



**HAL**  
open science

# **Analyse de sensibilité d'un modèle destiné à la comparaison des fluides de travail utilisés dans les cycles ORC applicables à 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 modèle destiné à la comparaison des fluides de travail utilisés dans les cycles ORC applicables à l'énergie thermique des mers. 25ème congrès français de thermique Thermique mer et océans , May 2017, Marseille, France. <hal-01649923>

**HAL Id: hal-01649923**

**<https://hal.science/hal-01649923v1>**

Submitted on 1 Dec 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.



Distributed under a Creative Commons CC BY-NC-ND 4.0 - Attribution - Non-commercial use - No Derivative Works - International License

# Analyse de sensibilité d'un modèle destiné à la comparaison des fluides de travail utilisés dans les cycles ORC applicables à l'énergie thermique des mers.

Alexandre DIJOUX<sup>1, 2\*</sup>, Bertrand CLAUZADE<sup>2\*</sup>, Frantz SINAMA<sup>1</sup>, Olivier MARC<sup>1</sup>, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire PIMENT (Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie et l'environnement)  
Université de La Réunion, Saint-Pierre, La Réunion, France DOM

<sup>2</sup>DCNS, Centre Indret, La Montagne, France

\*(auteur correspondant : alexandre.dijoux@univ-reunion.fr)

**Résumé** - Un modèle de Cycle Organique de Rankine (ORC) permettant de comparer les performances de fluides de travail aux propriétés très différentes dans des conditions de fonctionnement similaires proches des conditions réelles avec un nombre réduit d'hypothèses a été développé, en introduisant la différence de température entropique moyenne dans les échangeurs. Une application à l'ETM (Energie Thermique des Mers) a été réalisée, avec une approche multicritère. Une analyse de sensibilité globale du modèle basée sur la détermination des indices de Sobol a ensuite été menée. Les résultats montrent que la différence de température entropique est un indicateur des performances globales de l'échangeur.

## Nomenclature

$T$	température, K	<i>Indices et exposants</i>	
$\bar{T}$	température entropique moyenne, K	<i>evap</i>	évaporateur
$q$	quantité de chaleur spécifique, $J.kg^{-1}$	<i>cond</i>	condenseur
$w$	travail spécifique, $J.kg^{-1}$	<i>th</i>	thermique
$h$	enthalpie spécifique, $J.kg^{-1}$	<i>vol</i>	volumique
$s$	entropie spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>is</i>	isentropique
$v$	volume spécifique, $m^3.kg^{-1}$	<i>p/t</i>	pompe / turbine
<i>Symboles grecs</i>		<i>sc/sf</i>	source chaude / source froide
$\eta$	rendement	<i>1 à 4</i>	points correspondants dans le cycle

## 1. Introduction

L'Energie Thermique des Mers (ETM) est une application du Cycle Organique de Rankine (ORC) fermé basse température qui consiste à exploiter la différence de température entre les eaux de mer chaudes en surface (entre 25 et 28 °C) et les eaux de mer froides en profondeurs (environ à 5 °C à 1000 m de profondeur). Sur l'île de La Réunion, un Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers (PAT ETM) permet de reproduire les conditions de fonctionnement d'un tel cycle et d'en faire une analyse détaillée [1]. Sur la base des résultats expérimentaux du PAT ETM, une méthode de comparaison des fluides de travail a été développée.

Le choix du fluide de travail peut avoir lieu très tôt lors de la conception d'un ORC. En effet, la connaissance de ce dernier peut influencer sur de nombreux paramètres tels que les niveaux de pressions ou encore la taille et le type de turbine. Cependant, il est difficile de pouvoir modéliser et comparer le comportement réel des différents fluides dans une étape primaire de la conception où l'on n'a pas encore connaissance de la technologie employée pour les différents composants du cycle. On retrouve dans la littérature des méthodes basées sur l'utilisation de

cycles idéaux [2], ou d'autres très détaillées impliquant une connaissance précise des différents composants [3], mais peu d'études ont été réalisées pour proposer un modèle de fonctionnement réel du cycle selon différents fluides avec un nombre réduit d'hypothèses. Un modèle permettant de comparer les performances des fluides aux propriétés très diverses dans les conditions de fonctionnement d'un cycle réel basé sur l'utilisation de la différence de température entropique moyenne dans les échangeurs est ici présenté.

On se propose dans cet article de décrire le fonctionnement de ce modèle par la réalisation d'une analyse de sensibilité paramétrique basée sur la détermination des indices de sensibilité de Sobol pour chaque paramètre. Nous décrivons le modèle étudié dans une première partie, avant de présenter une application à une analyse multicritère des fluides pour l'ETM dans une deuxième partie et de réaliser l'analyse de sensibilité du modèle dans une dernière partie.

