

Modélisation et simulation d'un cycle OTEC : Étude d'un couplage avec un système de climatisation par eau de mer profonde (SWAC).

Perceval RAYBAUD¹, Kanhan SANJIVY², Franck LUCAS³, Olivier MARC⁴

^{1,2,3}Université de la Polynésie française, laboratoire de Géosciences du Pacifique Sud (GEPASUD)

²Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energies (ADEME), 20 avenue du Grésillé- BP 90406 49004 Angers Cedex 01 France

⁴IUT, Saint-Pierre, La Réunion, Laboratoire Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie, l'environnement et le bâtiment (PIMENT)

Résumé – La technologie de conversion de l'énergie thermique des océans (Ocean Thermal Energy Conversion ou OTEC) utilise les eaux en surface et en profondeur des océans pour produire de l'électricité. Pour explorer le potentiel de cette technologie, un prototype à terre OTEC, de 14 kWe, a été développé au laboratoire PIMENT à l'île de la Réunion afin de tester différents types d'échangeurs de chaleur. Cet article présente dans un premier temps la modélisation d'une centrale OTEC utilisant l'ammoniac comme fluide de travail. Ensuite, ce modèle est utilisé pour évaluer la possibilité d'un couplage en série d'un OTEC et d'un système de climatisation par eau de mer profonde (SWAC).

Nomenclature

\dot{Q}	Puissance thermique échangée, kW	T	température, K
\dot{W}	Puissance électrique, kW	P	Pression, Pa
\dot{m}	débit massique, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Re	Nombre de Reynolds
$ATLM$	Différence de température moyenne logarithmique, K	U	Coefficient d'échange global, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
cp	chaleur spécifique, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	g	Accélération de la pesanteur, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
S	surface d'échange, m^2	<i>Symboles grecs</i>	
Δh	variation d'enthalpie, J/kg	ρ	masse volumique de l'eau, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
ΔH	hauteur de colonne d'eau, m	η	rendement
D	Diamètre interne de conduite, m	λ	coefficient de perte de charge linéaire
L	Longueur de conduite, m	<i>Indices et exposants</i>	
e	Rugosité absolue, m	ft	fluide de travail
		e/s	entrée / sortie
		$evap/cond$	évaporateur / condenseur

1. Introduction

La problématique du réchauffement climatique à l'échelle mondiale incite à l'exploration de technologies innovantes pour produire de l'électricité décarbonée. L'une d'elles est l'Énergie Thermique des Mers (ETM) ou « Ocean Thermal Energy Conversion » (OTEC). L'île de la Réunion étant un territoire insulaire, son mix énergétique est majoritairement composé de combustion à base d'énergies fossiles importées. Pour pallier cette dépendance extérieure, le Laboratoire PIMENT a participé, en collaboration avec l'entreprise NAVAL ENERGIES, à la réalisation et aux tests d'un prototype à terre d'énergie thermique des mers (PAT ETM) pouvant théoriquement fournir 14 kWe [1]. Cette technologie utilise la différence de température entre l'eau de mer en surface et celle en profondeur pour faire fonctionner un cycle thermodynamique. Le premier objectif de cette étude est de réaliser un modèle python permettant de trouver des points de fonctionnement stationnaire du cycle, puis de vérifier les valeurs obtenues avec les résultats expérimentaux du PAT ETM ainsi que d'autres

simulations OTEC présentes dans la littérature scientifique. Ensuite, on se servira de ce modèle pour étudier la possibilité d'un couplage OTEC-SWAC.

2. Cycle ORC pour le procédé OTEC

2.1. Principe d'un cycle ORC

Les températures entre les eaux en surface (Entre 25-28°C) et celles en profondeur (5°C) permettent un ΔT de 20 à 23°C. Cela fixe un rendement de Carnot à 7% qui diminue à 3% en conditions réelles d'utilisation. Un Cycle Organique de Rankine (ORC) avec de l'ammoniac comme fluide de travail est choisi car adapté à des températures de sources chaudes basses.

