



HAL
open science

Optimisation exergetique de la production d'électricité et de la distribution de chaleur d'une centrale de cogénération

Fabien Marty, Sylvain Serra, Sabine Sochard, Jean-Michel Reneaume

► **To cite this version:**

Fabien Marty, Sylvain Serra, Sabine Sochard, Jean-Michel Reneaume. Optimisation exergetique de la production d'électricité et de la distribution de chaleur d'une centrale de cogénération. Congrès de la Société Française Thermique SFT, 29/05 - 01/06, 2018, Pau, France. hal-02156894

HAL Id: hal-02156894

<https://univ-pau.hal.science/hal-02156894>

Submitted on 2 Jul 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Optimisation exergetique de la production d'électricité et de la distribution de chaleur d'une centrale de cogénération

Fabien MARTY, Sylvain SERRA *, Sabine SOCHARD, Jean-Michel RENEAUME

UNIV PAU & PAYS ADOUR, LABORATOIRE DE THERMIQUE, ENERGETIQUE ET PROCEDES-IPRA, EA1932, 64000, PAU, France

*(auteur correspondant : sylvain.serra@univ-pau.fr)

Résumé - Dans ces travaux, une étude exergetique d'une installation géothermique de cogénération est réalisée. La centrale est représentée par un Cycle Organique de Rankine pour la production d'électricité et par un Réseau de Chaleur Urbain. La répartition de l'énergie géothermale entre la production d'électricité et la distribution de chaleur se fait en parallèle. Trois cas sont traités dans cette étude et différenciés par la fonction objectif étudiée (bénéfices annuel ou destruction de l'exergie). Les répartitions des irréversibilités exergetiques du système sont alors comparées entre chaque cas.

Nomenclature

d	diamètre, m	v	vitesse, $m.s^{-1}$
ex	exergie massique spécifique, $J.kg^{-1}$	Var	variables continues du problème d'optimisation
\dot{Ex}	flux d'exergie, W		
$Exist$	variables discrètes du problème d'optimisation	<i>Symboles grecs</i>	
h	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	ΔP	pertes de charges, Pa
\dot{I}	destruction de flux d'exergie, W	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
P	pression, Pa	$cond$	condenseur
$Profit$	bénéfice net annuel, $\text{€}.an^{-1}$	$cons$	consommateur
Re	nombre de Reynolds	$exch$	échangeur
s	entropie massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	h/c	chaud/froid
T	température, K	in/out	entrée/sortie
		$prod$	producteur

1. Introduction

Dirigé par la société Fonroche Géothermie, le projet FONGEOSEC regroupe un consortium de dix partenaires. Ce projet s'inscrit dans le cadre des Investissements d'Avenir de l'Etat pilotés par l'ADEME. Il a pour but de concevoir et de réaliser un démonstrateur innovant d'une centrale géothermique haute enthalpie. L'énergie, récupérée en profondeur, servira à la cogénération d'électricité et de chaleur. Dans ce projet, l'eau géothermale est disponible à une température voisine de 185°C. La technologie ORC (de l'anglais Organic Rankine Cycle) est alors envisagée comme solution de production électrique. La distribution de la chaleur récupérée se fera par l'intermédiaire d'un RCU (Réseau de Chaleur Urbain).

D'après la littérature, les études d'optimisation des ORC ont deux enjeux majeurs :

- Le choix du fluide organique : pour s'orienter dans la recherche du fluide de travail, Quoilin *et al.* [1] proposent quelques pistes de réflexion. Shengjun *et al.* [2] 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. Pour résumer, Wang *et al.* [3] proposent quelques fluides utilisables par tranches de températures.

En accord avec les recommandations de la société ENERTIME (qui est en charge du dimensionnement et de l'installation de l'ORC dans le projet), le fluide choisi pour cette contribution est le R-245fa (Pentafluoropropane). Cependant la manière dont sont prises en compte dans notre outil les propriétés physiques et thermodynamiques du fluide permet, si nécessaire, la modification de celui-ci.

