



HAL
open science

Analyse de sensibilité d'un ORC (Organic Rankine Cycle) appliqué à la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers

Alexandre Dijoux, Bertrand Clauzade, Frantz Sinama, Olivier Marc Marc,
Jean Castaing-Lasvignottes

► To cite this version:

Alexandre Dijoux, Bertrand Clauzade, Frantz Sinama, Olivier Marc Marc, Jean Castaing-Lasvignottes. Analyse de sensibilité d'un ORC (Organic Rankine Cycle) appliqué à la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers. XIIIe Colloque Inter-universitaire Franco-Québécois (CIFQ) sur la thématique "Thermique des systèmes", May 2017, Saint-Lô, France. hal-01649927

HAL Id: hal-01649927

<https://hal.science/hal-01649927v1>

Submitted on 28 Nov 2017

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.

ANALYSE DE SENSIBILITE D'UN ORC (ORGANIC RANKINE CYCLE) APPLIQUE A LA PRODUCTION D'ELECTRICITE A PARTIR DE L'ENERGIE THERMIQUE DES MERS.

Alexandre **DIJOUX**^{ab*}, Bertrand **CLAUZADE**^b, Frantz **SINAMA**^a, Olivier **MARC**^a, Jean **CASTAING-LASVIGNOTTES**^a

^a laboratoire PIMENT, Université de la Réunion, Saint Pierre, La Réunion, France DOM

^b DCNS, Centre Indret, La Montagne, France

RÉSUMÉ

Un modèle a été élaboré pour comparer une grande quantité de fluides de travail aux propriétés diverses, notamment des fluides purs et des mélanges, dans des conditions similaires de fonctionnement pour un Cycle Organique de Rankine (ORC) à basse température de source chaude. Ce modèle repose sur l'utilisation de la différence de température entropique moyenne dans les échangeurs. Une application a ensuite été réalisée sur l'Energie Thermique des Mers (ETM), en utilisant des données expérimentales d'un prototype à La Réunion. Il en résulte que l'ammoniac, le R1234yf et le R507a paraissent être de bons fluides pour l'ETM. Une analyse de sensibilité basée sur la détermination des indices de Sobol a ensuite été menée en considérant 10 paramètres d'entrée du modèle. Celle-ci montre que la sensibilité du modèle est peu influencée par le fluide choisi et que les paramètres les plus influents sont la température de source chaude, les différences de températures entropiques moyennes dans les échangeurs et le rendement isentropique de la turbine.

Mots Clés : *Energie Thermique des Mers (ETM), Cycle Organique de Rankine (ORC), fluide de travail, température entropique moyenne, analyse de sensibilité, ANOVA (ANalysis Of Variance), indices de Sobol*

NOMENCLATURE

Symboles :

T température, K
 \bar{T} température entropique moyenne, K
q quantité de chaleur spécifique, J.kg⁻¹
w travail spécifique, J.kg⁻¹
h enthalpie spécifique, J.kg⁻¹
s entropie spécifique, J.kg⁻¹.K⁻¹
 ρ masse volumique, kg.m⁻³

Lettres grecques :

η rendement

Indices / Exposants :

ev évaporateur
cd condenseur
th thermique

vol volumique
is isentropique
p pompe
t turbine
sc source chaude
sf source froide
srch surchauffe
ssref sous-refroidissement
s sortie
1 entrée évaporateur
2 entrée turbine
3 entrée condenseur
4 entrée pompe

1. INTRODUCTION

Une des grandes problématiques qui s'insère dans le contexte énergétique actuel est l'exploitation de sources de chaleur à basse température pour la production

d'électricité. Une solution consiste à employer un fluide de travail dont les températures et pressions de changement d'état permettent la réalisation d'un cycle thermodynamique moteur alimenté par ce type de

* auteur correspondant

Adresse électronique : alexandre.dijoux@univ-reunion.fr

sources de chaleur, à l'instar de ce qui est réalisé avec l'eau dans les centrales thermiques plus classiques. On parle alors de Cycle Organique de Rankine (ORC). Les applications sont nombreuses, de la récupération des pertes de chaleur industrielles à la géothermie, en passant par le solaire. La présente étude se focalise cependant sur l'application de l'ORC à l'Energie Thermique des Mers (ETM), pour laquelle un Prototype A Terre (PAT ETM) dédié a été construit. Dans la ceinture intertropicale, l'eau de la mer est, en surface, réchauffée par le rayonnement du soleil. Une différence de température de l'ordre de 20 à 25 °C est ainsi observée entre les eaux chaudes de surface et les eaux froides des profondeurs. Cette différence de température peut être exploitée pour alimenter un cycle ORC basse température et produire de l'électricité. Il s'agit d'une énergie de base, renouvelable et non-fluctuante, ce qui constitue un atout majeur, notamment dans les milieux insulaires. Le faible écart de température entre les sources chaudes et froides nécessite cependant d'apporter un soin particulier à la conception du cycle, et en particulier, au choix du fluide de travail, qui est souvent une des premières décisions à prendre.