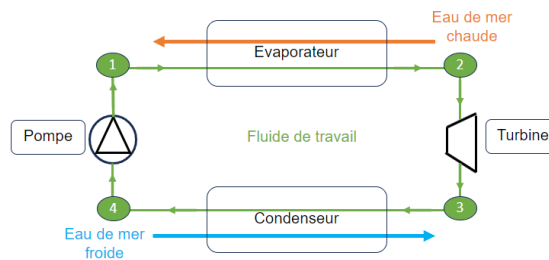


Figure 1 : Schéma des étapes d'un cycle ORC

Dans un cycle ORC, l'ammoniac liquide va entrer dans l'évaporateur où il se réchauffe puis s'évapore (Figure 1 points 1 à 2). La vapeur d'ammoniac va passer dans une turbine pour générer de l'électricité. L'ammoniac détendu est alors diphasique (97% vapeur) et entre dans le condenseur. Il se condense et sort à l'état liquide puis passe dans une pompe pour continuer le cycle.

2.2. Système d'équations

Les équations qui régissent les transferts thermiques dans les échangeurs (évaporateur et condenseur) ainsi que le travail fourni ou apporté dans les machines tournantes (pompe et turbine) sont les suivantes :

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{ft} \cdot (h_s - h_e) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_2 = U \cdot S \cdot \Delta TLM \quad (2)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_{eau} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (3)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_{ft} \cdot \eta \cdot (h_s - h_e) \quad (4)$$

Avec \dot{m}_{ft} le débit de fluide de travail qui est ici de l'ammoniac [kg/s], Δh la variation d'enthalpie de l'ammoniac [J/kg], U le coefficient d'échange global de l'échangeur [$W/m^2.K$], S la surface d'échangeur [m^2], c_p la chaleur spécifique de l'eau [J/kg.K]. L'équation (1) représente la puissance thermique reçue ou cédée par l'ammoniac lors de ses changements d'états. L'équation (2) représente la puissance thermique traversant les échangeurs entre l'eau et l'ammoniac. L'équation (3) représente la puissance thermique reçue ou cédée par l'eau de mer lors de son passage dans l'échangeur. Ces trois équations sont appliquées au condenseur et à l'évaporateur. L'équation (4) représente le travail apporté à la pompe ou fourni par la turbine. Le terme η est la multiplication de différents rendements (isentropique, mécanique et générateur) selon que l'équation soit appliquée à la turbine (η isentropique, mécanique et

générateur) ou à la pompe (η isentropique et mécanique). Il permet de prendre en compte des irréversibilités liées à la génération d'entropie et aux frottements.

2.3. Modélisation du cycle ORC

L'objectif de la modélisation est de déterminer un point de fonctionnement en régime stationnaire d'un cycle ORC tel que dans les deux échangeurs on arrive à l'égalité $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3$. Les étapes de résolution du modèle sont présentées ci-dessous :

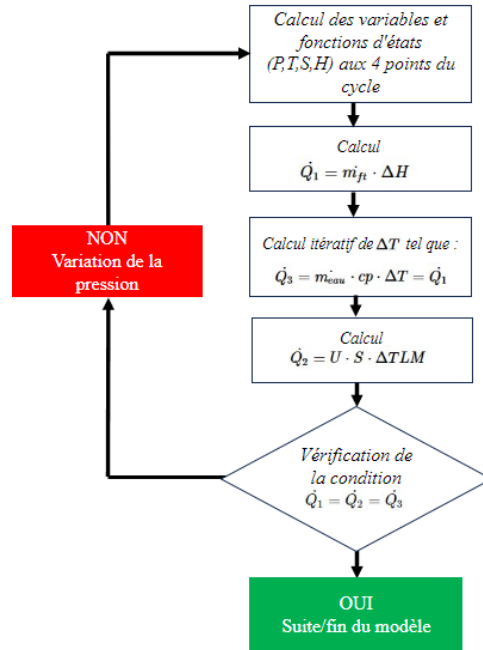


Figure 2 : Diagramme de flux du modèle

Le modèle est écrit sous python 3.7 et utilise comme librairie principale « CoolProp » qui permet de déterminer les variables et fonctions d'états de l'ammoniac dans le cycle. L'itération du modèle se fait sur la pression car elle affecte les équations (1) et (2), jusqu'à atteindre une convergence des \dot{Q} . Les entrées et sorties du modèle sont :

- Entrées : les températures d'eau de mer chaudes et froides entrantes, les débits d'eau de mer et d'ammoniac, les caractéristiques des échangeurs (surfaces et coefficients d'échange global U) ainsi que des pressions initiales pour l'ammoniac dans les échangeurs.
- Sorties : les températures d'eau de mer en sortie des échangeurs, les pressions finales d'ammoniac ainsi que la puissance électrique nette en sortie.