## 2. Modélisation du cycle ORC

### 2.1. Objectifs

L'objectif est de simuler et de comparer le comportement de fluides aux propriétés différentes dans des conditions réelles de fonctionnement similaires pour chaque fluide, avec un nombre limité d'hypothèses. Le cycle de Rankine réel, comparé à des cycles idéaux, est représenté dans la Figure 1, pour différents types de fluide. Traditionnellement, les fluides sont classés en trois catégories suivant le signe de la pente de la courbe de saturation côté vapeur dans un diagramme T-s : les fluides « wet » ( $(\partial T/\partial s)_{x=1} < 0$ ), les fluides « dry » ( $(\partial T/\partial s)_{x=1} > 0$ ) et les fluides « isentropic » (courbe de saturation verticale). Ces noms proviennent du risque de formation de gouttelettes en sortie de turbine.

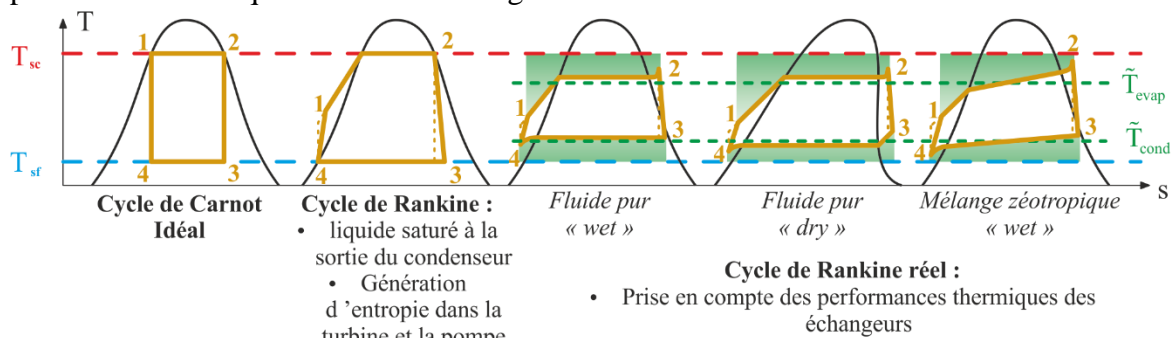


Figure 1 : Représentation du cycle thermodynamique dans un diagramme T-s depuis le cycle de Carnot idéal jusqu'au cycle réel pour plusieurs types de fluide.

Pour une application à l'ETM, les composants les plus critiques sont les échangeurs de chaleur. En effet, la différence entre les températures de sources chaudes et froides étant très faible, les échangeurs doivent fonctionner avec de faibles pincements pour augmenter le rendement du cycle, ce qui implique l'utilisation de grandes surfaces d'échange. Aussi, le focus est ici placé sur la description des échangeurs. La principale originalité de ce modèle est l'introduction de la différence de température entropique moyenne des échangeurs.

### 2.2. Description des échangeurs par la différence de température entropique moyenne

Plusieurs auteurs ont, pour pouvoir réaliser une description simple des échangeurs, utilisé la différence de température  $\Delta T_s$  entre le fluide de travail sortant et le fluide caloporteur entrant dans l'échangeur [4]–[6]. Pour des fluides purs sous-critiques, cet indicateur est pertinent, car la température de changement d'état ne variant pas, cette valeur de  $\Delta T_s$  implique pour tous les fluides purs une distribution de température similaire dans tout l'échangeur. En revanche, cet

indicateur est moins pertinent pour comparer des fluides purs sous-critiques avec des mélanges non-azéotropiques ou des fluides sur-critiques. En effet, pour ces derniers, la température varie au cours du transfert, ce qui fait que la seule valeur de  $\Delta T_s$  ne suffit plus à avoir une idée pertinente de l'ensemble des transferts dans l'échangeur. Une autre possibilité est l'utilisation du pincement de l'échangeur (ou PP pour « Pinch Point »), qui est la valeur minimale de la différence de température entre le fluide de travail et le fluide caloporteur dans l'échangeur [7]. Si pour les fluides purs, le PP est atteint au début du changement d'état de fluide de travail, la position du PP est beaucoup moins certaine pour les autres types de fluide et sa détermination nécessite de connaître les puissances échangées et les débits des deux fluides dans l'échangeur. La différence de température entropique moyenne  $\Delta \tilde{T}$  entre le fluide de travail et le fluide caloporteur dans l'échangeur permet de pallier ces inconvénients. La température entropique moyenne d'un fluide est définie par le rapport entre la variation d'enthalpie spécifique et la variation d'entropie spécifique de ce fluide dans l'échangeur. Il s'agit d'une moyenne harmonique des températures du fluide dans l'échangeur pondérée par les quantités de chaleur échangée :

$$\tilde{T} = \frac{\Delta h}{\Delta s} = \frac{\int \delta q}{\int \frac{\delta q}{T}} \quad (1)$$