Pour répondre à cette problématique, on trouve dans la littérature de nombreuses méthodes de comparaison des fluides basées soit sur des cycles idéaux soit sur une analyse directe des propriétés des fluides. Par exemple, Lee *et al.* [1] ont remarqué une corrélation entre les performances thermodynamiques des fluides et leurs propriétés physiques telles que la masse molaire, le point d'ébullition normal ou encore la pression critique. Wang *et al.* [2] ont quant à eux exploité le modèle d'un ORC idéal pour montrer que le rendement thermique à des conditions de fonctionnement données dépendait du nombre de Jacob du fluide, défini par le rapport entre la quantité de chaleur sensible sur la quantité de chaleur latente échangée dans l'évaporateur. Il a été établi que les conditions optimales de fonctionnement dépendaient relativement peu du fluide choisi. Seuls des fluides purs à l'état sous-critique ont cependant été considérés dans cette étude. L'utilisation de mélanges a été discutée dans les travaux de Radermacher [3] ou plus récemment par Zhao et Bao [4]. En théorie, le comportement des mélanges lors du changement d'état pourrait permettre de réduire la différence de température moyenne dans les échangeurs avec les mêmes puissances échangées. Toutefois, les performances des mélanges ne sont en pratique pas toujours meilleures que celles des fluides purs.

La difficulté de la comparaison de fluides purs avec des mélanges réside dans le fait que, contrairement à ce qui a été établi par Wang *et al.* [2], les conditions de fonctionnement optimales ne sont pas forcément les mêmes pour un fluide pur que pour un mélange. Certains auteurs [5], [6], [7], [8] se sont donc éloignés des modèles simplifiés pour réaliser des études détaillées basées sur une description précise du fonctionnement de chaque

composant afin de déterminer pour chaque fluide les conditions optimales de fonctionnement en termes de pression de changement d'état par rapport à des critères d'optimisation (ratio de la puissance récupérée à la turbine sur la surface d'échange par exemple). Tous les fluides sont alors comparés dans leurs conditions optimales de fonctionnement. Ce type de modèles, bien que très précis pour comparer les fluides, nécessite une connaissance détaillée des échangeurs de chaleurs, qui restent les composants les plus délicats à modéliser. Or le choix du fluide peut intervenir dans la conception de ces derniers en termes de géométrie et de technologie employée. Par ailleurs, les résultats de ce type d'étude sont fortement dépendant des critères de performance choisis. Si le rendement thermique reste très largement utilisé, d'autres critères liés aux performances exergétiques ou encore au coût des composants peuvent être considérés. Certains efforts se tournent donc vers l'analyse multicritère appliquée à la comparaison des fluides, comme dans les travaux de Wang *et al.* [9] ou de Xiao *et al.* [10].

Dans cette étude, un modèle d'ORC est proposé pour permettre une comparaison de fluides de travail aux propriétés très variées (notamment des fluides purs et des mélanges) dans des conditions de fonctionnement similaires proches des conditions réelles, avec un nombre restreint d'hypothèses permettant son exploitation à une phase préliminaire de la conception de l'ORC. Pour ce faire, la différence de température entropique moyenne a été introduite comme paramètre pour la description des échangeurs, au lieu de choix plus classiques tels que la différence de température en sortie de l'échangeur ou le pincement.

Après une présentation de ce modèle en première partie, nous présenterons dans un deuxième temps les résultats obtenus pour une application à l'ETM. Enfin, une analyse de sensibilité paramétrique du modèle sera menée.

