



Influence du fluide du 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

Alexandre Dijoux

► To cite this version:

Alexandre Dijoux. Influence du fluide du 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. Dynamique des Fluides [physics.flu-dyn]. Université de la Réunion, 2020. Français. <NNT : 2020LARE0036>. <tel-03129997>

HAL Id: tel-03129997

<https://theses.hal.science/tel-03129997v1>

Submitted on 3 Feb 2021

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.



HAL Authorization

UNIVERSITE DE LA REUNION

ECOLE DOCTORALE N° 542 : Sciences Technologies Santé

THESE

Pour obtenir

Le grade de docteur

Spécialité doctorale « Physique Energétique »

Influence du fluide du 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

Présentée et soutenue publiquement par

ALEXANDRE DIJOUX

le 17 Décembre 2020

COMPOSITION DU JURY

Pierre Neveu,	Professeur, Université de Perpignan	Rapporteur
Vincent Lemort,	Professeur, Université de Liège	Rapporteur
Laetitia Adelard,	Maître de conférence HDR, Université de La Réunion	
Jean Castaing-Lasvignottes,	Maître de conférence HDR, Université de La Réunion	
Olivier Marc,	Maître de conférence, Université de La Réunion	
Bertrand Clauzade,	Docteur, Naval Energies, Indret, Nantes	

TITRE : 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

RESUME

La différence de température entre l'eau de mer chaude de surface (d'origine solaire tropicale) et celle qui est froide en profondeur (qui vient des pôles) constitue une source d'énergie stable, propre et renouvelable disponible dans l'océan. Cette énergie thermique des mers (ETM) peut être convertie en électricité par le cycle organique de Rankine (ORC). Le faible écart de température entre les sources chaudes et froides représente cependant un défi technique à la fois pour les transferts thermiques et pour les performances du cycle. L'objectif de cette thèse est d'explorer les possibilités d'amélioration du fonctionnement d'un ORC appliqué à l'ETM, de compléter les connaissances des composants du système et de mettre en évidence les avantages de cette technologie nouvelle sur un réseau non-interconnecté comme celui de La Réunion. Les travaux présentés se basent à la fois sur des simulations et sur des résultats expérimentaux obtenus sur un banc d'essai de 450 kW thermique nommé le PAT ETM. Dans le premier chapitre, une nouvelle méthode de choix du fluide de travail est proposée. L'étude fait ressortir certains fluides peu considérés jusqu'à présent pour l'ETM. Dans le second chapitre, l'outil expérimental (PAT ETM) est présenté en détail. Le troisième chapitre dresse le bilan des technologies d'échangeurs qui ont été testées et caractérisées. Le quatrième chapitre traite de la modélisation dynamique d'un système ETM. Cette étude aboutit sur l'évaluation de la pilotabilité d'une centrale complète et met en évidence une opportunité encore peu explorée : celle d'utiliser l'ETM comme un outil de gestion pour assurer le contrôle d'un réseau électrique.

MOTS-CLES : Energie Thermique des Mers (ETM), Cycle Organique de Rankine (ORC), Echangeurs de Chaleur, Fluides de Travail, Etude Dynamique, Régime Transitoire

TITLE: Influence of working fluid choice, heat exchangers technology and dynamic control of an ORC on the interest and performances of an Ocean Thermal Energy Conversion system

ABSTRACT

The temperature difference between the hot surface seawater (of tropical solar origin) and the cold one at depth (which comes from the poles) constitutes a stable, environmentally-friendly and renewable source of energy available in the ocean. This ocean thermal energy conversion (OTEC) can be used to produce electricity by the way of an organic Rankine cycle (ORC). However, the small temperature difference between hot and cold sources represents a technical challenge both for heat transfers and for cycle performances. The objective of this thesis is then to explore the operation improvement possibilities of an ORC applied to OTEC, to complete the knowledge of the system components and to highlight the advantages of this new technology on a non-connected grid such as that of Reunion Island. This work is based both on simulations and on experimental results obtained on a 450 kW thermal energy onshore prototype named PAT ETM. In the first chapter, a new method for the choice of the working fluid is proposed. The study brings out some fluids so far little considered for OTEC. In the second chapter, the experimental tool (the PAT ETM) is presented extensively. The third chapter reports the heat exchanger technologies that have been tested and characterized. The fourth chapter deals with the dynamic modeling of an OTEC system. This study leads to the assessment of the controllability of a complete power plant and shows a still little explored opportunity: that of using OTEC as a management tool to control an electrical network.

KEYWORDS: Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), Organic Rankine Cycle (ORC), Heat exchangers, Working Fluid, Dynamic Study, Transient Operation

à mes grand-parents,

à mes parents,

à mes beaux-parents,

à mon épouse et ma fille,

à tous ceux qui me sont chers...

“La vocation est un torrent qu'on ne peut refouler, ni barrer, ni contraindre. Il s'ouvrira toujours un passage vers l'océan.”

Henrik Ibsen

“Dans l'honnêteté mordante du sel,
la mer révèle ses secrets à ceux qui savent écouter”

Sandra Benitez

Remerciements

Le travail de thèse aura été pour moi l'aboutissement de tout un parcours de vie, résultant d'un certain nombre de choix, d'écueils, de réussites, d'une importante charge de travail mais aussi de nombreuses rencontres, d'apprentissages et de riches discussions. Cet achèvement n'aurait pas pu être possible sans les nombreuses personnes qui y ont contribué. Même s'il me sera difficile de toutes les citer, je tiens à leur rendre hommage ici.

Je tiens tout d'abord à présenter ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, Dr. Jean CASTAING-LASVIGNOTTES, maître de conférences habilité à diriger la recherche (MCF HDR) à l'Université de La Réunion, pour tout le savoir-faire qu'il a su me transmettre, pour sa sincérité et son investissement personnel et professionnel. Je peux dire aujourd'hui qu'il m'a appris toutes les ficelles du métier de chercheur.

Le laboratoire qui m'a accueilli pendant les différentes années consacrées à ce travail est le laboratoire PIMENT (Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie, l'Environnement et le Bâtiment) de l'université de La Réunion. Aussi, il est tout à fait naturel pour moi de remercier l'ensemble de la structure et des membres de PIMENT. Je remercie Pr. Alain BASTIDE, professeur à l'Université de La Réunion, actuel directeur de l'école doctorale et directeur du laboratoire PIMENT au moment du début de ma thèse, pour m'avoir accueilli et conseillé tout au long de mon doctorat. Je remercie également Dr. Mathieu DAVID, actuel directeur du laboratoire PIMENT.

Ce travail de thèse a été financé par l'intermédiaire du dispositif CIFRE par l'entreprise NAVAL ENERGIES (anciennement DCNS), qui m'a reçu dans leur équipe dédiée à l'ETM, en particulier en ce qui concerne la partie expérimentale. Je remercie donc tous les membres de NAVAL ENERGIES. Je tiens particulièrement à remercier Dr. Bertrand CLAUZADE, docteur et ingénieur chez NAVAL ENERGIES, qui m'a recruté puis suivi tout au long de ma thèse. Je lui suis particulièrement reconnaissant pour l'humanité dont il a su faire preuve à mon égard.

Le PAT ETM étant également financé par la Région Réunion, je tiens à leur faire part de ma reconnaissance. Je remercie en particulier M. Rémy DURAND, chargé d'opération à la Région Réunion, pour son investissement pour l'ETM.

Je suis honoré que Monsieur le Professeur Pierre NEVEU, de l'Université de Perpignan, et Monsieur le Professeur Vincent LEMORT, de l'Université de Lège, aient accepté de faire partie de mon jury de thèse, d'évaluer mon travail et de le rapporter. Je leur présente ma sincère gratitude.

Je tiens à remercier Dr. Laetitia ADELARD, maître de conférences habilitée à diriger la recherche (MCF HDR) à l'Université de La Réunion, d'avoir accepté d'intégrer le jury. C'est aussi elle qui m'a admis en tant qu'étudiant de Master à l'Université de La Réunion et je la remercie pour son dévouement à ses étudiants. Merci également à Dr. Olivier

MARC, maître de conférences à l'Université de La Réunion, pour avoir accepté de faire partie de mon jury et pour sa sympathie.

Merci à Dr. Frantz Sinama, mon prédécesseur qui le premier a rédigé une thèse dédiée à l'ETM au laboratoire PIMENT, qui m'a conseillé avant mon recrutement en thèse, m'a présenté des opportunités professionnelles après mon diplôme de Master pour me permettre de mettre un pied dans l'ETM avant même la signature de mon contrat CIFRE, puis m'a formé à l'utilisation du banc d'essai en partageant avec moi son expérience et tous ses astuces.

La salle des doctorants de Saint-Pierre ainsi que le banc d'essai PAT ETM sont tous deux hébergés au sein de l'IUT de La Réunion. Je présente toute ma gratitude à l'ensemble des membres et du personnel de l'IUT. En particulier, je présente mes remerciements à M. Richard LORION, directeur de l'IUT de La Réunion, pour sa considération et pour m'avoir offert l'opportunité de travailler en tant qu'exploitant du PAT ETM en parallèle de la fin de la rédaction du présent manuscrit.

Je présente toute ma gratitude à M. Alexandre REFAIT, ingénieur en construction marine et aujourd'hui enseignant, ancien exploitant du PAT ETM à l'IUT qui m'a recommandé pour sa succession. C'est à ses côtés que j'ai pu mener ma première campagne d'essai pour l'étude dynamique du PAT ETM. Je souhaite aussi remercier M. Jean-François MARTIN, coordonnateurs des projets techniques de l'IUT de La Réunion, pour sa collaboration, ainsi que Jérôme VIGNERON, technicien du laboratoire PIMENT, pour son investissement.

Je remercie tous les collaborateurs qui ont travaillé avec moi sur le PAT ETM. Un grand merci en particulier à M. Pierre LUCAS, ingénieur et expert fluides et réfrigération chez NAVAL ENERGIES, pour toutes les connaissances techniques qu'il m'a transmises. C'est avec lui que j'ai appris à « toucher les tuyaux ». Je souhaite présenter un remerciement tout particulier à Xavier BOISSIERE, ingénieur chez NAVAL GROUP, pour la confiance qu'il a su m'accorder. Merci à Amélie TISSOT et Aurélien BOUHIER qui ont tous les deux été à un moment mes camarades d'essai sur le PAT ETM, ainsi qu'à Gildas DELENCRE et à tous les anciens et actuels employés de NAVAL ENERGIES avec qui j'ai pu échanger.

Je ressens une profonde gratitude envers M. Jules DIEUDONNE, ingénieur et fonctionnaire territorial, qui a appuyé ma candidature et a toujours gardé un œil sur moi.

Je remercie M. HOARAU Matthieu, ancien secrétaire général de TEMERGIE, pour son soutien au début de ma thèse.

Merci à M. Sébastien HILAIRE, qui m'a confié l'enseignement des TP de thermique de l'école d'ingénieur ESIROI, ainsi qu'à M. Philippe BRUN et M. Frédéric WINTZERITH du département Génie Civil de l'IUT de La Réunion. Je remercie encore Dr. Jean-Philippe PRAENE, maître de conférences habilité à diriger la recherche (MCF HDR) à l'Université de la Réunion, pour m'avoir confié les enseignements de thermodynamique en Licence. Je remercie encore tous les enseignants et personnels de l'Université de La Réunion, de l'IUT, du campus SHE (Sciences de l'Homme et de l'Environnement) que je

n'ai pas pu citer ici. Je présente également ma gratitude à tout le personnel administratif du laboratoire et de l'école doctorale qui ont su me conseiller et m'orienter : Vanessa DIJOUX, Maria MOSSASAQ, Jessica VELAIDON, Valérie MESGOUEZ, Andriandrazana RAKOTOMENA et tous les autres.

Je souhaite présenter une profonde reconnaissance à Emmanuel QUILICHINI et Noël JACQUET, gérants de la société SUNNY SHARK, qui m'ont recruté après le terme de mon contrat CIFRE et ont su faire preuve de beaucoup de compréhension à mon égard pour me permettre de finaliser mon manuscrit en parallèle de mon travail.

Mes remerciements sont également adressés à l'ensemble de mes collègues doctorants, du laboratoire PIMENT mais aussi de toute l'école doctorale. Merci pour les moments d'échange, les séminaires, les repas-partage, le réseau d'entraide et tout ce qui a fait l'union de cette communauté. Merci en particulier à Edouard LEBON, Hélène CAILLET, Arthur AH-NIEME, Maïté BERNHARD, Paul GUILLOU, Christophe MAILLOT, Karim JUHOOR, Virginie GROSDÉMOUGE, Faly RAMAHATANA-ANDRIAMASOMANANA, Kevin PAVEDEPOULE, Maareva PAYET, Sidiki SIMPORE et tous les autres.

Je remercie toute la communauté de l'ETM, nationale et internationale, toutes ces personnes que j'ai pu rencontrer lors de mes missions, congrès ou symposium et qui se battent pour rendre possible l'utilisation d'une source d'énergie non polluante et durable.

Mes remerciements s'adressent enfin à ma famille, qui m'a soutenu durant ce parcours de thèse : mes parents qui me supportent depuis l'enfance, mes beaux-parents pour leurs encouragements et leur soutien, ma fille Alwenn qui a su faire preuve de patience lorsque j'étais plongé dans mon travail et par-dessus tout, mon épouse Wendy BACCA qui a toujours su trouver les mots pour me redonner confiance en moi et me pousser à donner le meilleur de moi-même, qui a toujours été présente pour me donner un avis extérieur éclairé et des conseils. Sans elle, ce travail n'aurait pas pu arriver à cet aboutissement.

Table des matières

Remerciements.....	i
Table des matières	v
Listes des figures.....	viii
Liste des tableaux	xiii
Nomenclature.....	xiv
Introduction générale	1
BIBLIOGRAPHIE.....	8
Chapitre 1 : Comparaison élargie des fluides de travail appliquée à l'ETM.....	11
1. ETAT DE L'ART DE L'ETUDE DES FLUIDES DE TRAVAIL POUR UN ORC ET CYCLES DERIVES.....	12
1.1. L'ORC et les cycles basés sur le cycle de Carnot.....	12
1.2. La comparaison des fluides de travail.....	19
1.3. Objectifs et apports de l'étude présentée dans ce chapitre	25
2. METHODE DE COMPARAISON DES FLUIDES	26
2.1. Les critères de comparaison.....	26
2.2. La représentation des échangeurs de chaleur.....	28
2.3. La méthode de calcul du cycle	30
3. APPLICATION DE LA METHODE DE COMPARAISON DES FLUIDES A L'ETM	34
3.1. Hypothèses et résultats de simulation	34
3.2. Sélection suivant des critères techniques.....	35
3.3. Sélection suivant des critères environnementaux	37
3.4. Sélection suivant des critères liés à la sécurité.....	39
3.5. Sélection suivant des critères de performances.....	40
3.6. Bilan et synthèse de la comparaison des fluides pour l'ETM.....	42
4. ANALYSE DE SENSIBILITE PARAMETRIQUE	44
4.1. Objectifs et Méthode	44
4.2. Hypothèses de simulations	45
4.3. Résultats et interprétation	46
5. CONCLUSION.....	49
BIBLIOGRAPHIE.....	51
Chapitre 2 : Présentation et analyse d'un banc d'essai expérimental.....	55
1. ETAT DE L'ART DE L'EXPERIMENTATION DE L'ETM	56
1.1. Les prémices de l'ETM : 1881-1960	56
1.2. La démonstration expérimentale de la faisabilité de l'ETM : 1963-2001	58
1.3. L'expérimentation de l'ETM dans le monde actuel : 2002-2019.....	63
1.4. Bilan	64
2. DESCRIPTION DU PROTOTYPE A TERRE D'ENERGIE THERMIQUE DES MERS (PAT ETM)	66

2.1. Fonctionnement global du banc d'essai	67
2.2. Pilotage des sources chaudes et froides	69
2.3. Description du système de mesure du PAT ETM	72
3. ANALYSE DU CYCLE DU PAT ETM ET METHODES DE CONDUITE DU BANC D'ESSAI	76
3.1. Analyse du cycle ZP du PAT ETM en régime permanent	76
3.2. Les régulations automatiques et asservissements	78
3.3. Analogie entre le cycle du PAT ETM et un cycle ORC équivalent qui produirait de l'électricité	82
3.4. Protocole opératoire des principaux essais du PAT ETM	84
4. DESCRIPTION DES ESSAIS MENES SUR LE PAT ETM	88
4.1. Présentation d'un essai type	88
4.2. Analyse énergétique d'un essai	91
4.3. Analyse du comportement global du cycle PAT ETM	96
5. CONCLUSION	101
BIBLIOGRAPHIE	102
Chapitre 3 : Etude des échangeurs de chaleur	105
1. INTRODUCTION	106
2. LE CONDENSEUR	108
2.1. Géométrie et fonctionnement	108
2.2. Essais avec le condenseur COND1	110
2.3. Méthode de calcul des coefficients d'échange thermique	114
2.4. Résultats et interprétation	120
3. L'EVAPORATEUR HORIZONTAL A TUBES LISSES NOYES : EVAP1	122
3.1. Géométrie et fonctionnement	122
3.2. Essais avec l'évaporateur EVAP1	124
3.3. Méthode de calcul des coefficients d'échange	128
3.4. Résultats et interprétation	133
4. L'EVAPORATEUR VERTICAL A TUBES LISSES NOYES : EVAP6	138
4.1. Géométrie et fonctionnement	138
4.2. Essais avec l'évaporateur EVAP6	143
4.3. Méthode de calcul des échanges thermiques locaux	145
4.4. Résultats et interprétation	150
4.5. Essais supplémentaires pour la caractérisation des performances d'EVAP6 d'un point de vue global	152
5. L'EVAPORATEUR HORIZONTAL ARROSE A TUBES LISSES : EVAP2	155
5.1. Géométrie et fonctionnement	155
5.2. Essais avec l'évaporateur EVAP2	157
5.3. Résultats	160
6. CONCLUSION	160
BIBLIOGRAPHIE	161
Chapitre 4 : Etude du comportement dynamique d'une centrale ETM	165
1. INTRODUCTION	166
1.1. Le pilotage de l'ETM dans un contexte insulaire	166
1.2. L'étude du comportement dynamique d'une centrale ETM	169
1.3. L'étude du comportement dynamique d'un cycle ORC	171

1.4. Bilan	174
2. DESCRIPTION D'UN MODELE D'ECHANGEUR A FRONTIERES MOBILES APPLIQUE A L'ETM	175
2.1. Présentation de l'approche du modèle	175
2.2. Hypothèses de calcul et construction des équations	176
2.3. Discrétisation temporelle et méthode de résolution	180
3. CONFRONTATION DU MODELE DYNAMIQUE D'ECHANGEUR PROPOSE AUX MESURES EXPERIMENTALES DU PAT ETM	183
3.1. PAT ETM en configuration EVAP1	183
3.2. PAT ETM en configuration EVAP6	189
4. ETUDE DE LA DYNAMIQUE ET DE LA PILOTABILITE GLOBALE D'UNE CENTRALE ETM	197
4.1. Construction d'un outil de simulation dynamique d'un système global ETM	197
4.2. Réponse du système à un échelon de débit d'ammoniac	200
4.3. Réponse du système à un échelon de débit d'eau	204
4.4. Vers la pilotabilité d'une centrale ETM	207
5. BILAN	208
BIBLIOGRAPHIE	210
Conclusion générale	213
BIBLIOGRAPHIE	219
Annexe 1. Point critique et pressions de fonctionnement des 90 fluides étudiés	221
Annexe 2. Méthode de calcul des indices de Sobol pour l'analyse de sensibilité paramétrique	225
Annexe 3. Détails du développement du modèle à frontières mobiles (MBM) pour un évaporateur d'une centrale ETM	229
A1.1. BILANS DE MASSES ET D'ENERGIES DU FLUIDE DE TRAVAIL DANS CHAQUE ZONE	230
A1.1.1. Conservation de la masse : Zone 1 côté fluide de travail	230
A1.1.2. Conservation de la masse : Zone 2 côté fluide de travail	231
A1.1.3. Conservation de la masse : Zone 3 côté fluide de travail	232
A1.1.4. Conservation de l'énergie : Zone 1 côté fluide de travail	233
A1.1.5. Conservation de l'énergie : Zone 2 côté fluide de travail	235
A1.1.6. Conservation de l'énergie : Zone 3 côté fluide de travail	235
A1.2. BILANS D'ENERGIES SUR LES PARTIES SOLIDE DE L'ECHANGEUR DANS CHAQUE ZONE	237
A1.2.1. Conservation de l'énergie : Zone 1 surface d'échange solide et calandre	237
A1.2.2. Conservation de l'énergie : Zone 2 surface d'échange solide et calandre	238
A1.2.3. Conservation de l'énergie : Zone 3 surface d'échange solide et calandre	238
A1.3. BILANS D'ENERGIE DU FLUIDE CALOPORTEUR DANS CHAQUE ZONE	239
A1.3.1. Conservation de l'énergie : Zone 1 côté fluide caloporteur	239
A1.3.2. Conservation de l'énergie : Zone 2 côté fluide caloporteur	241
A1.3.3. Conservation de l'énergie : Zone 3 côté fluide caloporteur	241