Au lieu de fixer, pour chaque fluide, une valeur de  $\Delta T_s$  ou un PP les performances de chaque fluide sont évaluées pour une même valeur de  $\Delta \tilde{T}$ , ce qui permet de comparer des fluides aux propriétés différentes dans des conditions similaires de fonctionnement. Pour illustration, dans un évaporateur où l'eau chaude est le fluide caloporteur, on a  $\Delta \tilde{T}_{evap} = \tilde{T}_{eau} - \tilde{T}_{fluide}$ . On peut alors poser l'hypothèse que le besoin en puissance thermique sera le même pour tous les fluides et donc que  $\tilde{T}_{eau}$  ne dépend pas du fluide choisi. D'où pour chaque fluide  $\Delta \tilde{T}_{evap} = cste - \tilde{T}_{fluide}$ . La simple connaissance des enthalpies et entropies spécifiques aux bornes de l'échangeur suffit donc au calcul de cet indicateur.

La figure 2 illustre le comportement de 3 types de fluide dans un évaporateur dans le cas où  $\Delta T_s$  est fixé et dans le cas où  $\Delta \tilde{T}$  est fixé. Dans le premier cas, la répartition des différences de température le long de l'échangeur est très variable selon les fluides, dans le second cas, l'échange se déroule pour chaque fluide de façon similaire, permettant ainsi une comparaison.

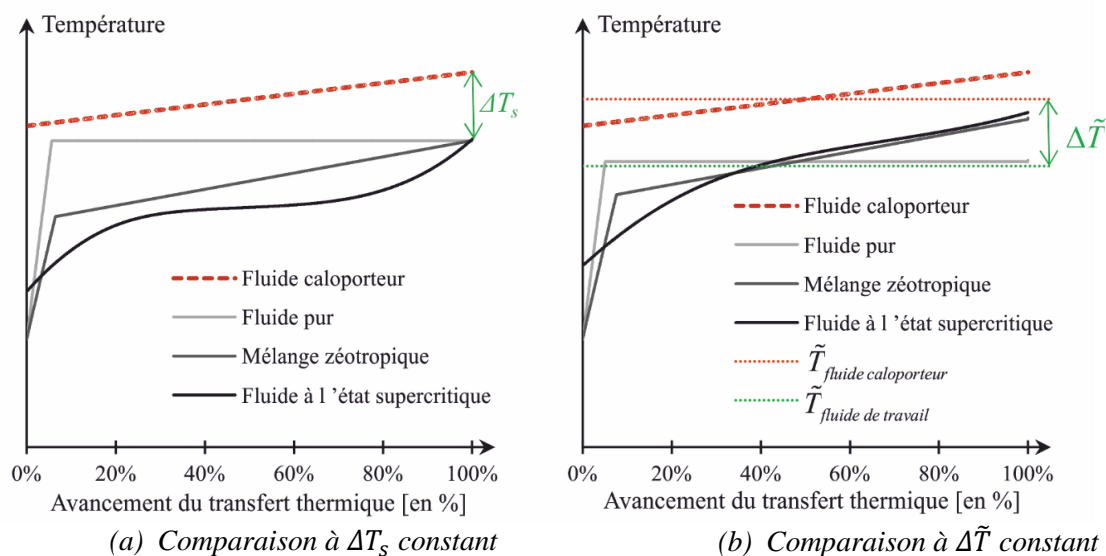


Figure 2 : Evolution des températures dans un évaporateur pour trois types de fluide : un fluide pur, un mélange zéotropique et un fluide pur à l'état supercritique.