2. MODELISATION DE L'ORC

2.1. Description du cycle

Un ORC est constitué de quatre composants principaux : un évaporateur, une turbine, un condenseur et une pompe (*cf.* diagramme T-s en Figure 1). Le fluide de travail entre dans l'évaporateur sous haute pression à l'état liquide (point 1). Il reçoit alors de la chaleur de la source chaude à T_{sc} , avant de se réchauffer jusqu'à sa température d'ébullition, puis s'évaporer et enfin subir une éventuelle surchauffe ΔT_{srch} . Une perte de charge ΔP_{ev} le long de l'échangeur pourra être considérée. La vapeur sous haute pression ainsi formée (point 2) entre alors dans la turbine où elle subit une détente et fournit un travail mécanique. La sortie de la turbine (point 3) peut se faire à l'état de vapeur surchauffée ou en diphasique suivant la forme de la courbe de saturation du

fluide considéré. Dans le cas où la pente de la courbe de saturation côté vapeur est positive $(\partial T/\partial s)_{x=1} > 0$, le fluide sort de la turbine à l'état de vapeur saturée, on parle de fluide sec. Dans le cas contraire où la pente est négative, il peut y avoir formation de gouttelettes dans la turbine, on parle de fluide mouillé. Dans le cas intermédiaire où la courbe de saturation côté vapeur est verticale, le fluide en sortie de turbine est à l'état de vapeur proche de la saturation, on parle de fluide isentropique. Le fluide entre alors dans le condenseur où il cède de la chaleur à la source froide à T_{sf} et se condense avant de subir un éventuel sous-refroidissement ΔT_{ssref} . Le liquide à basse pression (point 4) entre alors dans la pompe qui ramène la pression à sa valeur initiale (point 1).

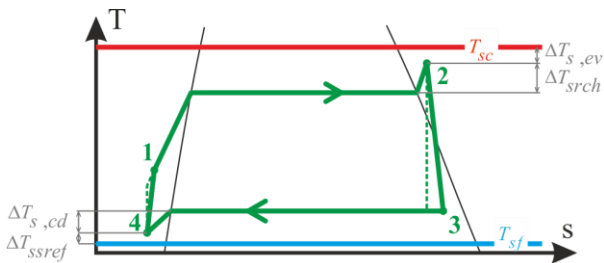


Figure 1 : Représentation d'un ORC dans un diagramme T-s dans le cas d'un fluide mouillé

2.2. Description des échangeurs de chaleur

L'objectif est de décrire les échanges thermiques dans les échangeurs de façon à pouvoir comparer des fluides aux comportements très différents dans des conditions similaires de fonctionnement d'un point de vue thermique. Une méthode courante, lorsque la problématique est de comparer uniquement des fluides purs à l'état sous-critique entre eux, est d'utiliser la différence de température entre le fluide de travail sortant et le fluide caloporteur entrant dans l'échangeur. Ce paramètre peut être noté ainsi respectivement pour l'évaporateur et le condenseur :

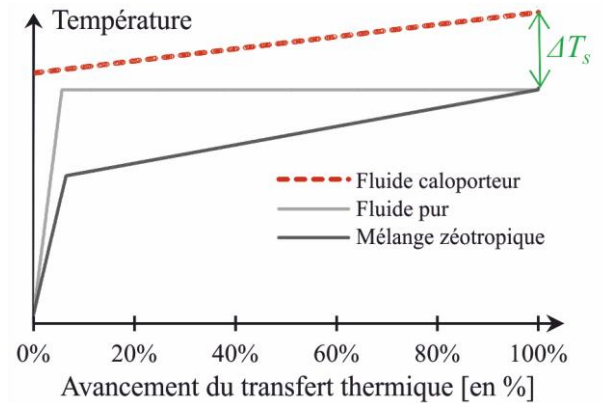
$$\Delta T_{s, ev} = T_{sc} - T_2 \quad (1)$$

