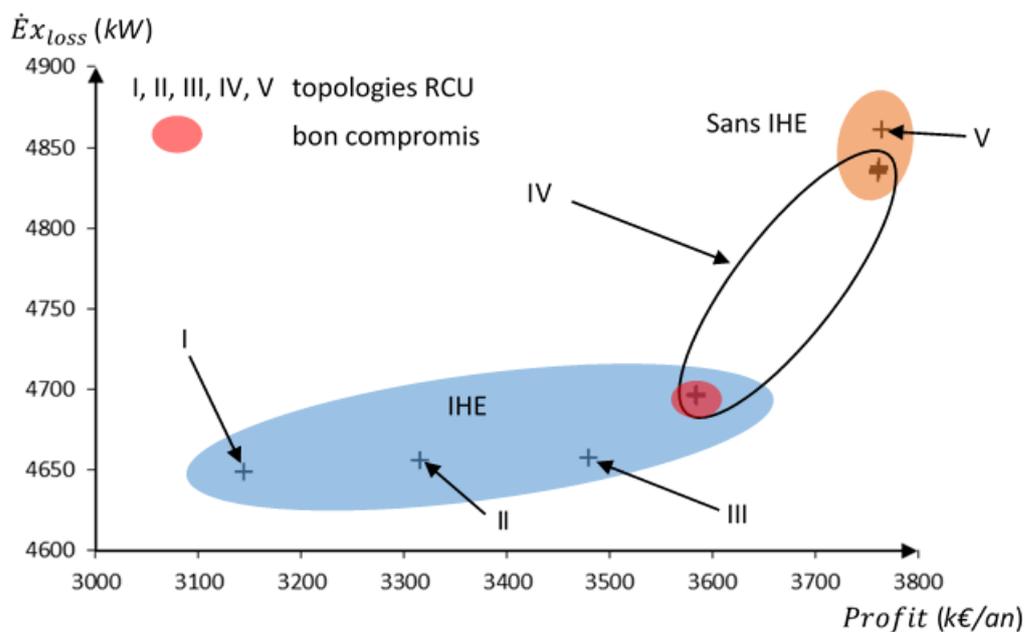


Figure 4.59 Résultats obtenus avec la fonction objectif *Obj* pour différentes valeurs de ω

Cette étude multi-objectif met donc en évidence différentes structures du RCU à privilégier selon l'importance donnée à chacun des deux critères d'optimisation. Dans l'outil développé, la valeur du

« poids » (ω) pour chaque critère est facilement modifiable, ce sera donc au décideur de faire ce choix. Cependant, tous les points solutions présentés sur la Figure 4.59 ne se valent pas nécessairement. Si le choix du décideur se porte sur la minimisation de $\dot{E}x_{loss}$, la Figure 4.59 montre que la solution obtenue avec la topologie III semble la plus adaptée. En effet, par rapport au point de topologie I, la valeur de $\dot{E}x_{loss}$ augmente certes, mais seulement de 0,2% contre une augmentation de *Profit* de plus de 10%.

La solution de topologie IV avec utilisation du récupérateur de chaleur pour L'ORC semble être un bon compromis global pour le décideur, avec une augmentation de *Profit* plus conséquente que l'augmentation engendrée sur $\dot{E}x_{loss}$ (pour rappel respectivement 3 et 0,8%). Il ne faudrait donc pas se limiter à la seule étude de $\dot{E}x_{loss}$ et il est toujours intéressant de tester plusieurs valeurs de ω .

La Figure 4.59 montre tout de même que l'écart relatif entre la valeur la plus grande obtenue de *Profit* et la valeur la plus petite (18%) est bien plus important que l'écart relatif calculé pour $\dot{E}x_{loss}$ (4%). La maximisation de *Profit* est alors une solution acceptable du point de vue exergétique. Ainsi, pour la suite des résultats de cette thèse, nous nous limiterons au cas $\omega = 1$, soit l'étude de l'aspect économique (maximisation de *Profit*) uniquement.

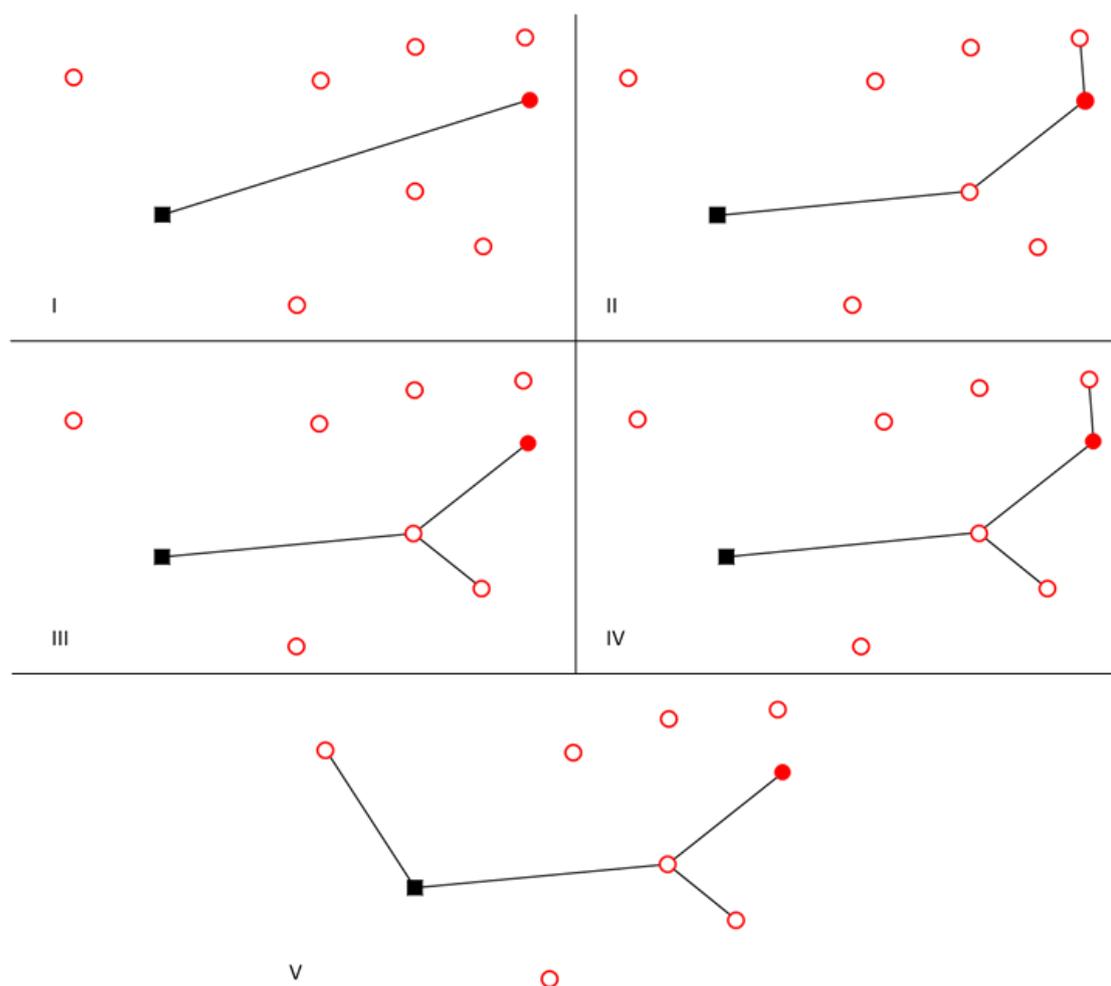


Figure 4.60 Topologies du RCU obtenues avec la fonction objectif *Obj* pour différentes valeurs de ω (voir Figure 4.59)

4.3.2. Comparaison des résultats pour différents cas d'étude

Pour analyser le comportement de la résolution et discuter sur les résultats obtenus, la résolution du problème précédent est réalisée pour 3 cas d'étude supplémentaires. Les cas d'étude sont nommés A,B,C et D. Le cas A correspond au cas d'ores et déjà étudié dans la sous-section précédente. Pour les cas B et C, seule la demande de chaleur pour chaque consommateur potentiel diffère (la demande pour le consommateur obligatoire reste inchangée). Ces demandes ont été déterminées aléatoirement dans une plage de donnée réaliste et sont données dans le Tableau 4.16. Pour le cas D, la température de l'eau géothermale disponible est abaissée à 170°C (contre 185°C précédemment). La Figure 4.61 représente la topologie finale obtenue pour chaque cas d'étude. Les autres résultats sont résumés dans le Tableau 4.17.

Tableau 4.16 Demande de chaleur en MW pour chaque consommateur et pour chaque cas

Consommateur i	2	3	4	5	6	7	8	9
Cas A et D	7,99	1,71	0,57	0,86	1,14	5,14	2,57	5,14
Cas B	7,99	6,06	4,06	2,35	2,29	1,82	2,68	6,15
Cas C	7,99	2,58	3,27	5,28	2,17	2,84	4,73	2,70

Tableau 4.17 Résumé des résultats obtenus pour la résolution de chaque cas

		Cas A	Cas B	Cas C	Cas D	
	Temps de calcul	00:17:19	00:18:05	00:17:45	00:22:45	
	Occurrence de la solution	%	20	11	51	42
	Taux d'échec	%	18	50	18	54
	$Profit$	k€/an	3765	3903	3903	2700
	$\dot{E}x_{loss}$	kW	4862	4854	4861	4122
	Tx_{div}	%	55,1	55,7	58,6	58,4
	$T_{gw, reinjection}$	°C	73,7	73,7	73,8	72,9
ORC	$P_{pump, out}$	MPa	2,59	2,59	2,59	1,52
	$P_{turbine, out}$	MPa	0,163	0,163	0,162	0,162
	$Exist_{IHE}$		0	0	0	0
	\dot{W}_{net}	kW _e	2736	2699	2527	1977
	S_{elec}	k€/an	5505	5453	5195	4018
	C_{TCI}^{ORC}	k€	8308	8246	7951	7131
	$T_{gw/ORC, out}$	°C	72,2	72,2	72,1	70,0
RCU	\dot{Q}_{prod}	kW _{th}	22197	22447	23622	20611
	S_{heat}	k€/an	4235	4283	4507	3932
	$dist_{tot}$	km	7,6	5,7	5,6	7,4
	C_{TCI}^{DHN}	k€	4585	3572	3618	4469
	$T_{gw/DHN, out}$	°C	75,0	75,0	75,0	75,0

Le temps de calcul présenté dans le Tableau 4.17 correspond au temps nécessaire pour la réalisation de toutes les optimisations de la stratégie de résolution ainsi que les manipulations des fichiers

échangeant avec GAMS® (réalisé avec un Intel i7 CPU 2.70 GHz et 8 Go RAM). Ces temps de l'ordre de la vingtaine de minutes nous semblent acceptables. Cependant la comparaison avec la bibliographie n'est pas réalisable puisqu'aucune étude similaire n'a été réalisée avant. L'étude sur différents cas permet notamment de se rendre compte que le choix du cas d'étude a non seulement une influence sur ce temps de calcul, mais aussi sur la stabilité de la stratégie de résolution. Pour les cas B et D, le taux d'échec (sur les 100 initialisations) est supérieur à 50%. Pour être plus confiant dans ces résultats, une résolution 20-20 (400 initialisations aléatoires) a été réalisée pour ces 2 cas sans changement sur les résultats.