3. Résultats du modèle et comparaison à la littérature scientifique

La première étape de vérification du modèle consiste à comparer ses résultats aux données expérimentales du PAT ETM. Ces résultats se trouvent dans le tableau ci-dessous :

Variables	PAT ETM	Modèle	Intervalle d'incertitude
\dot{Q}_{evap} (kW)	442,0 ± 3,1	444,6	438,9 < 444,6 < 445,1
\dot{Q}_{cond} (kW)	430,2 ± 2,5	429,8	427,6 < 429,8 < 432,7
$\dot{W}_{turbine}$ (kW)	14,23 ± 0,3	14,6	14,5 < 14,6
$T_{eau froide sortie}$ (°C)	8,69 ± 0,1	8,7	8,6 < 8,7 < 8,8
$T_{eau chaude sortie}$ (°C)	25,69 ± 0,1	25,6	25,6 < 25,6 < 25,8

Tableau 1 : Comparaison du modèle avec les résultats expérimentaux du PAT ETM

Les résultats des puissances thermiques échangées, des travaux mécaniques et des températures d'eau de mer en sortie du cycle obtenus sont satisfaisants car dans le domaine d'incertitude des expérimentations. Les températures expérimentales ont été mesurées avec une précision de 0,15 jusqu'à 0,01 °C sur les écarts de températures grâce à la comparaison entre plusieurs capteurs. La valeur du travail mécanique disponible à la turbine du modèle est légèrement supérieure à celle mesurée mais cela peut s'expliquer par le fait que l'installation du PAT ETM possédait une pseudo-turbine simulant la détente de l'ammoniac vapeur [1]. Cette comparaison expérimentale a permis une première validation du modèle comme étant une approximation correcte du fonctionnement d'un cycle ORC en régime stationnaire.

Une phase de recherche bibliographique a ensuite été réalisée afin de comparer les résultats du modèle aux résultats d'autres modèles de systèmes OTEC présents dans des articles de la littérature scientifique. Pour ce faire, les données initiales du modèle ont été ajustées pour s'adapter aux différents cas. Les résultats de cette comparaison inter-modèle se trouvent ci-dessous :

$\dot{W}_{turbine}$ (kW)	Articles	Modèle	Erreur (%)
Satoru GOTO <i>et al.</i> [2]	18,62	18,2	2,2
Hirofumi HARA <i>et al.</i> [3]	100	103,6	3,6
Hirofumi HARA <i>et al.</i> [4]	1000	962	3,8
C.Bernardoni <i>et al.</i> [5]	3936	3661	6,9
$T_{eau\ froide\ sortie}$ (°C)	Articles	Modèle	ΔT (°C)
Satoru GOTO <i>et al.</i>	9,02	9,02	<0,1
Hirofumi HARA <i>et al.</i>	6,8	6,7	-0,1
Hirofumi HARA <i>et al.</i>	8,04	7,9	-0,14
C.Bernardoni <i>et al.</i>	7,26	7,11	-0,15

Tableau 2 : Comparaison du modèle avec les résultats de puissance de turbine et de température d'eau froide en sortie de cycle pour différentes simulations OTEC

Le tableau 2 ci-dessus montre la comparaison des résultats du modèle avec les résultats des simulations des articles choisis, pour les valeurs de travail produit à la turbine et de la température d'eau froide en sortie d'échangeur. Malgré le changement d'échelle des centrales OTEC, les résultats concordent car les écarts de températures restent inférieurs à 0,15°C et que le travail à la turbine est estimé à 4% d'écart près sauf pour le dernier article simulant une centrale de 4MWé. Le modèle pourrait donc atteindre des limites de fiabilité pour les centrales à grandes échelles. Dans la partie qui va suivre, concernant le couplage OTEC-SWAC, nous nous intéresserons à une centrale de l'ordre de la vingtaine de kilowatts. C'est un ordre de grandeur en puissance pour lequel le modèle obtient des résultats corrects.