Listes des figures

Figure 1. Exemples de sources de chaleur pouvant être exploitées pour la production d'électricité suivant leur niveau de température	3
Figure 2. Répartition mondiale de la différence de température moyenne de l'eau de mer entre 20 et 1000 m de profondeur (en noir les zones de profondeur inférieure à 1000 m, crédit ©Nihous [15]).	4
Figure 3. Représentation schématique des différents types de cycle applicable à l'ETM	6
Figure 4. Diagramme T-s du cycle de Carnot.....	12
Figure 5. Diagramme T-s du cycle de Rankine idéal.....	12
Figure 6. Définition des conventions de numérotation utilisées pour un ORC appliqué à l'ETM.....	13
Figure 7. Diagramme T-s d'un cycle de Rankine avec prise en compte des irréversibilités des turbomachines.....	13
Figure 8. Diagramme T-s d'un cycle de Rankine réel (avec prise en compte du fonctionnement des échangeurs).....	13
Figure 9. Diagramme T-s réel d'un fluide sec	14
Figure 10. Diagramme T-s réel d'un mélange zéotropique mouillé.....	14
Figure 11. Cycle ORC avec ajout d'un récupérateur interne	15
Figure 12. Deux versions du cycle de Kalina (KCS34 et KCS1-2)	16
Figure 13. Cycle d'Uehara	17
Figure 14. Cycle de Yuan et al. [9].....	17
Figure 15. Cycle de Yoon et al. [10].....	17
Figure 16. Schéma de principe de définition du pincement (PP) dans un évaporateur	20
Figure 17. Schéma de principe illustrant un exemple de profil de température et la localisation du pincement pour un mélange zéotropique et pour un fluide supercritique dans un évaporateur	21
Figure 18. Classement de sept objets (de a à g) suivant deux critères de comparaison q_1 et q_2	23
Figure 19. Profils types d'évolution des températures dans un évaporateur au cours de l'avancement du transfert thermique	28
Figure 20. Nomenclature des différents points du cycle ORC et correspondance sur les diagrammes T-s et P-h (exemple d'un fluide mouillé)	30
Figure 21. Illustration de l'impact des pertes de charges du modèle sur la forme cycle dans les digrammes T-s et P-h.....	31
Figure 22. Schéma des paramètres d'entrée et des sorties du modèle	33
Figure 23. Etat du fluide à la sortie de la turbine et intervalle de pressions de fonctionnement pour les 27 fluides du panel	37
Figure 24. Présentation des impacts environnementaux liés à l'utilisation de chacun des 27 fluides de travail étudiés	38
Figure 25. Diagramme de Hass pour la comparaison des fluides suivant deux critères : le travail net volumique et le rendement thermique.....	40
Figure 26. Performances thermodynamiques des fluides de travail représentées sur un diagramme avec en abscisse le travail net volumique et en ordonnée le rendement thermique	41
Figure 27. Principe du changement de variable employé pour l'analyse de sensibilité.....	46
Figure 28. Résultats de l'analyse de sensibilité paramétrique pour trois fluides (R717, R1234yf et R507a).	47
Figure 29. Photographies de l'installation des conduites d'eau froide en 1930 à Cuba (crédit ©Georges Claude, référence [7])	56
Figure 30. Schéma de principe de la centrale « La Tunisie » à gauche et du projet « Abidjan » à droite (©Marchand, référence [9]).....	57
Figure 31. Déroulement historiques du développement de l'ETM de 1926 à 1960	57
Figure 32. Schéma de principe du déploiement en mer de la centrale mini-OTEC des USA (crédits ©Trimble et Owens, référence [11])	59
Figure 33. Schéma de principe du déploiement en mer de la centrale mini-OTEC du Japon (crédits ©Uehara et al., référence [13]).....	59
Figure 34. Schéma fluide et schéma de déploiement en mer de l'installation OTEC1 (©Lorenz et al., référence [14])	59
Figure 35. Schéma fluide de l'installation de 100 kW brut à Nauru (©Mochida et al. référence [18]) ...	60
Figure 36. Installation de 210 kW brut ayant fonctionné à Hawaï de 1993 à 1998 (©NEHLA, L. Vega, référence [22])	61
Figure 37. Déroulement historique du développement de l'ETM de 1962 à 22001 (en orange, les actions américaines, en bleu les actions française et en vert les actions japonaises)	62

Figure 38. Déroulement historique du développement de l'ETM de 2001 à nos jours (en orange, les actions américaines, en bleu les actions française et en vert les actions japonaises, en jaune les actions internationales)	64
Figure 39. Répartition des expérimentations ETM dans le monde	65
Figure 40. Photographie du banc d'essai à La Réunion : le PAT ETM (©Naval Energies)	66
Figure 41. Schéma fluide du banc d'essai PAT ETM en configuration initiale	67
Figure 42. Diagramme P-h simplifié du cycle de la boucle principale ZP du PAT-ETM	68
Figure 43. Schéma de principe simplifié de la pompe à chaleur	70
Figure 44. Position des capteurs dans la boucle ZP	73
Figure 45. Position des capteurs dans la boucle ZB	74
Figure 46. Position des capteurs de la boucle ZC	75
Figure 47. Schéma de principe de la boucle ZP du PAT ETM et représentation des diagrammes T-s et P-h	76
Figure 48. Photographies des éléments constitutifs de la pseudo-turbine sur le PAT-ETM	77
Figure 49. Schéma bloc de principe de la régulation de la pression dans le GV par ouverture de la VRP	79
Figure 50. Schéma bloc de principe de régulation du niveau du condenseur par ouverture de la VRN ...	80
Figure 51. Schéma bloc de principe de régulation du débit de désurchauffe par ouverture de la VRT....	81
Figure 52. Schéma bloc de principe de régulation du débit d'eau chaude par ouverture de la VRQ et modulation de la fréquence de la pompe EPEC1	81
Figure 53. Analogie entre le cycle du PAT ETM et un cycle ORC réel	82
Figure 54. Evolution des températures des boucles d'eau chaude ZB et d'eau froide ZC durant les 20 minutes d'un essai	88
Figure 55. Evolution des températures de la boucle d'ammoniac ZP durant les 20 minutes d'un essai ...	89
Figure 56. Evolution des pressions de la boucle d'ammoniac ZP durant les 20 minutes d'un essai	89
Figure 57. Evolution du débit d'ammoniac liquide et vapeur de la boucle principale ZP durant les 20 minutes d'un essai	89
Figure 58. Evolution du débit de désurchauffe de ZP durant les 20 minutes d'un essai	90
Figure 59. Evolution des débits d'eau chaude (ZB) et d'eau froide (ZC) durant les 20 minutes d'un essai	90
Figure 60. Evolution des niveaux d'ammoniac dans les échangeurs durant les 20 minutes d'un essai	90
Figure 61. Diagramme T-s et P-h réels du cycle PAT ETM issus des mesures d'un essai en régime permanent	92
Figure 62. Comparaison des bilans de puissance côté eau et côté ammoniac	94
Figure 63. Position des points retenus dans l'espace du plan d'expérimentation à trois dimensions	96
Figure 64. Représentation des puissances expérimentales en fonction du débit d'ammoniac liquide	98
Figure 65. Représentation de la pression d'évaporation en fonction des puissances expérimentales	98
Figure 66. Représentation des puissances électriques équivalentes en fonction du flux thermique dans l'évaporateur	98
Figure 67. Représentation du rendement second principe en fonction du flux thermique dans l'évaporateur	98
Figure 68. Représentation des puissances électriques équivalentes en fonction du rendement isentropique de la turbine	99
Figure 69. Représentation du rendement second principe en fonction du rendement isentropique de la turbine	99
Figure 70. Evolution du rendement second principe en fonction de la différence entre les températures entropiques moyennes de l'ammoniac dans l'évaporateur et dans le condenseur	100
Figure 71. Evolution du flux thermique dans l'évaporateur en fonction de la différence de température entropique moyenne	100
Figure 72. Historique des travaux et des essais réalisés sur le PAT ETM	107
Figure 73. Photographie du condenseur COND1 du PAT ETM (©Naval Energies)	108
Figure 74. Schéma en coupe du condenseur du PAT ETM (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes).	109
Figure 75. Représentation schématique du condenseur à tubes lisses et calandre du PAT ETM (sans soucis d'échelle et de nombre de tubes).	109
Figure 76. Comparaison des puissances échangées dans le condenseur côté eau et côté ammoniac	110
Figure 77. Evolution de la puissance thermique du condenseur en fonction du débit d'ammoniac condensé	111
Figure 78. Evolution du titre en vapeur à l'entrée du condenseur en fonction du d ébit de désurchauffe	111

Figure 79. Représentation de la pression obtenue dans le condenseur en fonction de la température de l'eau froide.....	112
Figure 80. Illustration de l'espace d'expérimentation ayant été exploré pour le condenseur	113
Figure 81. Ecart entre température mesurée et température de saturation en fonction du niveau mesuré à l'entrée (à gauche) et à la sortie (à droite) du condenseur.....	113
Figure 82. Principe de calcul des échanges thermiques entre les deux fluides dans le condenseur.....	114
Figure 83. Analogie entre le transfert thermique à travers le tube et un pont diviseur de tension en électricité.....	117
Figure 84. Définition des paramètres géométriques pour décrire le faisceau de tubes en quinconce (crédit ©GRETH, 1997).....	118
Figure 85. Logigramme de calcul du coefficient d'échange thermique théorique coté ammoniac (extérieur tube).....	119
Figure 86. Logigramme de calcul du coefficient d'échange thermique expérimental côté ammoniac (extérieur tube).....	120
Figure 87. Coefficients d'échanges à l'extérieur des tubes (côté ammoniac) théoriques et expérimentaux en fonction de différents paramètres de fonctionnement du condenseur	121
Figure 88. Photographie de l'évaporateur EVAP1 du PAT ETM (©Naval Energies)	123
Figure 89. Schéma en coupe de l'évaporateur EVAP1 (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes)... ..	123
Figure 90. Représentation schématique de l'évaporateur EVAP1 (sans soucis d'échelle et de nombre de tubes).....	124
Figure 91. Mesure du sous-refroidissement de l'ammoniac à l'entrée du GV en fonction de la pression	125
Figure 92. Comparaison des puissances échangées dans l'évaporateur EVAP1 côté eau et côté ammoniac.....	125
Figure 93. Evolution de la puissance thermique de l'évaporateur EVAP1 en fonction du débit d'ammoniac évaporé	126
Figure 94. Représentation des différents points d'essai de l'EVAP1 dans l'espace d'expérimentation à trois dimensions	126
Figure 95. Représentation des pressions mesurées sur l'EVAP1 pour les essais à 45 kg/s d'eau chaude en fonction de la température d'eau chaude et de la puissance.....	127
Figure 96. Evolution de la surchauffe mesurée en sortie de l'EVAP 1 en fonction du débit d'ammoniac circulant dans le GV.....	127
Figure 97. Principe de calcul des échanges thermiques entre les deux fluides dans l'évaporateur EVAP1	129
Figure 98. Répartition de la puissance thermique suivant les trois sous-systèmes de l'EVAP1	134
Figure 99. Répartition de la surface d'échange suivant les trois sous-systèmes de l'EVAP1	134
Figure 100. Représentation de la surface d'échange dédiée à la réchauffe en fonction du sous-refroidissement de l'ammoniac.....	135
Figure 101. Coefficients d'échanges par convection de l'eau à l'intérieur des tubes pour les différents essais de la campagne EVAP1	135
Figure 102. Coefficients d'échanges de l'ammoniac à l'extérieur des tubes pour les différents essais de la campagne EVAP1	136
Figure 103. Evolution du coefficient d'échange de l'évaporation de l'ammoniac à l'extérieur des tubes en fonction de la puissance surfacique moyenne : points expérimentaux (disques verts) et corrélations empiriques (traits pleins)	137
Figure 104. Photographie de l'EVAP6 et schéma de principe de l'écoulement des fluides dans l'échangeur (en orange l'eau chaude et en vert l'ammoniac, crédits ©A. Dijoux, Naval Energies)	138
Figure 105. Schémas en coupe de l'évaporateur EVAP6 (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes) et détail du parcours des fluides dans l'appareil.....	139
Figure 106. Croquis de la disposition des tubes dans l'échangeur EVAP6 (©Naval Energies)	141
Figure 107. Coupe d'un tube de l'EVAP6.2 avec son insert (©Naval Energies).....	141
Figure 108. Puissances thermiques des différents points d'essai de la deuxième campagne d'EVAP6.2 en fonction du débit dans le GV.	144
Figure 109. Illustration de l'espace d'expérimentation ayant été exploré pour l'EVAP6 pour les variables locales côté ammoniac q , G et x lors de la deuxième campagne d'essai.....	144
Figure 110. Evolution des températures de l'eau et de l'ammoniac mesurées entre chaque passe pour le point d'essai PE01	145
Figure 111. Evolution de la pression de l'ammoniac le long de la zone d'échange de l'EVAP6 pour le point PE01	146

Figure 112. Evolution des coefficients d'échange côté eau et côté ammoniac le long de l'échangeur EVAP6 pour le point PE01	148
Figure 113. Evolution des coefficients d'échange côté eau et côté ammoniac le long de l'échangeur EVAP6 pour le point PE15	148
Figure 114. Transformation subie par le débit total de l'ammoniac dans l'EVAP6 sur un diagramme P-h	149
Figure 115. Evolution du titre en vapeur côté ammoniac le long de l'échangeur EVAP6 pour le point PE01	149
Figure 116. Comparaison des coefficients d'échange fournis par la corrélation avec les coefficients d'échange expérimentaux	151
Figure 117. Répartition des vitesses de l'écoulement obtenus par une modélisation CFD d'un évaporateur à tubes et calandre à l'échelle 1 du projet NEMO (source : [29])	151
Figure 118. Profil des températures de l'ammoniac le long de l'échangeur pour les essais C et F	152
Figure 119. Comparaison des coefficients d'échanges évaporatifs à l'extérieur des tubes expérimentaux avec les valeurs issues des corrélations disponibles dans la littérature	153
Figure 120. Représentation schématique de l'EVAP2 à tubes lisses arrosés et calandre du PAT ETM (sans soucis d'échelle et de nombre de tubes).	155
Figure 121. Schéma en coupe de l'évaporateur EVAP2 (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes).	156
Figure 122. Comparaison des puissances échangées dans l'évaporateur EVAP2 côté eau et côté ammoniac	158
Figure 123. Evolution de la puissance de l'EVAP2 en fonction du débit d'alimentation	158
Figure 124. Puissance thermique échangée en fonction du débit total d'ammoniac arrosé dans l'EVAP2	159
Figure 125. Illustration de l'espace des variables susceptibles d'affecter le coefficient d'échange extérieur tube	160
Figure 126. Variations annuelles des températures de l'eau de mer en surface à La Réunion	166
Figure 127. Variations journalières des températures de l'eau de mer chaude en surface en hiver	167
Figure 128. Variations annuelles moyennes des températures de l'eau de mer chaude de surface à La Réunion et écart-type journalier	167
Figure 129. Mix électrique de La Réunion (source BER 2019 édition 2020)	168
Figure 130. Evolution du mix électrique de La Réunion de 2000 à 2019 (source BER 2019 édition 2020)	168
Figure 131. Courbe de charge du réseau électrique de la Réunion par moyen de production les 5 et 6 mai 2018 (source EDF)	169
Figure 132. Schémas des différentes approches employées pour la représentation d'un évaporateur dans un modèle dynamique	173
Figure 133. Représentation schématique des trois zones du modèle MBM d'un évaporateur d'une centrale ETM et nomenclature des variables du modèle	176
Figure 134. Conditions de fonctionnement de l'enregistrement du PAT ETM en phase transitoire	184
Figure 135. Relation entre le taux d'ouverture de la VRP et le Kv de calcul	185
Figure 136. Evolution de l'ouverture de la vanne VRP au cours de l'enregistrement étudié	185
Figure 137. Comparaison du débit vapeur réel mesuré et du débit simulé	186
Figure 138. Comparaison du fonctionnement réel et simulé de l'évaporateur	187
Figure 139. Retard des changements de sens de variation de la température de sortie de l'eau chaude par rapport à la température de sortie de l'eau froide	188
Figure 140. Comparaison du fonctionnement réel et simulé du condenseur	189
Figure 141. Conditions de fonctionnement de l'enregistrement de l'EVAP6 en phase transitoire	192
Figure 142. Réponse expérimentale et simulée de l'évaporateur EVAP6 à l'échelon de débit d'eau chaude	195
Figure 143. Mesures des températures de l'ammoniac dans l'EVAP6 aux bornes de chaque passe de tubes	196
Figure 144. Schémas du cycle ORC complet utilisé pour les simulations dynamiques	197
Figure 145. Evolution dynamique des variables simulées concernant l'évaporateur	201
Figure 146. Evolution dynamique des variables simulées concernant le condenseur suite à un échelon de débit d'ammoniac	202
Figure 147. Puissances instantanées lors du transitoire avec échelon de débit d'ammoniac	203
Figure 148. Evolution de la puissance produite à la turbine et du temps de réponse du système en fonction de l'amplitude d'un échelon de débit d'ammoniac	204

<i>Figure 149. Evolution dynamique des variables simulées concernant l'évaporateur suite à un échelon descendant simultané des débits d'eau chaude et d'eau froide de 30 % à $t = 300$ s</i>	205
<i>Figure 150. Evolution dynamique des variables simulées concernant le condenseur suite à un échelon descendant simultané des débits d'eau chaude et d'eau froide de 30 % à $t = 300$ s</i>	206
<i>Figure 151. Bilans énergétiques instantannés lors du transitoire avec échelon de débit d'eau</i>	206
<i>Figure 152. Evolution de la puissance produite à la turbine et du temps de réponse du système en fonction de l'amplitude d'un échelon de débit d'eau</i>	207
<i>Figure 153. Représentation générale des variables aléatoires en entrée d'un modèle et de la sortie calculée</i>	227

Liste des tableaux

Tableau 1. Récapitulatif des différents cycles thermodynamiques pouvant être employés pour exploiter des sources de chaleur à basse température.....	18
Tableau 2. Description des différentes transformations du cycle et leurs paramètres descriptifs	32
Tableau 3. Paramètres d'entrée utilisés pour la simulation	35
Tableau 4. Caractéristiques des 27 fluides sélectionnés pour l'ETM et résultats des simulations conformément aux données d'entrée du Tableau 3.....	36
Tableau 5. Regroupement des fluides en trois classes possédant des caractéristiques communes.....	42
Tableau 6. Listes des meilleurs fluides suivant les différents critères considérés	43
Tableau 7. Hypothèses sur la distribution des différents paramètres d'entrée du modèle pour l'analyse de sensibilité paramétrique du modèle.....	45
Tableau 8. Indices de sensibilité de chaque paramètre issus de l'analyse de sensibilité	47
Tableau 9. Récapitulatif des installations expérimentales de l'ETM.....	65
Tableau 10. Détails des types de capteurs utilisés sur le PAT ETM	72
Tableau 11. Détail des capteurs de la boucle ZP	74
Tableau 12. Détail des capteurs de la boucle ZB.....	74
Tableau 13. Détail des capteurs de la boucle ZC.....	75
Tableau 14. Tolérances des fluctuations des mesures pendant un enregistrement en régime permanent ..	87
Tableau 15. Statistiques des différentes mesures lors des 5 minutes retenues pour l'exploitation	90
Tableau 16. Détails des variables d'état de l'ammoniac et de l'eau aux différents point du cycle du PAT ETM	92
Tableau 17. Calcul des bilans d'énergie dans le PAT ETM	93
Tableau 18. Détails des conditions de fonctionnement pour chaque essai.....	96
Tableau 19. Caractéristiques de fonctionnement et performances du cycle pour les différents essais.....	97
Tableau 20. Propriétés géométriques du condenseur COND1 du PAT ETM.....	108
Tableau 21. Propriétés géométriques de l'évaporateur EVAP1 du PAT ETM.....	123
Tableau 22. Ecart absolu et relatifs entre les coefficients d'échange par évaporation expérimentaux et suivant les différentes corrélations d'échange	137
Tableau 23. Propriétés géométriques de l'évaporateur EVAP6 du PAT ETM.....	141
Tableau 24. Conditions de fonctionnement des essais supplémentaires pour la caractérisation du comportement global d'EVAP6.....	152
Tableau 25. Erreur quadratique entre l'expérimentation et les corrélations d'échanges issues de la littérature.....	154
Tableau 26. Propriétés géométriques de l'évaporateur EVAP2.1 du PAT ETM.....	156
Tableau 27. Valeurs des coefficients de la matrice A.....	182
Tableau 28. Liste des paramètres pour la simulation dynamique de l'EVAP1	186
Tableau 29. Liste des paramètres pour la simulation dynamique de l'EVAP6	193
Tableau 30 : Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations	200
Tableau 31 : Valeurs initiales de fonctionnement en régime permanent.....	200

