

Optimisation par le critère d'équipartition de production d'entropie d'un cycle ORC supercritique équipant une source d'eau géothermale et influence sur les performances

Stéphane SCHULLER^{1*}, Christophe JOSSET², Bruno AUVITY², Jérôme BELLETTRE^{2**}

¹ CRYOSTAR SAS

2, rue de l'industrie - 68220 Hésingue

*(stephane.schuller@cryostar.com)

² Laboratoire de thermocinétique UMR-CNRS-Université de Nantes

Rue Christian PAUC - 44306 Nantes

** (jerome.bellettre@univ-nantes.fr)

Résumé - Un modèle mathématique d'ORC supercritique appliqué à la géothermie est étudié. Température et pression en entrée de turbine, ratio des débits de fluide géothermale et de travail sont choisis comme paramètres permettant de définir le cycle. Le problème est contraint, puis initialisé au bénéfice de la turbine en proposant le concept d'exergie maximale à température donnée. Alors un critère d'optimisation est défini à partir de l'équipartition de production d'entropie au travers de l'échangeur géothermique. Enfin, l'exemple d'un ORC au propane supercritique est présenté.

Nomenclature

H enthalpie du fluide de travail, J/kg
 H_0 enthalpie à la référence, J/kg
 T température, K
 T_1 température de la source chaude, K
 T_0 température de la source froide, K
 t température réduite du facteur de Carnot
 E_x exergie, J/kg
 S entropie, J/kg/K

Q^m débit massique, kg/s
 P pression du fluide de travail, kPa
 P_0 pression de condensation du fluide de travail à T_0 , kPa
Symboles grecs
 Δ différence
Indices et exposants
eau eau géothermale
fluide fluide de travail

1. Introduction

L'engagement des Gouvernements Européens dans les énergies renouvelables, le support de l'ADEME pour l'organisation de la filière géothermie française, les quatre permis de recherche accordés par la ministre de l'écologie et de l'énergie le 24 juin 2013 sont autant de signes en faveur du développement de la géothermie haute énergie. Les températures des sources chaudes mises en jeu dans ce type d'exploitation des ressources thermiques de la Terre permettent d'envisager leurs transformations en électricité. La production totale d'électricité des sites géothermiques recensés en 2011 atteignait 11GW [1] [2], notamment au moyen de cycle ORC (Cycle Organique de Rankine). Depuis, les projets fleurissent, les tarifs de rachats aidés de l'électricité d'origine géothermique sont augmentés par décrets, multipliant les opportunités. On voit ainsi apparaître des projets aux États-Unis, en Allemagne, en France, en Italie, mais également au Kenya et en Turquie. Subséquemment la relative faible température des sources chaudes géothermales conduit à des difficultés d'ingénierie particulières. En effet, la relative

faible température de la source chaude grève le rendement de Carnot. De plus, l'influence de la source froide sur ce rendement est d'autant plus grande que la température de la source froide est faible. En effet, on le remarque en dérivant le rendement de Carnot par rapport à la source froide :

$$d\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = -\frac{1}{T_1}dT_0 \quad (1)$$

T_0 représente la température de la source froide et T_1 celle de la source chaude. Le terme $-\frac{1}{T_1}$ est une fonction décroissante de T_1 confirmant que plus la température de la source chaude est faible, plus l'influence de la source froide est grande sur le rendement du cycle de Carnot et donc sur celui de Rankine. La figure 1 présente l'augmentation du rendement de Carnot pour une diminution de la température de la source froide de 5 K à partir de 283,15 jusqu'à 277,15 K pour différentes températures de source chaude. Afin de tenir compte de ce phénomène dans le

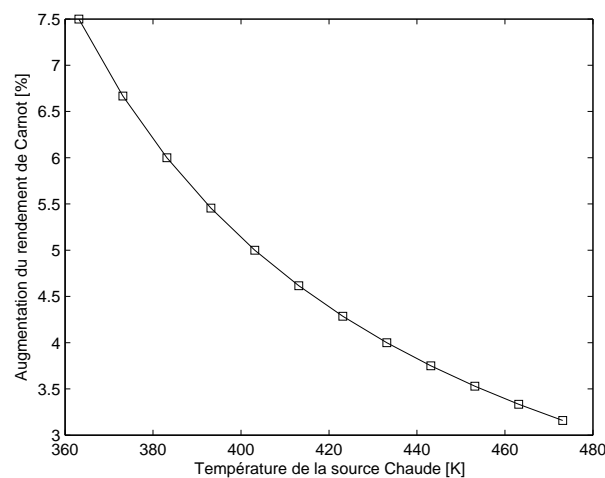


Figure 1 Influence d'une diminution de T_0 de 283 à 277 K sur le rendement de Carnot en fonction de T_1