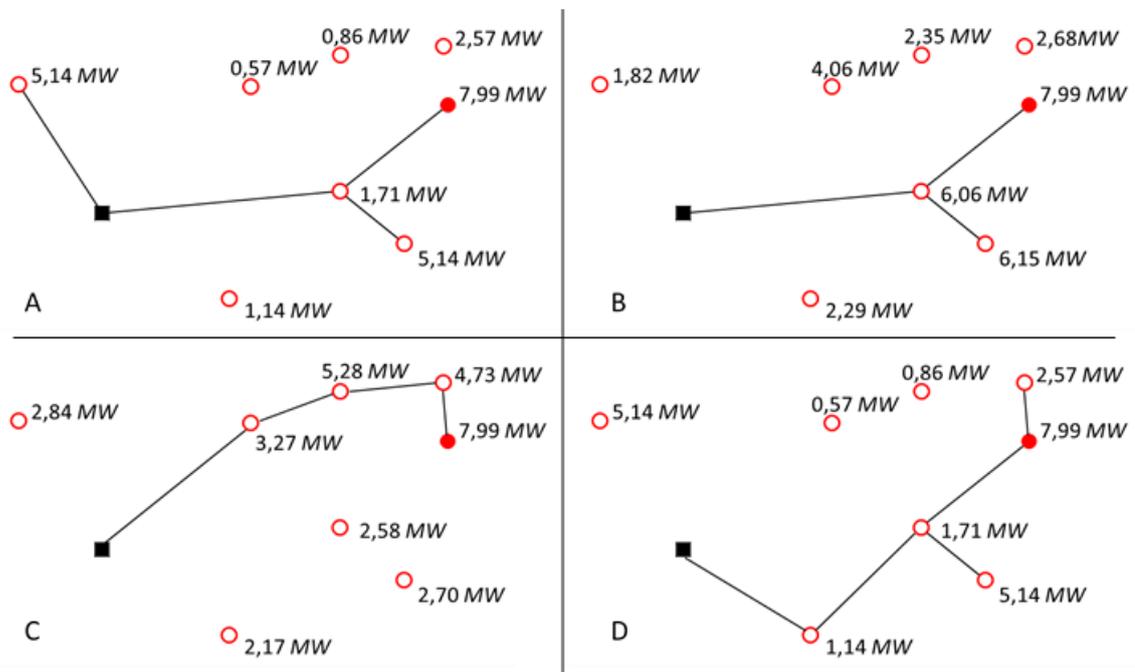


Figure 4.61 Topologies obtenues pour chaque cas

Dans tous les cas, l'ORC requiert un investissement plus important que le RCU, même pour le cas D où le réseau est étendu et où l'ORC demande un investissement moindre que dans les cas A, B et C (la température de la source étant plus faible). La Figure 4.62 permet de visualiser l'investissement à réaliser pour les composants principaux de l'ORC et du RCU pour chaque cas. La turbine et le condenseur correspondent aux investissements les plus importants pour l'ORC.

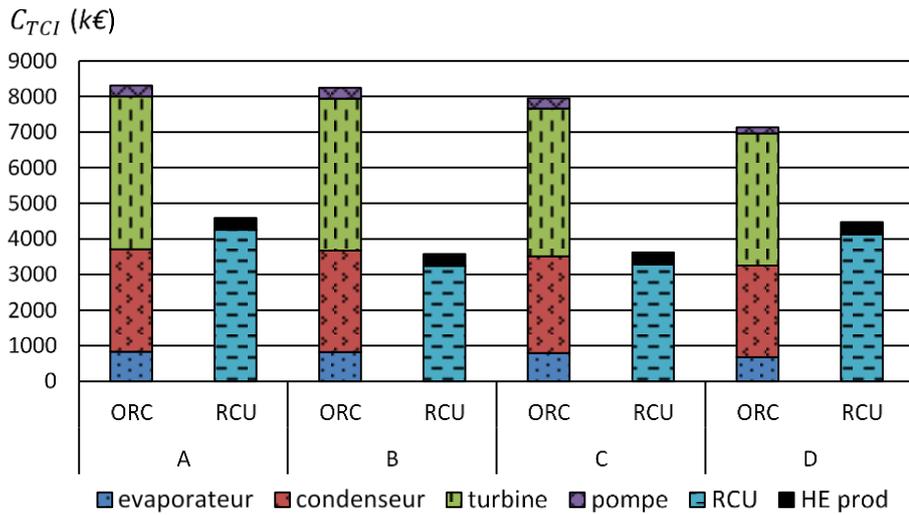


Figure 4.62 Répartition de l'investissement pour chaque cas

Dans le Tableau 4.17, la comparaison des cas A et B permet de quantifier l'influence de longueur du RCU sur la fonction objectif. En effet pour des productions (et donc vente) d'électricité et de chaleur sensiblement identiques (différence d'environ 1%), un réseau plus petit de 25% permet d'améliorer *Profit* de près de 4%. Les cas B et C permettent d'obtenir des valeurs de *Profit* similaires, répartition entre productions d'électricité et de chaleur, mais la topologie du RCU est différente.

L'influence de la température de l'eau géothermale disponible est importante. En effet, diminuer cette température de 185°C à 170°C modifie grandement les points de fonctionnement de l'ORC. La pression haute du cycle doit être diminuée pour le fonctionnement de celui-ci. De plus, la quantité de chaleur récupérée pour l'ORC est elle aussi diminuée (débit de l'eau géothermale vers l'ORC et écart de température entrée-sortie plus faible). Ces points entraînent une importante diminution de la production d'électricité (et donc de sa vente) impliquant une dégradation de 28% de la valeur de *Profit*. Cette dernière remarque est d'autant plus importante que la température de l'eau géothermale disponible (185°C) n'est qu'une estimation et qu'il est possible qu'elle soit en réalité inférieure à la valeur annoncée.

4.3.3. Influence du prix de l'électricité et de la chaleur

Formulation du prix de l'électricité

Dans le Chapitre 3, deux formulations de la tarification de vente de l'électricité ont été présentées. La première, dépendant de la valorisation de la chaleur vers le réseau (legifrance, 2010), est celle utilisée jusqu'à présent dans les résolutions précédentes. Cette formulation n'est plus d'actualité depuis le 13 décembre 2016. La seconde formulation ne prend plus en compte la valorisation de la chaleur (legifrance, 2016). Elle correspond à un facteur constant. Les résultats obtenus pour chaque formulation sont présentés dans le Tableau 4.18.

Tableau 4.18 Comparaison des résultats obtenus dépendant du calcul du tarif de vente de l'électricité

		Formulation 1	Formulation 2	
	$Profit$	$k€/an$	3765	4543
	$\dot{E}x_{loss}$	kW	4862	4804
	Tx_{div}	%	55,1	22,0
	$Exist_{IHE}$		0	0
	\dot{W}_{net}	kW_e	2736	4639
	S_{elec}	$k€/an$	5505	9234
	C_{TCI}^{ORC}	$k€$	8308	11191
	C_{elec}	$c€/kWh$	25,52	25,25*
	\dot{Q}_{prod}	kW_{th}	22197	8878
RCU	S_{heat}	$k€/an$	4235	1694
	$dist_{tot}$	km	7,6	4,5
	C_{TCI}^{DHN}	$k€$	4585	2583

* fixé par arrêté

En utilisant la formulation 1, la solution optimale est telle que la répartition entre production d'électricité et de chaleur conduit à un tarif proche de celui de la nouvelle tarification (formulation 2). Cependant les résultats obtenus sont très différents. Avec la formulation 1, la solution obtenue correspond à un compromis entre production d'électricité et de chaleur (Figure 4.61-A). Ce compromis n'est plus vrai avec la formulation 2 où l'unique consommateur relié au réseau est le consommateur obligatoire (topologie similaire à celle présentée sur la Figure 4.58). Dans ce cas, il semble donc plus profitable de produire et de vendre un maximum d'électricité en réduisant le réseau au maximum. Pour s'en convaincre, une résolution supplémentaire sur le système ORC uniquement est réalisée avec la formulation 2. La valeur de *Profit* obtenu est 5210 $k€/an$ et est bien supérieure à la solution optimale précédente (Tableau 4.18-formulation 2). Economiquement parlant, l'intérêt de coupler production de chaleur et d'électricité dans ces nouvelles conditions peut alors se poser.

Prix de la chaleur

Bien évidemment, cette conclusion est aussi intimement liée à la tarification de la chaleur. Jusqu'à présent, le prix de vente était fixé au prix de vente moyen hors taxe de la chaleur en France en 2012 pour un réseau de chaleur approvisionné par une EnR&R (60,5 $€/MWh$) (Amorce, 2014). L'enquête réalisée sur les données de 2014 indique une augmentation à 70,1 $€/MWh$ du prix de vente moyen (Amorce, 2016). Ce prix de vente peut même s'élever jusqu'au double de la moyenne nationale pour certains réseaux.

Il est donc intéressant de réaliser une étude de l'impact du prix de vente de la chaleur sur la topologie du réseau dans les conditions du prix de vente de l'électricité fixé par arrêté. Le prix de vente de la chaleur est fixé à 90 $€/MWh$ et 120 $€/MWh$. Les topologies finales obtenues sont présentées sur la Figure 4.63.