- Le choix de la configuration du cycle : une méthode permettant d'améliorer l'efficacité du cycle est l'utilisation d'un récupérateur de chaleur (IHE : Internal Heat Exchanger). Celui-ci utilise la vapeur basse pression sortant de la turbine, pour préchauffer le liquide haute pression avant échange avec la source géothermale. Selon les conditions opératoires du cycle, Maraver *et al.* [4] montrent que l'utilisation de cet échangeur n'est pas nécessairement avantageuse au regard de la quantité d'électricité produite. De tels résultats avaient aussi été retrouvés et présentés lors du précédent Congrès Français de Thermique [5].

Concernant l'optimisation des RCU, Mertz *et al.* [6] identifient deux enjeux :

- L'optimisation des grandeurs de dimensionnement du RCU, comme proposé par Vesterlund *et al.* [7] qui ont réalisé leur étude sur le réseau existant de Kiruna au nord de la Suède.
- L'optimisation de la configuration du RCU, comme proposé par Söderman et Pettersson [8]. Dans leur étude, Mertz *et al.* [6] proposent un problème d'optimisation permettant l'optimisation simultanée des grandeurs de dimensionnement et de la configuration du RCU.

Bien que la littérature sur ces deux technologies (ORC et RCU) prises séparément soit fournie, aucune étude ne traite en détail, à ce jour, de leur optimisation combinée. Marty *et al.* [9] proposent une méthodologie permettant de réaliser une telle optimisation et mettent en avant l'importance d'une résolution simultanée des deux technologies. La présente contribution constitue une suite à ces travaux en proposant un modèle exergetique.

Une description succincte du problème d'optimisation est donnée dans la section 2. La comparaison entre différents cas d'étude de la répartition des pertes exergetique est présentée dans la section 3.

2. Formulation du problème d'optimisation

2.1. Définition du problème

La résolution du problème d'optimisation permet de déterminer simultanément :

- les températures et pressions du fluide organique en tout point de l'ORC,
- la température de réinjection du fluide géothermal,
- le choix de l'utilisation ou non de l'IHE,
- les dimensions de tous les composants de l'ORC,
- la répartition de la source géothermale utilisée pour la production d'électricité et de chaleur,
- la configuration du RCU.

Dans cette contribution, deux fonctions objectif sont étudiées :

$$\max_{Var, Exist} Profit \text{ s.t. Equations} \quad (1)$$

$$\min_{Var, Exist} \dot{E}x_{loss} \text{ s.t. Equations} \quad (2)$$

Dans chacune des deux études, le système résolu est identique (variables et équations), seule la fonction objectif change. *Profit* correspond au bénéfice net annuel qui doivent être maximisés. $\dot{E}x_{loss}$ correspond aux pertes de flux d'exergie qui doivent être minimisées. Les équations intervenant dans le système correspondent à des contraintes linéaires ou non-linéaires.

