



HAL
open science

Etude du comportement transitoire d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers

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

► To cite this version:

Alexandre Dijoux, Frantz Sinama, Olivier Marc Marc, Bertrand Clauzade, Jean Castaing-Lasvignottes. Etude du comportement transitoire d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers. SFT 2018, May 2018, Pau, France. hal-02999769

HAL Id: hal-02999769

<https://hal.science/hal-02999769v1>

Submitted on 11 Nov 2020

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.

Etude du comportement transitoire d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers

Alexandre DIJOUX^{1,2*}, Frantz SINAMA¹, Olivier MARC¹, Bertrand CLAUZADE², Jean CASTAING-LASVIGNOTTES¹

¹Laboratoire PIMENT (Physique et Ingénierie Mathématiques pour l'Energie, l'environnement et le bâtiment)

Université de La Réunion, 40 avenue de Soweto – 97410 Saint-Pierre, Ile de La Réunion, France

²NAVAL Energies

Indret 44620 La Montagne, France

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

Résumé - Un modèle dynamique d'un Cycle Organique de Rankine (ORC) appliqué à l'Energie Thermique des Mers a été développé en utilisant un modèle à frontières mobiles pour les échangeurs de chaleur. La simulation de la réponse à un échelon descendant en débit de fluide de travail a alors été réalisée avec comme paramètres d'entrées les caractéristiques d'un Prototypage A Terre (PAT ETM) à La Réunion. Les résultats montrent que le temps de réponse d'un tel système est relativement court (inférieur à 2 minutes) et qu'une utilisation de l'ETM non seulement comme moyen de production de base mais aussi comme outil pour réguler les instabilités sur un réseau électrique est envisageable.

Nomenclature

A	section de passage, m^2	<i>Symboles grecs</i>	
c_p	capacité calorifique massique, $J/kg/K$	α	coefficient d'échange, $W/m^2/K$
C_v	coefficient de débit, -	γ	titre en vapeur moyen, -
h	enthalpie spécifique, J/kg	η	rendement, -
L	longueur, m	ρ	masse volumique, kg/m^3
\dot{m}	débit massique, kg/s	ω	fréquence de rotation, Hz
S	surface d'échange, m^2	<i>Indices et exposants</i>	
P	pression, Pa	e	entrée
\dot{Q}	puissance thermique, W	s	sortie
\dot{q}	puissance thermique linéique, W/m	p	paroi
T	température, K	is	isentropique
t	temps, s	$turb$	turbine
z	abscisse le long d'un échangeur, m	sat	saturation

1. Introduction

Dans la ceinture intertropicale, l'eau de mer de surface se trouve à une température significativement supérieure à celle des eaux des profondeurs (entre 23 et 30 °C en surface et 5 °C à 1000 m de profondeur) [1]. L'Energie Thermique des Mers (ETM) consiste à exploiter cette différence de température comme une ressource d'énergie convertible en électricité via un cycle thermodynamique ouvert ou fermé. Le Cycle Organique de Rankine (ORC) est une solution fiable et qui présente de faibles coûts d'investissement et de maintenance [2].

Pour que la ressource puisse être exploitable, la différence de température entre l'eau de surface et celle des profondeurs doit être suffisamment importante (idéalement supérieure à 20 °C) et la profondeur nécessaire doit être atteinte suffisamment proche des côtes. Les îles tropicales se prêtent donc particulièrement bien à l'utilisation de l'ETM. A l'île de La Réunion,

les températures de l'eau de mer en surface varient annuellement entre 23 °C en hiver et 28 °C en été [3]. Ces variations sont répétables et prévisibles. De plus, à une échelle de temps d'une journée cette température peut être considérée comme constante [3]. L'eau de mer des profondeurs, quant à elle, est à une température constante toute l'année avoisinant 5 °C à 1000 m de profondeur [4]. Pour toutes ces raisons, l'ETM est considérée comme une source d'énergie stable, pouvant être utilisée comme moyen de production de base.