Nomenclature

Lettres grecques

α	Coefficient d'échange thermique
β	Angle de départ des bulles
Γ	Débit massique d'ammoniac par tube
γ	Titre en vapeur
Δ	Différence
ε	Ratio
η	Rendement
λ	Conductivité thermique
μ	Viscosité dynamique
ρ	Masse volumique
σ	Tension superficielle
τ	Taux de recirculation
Ω	Section
ω	Fréquence de rotation

Lettres latines

A	Diffusivité thermique
A	Section
c	Capacité calorifique massique
D, d	Diamètre
g	Champs de pesanteur terrestre
h	Enthalpie spécifique
K_v	Caractéristique de vanne
L	Chaleur latente massique
$L_1 ; L_2 ; L_3$	Tailles des zones du modèle à frontières mobiles
M	Masse moléculaire
$\dot{m}$	Débit massique
N	Niveau
Nu	Nombre adimensionnel de Nusselt
P	Pression
PP	Pinch Point (pincement)
Pr	Nombre adimensionnel de Prandtl
q	Quantité de chaleur échangée par unité de masse de fluide (Chapitre 1) Densité de flux de chaleur surfacique (Chapitre 3)
$\dot{Q}$	Puissance thermique
r	rayon
R	Résistance thermique
Re	Nombre adimensionnel de Reynolds
Rug	Rugosité

s	Entropie spécifique
S	Surface
Si	Indice de sensibilité
STi	Indice de sensibilité total
T	Température
t	Temps
$\bar{T}$	Température entropique moyenne
U	Coefficient d'échange global
v	volume massique
V	Volume
$\dot{W}$	Puissance mécanique
X	Titre en vapeur
X	Paramètre d'un modèle
z	abscisse

Indices

II	Second principe
b	Bulle
cal	Calandre
cond	Condenseur
corr	Corrigé
crit	Critique
des	Désurchauffeur
e	Entrée
ec	Eau chaude
ech	Echange
ef	Eau froide
evap	Evaporateur
exp	Expérimental
ext, e	Extérieur
f	Fluide
ft	Fluide de travail
h	Hydraulique
int, i	Intérieur
is	Isentropique
liq, l	Liquide
max	Maximum
min	Minimum
moy	Moyen
p	Pompe (pour le rendement isentropique)
p	Paroi (pour la température)
rec	Recirculation
rech	Réchauffe
red	Réduit

rep	Réponse
s	Sortie
sat	Saturation
sc	Source chaude
sf	Source froide
ssref	Sous-refroidissement
surch	Surchauffe
surf	Surface d'échange
th	Théorique (pour les coefficients d'échange) Thermique (pour les rendements)
turb, t	Turbine
vap, v	Vapeur
vol	Volumique

Acronymes

ALT	Atmospheric LifeTime (durée de vie atmosphérique)
BP	Basse Pression
EPEC	ElectroPompe d'Eau Chaude
EPEF	ElectroPompe d'Eau Froide
ETM	Energie Thermique des Mers
GV	Générateur de Vapeur
GWP	Global Warming Potential (potentiel de réchauffement climatique)
HP	Haute Pression
MBM	Moving Boundary Model (modèle à frontières mobiles)
ODP	Ozone Depletion Potential (potentiel de déplétion ozonique)
ORC	Organic Rankine Cycle (cycle de Rankine organique)
PAC	Pompe A Chaleur
PAF	Pompe A Fluide
PAT ETM	Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers
PdR	Pompe de Recirculation
PID	Primitive Intégrale Dérivée
RMSE	Root Mean Square Error (erreur quadratique moyenne absolue)
rRMSE	Relative Root Mean Square Error (erreur quadratique moyenne relative)
VRN	Vanne de Régulation de Niveau
VRP	Vanne de Régulation de Pression
VRQ	Vanne de Régulation du débit de désurchauffe
VRT	Vanne de Régulation de Température
ZB	Boucle d'eau chaude
ZC	Boucle d'eau froide
ZP	Boucle principale de l'ammoniac
ZS	Boucle des servitudes
Δ TEM	Différence de Température Entropique Moyenne
Δ TLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne

Introduction générale

La conversion et l'utilisation d'énergie sous différentes formes est devenue essentielle au mode de vie moderne, que ce soit pour le transport, le confort, la sécurité ou encore l'industrie. Ainsi, d'une façon globale sur les dernières décennies, la demande en énergie a été croissante autant en termes de quantité que de qualité [1]. Dans un premier temps, la réponse à ce besoin a été trouvée majoritairement dans le recours aux énergies fossiles (fioul, gaz, charbon). Cela constitue l'héritage de la première révolution industrielle, avec l'invention du cycle à vapeur. Néanmoins, en 2019, 67 % de l'énergie primaire utilisée dans le monde est encore d'origine fossile [2]. Cette pratique ne peut cependant pas être durable car les réserves en combustibles fossiles sont limitées, tout en sachant que leur utilisation entraîne le rejet dans l'atmosphère de gaz participant au réchauffement climatique [3]. 70 % des rejets anthropogènes de gaz à effet de serre sont liés au secteur de l'énergie [4].

À la suite de ce constat, de nombreux efforts ont été réalisés afin de développer des moyens de production d'énergie plus durables et moins polluants. Le terme de production d'énergie ici employé pourrait toutefois être remplacé par celui de conversion. En effet, l'énergie existe déjà, sous différentes formes, la plupart ayant été initialement générées par le rayonnement du soleil, l'énergie cinétique et magnétique de la Terre ou même par le mouvement de la lune. Les procédés employés par l'humanité consistent simplement à convertir une source d'énergie en une forme plus utile aux différents besoins. Dans cette quête de pouvoir manipuler l'énergie, l'électricité a offert des possibilités inimaginables autrement, cette dernière étant facilement convertible en énergie thermique, mécanique ou lumineuse avec de bons rendements, et surtout en permettant le voyage sur de longues distances de l'énergie. L'électricité est devenue le vecteur le plus employé pour le transport et l'utilisation de l'énergie [1] suite à la deuxième révolution industrielle. Le terme de production d'électricité est ainsi couramment employé pour décrire le procédé de conversion d'un certain type d'énergie en énergie électrique.

Actuellement, la production mondiale d'électricité se fait majoritairement par l'utilisation de cycles thermodynamiques qui permettent de convertir de l'énergie thermique en énergie mécanique, puis en énergie électrique [2]. Il suffit alors de trouver une source de chaleur qui permette d'alimenter le système. La principale difficulté avec la chaleur est que toutes les sources d'énergies ne se valent pas, comme nous l'enseigne le second principe de la thermodynamique. La qualité de l'énergie thermique dépend de son niveau de température. En particulier, les performances d'une machine thermique s'améliorent si la différence de température entre la source chaude et la source froide augmente. Les sources de chaleur couramment employées dans les centrales thermiques ou nucléaires offrent des niveaux de température de plusieurs centaines de degré qui permettent le fonctionnement du cycle à vapeur, ou cycle de Rankine avec de bons rendements. Néanmoins, les conséquences de l'emploi des combustibles fossiles dans les centrales thermiques sur le climat [3], les difficultés rencontrées pour la gestion des déchets nucléaires ou encore la nature limitée de ces deux ressources amènent cependant à chercher à exploiter d'autres sources de chaleur plus durables comme la géothermie ou le solaire thermique [5]. La récupération de la chaleur fatale des processus industriels permet également de réduire les dépenses énergétiques [6]. Ces dernières ressources répondent à ces critères de durabilité, mais ont également l'inconvénient de fournir des niveaux de température bien plus bas que ceux

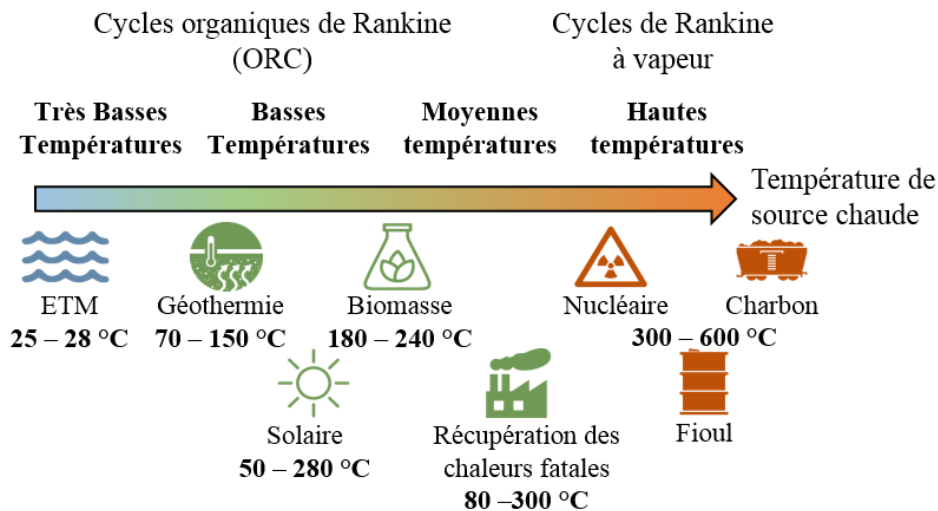


Figure 1. Exemples de sources de chaleur pouvant être exploitées pour la production d'électricité suivant leur niveau de température

rencontrés dans les centrales thermiques classiques, comme le montre la Figure 1, ne permettant pas l'application du cycle de Rankine à vapeur [5,7]. En effet, l'évaporation de l'eau à des températures inférieures à 100 °C ne peut se faire que sous une pression inférieure à la pression atmosphérique, ce qui pose de nombreux problèmes techniques de mise en œuvre du cycle. Une solution est alors de remplacer l'eau par d'autres fluides de travail capables de s'évaporer à des températures plus faibles sous pression. Les fluides répondant à ce critère sont le plus souvent des fluides organiques, les mêmes que ceux employés en réfrigération. Le terme de Cycle Organique de Rankine (ORC pour « *Organic Rankine Cycle* ») est alors employé pour dénommer l'adaptation du cycle de Rankine à des fluides de travail alternatifs pour l'exploitation de sources de chaleur à plus basse température.

La production d'électricité peut également se faire directement à partir d'énergie mécanique (hydraulique, éolienne, houlomotrice, marémotrice, hydrolienne...) ou électromagnétique (photovoltaïque). Le terme d'ENR (Energie Renouvelable) est utilisé pour qualifier ce type de ressource. Néanmoins, l'énergie hydraulique est limitée par la disponibilité des cours d'eau dans certaines régions et n'est parfois pas suffisante pour subvenir aux besoins énergétiques d'un territoire. Les autres ENR telles que le photovoltaïque ou l'éolien ont l'inconvénient d'être intermittentes. En effet, ce type d'énergie présente des fluctuations qui peuvent perturber le réseau [8]. Par conséquent, leur taux de pénétration dans le réseau doit être limité, ou en tout cas accompagné de dispositifs de stockage.

Ce problème est particulièrement influent sur les territoires qui disposent d'un réseau électrique non interconnecté avec d'autres réseaux, comme dans les territoires insulaires. Dans ce cas, l'export d'un surplus de production ou au contraire l'import pour combler un déficit ne sont pas possibles. À tout moment, l'équilibre entre la production et la demande en électricité doit être réalisée pour stabiliser le réseau. L'emploi de moyens de production intermittents représente alors un véritable défi. Des recherches sont menées pour tenter de réaliser des prévisions ses fluctuations de ces ressources à moyen ou à court terme [9,10] ou encore pour trouver des solutions de stockage de l'énergie permettant de gérer les in-

termittences [11]. Sur l'île de La Réunion par exemple, les énergies renouvelables représentent plus du tiers du mix électrique [12]. Cependant, le taux de pénétration du photovoltaïque a dû être limité à 30 % par EDF afin d'éviter les instabilités sur le réseau. La recherche d'autres types d'énergies renouvelables est donc nécessaire pour l'île afin de réduire la dépendance à l'importation du charbon et du fioul (les 2/3 du mix électrique) et atteindre l'autonomie énergétique [8].

Dans ce contexte, l'ETM (Energie Thermique des Mers ou OTEC pour « *Ocean Thermal Energy Conversion* ») apparaît être une opportunité intéressante. D'une part, l'eau de la mer en surface absorbe les rayonnements du soleil et stocke de l'énergie sous forme de chaleur. Du fait de la forte capacité calorifique de l'eau, de fortes quantités d'énergie peuvent être stockées avec de faibles variations de température. L'eau de mer en surface reste donc à une température relativement élevée et constante le jour comme la nuit. A La Réunion, l'eau de mer en surface est approximativement à 28 °C en été et à 23 °C en hiver [13]. D'autre part, l'eau de mer en profondeur n'est pas atteinte par le rayonnement du soleil et reste froide toute l'année. Aux alentours de 1000 m de profondeur, les températures avoisinent les 5 °C [14]. Cette différence de température représente une énergie thermique qui peut être convertie en électricité par le biais d'un cycle thermodynamique comme il l'a été décrit précédemment. L'ETM est exploitable dans la ceinture intertropicale où la différence de température entre l'eau de mer chaude en surface et l'eau de mer froide en profondeur dépasse idéalement les 20 °C (cf. Figure 2, référence [15]) et dans les zones où le profil bathymétrique permet d'atteindre rapidement la profondeur de 1000 m tout en restant proche des côtes.

Une des particularités du cycle ORC de l'ETM est que la différence de température entre la source chaude et la source froide est très faible en comparaison des autres types de sources de chaleur basse température (cf. Figure 1). Or, le rendement du cycle de Carnot idéal ne dépend que des températures de la source chaude T_{sc} et de la source froide T_{sf} et s'exprime par :

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} \quad (1)$$

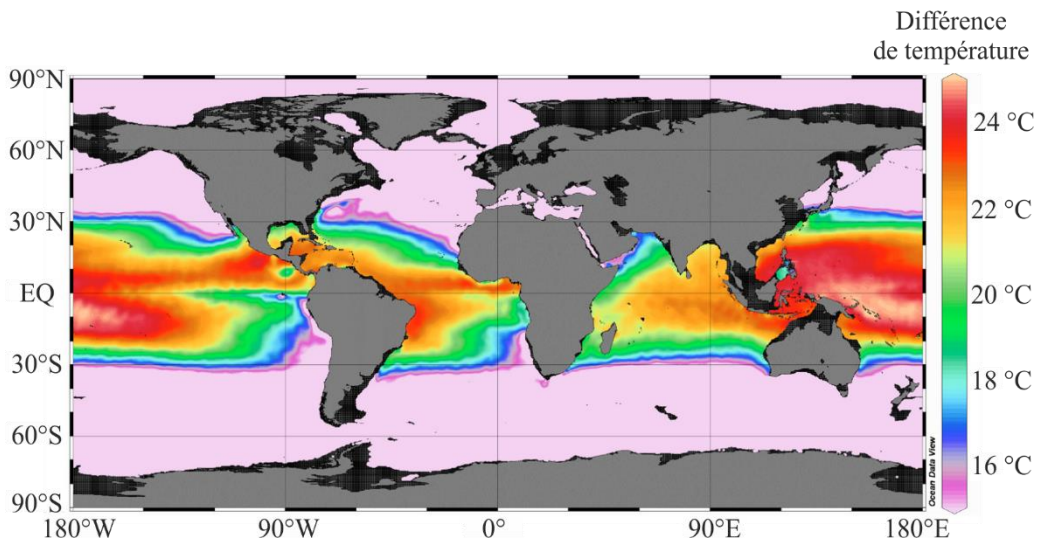


Figure 2. Répartition mondiale de la différence de température moyenne de l'eau de mer entre 20 et 1000 m de profondeur (en noir les zones de profondeur inférieure à 1000 m, crédit ©Nihous [15]).

En prenant par exemple des températures de 5 °C et 28 °C pour l'ETM, le rendement du cycle de Carnot idéal prend alors une valeur de 7,6 %. Les rendements réels obtenus expérimentalement avoisinent plutôt les 2 % [16], ce qui reste une valeur très faible. Néanmoins, l'immense surface des océans fait que les quantités d'énergies ainsi stockées sont très importantes. Il a été établi que l'énergie utile exploitable par l'ETM pourrait dépasser plusieurs fois la production mondiale d'électricité, malgré ce faible rendement entre la quantité de chaleur prélevée à l'eau de mer et le travail produit [17]. De plus, cette énergie n'est pas carbonée, est renouvelable et enfin n'est pas intermittente, la température de l'eau de mer étant constante à l'échelle d'une journée et présentant des variations annuelles répétées et donc prévisibles. Il s'agit donc d'une source d'énergie de base, renouvelable, avec de faibles impacts environnementaux et constitue donc un important potentiel de production.

La mise en œuvre de l'ETM peut se faire soit par le biais d'un cycle ouvert ou d'un cycle fermé, ou encore d'un cycle hybride [17], comme le montre la Figure 3. Le cycle ouvert consiste à utiliser l'eau de mer directement comme fluide de travail : l'eau de mer chaude en surface est évaporée dans une chambre à vide, nommée évaporateur flash, produisant de la vapeur qui pourra se détendre dans une turbine avant d'être condensé avec l'eau de mer froide (Figure 3.b.). Le condensat obtenu est alors également une source d'eau douce. Le cycle fermé consiste en l'application d'un ORC comme pour l'exploitation d'autres sources de chaleur basse température (Figure 3.a.). Enfin, le cycle mixte consiste à faire évaporer l'eau de mer chaude dans une chambre à vide (comme pour le cycle ouvert), mais la vapeur d'eau est cette fois-ci envoyée dans l'évaporateur d'un ORC où elle cédera de la chaleur à un fluide de travail (Figure 3.c). L'inconvénient des cycles ouverts et hybrides est l'utilisation d'une pompe à vide qui consomme de l'énergie, et réduit donc le rendement global du système, leur avantage étant la production d'eau douce comme coproduit. De plus, le cycle ouvert est très difficile à mettre en œuvre techniquement à cause des faibles pressions aux bornes de la turbine, qui de plus engendrent de grands volumes massiques pour la vapeur et donc une turbine de très grande taille. Pour cette raison, un cycle fermé du type ORC ou cycle dérivé est généralement retenu pour l'ETM.

Le principe de l'ETM est connu depuis longtemps, formulé pour la première fois par le français Jacques Arsène d'Arsonval en 1880 [18,19], puis développé et expérimenté par Georges Claude à Cuba en 1930 [20,21], ce qui fut le premier démonstrateur de l'ETM. Néanmoins, les difficultés de mise à l'eau de la conduite d'eau froide, les crises financières et la chute du prix du pétrole firent que les différents projets basés sur l'ETM furent abandonnés [22]. Aujourd'hui, ce procédé suscite un regain d'intérêt. L'entreprise française NAVAL ENERGIES (anciennement DCNS) s'investit dans les EMR (Energies Marines Renouvelables). Des synergies ont été constatées entre le naval de défense, cœur de métier historique de DCNS puis de NAVAL GROUP, et le secteur des EMR, ce qui a amené au développement de la filiale NAVAL ENERGIES. Deux types d'EMR sont considérées comme ayant un fort potentiel de développement industriel et économique : l'éolien flottant et l'ETM [23].