Pour synthétiser, les différentes transformations qui ont lieu dans le cycle sont les suivantes :

	<i>Transformation</i>	<i>Paramètre</i>	
De 1 à 2	Réchauffe / Evaporation / Surchauffe	Différence de température entropique moyenne	$\Delta\tilde{T}_{evap} = \tilde{T}_{sc} - \tilde{T}_{evap}$
De 2 à 3	Détente	Rendement isentropique	$\eta_{is-t} = \frac{h_3 - h_2}{h_3^{is} - h_2}$
De 3 à 4	Refroidissement / Condensation / Sous-refroidissement	Différence de température entropique moyenne	$\Delta\tilde{T}_{cond} = \tilde{T}_{cond} - \tilde{T}_{sf}$
De 4 à 1	Compression	Rendement isentropique	$\eta_{is-p} = \frac{h_1^{is} - h_4}{h_1 - h_4}$

Tableau 1 : Description des différentes transformations du cycle et leurs paramètres descriptifs

### 3. Comparaison multicritère des fluides de travail pour l'ETM

Dans l'objectif de comparer les fluides de travail pour une application à l'ETM, il est nécessaire de prendre en compte différents aspects. Dans cette étude, nous prendrons quatre grands types de critères : des critères techniques, des critères environnementaux, d'autres liés à la sécurité et enfin des critères de performance thermodynamique, basés sur les résultats du modèle précédemment décrit.

#### 3.1. Critères techniques

D'un point de vue technique, les pressions sont choisies pour être supérieures à la pression atmosphérique afin d'éviter les risques d'infiltration d'air dans les circuits, mais tout en restant relativement faibles pour la simplicité de mise en œuvre. La formation de liquide dans la turbine est quant à elle limitée pour éviter le risque d'endommagement de la turbine par les gouttelettes. Une première sélection a été faite à partir d'une liste de 99 fluides potentiels listés ci-après :

*Acétone, Argon, Azote, Benzène, Butène, Carbonate de diméthyle, Cis-2-Butène, Cyclohexane, Cyclopentane, D4, D5, Deuterium, DimethyEther, Dioxyde de soufre, eau, Ethane, Ethanol, Ethylbenzène, Fluor, Hélium, Hexafluorure de soufre, HFE7500, Hydrogène, Isobutène, Isohexane, Krypton, MD4M, MDM, Méthane, Méthanol, mm, Monoxyde de carbone, m-Xylène, n-Décane, n-Dodécane, Néon, Neopentane, n-Heptane, n-Hexane, n-Nonane, n-Octane, n-Pentane, n-Undécane, Oxyde nitreux, Oxygène, o-xylène, Oxysulfure de carbone, Parahydrogène, Propylène, p-Xylène, R11, R113, R114, R116, R12, R123, R1234yf, R1234ze, R124, R125, R13, R131B, R134a, R14, R141b, R142b, R143m, R152a, R161, R218, R22, R23, R236ea, R236fa, R245fa, R290, R32, R365mfc, R404a, R407c, R41, R410a, R423A, R500, R502, R507a, R508B, R600, R600a, R717, R718, R744, RC318, SES36, SF6, Sulfure d'hydrogène, Toluène, Trans-2-butène, Xénon.*

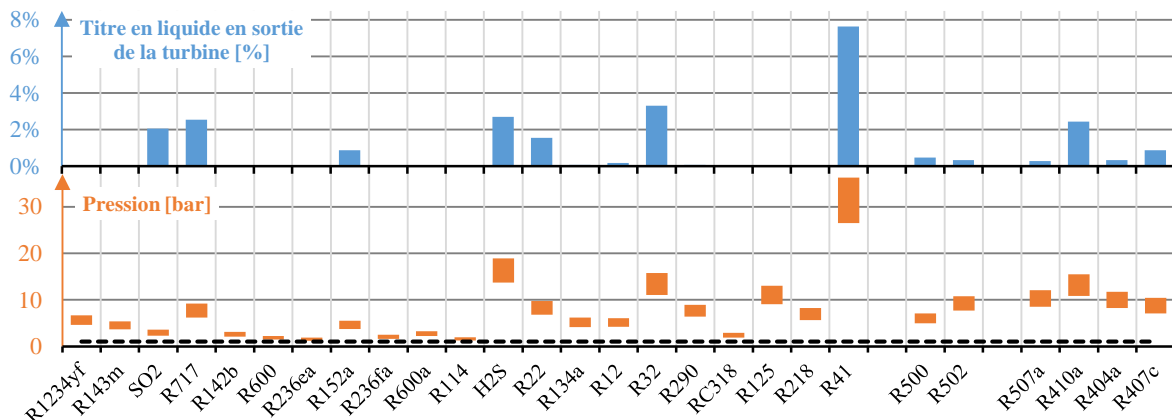


Figure 3 : Valeurs des critères techniques pour le panel des 27 fluides choisis.

Parmi les 99 fluides présentés, seuls ceux qui avaient des pressions opératoires comprises entre 1 et 30 bars ont été retenus. Il est alors ressorti un panel de 27 fluides, pour lesquels les plages de pression en fonctionnement et le titre en sortie de turbine sont fournis en Figure 3. La plupart des fluides de ce panel possèdent de bonnes conditions de fonctionnement du fait de la première sélection effectuée. On peut tout de même noter le R41 qui a des pressions opératoires et un titre en liquide plus élevés que les autres fluides.