choix d'un cycle adapté à une source chaude donnée, mais également à une source froide, on développe un modèle mathématique de cycle ORC. Ce modèle est présenté au paragraphe 2. Dans un premier temps, un critère lié à la turbine et à la courbe de rosée du fluide de travail est développé, voir paragraphe 2.4. A température de la source chaude et froide donnée, deux conditions de fonctionnement d'un cycle ORC fonctionnant au propane sont successivement considérées : une première présentée au chapitre 2.3, considérant l'exergie maximale en entrée de turbine. Une autre condition de fonctionnement pour le cycle est considérée où l'accent est mis sur la production d'entropie dans l'échangeur géothermique, voir paragraphe 3.1. On choisit de limiter cette étude aux cycles supercritiques pour leur capacité à extraire la chaleur de la source chaude et leur forme triangulaire [3].

2. Modèle thermodynamique

Les caractéristiques thermo-physiques des fluides sont calculées par REFPROP [4], lié de manière directe¹ à Matlab, environnement dans lequel est développé le modèle.

1. C'est à dire, sans appel à des cartographies calculées et enregistrées au préalable.

2.1. Description du cycle et des organes

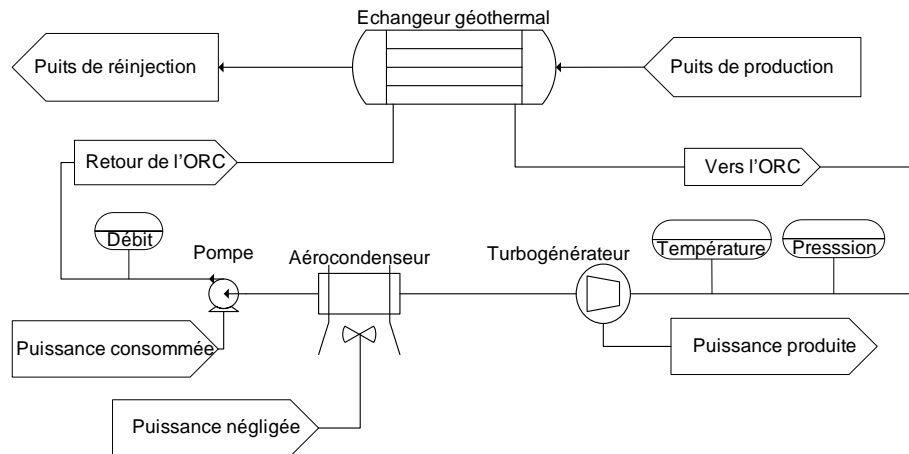


Figure 2 Schéma de circulation des fluides du cycle ORC

Le cycle ORC supercritique comporte quatre équipements principaux² :

- Une pompe transférant et mettant en pression le fluide de travail sous forme liquide.
- Un échangeur géothermal transférant la chaleur de la source géothermale, vers le fluide de travail.
- Une turbine détendant le fluide de travail pour en retirer l'énergie mécanique, qui couplée à une génératrice via un réducteur produira de l'électricité injectée sur le réseau.
- Un aérocondenseur, qui désurchauffera puis condensera le fluide de travail détendu, au contact de la source froide, c'est-à-dire l'air ambiant.

2.1.1. Aérocondenseur, source froide

L'aérocondenseur est un modèle classique que l'on retrouve dans les installations ORC pour application à la géothermie. Le fluide de travail circule dans des tubes ailetés. L'air est mû par des ventilateurs. On considèrera une approche (différence entre la température de l'air ambiant et la température de condensation) de 15 K . On considèrera une perte de charges au travers des tubes constante de 50 kPa . La puissance des ventilateurs et les pertes de charges de l'air seront négligées.

2.1.2. Pompe

La pompe est de type hélicentrifuge. Du fait de la forte pression subie par le fluide (au delà de sa pression critique), la variation de densité entre l'entrée et la sortie de la pompe n'est pas négligeable d'un point de vue du travail des forces élastiques communiquées au fluide. Le modèle considère donc, pour le calcul de la consommation de la pompe une compression polytropique de rendement isentropique égal à $0,75$.