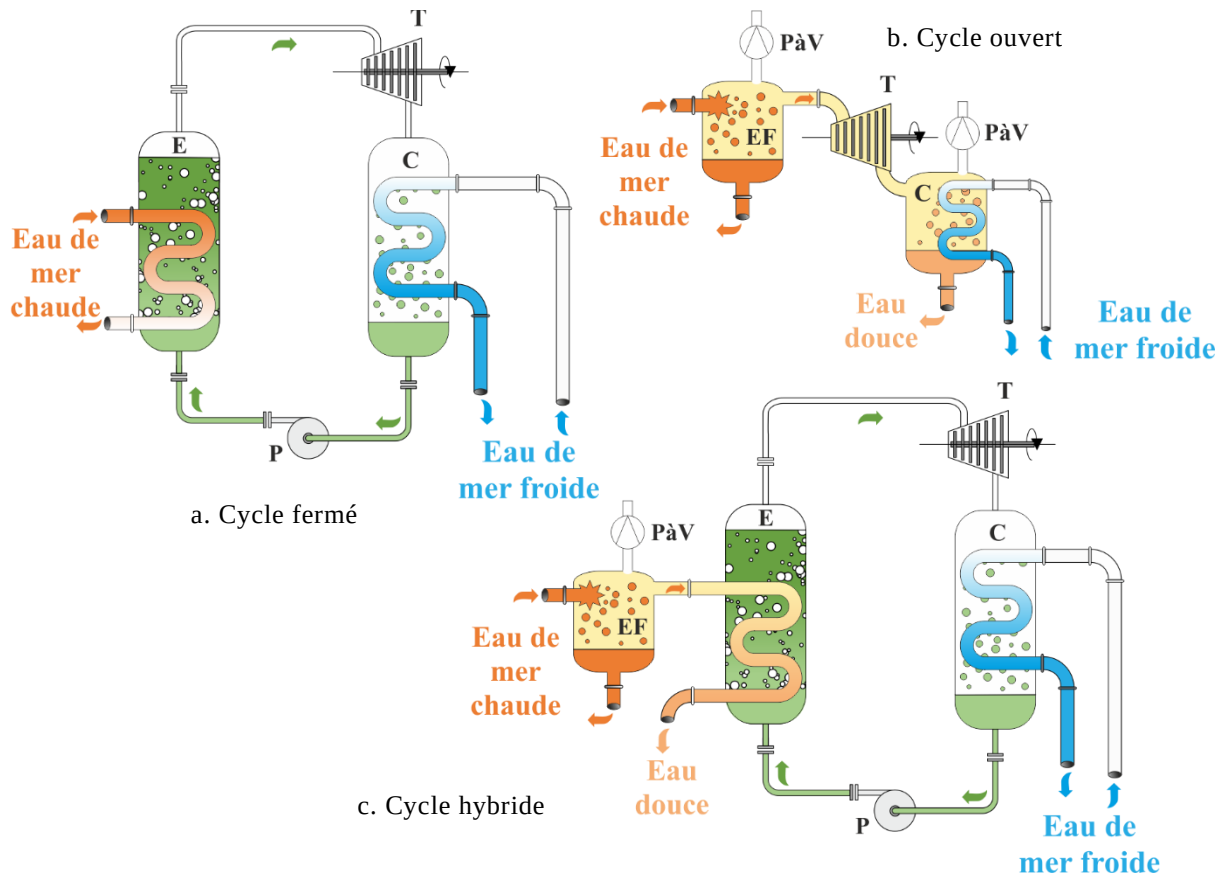


Figure 3. Représentation schématique des différents types de cycle applicable à l'ETM
 E → Evaporateur ; C → Condenseur ; P → Pompe ; T → Turbine ;
 EF → Evaporateur Flash ; PàV → Pompe à Vide

En ce qui concerne l'ETM, un prototype à terre d'énergie thermique des mers (PAT ETM) a été installé sur l'île de La Réunion, cofinancé par NAVAL ENERGIES et la Région Réunion [16,24]. Ce prototype a pour vocation de tester les différentes technologies d'échangeurs de chaleur qui pourraient être applicables à l'ETM afin d'en déterminer les performances. Au sein du laboratoire PIMENT (Physique et Ingénierie Mathématiques pour l'Energie, l'environnement et le Bâtiment) de l'Université de La Réunion, deux thèses ont déjà été menées sur cette thématique et ont servi de base à l'établissement du présent programme de travail. Les recherches de F. Sinama ont porté sur l'évaluation des technologies permettant d'exploiter l'ETM, avec l'établissement de modèles en régime permanent et transitoire basés sur l'utilisation de coefficients phénoménologiques constants, notamment les coefficients d'échange [22]. Les travaux d'A. Journoud se sont concentrés sur le développement d'outils numériques et expérimentaux d'aide à la conception et au dimensionnement d'une centrale ETM, en cherchant notamment à optimiser la géométrie des échangeurs de chaleur [25].

L'objectif de cette thèse est de chercher à définir comment adapter au mieux le fonctionnement d'un cycle organique de Rankine à l'Energie Thermique des Mers pour en tirer le plus de bénéfices. Elle s'inscrit dans la continuité du partenariat entre NAVAL ENERGIES, la région Réunion et l'Université de La Réunion pour la recherche et le développement des connaissances sur l'ETM.

Cette étude commence dans un premier chapitre par la mise au point d'une méthode pour évaluer les différents fluides de travail pouvant être employés pour l'ETM. Il s'agit de réaliser une comparaison élargie dans le sens où la prise en compte simultanée de fluides purs et de mélanges zéotropiques est rendue possible tout en gardant un nombre restreint d'hypothèses, et donc de prérequis technologiques, sur les différents composants du cycle. Les critères de comparaison employés sont des critères techniques, environnementaux, liés à la sécurité et aux performances thermodynamiques.

Dans le deuxième chapitre, une présentation de l'outil expérimental PAT ETM est fournie, avec un descriptif des améliorations qui y ont été opérées, de l'instrumentation et des méthodes de régulation. En particulier, la cohérence et la précision des différents moyens de mesures sont vérifiées par la comparaison des bilans d'énergie et des essais spécifiques afin de valider la pertinence des enregistrements effectués.

Dans le troisième chapitre, l'étude des différents échangeurs de chaleur ayant été testés sur le PAT ETM est présentée : un condenseur à tubes lisses, deux évaporateurs à tubes lisses noyés, l'un horizontal et l'autre vertical, et un évaporateur à tubes lisses arrosés. Une analyse des différents résultats expérimentaux est menée pour établir les corrélations d'échanges adaptées dans le cadre d'un fonctionnement pour un cycle ETM pour chacune des technologies testées.

Le quatrième chapitre traite de l'établissement d'un modèle dynamique détaillé dont le but est de rendre compte du comportement en régime transitoire des échangeurs de chaleur, y compris loin du point nominal de fonctionnement. Pour ce faire, une approche du type volume fini avec frontières mobiles est employée pour distinguer les zones diphasiques de changement d'état du travail des zones monophasiques. Le modèle est confronté à des enregistrements expérimentaux puis l'opportunité d'utiliser l'ETM non plus seulement en tant qu'énergie de base, mais en tant qu'outil pour la stabilisation du réseau lors des moments critiques où la consommation ou la production fluctuent beaucoup est alors analysée.

Bibliographie

- [1] IEA (International Energy Agency), World Energy Outlook 2017, (2017). <https://www.iea.org/weo2017/> (accessed August 13, 2019).
- [2] IEA (International Energy Agency), Electricity Information 2019: Overview, IEA Webstore. (n.d.). <https://webstore.iea.org/electricity-information-2019-overview> (accessed August 13, 2019).
- [3] The Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), Global Warming of 1.5 °C —, (2019). <https://www.ipcc.ch/sr15/> (accessed August 13, 2019).
- [4] M. Höök, X. Tang, Depletion of fossil fuels and anthropogenic climate change—A review, *Energy Policy*. 52 (2013) 797–809.
- [5] B. F. Tchanche, M. Pétrissans, G. Papadakis, Heat resources and organic Rankine cycle machines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 39 (2014) 1185–1199.
- [6] T.-C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy*. 22 (1997) 661–667.
- [7] B.F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 15 (2011) 3963–3979.
- [8] J.P. Praene, M. David, F. Sinama, D. Morau, O. Marc, Renewable energy: Progressing towards a net zero energy island, the case of Reunion Island, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 426–442.
- [9] M. Diagne, M. David, P. Lauret, J. Boland, N. Schmutz, Review of solar irradiance forecasting methods and a proposition for small-scale insular grids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 27 (2013) 65–76.
- [10] P. Lauret, C. Voyant, T. Soubdhan, M. David, P. Poggi, A benchmarking of machine learning techniques for solar radiation forecasting in an insular context, *Solar Energy*. 112 (2015) 446–457.
- [11] S. Simpure, Modélisation, simulation et optimisation d’un système de stockage à air comprimé couplé à un bâtiment et à une production photovoltaïque, PhD Thesis, La Réunion, 2018.
- [12] J.-P. Praene, V. Rakotoson, Environmental sustainability of electricity generation under insular context : An LCA-based scenario for Madagascar and Reunion island by 2050, *International Journal of Engineering Researches and Management Studies*. 2 (2017) 24–42.
- [13] F. Conand, F. Marsac, E. Tessier, 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 (2008). <http://www.ajol.info/index.php/wiojms/article/view/48222> (accessed March 8, 2017).
- [14] M. Hoarau, M. Salomez, Note d’opportunités pour l’utilisation de l’Energie Thermique des Mers et la valorisation de l’eau froide profonde à Sainte Rose, ARER. (2009) 83.
- [15] G.C. Nihous, Mapping available Ocean Thermal Energy Conversion resources around the main Hawaiian Islands with state-of-the-art tools, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 2 (2010) 43104.
- [16] F. Sinama, A. Journoud, A. Dijoux, F. Lucas, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, O. Marc, Etude expérimentale d’un prototype ETM à La Réunion, in: Congrès Français de Thermique 2016, Toulouse, France, 2016. <https://hal-univ-reunion.archives-ouvertes.fr/hal-01294912/> (accessed December 16, 2016).
- [17] W.H. Avery, C. Wu, Renewable energy from the ocean-A guide to OTEC, (1994). <http://www.osti.gov/scitech/biblio/6842092> (accessed June 1, 2015).
- [18] J.-A. D’ARSONVAL, Utilization des Forces Naturelles, *Avenir de l’électricité*, Le Revenue Scientifique. 17 (1881) 370–372.
- [19] K.A. Finney, Ocean Thermal Energy Conversion, n.d.
- [20] G. Claude, Power from the tropical seas, *Mechanical Engineering*. 52 (1930) 1039–1044.

- [21] H. Uehara, The present status and future of ocean thermal energy conversion, *International Journal of Solar Energy*. 16 (1995) 217–231.
- [22] F. Sinama, Étude de la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers à l'île de la Réunion: modélisation et optimisation du procédé, Université de la Réunion, 2011. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00873263/> (accessed August 30, 2015).
- [23] Naval Energies -, Naval Energies. (n.d.). <https://www.naval-energies.com/fr/> (accessed August 16, 2019).
- [24] J. Castaing-Lasvignottes, F. Sinama, A. Dijoux, B. Clauzade, O. Marc, A presentation of the ocean thermal energy conversion prototype in La Reunion., in: OTEC Symposium 2017, Île de La Réunion, 2017.
- [25] A. Journoud, Développement d'outils d'aide à la conception et au dimensionnement, pour l'amélioration des performances, du fonctionnement et des coûts d'une centrale d'Energie Thermique des Mers, (2014). <http://www.theses.fr/s132563> (accessed August 30, 2015).

Chapitre 1 : Comparaison élargie des fluides de travail appliquée à l'ETM

1. Etat de l'art de l'étude des fluides de travail pour un ORC et cycles dérivés

1.1. L'ORC et les cycles basés sur le cycle de Carnot

Pour convertir des sources de chaleur à basse température en travail, plusieurs types de cycles thermodynamiques peuvent être employés. Le cycle de Carnot est le cycle idéal permettant de façon optimale de convertir une énergie thermique (se traduisant par la différence de température entre une source chaude et une source froide) en énergie mécanique. Ce dernier est constitué de deux isothermes et de deux isentropes. Dans le cas d'un cycle de Carnot avec changement de phase, Comme le montrent la Figure 4 et la Figure 6, le fluide de travail à l'état liquide saturé est évaporé dans l'évaporateur ($1 \rightarrow 2$), puis détendu de façon isentropique dans la turbine ($2 \rightarrow 3$), avant d'être partiellement condensé ($3 \rightarrow 4$) puis comprimé de façon isentropique par une pompe pour revenir au point initial ($4 \rightarrow 1$). Cet exemple n'est malheureusement pas réalisable en pratique pour de nombreuses raisons techniques. Il est très difficile de contrôler le titre en vapeur en sortie du condenseur pour que l'entropie spécifique de ce mélange diphasique corresponde exactement à celle nécessaire pour obtenir un liquide saturé en sortie de pompe.

En Figure 5, un cycle de Rankine idéal est représenté. Ce dernier permet de contourner ce problème tout en restant relativement proche du cycle de Carnot. Le fluide de travail est alors totalement condensé jusqu'à saturation dans le condenseur avant l'entrée dans la pompe ($3 \rightarrow 4$). Le liquide qui entre dans l'évaporateur est alors sous-refroidi (1) et une phase de chauffage est nécessaire avant l'évaporation.

Le cycle de Rankine représenté en Figure 5 reste idéal car les transformations ($4 \rightarrow 1$) et ($2 \rightarrow 3$) sont considérées comme adiabatiques et réversibles. Or, les transformations dans les turbomachines (pompe et turbine) ne peuvent pas être parfaites : il y aura toujours des frottements qui conduiront à une création d'entropie. Un cycle de Rankine plus réaliste prenant en compte ces irréversibilités est représenté en Figure 7.

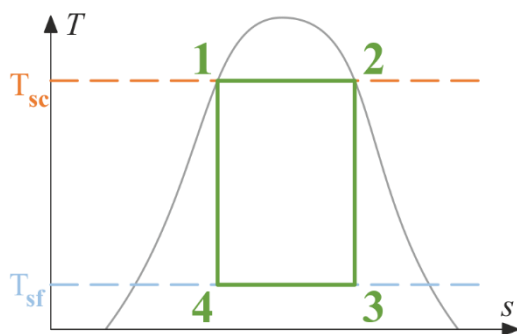


Figure 4. Diagramme T-s du cycle de Carnot.

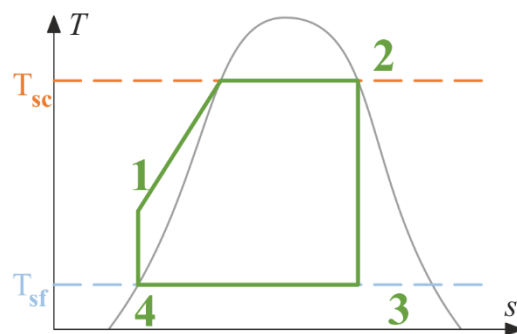


Figure 5. Diagramme T-s du cycle de Rankine idéal

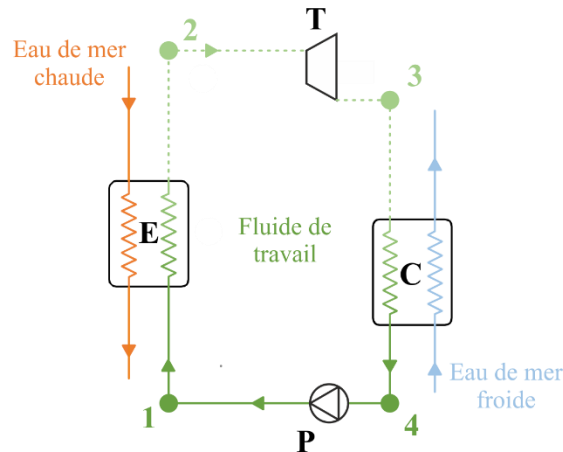


Figure 6. Définition des conventions de numérotation utilisées pour un ORC appliqué à l'ETM

Le cycle présenté en Figure 7 ne peut cependant toujours pas correspondre à un cycle réel. En effet, il faut également tenir compte de la réalité des échangeurs de chaleur : pour qu'un transfert de chaleur puisse se faire entre le fluide de travail et les sources, il est nécessaire qu'une différence de température entre ces deux fluides existe. La température d'évaporation du fluide de travail doit donc être inférieure à la température de la source chaude T_{sc} et la température de condensation doit être supérieure à celle de la source froide T_{sf} . De plus, dans les échangeurs de chaleur, une surchauffe en sortie d'évaporateur ainsi qu'un sous-refroidissement en sortie de condenseur peuvent parfois être nécessaires selon le fluide ou les conditions de fonctionnement. La Figure 8 présente alors le diagramme entropique d'un cycle de Rankine que l'on pourrait rencontrer sur un système réel.

L'allure du cycle peut également varier en fonction du fluide utilisé. Les fluides peuvent alors être regroupés en trois catégories :

- les fluides mouillés (« wet » en anglais) ont la particularité d'avoir une courbe de saturation côté vapeur avec une pente négative : $(\partial T/\partial s)_{x=1} < 0$. Par conséquent, si la vapeur est saturée en amont de la turbine, l'état sera diphasique en aval. Il y a alors formation de gouttelettes dans la turbine (cas de la Figure 8). L'eau et le R717 font partie de cette catégorie de fluides.
-

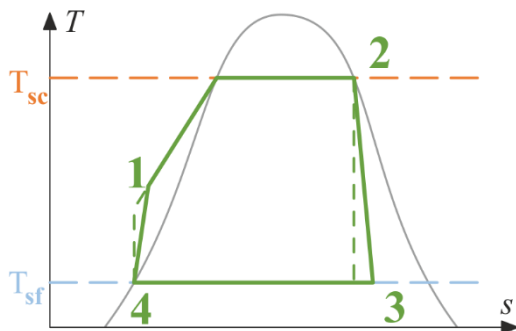


Figure 7. Diagramme T-s d'un cycle de Rankine avec prise en compte des irréversibilités des turbomachines

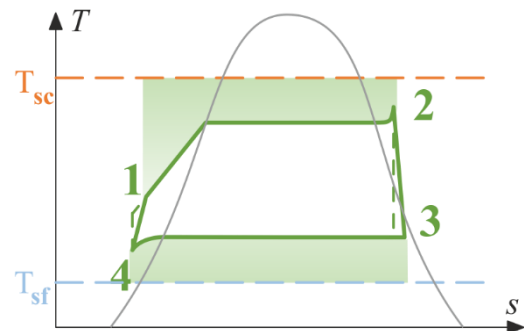


Figure 8. Diagramme T-s d'un cycle de Rankine réel (avec prise en compte du fonctionnement des échangeurs)

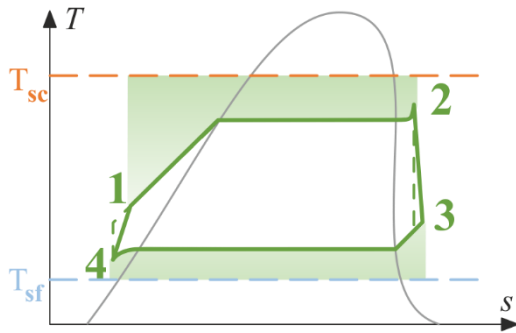


Figure 9. Diagramme T-s réel d'un fluide sec

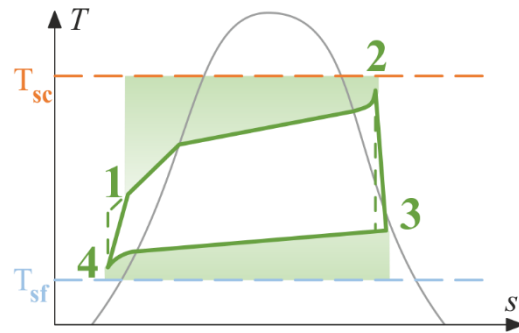


Figure 10. Diagramme T-s réel d'un mélange zéotrope mouillé

- les fluides secs ont au contraire une courbe de saturation côté vapeur avec une pente positive. En aval de la turbine, le fluide est en conséquence à l'état de vapeur surchauffée. La vapeur subit un refroidissement monophasique avant la condensation (cas de la Figure 9). C'est le cas par exemple du R600a.
- les fluides isentropiques, pour lesquels la courbe de saturation côté vapeur est verticale. Pour ces fluides, la transformation au sein de la turbine se fait en longeant la courbe de saturation et la vapeur en aval de la turbine est alors quasiment saturée s'il n'y a pas de surchauffe à l'évaporateur. Le R134a ou le R12 s'approchent de ce type de comportement.