Néanmoins, malgré le caractère stable de la ressource, l'étude du comportement dynamique d'un système ETM présente plusieurs intérêts. D'une part, l'utilisation d'un modèle dynamique pourrait permettre de définir les meilleures stratégies de démarrage ou de mise à l'arrêt de l'installation. D'autre part, à l'île de La Réunion, les énergies renouvelables intermittentes, comme le solaire ou l'éolien, présentent un fort taux de pénétration dans le réseau électrique. De plus, du fait de l'insularité, ce réseau est non-interconnecté et l'intermittence peut provoquer des instabilités [5]. Ce résultat nous montre qu'avoir une bonne connaissance de la pilotabilité des moyens de production est essentiel pour les gestionnaires de réseau, en particulier en milieu insulaire. A l'opposé des centrales thermiques usuelles qui présentent une inertie relativement élevée, l'ETM utilise des sources quasi-infinies et à température constante qui permettent de modifier rapidement leurs débits sans impact sur leurs températures. Les temps de réponse d'un tel système sont donc plus courts, et pourraient permettre une modulation de puissance dans un objectif de régulation du réseau lorsque cela est nécessaire.

Le comportement dynamique d'une centrale ETM flottante a été étudiée par Kayton [6] afin d'analyser sa réponse à des oscillations de débits provoquées par le tangage. Une étude dynamique a également été menée par Bai *et al.* [7], en considérant toutefois un cycle d'Uehara au lieu d'un ORC. Ils ont obtenu des temps de réponse de l'ordre de 2 à 3 minutes suite à un échelon de débit. Les différentes études dynamiques sur l'ETM se concentrent sur les procédures de conduite pour le démarrage et la mise à l'arrêt, ou la réponse au tangage, mais la possibilité d'utiliser un ORC appliqué à l'ETM non seulement comme une ressource d'énergie de base, mais également comme une opportunité de réguler les fluctuations du réseau électrique n'a donc pas encore été étudiée.

D'un autre côté, plusieurs travaux de recherche ont été menés à propos de la modélisation en dynamique d'ORC appliqués à différentes sources de chaleur. Les principaux composants d'un ORC sont les échangeurs de chaleur, la pompe et la turbine. Les durées des transitoires de la pompe et de la turbine sont souvent négligées devant celles des échangeurs de chaleur. Aussi des modèles statiques sont utilisés pour ces deux composants [8]. La dynamique d'un ORC est donc majoritairement définie par l'évaporateur et le condenseur. Wei *et al.* [9] ont étudié le comportement transitoire d'un ORC en comparant deux approches pour la représentation des échangeurs de chaleur : un modèle discrétisé et un modèle à frontières mobiles. Leurs résultats montrent que les deux modèles fournissent des résultats similaires mais avec des temps de calcul CPU moins élevés pour le modèle à frontières mobiles. Cela dit, cette méthode n'a pour l'instant été utilisée que pour le côté du fluide de travail en considérant une température uniforme du côté du fluide caloporteur.

Dans cette étude, un modèle dynamique d'un ORC appliqué à l'ETM basé sur l'utilisation d'un modèle à frontières mobiles pour les échangeurs de chaleur et de modèles statiques pour la pompe et la turbine est présenté. Les variations de température du côté du fluide de travail et du fluide caloporteur sont considérées, ainsi que pour la paroi métallique. Les caractéristiques d'un Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers (PAT ETM) de 15 kW situé à l'île de La Réunion sont utilisées comme paramètres d'entrées des simulations. Une première estimation du temps de réponse suite à un échelon de débit du fluide de travail est ensuite fournie, ainsi qu'une analyse du résultat en termes de pilotabilité.

2. Description du modèle

2.1. Description du cycle

L'ORC est principalement constitué de quatre composants : un évaporateur, une turbine, un condenseur et une pompe. Une vanne de détente peut également être placée en amont de la turbine afin de réguler le débit du fluide gazeux. Le fluide de travail à l'état de liquide sous-refroidi entre dans l'évaporateur (E) où il recevra de la chaleur de l'eau de mer de surface pour être réchauffé (1), puis évaporé (2). Après une éventuelle détente isenthalpe (4) permettant de réguler le débit, la vapeur sous pression ainsi obtenue est alors détendue dans la turbine (T) en fournissant un travail convertible en électricité. Après la détente, le condenseur (C) transfère de la chaleur du fluide de travail vers l'eau de mer des profondeurs afin de le condenser. Le liquide est enfin ramené vers l'évaporateur par l'intermédiaire d'une pompe (P).