$$\Delta T_{s, cd} = T_4 - T_{sf} \quad (2)$$

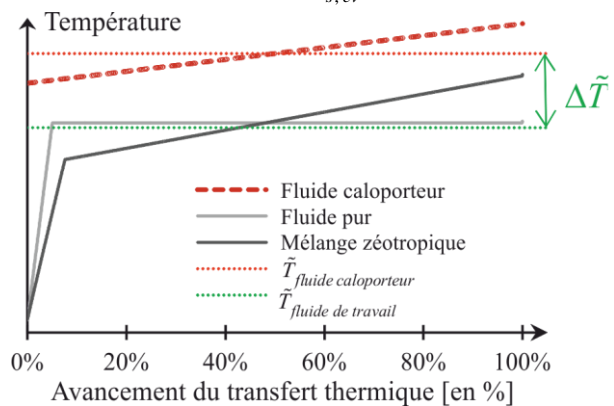
Si cet indicateur est pertinent pour comparer des fluides purs entre eux, il l'est moins lorsqu'il s'agit de comparer des fluides purs à des mélanges non-azéotropiques (pour lesquels la température varie au cours du changement d'état). En effet, l'intérêt d'utiliser un mélange réside dans le fait que la différence de température moyenne dans l'échangeur peut être plus faible tout en conservant le même pincement (différence de température minimale dans l'échangeur). Fixer le même ΔT_s pour les deux types de fluide revient à considérer des conditions de fonctionnement plus

défavorables pour les mélanges que pour les fluides purs. Cette situation est illustrée dans la figure 2.a, où l'on peut voir les profils types d'évolution des températures dans un évaporateur pour un fluide pur et pour un mélange non-azéotropique, en relation avec l'évolution de la température du fluide caloporteur. On constate que, avec le même $\Delta T_{s, ev}$, la différence moyenne entre les deux fluides est plus faible pour le fluide pur que pour le mélange.

Afin de pallier ce problème, nous avons choisi d'utiliser la différence de température entropique moyenne pour décrire les échangeurs. La température entropique moyenne d'un fluide est définie par le rapport de la variation d'enthalpie sur la variation d'entropie au sein de cet échangeur. Elle représente une moyenne harmonique des températures pondérée par les échanges de chaleur. Un exemple d'évolution des températures pour les deux fluides précédents avec la même différence de température entropique moyenne est donné en figure 2.b.



a) Cas où $\Delta T_{s, ev}$ est fixé



b) Cas où $\Delta \tilde{T}_{s, ev}$ est fixé

Figure 2 : Profils types d'évolution des températures dans un évaporateur au cours de l'avancement du transfert thermique

La variation de température du fluide caloporteur dans l'échangeur étant indépendante du fluide considéré,

on peut considérer la température entropique du fluide caloporteur comme une constante, prise égale à la température de source tant que les niveaux de puissance et de débits ne sont pas encore définis. Les différences de températures entropiques moyennes dans l'évaporateur et dans le condenseur s'expriment donc par :

$$\Delta\tilde{T}_{ev} = T_{sc} - \tilde{T}_{ev} = T_{sc} - \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} \quad (3)$$

$$\Delta\tilde{T}_{cd} = \tilde{T}_{cd} - T_{sf} = \frac{h_4 - h_3}{s_4 - s_3} - T_{sf} \quad (4)$$

Le modèle proposé tient également compte d'une surchauffe éventuelle en sortie d'évaporateur et d'un sous-refroidissement en sortie du condenseur. Des pertes de charges sont également considérées côté fluide de travail.

2.3. Description de la pompe et de la turbine

La pompe et la turbine sont décrites par leurs rendements isentropiques respectifs, définis par :

$$\eta_{is,p} = \frac{h_1^{is} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (5)$$

$$\eta_{is,t} = \frac{h_3 - h_2}{h_3^{is} - h_2} \quad (6)$$

Où h_1^{is} et h_3^{is} sont respectivement les enthalpies spécifiques en sortie de la pompe et de la turbine dans le cas d'une transformation idéale isentropique.

3. ETUDE DES FLUIDES POUR L'ETM

Le modèle précédemment décrit a été exploité dans le cadre du choix du fluide de travail pour un ORC appliqué à l'Energie Thermique des Mers pour la détermination des performances thermodynamiques de plusieurs fluides. Néanmoins, celles-ci ne sont pas les seuls critères qui ont été pris en compte pour le choix du fluide de travail. Une analyse multicritère est présentée dans un de nos précédents travaux [11]. La comparaison était alors faite suivant quatre catégories qui tiennent compte :

- de la technologie et de la mise en œuvre,
- des impacts environnementaux,
- de la sécurité et
- des performances thermodynamiques.

Seuls les résultats de l'analyse des performances thermodynamiques sont ici présentés.