Ces trois allures de diagramme peuvent être rencontrées pour des fluides purs. Une nuance supplémentaire s'ajoute lors de l'utilisation de mélanges de fluides. Certains d'entre eux, dits azéotropiques, se comportent comme des fluides purs, d'autres, dits zéotropiques, se caractérisent par le fait que le changement d'état isobare (évaporation ou condensation) s'accompagne également d'une variation de température, comme le montre la Figure 10. Cette diversité dans le comportement des fluides montre le nombre important de degrés de liberté que l'on peut faire varier lors de la conception d'un ORC.

Plusieurs auteurs ont cherché à concevoir des cycles thermodynamiques plus ou moins complexes dans le but de se rapprocher le plus possible des performances du cycle de Carnot et de minimiser les différentes dégradations présentées précédemment. Tchanché *et al.* [1] ont répertorié plusieurs types de cycles dérivés de l'ORC. Outre l'ajout d'une surchauffe plus importante ou l'utilisation de détente étagées, une des modifications souvent observées consiste en l'ajout d'un récupérateur interne : il s'agit d'un échangeur permettant de transférer de la chaleur de la vapeur en aval de la turbine pour la pré-refroidir avant la condensation vers le liquide en aval de la pompe pour le préchauffer avant l'évaporation, comme le montre la Figure 11. Ce type de régénérateur n'est réellement utile que pour des fluides très secs, lorsqu'une désurchauffe importante est nécessaire avant condensation. En effet, la température de condensation étant plus faible que la température du liquide en entrée de l'évaporateur, seule de la chaleur sensible peut être récupérée de cette façon, comme l'indiquent Saleh *et al.* [2] pour un ORC appliqué à la géothermie avec une source chaude à 100 °C et une source froide à 30 °C. Leurs résultats ont ainsi montré que l'emploi d'un échangeur interne n'est pas utile pour les fluides mouillés, à moins de mettre en œuvre des surchauffes importantes en sortie d'évaporateur. Dans le cadre de l'ETM, la différence de température entre les deux sources est trop faible pour

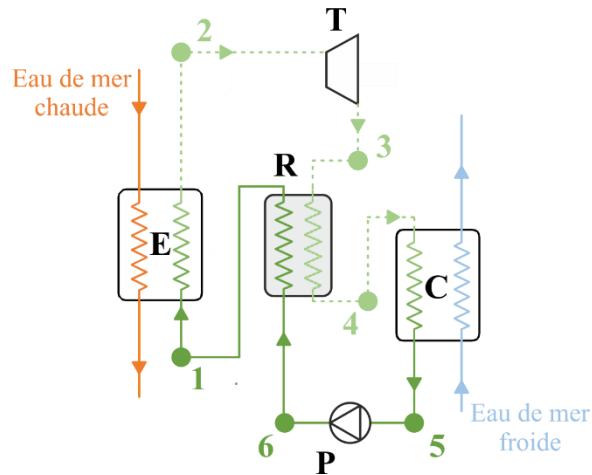


Figure 11. Cycle ORC avec ajout d'un récupérateur interne
 E → Evaporateur ; C → Condenseur ; P → Pompe ; T → Turbine ; R → Récupérateur

générer un transfert de chaleur suffisamment important pour justifier l'emploi d'un récupérateur.

D'autres cycles ont également été conçus spécialement pour être utilisés avec des fluides binaires (mélange de deux fluides), en particulier pour le mélange eau-ammoniac. Comme pour tous les mélanges zéotropiques, la température varie lors du changement d'état. Dans ce cas particulier, les pressions de vapeur saturante de l'eau et de l'ammoniac sont très éloignées à même température. La conséquence est que l'ammoniac est beaucoup plus volatile que l'eau. Ainsi, lors de l'évaporation, la phase liquide s'appauvrit en ammoniac tandis que la vapeur ne contient que peu d'eau dans un premier temps. Le liquide pauvre en ammoniac est ensuite plus difficile à évaporer. Cette particularité fait que le cycle doit être spécifiquement adapté à l'utilisation de ce mélange.

C'est sur ce principe qu'ont été construites les différentes versions du cycle de Kalina (KCS pour « *Kalina Cycle System* ») [3–5]. En général, seule une partie du mélange est évaporée, la phase vapeur riche en ammoniac est alors séparée de la phase liquide pauvre en ammoniac avant la détente (KCS 11 et KCS 34, Figure 12.a). Une autre variante consiste à n'injecter dans l'évaporateur que du liquide pauvre en eau, lequel ayant été obtenu par une série de deux condenseurs entre lesquels est placé un séparateur (KCS 1-2, Figure 12.b). Ce type de cycle présente certains avantages par rapport à l'ORC classique. Tout d'abord, le rendement thermique ainsi que le rendement second principe est généralement meilleur pour un KCS. Ensuite, ce dernier offre un degré de liberté supplémentaire : les proportions du mélange qui peuvent être adaptées. Enfin, la masse molaire de l'eau et celle de l'ammoniac sont proches, ce qui fait qu'une turbine standard à contre-pression peut être utilisée [1]. Cependant, les cycles de Kalina sont beaucoup plus complexes à mettre en œuvre et à maintenir qu'un ORC classique. En outre, le mélange eau-ammoniac possède une conductivité thermique plus faible que celle d'un fluide pur et le régime d'évaporation du mélange est dirigé majoritairement par la convection plutôt que par la nucléation (formation de bulles sur la surface d'échange), conduisant à un abaissement des coefficients d'échanges thermiques [6]. L'emploi d'échangeurs avec d'importantes surfaces est alors nécessaire pour un cycle de Kalina [1,3]. De plus, la pression maximale

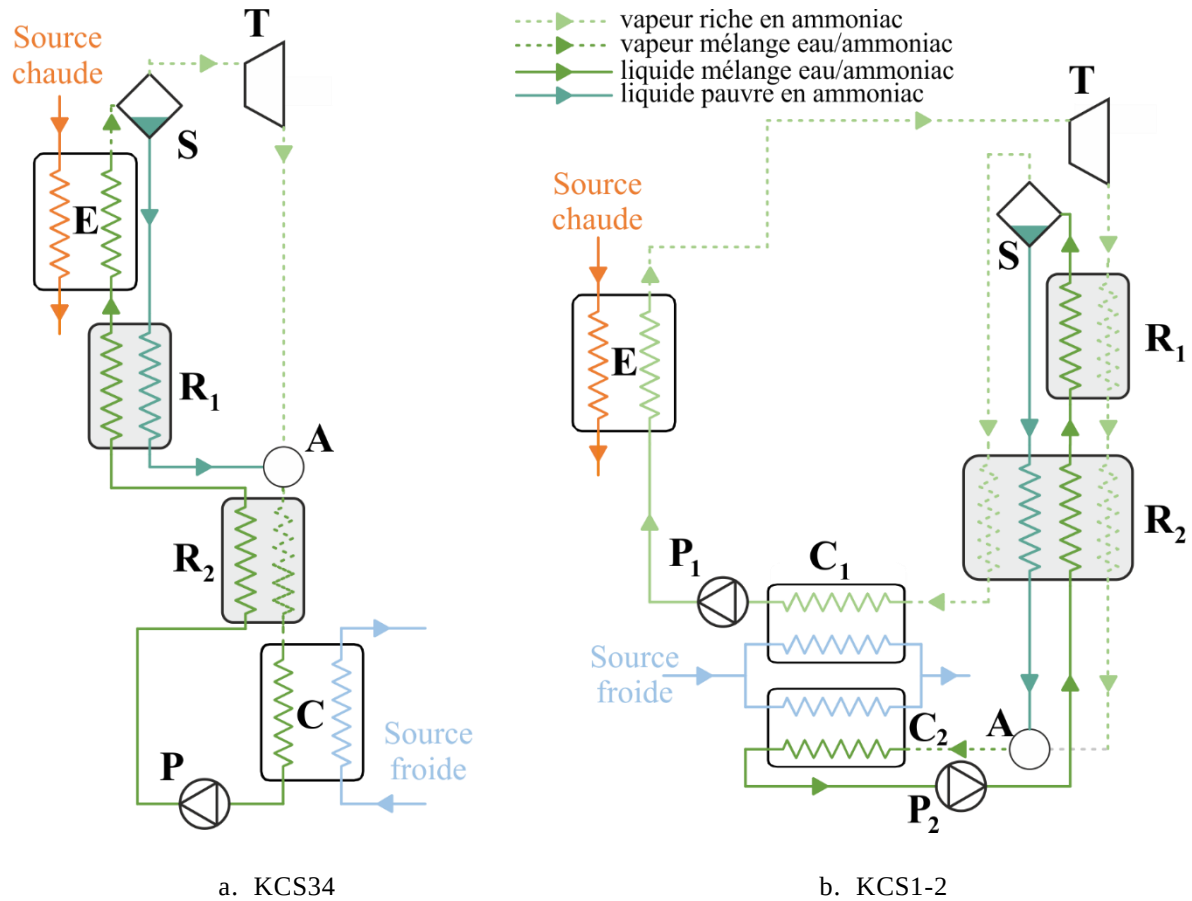


Figure 12. Deux versions du cycle de Kalina (KCS34 et KCS1-2)

E → Evaporateur ; C → Condenseur ; P → Pompe ; T → Turbine ; R → Récupérateur ; A → Absorbeur ; S → séparateur

pour un KCS est beaucoup plus élevée que pour un ORC classique (100 bar contre 10 bar approximativement) [3]. Toutes ces contraintes économiques et techniques font que le cycle de Kalina ne s'avère réellement plus performant que l'ORC que pour des sources de températures comprises entre 100 et 300 °C et pour des installations de faible puissance. Ces conditions ne sont clairement pas réunies dans le cas de l'ETM.

Au Japon, le cycle d'Uehara est un cycle à fluide binaire eau-ammoniac spécialement conçu pour une application à l'ETM [7,8]. Ce dernier est une évolution du cycle de Kalina (KCS34) avec l'ajout d'une détente étagée. Une partie de la vapeur est captée entre les deux turbines puis amenée vers un récupérateur R_2 (Figure 13). Même si ce cycle montre des rendements thermiques plus élevés qu'un ORC classique, l'augmentation de la complexité du système ainsi que la baisse des coefficients d'échanges thermiques dans les échangeurs [7] font que l'ORC reste un choix cohérent pour l'ETM.

Avec les mêmes objectifs, Yuan *et al.* [9] ont proposé un cycle utilisant le mélange eau-ammoniac avec deux éjecteurs en amont du condenseur pour augmenter la pression dans ce dernier (*cf.* Figure 14). La température de condensation étant plus élevée, l'échange est amélioré, ce qui pourrait permettre de fonctionner avec une température d'eau froide plus grande. Néanmoins, l'ajout d'un deuxième évaporateur est nécessaire pour alimenter ces injecteurs. De plus, contrairement au cycle d'Uehara, ce cycle n'a, à notre connaissance, pas encore fait l'objet d'une installation expérimentale.

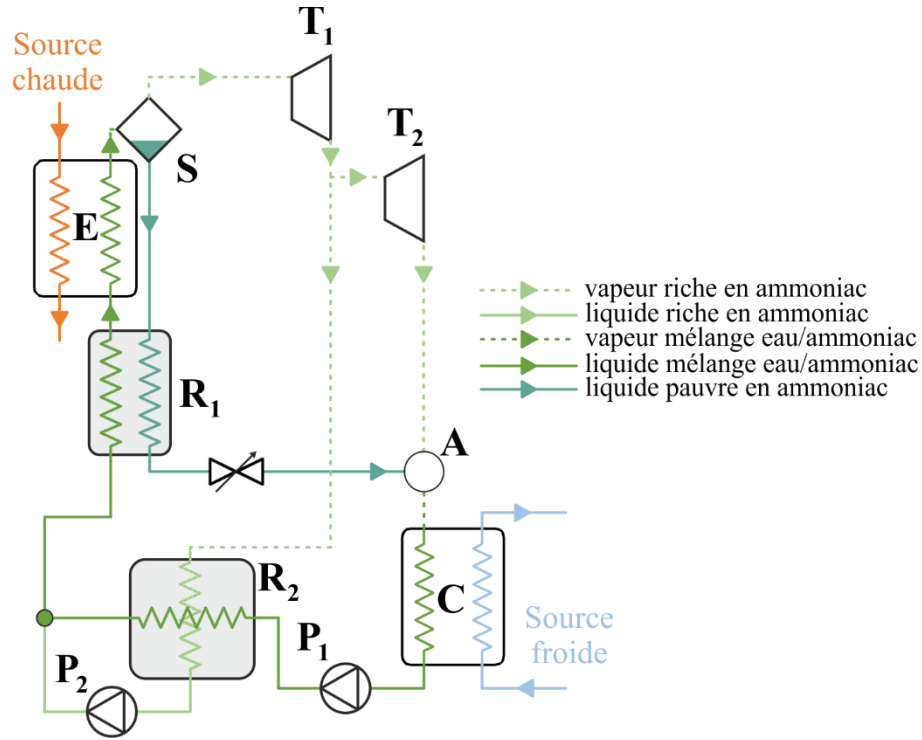


Figure 13. Cycle d'Uehara

E → Evaporateur ; C → Condenseur ; P → Pompe ; T → Turbine ; R → Récupérateur ; A → Absorbeur ;
 S → séparateur

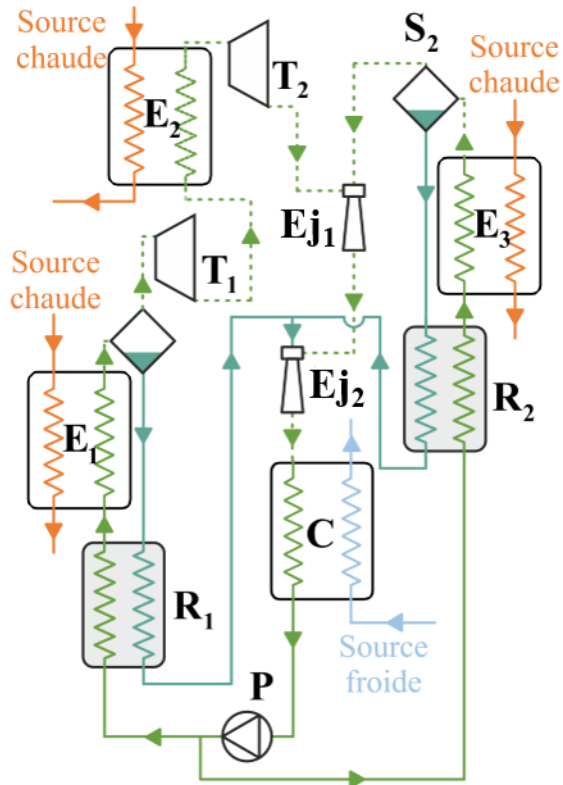


Figure 14. Cycle de Yuan *et al.* [9]

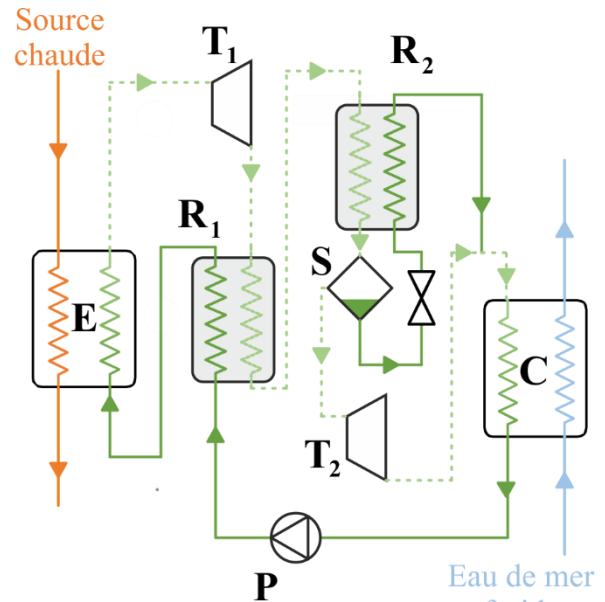


Figure 15. Cycle de Yoon *et al.* [10]

E → Evaporateur ; C → Condenseur ; P → Pompe ; T → Turbine ; R → Récupérateur ; S → séparateur ;
 Ej → éjecteur

Par ailleurs, Yoon *et al.* [10] ont proposé pour l'ETM un cycle dérivé de l'ORC (cf. Figure 15) utilisant de l'ammoniac pur dont la particularité serait l'ajout d'une détente étagée avec en amont de la deuxième turbine un échangeur interne qui condenserait une partie de la vapeur issue de la première turbine, le liquide irait alors dans une vanne de détente et la vapeur restante dans la deuxième turbine, les deux étant ensuite réunis dans le condenseur. Le rendement thermique annoncé par Yoon *et al.* serait meilleur que celui des cycles de Kalina et Uehara. Néanmoins, les auteurs attirent l'attention sur le fait qu'une turbine à haute efficacité doit être développée ainsi qu'un système de contrôle du titre en sortie de l'échangeur interne pour que ce cycle puisse être mis en œuvre.

En conclusion, le Tableau 1 résume la précédente revue de littérature sur les différents types de cycles thermodynamiques qui permettent de convertir l'énergie thermique des mers en travail. Nous en concluons que, bien que de nombreux travaux de recherche ont permis de mettre au point des cycles plus performants au sens du rendement thermique en se rapprochant du rendement du cycle de Carnot, l'ORC reste un bon choix pour l'ETM. En effet, au stade actuel de développement industriel, en prenant en compte les contraintes techniques, économiques et les performances dans le temps incluant la mise en œuvre et la maintenance, les autres cycles proposés ont du mal à se montrer réellement plus intéressants que l'ORC. Cette conclusion peut être étayée par des données chiffrées de rendements expérimentaux historiques obtenus sur différents types de cycles appliqués à l'ETM que nous présentons dans le Chapitre 2.

Tableau 1. Récapitulatif des différents cycles thermodynamiques pouvant être employés pour exploiter des sources de chaleur à basse température

Cycle	Avantages	Inconvénients
ORC classique [1,11–13]	• Simplicité de mise en œuvre • Maîtrise au niveau industriel • Nombreux choix de fluides utilisables, adaptabilité.	• Rendement limité en raison des écarts de températures devant être maintenus dans les échangeurs de chaleurs et des irréversibilités dans la pompe et la turbine
ORC avec récupérateur de chaleur [1,2]	• Augmentation du rendement thermique global	• Utilisable uniquement pour des fluides du type sec ou avec une forte surchauffe en sortie d'évaporateur
Cycles de Kalina [3–5]	• Augmentation du rendement thermique global	• Forte surface d'échange nécessaire • Fortes pressions de fonctionnement • Complexité, difficulté de mise en œuvre et de maintenance
Cycle d'Uehara [7,8]	• Augmentation du rendement thermique global • Développé spécifiquement pour l'ETM	• Forte surface d'échange nécessaire • Fortes pressions de fonctionnement • Complexité, difficulté de mise en œuvre et de maintenance
Cycle de Yuan <i>et al.</i> [9]	• Augmentation du rendement thermique global • Diminution du débit d'eau froide nécessaire	• Aucun retour expérimental • Forte surface d'échange nécessaire • Fortes pressions de fonctionnement
Cycle de Yoon <i>et al.</i> [10]	• Augmentation du rendement thermique global	• Nécessité de développer une turbine à haute efficacité • Nécessité de mettre en place un système de contrôle du titre en vapeur en sortie de l'échangeur interne, difficile à mettre en œuvre expérimentalement.

1.2. La comparaison des fluides de travail

1.2.1. Les méthodes et critères de comparaison des fluides de travail

Lors de la conception d'un ORC, une des tâches les plus délicates et importantes pour que le cycle puisse bien fonctionner est le choix du fluide de travail. En effet, celui-ci doit présenter de bonnes performances thermodynamiques tout en étant non-toxique, non-inflammable, avec très peu d'impacts environnementaux, peu onéreux, disponible sur le marché et compatible avec la tuyauterie et les matériaux des différents composants du cycle. Malheureusement, il est difficile de trouver le fluide parfait qui répond à tous ces critères simultanément. Des compromis doivent donc être réalisés.

Parmi ces derniers, les impacts environnementaux prennent une place de plus en plus importante dans le choix d'un fluide. En effet, après le protocole de Montréal (1987), de nombreux fluides ayant un impact sur la destruction de la couche d'ozone ont été interdits d'utilisation. De plus, le protocole de Kyoto (1997), suivi ensuite par les accords de Paris (2015), vise également à limiter l'utilisation des fluides ayant un fort impact sur le réchauffement climatique.