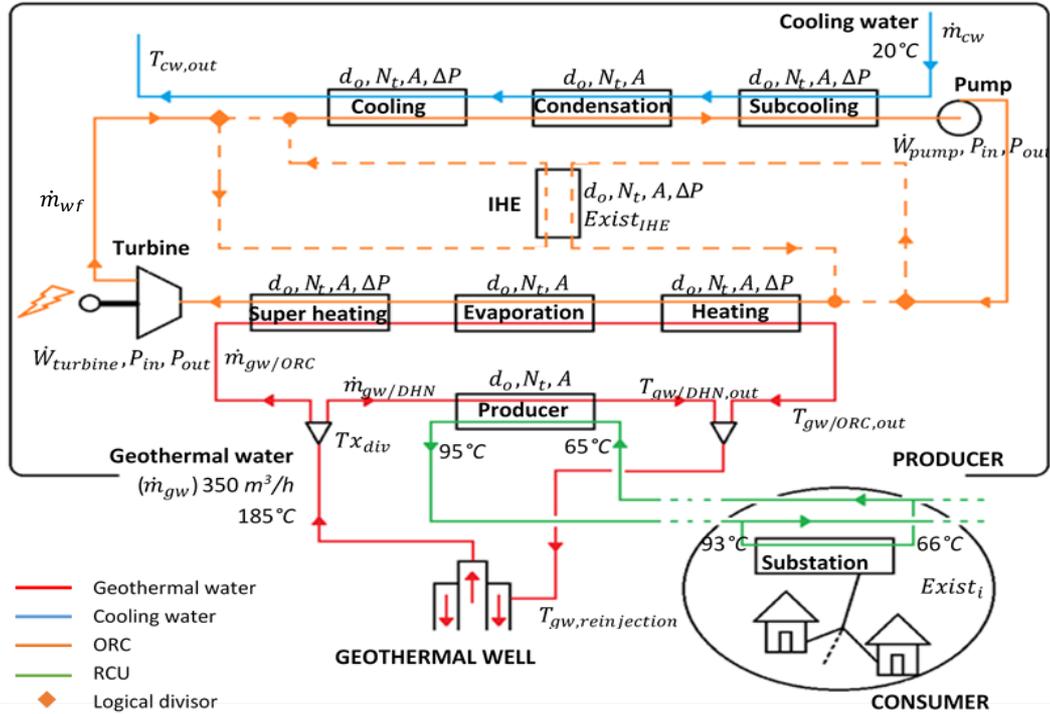


Figure 1 : Superstructure du problème d'optimisation

Le système fait intervenir des variables continues (*Var*) ou binaires (*Exist*). Les principales variables du problème sont présentées sur la superstructure en Figure 1 et sont :

- Le débit (\dot{m}_{wf}), les températures (T) et les pressions (P) du fluide de travail de l'ORC, la température de réinjection de l'eau géothermale ($T_{gw, reinjection}$, $T_{gw/ORC, out}$ et $T_{gw/DHN, out}$), et le débit (\dot{m}_{cw}) et la température de sortie ($T_{cw, out}$) de l'eau de refroidissement.
- Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail (enthalpies (h), entropies (s) 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, pour les échangeurs de l'ORC, le nombre de tubes (N_t), leurs diamètre (d_o) et longueur (L), la surface d'échange (A), les coefficients de transfert et les pertes de pression (ΔP).
- L'existence ou non du récupérateur de chaleur interne, représentée par la variable binaire $Exist_{IHE}$.
- La répartition de l'eau géothermale (Tx_{div}) 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 ($\dot{m}_{path, ij}$).

La température et le débit de la source géothermale, la température disponible de l'eau de refroidissement et toutes les températures du RCU sont des données d'entrée dont les valeurs sont reportées sur la Figure 1. Une surchauffe de la vapeur de 5°C et un sous refroidissement du liquide de 2°C sont imposés au fluide organique.

Les températures du RCU sont imposées (Figure 1). Les différences de température pour l'échangeur 'producer' et pour chaque consommateur sont choisies de façon à prendre en compte 10% de pertes de chaleur dans le réseau. Pour les consommateurs, les températures sont considérées identiques ce qui constitue cependant une hypothèse importante pour notre modèle.

Les équations intervenant dans le modèle du problème d'optimisation sont présentées succinctement dans la sous-section suivante.

2.2. Equations et contraintes du problème

2.2.1. Modèle économique

Le modèle économique utilisé a déjà été présenté par les auteurs lors de travaux précédents [9,10].

Ce modèle économique s'appuie sur une modélisation physique de l'ORC et du RCU qui fait intervenir les bilans de matière et de chaleur sur chaque composant, qui utilise l'équation d'état de Peng-Robinson pour calculer les propriétés thermodynamiques du fluide organique de l'ORC et qui réalise le dimensionnement des échangeurs de l'ORC. Puis, le modèle économique estime les coûts d'investissements annualisés (C_{an}) et de fonctionnement (C_{TPC}) de la centrale, sur la base des paramètres physiques donnés par la modélisation physique, par la méthode présentée dans le livre de Turton *et al.* [11]. L'expression du bénéfice annuel est alors :

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

S_{elec} , S_{heat} et tx_{imp} correspondent respectivement à la vente d'électricité et de chaleur et sont des variables du problème d'optimisation. tx_{imp} correspond au taux d'imposition des sociétés en France et est égal à 33,33%.