2.1.3. Échangeur géothermal, source chaude

L'échangeur géothermal est de type tube et calandre. Pour des considérations de nettoyage, l'eau géothermale circule dans les tubes. L'échangeur est discrétisé en tranches d'égale puissance échangée. L'eau géothermale est ici considérée comme de l'eau pure. Dans tous les cas

2. Certains cycles sont proposés avec un échangeur supplémentaire, un économiseur ou régénérateur

présentés la température de la source chaude sera égale à 435,15 K et sa pression 2000 kPa, son débit égal à 45 kg/s³. Les pertes de charges considérées seront égales à 100 kPa côté calandre et négligées côté tubes⁴.

2.1.4. Turbine

La turbine est de type hélico-centripète à un étage [5]. Son diamètre de roue et sa vitesse de rotation sont déterminés pour maximiser son rendement isentropique [6]. La pression et la température à l'entrée de la turbine seront des paramètres choisis. La pression à la sortie de la turbine sera considérée comme fixée par l'aérocondenseur égale à la pression de condensation augmentée des pertes de charge. La puissance brute sera égale à la puissance enthalpique la traversant.

2.1.5. Puissance nette produite

La puissance nette produite est la puissance enthalpique traversant la turbine diminuée de la puissance enthalpique consommée par la pompe. La puissance des ventilateurs de l'aérocondenseur est négligée.

2.2. Exemple de résultats (cas d'initialisation du calcul d'optimum)

Le cycle est tracé dans un repère « température/enthalpie » qui permet de représenter aisément l'évolution thermodynamique de l'eau géothermale [7]. On choisit une température d'entrée turbine égale à la température critique plus 40 K. Le programme détermine alors : la pression d'entrée turbine pour laquelle l'exergie est maximale (c'est à dire sur l'EMTD voir paragraphe 2.3.) ; un ratio des débits d'eau géothermale et de fluide de travail pour lequel le pincement dans l'échangeur est supérieur à un minimum choisie de 25 K. La figure 3 représente un cas d'initialisation pour une température d'entrée turbine de 410 K, la pression est alors déterminée égale à 4700 kPa et le ratio des débits à 1,5 kg d'eau géothermale pour 1 kg de propane. Le propane est choisi comme fluide de travail car adapté à la température de la source chaude [8] [9].

2.3. Exergie maximale à température donnée (EMTD)

On note H_0 l'enthalpie du propane à la température T_0 de l'air ambiant (la source froide), et à la pression de rosée correspondant à cette température. D'un point de vue de la turbine, le point H_0, T_0 correspond au point d'enthalpie minimale auquel pourrait sortir à l'état gazeux le fluide de travail de la turbine. On définit l'exergie comme la fonction définie selon l'équation 2 :

$$E_x = (H - H_0) - T_0 * S - T_0 * S_0 \quad (2)$$

Trouver le point d'exergie maximale revient alors à déterminer le point d'entrée de la turbine pour lequel celle-ci pourra consommer le maximum d'exergie. Dans le domaine des couples température-enthalpie (respectivement température-pression) candidats à l'entrée turbine, on note qu'il existe un couple pour lequel la fonction d'état E_x passe par un maximum pour chaque température [10]. On note EMTD la courbe passant par les maxima de l'exergie ainsi définis en fonction de la température (voir figure 3) [11].

3. Valeurs de l'ordre de grandeur du projet pilote de Soultz-sous-Forêts.

4. L'eau restant liquide tout au long de l'échangeur, l'effet des pertes de charges sur ses propriétés thermiques peut être omis.