4. Etude du couplage OTEC-SWAC

Une fois que ce modèle a été créé et comparé à des résultats d'autres simulations, la prochaine étape est de réaliser un couplage avec un système SWAC.

4.1. Définition de la technologie SWAC (Sea Water Air Conditioning)

La climatisation par eau de mer profonde consiste à utiliser l'eau froide des profondeurs (boucle primaire) pour refroidir une boucle d'eau en surface (boucle secondaire ou « eau glacée ») qui va alimenter le bâtiment à rafraîchir (Figure 3).

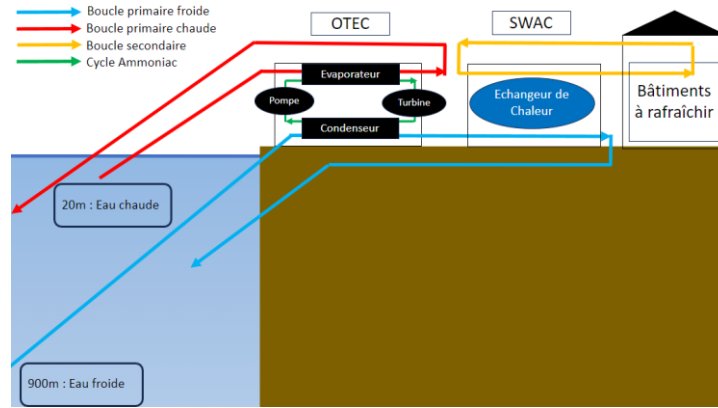


Figure 3 : Schéma de principe du couplage OTEC-SWAC

L'eau de mer est pompée à des profondeurs d'environ 800-1000m où elle se trouve à des températures proches de 5°C. Parmi les quelques SWAC existant dans le monde, 3 d'entre eux se trouvent en Polynésie Française. Celui sur lequel le couplage OTEC-SWAC est envisagé est celui de l'hôtel « The Brando » situé sur l'atoll de Tetiaroa car le laboratoire GEPASUD a travaillé sur le traitement des mesures de cette installation. Les performances de ce SWAC ont été mesurées sur plusieurs années et il a été obtenu des coefficients de performances (COP) supérieurs à ceux des systèmes de climatisation par cycle à compression de vapeur classiques [6]. L'idée d'un couplage OTEC-SWAC consiste à placer en série une centrale OTEC située en amont d'un système SWAC. Cette configuration est choisie afin que le flux d'eau de mer froide pénétrant dans l'OTEC permette d'avoir un ΔT maximum entre l'eau de mer chaude issue de la surface et celle froide pompée en profondeur. L'objectif du couplage OTEC-SWAC est de voir si le placement d'un cycle OTEC pourrait permettre de satisfaire les besoins en électricité de l'ensemble de l'installation. Ceci, en gardant une température d'eau en sortie de condenseur suffisamment froide pour servir au refroidissement des bâtiments par le SWAC. Il y aurait donc génération à la fois d'électricité et de froid.

4.2. Modélisation des pertes de charges des conduites et rendement isentropique

Cet ensemble OTEC-SWAC se base sur l'architecture existante du SWAC de l'hôtel « The Brando ». Le couplage consiste à rajouter une centrale OTEC en gardant le réseau hydraulique de la boucle d'eau de mer froide. Cela implique la prise en compte d'une puissance auxiliaire, négligée jusqu'alors dans le modèle, liée aux consommations des pompes d'eau de mer chaudes et froides. La puissance de la pompe d'eau de mer froide du SWAC est déjà connue mais il faut prendre en compte l'ajout du condenseur sur la boucle, qui va générer des pertes de charges supplémentaires. La puissance de la pompe d'eau de mer chaude est à calculer entièrement car cette conduite n'existe pas dans le SWAC. Le calcul général de la puissance de pompe est :

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \cdot \rho \cdot \Delta H \cdot g}{\eta} \quad (5)$$

Avec \dot{m} le débit [m^3/s], ρ la masse volumique de l'eau [kg/m^3], ΔH la hauteur de colonne d'eau (m), g l'accélération de pesanteur [$m.s^{-2}$] et η le rendement de pompe. La hauteur de colonne d'eau est composée des différentes caractéristiques du réseau hydraulique :

$$\Delta H_{totale} = \Delta H_{linéaire} + \Delta H_{sin\ gulière} + \Delta H_{appareil} \quad (6)$$