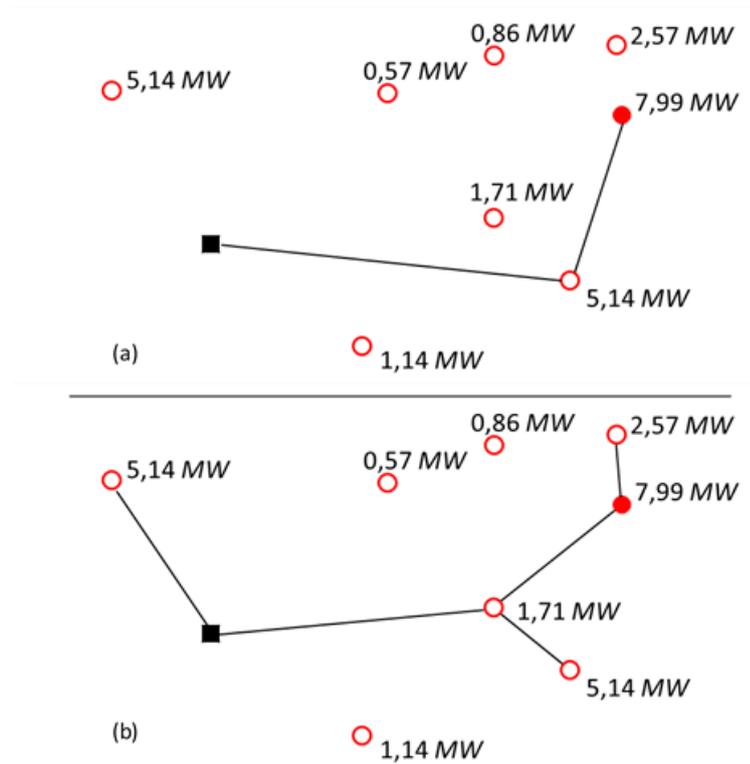


Figure 4.63 Topologies obtenues pour un prix de vente de la chaleur de 90 €/MWh (a) et 120 €/MWh (b)

Un juste milieu entre production d'électricité et de chaleur est atteint dans les deux cas. Plus la chaleur est vendue chère, plus la quantité de chaleur à produire est importante. Un seuil à partir duquel l'optimisation conduit à alimenter tous les consommateurs doit exister, mais ce seuil n'est pas déterminé puisque ceci conduirait à ne plus être à un tarif de la chaleur convenable.

Dans la plupart des études réalisées dans cette section, la topologie finale du réseau évolue. C'est évidemment le cas lorsque les demandes en chaleur des consommateurs sont modifiées. De plus, c'est aussi le cas lorsque la température de la source géothermale disponible est modifiée. Le choix de la base tarifaire pour le calcul de la vente d'électricité influe aussi sur la topologie du réseau. Il en est de même pour la valeur fixée pour la vente de chaleur. La modification de la topologie peut aussi impliquer la modification de la quantité de chaleur vendue et donc d'électricité. Tout ceci montre que pour des études de cogénération, il n'est pas possible de dissocier les deux systèmes (ici ORC et RCU). Cela met clairement en évidence l'intérêt de l'outil développé qui permet d'optimiser les deux systèmes simultanément.

4.4. CONCLUSION DU CHAPITRE

L'objectif principal de ce chapitre est la résolution du problème d'optimisation décrit dans le chapitre précédent, de le tester dans différentes conditions pour en montrer la robustesse et l'intérêt.

La résolution directe d'un tel système n'est pas réalisable en l'état et une stratégie de résolution a donc été mise en place afin d'améliorer la convergence du calcul. Cette stratégie est basée sur une succession de résolution de problèmes de plus en plus complexes. De plus, cette stratégie est répétée plusieurs fois, avec différentes initialisation du problème, pour obtenir la meilleure solution possible (éviter les minima locaux). Même s'il est impossible d'affirmer que la meilleure solution est l'optimum global du problème, la totalité de la stratégie de résolution permet de s'en approcher.

Une partie de cette stratégie est ensuite appliquée à la résolution de l'ORC uniquement dans le but de comparer les solutions obtenues pour cinq fonctions objectif différentes. Le bénéfice annuel net *Profit* et les pertes de flux d'exergie $\dot{E}x_{loss}$ donnent les meilleurs résultats sur l'ensemble des critères comparés. Ces deux fonctions objectif sont choisies pour étudier ensuite le système complet (ORC + RCU).

Une première étude de $\dot{E}x_{loss}$ sur le système complet montre des défaillances du modèle proposé vis-à-vis de la prise en compte des destructions d'exergie sur le réseau. Ce modèle, trop simplifié, est modifié pour prendre en compte l'influence des dimensions du réseau (longueur totale des canalisations du réseau) sur ces destructions. Les études sur $\dot{E}x_{loss}$ sont alors comparées à l'étude sur *Profit*. L'analyse multi-objectif de ces deux fonctions objectif est réalisée selon différentes valeurs du poids donné à chacun des deux critères. La topologie du réseau obtenu est très différente selon les cas. Cette analyse met aussi en avant le fait qu'une analyse sur $\dot{E}x_{loss}$ seul ne suffit pas alors qu'au contraire, l'analyse sur *Profit* peut être tout à fait convenable.

L'analyse sur *Profit* est alors réalisée pour différents cas d'étude. Pour chaque cas, une solution est obtenue pour un temps de calcul limité, cela montre la stabilité de la stratégie utilisée. Aussi dans les cas où le taux d'échecs des calculs était important, le nombre d'initialisations a été multiplié par 4, mais aucune amélioration de la solution n'a été observée, ceci permet d'être confiant dans les solutions obtenues, les résolutions dites 10-10 (nomenclature donnée par rapport au nombre d'initialisations) est suffisante pour l'ensemble des cas étudiés.

Pour finir, deux formulations sur le calcul du prix de vente de l'électricité sont comparées et l'influence du tarif de vente de la chaleur est étudiée. Pour ces études, différentes topologies du réseau sont obtenues, influençant ainsi les quantités de chaleur et d'électricité vendues.

Toutes ces études, montre qu'il n'est donc pas possible de dissocier les études des deux systèmes (ORC et RCU). Ceci met clairement en évidence l'intérêt de l'outil développé.

5.1. CONCLUSION GENERALE

Ces travaux de thèse s'intègrent dans le projet FONGEOSEC qui vise à concevoir un démonstrateur de centrale géothermique haute enthalpie dont le puits sera foré à Lons, commune proche de Pau. Cette centrale permettra non seulement d'approvisionner en chaleur un RCU mais produira également de l'électricité par l'intermédiaire d'un ORC. Ces deux systèmes représentent l'ensemble nommé « activités de surface » de la centrale géothermique.

L'objectif de ces travaux de thèse est la mise en place d'un outil numérique d'optimisation des activités de surface de la centrale qui sert d'outil d'aide à la décision. Les principales fonctionnalités de l'outil devront permettre :

- d'estimer le dimensionnement de l'ensemble des composants de l'ORC,
- de connaître la configuration du RCU,
- de déterminer dans quelles proportions ORC et RCU seront alimentés.

Une brève revue bibliographique a été présentée pour chacune des deux technologies, de leur descriptif vers leur optimisation. Cela a permis de positionner nos travaux par rapport à ce qui se fait déjà. Les deux technologies présentées (et prises individuellement) sont déjà bien connues et donnent toujours lieu à de nombreuses études. Les études combinant ces deux technologies sont nettement moins nombreuses. Dans ces études, seulement une des deux technologies est sujette à l'optimisation, l'autre étant uniquement prise en compte (assimilation à une constante par exemple). L'originalité de ces travaux de thèse est donc l'optimisation simultanée de ces deux technologies qui, à notre connaissance, n'a fait l'objet d'aucune étude.

Dans ces travaux, l'outil GAMS® est choisi pour résoudre le problème d'optimisation. GAMS® est un environnement général permettant la résolution d'un large spectre de problèmes d'optimisation. De très nombreux solveurs sont disponibles, mettant en œuvre des algorithmes robustes et éprouvés. GAMS® est utilisé dans des domaines très variés comme la finance, les mathématiques, le Génie des Procédés... Contrairement à des outils développés dans des domaines particuliers, les environnements de Flowsheeting en Génie des Procédés par exemple, il n'y a pas, dans GAMS®, de bibliothèques de modèles mises à la disposition de l'utilisateur, que ce soit des modèles thermodynamiques ou des modèles d'opérations unitaires. La prise en compte des propriétés thermodynamiques pour le fluide organique de l'ORC a donc été la première difficulté à résoudre. Pour sa simplicité et parce que les conditions opératoires sont compatibles avec son utilisation, l'équation d'état de Peng-Robinson est choisie comme modèle thermodynamique. Un modèle pour représenter l'ORC, incluant ce modèle thermodynamique, a ensuite été développé et validé par comparaison des résultats avec trois autres modèles de confiance. Ces premières études ont aussi pu mettre en avant l'intérêt de mettre la température de sortie de la source chaude comme variable d'optimisation, alors qu'elle est souvent fixée dans la littérature.

Le problème a ensuite été complété pour ajouter le dimensionnement des composants de l'ORC et la prise en compte du RCU. Concernant l'ORC, l'éventuelle utilisation d'un récupérateur de chaleur est prise en compte par l'outil d'optimisation développé. Du point de vue du RCU, tous les consommateurs potentiels ne seront pas nécessairement reliés au réseau. De plus l'outil développé permet aussi de déterminer dans quel ordre les consommateurs devront être reliés. Tout ceci implique l'utilisation de variables discrètes qui, en plus des nombreuses non-linéarités du problème (propriétés thermodynamiques et physico-chimiques des fluides, dimensionnement des échangeurs, détermination des coûts...), modifient la nature et complexifient le problème d'optimisation résolu par l'outil.

Pour résoudre un tel système (problème MINLP), notre choix s'est porté vers une méthode d'optimisation déterministe. Ces méthodes ont pour principal avantage d'être rapides, mais le résultat final peut dépendre de l'initialisation du système quand la fonction à minimiser est fortement non convexe. Pour s'assurer de la convergence de notre problème, une stratégie de résolution est mise en place. Cette stratégie consiste à décomposer le système en sous-problème, résolu successivement jusqu'à résolution du problème complet. Ensuite, pour s'assurer que la solution obtenue soit la plus proche possible de l'optimum global du problème, cette stratégie est répétée pour différentes initialisations déterminées aléatoirement. Cette stratégie est illustrée par la résolution d'un cas d'étude (correspondant aux conditions du projet FONGOSEC). Les résultats montrent que considérer 100 initialisations aléatoires est un bon compromis entre temps de calcul et qualité de la solution. En effet la solution obtenue avec les 100 initialisations est identique à la solution obtenue pour 10000 initialisations mais moyennant un temps de calcul multiplié par 100.

Une étude complète sur le système ORC seul a aussi été réalisée. Cette étude a permis de comparer les résultats obtenus pour 5 fonctions objectif. Naturellement, les résultats obtenus diffèrent selon la fonction objectif. L'étude montre que les bénéfices nets annuels et les pertes de flux d'exergie sont les critères les plus pertinents. Les résultats obtenus avec chacune de ces deux fonctions objectif sur la globalité du système sont alors comparés puis complétés par une étude multi-objectif. Finalement, ces études montrent que la considération des bénéfices comme fonction objectif peut suffire dans notre cas.