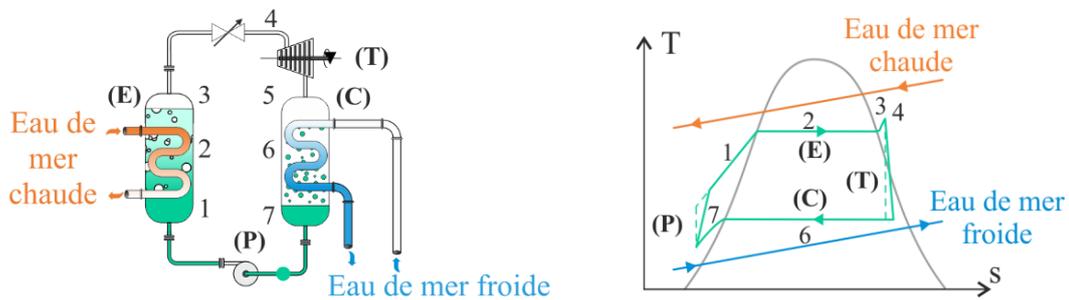


Figure 1 : Représentation schématique d'un Cycle Organique de Rankine et diagramme T-s.

2.2. Modélisation de l'évaporateur

Dans l'évaporateur, la transformation du fluide de travail se fait en trois parties :

- La réchauffe (1) : le liquide sous-refroidi est chauffé jusqu'à la saturation,
- L'évaporation (2) : le changement d'état,
- La surchauffe (3) : la vapeur saturée est réchauffée et s'éloigne de la saturation.

Les trois parties de ce procédé doivent être différenciées, en particulier du fait de la significative différence des coefficients d'échanges dans chacune de ces parties. Cela dit, les tailles de ces trois parties peuvent varier avec le temps, car elles dépendent des débits et des quantités de chaleur échangées. Le modèle aux frontières mobiles consiste à intégrer les équations locales de conservation de la masse et de l'énergie en considérant la règle de Leibnitz pour le calcul d'intégrales avec des bornes variables. La résolution spatiale est donc analytique tandis que la résolution temporelle se fait de manière numérique.

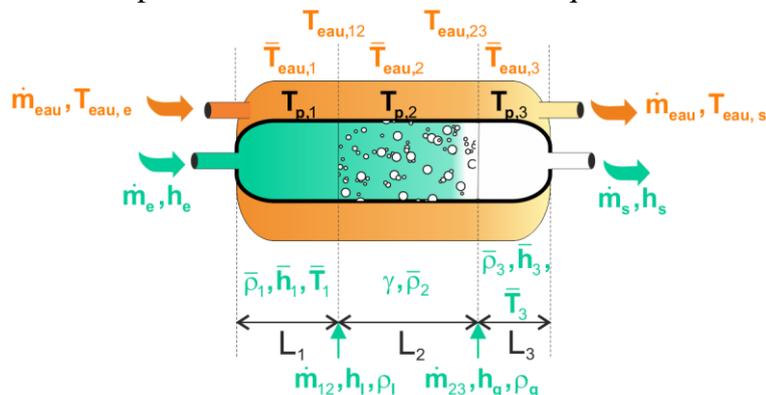


Figure 2 : Représentation schématique du modèle aux frontières mobiles et définition des variables

Les équations de conservation de la masse et de l'énergie s'écrivent respectivement sous forme locale :

$$\frac{\partial(A\rho)}{\partial t} + \frac{\partial\dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(A\rho h - AP)}{\partial t} + \frac{\partial\dot{m}h}{\partial z} = \dot{q} \quad (2)$$

Où $\dot{q} = d\dot{Q}/dz$ est la puissance thermique linéique échangée en $W.m^{-1}$ et A représente la section de l'écoulement.