### 3.2. Critères environnementaux et de sécurité

Les critères environnementaux retenus sont le GWP (Global Warming Potential), indicateur du réchauffement climatique lié à une libération de fluide, l'ODP (Ozone Depletion Potential), indicateur du taux de destruction de la couche d'ozone et l'ALT (Atmospheric LifeTime), indicateur de la persistance du fluide dans l'atmosphère. Les valeurs obtenues pour les fluides du panel sont représentées dans la Figure 4.

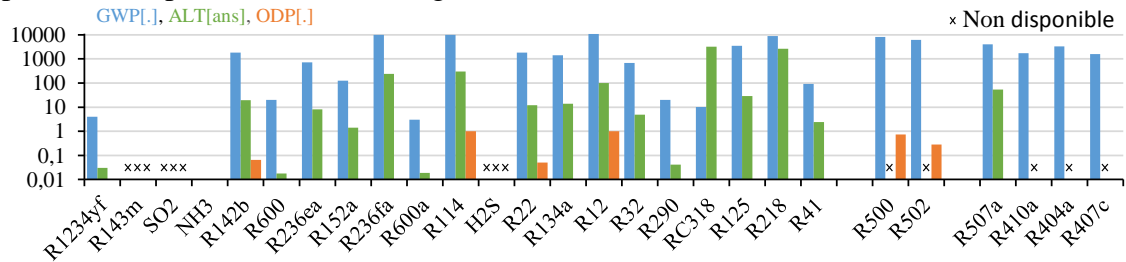


Figure 4 : Valeurs de GWP, ODP et ALT pour chaque fluide du panel.

Concernant la sécurité, nous avons utilisé la méthode de l'ASHRAE. L'indicateur retenu est constitué d'une lettre A ou B pour définir la toxicité (A pour non-toxique et B pur toxique) et d'un chiffre pour l'inflammabilité (du moins inflammable au plus inflammable : 1, 2L, 2 et 3).

### 3.3. Critères de performances thermodynamiques

En utilisant le modèle décrit précédemment, des simulations du cycle pour chaque fluide du panel ont été menées avec les paramètres donnés dans le Tableau 2. Ces paramètres sont issus des résultats expérimentaux du PAT ETM, ce qui contribue au réalisme des résultats obtenus.

Source chaude $T_{sc}$	Source froide $T_{sf}$	$\Delta\tilde{T}_{evap}$	$\Delta\tilde{T}_{cond}$	Surchauffe	Sous-refroidissement	$\eta_{pompe}$	$\eta_{turbine}$
25,5 °C	5 °C	4 °C	4 °C	1 °C	1 °C	0,8	0,8

Tableau 2 : Paramètres d'entrée du modèle utilisés pour la comparaison des fluides de travail

Deux critères de performances sont utilisés : le travail net volumique  $w_{net,vol}$ , représentatif de la taille de la turbine et le rendement thermique  $\eta_{th}$ , définis par :

$$w_{net,vol} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_4)}{v_3} \quad (2)$$

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_4)}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

Les résultats obtenus pour chaque fluide regroupés par famille sont donnés dans la Figure 5. Une frontière de Pareto contenant les meilleurs fluides au vu de ces deux critères a été représentée. On remarque que les fluides du type « dry » tendent à avoir de bons rendements mais un travail net volumique assez faible, alors que la tendance est contraire pour les fluides du type « wet ». Les fluides « isentropic » sont dans une position intermédiaire. Les mélanges sont dispersés, mais ceux qui sont zéotropiques restent proches de la courbe de Pareto.