Dans les travaux précédents le modèle exergetique n'avait pas été traité, il est présenté dans le paragraphe suivant.

2.2.2. Modèle exergetique

L'objectif du problème d'optimisation est de minimiser le flux total d'exergie perdu. Ce flux correspond à la somme des irréversibilités à laquelle est ajouté le flux d'exergie récupéré par l'eau de refroidissement du condenseur $\dot{E}x_{utile,cond}$ (puisque cette eau n'est pas valorisé ensuite) et le flux d'exergie réinjecté dans le puits $\dot{E}x_{reinj}$ (puisque non utilisé).

$$\dot{E}x_{loss} = \sum \dot{i} + \dot{E}x_{utile,cond} + \dot{E}x_{reinj} \quad (4)$$

Pour un système ouvert en régime permanent, le bilan présenté par Bejan [12] est résumée par l'équation (5) et permet d'estimer les irréversibilités \dot{I} .

$$\dot{i} = \sum_i \dot{E}x_{Q,i} - \dot{E}x_W + \sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot ex_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot ex_{out} \quad (5)$$

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 l'exergie chimique. Pour un système indéformable dont les composantes cinétique et potentielle sont négligeables (majorité des cas [12]) et en l'absence de réaction chimique ou de changement de composition, *ex* est exprimée par :

$$ex = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (6)$$

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

$$\dot{E}x_w = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \quad (7)$$

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 \dot{W} . 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 (5), le terme $\dot{E}x_{Q,i}$ correspond au flux d'exergie thermique échangé avec l'extérieur et est considéré nul. Les irréversibilités \dot{I} correspondent au flux d'exergie détruit et sont nécessairement positives. Elles sont exprimées pour chaque élément du système :

Echangeurs

D'après les équations (5) et (6), le terme de destruction peut être exprimé par :

$$\dot{I}_{exch} = T_0 \cdot [\dot{m}_h \cdot (s_{h,out} - s_{h,in}) + \dot{m}_c \cdot (s_{c,out} - s_{c,in})] \quad (8)$$

Les échangeurs étudiés sont : l'évaporateur et le condenseur de l'ORC, et les échangeurs producteur et consommateurs du RCU.

Turbine et Pompe

D'après les équations (5), (6) et (7), le terme de destruction peut être exprimé par :

$$\dot{I}_{turbine} = \dot{m}_{wf} \cdot T_0 \cdot (s_{turbine,out} - s_{turbine,in}) \quad (9)$$

$$\dot{I}_{pompe} = \dot{m}_{wf} \cdot T_0 \cdot (s_{pompe,out} - s_{pompe,in}) \quad (10)$$

Dans cette étude seule la pompe de l'ORC est étudiée. La source géothermale étant considérée constante, les irréversibilités liées à sa pompe le sont aussi. Une étude préliminaire nous a permis de négliger les irréversibilités liées à la pompe du RCU et à la pompe de l'eau de refroidissement (moins de 0.06% des destructions d'exergie).

Canalisations

Dans les canalisations du réseau, les irréversibilités sont liées aux pertes de charge et de chaleur :

$$\dot{I}_{pipe} = \dot{I}_{\Delta P} + \dot{I}_Q \quad (11)$$

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 (12)).

$$\Delta P_{tot} = \frac{100}{70} \Delta P_{lin} \quad (12)$$

ΔP_{lin} est déterminé par l'équation de Darcy-Weisbach (équation (13)) où le coefficient de frottements λ est déterminé en régime turbulent par la corrélation de Blasius (équation (14)).

$$\Delta P_{lin} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot (2 \cdot dist_{tot}) \quad (13)$$

$$\lambda = [100 \cdot Re]^{-0,25} \quad (14)$$

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. La longueur $dist_{tot}$ (en m) est multipliée par 2 puisque les canalisations sont aller et retour.