Dans la partie réchauffe, les deux équations ci-dessus sont intégrées analytiquement entre 0 et $L_1(t)$. La longueur de la zone de réchauffe est donc $L_1(t)$. Pour obtenir l'équation dans la zone d'évaporation, les équations (1) et (2) sont intégrées entre $L_1(t)$ et $L_1(t) + L_2(t)$ et pour la zone de surchauffe entre $L_1(t) + L_2(t)$ et L . Nous obtenons alors un système de six équations couplées faisant intervenir les dérivées temporelles des différentes variables. De plus, les puissances thermiques échangées dans chaque zone s'expriment par :

$$\forall i = 1,2,3 : \dot{Q}_i = \alpha_i S_i (T_{pi} - \bar{T}_i) \quad (3)$$

Du côté de l'eau, nous pouvons intégrer de la même façon l'équation (2) dans chacune des trois zones en considérant un écoulement co-courant de l'eau et du fluide de travail. L'eau étant considérée comme incompressible dans les gammes de températures mises en œuvre ici, l'intégration de l'équation (1) se ramène à la conservation du débit. Trois équations supplémentaires sont donc ainsi obtenues. Pour l'eau, les puissances s'expriment par :

$$\forall i = 1,2,3 : \dot{Q}_{eau,i} = \alpha_{eau,i} S_{eau,i} (T_{pi} - \bar{T}_{eau,i}) \quad (4)$$

Enfin, la paroi de l'échangeur étant solide, l'équation de conservation de l'énergie au sein de la paroi s'écrit :

$$\rho_p c_p A_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \dot{q}_p = -(\dot{Q}_{eau,i} + \dot{Q}_i) \quad (5)$$

Seuls les flux de chaleur radiaux d'un fluide vers l'autre sont ici considérés. Tous les flux longitudinaux sont négligés. 3 équations supplémentaires sont donc obtenues pour la paroi.

Un système comportant au total 12 équations à 12 inconnues est donc ainsi constitué. Toutes les variables d'état du fluide de travail sont exprimées en fonction de l'enthalpie spécifique h et de la pression P . Les équations d'état utilisées sont issues de la base de données Coolprop [10]. Les 12 variables régissant le modèle sont ainsi : $P, L_1, L_2, \dot{m}_{12}, \dot{m}_{23}, h_s, T_{p1}, T_{p2}, T_{p3}, T_{eau12}, T_{eau23}, T_{eau,s}$. Toutes les autres variables sont déduites de ces 12 variables à l'aide des équations d'état des fluides.

2.3. Condenseur

Le modèle du condenseur est obtenu de façon similaire à celui de l'évaporateur en utilisant le modèle à frontières mobiles pour les zones de désurchauffe (le gaz est refroidi jusqu'à saturation), de condensation et de sous-refroidissement (le liquide saturé est refroidi et s'éloigne de la saturation).

La première zone peut exister ou non suivant l'état du fluide en sortie de la turbine. En effet, des gouttelettes peuvent se former pendant la détente, le fluide sort de la turbine diphasique et la phase de désurchauffe n'a pas lieu d'être. Pour pouvoir gérer le passage d'un cas à l'autre, deux modèles de condenseurs ont été développés : un à trois zones, et un à deux zones. Le

passage de l'un à l'autre se fait de façon numérique à l'aide d'un test sur l'état du fluide à l'entrée du condenseur.

2.4. Pompe

Comme les transitoires de la pompe sont beaucoup plus rapides que ceux des échangeurs, un modèle statique est utilisé pour ce composant. Le débit liquide circulant dans la pompe est alors donné par :

$$\dot{m}_{pompe} = \eta_v V_{cyl} \rho_e \omega \quad (6)$$

Où η_v est le rendement volumétrique, V_{cyl} le volume du cylindre, ρ_e la masse volumique du liquide à l'entrée de la pompe et ω la fréquence de rotation de la pompe. La variation d'enthalpie dans la pompe est donnée grâce à la définition du rendement isentropique de la pompe :

$$\eta_{pompe} = \frac{\Delta h_{pompe}^{is}}{\Delta h_{pompe}} \quad (7)$$

Où Δh_{pompe}^{is} est la variation d'enthalpie dans la pompe dans le cas d'une transformation isentropique et Δh_{pompe} est la variation d'enthalpie réelle dans la pompe.