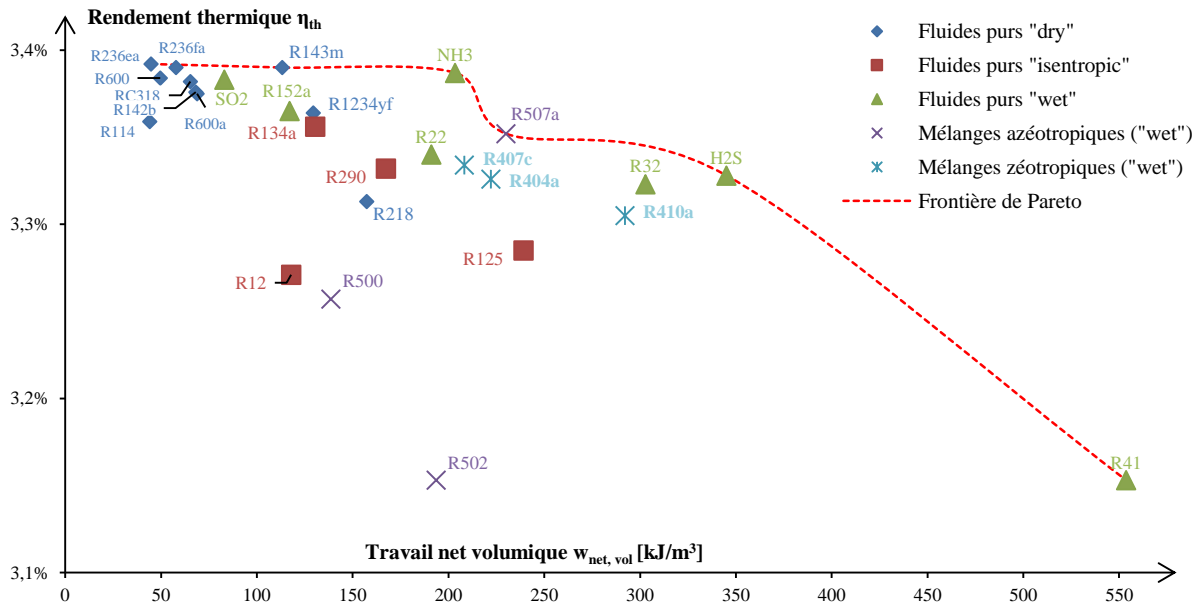


Figure 5 : Représentation des fluides sur un diagramme de performances thermodynamiques.

### 3.4. Bilan du choix des fluides de travail pour l'ETM

Le classement des fluides diffère suivant le critère considéré. Une discussion sur cette analyse multicritère est donc nécessaire pour déterminer les fluides les plus adéquats. Le R41 et le H<sub>2</sub>S, bien que situés sur la frontière de Pareto pour les critères thermodynamiques, présentent des pressions de fonctionnement et un titre en liquide en sortie de turbine plus élevés que les autres fluides, ainsi que des impacts environnementaux non négligeables. De plus, la courbe de Pareto étant presque horizontale vers les  $w_{net, vol}$  faibles, les fluides R236fa et R143m n'apportent pas un rendement sensiblement plus élevé que l'ammoniac, mais ont un travail net volumique plus faible. Ces fluides ne seront donc pas retenus par la suite. Il reste l'ammoniac et le R507a sur la frontière de Pareto. L'ammoniac a l'avantage d'avoir des valeurs de GWP, ODP et ALT nulles et le R507a d'être de catégorie A1 au niveau de la sécurité. Ces fluides semblent donc être de bons compromis, même si l'ammoniac est B2L (toxique et moyennement inflammable) et que le R507a implique de forts impacts environnementaux. Au vu de tous les critères, le R1234yf est intéressant car celui-ci n'a quasiment aucun impact environnemental et est de catégorie A2L (non-toxique et moyennement inflammable), tout en restant proche de la frontière de Pareto. Les fluides R407c, R404a, R22 et R32 sont également proches de la frontière, mais ont des valeurs de GWP assez élevées. Nous retiendrons donc comme meilleurs compromis pour l'ETM, l'ammoniac, le R507a et le R1234yf.

## 4. Analyse de sensibilité paramétrique du modèle

### 4.1. Méthode de l'analyse de sensibilité paramétrique

Afin de mieux comprendre le comportement du modèle et d'aller plus loin dans le processus d'étude des fluides, une analyse de sensibilité paramétrique a été menée. La méthode utilisée est basée sur la détermination des indices de sensibilités de Sobol pour chaque paramètre à l'aide d'une décomposition ANOVA (« ANalysis Of VAriance »). Pour un modèle du type  $Y = f(X_1, \dots, X_p)$ , chaque paramètre  $X_1, \dots, X_p$  est considéré comme une variable aléatoire suivant une certaine distribution de probabilité (ici une loi uniforme sur l'intervalle d'incertitude de chaque paramètre, que l'on ramène à l'intervalle  $[-1; 1]$  avec un changement de variable).