Les irréversibilités liées aux pertes de charge, pouvant être assimilées à la dissipation d'une énergie mécanique, sont donc estimées par l'équation (15).

$$\dot{I}_{\Delta P} = \dot{m}_{RCU} \frac{\Delta P_{tot}}{\rho} \quad (15)$$

Les irréversibilités liées aux pertes de chaleur peuvent-être estimées par :

$$\dot{I}_{Q,aller} = \dot{m}_{RCU} [h_{prod,out} - h_{cons,in} - T_0 \cdot (s_{prod,out} - s_{cons,in})] \quad (16)$$

$$\dot{I}_{Q,retour} = \dot{m}_{RCU} [h_{cons,out} - h_{prod,in} - T_0 \cdot (s_{cons,out} - s_{prod,in})] \quad (17)$$

$$\dot{I}_Q = \dot{I}_{Q,aller} + \dot{I}_{Q,retour} \quad (18)$$

Autres pertes

$\dot{E}x_{utile,cond}$ et $\dot{E}x_{reinj}$ présenté dans l'équation (4) sont exprimés par :

$$\dot{E}x_{utile,cond} = \dot{m}_{cw} [h_{cw,out} - h_{cw,in} - T_0 \cdot (s_{cw,out} - s_{cw,in})] \quad (19)$$

$$\dot{E}x_{reinj} = \dot{m}_{gw} [h_{re injection} - h_0 - T_0 \cdot (s_{re injection} - s_0)] \quad (20)$$

Une fois le problème d'optimisation formulé, il est résolu à l'aide du logiciel GAMS® et une analyse des résultats est proposée dans la section suivante.

3. Analyse comparative des résultats

Dans cette contribution, deux fonctions objectif sont étudiées (*Profit* et $\dot{E}x_{loss}$). Les demandes en chaleur de chaque consommateur (imposé ou potentiel) du RCU sont rappelées en Figure 2. Trois cas sont présentés. Le Cas A correspond à la résolution du problème d'optimisation lorsque *Profit* est maximisé. Ce cas a déjà été traité lors de travaux précédents [10]. Pour le Cas B, la configuration (quels consommateurs sont reliés au RCU et dans quel ordre) du RCU est imposé à la solution obtenue au Cas A (la configuration est donc identique pour les deux cas) mais $\dot{E}x_{loss}$ est minimisée. $\dot{E}x_{loss}$ est également minimisée dans le Cas C mais la configuration est libre. Pour chaque cas, les valeurs obtenues de *Profit* et $\dot{E}x_{loss}$ sont présentées dans le Tableau 1.

	Cas A	Cas B	Cas C
<i>Profit</i> (k€/an)	3765	3730	3400
$\dot{E}x_{loss}$ (kW)	6811	6799	6486

Tableau 1 : Valeurs obtenues des critères *Profit* et $\dot{E}x_{loss}$ dans les trois cas étudiés. Pour chaque cas, le critère qui est optimisé figure en italique.

Puisque *Profit* est le critère d'optimisation dans le Cas A, il est tout à fait normal que ce soit le cas pour lequel sa valeur est la plus importante. De même, il est normal que la valeur de $\dot{E}x_{loss}$ est la plus faible pour le Cas C (le degré de liberté étant plus important dans le Cas C que dans le Cas B). La figure 3 représente le détail des irréversibilités pour chaque cas et par sous-systèmes (ORC et RCU). On peut voir que dans tous les cas, l'évaporateur est la source la plus importante d'irréversibilités dans l'ORC alors que dans le RCU, c'est l'échangeur connecté avec l'unité de production. Le flux d'exergie de la source géothermale non utilisé ($\dot{E}x_{reinj}$) représente dans tous les cas une perte importante.

Les résultats obtenus entre le Cas A et le Cas B sont assez proches : si l'on considère la Cas A comme référence, la valeur de $Profit$ a diminué de 35 k€/an (-0,9%) et la valeur de $\dot{E}x_{loss}$ a diminué de 12 kW (-0,2%). La structure du RCU étant identique (Figure 2), la formulation du problème impose que les irréversibilités liées au RCU soient identiques. Les différences entre les deux cas interviennent dans les calculs liés à l'ORC (points de fonctionnement du cycle et dimensionnement des échangeurs). La Figure 3 montre bien qu'entre ces deux cas les résultats sont proches.