Pour finir, les résultats obtenus pour différents cas d'étude (différenciés par la demande en chaleur des différents consommateurs du RCU, ou par la température de la source géothermale, ou par les tarifications appliquées à la vente de l'électricité et de la chaleur) montrent que :

- dans tous les cas, une solution est obtenue, la stabilité de la stratégie de résolution est vérifiée,
- différentes topologies du réseau sont obtenues, influençant ainsi les quantités de chaleur et d'électricité vendues.

Ce dernier point montre qu'il n'est donc pas possible de dissocier les études des deux systèmes (ORC et RCU) et démontre la pertinence de notre démarche qui propose l'optimisation simultanée des deux systèmes.

5.2. PERSPECTIVES

Pour la plupart des outils informatiques, les développements qui suivent la première version peuvent être innombrables. L'outil d'aide à la décision développé dans le cadre de cette thèse n'échappe pas à la règle et les perspectives pouvant être envisagées sont nombreuses. Lors de ces travaux, il s'agit de proposer une méthodologie qui est constituée de différentes étapes : la formulation du problème, la mise au point de la stratégie de résolution, le développement de l'outil logiciel.

Concernant les perspectives liées à la formulation, plusieurs orientations sont envisageables et une liste non exhaustive est présentée ici :

- Une première amélioration peut être la complexification du réseau :
 - Le premier point serait de réaliser le dimensionnement des canalisations. Ceci permettrait ensuite d'estimer plus précisément les pertes de charge liées à l'écoulement dans les canalisations.
 - Avec les dimensions des canalisations, les pertes de chaleur pourront aussi être estimées (et non plus fixées). La température de l'eau du réseau sera alors différente en entrée et en sortie de chaque consommateur (même si les niveaux de température sont identiques côté consommateur). Aussi, de nouvelles contraintes devront être ajoutées pour prendre en compte les différents mélanges intervenant dans les canalisations retour (vers le producteur) du RCU.
 - Différents niveaux de température pourront alors être envisagés (selon le type de consommateur). La prise en compte d'éventuelles cascades de consommateur pourront alors être possible si nécessaire.
- Le modèle présenté est réalisé sur une unique période correspondant à une année. L'analyse multi-période est donc l'une des perspectives de ces travaux de thèse. L'année sera décomposée en plusieurs périodes (mensuelles par exemple). La prise en compte de stockage thermique pourra alors être envisagée. Selon la période considérée, le stockage agira comme consommateur de chaleur (lorsqu'il se charge) ou comme producteur (lorsqu'il se décharge).
- Pour le moment, les récupérations d'électricité et de chaleur se font en parallèle l'une de l'autre. Une amélioration possible est alors d'envisager d'autres configurations pour la récupération de chaleur.
 - La Figure 0.64 reprend la superstructure du problème présenté au Chapitre 3. Le RCU placé en série par rapport à l'ORC et l'utilisation d'une pompe à chaleur sur le circuit de refroidissement sont des exemples d'autres moyens de récupérer la chaleur pour alimenter le RCU.
 - Ces différents moyens ne permettent pas forcément d'atteindre les mêmes niveaux de température. Il est possible d'envisager des connexions (en série par exemple) de ces moyens dont l'ordre de ces connexions sera déterminé par l'outil.
- Pour finir, la création d'électricité se fait au moyen d'un ORC avec ou sans récupérateur de chaleur interne. L'utilisation ou non du récupérateur est actuellement gérée par une variable

Annexe A. LISTE DES FLUIDES ORGANIQUES

Tableau 6.19 Liste non exhaustive des fluides frigorigènes appliqués aux ORC

Nom		Pc (bar)	Tc (°C)	source
Hydrocarbures (HCs)				
Propène	R-1270	45,3	91	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
Propane	R-290	41,8	96	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011)
Cyclopropane	HC-270	54,8	124	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010)
Isobutane	R-600a	36,4	135	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012; Liu <i>et al.</i> , 2013)
Butane	R-600	37,9	152	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012; Liu <i>et al.</i> , 2013)
Isopentane	R-601a	33,7	187	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012; Liu <i>et al.</i> , 2013)
Pentane	R-601	33,6	196	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012; Liu <i>et al.</i> , 2013)
Hexane	-	30,6	235	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012; Liu <i>et al.</i> , 2013)
Cyclohexane	-	40,7	280	(Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
Benzène	-	48,8	298	(Desai et Bandyopadhyay, 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Rayegan et Tao, 2011)
Toluène	-	41,3	319	(Desai et Bandyopadhyay, 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Rayegan et Tao, 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
Perfluorocarbures (PCFs)				
Octafluoropropane	R-218	26,8	73	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
Perfluoro-N-pentane	PF-5050	20,2	149	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Rayegan et Tao, 2011)

Nom		Pc (bar)	Tc (°C)	source
Chlorofluorocarbures (CFCs)				
Trichlorofluorométhane	R-11	43,7	197	(Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Guo <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
Dichlorodifluorométhane	R-12	39,5	111	(Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Guo <i>et al.</i> , 2011)
Trichlorotrifluoroéthane	R-113	33,8	213	(Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Guo <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
Dichlorotétrafluoroéthane	R-114	32,4	145	(Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Guo <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
Hydrofluorocarbures (HFCs)				
Difluorométhane	R-32	57,4	78	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Rayegan et Tao, 2011)
Fluorométhane	R-41	59,0	44	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Chen <i>et al.</i> , 2010; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
Pentafluoroéthane	R-125	36,3	66	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1,1,2-Tétrafluoroéthane	R-134a	40,6	101	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1,1-Trifluoroéthane	R-143a	37,6	73	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1-Difluoroéthane	R-152a	44,5	112	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	28,7	101	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	31,9	124	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	34,1	139	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011)
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	36,1	153	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	R-245ca	38,9	174	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Desai et Bandyopadhyay, 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; Rayegan et Tao, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011; Liu <i>et al.</i> , 2013)

Nom		Pc (bar)	Tc (°C)	source
Octafluorocyclobutane	RC-318	27,8	114	(Saleh <i>et al.</i> , 2007; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo, Wang et Zhang, 2011; Rayegan et Tao, 2011)
Hydrochlorofluorocarbures (HCFCs)				
Chlorodifluorométhane	R-22	49,9	96	(Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011)
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroéthane	R-123	36,6	183	(Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo, Wang et Zhang, 2011; Shengjun <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
2-Chloro-1,1,1,2-tétrafluoroéthane	R-124	36,2	122	(Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011)
1,1-Dichloro-1-fluoroéthane	R-141b	42,1	204	(Desai et Bandyopadhyay, 2009; Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
1-Chloro-1,1-difluoroéthane	R-142b	40,6	137	(Kosmadakis <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo, Wang et Zhang, 2011; He <i>et al.</i> , 2012)
Autres				
Ammoniac	R-717	113,3	132	(Tchanche <i>et al.</i> , 2009; Chen <i>et al.</i> , 2010; Guo <i>et al.</i> , 2011; He <i>et al.</i> , 2012)

Annexe B. EQUATION D'ETAT DE PENG-ROBINSON

La formulation de l'équation d'état cubique dite de Peng-Robinson est la suivante :

$$P = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a \cdot \alpha}{v^2 + 2b \cdot v - b^2} \quad 6-169$$

Avec

$$a = 0,45724 \cdot \frac{(R \cdot T_C)^2}{P_C}$$

$$b = 0,07780 \cdot \frac{R \cdot T_C}{P_C}$$

$$\alpha = [1 + m \cdot (1 - \sqrt{T_R})]^2$$

Où

$$m = 0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2$$

$$T_R = \frac{T}{T_C}$$

Et ω est le facteur acentrique.

Sous sa forme polynomiale utilisant le facteur de compressibilité Z , l'équation d'état devient :

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (A \cdot B - B^2 - B^3) = 0 \quad 6-170$$

Avec

$$Z = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$$

$$A = \frac{a \cdot \alpha \cdot P}{(R \cdot T)^2}$$

$$B = \frac{b \cdot P}{R \cdot T}$$

La résolution de cette équation cubique (Annexe C) permet alors de déterminer les propriétés thermodynamiques (molaire) du fluide.

En prenant comme référence, enthalpie nulle pour le corps pur à l'état Gaz Parfait à 25°C et 1 atm, le calcul de l'enthalpie du corps pur s'écrit :

$$H(T, P) = \int_{T_{ref}}^T c_p^{GP} dT + (H - H^{GP})_{T,P} \quad 6-171$$

Avec, pour le calcul de l'enthalpie résiduelle :

$$(H - H^{GP})_{T,P} = R \cdot T \left(Z - 1 - \frac{A}{B \cdot 2\sqrt{2}} \left(1 + m \sqrt{\frac{T_R}{\alpha}} \right) \ln \frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \right) \quad 6-172$$

De même pour le calcul de l'entropie :

$$S(T, P) = \int_{T_{ref}}^T \frac{c_P^{GP}}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_{ref}} + (S - S^{GP})_{T,P} \quad 6-173$$

Avec, pour le calcul de l'entropie résiduelle :

$$(S - S^{GP})_{T,P} = R \cdot T(Z - B) - \frac{A \cdot R}{B \cdot 2\sqrt{2}} m \sqrt{\frac{T_R}{\alpha}} \ln \frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \quad 6-174$$

Le calcul de la fugacité donne :

$$f(T, P) = P \cdot e^{Z - 1 - \ln(Z - B) - \frac{A}{B \cdot 2\sqrt{2}} \ln \frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B}} \quad 6-175$$

Dans la modélisation sous GAMS®, enthalpie, entropie et fugacité dépendent obligatoirement de T et P , un troisième argument est optionnel et correspond à l'état du corps φ .

Si l'état n'est pas précisé, le calcul se fait pour la phase stable à T et P données.