Le terme de $\Delta H_{linéaire}$ correspond aux pertes occasionnées par le frottement de l'eau de mer le long des parties linéaires de la conduite et il se calcule avec la formule de Colebrook :

$$\Delta H_{linéaire} = j \cdot L \quad (7)$$

$$j = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (8)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{e}{3,71 \cdot D} \right) \quad (9)$$

Avec L la longueur de conduite, λ le coefficient de pertes de charges linéaires, e la rugosité absolue du matériau, D le diamètre interne et Re le nombre de Reynolds. Le terme de $\Delta H_{appareil}$ correspond aux pertes de charges due au passage de l'eau dans les échangeurs. Le SWAC possède 3 échangeurs de chaleur en parallèle et il y aura 2 échangeurs en plus pour l'évaporateur et le condenseur de l'OTEC. Ces échangeurs sont à plaque et en titane car ils permettent une meilleure compacité des installations et une résistance à la corrosion. De plus, une grande partie des études sur l'élaboration de centrales OTEC choisissent ce type d'échangeurs ce qui permet de s'appuyer sur des corrélations existantes. La référence [5] fournit des corrélations entre la puissance thermique échangée et la puissance de pompage due à la perte de charge dans l'échangeur :

$$P_{échangeur} = k_p \cdot \dot{Q} \quad (10)$$

Avec k_p le terme de proportionalité valant 1,667kWélec /MWthermique pour l'évaporateur et 1,601kWélec /MWthermique pour le condenseur. $P_{échangeur}$ représente la puissance nécessaire à la pompe pour pallier les pertes de charges des nouveaux échangeurs de l'OTEC. Le terme de $\Delta H_{singulière}$ correspond aux pertes de charges liées aux changements brusques de la forme de l'écoulement dans le réseau hydraulique (lié à des vannes, des coudes...). Il est ici négligé car cette partie du réseau existant ne comporte pas de déformation marquée qui pourraient avoir un impact significatif sur les pertes de pressions globales. Le terme de $\Delta h_{singulière}$ est plus important dans la partie du réseau d'eau glacée en surface mais nous prendrons une valeur moyenne de consommation de pompe pour cette partie du réseau.

La puissance auxiliaire de pompage globale est alors :

$$\dot{W}_{tot} = \frac{(P_{évaporateur} + P_{condenseur}) + \dot{m} \cdot g \cdot (\Delta H_{linéaire,chaud} + \Delta H_{linéaire,froid})}{\eta_{pompe}} \quad (11)$$

Un autre point important du dimensionnement est la valeur du rendement isentropique de la turbine lors de la détente de l'ammoniac. Ce rendement impacte directement la puissance fournie par le cycle. Dans la littérature, les modèles admettent des valeurs de rendement comprise entre 0,75 et 0,9. Il existe des modèles de rendement isentropique comme celui de Payri qui utilise le taux de compression ainsi que la variation de température du gaz en amont et aval de la turbine. Cependant, lorsque l'on applique cette méthode aux cas des articles utilisés dans la partie 3, on ne retrouve pas leurs valeurs de rendement isentropique. Il existe des modèles plus complets prenant en compte l'architecture de la turbine mais nous prendrons ici une valeur intermédiaire de ce rendement à 0,82 [7]. Les valeurs de rendement isentropique de la pompe des modèles sont comprises entre 0,8 et 0,9. La puissance de pompe d'ammoniac est en général inférieure à 3% de la puissance de turbine. Nous prendrons une estimation plutôt pessimiste de ce rendement à 0,8.

Une autre étape du dimensionnement est le calcul du coefficient d'échange global de l'échangeur U [W/m².K]. Il est en général déterminé en fonction des coefficients d'échanges individuels de l'eau et de l'ammoniac ainsi que de l'épaisseur et de la conductivité thermique du matériau de l'échangeur. Il existe de nombreuses corrélations existantes afin de déterminer

le coefficient d'échange de l'ammoniac mais elles sont fortement dépendantes de l'architecture et des conditions expérimentales. On utilisera ici une corrélation présente dans [5] permettant de déterminer U en fonction de la vitesse de l'eau de mer dans l'échangeur. Cela permet de trouver une valeur de U entre 2 et 4 kW/m².K, l'intervalle que l'on trouve dans les autres modèles.