3.1. Critères de performances

Les critères utilisés pour juger des performances thermodynamiques des fluides au stade de conception d'un ORC ici considéré sont les suivants :

- Le rendement thermique du cycle η_{th} , défini par le rapport entre le travail net (travail produit à la turbine duquel a été déduit le travail dépensé à la pompe) et la quantité de chaleur utilisée à l'évaporateur :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{ev}} = \frac{w_t + w_p}{q_{ev}} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_4)}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

- Le travail net volumique défini par le produit du travail net massique par la masse volumique du fluide au point du cycle où celle-ci est la plus faible, c'est-à-dire en sortie de la turbine. Ce paramètre est un indicateur de la taille finale de la turbine, car à l'image du paramètre de taille de la turbine utilisé par plusieurs auteurs, dont He *et al.* [8], si on considère la consommation de la pompe négligeable devant la production à la turbine :

$$w_{net,vol} = w_{net} \times \rho_3 \quad (8)$$

3.2. Hypothèses de simulation

Les données d'entrée du modèle pris en compte pour chaque fluide sont fournies dans le tableau 1.

Tableau 1 : Données prises en compte pour la comparaison des fluides

Paramètre	Unité	Valeur	Domaine
T_{sc}	°C	25,5	± 2,5
T_{sf}	°C	5	± 0,2
ΔT_{srch}	°C	1	± 0,5
ΔT_{ssref}	°C	1	± 0,5
$\Delta\tilde{T}_{ev}$	°C	4	± 2
$\Delta\tilde{T}_{cd}$	°C	4	± 2
$\eta_{is,t}$	%	0,8	± 0,1
$\eta_{is,p}$	%	0,8	± 0,1
ΔP_{cd}	bar	0,3	± 0,15
ΔP_{ev}	bar	0,3	± 0,15

Ces paramètres sont issus en partie des données expérimentales fournies par le Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers (PAT ETM) et des données disponibles dans la littérature. Les températures de l'eau de mer chaude à La Réunion sont déterminées à partir d'un suivi sur dix ans par le laboratoire ECOMAR [12]. Ces températures vont de 28 °C en été à 23 °C en hiver, avec des très faibles fluctuations à des échelles de temps inférieures à celle de l'année. Pour l'eau de mer froide, une note d'opportunité réalisée par l'ARER [13] montre que l'on observe de très faibles fluctuations autour de 5 °C à 1000 m de profondeur. Les autres paramètres sont issus des données du PAT ETM. L'attention est attirée sur le fait que si les pertes de charge côté fluide de travail dans les échangeurs sont souvent

négligeables, les faibles rendements atteints pour l'ETM dus au faible écart de température entre les sources imposent l'utilisation de grandes surfaces d'échange, ce qui peut impliquer des pertes de charges supérieures aux valeurs habituelles. Les valeurs du domaine de variation de chaque paramètre seront exploitées lors de l'analyse de sensibilité du modèle.

3.3. Résultats de la comparaison des fluides et interprétation

Les résultats obtenus pour 27 fluides sont fournis dans la figure 3. Parmi les fluides sur la frontière de Pareto, le R236fa et le R143m ne seront pas retenus car ils n'apportent qu'une très faible augmentation de rendement thermique par rapport à l'ammoniac qui a un travail net volumique beaucoup plus important. Le R41 et le H₂S ne seront pas non plus retenus à cause de leurs pressions opératoires élevées, de la formation importante de gouttelettes dans la turbine et des impacts environnementaux. Il reste alors l'ammoniac et le R507a qui semblent de bons compromis pour l'ETM. Le R1234yf bien qu'il ne soit pas sur la frontière, sera également retenu comme un bon compromis car il présente très peu d'impacts environnementaux, de bonnes conditions de fonctionnement, et reste proche de la frontière tout en étant non-toxique [11].

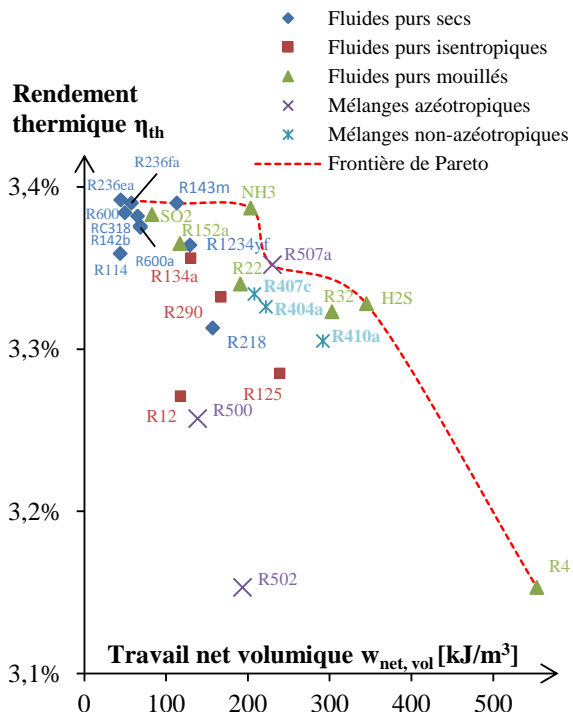


Figure 3 : Représentation du travail net volumique et du rendement thermique du cycle pour 27 fluides de travail et frontière de Pareto.