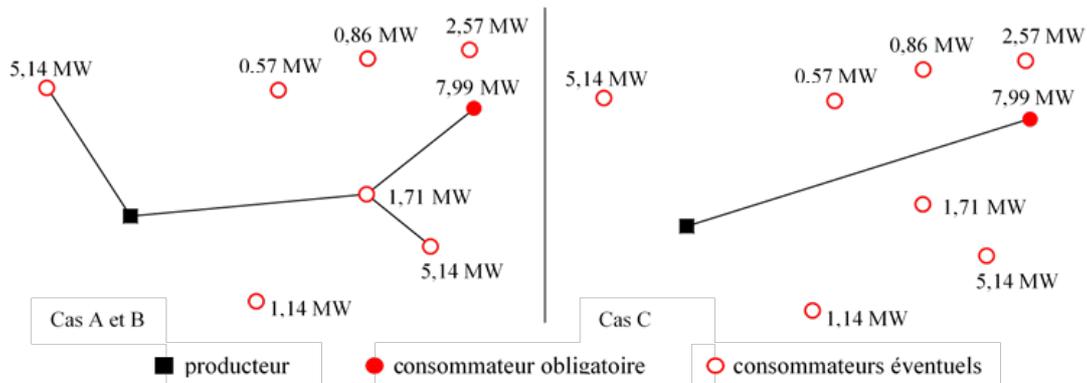


Figure 2 : Configuration optimale du RCU

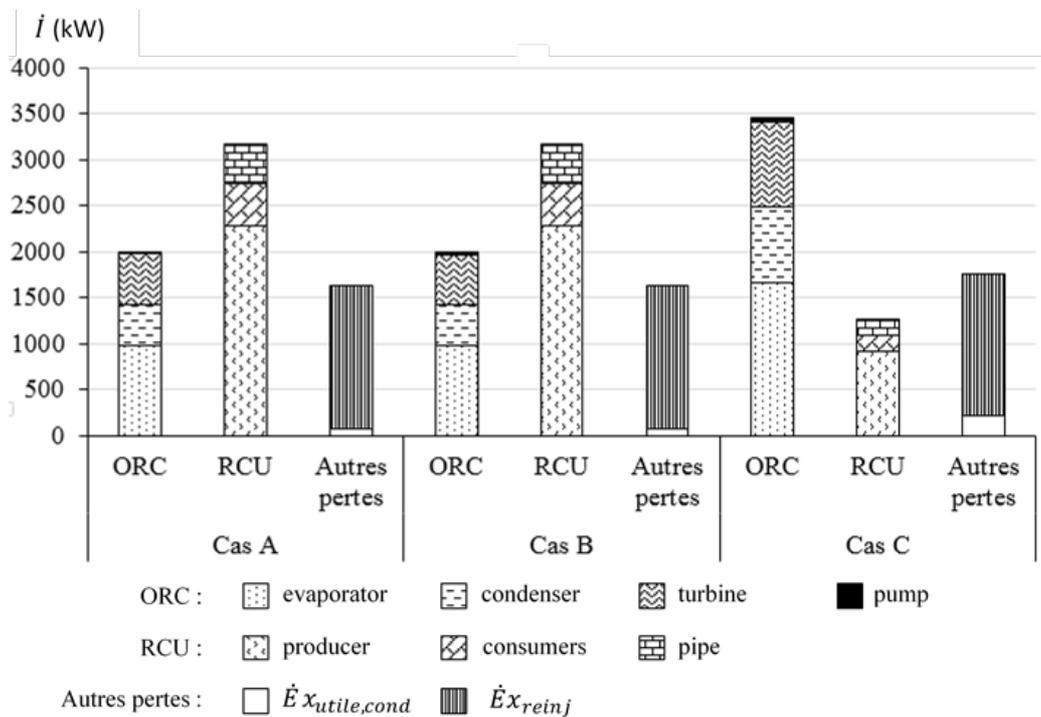


Figure 3 : Détail des irréversibilités du système

La différence majeure entre les Cas A et B et le Cas C est la structure du RCU (Figure 2). Dans le Cas C, seul le consommateur obligatoire est relié au RCU. La part de la source géothermale utilisée pour l'ORC est donc plus importante ce qui entraîne une augmentation significative des irréversibilités liées à l'ORC, mais, une diminution de celles liées au RCU (Figure 3). Par ailleurs, entre le Cas A et le Cas C, une amélioration de la valeur de $\dot{E}x_{loss}$ de 4,8% induit une dégradation de 9,7% de la valeur de $Profit$. Pour finir, on notera que pour tous les cas étudiés, la solution optimale a été obtenue lorsque l'ORC n'utilise pas d'IHE ($Exist_{IHE}=0$)