4.3. Résultats de simulation du couplage OTEC-SWAC

Le calcul d'un point de fonctionnement de cet ensemble OTEC-SWAC donne ce résultat :

Entrée		Sortie			
Efficacité générateur / mécanique	0,95 / 0,95 (-) [7]	Température eau de mer chaude du cycle OTEC		Puissances	
Rendement isentropique de la turbine / pompe NH ₃	0,82 / 0,8 (-) [7]	entrée évaporateur	27,5 °C	Puissance nette du cycle	19,6 kW
Efficacité des pompes eau de mer	0,6 (-)	sortie évaporateur	22,42 °C	Puissance pompe eau de mer chaude	3,5 kW
Coefficient d'échange global évaporateur U	2300 W.m ⁻² .K ⁻¹ [2][5]	Température eau de mer froide du cycle OTEC		Puissance pompe eau de mer froide	8,5 kW
Coefficient d'échange global condenseur	2200 W.m ⁻² .K ⁻¹ [2][5]	Entrée condenseur	6,5 °C	Puissance pompe eau glacée moyenne	26 kW
Température eau de mer froide entrée condenseur	6,5 °C	sortie condenseur	11,44 °C		
Température eau de mer chaude entrée évaporateur	27,5 °C	Température NH₃ du cycle OTEC		Coûts	
Surface évaporateur	150 m ²	Température d'évaporation	20,89 °C	Evaporateur/ Condenseur [5]	869 €/m ²
Surface condenseur	140 m ²	Température de condensation	12,7 °C	Turbogénérateur [5]	442 €/kWe
Longueur de la conduite d'eau de mer froide	3483 m	Débits		Pompe eau de mer chaude [5]	890 €/kWe
Diamètre conduite eau froide	0,383 m	Eau de mer chaude et froide	46 kg/s	Coût de la conduite du SWAC à Tahiti	4785 €/m
Longueur de la conduite d'eau de mer chaude	1730 m	Fluide de travail	0,8 kg/s		
Diamètre conduite eau chaude	0,368 m				

Tableau 3 : Résultats de la simulation pour le couplage OTEC-SWAC avec les caractéristiques du SWAC existant

Lors de la période étudiée (faible affluence de l'hôtel), le SWAC fonctionne avec une pompe côté eau de mer et une pompe côté eau glacée en surface. Le réseau d'eau glacée mesure environ 3 km et possède une architecture particulière car l'eau glacée doit aller dans chaque bungalow [6]. Le tableau 3 montre que la puissance nette du cycle, à savoir la puissance de turbine à laquelle est soustraite la puissance de la pompe interne d'ammoniac, vaut 19,6 kW. Le débit d'ammoniac a été évalué dans l'intervalle 0,5 à 1,2 kg/s car cela correspond aux débits dans les études expérimentales et théoriques [1] et [2] de centrales OTEC de même ordre de grandeur. Il avait été observé que la hausse du débit d'ammoniac, à débit de l'eau de mer constant, augmentait la puissance générée mais également la température d'eau de mer froide en sortie de condenseur. Le débit de 0,8 kg/s a été retenu car il permet une génération de puissance conséquente tout en limitant la hausse de température de l'eau de mer froide en sortie de condenseur. Cela permet d'auto-alimenter les pompes d'eaux chaudes et froides en conservant 7,6 kW supplémentaires. En prenant en compte la consommation de la pompe d'eau glacée en surface, le couplage pourrait satisfaire environ 52 % de la totalité de la demande en électricité du système. Ces résultats sont cohérents avec des installations OTEC fonctionnant avec des débits d'eau et d'ammoniac similaires. Le gain en électricité apporté par l'ajout d'un OTEC fonctionnant en continu journalièrement sur toute l'année serait, avec un prix de l'électricité fourni par l'observatoire polynésien de l'énergie en 2020 à 39,5Fcp/kWh dans les îles, d'environ 6,78 millions de francs. Soit une économie de 56 mille euros annuellement. Cependant, la température d'eau de mer froide en sortie du condenseur de l'OTEC est dans ce cas de l'ordre de 11,5 °C. Cette hausse de température est