L'objectif est alors de déterminer la loi de distribution du résultat  $Y$  et l'influence de chaque paramètre sur sa variance. Pour cela, on décompose le modèle  $f$  grâce à un développement en série sur une base de polynômes orthogonaux, telle que la famille des polynômes du Chaos (PC). Il a été établi que pour des variables uniformément distribuées, les polynômes de Legendre multidimensionnels sont une base exploitable de PC [8]. Les  $n$  premiers termes de ce développement en série sont déterminés par une méthode des moindres carrés après calcul de la sortie  $Y$  pour  $N$  jeux de données  $X_1, \dots, X_p$  tirés aléatoirement suivant la loi définie. On a alors une approximation du modèle :

$$f(X_1, \dots, X_p) = \sum_{\alpha_{i_1, \dots, i_s} \in \mathbb{N}^s}^n a_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}} P_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}}(X_{i_1}, \dots, X_{i_s}) \quad (4)$$

Où les  $P_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}}(X_{i_1}, \dots, X_{i_s}) = P_{\alpha_{i_1}}(X_{i_1}) \dots P_{\alpha_{i_s}}(X_{i_s})$  sont les polynômes de Legendre et  $n$  l'ordre maximal considéré. Les indices de sensibilité de Sobol  $S_i$  et  $ST_i$  pour le paramètre  $X_i$ , qui représentent respectivement la diminution de la variance de  $Y$  avec  $X_i$  fixé et la variance résiduelle de  $Y$  si tous les paramètres étaient fixés sauf  $X_i$ , sont alors définis par :

$$S_i = \frac{\text{Var}_{X_i}(E_{X_{\sim i}}(Y|X_i))}{\text{Var}(Y)} \cong \frac{\sum_{\alpha_{i_1, \dots, i_s} \in \mathbb{N}^s} a_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}}^2}{\sum_{\alpha_{i_1, \dots, i_s} \in \mathbb{N}^s} a_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}}^2} \quad (5)$$

$$ST_i = \frac{E_{X_{\sim i}}(\text{Var}_{X_i}(Y|X_{\sim i}))}{\text{Var}(Y)} \cong \frac{\sum_{\alpha_{i_1, \dots, i_s} \in \mathbb{N}^s} a_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}}^2}{\sum_{\alpha_{i_1, \dots, i_s} \in \mathbb{N}^s} a_{\alpha_{i_1, \dots, i_s}}^2} \quad (6)$$

En résumé, l'indice  $S_i$  représente la part de la variance de  $Y$  due uniquement à  $X_i$  et l'indice  $ST_i$  est la part due à  $X_i$  et à ses interactions avec les autres paramètres. Si  $S_i = ST_i$ , le modèle est additif, cela signifie que les interactions entre les paramètres sont nulles au sein du modèle (pas de termes croisés dans la projection polynômiale).

## 4.2. Résultats et interprétation

L'ammoniac étant le fluide utilisé sur le PAT ETM, nous avons dans un premier temps mené l'analyse de sensibilité avec ce fluide. Les hypothèses sur la distribution des paramètres et les résultats obtenus sont regroupés dans le Tableau 3 et présentés dans la Figure 6.

	Unité	Valeur	Intervalle d'incertitude	Transformation	$\eta_{th}$		$W_{net, vol}$	
					Si	STi	Si	STi
$T_{sc}$	°C	25,5	[ 23 ; 28 ]	$T_{sc} = 25.5 + 2,5X_1$	0,358	0,360	0,421	0,424
$T_{sf}$	°C	5	[ 4.8 ; 5.2 ]	$T_{sf} = 5 + 0,2X_2$	0,003	0,003	0,001	0,001
<i>Surchauffe</i>	°C	1	[ 0.5 ; 1.5 ]	$\Delta T_{surch} = 1 + 0,5X_3$	0,00	0,00	0,00	0,00
<i>Sous-ref.</i>	°C	1	[ 0.5 ; 1.5 ]	$\Delta T_{ssref} = 1 + 0,5X_4$	3,70E-07	3,70E-07	3,17E-05	3,21E-05
$\Delta \tilde{T}_{evap}$	°C	4	[ 2 ; 6 ]	$\Delta \tilde{T}_{evap} = 4 + 2X_5$	0,229	0,230	0,270	0,272
$\Delta \tilde{T}_{cond}$	°C	4	[ 2 ; 6 ]	$\Delta \tilde{T}_{cond} = 4 + 2X_6$	0,251	0,252	0,119	0,121
$\eta_{turb}$	%	0.8	[ 0.7 ; 0.9 ]	$\eta_{turb} = 0,8 + 0,1X_7$	0,156	0,160	0,183	0,188
$\eta_{pompe}$	%	0.8	[ 0.7 ; 0.9 ]	$\eta_{pompe} = 0,8 + 0,1X_8$	1,13E-05	1,26E-05	1,30E-05	1,45E-05