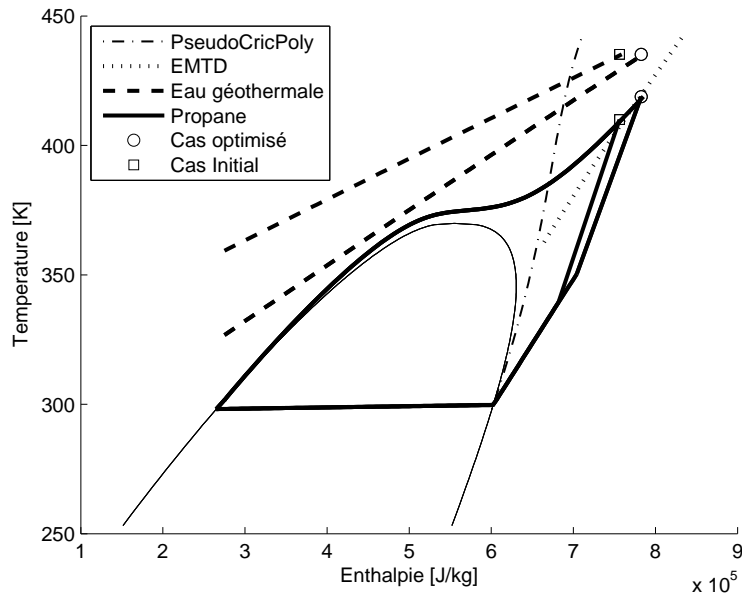


Figure 3 Parcours thermiques des cycles complets avant et après optimisation suivant le critère d'équipartition de production d'entropie dans un repère « température/enthalpie »

2.4. Pseudocricondenpolytropiques de rosée

La détente au travers de la turbine suit une polytropique dont le rendement isentropique atteint au maximum 0,88 à 0,9. On suppose que la turbine n'admet pas de formation liquide lors d'une détente⁵. Les caractéristiques du fluide de travail en entrée de turbine doivent donc être choisies de manière à prévenir toute formation de liquide en son sein. Par analogie au monde du pétrole et aux notions de « cricondenbare » et « cricondentherme », on appelle cricondenpolytropique de rosée, la polytropique de rendement isentropique égal à 0,9, tangente au dôme liquide le long de sa courbe de rosée. On sous-entend pour l'instant qu'il existe un maximum d'entropie à la courbe de rosée (Cas du propane, « dôme ventru ») pour que la tangente existe. Quelque soit le point d'entrée de la turbine situé à droite (dans la figure 3), une détente au travers d'une turbine ne traversera pas le dôme liquide. Toutes les polytropiques de rendement isentropique inférieur à 0,9 et passant par un point à droite de la cricondenpolytropique de rosée ne traversent pas le dôme. La température de la source froide T_0 est la température la plus basse que pourrait atteindre le fluide de travail dans le cycle. En conséquence de quoi, la pression de condensation du fluide de travail correspondante à T_0 est un seuil bas de pression du cycle. Supposons que la courbe de rosée ne possède pas de maximum d'entropie (cas de la vapeur d'eau, « dôme aplati ») ou que la cricondentropie traverse la courbe de rosée à une pression inférieure à la pression seuil fixée par la température de la source froide. On définit alors la pseudocricondenpolytropique (PseudoCricPoly0,9) de rosée de rendement isentropique égal à 0,9 comme la polytropique de même rendement qui traverse la courbe de rosée à la pression de condensation correspondant à la température minimale, en l'occurrence celle de la source froide. Tous les points situés à droite de la pseudocricondenpolytropique peuvent être choisis comme points d'entrée de la turbine, sans risque qu'il s'y forme du liquide. Contrairement à la cricondenpolytropique lorsque la source froide varie, il faut considérer les pseudocricondenpolytropiques

5. Cryostar possède des références de turbines dédiées à la formation de liquide en sortie de roue à des fins de procédés de cryogénie et de séparation des gaz

correspondant chacune à une température de source froide et s'assurer de l'ultrapseudocricondenpolytropicité des points d'entrée turbines tout au long de l'année ⁶.

3. Optimisation

3.1. Description du critère d'optimisation « équipartition de production d'entropie »

Afin de déterminer un échangeur efficace, on calcule comme fonction de coût à optimiser : la variance de l'écart à la moyenne des températures réduites des deux parcours thermiques du fluide de travail et de l'eau géothermale le long de l'échangeur [12]. Pour le fluide de travail comme pour l'eau géothermale, l'enthalpie est exprimée par kg de propane. De la figure 3 on extrait la partie liée uniquement à l'échangeur et on l'exprime en température réduite selon le facteur de Carnot, où la température de la source froide T_0 est choisie égale à $283,15 K$. Une température T est réduite en $t = 1 - T_0/T$. Les paramètres d'optimisation sont la pression et la température en entrée de turbine, c'est-à-dire en sortie d'échangeur, ainsi que le ratio des débits d'eau géothermale et de fluide de travail. Finalement, la fonction coût est figurée par le caractère parallèle des parcours thermiques après optimisation de la figure 4. L'algorithme d'optimisation est basée sur la fonction « *fminbnd* » de Matlab et détermine donc un minimum local au départ de l'EMTD (voir paragraphe 2.3).