significative et n'est pas compatible avec le système SWAC existant qui est prévu pour être alimenté avec une température de 7°C. De plus, on peut voir avec la partie « Coûts » du tableau 3 qui regroupe des coûts liés aux différents composants qu'une telle centrale ne serait pas rentable. Il est admis que la durée de vie d'une centrale OTEC serait d'environ 30 ans. Cela équivaut à une économie de 1,68 million d'euros sur la durée de vie de l'installation. Les échangeurs, la pompe d'eau de mer chaude et la turbine coûteraient 263 k€ mais le prix le plus conséquent serait celui de la conduite, à environ 8,3 millions d'euros en se basant sur l'installation de la conduite du SWAC à Tahiti en 2022. Le cas du SWAC était différent, avec une conduite plus longue et un diamètre supérieur (0,71m). La conduite d'eau de mer chaude avec un diamètre inférieur devrait coûter moins cher, mais nous nous contenterons de cette estimation budgétaire dans cette étude préliminaire. Malgré cela, le couplage semble possible et pourrait s'avérer être intéressant si l'on arrive à dimensionner l'OTEC-SWAC avec l'idée du couplage, pour augmenter la part d'autoproduction et s'adapter à des températures d'eau froide plus élevées pour le système de climatisation.

5. Conclusion

En conclusion, un modèle a été réalisé sur les bases d'une installation expérimentale existante (PAT ETM) pour son élaboration et sa validation initiale. La comparaison du modèle avec différentes simulations de la littérature scientifique a permis de vérifier que le modèle permet une approximation convenable des résultats existants et ceux pour des systèmes OTEC avec des ordres de grandeurs compatibles avec les besoins d'un couplage OTEC-SWAC. L'étude du couplage s'est basée sur un cas existant et a permis de voir qu'il pourrait permettre de fournir plus de 50% de la demande en puissance du système global. Cela engendrerait cependant une hausse importante de la température de l'eau de mer froide devant alimenter le SWAC et cette centrale ne pourrait pas réaliser un retour sur investissement. En guise d'amélioration pour la question de la température, il serait envisageable d'augmenter les surfaces d'échanges des ventilo-convecteurs de l'hôtel pour qu'ils puissent fonctionner avec des températures d'eau plus élevées que celles du système initial. Il serait également intéressant d'étudier la hausse du débit d'eau de mer dans les échangeurs. Cela pourrait entraîner une hausse de la puissance tout en diminuant le ΔT de l'eau de mer froide dans le condenseur. Une hausse du débit entraîne cependant plus de pertes de charges, ce qui balancerait le gain en puissance. Une suite de l'étude est en cours pour rechercher un point optimal de fonctionnement avec l'étude de différents débits de fluides.

Références

- [1] Thèse A. Dijoux, « Influence du fluide de travail, de la technologie des échangeurs et du pilotage dynamique d'un cycle ORC sur l'intérêt et les performances d'un système de conversion d'Energie Thermique des Mers », 17/12/2020
- [2] S.Goto, Y.Matsuda, T.Sugi, T.Morisaki, T.Yasunaga, T.Ikegami, N.Egashira, « Web application for OTEC Simulator using Double stage Rankine cycle », IFAC PapersOnline, 50-1(2017), 121-128.
- [3] H.Hara, N.A.Othman, S.Sarip, N.Othman, Et al..., « Simulation study on enhancing hydrogen production in an ocean thermal energy (OTEC) system utilizing solar collector », Jurnal Teknologi, October 2015.
- [4] H.Hara, N.A.Othman, S.Sarip, N.Othman, Et al..., « Design optimization of power generation and desalination application in Malaysia utilizing ocean thermal energy », Jurnal Teknologi, October 2015.
- [5] C.Bernadoni, M.Binotti, A.Giostri, « Techno-economic analysis of closed OTEC cycles for power generation », Renewable Energy 132 (2019), 1018-1033.
- [6] K.Sanjiv, O.Marc, N.Davies, F.Lucas, « Energy performance assessment of Sea Water Air Conditioning (SWAC) as a solution toward net zero carbon emissions: A case study in French polynesia », Energy Reports 9 (2023), 437-446.
- [7] J.Langer, C.Infante Ferreira, J.Quist, « Is bigger always better ? Designing economically feasible ocean thermal energy conversion systems using spatiotemporal resource data », Applied Energy 309 (2022), 118414