Les premières méthodes utilisées pour choisir les meilleurs fluides de travail consistaient à rechercher les propriétés thermo-physiques des fluides ayant le plus d'influence sur les performances d'un cycle. Ainsi, la simple donnée de ces caractéristiques pour chaque fluide permettrait de les comparer simplement. Dans cette optique, Lee *et al.* [14] ont étudié les performances de plus d'une centaine de fluides n'ayant pas d'impact sur la couche d'ozone en simulant le fonctionnement d'un ORC idéal (pas de sous-refroidissement ni de surchauffe en aval des échangeurs, transformations isentropiques dans la pompe et la turbine). Les critères de performances étudiés étaient le rendement thermique, le volume massique de la vapeur en amont de la turbine (pour représenter la taille de la turbine) rapporté à la quantité de chaleur échangée dans l'évaporateur, la surchauffe en amont du condenseur et un coefficient de mérite pour l'échange de chaleur (proportionnel au coefficient d'échange). La conclusion de leur travail était que les performances obtenues étaient bien corrélées à certaines propriétés des fluides, telles que le point d'ébullition normal, la pression critique et la masse molaire. Il est important de noter que ces conclusions sont liées au domaine d'utilisation envisagée (températures de changement d'état fixées à 157 °C pour l'évaporation et à 35 °C pour la condensation) et ne sont donc valables que dans ce cadre précis. Dans une démarche similaire, Stijepovic *et al.* [15] ont mené une étude théorique pour évaluer l'effet des propriétés des fluides de travail sur les rendements thermiques et exergetiques, ainsi que sur le rapport entre la puissance nette produite et la surface des échangeurs. Ils ont obtenu une liste de 10 propriétés qui impactent sensiblement les performances. Ici encore, les effets couplés entre les paramètres ne sont pas étudiés et seuls des fluides purs sont considérés.

Wang *et al.* [16] ont également mené un développement analytique pour déterminer la puissance nette produite et la surface d'échange nécessaire pour des systèmes appliqués à la récupération des pertes de chaleur industrielles (source chaude entre 70 et 180 °C et condensation à 35 °C) pour une liste de 14 fluides. Leurs résultats montrent que, parmi

les fluides considérés, ceux avec les nombres de Jacob Ja les plus faibles présentent de meilleures performances. Le nombre de Jacob est le rapport entre la quantité de chaleur sensible et la quantité de chaleur latente reçu par le fluide dans l'évaporateur. Pour des conditions de fonctionnement fixées (en particulier, le degré de surchauffe et de sous-refroidissement imposé), il est principalement dépendant de la pente de la courbe de saturation côté liquide dans un diagramme $P-h$. Ils ont également obtenu dans une autre étude [11] impliquant plus de fluides (25 au total) que le choix du fluide pour la récupération des chaleurs fatales avait peu d'impact sur les conditions de fonctionnement optimales du cycle, à savoir principalement les pressions des changements d'état. Enfin, les fluides avec une faible pression critique, une faible capacité calorifique liquide et une forte chaleur latente seraient à favoriser. Leur analyse ne concerne toutefois que des fluides purs.

Outre le fait de se limiter aux fluides purs, un autre point commun entre les deux études présentées précédemment est que le comportement des échangeurs de chaleurs est représenté par le fait de fixer un pincement minimal (PP pour « *Pinch Point* »), ce qui revient pour des fluides purs à fixer la température de changement d'état. En effet, le pincement d'un échangeur est défini par la différence de température entre la source et le fluide de travail au lieu de l'échangeur où cette dernière est minimale [17]. Pour un fluide pur, lorsque la sortie de l'échangeur est proche de la saturation (surchauffe ou sous-refroidissement nul ou faible en sortie d'échangeur), ce point est atteint lorsque le fluide de travail arrive au début du changement d'état, comme cela est illustré en Figure 16 pour le cas particulier d'un évaporateur. La situation est similaire dans un condenseur avec des écarts de température de signe opposé. La localisation du point de pincement est donc facilement identifiée dans ce cas, et se donner une valeur de pincement revient alors à fixer la température de changement d'état. Pour simplifier l'étude et ne pas avoir à déterminer le profil de température du fluide caloporteur, certains auteurs [9,10,18] préfèrent alors se donner une valeur de l'écart de température ΔT_s entre le fluide de travail sortant de l'échangeur et la température de la source chaude ou froide au lieu d'une valeur de PP.

Dans un objectif de généralisation des méthodes de comparaison des fluides, Saleh *et al.* [2] ont conduit des simulations pour comparer le rendement thermique et les débits volumiques de 31 fluides purs en utilisant plusieurs variations du cycle pour une application à la géothermie (source chaude à 115 °C). Ainsi, pour chaque fluide, le cycle pouvait

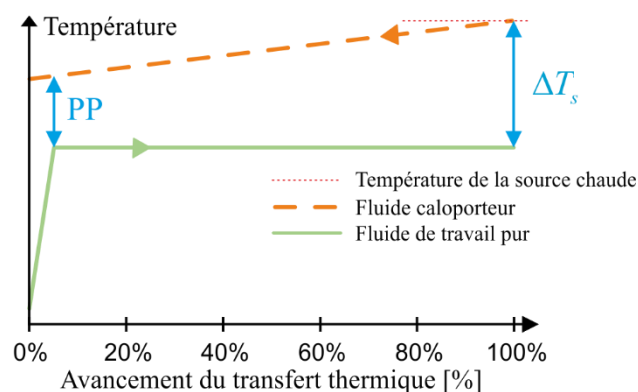


Figure 16. Schéma de principe de définition du pincement (PP) dans un évaporateur

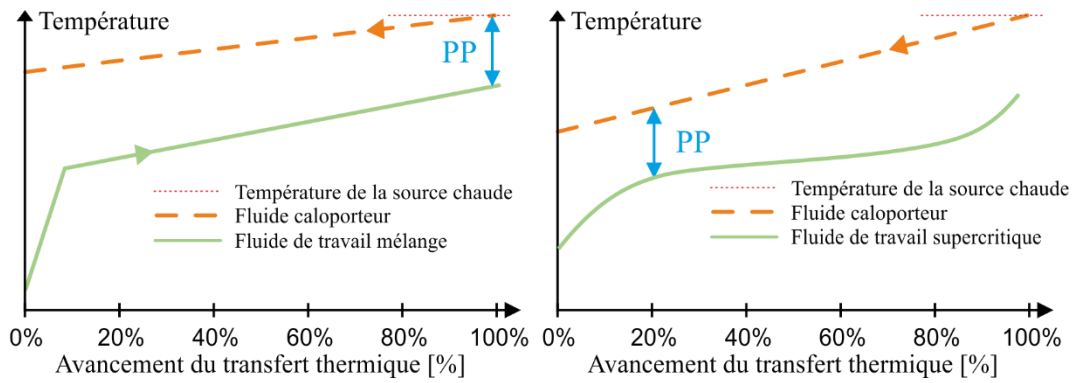


Figure 17. Schéma de principe illustrant un exemple de profil de température et la localisation du pincement pour un mélange zéotrope et pour un fluide supercritique dans un évaporateur

être construit avec ou sans récupérateur interne, avec ou sans surchauffe et éventuellement supercritique pour certains. Encore une fois, un pincement minimal est fixé dans les échangeurs. Pour les fluides purs sous-critiques, cela revient à fixer la température de changement d'état et les débits. En revanche, pour les fluides supercritiques, il faut poser des hypothèses supplémentaires sur la pression de l'isobare le long de laquelle se fera la transformation et mener un calcul numérique pour trouver le lieu du pincement. En effet, comme l'illustre la Figure 17, la localisation du pincement pour un fluide supercritique ou pour un mélange n'est pas aussi certaine que dans le cas d'un fluide pur et nécessite de déterminer avec précision le profil de température des deux fluides dans l'échangeur. Leurs résultats montrent que la surchauffe n'est le plus souvent pas favorable aux performances du cycle et que les meilleurs rendements sont obtenus avec les fluides ayant les pressions critiques les plus faibles. Dans leur conclusion, les auteurs ajoutent que l'utilisation des mélanges pourrait être intéressante même si cela n'a pas été réalisé dans leur étude et présentent l'étude des mélanges comme une perspective à leur travail.

Ce qui ressort des études précédemment citées est que le choix des fluides nécessite d'abord de définir des critères de comparaison. Si le rendement thermique revient dans quasiment toutes les études, certaines mettent également l'accent sur le volume spécifique de la vapeur représentatif de la taille de la turbine, d'autres sur la surface des échangeurs ou encore l'état en sortie de turbine. Cependant, dans le cas d'une étude préliminaire de conception où la technologie des échangeurs utilisés n'est pas connue et où l'on ne peut pas définir une corrélation d'échange appropriée, le calcul des performances passe soit par l'utilisation de cycles idéaux, soit par la donnée d'un pincement minimal dans les échangeurs. Pour les fluides purs, lorsque les débits du fluide et des sources sont connus, cela revient à fixer la température de changement d'état. Pour les mélanges ou pour les fluides utilisés dans leur domaine supercritique, la détermination du pincement s'avère plus complexe, ce qui amène la plupart des auteurs à ne considérer dans ce type d'étude préliminaire de conception que des fluides purs exploités dans des cycles sous-critique.

1.2.2. L'utilisation des mélanges zéotropiques

Pourtant, l'utilisation des mélanges zéotropiques dans un ORC a fait ces dernières années l'objet de plus en plus de travaux de recherche [6,13,19,20]. Comme cela a été précisé

en 1.1, le qualificatif zéotrope désigne le fait que la température du mélange varie au cours d'un changement d'état isobare, contrairement aux fluides purs. Il a été introduit pour différencier ces mélanges des mélanges azéotropiques qui ont été conçus pour se comporter comme un fluide pur. Il est établi que le comportement particulier des fluides zéotropiques au cours du changement d'état permet de réduire la différence de température moyenne entre le fluide et la source dans un échangeur tout en gardant le même pincement, ce qui implique une diminution des irréversibilités lors du transfert de chaleur [6]. Des études très récentes se consacrent donc plus particulièrement à l'étude de l'emploi de mélanges zéotropiques pour un ORC. Ainsi, Sadeghi *et al.* [13] ont réalisé une optimisation multicritère afin de déterminer les pressions de changement d'état et la composition d'un mélange eau/ammoniac qui permettent de maximiser les rendements thermiques et exergetiques. Leur étude s'est cependant focalisée sur un seul mélange. Par ailleurs, Sattanphol *et al.* [21] ont comparé les performances de plusieurs fluides purs et de mélanges zéotropiques pour un ORC appliqué à la récupération de pertes de chaleur (source chaude à 140 °C et 6 bar). Afin de pouvoir comparer des fluides purs et des mélanges, ils ont fixé le pincement dans les échangeurs, ce qui a pu être fait en se donnant précisément le débit de fluide source caloporteur. Ensuite, les débits du fluide de travail et les pressions de changement d'état sont déterminées en optimisant la puissance nette produite par le cycle. Les auteurs soulèvent néanmoins les nombreuses difficultés rencontrées pour le processus d'optimisation en ce qui concerne les mélanges, d'une part pour fixer les limites des niveaux de pression dans les contraintes à imposer ainsi que la composition des mélanges et d'autre part pour définir les conditions initiales : le processus d'optimisation mène parfois à des optima différents pour des conditions initiales différentes. Cela montre que la méthode employée ne permet pas d'atteindre un optimum global sur l'ensemble du domaine d'étude et que les résultats présentés peuvent donc être discutables. En outre, seule la puissance nette produite est considérée lors de l'optimisation. Cette méthode de comparaison apparaît donc lourde à mettre en œuvre, elle nécessite de prendre des hypothèses précises sur le débit disponible de la source et n'est donc pas adaptée pour une étude préliminaire de conception d'un ORC.

1.2.3. *L'optimisation du fonctionnement*

Comme dans le cas précédent, la comparaison des fluides est dans plusieurs travaux de recherche [11,22,23] précédée d'une optimisation des performances en faisant varier pour chaque fluide les conditions de fonctionnement, à savoir principalement les pressions dans les échangeurs. Par exemple, He *et al.* [24] ont réalisé un développement analytique à partir d'une équation d'état générale pour les pressions dans les échangeurs permettant d'optimiser la puissance nette produite par le cycle. La comparaison des fluides a ensuite été réalisée suivant ce critère. Les résultats de cette étude auraient néanmoins pu être différents si l'optimisation avait été faite pour le rendement thermique ou exergetique. En effet, comme pour tout problème d'optimisation, les résultats dépendent très largement de la fonction objectif que l'on se donne. Afin de définir cette dernière de la façon la plus pertinente possible, certains auteurs ont réalisé une étude très détaillée allant jusqu'à utiliser des corrélations pour déterminer le coût des différents composants du cycle [16,25–27]. Ces corrélations dépendent néanmoins des technologies employées pour les différents

composants et des niveaux de puissances mis en jeux. Ainsi, ce type de méthode d'optimisation ne peut être employé que lorsque le système est à un stade avancé de la conception. D'autres auteurs [12,28] se sont plutôt dirigés vers des méthodes d'optimisation multicritères afin de prendre en compte plusieurs fonctions objectifs. Dans ce cas, le calcul ne fournit en général pas un seul point de fonctionnement optimal, mais un ensemble de points avec les meilleures performances suivant les différents critères simultanément, cet ensemble étant dénommé le front de Pareto. Il revient alors à l'opérateur de choisir le point qui lui semble être le meilleur compromis entre les différents critères souhaités. Il paraît alors difficile de définir un critère fiable pour comparer les différents fluides entre eux.

1.2.4. Une comparaison multicritère

Toutes les études précédentes se sont concentrées sur la comparaison des fluides au travers de leurs performances thermodynamiques. Néanmoins, comme nous l'avons indiqué, d'autres critères peuvent être pris en compte, tels que la sécurité d'utilisation ou les impacts environnementaux. Pour aider à faire un choix éclairé en prenant en compte plusieurs critères simultanément, Zhang *et al.* [29] ont proposé d'utiliser la méthode HDT (pour « *Hass Diagramm Technique* ») pour comparer des fluides suivant trois critères : performance thermodynamique, impact environnemental et sécurité. Cette méthode consiste à comparer les fluides deux à deux pour chaque variable définie. Prenons l'exemple de deux critères q_1 et q_2 que l'on cherche à maximiser comme présenté dans la Figure 18. Si un fluide présente une valeur supérieure à un à autre fluide pour q_1 et q_2 simultanément, il est dit supérieur à ce dernier. On représente donc sur le diagramme de Hass ce fluide au-dessus de l'autre et on les relie directement par un trait vertical (exemple du fluide a supérieur au fluide b ou d supérieur à e). Sur le diagramme, un fluide relié indirectement à un autre via d'autres fluides par des lignes toutes descendantes sera supérieur à cet autre fluide (exemple de d et b). En revanche, deux fluides pour lesquels l'un est meilleur pour q_1 et l'autre pour q_2 sont dits incomparables. Sur le diagramme, ces fluides ne sont pas reliés, ou alors par un chemin qui ne contient que des lignes du même sens (exemple des fluides a et c). Ce type de représentation peut constituer une aide à la décision. Néanmoins, dans le cas d'un grand nombre de fluides ou de critères très disparates, il est possible de

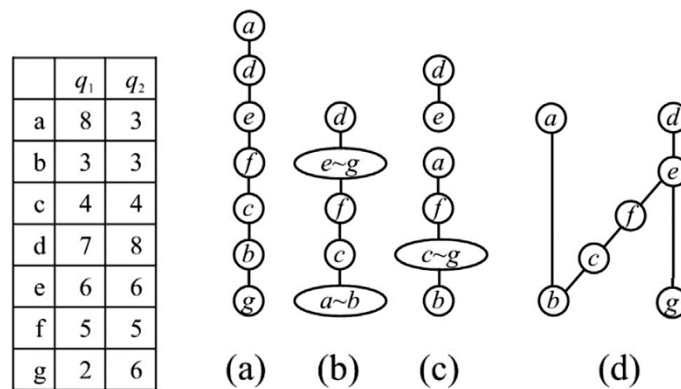


Figure 18. Classement de sept objets (de a à g) suivant deux critères de comparaison q_1 et q_2
 (a) classement suivant q_1 (b) classement suivant q_2 (c) classement suivant la moyenne de q_1 et q_2 (d) diagramme de Hass (source : Zhang *et al.*[38])

se retrouver avec une majorité de fluides incomparables entre eux, auquel cas cette méthode ne constitue pas un réel apport. De plus, et certainement pour la raison précédemment évoquée, dans l'étude de Zhang *et al.* [29], les critères de sélection ont été très simplifiés, notamment en ce qui concerne les performances thermodynamiques déterminées uniquement à partir des pressions critiques.

1.2.5. *Le cas particulier de l'ETM*

L'état de l'art sur la comparaison des fluides concerne jusqu'ici principalement des ORC appliqués à la géothermie ou à la récupération de chaleurs fatales, avec des sources chaudes comprises entre 80 et 200 °C. L'ETM est un cas d'application très particulier de l'ORC, puisque la différence de température entre la source chaude à 23-28 °C et la source froide à 5 °C est très faible. Cela implique à la fois de modestes rendements thermiques, des pincements réduits dans les échangeurs et un panel de fluides adaptés très différents de ceux rencontrés pour les autres applications de l'ORC, notamment en raison de la pression d'évaporation. Ainsi, peu d'articles se sont consacrés spécifiquement à la comparaison des fluides de travail pour un ORC appliqué à l'ETM. Sun *et al.* [30] ont fourni un développement analytique pour optimiser les performances d'une centrale ETM en considérant uniquement deux fluides : le R134a et le R717. Puisque ce dernier fluide est un des fluides les plus utilisés pour l'ETM, nous souhaitons préciser que le R717 désigne l'ammoniac pur, de formule brute NH_3 . Ce dernier sera désigné en tant que R717 dans la suite de ce manuscrit. Yang et Yeh [31] ont cherché à maximiser le rapport entre la puissance produite et la surface d'échange des échangeurs en faisant varier les pressions dans les échangeurs pour cinq fluides purs : R717, R600a, R245fa, R152a et R134a. Ils ont considéré un ORC appliqué à l'ETM avec des échangeurs du type tubes-et-calandre. Ils ont obtenu que le R717 avait les meilleures performances et le R245fa les moins bonnes. Yoon *et al.* [32] ont comparé les rendements thermiques de 12 fluides de travail pour l'ETM en fixant les températures d'évaporation et de condensation à une même valeur pour tous les fluides. Ils ont obtenu le plus grand rendement thermique pour le R717. Parmi les 12 fluides considérés, deux mélanges étaient présents : le R410a et le R404a. Les variations de température pendant les changements d'état ont cependant été négligées. Iqbal *et al.* [33] ont cherché à analyser l'influence de l'utilisation des mélanges sur les performances d'un système ETM, mais ils n'ont comparé qu'un seul mélange (98 % propane, 1 % éthane et 1 % n-Butane) à un seul fluide pur (propane). La puissance produite par le système était 15 % plus grande dans le cas du mélange. Enfin, Hung *et al.* [34] ont réalisé une comparaison entre 11 fluides de travail pour plusieurs niveaux de température. Parmi eux, le cas de l'ETM est représenté en fixant la température de condensation à 5 °C (tout en sachant que la température de l'eau de mer froide est de 5 °C) et la température d'évaporation entre 20 et 40°C. Leurs résultats sont donc à considérer comme des résultats généraux et non spécifiques à l'ETM. Les 11 fluides choisis ne comportaient ni le R717, ni le R134a, ni le R32, qui sont pourtant les fluides les plus souvent retenus dans la littérature pour l'ETM. Ils ont obtenu que les fluides du type mouillé et isentropique présentaient de meilleures performances que les fluides secs, en privilégiant les fluides isentropiques tels que le R11 pour éviter les dommages à la turbine.

La littérature concernant le choix du fluide de travail pour l'ETM se concentre donc essentiellement sur des fluides azéotropiques, le plus souvent purs, avec peu de fluides.

1.3. Objectifs et apports de l'étude présentée dans ce chapitre

L'état de l'art précédent montre que beaucoup d'études ont été menées à propos du choix du fluide de travail pour un ORC, depuis des approches simples utilisant des cycles idéaux ou posant des hypothèses sur les températures de changement d'état, jusqu'aux modèles détaillés permettant une simulation des performances et des coûts de chaque composant, en fixant une technologie et un dimensionnement pour chacun d'entre eux. Ces dernières méthodes requièrent une connaissance détaillée des composants du système (longueur, largeur, épaisseur, matériaux, ...), en particulier pour les échangeurs de chaleur et sur le débit des sources, et ne sont donc pas adaptées à une application à une phase préliminaire de conception d'un projet, du type étude de faisabilité par exemple. Comme le choix du fluide a une grande influence sur le fonctionnement du système et sur la façon dont sont ensuite dimensionnés ses différents éléments, des approches simples sont souvent privilégiées dans un premier temps. Or, ces dernières ne permettent pas en général de prendre en compte à la fois des fluides purs et des mélanges zéotropiques. Seuls des fluides purs sont donc considérés, malgré les avantages que pourraient parfois présenter les mélanges. De plus, le choix d'un fluide ne doit pas se limiter aux performances thermodynamiques mais doit inclure d'autres critères liés à son utilisation.