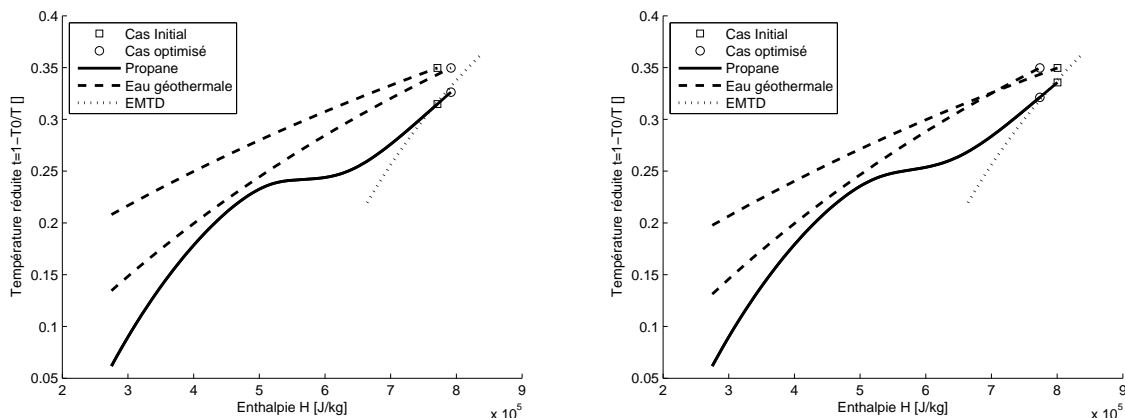


Figure 4 Parcours thermiques limités à l'échangeur avant et après optimisation suivant le critère d'équipartition de production d'entropie dans un repère « température réduite/enthalpie ». A gauche initialisation à $4570 kPa$ à droite à $5000 kPa$.

3.2. Résultats d'optimisation avec critère équipartition

Du cas d'initialisation de la figure 3 on lance l'optimisation sur le critère d'équipartition. La température et le ratio des débits ainsi déterminés sont alors $418 K$ et $1,2 kg$ d'eau géothermale par kg de propane, les parcours thermiques sont représentés dans la figure 4. On distingue que les deux parcours thermiques ont un caractère plus parallèle qu'au cas d'initialisation. En revanche, la pression reste inchangée par l'optimisation. En effet la fonction « *fminbnd* » modifie la température d'entrée turbine et le ratio des débits par rapport au cas d'initialisation, car ce sont

6. On aurait pu limiter l'espace par une isentrope tangente au dôme qu'on aurait appelée cricondenentropie ou pseudocricondenentropie, mais les irréversibilités dans la turbine notamment les fuites non turbinées pourraient accroître l'espace candidat des points d'entrée turbine.

les paramètres les plus sensibles du problème à l'équipartition. La pression combinée au ratio des débits a un effet sur l'écart des deux parcours thermiques, mais pas sur l'équipartition. Une série d'optimisations est donc lancée pour différentes pressions d'initialisation entre 4500 kPa et 5200 kPa . Les résultats de ces optimisations sont tracés dans les figures 5 et 6.

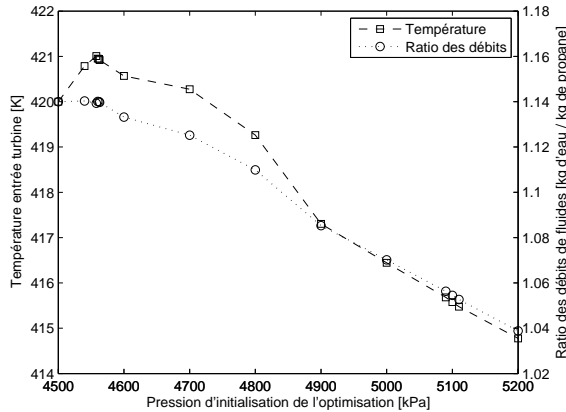


Figure 5 *Température et ratio des débits après optimisation au regard de l'équipartition en fonction de la pression d'initialisation.*

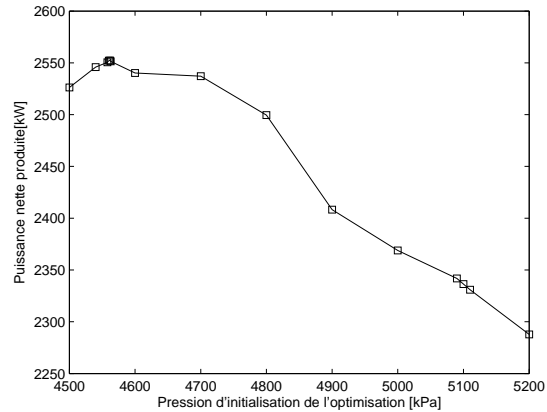


Figure 6 *Puissance nette produite après optimisation au regard de l'équipartition en fonction de la pression d'initialisation.*