Annexe C. RESOLUTION ANALYTIQUE D'UNE EQUATION CUBIQUE

La résolution de la forme polynomiale permet de déterminer la valeur de Z de façon analytique. La méthode de résolution d'équation cubique utilise la méthode de Cardan :

$$Z^3 + a_2Z^2 + a_1Z + a_0 = 0 \quad 6-176$$

On pose

$$p = \frac{3a_1 - a_2^2}{3}$$

$$q = \frac{2a_2^3 - 9a_2a_1 + 27a_0}{27}$$

$$\Delta = \frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}$$

Si $\Delta \geq 0$, il y a une unique solution réelle

$$Z = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\Delta}} - \frac{a_2}{3} \quad 6-177$$

Sinon il y a trois solutions réelles

$$Z = \begin{cases} 2 \cdot \sqrt{\frac{-p}{3}} \cos\left(\frac{1}{3} \cos^{-1}\left(\frac{3q}{2p} \sqrt{\frac{3}{-p}}\right)\right) - \frac{a_2}{3} \\ 2 \cdot \sqrt{\frac{-p}{3}} \cos\left(\frac{1}{3} \cos^{-1}\left(\frac{3q}{2p} \sqrt{\frac{3}{-p}}\right) + \frac{4}{3}\pi\right) - \frac{a_2}{3} \\ 2 \cdot \sqrt{\frac{-p}{3}} \cos\left(\frac{1}{3} \cos^{-1}\left(\frac{3q}{2p} \sqrt{\frac{3}{-p}}\right) + \frac{2}{3}\pi\right) - \frac{a_2}{3} \end{cases} \quad 6-178$$

Dans ce cas, le corps se situe à l'état liquide pour la plus petite valeur de Z et est à l'état vapeur pour la plus grande.

L'état stable est déterminé par la fugacité la plus faible.

Annexe D. PROPRIETES PHYSICO-CIMIQUES DE L'EAU

Dans ces travaux de thèse, quelle que soit son utilisation, l'eau est toujours sous forme liquide (même pour l'eau géothermale disponible à 185°C, la pression sera suffisante pour maintenir l'état liquide). L'eau liquide est supposée incompressible, quelle que soit sa pression. Les données utilisées pour les interpolations polynomiales sont tirées de la base de données en ligne du NIST (Lemmon *et al.*, 2017) pour des températures allant de 15°C à 200°C. Les propriétés déterminées sont la masse volumique (Figure 3.44), la viscosité dynamique (Figure 6.66), la conductivité thermique (Figure 6.67) et la capacité calorifique à pression constante (Figure 6.68).

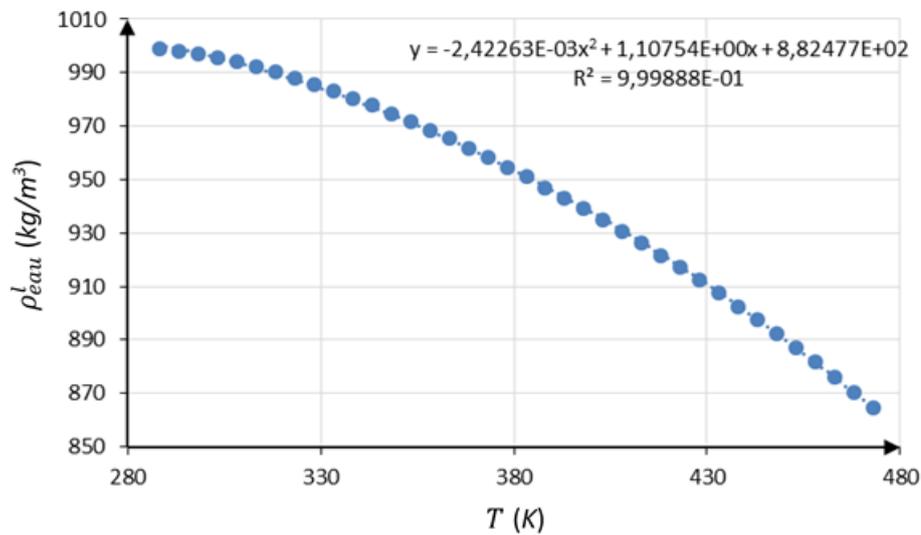


Figure 6.65 Masse volumique de l'eau liquide en fonction de la température

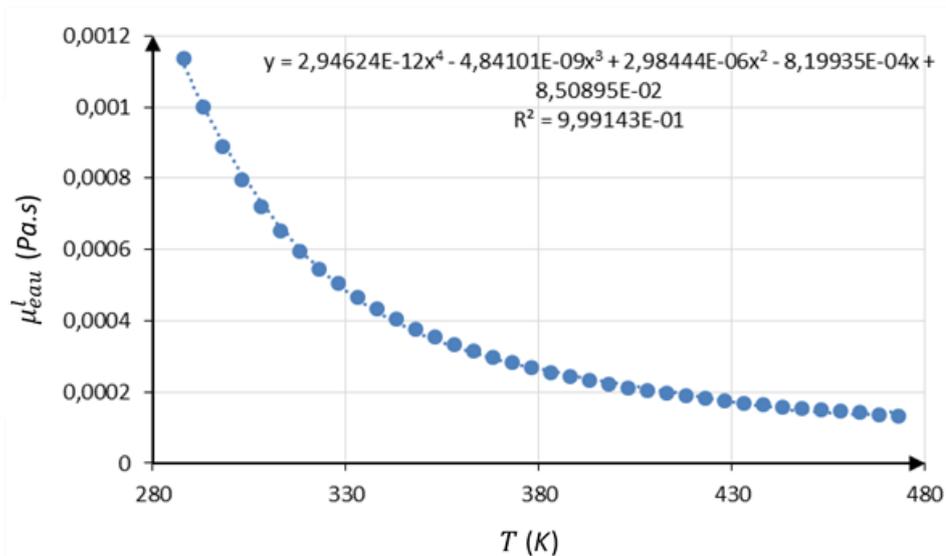


Figure 6.66 Viscosité dynamique de l'eau liquide en fonction de la température

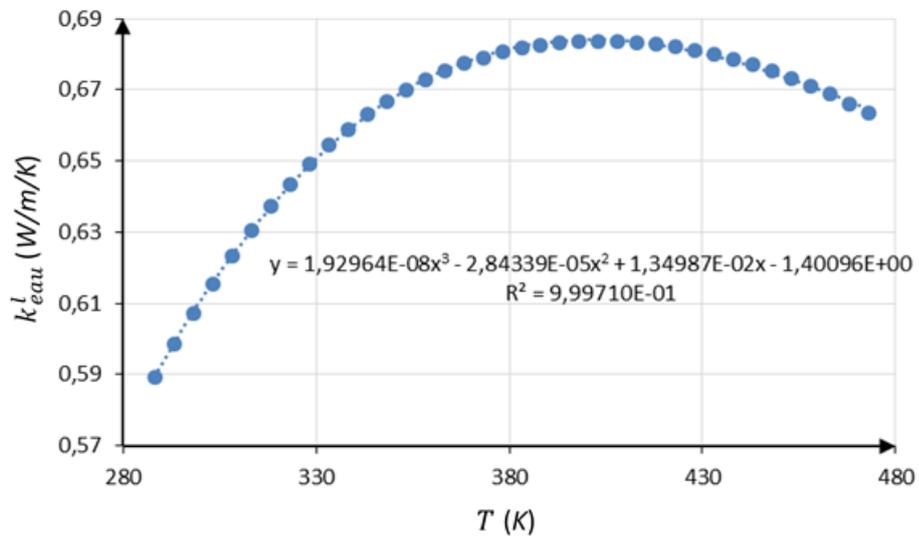


Figure 6.67 Conductivité thermique de l'eau liquide en fonction de la température

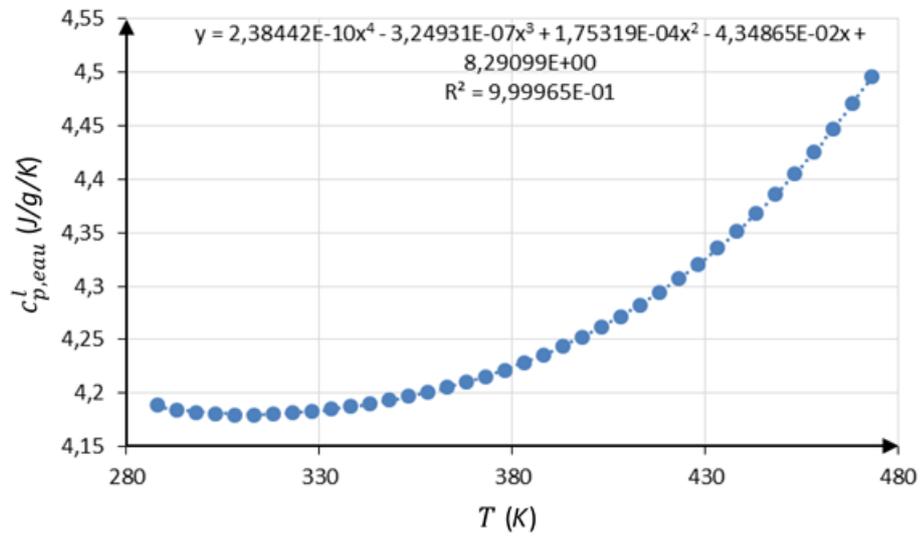


Figure 6.68 Capacité calorifique de l'eau liquide en fonction de la température

Annexe E. PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU R-245FA

Contrairement à l'eau prise en compte uniquement en phase liquide, le fluide organique utilisé dans l'ORC (le R-245fa) peut être, soit liquide, soit vapeur. Les relations utilisées pour chaque état sont différentes.

6.5.1. Liquide

La phase liquide du fluide organique est aussi assimilée à un fluide incompressible. Les données utilisées pour les interpolations polynomiales sont tirées de la base de données en ligne du NIST (Lemmon *et al.*, 2017) pour des températures allant de 15°C à 145°C. Les propriétés déterminées sont la masse volumique (Figure 6.69), la viscosité dynamique (Figure 6.70), la conductivité thermique (Figure 6.71) la capacité calorifique à pression constante (Figure 6.72) et la tension superficielle (Figure 6.73).