2.5. Turbine

De la même façon, les transitoires de la turbine sont supposés être suffisamment courts pour être négligés. Le débit de vapeur circulant dans la turbine s'exprime alors par :

$$\dot{m}_{turb} = C_v \rho_e \sqrt{P_e - P_{cond}} \quad (8)$$

De façon à ne pas déséquilibrer les niveaux du fluide de travail dans les deux échangeurs, le débit de liquide devrait être égal en permanence au débit de vapeur. Afin de permettre cette égalité, une vanne de détente est placée en amont de la turbine. Cette vanne va permettre de réguler la pression à l'entrée de la turbine P_e , qui sera ainsi intermédiaire entre celle de l'évaporateur et celle du condenseur, et donc le débit vapeur. La transformation dans la vanne étant isenthalpique, cette dernière influence peu le travail récupéré dans la turbine. La variation d'enthalpie dans la turbine s'exprime par son rendement isentropique :

$$\eta_{turb} = \frac{\Delta h_{turb}}{\Delta h_{turb}^{is}} \quad (9)$$

3. Etude de cas : simulation d'un échelon de débit du fluide de travail

Le modèle présenté dans la partie précédente est utilisé pour déterminer un premier ordre de grandeur du temps de réponse d'une centrale ETM. Les paramètres utilisés pour la simulation sont ceux issus du Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers (PAT ETM) à l'île de La Réunion. L'évaporateur est du type tubes et calandre avec des tubes améliorés tandis que le condenseur est du type tube et calandre avec des tubes lisses. Le fluide de travail est l'ammoniac (R717). Ce prototype est présenté plus en détails par Castaing *et al.* [11].

3.1. Hypothèses de simulation

Les déperditions thermiques, les phénomènes de diffusion interne, les flux thermiques longitudinaux sont négligés. Les caractéristiques des différents composants sont listées dans le

Tableau 1. Ces valeurs sont issues des caractéristiques du Prototypé A Terre d'ETM à La Réunion [11]. Les coefficients d'échange sont fixés à une valeur correspondant à un ordre de grandeur de ce qui a pu être mesuré sur le prototype. La simulation consiste à considérer un cycle ORC initialement en fonctionnement en régime permanent qui va subir à un temps $t = 300$ s une modification de l'écoulement du fluide de travail (l'ammoniac). Les valeurs des variables lors du fonctionnement initial en régime permanent sont fournies dans le Tableau 2 (valeurs déjà pré-calculées à partir des entrées du système : températures et débits des sources, pressions de l'ammoniac). Après 300 s, la fréquence de rotation de la pompe est diminuée de 25 %. Le débit d'ammoniac subit donc un échelon descendant de débit allant de 0.339 kg/s à 0.255 kg/s. La vanne de détente assure que le débit liquide sera toujours égal au débit vapeur d'ammoniac. Les températures et débits des sources (eau chaude et froide) restent constants.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
<i>Evaporateur (Côté eau)</i>		<i>Condenseur (Côté eau)</i>	
Coefficient d'échange	6000 W/m ² /K	Coefficient d'échange	6000 W/m ² /K
<i>Evaporateur (Côté ammoniac)</i>		<i>Condenseur (Côté ammoniac)</i>	
Coefficient d'échange zone 1	500 W/m ² /K	Coefficient d'échange zone 1	1000 W/m ² /K
Coefficient d'échange zone 2	8000 W/m ² /K	Coefficient d'échange zone 2	9000 W/m ² /K
Coefficient d'échange zone 3	1000 W/m ² /K	Coefficient d'échange zone 3	500 W/m ² /K
<i>Evaporateur (Surface d'échange : titane)</i>		<i>Condenseur (Surface d'échange : titane)</i>	
Masse volumique	8960 kg/m	Masse volumique	8960 kg/m
Capacité calorifique	385 J/K/kg	Capacité calorifique	385 J/K/kg
<i>Pompe</i>		<i>Turbine</i>	
Rendement volumétrique	0.6	Coefficient d'écoulement C_V	$2.12 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Volume du cylindre	$1.80 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	Rendement isentropique	0.8
Rendement isentropique	0.8		