Si la puissance nette produite diminue au fur et à mesure que croît la pression, ce n'est pas le cas de la puissance brute produite par la turbine qui augmente évidemment. De manière intéressante lorsque la puissance nette est prise comme seul critère d'optimisation du cycle, la pression d'entrée turbine trouvée est beaucoup plus élevée, aux alentours de 7000 kPa , que dans notre cas d'optimisation sur le critère d'équipartition.

4. Conclusion

L'initialisation correspond à un critère optimum au regard de la turbine, l'EMTD. L'optimisation par l'équipartition de production d'entropie, est un critère bénéfique au seul point de vue de l'échangeur. Les points d'entrée de la turbine initiaux sont pourtant très proches du cas optimisé, la pression reste inchangée par l'optimisation et la température change d'au maximum 8 K . Les deux optimisations ne semblent donc pas totalement antagonistes. C'est le ratio des débits qui change le plus au bénéfice de l'équipartition. Du fait du comportement statique de la pression pendant l'optimisation, le critère d'équipartition ne suffit pas à déterminer un cycle en particulier. A chaque pression d'optimisation correspond un autre optimum. Toutefois, ces différents optima seront distingués par la puissance nette produite, dont le tracé de la fonction de la pression possède un sommet (voir figure 6). Le prix des équipements sera également un critère à envisager. In fine une combinaison de la puissance nette produite et du prix d'investissement des équipements sous forme d'un plan financier permettra de définir un temps de retour sur investissement, un investissement optimum, un coût rapporté à l'énergie produite [13] ou à une combinaison des deux [14]. Une fois choisis les équipements, le critère d'équipartition de production d'entropie sera judicieusement utilisable à des fins de contrôle du cycle lorsque la source froide varie avec les conditions météorologiques.

Références

- [1] A. Hepbasli, A key review on exergetic analysis and assesment of renewable energy resources for a sustainable future, *Renewable and sustainable Energy Reviews*, 12-3 (avril 2008), 593–661.
- [2] R. DiPippo, Ideal thermal efficiency for Geothermal binary plants, *Geothermics*, 36-3 (juin 2007), 276–285.
- [3] A. Schuster, Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles, *Energy*, 35-2 (2010), 1033–1039.
- [4] E. Lemon, NIST Standard Reference Database 23 : Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.0, (2010).
- [5] F. Marcuccilli, Benefits of using Radial Inflow Turbines for Organic Rankine Cycles, *Proceedings of World Geothermal Congress*, (2007).
- [6] O. Balje, Turbomachines : A guide to design selection and theory, *Wiley-Interscience*, ISBN 0 471 06036-4, (1981), 1–513
- [7] C. Augustine, Modeling and Analysis of Sub-and Supercritical Binary Rankine Cycle for Low-to Mid-Temperature Geothermal Resources, *Geothermal Resource Council* 33 (2009), 689–693.
- [8] F. Marcuccilli, Optimizing binary cycles thanks to radial inflow turbines, *Proceedings European Geothermal Congress* (2010).
- [9] E. Sauret, Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems, *Energy*, 36-7, (2011), 4460–4467.
- [10] R. Gicquel, Diagrammes thermodynamiques Fluides purs , azéotropes et gaz idéaux, *Techniques de l'ingénieur*, BE8041 (2012), fig 17 p.15, 1–22.
- [11] S. Schuller, Best exergy point for ORC, *Proceedings European Geothermal Congress*, 35 (2010), 1343–1349.
- [12] D. Tondeur, Optimisation thermodynamique Équipartition de production d'entropie, *Techniques de l'ingénieur*, BE8017(2006), 1–15.
- [13] Z. Shengjun, 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 (2011), 2740–2754.
- [14] P. Sahoo, Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming, *Applied Thermal Engineering*, 28-13 (2008), 1580–1588.

Remerciements

Les auteurs remercient la société Cryostar pour l'aide apportée à la réalisation de cette étude, dans la mise à disposition de ses bases de données et de son savoir-faire de constructeur de turbines pour les ORC. Ils remercient tout particulièrement les personnels du département énergies propres "Clean-Energy" pour leur enthousiasme et leur disponibilité.