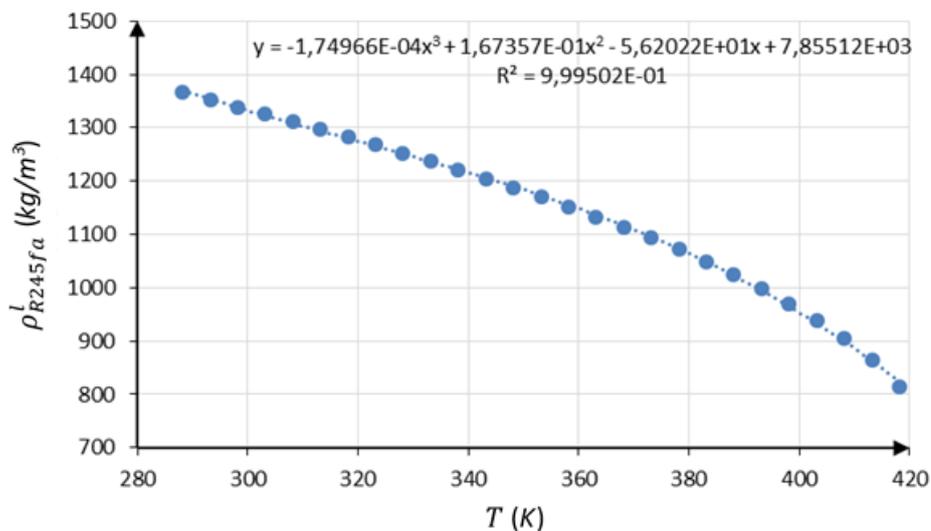


Figure 6.69 Masse volumique du R-245fa liquide en fonction de la température

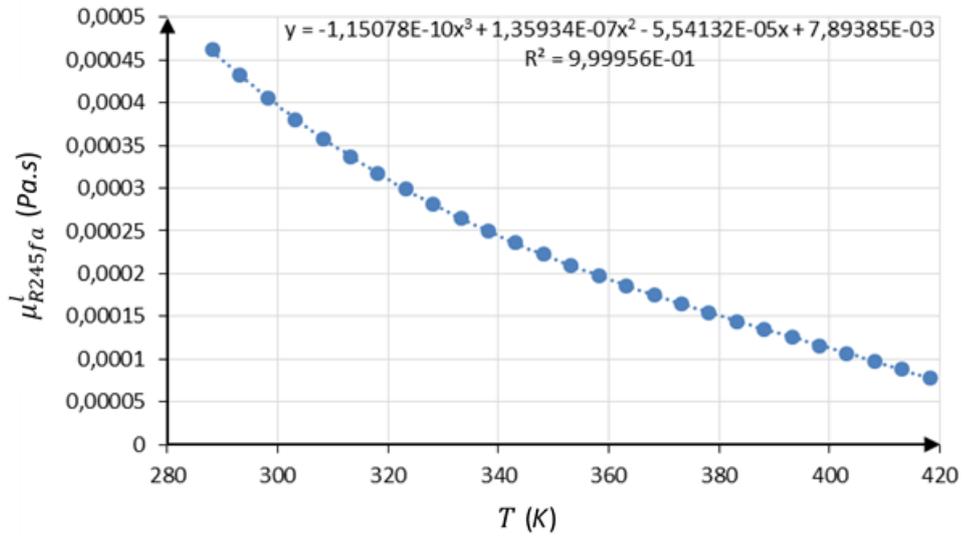


Figure 6.70 Viscosité dynamique du R-245fa liquide en fonction de la température

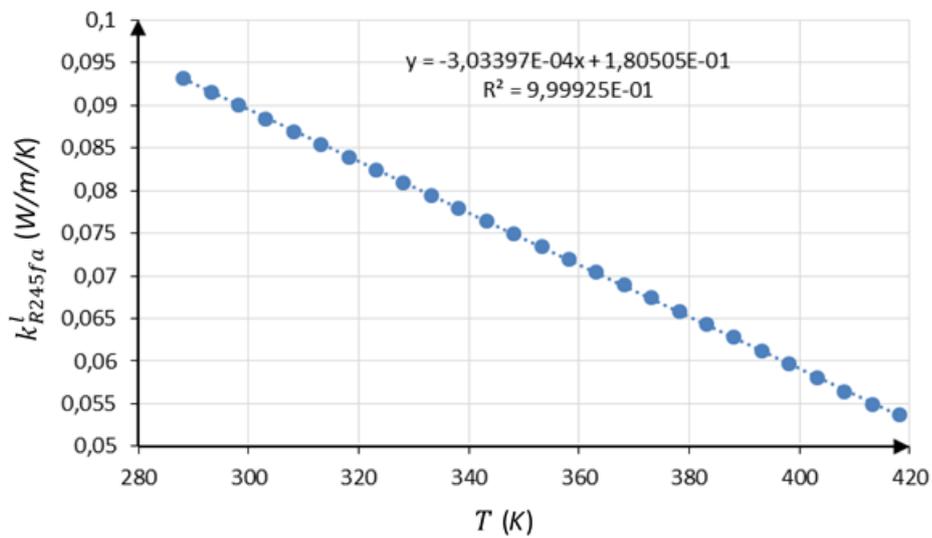


Figure 6.71 Conductivité thermique du R-245fa liquide en fonction de la température

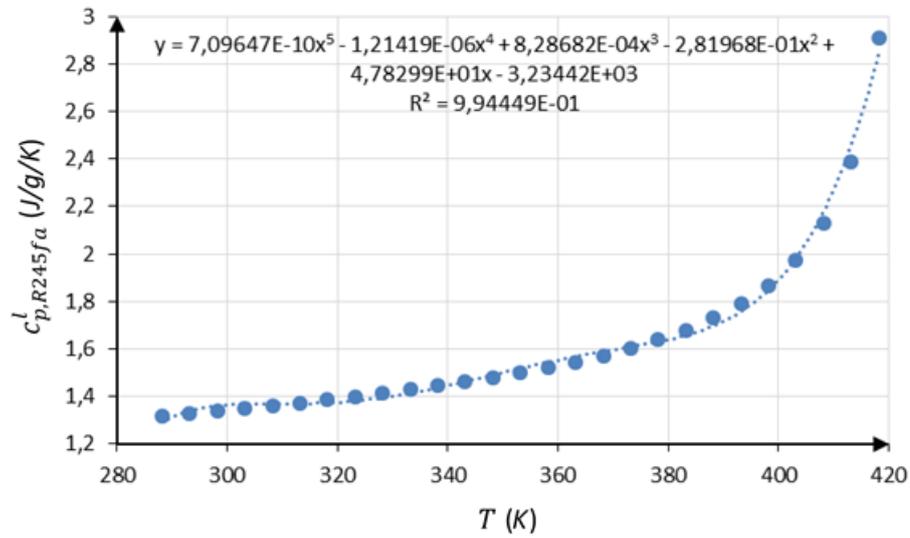


Figure 6.72 Capacité calorifique du R-245fa liquide en fonction de la température

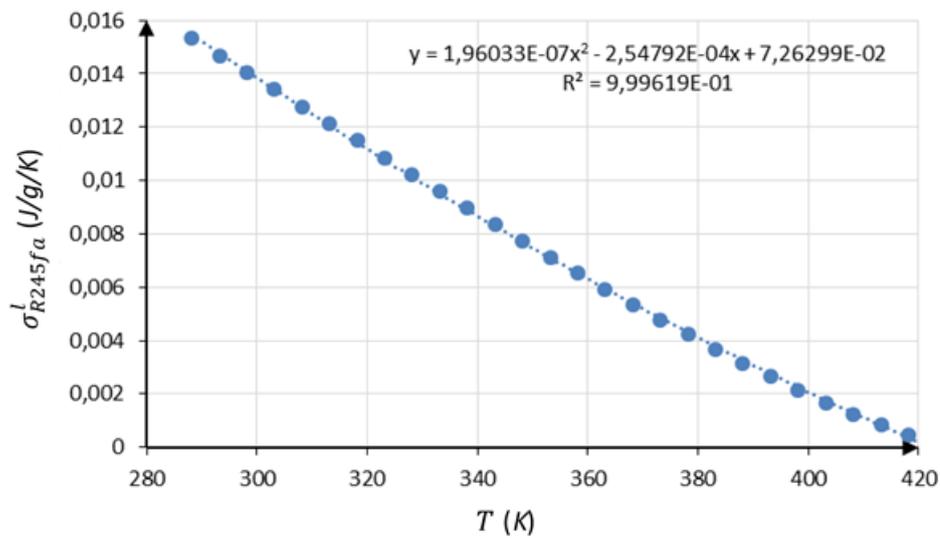


Figure 6.73 Tension superficielle du R-245fa liquide en fonction de la température

6.5.2. Vapeur

Pour la phase vapeur, les propriétés dépendent de la température et de la pression. Comme fait précédemment, on cherche à faire correspondre un modèle simple à la base de données en ligne du NIST (Lemmon *et al.*, 2017). Puisque le modèle tient compte de la température et de la pression, la régression linéaire n'est pas envisageable. La méthode des moindres carrés est alors utilisée pour identifier les paramètres du modèle (équation 6-179). Les données sont récupérées pour des températures allant de 15°C à 150°C et des pressions de 0,1 MPa à 3,2 MPa.

Les propriétés (notées X) sont supposées suivre la loi 6-179. X correspond à ρ_{R245fa}^v (kg/m³), μ_{R245fa}^v (Pa.s), k_{R245fa}^v (W/m/K), $c_{p,R245fa}^v$ (J/g/K).

$$X(T, P) = \sum_{i=0}^{nT} \sum_{j=0}^{nP} (a_{ij} \cdot T^i \cdot P^j) \quad 6-179$$

T et P sont exprimé respectivement en K et MPa . nT et nP correspondent à l'ordre maximal du point de vue de la température (1^{er} ordre) et respectivement du point de vue de la pression (3^e ou 5^e ordre selon la propriété étudiée : Tableau 6.20).

L'outil GAMS® est utilisé pour minimiser la somme des carrés des erreurs (SCE : équation 6-180) entre les données du NIST et le modèle.

$$SCE = \sum [X_{NIST} - X(T, P)]^2 \quad 6-180$$

Le coefficient de régression R^2 est calculé par l'équation 6-181.

$$R^2 = 1 - \frac{SCE}{SCT_M} \quad 6-181$$

$$SCT_M = \sum [X_{NIST} - \bar{X}_{NIST}]^2 \quad 6-182$$

Pour chaque propriété, les valeurs des coefficients a_{ij} et de R^2 sont présentés dans le Tableau 6.20.

Tableau 6.20 Valeur des coefficients a_{ij} pour le calcul des propriétés du R-245fa

	$i \setminus j$	0	1	2	3	4	5	R^2
ρ_{R245fa}^v	0	-2,68964E-1	46,6393	83,0814	5,61973	-	-	0,9994
	1	-	-	-2,20261E-1	-	-	-	
μ_{R245fa}^v	0	3,52759E-7	-5,62409E-6	3,75307E-6	3,38396E-7	-	-	0,9990
	1	3,38694E-8	1,53804E-8	-1,08234E-8	-	-	-	
k_{R245fa}^v	0	-8,91746E-3	-1,21093E-2	1,22384E-2	8,27912E-4	-	-	0,9987
	1	7,68566E-5	3,41376E-5	-3,4345E-5	-	-	-	
$c_{p,R245fa}^v$	0	4,90018E-1	-7,32579E-1	3,64725	-2,94627	7,78202E-1	5,58702E-2	0,9978
	1	1,32307E-3	2,52701E-3	-1,04620E-2	8,91880E-3	-2,68484E-3	-	

REFERENCES

Abdollahi, E., Wang, H. et Lahdelma, R. (2016) « An optimization method for multi-area combined heat and power production with power transmission network », *Applied Energy*, 168, p. 248-256. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.01.067.