Tableau 1 : Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
<i>Evaporateur (Côté eau)</i>		<i>Condenseur (Côté eau)</i>	
Débit d'eau	40 kg/s	Débit d'eau	30 kg/s
Température entrée eau	28 °C	Température entrée eau	5 °C
Température sortie eau	26.09 °C	Température sortie eau	7.43 °C
<i>Evaporateur (Côté ammoniac)</i>		<i>Condenseur (Côté ammoniac)</i>	
Débit d'ammoniac	0.339 kg/s	Débit d'ammoniac	0.339 kg/s
Température d'entrée	8.36 °C	Température d'entrée	9.28 °C
Température de sortie	26.55 °C	Température de sortie	8.25 °C
Pression	9.5 bar	Pression	6 bar
<i>Pompe</i>			
Fréquence de rotation	50 Hz		

Tableau 2 : Valeurs initiales de fonctionnement en régime permanent

3.2. Résultats et discussion

La Figure 3 présente les évolutions de différentes variables au cours de la simulation. Le temps de réponse de la maquette en termes de puissance, de pression et de température est relativement faible. Après 2 minutes, les variations de la température n'excèdent plus 0.1 °C/min. La puissance brute de la turbine subit d'abord une brusque diminution qui suit la baisse du débit, avant de remonter progressivement vers un palier. Ce comportement s'explique par le fait que la pression dans l'évaporateur augmente tandis que celle dans le condenseur

diminue. Le pincement des échangeurs va donc diminuer et le cycle va s'agrandir dans un digramme T-s en se rapprochant des sources. Lorsque les échangeurs entrent en régime, leur efficacité ainsi que le rendement du cycle augmentent, ce qui explique cette remontée de la puissance après la chute brusque liée à la chute du débit. La taille des différentes zones de l'évaporateur ne subit pas d'importantes modifications, mais la zone d'évaporation augmente légèrement en proportion par rapport aux deux autres, avec un temps de réponse un plus long (+4.66% au bout de 10 minutes).