Les principaux objectifs de l'étude du présent chapitre sont alors les suivants :

- fournir une méthode générale de comparaison multicritère des fluides de travail pour un ORC,
- permettre une application dans une phase de conception préliminaire d'un projet, donc en se basant sur un faible nombre de spécifications concernant la technologie et le débit des fluides caloporteurs (l'eau de mer dans le cas de l'ETM),
- permettre la prise en compte et la comparaison à la fois des fluides purs et des mélanges zéotropiques,
- appliquer la méthode proposée au cas particulier de l'ETM.

Pour répondre à ces objectifs, une description de la méthode utilisée est fournie dans une première partie. Dans une deuxième partie, cette méthode est appliquée au cas de l'ETM. Enfin, dans une troisième partie, une analyse de sensibilité paramétrique est menée afin d'étudier la validité des résultats, affiner la compréhension du modèle proposé et comparer l'influence des différents paramètres utilisés sur les résultats.

2. Méthode de comparaison des fluides

L'objectif de cette étude est de permettre la comparaison de fluides de travail, azéotropiques ou non, pour un ORC tout en gardant un nombre restreint d'hypothèses. Ainsi, dans ce chapitre, il est exclu de se fixer une technologie d'échangeur ou des coefficients d'échanges. Les débits des fluides caloporteurs et du fluide de travail ne sont pas fixés non plus, ni les niveaux de puissances attendus.

Dans ce chapitre, la méthode de comparaison proposée est présentée en détails, en commençant dans un premier paragraphe par la définition des critères de comparaison qui sont retenus pour la sélection des meilleurs fluides. Le second paragraphe se concentre sur la méthode de calcul des échangeurs de chaleur employée pour déterminer les performances des fluides tout en gardant un nombre d'hypothèses restreint. Enfin, le troisième paragraphe présente le modèle du cycle complet utilisé pour déterminer les critères thermodynamiques.

2.1. Les critères de comparaison

Afin de pouvoir choisir le fluide le plus adapté, il est nécessaire de prendre en compte plusieurs critères de qualité de natures différentes. Dans cette étude, les fluides seront comparés sur la base de quatre types de critères :

- des critères techniques ;
- des critères environnementaux ;
- des critères liés à la sécurité ;
- des critères de performances thermodynamiques.

2.3.1. Critères techniques

Le fluide de travail utilisé doit permettre une bonne mise en œuvre pratique. Deux indicateurs de la faisabilité technique de l'utilisation d'un fluide sont :

- les pressions de fonctionnement ;
- le titre en vapeur en sortie de la turbine.

Les pressions de fonctionnement sont choisies pour être, d'une part, supérieures à la pression atmosphérique afin d'éviter les risques d'infiltration d'air dans les circuits, et d'autre part, sans être trop importantes. D'après l'expérience acquise chez **NAVAL ENERGIES**, une pression haute de 24 bar correspond au niveau industriel à la limite entre des équipements standards et des équipements faits sur mesure. Il est donc intéressant de choisir des fluides ayant des pressions de fonctionnement comprises entre 1 et 24 bar. Les pressions nominales seront prises en compte, à savoir les pressions de changement d'état dans les échangeurs obtenus par le calcul du cycle comme présenté aux paragraphes suivants (parties 2.2 et 2.3), ainsi que les pressions extrêmes que l'on pourrait rencontrer dans l'installation dans le cas où le fluide stocké dans les circuits s'équilibre avec les

températures des sources chaudes et froides. Ainsi, ces pressions extrêmes seront prises égales aux pressions de saturation du fluide de travail à la température des sources. Cela permet de nous donner un intervalle de pression duquel le fluide de travail à l'intérieur du circuit ne sortira pas. Il convient de différencier les pressions de saturation pour une température donnée du côté liquide et du côté vapeur, qui ne sont pas identiques pour des mélanges zéotropiques. Ces pressions extrêmes sont alors ainsi définies :

$$P_{max} = P_{sat,liq}(T_{sc}) \quad (2)$$

$$P_{min} = P_{sat,vap}(T_{sf}) \quad (3)$$

La formation de liquide dans la turbine est quant à elle limitée pour éviter le risque d'endommagement par les gouttelettes. Ainsi, dans cette étude, nous avons considéré que le titre en vapeur à la sortie de la turbine devra être supérieur à 97 % pour que le fluide puisse être utilisable.

2.3.2. Critères environnementaux

Les impacts environnementaux d'un fluide sont mesurés par trois critères [35–37] :

- le potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP pour « *Global Warming Potential* »),
- le potentiel de déplétion ozonique (PDO ou ODP pour « *Ozone Depletion Potential* ») et
- la durée de vie atmosphérique (ALT pour « *Atmospheric LifeTime* »).

Le GWP indique l'impact sur le réchauffement climatique, en termes de variation de température provoquée par la libération d'une certaine quantité de fluide, rapportée à celle provoquée par la même quantité de CO₂. Le GWP du CO₂ vaut donc 1. Le potentiel de déplétion ozonique est défini par le rapport entre la quantité d'ozone pouvant être détruite par la libération d'une certaine quantité du fluide dans l'atmosphère et la quantité d'ozone détruite par la même quantité de R11. La référence de cette échelle est par conséquent le R11 qui a un ODP de 1. Depuis le protocole de Montréal (1987), de nombreux fluides avec des valeurs élevées d'ODP ont été interdits d'utilisation. La durée de vie atmosphérique (ALT) est la durée, en années, nécessaire pour que la libération d'une certaine quantité de fluide n'influence plus la charge globale de l'atmosphère.

2.3.3. Critères liés à la sécurité

L'utilisation de certains fluides de travail présente des risques liés à la sécurité. L'indicateur que nous avons retenu est celui de l'ASHRAE, standard 34 [38]. Celui-ci se compose d'une lettre qui indique la toxicité du fluide (de A pour non-toxique à C pour très toxique) suivie d'un chiffre qui indique son inflammabilité (1 pour non-inflammable, 2 pour moyennement inflammable, 3 pour inflammable et 4 pour très inflammable).

2.3.4. Critères de performances thermodynamiques

Les performances thermodynamiques sont déterminantes pour permettre la viabilité d'un système, autant d'un point de vue énergétique qu'économique. C'est pour cette raison que de nombreuses études précédemment citées se concentrent essentiellement sur des critères liés aux rendements et aux échanges d'énergie résultants du calcul du cycle [2,11,15,31,32]. La détermination des performances thermodynamiques d'un cycle dépend cependant de nombreux paramètres, notamment en ce qui concerne les caractéristiques géométriques et thermiques des composants du circuit. Ces données ne peuvent être connues à une phase préliminaire de conception d'un système. Cette contrainte impose de définir une approche simplifiée pour le calcul du cycle, en gardant des conditions de fonctionnement proches d'un comportement réel pour permettre de réaliser une comparaison pertinente des fluides de travail. Une approche de calcul originale est proposée dans les paragraphes suivants afin de répondre à cette problématique, qui repose en particulier sur un mode de caractérisation général du fonctionnement des échangeurs de chaleur.

2.2. La représentation des échangeurs de chaleur

Avec les contraintes imposées dans cette étude, il est impossible d'employer la méthode du pincement, utilisée par certains auteurs [11,22], qui nécessite de connaître les débits de fluides caloporteurs et les quantités de chaleur échangées. Une autre approche plus simple utilisée dans la littérature [9,10,18] consiste à fixer la différence entre la température de la source qui entre dans l'échangeur et la température du fluide de travail qui en ressort ΔT_s (cf. Figure 19.a.). L'expression de ce paramètre pour les deux échangeurs d'un cycle ORC (évaporateur et condenseur) est alors :

$$\Delta T_{s,evap} = T_{sc} - T_{s,ft,evap} \quad (4)$$

$$\Delta T_{s,cond} = T_{s,ft,cond} - T_{sf} \quad (5)$$

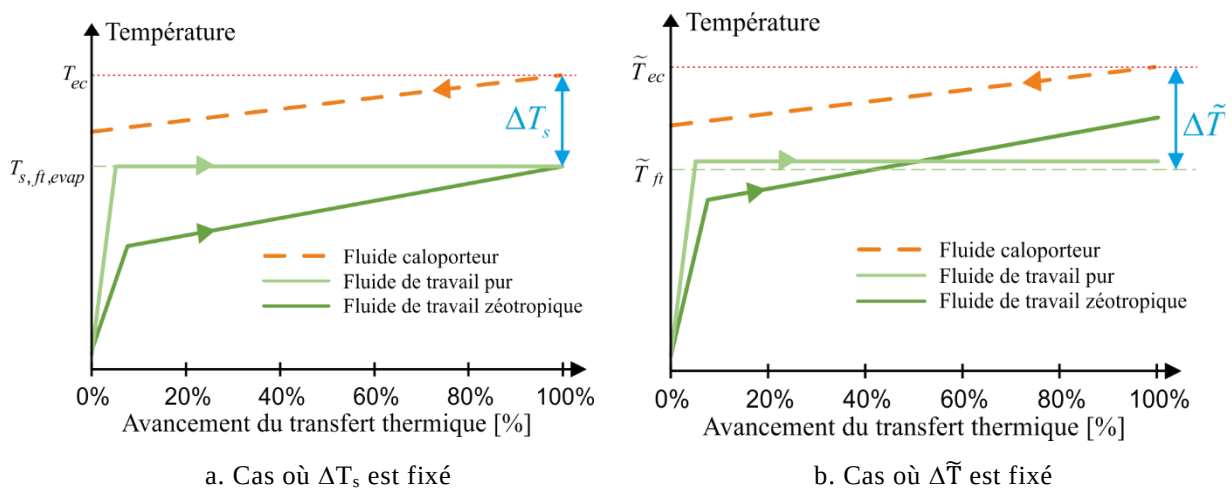


Figure 19. Profils types d'évolution des températures dans un évaporateur au cours de l'avancement du transfert thermique

Où T_{sc} est la température de la source chaude, $T_{s,ft,evap}$ la température du fluide de travail à la sortie de l'évaporateur, T_{sf} la température de la source froide et $T_{s,ft,cond}$ la température du fluide de travail à la sortie du condenseur.

Cette méthode est pertinente lorsque seuls des fluides azéotropiques sont utilisés, puisque si le degré de surchauffe est donné, cela revient alors à fixer la température de changement d'état du fluide. En revanche, prendre la même valeur de ΔT_s pour un mélange zéotropique n'est pas représentatif de conditions similaires de fonctionnement, puisque l'avantage de l'utilisation d'un tel fluide est justement de permettre de réduire cette différence de température à la sortie tout en gardant une différence de température moyenne dans l'échangeur équivalente. Si une même valeur de ΔT_s est donnée pour un fluide pur et un mélange zéotropique, alors le pincement sera bien plus grand pour le mélange ainsi que la différence de température moyenne entre les deux fluides dans l'échangeur, comme cela est visible sur la Figure 19.a dans le cas d'un évaporateur. L'échange peut alors se faire pour le mélange avec une plus petite surface d'échange mais au détriment du rendement cycle. Les conditions de fonctionnement des deux fluides sont donc différentes et ne permettent pas une comparaison pertinente.

Pour remédier à cette difficulté sans ajouter de complexité et d'hypothèses supplémentaires, on introduit dans cette étude la différence de température entropique moyenne (ΔTEM) dans l'échangeur. 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 donc une moyenne harmonique des températures pondérée par les échanges de chaleur et son expression est donnée par :

$$\tilde{T} = \frac{\int \partial q}{\int \frac{\partial q}{T}} = \frac{q}{\Delta s} = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (6)$$

Cette notion a été utilisée par Meunier *et al.* [39] pour l'analyse de cycles thermodynamiques ainsi que par d'autres auteurs [40–42]. La ΔTEM est alors définie par la différence des températures entropiques moyennes de chacun des deux fluides présents dans l'échangeur : le fluide de travail et le fluide caloporteur. Dans cette étude cependant, la température entropique moyenne du fluide caloporteur (l'eau de mer) est maintenue identique pour tous les fluides de travail. Il est donc possible sans pertes de généralité de redéfinir la ΔTEM comme la différence entre la température de fluide caloporteur en entrée des échangeurs (c'est-à-dire tout simplement les températures des sources chaudes et froides) et la température entropique moyenne du fluide de travail. Cela permet de ne pas avoir besoin de fixer les débits des fluides dans l'échangeur pour effectuer le calcul. Les ΔTEM dans les échangeurs seront donc ici définies par :

$$\begin{cases} \Delta \tilde{T}_{evap} = T_{sc} - \tilde{T}_{evap} \\ \Delta \tilde{T}_{cond} = \tilde{T}_{cond} - T_{sf} \end{cases} \quad (7)$$

En Figure 19.b., un exemple d'évolution des températures dans un évaporateur pour un fluide pur et un mélange zéotrope est donné lorsque la ΔT_{EM} est la même pour les deux fluides. On constate cette fois-ci que puisque la différence de température moyenne dans l'échangeur est la même pour les deux fluides, les puissances thermiques qui auraient été échangées si des échangeurs avec une surface et une géométrie donnée avaient été définies auraient été proches pour tous les types de fluide, aux variations des coefficients d'échanges près. Il est alors possible de comparer ces deux catégories de fluides sur la base du rendement thermique du cycle obtenu, les deux fluides fonctionnant dans des conditions similaires.

2.3. La méthode de calcul du cycle

Le cycle ORC peut alors être modélisé pour chaque fluide de travail avec l'approche précédemment présentée pour les échangeurs de chaleur. La Figure 20 montre les différentes transformations subies par le fluide au cours du cycle. Le fluide de travail à l'état de liquide sous-refroidi sous pression entre dans l'évaporateur (1) où il reçoit de la chaleur de la source chaude pour être évaporé. La vapeur avec un éventuel léger degré de surchauffe (2) entre alors dans la turbine où elle est détendue en fournissant un travail mécanique. A la sortie de la turbine (3), le fluide peut être diphasique dans le cas d'un fluide mouillé (formation de gouttelettes dans la turbine), surchauffé dans le cas d'un fluide sec ou saturé dans le cas d'un fluide isentropique. Le fluide cède alors de la chaleur à la source froide pour se condenser dans le condenseur. Le liquide (4) ainsi obtenu est aspiré par la pompe pour être ramené à la pression d'évaporation (1).

Les calculs du cycle thermodynamique sont réalisés en considérant les hypothèses suivantes :

- déperditions thermiques vers le milieu extérieur négligées
- fonctionnement en régime permanent

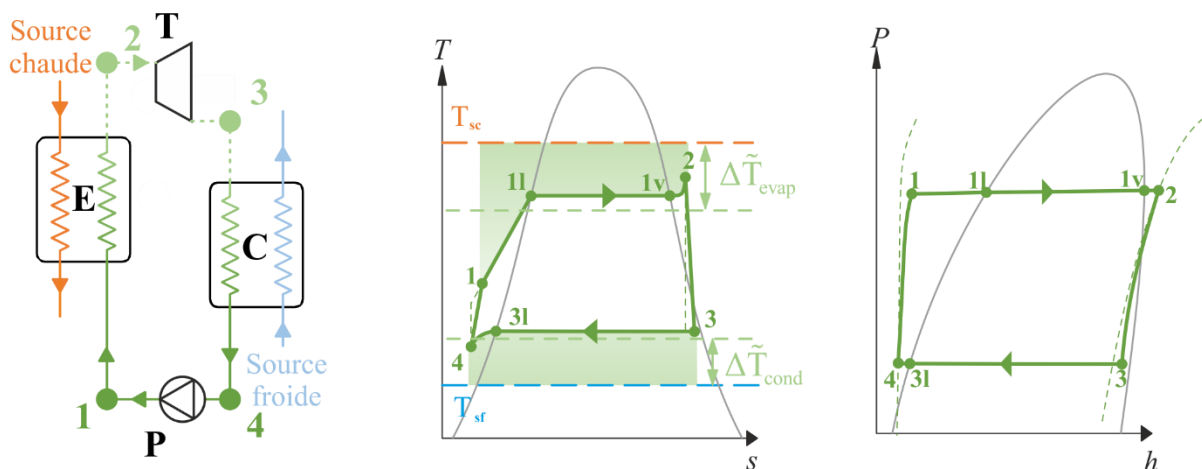


Figure 20. Nomenclature des différents points du cycle ORC et correspondance sur les diagrammes T-s et P-h (exemple d'un fluide mouillé)

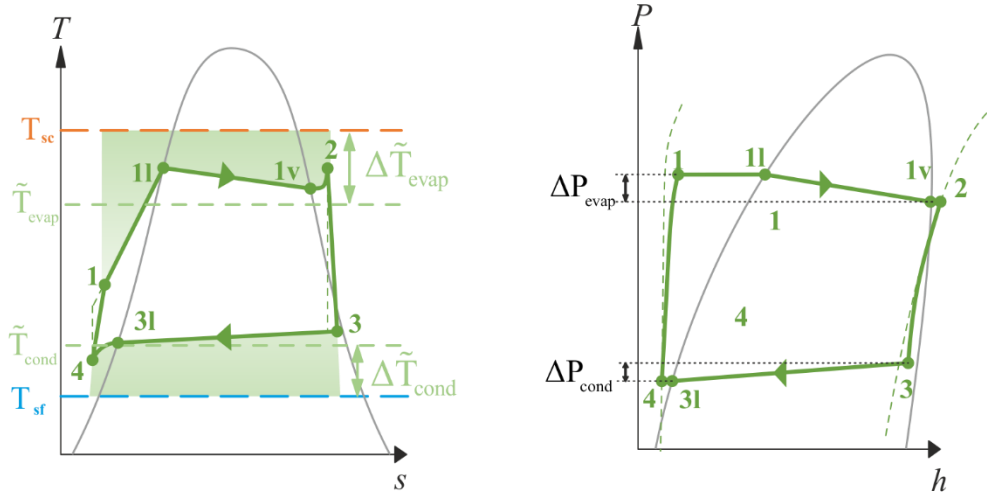


Figure 21. Illustration de l'impact des pertes de charges du modèle sur la forme cycle dans les digrammes T-s et P-h