ADEME (2017) *Développement durable*. Disponible sur: <http://www.ademe.fr/expertises/developpement-durable> (Consulté le: 25 avril 2017).

ADEME et BRGM (2014) *Du bain de boue à la turbine | Géothermie Perspectives*. Disponible sur: <http://www.geothermie-perspectives.fr/article/bain-boue-turbine> (Consulté le: 22 mai 2017).

ADEME et BRGM (2015) *La centrale pilote EGS de Soultz-Sous-Forêts, Alsace | Géothermie Perspectives*. Disponible sur: <http://www.geothermie-perspectives.fr/article/centrale-egs-soultz-forets-alsace> (Consulté le: 2 août 2015).

Amorce (2014) *Comparatif des modes de chauffage et prix de vente de la chaleur en 2012*. Disponible sur: <http://www.amorce.asso.fr/fr/espace-adherents/publications/rdc/prix-de-la-chaleur/rce-19-comparatif-des-modes-de-chauffage-et-prix-de-vente-de-la-chaleur-en-2012/> (Consulté le: 18 janvier 2016).

Amorce (2016) *Comparatif des modes de chauffage et prix de vente de la chaleur en 2014*. Disponible sur: <http://www.amorce.asso.fr/fr/espace-adherents/publications/rdc/prix-de-la-chaleur/comparatif-des-modes-de-chauffage-et-prix-de-vente-de-la-chaleur-rapport-2015-donnees-2014/> (Consulté le: 22 septembre 2017).

ANCRE (2013) *Les scénarios de l'ANCRE*. Disponible sur: http://scenarios.allianceenergie.fr/?app=ancre&ID_View=accueil (Consulté le: 12 octobre 2017).

Astolfi, M. *et al.* (2014a) « Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources – Part A: Thermodynamic optimization », *Energy*, 66, p. 423-434. doi: 10.1016/j.energy.2013.11.056.

Astolfi, M. *et al.* (2014b) « Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources – Part B: Techno-economic optimization », *Energy*, 66, p. 435-446. doi: 10.1016/j.energy.2013.11.057.

Baharoon, D. A. *et al.* (2015) « Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, p. 996-1027. doi: 10.1016/j.rser.2014.09.008.

Bailey, O. et Worrell, E. (2005) « Clean Energy Technologies A Preliminary Inventory of the Potential for Electricity Generation ».

Beigvand, S. D., Abdi, H. et La Scala, M. (2016) « Combined heat and power economic dispatch problem using gravitational search algorithm », *Electric Power Systems Research*, 133, p. 160-172. doi: 10.1016/j.epsr.2015.10.007.

Bejan, A. (2006) *Advanced Engineering Thermodynamics*. Third Edit. John Wiley and Sons, Inc.

Benelmir, R., Lallemand, A. et Feidt, M. (2002) « Analyse exergétique », *Techniques de l'Ingénieur*. Disponible sur: <http://www.techniques-ingenieur.fr.rproxy.univ-pau.fr/res/pdf/encyclopedia/42216210-be8015.pdf> (Consulté le: 21 mars 2017).

- Biegler, L. T. et Grossmann, I. E. (2004) « Retrospective on optimization », *Computers and Chemical Engineering*, p. 1169-1192. doi: 10.1016/j.compchemeng.2003.11.003.
- Bontemps, A. et Fourmigué, J.-F. (2014) « Échangeurs de chaleur Dimensionnement thermique », *Techniques de l'ingénieur*, base docu(ref. article : BE 9 517).
- Bowman, R. A., Mueller, A. C. et Nagle, W. M. (1940) « Mean temperature difference in design », *Trans. Am. Soc. mech. Engrs.*, 62, p. 283-294.
- Capra, F. et Martelli, E. (2015) « Numerical optimization of combined heat and power Organic Rankine Cycles – Part B: Simultaneous design & part-load optimization », *Energy*, 90, p. 329-343. doi: 10.1016/j.energy.2015.06.113.
- Cerema (2011) *Constitution d'un réseau de chaleur - Réseaux de chaleur et territoires*. Disponible sur: <http://reseaux-chaleur.cerema.fr/constitution-dun-reseau-de-chaleur> (Consulté le: 22 mai 2017).
- Cerema (2012a) *Historique du développement des réseaux de chaleur en France - Réseaux de chaleur et territoires*. Disponible sur: <http://reseaux-chaleur.cerema.fr/historique-du-developpement-des-reseaux-de-chaleur-en-france> (Consulté le: 22 mai 2017).
- Cerema (2012b) *Réseau de chaleur très basse température à sources multiples - Réseaux de chaleur et territoires*. Disponible sur: <http://reseaux-chaleur.cerema.fr/reseau-de-chaleur-tres-basse-temperature-a-sources-multiples> (Consulté le: 22 mai 2017).
- Chagnon-Lessard, N., Mathieu-Potvin, F. et Gosselin, L. (2016) « Geothermal power plants with maximized specific power output: Optimal working fluid and operating conditions of subcritical and transcritical Organic Rankine Cycles », *Geothermics*, 64, p. 111-124. doi: 10.1016/j.geothermics.2016.04.002.
- Chen, H., Goswami, D. Y. et Stefanakos, E. K. (2010) « A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd, 14(9), p. 3059-3067. doi: 10.1016/j.rser.2010.07.006.
- Chen, J. J. J. (1987) « Comments on improvements on a replacement for the logarithmic mean », *Chemical Engineering Science*, 42(10), p. 2488-2489. doi: 10.1016/0009-2509(87)80128-8.
- Collette, Y. et Siarry, P. (2002) *Optimisation multiobjectif*. Eyrolles.
- Colonna, P. et al. (2015) « Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(10), p. 100801. doi: 10.1115/1.4029884.
- commissariat général au développement durable - SOeS (2017) *Chiffres clés du climat France et Monde*. Disponible sur: http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/fileadmin/documents/Produits_editoriaux/Publications/Datalab/2016/chiffres-cles-du-climat-edition2017-2016-12-05-fr.pdf (Consulté le: 27 avril 2017).
- CPCU (2017) *Qui sommes nous? - L'entreprise CPCU*. Disponible sur: <http://www.cpcu.fr/Qui-sommes-nous/CPCU> (Consulté le: 22 mai 2017).
- Curti, V., Favrat, D. et von Spakovsky, M. R. (2000) « An environomic approach for the modeling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part II: Application », *Int. J. Therm. Sci*, 39, p. 731-741.
- Curti, V., von Spakovsky, M. R. et Favrat, D. (2000) « An environomic approach for the modeling and

optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part I: Methodology », *Int. J. Therm. Sci.*, 39, p. 721-730.

Desai, N. B. et Bandyopadhyay, S. (2009) « Process integration of organic Rankine cycle », *Energy*. Elsevier Ltd, 34(10), p. 1674-1686. doi: 10.1016/j.energy.2009.04.037.

Enertime (2009) *Le Cycle Organique de Rankine et ses applications*. Disponible sur: <http://www.cycle-organique-rankine.com/> (Consulté le: 22 avril 2015).

Enertime (2015) *Inauguration de la centrale biomasse ORC à Montpellier*. Disponible sur: <http://www.enertime.com/fr/actualite/inauguration-de-la-centrale-biomasse-orc-montpellier> (Consulté le: 23 avril 2015).

Enertime (2017) *Enertime - Innovation et énergies renouvelables*. Disponible sur: <http://www.enertime.com/fr> (Consulté le: 2 août 2017).

Euroheat (2015) *Country by country statistics overview*. Disponible sur: <http://www.euroheat.org/wp-content/uploads/2016/03/2015-Country-by-country-Statistics-Overview.pdf> (Consulté le: 22 mai 2017).

European Commission (2017a) *Cadre pour le climat et l'énergie à l'horizon 2030 | Action pour le climat*. Disponible sur: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_fr (Consulté le: 27 avril 2017).

European Commission (2017b) *Climate strategies & targets*. Disponible sur: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_fr (Consulté le: 27 avril 2017).

European Commission (2017c) *Commission Européenne - COMMUNIQUES DE PRESSE - Energie renouvelable*. Disponible sur: http://europa.eu/rapid/press-release_MEMO-17-163_fr.htm (Consulté le: 27 avril 2017).

European Commission (2017d) *Commission Européenne - COMMUNIQUES DE PRESSE - Transition énergétique*. Disponible sur: http://europa.eu/rapid/press-release_IP-17-161_fr.htm (Consulté le: 27 avril 2017).

European Commission (2017e) *Kyoto 1st commitment period (2008-12) | Action pour le climat*. Disponible sur: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/progress/kyoto_1_fr (Consulté le: 27 avril 2017).

European Commission (2017f) *Paquet sur le climat et l'énergie à l'horizon 2020 | Action pour le climat*. Disponible sur: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_fr (Consulté le: 27 avril 2017).

Exergy (2017) *EXERGY - GEOTHERMAL BIOMASS HEAT RECOVERY - INDUSTRIAL PROCESS HEAT RECOVERY - POWER STATIONS Organic Rankine Cycle Radial Outflow Turbine*. Disponible sur: <http://exergy-orc.com/> (Consulté le: 2 août 2017).

Gerber, L. et Maréchal, F. (2012a) « Defining optimal configurations of geothermal systems using process design and process integration techniques », *Applied Thermal Engineering*, 43, p. 29-41. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.033.

Gerber, L. et Maréchal, F. (2012b) « Environomic optimal configurations of geothermal energy conversion systems: Application to the future construction of Enhanced Geothermal Systems in Switzerland », *Energy*, 45(1), p. 908-923. doi: 10.1016/j.energy.2012.06.068.

Ghorbani, N. (2016) « Combined heat and power economic dispatch using exchange market algorithm », *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 82, p. 58-66. doi:

10.1016/j.ijepes.2016.03.004.

GIEC (2014) *Changements climatiques 2014 - Rapport de synthèse*. Disponible sur: http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/syr/SYR_AR5_FINAL_full_fr.pdf (Consulté le: 25 avril 2017).

GIEC (2017) *IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change*. Disponible sur: http://www.ipcc.ch/home_languages_main_french.shtml (Consulté le: 25 avril 2017).

GMK (2017) *Home - GMK - Gesellschaft für Motoren und Kraftanlagen mbH*. Disponible sur: <http://www.gmk.info/home.html> (Consulté le: 2 août 2017).