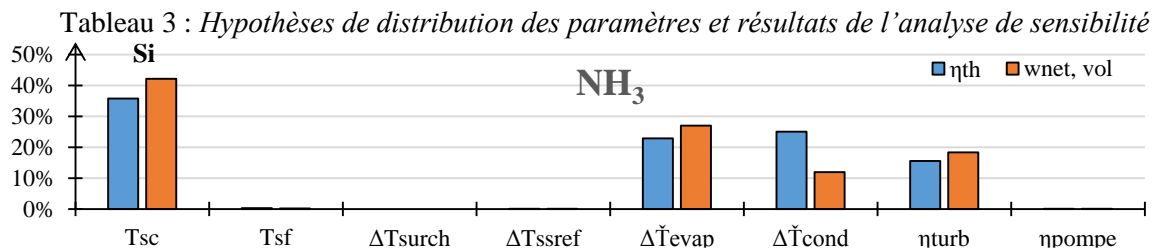


Figure 6 : Indices de sensibilité des paramètres du modèle

Le paramètre le plus influent est la température de source chaude du fait de sa forte variabilité annuelle pour l'ETM. Ensuite viennent  $\Delta\tilde{T}_{evap}$ ,  $\Delta\tilde{T}_{cond}$  et  $\eta_{turb}$ . Les autres paramètres ont un effet négligeable. Le fait que, à  $\Delta\tilde{T}$  fixé, les surchauffes et sous-refroidissements n'ont pas d'effet sur les résultats montre que ce paramètre est un indicateur de la performance globale des échangeurs du point de vue du cycle. D'où l'utilité de ce paramètre pour la comparaison des fluides. Il est à noter que si  $\eta_{th}$  est également influencé par l'évaporateur et le condenseur,  $w_{net,vol}$  est quant à lui plus influencé par l'évaporateur.

## 5. Conclusion

Un modèle a été construit pour réaliser une comparaison d'un grand nombre de fluides aux propriétés diverses (purs ou mélangés, azéotropiques ou non, sous ou supercritiques) pour un ORC avec un nombre d'hypothèses réduit. Ce modèle peut donc être exploité dans une phase de conception. Pour cela, la différence de température entropique moyenne a été introduite au lieu de la différence de température en sortie d'échangeur ou le pincement (PP), plus classiques. Ce modèle a été appliqué à l'ETM, et il a été montré qu'en plus des résultats du modèle, une analyse multicritère est nécessaire pour trouver les fluides les plus appropriés. Il est ressorti que l'ammoniac, le R507a et le R1234yf sont de bons compromis. Une analyse de sensibilité basée sur une décomposition ANOVA par polynômes du chaos a ensuite été menée pour l'ammoniac et montre que la différence de température entropique moyenne est bien le seul paramètre de dimensionnement des échangeurs qui influence les résultats, ce qui permet de comparer les fluides dans des conditions similaires. Les résultats de l'analyse de sensibilité pour les autres fluides retenus seront publiés dans des travaux ultérieurs. Il a été clairement établi que la source chaude est un paramètre crucial pour l'ETM, puis viennent les performances des échangeurs et ensuite celles de la turbine.

## Références

- [1] F. Sinama, A. Journoud, A. Dijoux, F. Lucas, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, O. Marc, Etude expérimentale d'un prototype ETM à La Réunion, *Congrès Français de Thermique 2016*.
- [2] X. Zhang, M. He, et J. Wang, A new method used to evaluate organic working fluids, *Energy*, 67 (2014), 363-369.
- [3] D. Wang, X. Ling, et H. Peng, Cost-effectiveness performance analysis of ORC for low grade heat utilization coupling with operation condition, *Appl. Therm. Eng.*, 58-1-2 (2013), 571-584.
- [4] J.-I. Yoon, C.-H. Son, S.-M. Baek, B. H. Ye, H.-J. Kim, et H.-S. Lee, Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle, *Appl. Therm. Eng.*, 72-2 (2014), 304-308.
- [5] H. Yuan, N. Mei, et P. Zhou, Performance analysis of an absorption power cycle for ocean thermal energy conversion, *Energy Convers. Manag.*, 87 (2014), 199-207.
- [6] A. Borsukiewiczgozdur et W. Nowak, Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle, *Energy*, 32-4 (2007), 344-352.
- [7] J. P. Roy, M. K. Mishra, et A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, *Energy*, 35-12 (2010), 5049-5062.
- [8] T. Crestaux, O. Le Maître, et J.-M. Martinez, Polynomial chaos expansion for sensitivity analysis, *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, 94-7 (2009), 1161-1172.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à la société DCNS Energies, pour son investissement dans la recherche sur les EMR (Energies Marines Renouvelables), ainsi que la Région Réunion. Nous remercions également Jérôme Vigneron pour son appui technique.