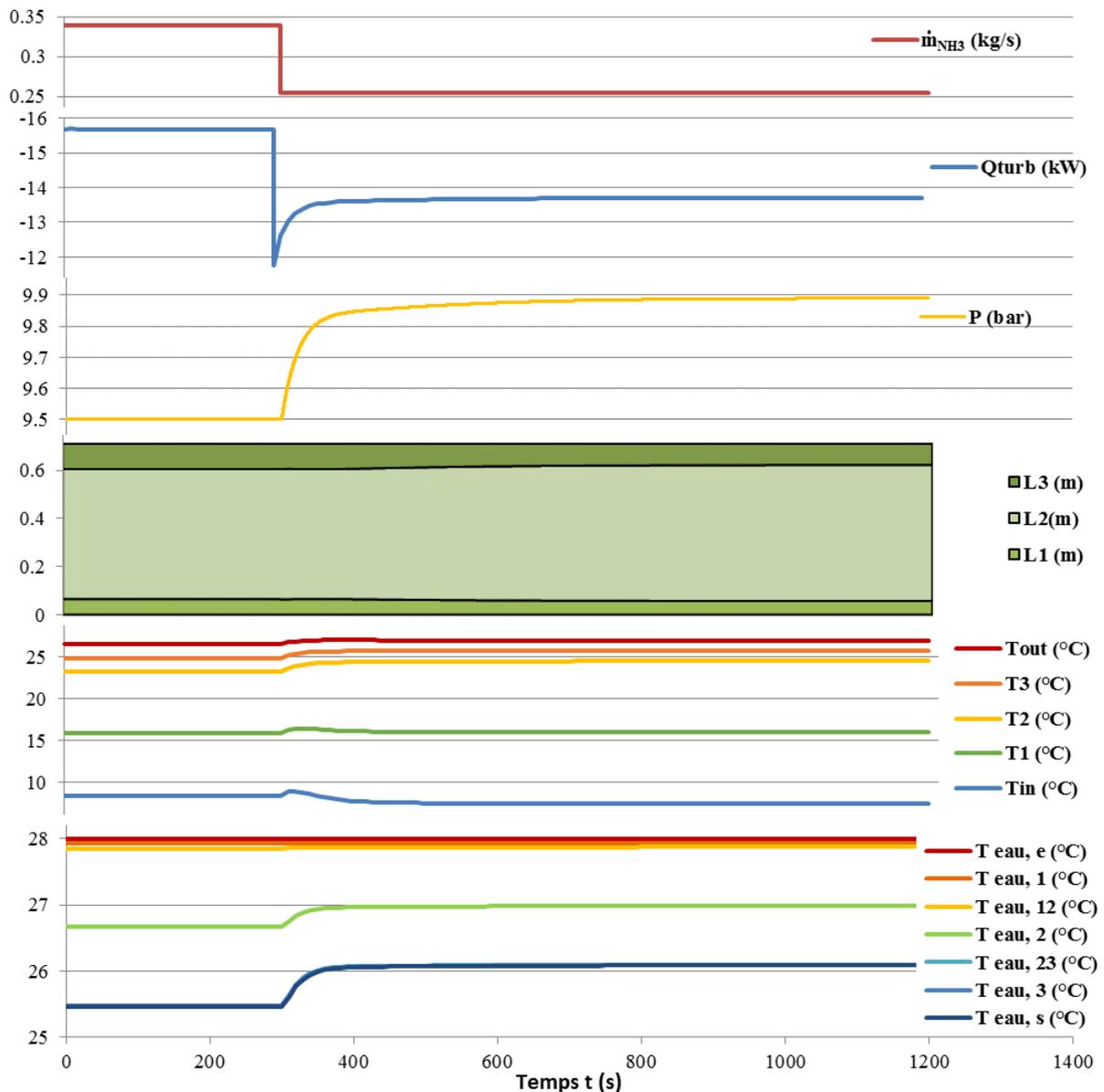


Figure 3 : Evolution de différentes variables au cours de la simulation

4. Conclusion

Les résultats des simulations menées à l'aide du modèle à frontières mobiles présenté nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

- La puissance d'une centrale ETM peut être ajustée en modifiant le débit du fluide de travail sans modifier l'écoulement de l'eau de mer chaude et froide avec un temps de réponse inférieur à 2 minutes.

- Une diminution de 25 % du débit de fluide de travail a provoqué une diminution de la puissance de 12.7 % (de 15.7 à 13.7 kW). La variation relative n'est pas conservée car l'efficacité des échangeurs et le rendement du cycle ont augmenté. Ainsi, les modulations réalisables par cette méthode restent de petite amplitude. Si l'on souhaite réaliser de plus fortes modulations de puissances, il sera donc indispensable de modifier le débit des sources chaudes et froides.

Ces premiers résultats semblent encourageants dans l'idée qu'une centrale ETM puisse servir comme outil de régulation des instabilités présentes dans certains réseaux électriques. Des études plus poussées doivent cependant encore être réalisées, notamment au niveau des stratégies de pilotage.

Références

- [1] W. H. Avery et C. Wu, Renewable energy from the ocean-A guide to OTEC, (1994).
- [2] J. Bao et L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24 (2013), 325-342.
- [3] F. Conand, F. Marsac, E. Tessier, et C. Conand, 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*, 6-1 (2008).
- [4] M. Hoarau et M. Salomez, Note d'opportunités pour l'utilisation de l'énergie thermique des mers et valorisation de l'eau froide profonde à Sainte-Rose, *ARER, La Réunion*, (2009).
- [5] J. P. Praene, M. David, F. Sinama, D. Morau, et O. Marc, Renewable energy: Progressing towards a net zero energy island, the case of Reunion Island, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16-1 (2012), 426-442
- [6] M. Kayton, Steady-State and Dynamic Performance of an Otec Plant », *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, PAS-100-3 (1981), 1148-1153.
- [7] O. Bai, M. Nakamura, Y. Ikegami, et H. Uehara, Simulation and evaluation of transient performance of ocean thermal energy conversion plant with working fluid of binary mixtures, *The Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference*, (2002).
- [8] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, et H. Spliethoff, Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, *Applied energy*, 88-6 (2011), 2183-2190.
- [9] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, et J. Gu, Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 28-10 (2008), 1216-1224.
- [10] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, et V. Lemort, Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 53-6 (2014), 2498-2508.
- [11] J. Castaing-Lasvignottes *et al.*, Modélisation et simulation des échangeurs d'une installation de production d'électricité par énergie thermique des mers, *Congrès Français de Thermique (2016)*.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à NAVAL Energies et la Région Réunion pour le financement du prototype à terre, ainsi que Jérôme Vigneron et Alexandre Refait pour leur soutien scientifique et technique.