Gnielinski, V. (1976) « New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels », *Int. Chem. Eng*, 16, p. 359-368.

Guo, T., Wang, H. X. et Zhang, S. J. (2011) « Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources », *Energy*, 36(5), p. 2639-2649. doi: 10.1016/j.energy.2011.02.005.

Haghrh, A., Nazari-Heris, M. et Mohammadi-ivatloo, B. (2016) « Solving combined heat and power economic dispatch problem using real coded genetic algorithm with improved mühlenbein mutation », *Applied Thermal Engineering*, 99, p. 465-475. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.136.

He, C. *et al.* (2012) « The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle », *Energy*, 38(1), p. 136-143. doi: 10.1016/j.energy.2011.12.022.

Hohmann, M. *et al.* (2015) « MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF THE DESIGN AND OPERATION OF AN ENERGY HUB FOR THE EMPA CAMPUS », in *Proceedings of International Conference CISBAT 2015 Future Buildings and Districts Sustainability from Nano to Urban Scale*. LESO-PB, EPFL, p. 591-596.

HREII DEMO Observatory (2013) *EU PAPER : ORC WASTE HEAT RECOVERY IN EUROPEAN ENERGY INTENSIVE INDUSTRIES*. Disponible sur: <http://www.hreii.eu/public/Annex 4.2.II EU paper def.pdf>.

İbrahim Acar, H. (1997) « Second law analysis of the reheat-regenerative rankine cycle », *Energy Conversion and Management*, 38(7), p. 647-657. doi: 10.1016/S0196-8904(96)00077-5.

Imran, M. *et al.* (2016) « Comparative assessment of Organic Rankine Cycle integration for low temperature geothermal heat source applications », *Energy*, 102, p. 473-490. doi: 10.1016/j.energy.2016.02.119.

Kakaç, S., Liu, H. et Pramuanjaroenkij, A. (2002) « Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design », p. 524. doi: 10.1016/0378-3820(89)90046-5.

KCORC (2013) *Knowledge Center Organic Rankine Cycle*. Disponible sur: <http://www.kcorc.org/en/science-technology/history/> (Consulté le: 22 avril 2015).

Kosmadakis, G. *et al.* (2009) « Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination », *Desalination*, 243(1-3), p. 74-94. doi: 10.1016/j.desal.2008.04.016.

LALLEMAND, A. (2007) « Convertisseurs thermomécaniques Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération », *Techniques de l'ingénieur*. Ingénieur, Docteur ès Sciences, Professeur des Universités à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon: Editions T.I., base docum(ref. article : be8053).

Lallemand, M. (2012) « Transferts en changement de phase - Ébullition libre », *Techniques de*

l'Ingénieur. EDITIONS T.I ©, 33(0), p. BE 8235-1-BE 8235-22.

LAPLAIGNE, P. et LEMALE, J. (2008) « Géothermie », *Techniques de l'ingénieur*.

Le, V. L. *et al.* (2014) « Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid », *Energy*, 78, p. 622-638. doi: 10.1016/j.energy.2014.10.051.

Lecompte, S. *et al.* (2015) « Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, p. 448-461. doi: 10.1016/j.rser.2015.03.089.

legifrance (2010) *Arrêté du 23 juillet 2010*. Disponible sur: <https://www.legifrance.gouv.fr/affichTexte.do?cidTexte=JORFTEXT000022511606> (Consulté le: 18 janvier 2016).

legifrance (2016) *Arrêté du 13 décembre 2016*. Disponible sur: <https://www.legifrance.gouv.fr/affichTexte.do?cidTexte=JORFTEXT000033585171&fastPos=4&fastReqId=150412790&categorieLien=cid&oldAction=rechTexte> (Consulté le: 17 août 2017).

Lemmon, E. (2017) *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database*. Disponible sur: <https://pages.nist.gov/REFPROP-docs/#refprop-is-a-program-not-a-database-containing-measurements> (Consulté le: 14 août 2017).

Lemmon, E. W., McLinden, M. O. et Friend, D. G. (2017) « Thermophysical Properties of Fluid Systems », *WebBook de Chimie NIST, Base de Données Standard de Référence NIST Numéro 69*, Eds. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, . doi: 10.18434/T4D303.

Liu, Q., Duan, Y. et Yang, Z. (2013) « Performance analyses of geothermal organic Rankine cycles with selected hydrocarbon working fluids », *Energy*. Elsevier Ltd, 63, p. 123-132. doi: 10.1016/j.energy.2013.10.035.

Lund, H. *et al.* (2014) « 4th Generation District Heating (4GDH) Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems », *Energy*, 68, p. 1-11. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.089.

Maraver, D. *et al.* (2014) « Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications », *Applied Energy*, 117, p. 11-29. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.11.076.

Martelli, E. et Amaldi, E. (2014) « PGS-COM: A hybrid method for constrained non-smooth black-box optimization problems: Brief review, novel algorithm and comparative evaluation », *Computers and Chemical Engineering*, 63, p. 108-139. doi: 10.1016/j.compchemeng.2013.12.014.

Martelli, E., Capra, F. et Consonni, S. (2015) « Numerical optimization of Combined Heat and Power Organic Rankine Cycles – Part A: Design optimization », *Energy*, 90, p. 310-328. doi: 10.1016/j.energy.2015.06.111.

Mertz, T. *et al.* (2015) « A MINLP optimization of the configuration and the design of a district heating network: Academic study cases », *Energy*, 117, p. 450-464. doi: 10.1016/j.energy.2016.07.106.

Mertz, T. (2016) *Optimisation Simultanée De La Configuration Et Du Dimensionnement Des Réseaux De Chaleur Urbains*. UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR.

Molyneaux, A., Leyland, G. et Favrat, D. (2010) « Environomic multi-objective optimisation of a district

heating network considering centralized and decentralized heat pumps », *Energy*, 35(2), p. 751-758. doi: 10.1016/j.energy.2009.09.028.

Nations Unies (1992) *Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques*. Disponible sur: <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/convfr.pdf> (Consulté le: 25 avril 2017).

Nations Unies (1998) *Protocole de Kyoto*. Disponible sur: <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpfrench.pdf> (Consulté le: 25 avril 2017).

Nations Unies (2015) *Accord de Paris*. Disponible sur: http://unfccc.int/files/essential_background/convention/application/pdf/french_paris_agreement.pdf (Consulté le: 26 avril 2017).

Nations Unies (2017) *Le Protocole de Kyoto*. Disponible sur: http://unfccc.int/portal_francoophone/essential_background/kyoto_protocol/items/3274.php (Consulté le: 25 avril 2017).

Nusselt, W. (1916) « The condensation of steam on cooled surfaces », *Z.d. Ver. Deut. Ing.*, 60, p. 541.

ORMAT (2017) *Ormat Technologies Inc. | Organic Rankine Cycle*. Disponible sur: <http://www.ormat.com/> (Consulté le: 2 août 2017).

Prévoit, H. (2006) *Les réseaux de chaleur*. Disponible sur: <http://reseaux-chaleur.cerema.fr/les-reseaux-de-chaleur-conseil-general-des-mines-2006> (Consulté le: 28 avril 2016).

Quoilin, S. et al. (2011) « Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles », *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), p. 2885-2893. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014.

Quoilin, S. et al. (2013) « Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Pergamon Press - An Imprint of Elsevier Science, 22, p. 168-186. doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028.

Rayegan, R. et Tao, Y. X. (2011) « A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs) », *Renewable Energy*. Elsevier Ltd, 36(2), p. 659-670. doi: 10.1016/j.renene.2010.07.010.

Rettig, A. et al. (2011) « Application of Organic Rankine Cycles (ORC) », in *World Engineers' Convention*, p. 1-10.

Rezaie, B. et Rosen, M. A. (2012) « District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements », *Applied Energy*, 93, p. 2-10. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.04.020.

Roy, J. P., Mishra, M. K. et Misra, A. (2010) « Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle », *Energy*, 35(12), p. 5049-5062. doi: 10.1016/j.energy.2010.08.013.

Saleh, B. et al. (2007) « Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles », *Energy*, 32(7), p. 1210-1221. doi: 10.1016/j.energy.2006.07.001.

Seider, W.D. Seader, J.D. Lewin, D. R. (2003) *Product and Process Design Principles - Synthesis, Analysis, and Evaluation, Second Edition*. John Wiley and Sons, Inc.

Shengjun, Z., Huaixin, W. et Tao, G. (2011) « Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation », *Applied Energy*, 88(8), p. 2740-2754. doi:

10.1016/j.apenergy.2011.02.034.

SNCU (2017) *Enquête nationale sur les réseaux de chaleur et de froid*. Disponible sur: http://www.fedene.fr/sites/default/files/u277/20170207_Rapport_Enquete_2016.pdf (Consulté le: 22 mai 2017).

Söderman, J. et Pettersson, F. (2006) « Structural and operational optimisation of distributed energy systems », *Applied Thermal Engineering*, 26(13), p. 1400-1408. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.05.034.

Talebi, B. *et al.* (2016) « A Review of District Heating Systems: Modeling and Optimization », *Frontiers in Built Environment*, 2(October), p. 1-14. doi: 10.3389/fbuil.2016.00022.

Tartière, T. (2016) *Analysis of the Organic Rankine Cycle market*. Disponible sur: <http://orc-world-map.org/analysis.html> (Consulté le: 2 août 2017).

Tchanche, B. F. *et al.* (2009) « Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle », *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 29(11-12), p. 2468-2476. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025.

TEMA (1999) *Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*.

Triogen (2017) *Triogen*. Disponible sur: <http://www.triogen.nl/> (Consulté le: 2 août 2017).

Turboden (2017) *Turboden - Organic Rankine Cycle Turbogenerators for Clean Electric Energy Production*. Disponible sur: <http://www.turboden.eu/en/home/index.php> (Consulté le: 8 février 2017).

Turton, R. *et al.* (2009) *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes, Third Edition*. PRENTICE HALL.

Vesterlund, M., Toffolo, A. et Dahl, J. (2017) « Optimization of multi-source complex district heating network, a case study ». doi: 10.1016/j.energy.2017.03.018.

Wang, D. *et al.* (2013) « Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation », *Energy*, 50, p. 343-352. doi: 10.1016/j.energy.2012.11.010.

Wang, J., Dai, Y. et Gao, L. (2009) « Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry », *Applied Energy*, 86(6), p. 941-948. doi: 10.1016/j.apenergy.2008.09.001.

Ecole doctorale :
Sciences exactes et leurs applications

Laboratoire :
LaTEP

CONTACT

LaTEP – Rue Jules Ferry
BP 7511 – 64075 PAU cedex