4. ANALYSE DE SENSIBILITE DU MODELE

4.1. Méthode de l'analyse de sensibilité

L'analyse de sensibilité consiste à déterminer l'influence de la variance de chacun des paramètres d'entrée du modèle sur la variance de la sortie. Les indicateurs que l'on peut utiliser lors d'une analyse globale sont les indices de Sobol principaux Si et totaux STi, plus généraux que les méthodes d'analyse de sensibilité locale du type OAT (pour One factor At a Time, un facteur à la fois) plus répandues [14]. L'indice de sensibilité principal Si d'un paramètre représente la part de la variance de la sortie due à ce paramètre, tandis que le STi est la part due au paramètre et à ses interactions avec les autres paramètres. Ces indicateurs ont ici été déterminés en utilisant une approche du type ANOVA (ANalyse de la Variance) avec une approximation par polynômes du Chaos [15]. Le protocole est alors le suivant :

- Génération aléatoire de 1000 jeux de paramètres d'entrée dans leur domaine de variation (cf. Tableau 1).
- Changement de variable pour se ramener à des variables uniformément distribuées sur [-1 ; 1].
- Calcul des sorties $w_{net,vol}$ et η_{th} .
- Projection des résultats sur une base de polynômes de Legendre (troncature à l'ordre 3).
- Détermination des indices de Sobol Si et STi à partir des coefficients polynômiaux.

4.2. Résultats et interprétation

Les résultats montrent que les Si et STi de chaque paramètre sont quasiment égaux (écart quadratique moyen de $1,95 \cdot 10^{-3}$), le modèle peut donc être considéré comme additif (les interactions entre paramètres sont négligeables). Les valeurs des indices principaux sont ainsi représentées en figure 4. Les paramètres les plus influents sont la température de source chaude du fait de sa forte variabilité annuelle, les différences de températures entropiques moyennes dans les échangeurs et le rendement isentropique de la turbine. Le fait que la différence de température entropique moyenne soit le seul paramètre influent pour la description des échangeurs montre que celui-ci est un indicateur de la performance des échangeurs dans le cycle, et il semble donc pertinent pour pouvoir comparer des fluides dans des conditions similaires. On remarque que le travail net volumique est plus influencé par l'évaporateur que par le condenseur, tandis que les deux échangeurs ont une influence équivalente sur le rendement thermique. Enfin, les résultats de l'analyse de sensibilité sont faiblement influencés par le fluide travail choisi, ce qui montre que le classement des fluides effectué reste valable dans le domaine de variation des paramètres considérés.