Une étude multi-objectif, permettant de pondérer ces deux fonctions objectif, serait intéressante pour trouver un juste milieu entre : diminuer les pertes d'exergie et maximiser le bénéfice annuel.

4. Conclusion

Cette étude porte sur le développement d'un outil d'optimisation permettant simultanément de dimensionner un ORC et de déterminer la structure d'un RCU, tous deux alimentés par une centrale de géothermie profonde. La problématique étudiée concerne la minimisation des pertes exergetiques dans le système de cogénération ORC+RCU. Trois cas sont étudiés et les sources principales d'irréversibilité du système sont identifiées : l'évaporateur pour l'ORC et l'échangeur producteur pour le RCU. Enfin, la comparaison des résultats obtenus lorsque *Profit* est maximisé et $\dot{E}x_{loss}$ est minimisé, met en avant l'obtention de deux résultats radicalement différents. La maximisation de *Profit* abouti à un compromis en production d'électricité et distribution de la chaleur. La minimisation des pertes exergetique privilégie la production d'électricité. Dans tous les deux cas l'IHE n'est pas avantageux à l'ORC. Bien que l'optimisation économique semble être un bon compromis, une étude multi-objectif combinant les deux critères d'optimisation serait intéressante.

Références

- [1] Quoilin S, Broek M Van Den, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;22:168–86. doi:10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [2] Shengjun Z, Huaixin W, Tao G. Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Appl Energy* 2011;88:2740–54. doi:10.1016/j.apenergy.2011.02.034.
- [3] Wang D, Ling X, Peng H, Liu L, Tao L. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy* 2013;50:343–52. doi:10.1016/j.energy.2012.11.010.
- [4] Maraver D, Royo J, Lemort V, Quoilin S. Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. *Appl Energy* 2014;117:11–29. doi:10.1016/j.apenergy.2013.11.076.
- [5] Marty F, Serra S, Sochard S, Reneaume J-M. Optimisation énergétique et économique de la structure d'un Cycle Organique de Rankine : application à la géothermie haute enthalpie. 25e Congrès Français Therm., Marseille: 2017.
- [6] Mertz T, Serra S, Henon A, Reneaume J-M. A MINLP optimization of the configuration and the design of a district heating network: Academic study cases. *Energy* 2015;117:450–64. doi:10.1016/j.energy.2016.07.106.
- [7] Vesterlund M, Toffolo A, Dahl J. Optimization of multi-source complex district heating network, a case study 2017. doi:10.1016/j.energy.2017.03.018.
- [8] Söderman J, Pettersson F. Structural and operational optimisation of distributed energy systems. *Appl Therm Eng* 2006;26:1400–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.05.034.
- [9] Marty F, Serra S, Sochard S, Reneaume J-M. Simultaneous optimization of the District Heating Network topology and the Organic Rankine Cycle sizing of a geothermal plant. *Energy* 2018. Révision soumise le 18/12/2017.
- [10] Marty F, Serra S, Sochard S, Reneaume J-M. Economic optimization of a combined heat and power plant: solution strategy. ECOS 2017 - 30TH Int. Conf. Effic. COST, Optim. Simul. Environ. IMPACT ENERGY Syst., 2017.
- [11] Turton R, Baile RC, Whiting WB, Shaeiwitz JA. *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*, Third Edition. PRENTICE HALL; 2009.
- [12] Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Third Edit. John Wiley and Sons, Inc; 2006.

Remerciements

Les auteurs remercient l'ADEME à travers l'Appel à Manifestation d'Intérêts (AMI). Ils remercient également la société Enertime ainsi que les membres de la société FONROCHE Géothermie.