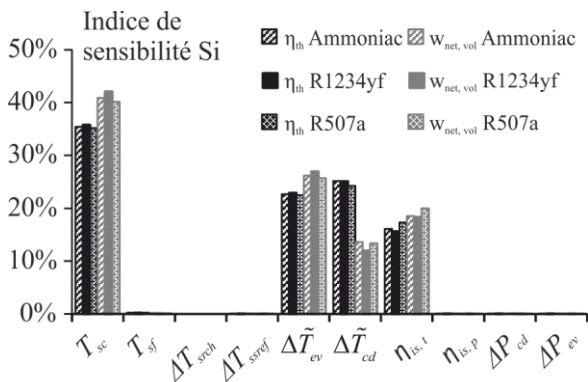


Figure 4 : Indices de sensibilité S_i de chaque paramètre

5. CONCLUSION

Un modèle d'ORC permettant de comparer des fluides très différents dans des conditions similaires de fonctionnement a été développé. Pour cela, les échangeurs sont représentés par leur différence de température entropique moyenne, paramètre plus pertinent que la différence de température en sortie de l'échangeur lorsque l'on souhaite comparer des fluides purs et des mélanges. 10 paramètres ont d'abord été pris en compte pour la modélisation du cycle : la température de source chaude, la température de source froide, la surchauffe en sortie d'évaporateur, le sous-refroidissement en sortie de turbine, les différences de température entropique moyenne et les pertes de charge dans les deux échangeurs, ainsi que les rendements isentropiques de la pompe et de la turbine. Les critères de performances utilisés sont le travail net volumique, indicateur de la taille de la turbine, et le rendement thermique du cycle. Une analyse multicritère menée pour l'ETM ayant montré que l'ammoniac, le R1234yf et le R507a sont les fluides les plus pertinents, nous avons mené une analyse de sensibilité qui a permis de montrer que la différence de température entropique moyenne est un paramètre pertinent pour la description des échangeurs dans le cadre de la comparaison des fluides de travail d'un ORC, car les autres paramètres descriptifs des échangeurs tels que la surchauffe, le sous-refroidissement ou les pertes de charges ont une influence négligeable sur les résultats. Il ne resterait alors que 5 paramètres à connaître pour réaliser la comparaison des fluides. Ce modèle peut donc bien être utilisé pour comparer des fluides lors d'une phase de conception d'un ORC où très peu de détails du système sont connus. Enfin, puisque l'analyse de sensibilité donne des résultats similaires selon le fluide, il peut être considéré que le classement des fluides réalisé reste valable dans l'ensemble du domaine de variation des paramètres fixés.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient DCNS Energies, la Région Réunion, ainsi que M. Jérôme Vigneron pour son appui technique sur le prototype à terre.

RÉFÉRENCES

- [1] LEE, M.J., TIEN, D.L., et SHAO, C.T., Thermophysical capability of ozone-safe working fluids for an organic Rankine cycle system, *Heat Recovery Systems and CHP* 13, pp. 409–418, (1993).
- [2] WANG, D., LING, X., PENG, H., LIU, L., et TAO, L., Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation, *Energy* 50, pp. 343–352, (2013).
- [3] RADERMACHER, R., Thermodynamic and heat transfer implications of working fluid mixtures in Rankine cycles, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 10, pp. 90–102, (1989).
- [4] ZHAO, L., et BAO, J., Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures, *Applied Energy* 130, pp. 748–756, (2014).
- [5] ROY, J.P., MISHRA, M.K., et MISRA, A., Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions, *Applied Energy* 88, pp. 2995–3004, (2011).
- [6] ROY, P., DÉSILETS, M., GALANIS, N., NESREDDINE, H., et CAYER, E., Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH₃-H₂O mixture as working fluid, *International Journal of Thermal Sciences* 49, pp. 48–58, (2010).
- [7] SHENGJUN, Z., HUAIXIN, W., et TAO, G., 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, pp. 2740–2754, (2011).
- [8] HE, C., LIU, C., GAO, H., XIE, H., LI, Y., WU, S., et XU, J., The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 38, pp. 136–143, (2012).
- [9] WANG, J., YAN, Z., WANG, M., LI, M., et DAI, Y. Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. *Energy Conversion and Management* 71, pp. 146–158, (2013).
- [10] XIAO, L., WU, S.-Y., YI, T.-T., LIU, C., et LI, Y.-R. Multi-objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 83, pp. 723–733, (2015).
- [11] DIJOUX, A., SINAMA, F., MARC, O., JOURNOUD, A., CLAUZADE, B., et CASTAING-LASVIGNOTTES, J. *Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers*, Proceedings of the Société Française de thermique 2016, Toulouse, France, Toulouse, France, 2016.
- [12] CONAND, F., MARSAC, F., TESSIER, E., et CONAND, C. A ten-year period of daily sea surface temperature at a coastal station in Reunion Island, Indian Ocean (July 1993–April 2004): patterns of variability and biological responses. *Western Indian Ocean Journal of Marine Science* 6, (2008).
- [13] HOARAU, M. et SALOMEZ, M. Note d'opportunités pour l'utilisation de l'Energie Thermique des Mers et la valorisation de l'eau froide profonde à Sainte Rose. *ARER* pp. 83, (2009).
- [14] SALTELLI, A. et ANNONI, P. How to avoid a perfunctory sensitivity analysis. *Environmental Modelling & Software* 25, pp. 1508–1517, (2010).
- [15] SUDRET, B. Global sensitivity analysis using polynomial chaos expansions. *Reliability Engineering & System Safety* 93, pp. 964–979, (2008).