Dans les échangeurs, il est alors possible de déterminer les pressions de changement d'état une fois la ΔTEM donnée. Des pertes de charges peuvent être considérées du côté du fluide de travail. Si ces dernières sont souvent négligées, elles peuvent être conséquentes lorsque la surface des échangeurs est importante (et en particulier pour certaines technologies, comme pour les échangeurs à plaques par exemple), ce qui est le cas pour l'ETM où d'importantes quantités de chaleur doivent être échangées avec de faibles écarts de température. Dans ce cas, le comportement du fluide peut être rapproché de celui d'un fluide zéotropique, puisque la température varie avec la pression au cours du changement d'état ; à la nuance près que les pertes de charges induisent une diminution de la température au cours des échanges de chaleur dans les deux échangeurs tandis qu'un fluide zéotropique voit sa température augmenter dans l'évaporateur et diminuer dans le condenseur. L'approche proposée permet néanmoins de considérer une même différence de température moyenne dans l'échangeur avec ou sans pertes de charge et avec des fluides zéotropiques ou non. Les pertes de charges sont ici supposées avoir lieu au cours du changement d'état (c'est-à-dire qu'aucune perte de charge n'est appliquée pendant les transferts monophasiques) et sont définies par :

$$\Delta P_{evap} = P_{1v} - P_{1l} = P_2 - P_1 \quad (8)$$

$$\Delta P_{cond} = P_{3l} - P_{3v} = P_4 - P_3 \quad (9)$$

La Figure 21 illustre l'allure des diagrammes T-s et P-h pour un fluide pur mouillé avec les pertes de charges appliquées de la façon dont elles ont été définies dans le modèle ici proposé. Les points où le cycle rencontre la courbe de saturation sont alors bien définis. La valeur de surchauffe à la sortie de l'évaporateur et le sous-refroidissement à la sortie du condenseur sont ensuite également donnés comme paramètres, puisqu'il s'agit de valeurs pouvant être régulées. Etant donné que le modèle doit fonctionner pour des fluides purs comme pour des mélanges, il est important de distinguer la température de saturation côté vapeur et la température de saturation côté liquide pour une pression donnée, qui sont identiques pour des fluides purs mais pas pour des mélanges zéotropiques. Les points (2) et (4) sont alors bien définis en considérant les équations suivantes :

$$\Delta T_{surch} = T_2 - T_{sat,vap}(P_2) \quad (10)$$

$$\Delta T_{ssref} = T_{sat,liq}(P_4) - T_4 \quad (11)$$

Pour construire les points (1) et (3), il reste alors à décrire les transformations ayant lieu dans la pompe et la turbine, respectivement. Pour cela, des rendements isentropiques de fonctionnement sont utilisés. Ces derniers sont définis par :

$$\eta_{is,p} = \frac{h_1^{is} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (12)$$

$$\eta_{is,t} = \frac{h_3 - h_2}{h_3^{is} - h_2} \quad (13)$$

Où $h_1^{is} = f(P_1, s_4)$ et $h_3^{is} = f(P_3, s_2)$ représentent respectivement les enthalpies en sortie de la pompe et de la turbine pour des transformations isentropiques. Pour synthétiser, les différentes évolutions qui ont lieu dans le cycle sont décrites dans le Tableau 2. Le calcul du cycle complet nécessite la connaissance de 10 paramètres : 6 pour les échangeurs de chaleur (ΔT_{evap} , ΔT_{surch} et ΔP_{evap} pour l'évaporateur, ΔT_{cond} , ΔT_{ssref} et ΔP_{cond} pour le condenseur), 2 pour les turbomachines ($\eta_{is,t}$ pour la turbine et $\eta_{is,p}$ pour la pompe) et 2 pour les conditions extérieures (températures de la source chaude T_{sc} et froide T_{sf}). Aucune information sur les dimensions des composants, les coefficients d'échange thermique ou encore les débits ne sont nécessaires. Une fois le cycle construit, le bilan d'énergie est alors donné par :

$$q_{evap} = h_2 - h_1 \quad (14)$$

$$q_{cond} = h_4 - h_1 \quad (15)$$

$$w_{turb} = h_3 - h_2 \quad (16)$$

$$w_{pompe} = h_1 - h_4 \quad (17)$$

Tableau 2. Description des différentes transformations du cycle et leurs paramètres descriptifs

Transformations		Paramètres	Expressions
1 à 2	Chauffage - Evaporation - Surchauffe	ΔTEM	$\Delta \tilde{T}_{evap} = T_{sc} - \tilde{T}_{evap} = T_{sc} - \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1}$
		Surchauffe	$\Delta T_{surch} = T_2 - T_{sat,vap}(P_2)$
		Pertes de charge	$\Delta P_{evap} = P_{1v} - P_{1l} = P_2 - P_1$
2 à 3	Détente	Rendement Isentropique	$\eta_{is,t} = \frac{h_3 - h_2}{h_3^{is} - h_2}$
3 à 4	Refroidissement - Con- densation - Sous-refroidissement	ΔTEM	$\Delta \tilde{T}_{cond} = \tilde{T}_{cond} - T_{sf} = \frac{h_4 - h_3}{s_4 - s_3} - T_{sf}$
		Sous-refroidissement	$\Delta T_{ssref} = T_{sat,liq}(P_4) - T_4$
		Pertes de charge	$\Delta P_{cond} = P_{3l} - P_{3v} = P_4 - P_3$
4 à 1	Compression	Rendement Isentropique	$\eta_{is,p} = \frac{h_1^{is} - h_4}{h_1 - h_4}$

Où, $\forall i = 1 ; 2 ; 3 ; 4$, h_i représente l'enthalpie massique du fluide au point i du cycle. q et w représentent donc respectivement les quantités de chaleur et de travail échangées par unité de masse du fluide circulant. Le travail net spécifique produit par le cycle est alors donné par :

$$w_{net} = w_{turb} + w_{pompe} \quad (18)$$

Finalement, les deux critères résultant du calcul du cycle qui sont retenus dans cette étude pour définir les performances thermodynamiques sont les suivants :

- le rendement thermique du cycle, défini par :

$$\eta_{th} = \left| \frac{w_{net}}{q_{evap}} \right| \quad (19)$$

- la puissance nette volumique $w_{net, vol}$ du cycle, définie par :

$$w_{net, vol} = \frac{|w_{net}|}{v_3} = \frac{|w_{turb} + w_{pompe}|}{v_3} \quad (20)$$

Où v_3 est le volume massique du fluide de travail au point où il est le plus grand : à la sortie de la turbine. Le travail massique fourni par la pompe étant très faible devant celui récupéré par la turbine, $w_{net, vol}$ est égal à l'inverse du paramètre de taille de la turbine (SP pour « *Size Parameter* ») utilisé par certains auteurs tels que He *et al.* [24], Macchi *et al.* [43], Lakew *et al.* [44] ou encore Baik *et al.* [45]. Cet indicateur est donc représentatif de la taille de la turbine : à encombrement identique, plus $w_{net, vol}$ est élevé, plus la puissance produite est importante.

A titre de bilan, la Figure 22 représente alors l'ensemble des paramètres d'entrées nécessaires au calcul ainsi que les critères thermodynamiques de calcul finaux qui seront utilisés pour la comparaison des fluides de travail. Les contraintes posées de maintenir un nombre réduit d'hypothèses pour réaliser le calcul de cycles pour des fluides de différentes natures (notamment zéotropiques ou non) travaillant dans des conditions similaires de fonctionnement sont ainsi bien respectées par la méthode proposée.

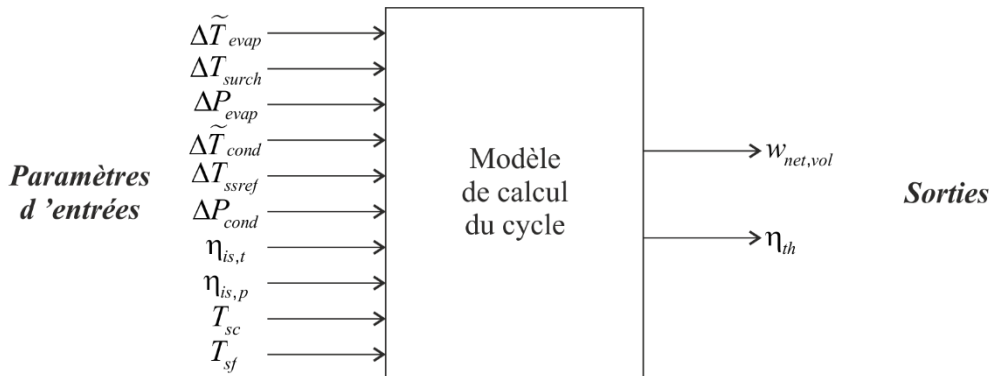


Figure 22. Schéma des paramètres d'entrée et des sorties du modèle

3. Application de la méthode de comparaison des fluides à l'ETM

3.1. Hypothèses et résultats de simulation

La méthode présentée au 1.2 est ici appliquée au cas particulier de l'ETM. Il est rappelé que le calcul se fait pour un fonctionnement en régime permanent, et que les déperditions thermiques vers le milieu extérieur sont négligées. Les propriétés des différents fluides étudiés sont déterminées grâce au logiciel EES (pour « *Engineering Equation Solver* ») [46] et sa bibliothèque de propriétés de fluides intégrée. Les données d'entrée des simulations ont été prises d'après les mesures effectuées sur le PAT ETM (Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers), en particulier en ce qui concerne les valeurs de ΔT_{EM} dans les échangeurs, les degrés de surchauffe et de sous-refroidissement ainsi que les pertes de charges. Il est à noter que les valeurs de surchauffe et de sous-refroidissement sont nettement inférieures à ce que l'on peut rencontrer dans les ORC pour d'autres applications. Ce mode de fonctionnement est imposé par la particularité de l'ETM d'avoir une différence de température très faible entre la source chaude et la source froide. Les surchauffes et sous-refroidissements dans les échangeurs sont donc à proscrire au maximum pour ne pas diminuer davantage les performances du cycle. Pour éviter la cavitation dans la pompe du fluide de travail, il suffira de laisser une colonne de liquide avec une hauteur suffisante en amont de cette dernière. La température de l'eau de mer chaude est quant à elle prise égale à la moyenne des mesures effectuées pendant 10 années consécutives sur les côtes réunionnaises par le laboratoire ECOMAR [47], soit 25.5 °C, sauf pour le calcul de la pression haute extrême P_{max} définie à l'équation (1.17) qui sera effectué pour la température maximale de l'eau de mer chaude, soit 28 °C. Toutes les valeurs des différents paramètres d'entrée nécessaires au calcul sont fournies dans le Tableau 3.

Le calcul a été mené pour un groupe de 90 fluides au total, tous présents dans la base de données du logiciel EES. Ce panel contient des fluides purs et des mélanges azéotropiques ou non. Ces fluides sont comparés suivant les quatre types de critères présentés au paragraphe 2.1 : technicité, impacts environnementaux, sécurité et performances thermodynamiques. La liste des fluides considérés dans cette étude est fournie ci-après :

Acétone, Argon, Azote, Benzène, Carbonate de Diméthyle, Cyclohexane, Cyclopentane, D4, D5, Deutérium, SO₂, Eau, Ethane, Ethanol, Ethylbenzène, Fluorine, Hélium, Hexafluorure de soufre, HFE7500, Hydrogène, Isohexane, Krypton, MD4M, MDM, Méthane, Méthanol, mm, Monoxyde de carbone, m-Xylène, n-Décane, n-Dodécane, Néon, Néopentane, n-Heptane, n-Hexane, n-Nonane, n-Octane, n-Pentane, n-Undécane, Oxyde nitreux, Oxygène, o-xylène, Parahydrogène, p-Xylène, R11, R113, **R114**, R116, **R12**, R123, R1233zd(E), **R1234yf**, **R1234ze(E)**, R1234ze(Z), **R125**, R13, **R134a**, R14, R141b, **R142b**, **R143m**, **R152a**, R161, **R218**, **R22**, R23, **R236ea**, **R236fa**, R245fa, **R290**, **R32**, R365mfc, **R404a**, **R407c**, **R41**, **R410a**, **R500**, **R502**, **R507a**, R508B, **R600**, **R600a**, **R717**, R744, **RC318**, SES36, SF6, H₂S, Toluène, Xénon.

Tableau 3. Paramètres d'entrée utilisés pour la simulation

Conditions extérieures		Pompe et turbine	
Température de l'eau de mer en surface (T_{sc})	25.5°C	Rendement isentropique de la pompe ($\eta_{is,p}$)	0.8
Température de l'eau de mer froide en profondeur (T_{sf})	5°C	Rendement isentropique de la turbine ($\eta_{is,t}$)	0.8
Evaporateur		Condenseur	
Surchauffe (ΔT_{surch})	0.1°C	Sous-refroidissement (ΔT_{ssref})	0.1°C
Pertes de charges (ΔP_{evap})	0.15 bar	Pertes de charge (ΔP_{cond})	0.15 bar
ΔTEM ($\Delta \tilde{T}_{evap}$)	4°C	ΔTEM ($\Delta \tilde{T}_{cond}$)	4°C

3.2. Sélection suivant des critères techniques

Parmi les critères considérés, les critères techniques sont considérés comme éliminatoires. Cela signifie qu'un fluide qui présente des pressions de fonctionnement non comprises entre 1 et 24 bar ou qui a un titre en vapeur inférieur à 97 % à la sortie de la turbine n'est pas considéré comme un fluide potentiel pour l'ETM. Ainsi, seuls 27 fluides parmi les 90 étudiés correspondent à ces critères. Les résultats des simulations ainsi que les principales caractéristiques de ces 27 fluides sont fournis dans le Tableau 4. De plus, les intervalles de pression de fonctionnement ainsi que l'état en sortie de turbine des 27 fluides sélectionnés sont présentés dans la Figure 23 sous la forme d'un diagramme trié suivant l'état du fluide en aval de la turbine.

Seuls ces 27 fluides sont présentés dans ce qui suit. Néanmoins, pour permettre au lecteur de se rendre compte de la diversité des fluides du panel initial, les pressions extrêmes ainsi que les coordonnées du point critique sont fournies en Annexe 1 pour chacun des 90 fluides considérés.

Tableau 4. Caractéristiques des 27 fluides sélectionnés pour l'ETM et résultats des simulations conformément aux données d'entrée du Tableau 3.

	Type ¹	Etat à la sortie de la turbine	Niveaux de pression [bar]	ASHRAE	GWP	ODP	ALT	W_{net} [kJ/kg]	$W_{net, vol}$ [kJ/m ³]	η_{th}
FLUIDES PURS										
R1234yf	S	Surchauffé : +2.57°C	[4.25 ; 6.31]	A2L	4	0	0.03	5.57	129.4	3.364%
R1234ze(Z)	S	Surchauffé : +2.51°C	[2.83 ; 4.74]	A2L	1	0	0.07	6.36	99.83	3.360%
R143m	S	Surchauffé : +1.37°C	[3.51 ; 5.28]	n.d. ²	n.d. ²	n.d. ²	n.d. ²	6.76	113.2	3.390%
R764	M	Diphase : x=98.0%	[2.22 ; 3.52]	B1	n.d. ²	0	n.d. ²	12.74	82.9	3.383%
R717	M	Diphase : x=97.4%	[5.96 ; 9.09]	B2L	0	0	0.01	41.98	203.4	3.387%
R142b	S	Surchauffé : +1.12°C	[2.00 ; 3.08]	A2	1800	0.065	19.50	7.46	68.1	3.376%
R600	S	Surchauffé : +3.04°C	[1.44 ; 2.22]	A3	~20	0	0.02	13.37	49.6	3.384%
R236ea	S	Surchauffé : +4.40°C	[1.13 ; 1.86]	n.d. ²	710	0	8.00	5.89	44.7	3.392%
R152a	M	Diphase : x=99.3%	[3.61 ; 5.46]	A2	124	0	1.40	10.27	117.1	3.365%
R236fa	S	Surchauffé : +4.17°C	[1.54 ; 2.47]	A1	9810	0	240.00	5.53	57.7	3.390%
R600a	S	Surchauffé : +3.07°C	[2.13 ; 3.22]	A3	3	0	0.02	12.28	68.8	3.375%
R114	S	Surchauffé : +4.81°C	[1.23 ; 1.93]	A1	9800	1	300.00	4.79	44.1	3.359%
H ₂ S	M	Diphase : x=97.3%	[13.32 ; 18.67]	n.d. ²	n.d. ²	n.d. ²	n.d. ²	14.98	345.0	3.328%
R22	M	Diphase : x=98.5%	[6.61 ; 9.63]	A1	1810	0.05	12.00	6.73	191.0	3.340%
R134a	I	Surchauffé : +0.34°C	[4.01 ; 6.10]	A1	1430	0	14.00	6.67	130.3	3.356%
R12	I	Surchauffé : +0.08°C	[4.10 ; 5.95]	A1	10900	1	100.00	4.97	117.9	3.271%
R32	M	Diphase : x=96.6%	[10.74 ; 15.58]	A2	675	0	4.90	9.99	302.8	3.323%
R290	I	Surchauffé : +0.31°C	[6.19 ; 8.84]	A3	20	0	0.04	12.49	167.3	3.332%
RC318	S	Surchauffé : +6.38°C	[1.80 ; 2.87]	A1	10.25	0	3200.00	4.07	65.2	3.382%
R125	I	Surchauffé : +0.61°C	[8.83 ; 12.86]	A1	3500	0	29.00	4.29	239.1	3.285%
R218	S	Surchauffé : +4.98°C	[5.48 ; 8.15]	A1	8830	0	2600.00	3.08	157.2	3.313%
MELANGES AZEOTROPIQUES										
R500	M	Diphase : x=99.7%	[4.83 ; 7.01]	A1	8100	0.738	n.d. ²	5.95	138.6	3.257%
R502	M	Diphase : x=99.9%	[7.51 ; 10.65]	A1	6200	0.283	n.d. ²	4.55	193.5	3.153%
R507a	M	Diphase : x=99.9%	[8.29 ; 11.92]	A1	3985	0	53.50	5.32	230.0	3.352%
MELANGES ZEOTROPIQUES										
R410a	M	Diphase : x=97.6%	[10.54 ; 15.32]	A1	1725	0	n.d. ²	7.01	292.0	3.305%
R404a	M	Diphase : x=99.9%	[8.01 ; 11.61]	A1	3300	0	n.d. ²	5.42	222.1	3.326%
R407c	M	Diphase : x=99.0%	[6.89 ; 10.28]	A1	1600	0	n.d. ²	7.05	208.2	3.334%

¹ M : Mouillé ; I : Isentropique ; S : Sec → type de fluide selon la pente de la courbe de saturation côté vapeur

² n.d. : non disponible

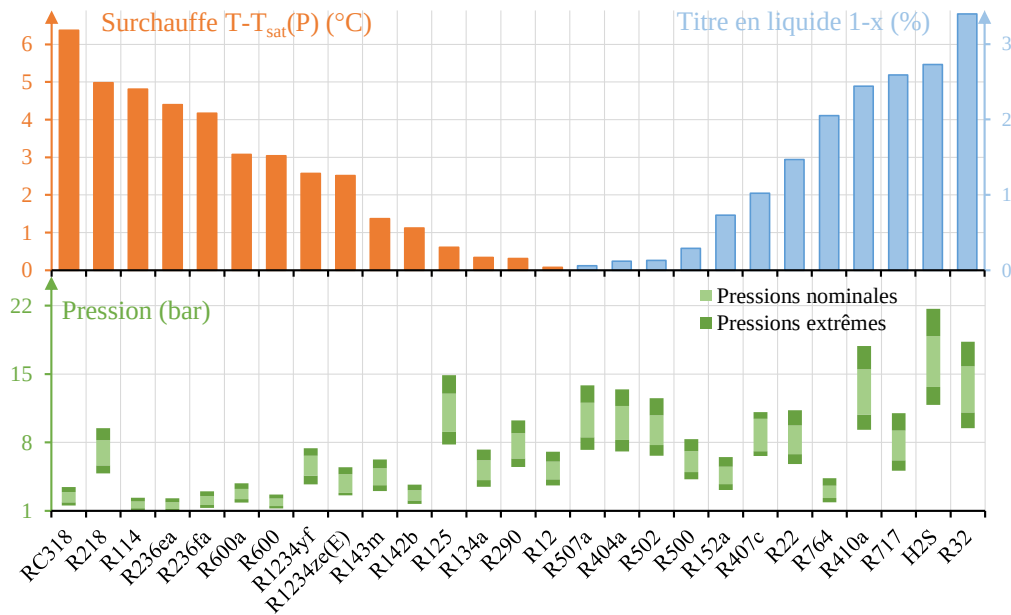


Figure 23. Etat du fluide à la sortie de la turbine et intervalle de pressions de fonctionnement pour les 27 fluides du panel

Comme le montre la Figure 23, parmi les 27 fluides retenus, différents profils peuvent être identifiés. Tout d'abord, 11 fluides ont, en aval de la turbine, une surchauffe supérieure à 1 °C, allant même jusqu'à 6.38 °C. Il s'agit des fluides secs. Les fluides présentant une surchauffe inférieure à 1 °C, sans pour autant être diphasiques, sont les fluides isentropiques, ici au nombre de 4. Enfin, 12 fluides sont des fluides mouillés (titre en liquide positif en aval de la turbine).

De façon étonnante, nous constatons que, dans le panel étudié, les deux critères techniques choisis semblent bien corrélés l'un à l'autre : les fluides secs ayant les plus fortes valeurs de surchauffe en aval de turbine ont tendance à présenter les niveaux de pressions de fonctionnement les plus faibles, tandis qu'à l'inverse, les fluides mouillés ayant le plus fort titre en liquide en aval de la turbine ont tendance à présenter des pressions plus élevées. La différence entre la haute pression (HP) et la basse pression (BP) dans le cycle semble également proportionnelle à la valeur absolue du niveau de pression (la différence HP-BP représente en moyenne 32 % de la HP nominale avec un écart-type de 3 %). Ces observations ne sont cependant valables que pour le panel étudié dans les conditions considérées ici.

3.3. Sélection suivant des critères environnementaux

Pour chacun des 27 fluides issus de la première sélection, les valeurs des indicateurs des impacts environnementaux (GWP, ODP et ALT) sont fournies dans le Tableau 4 ainsi que dans la Figure 24. Ces données d'impacts environnementaux ont été principalement tirées des travaux de Calm et Hourahan ou de Respeto *et al.* [48,37] ainsi que des fiches techniques de Linde-gas [49].

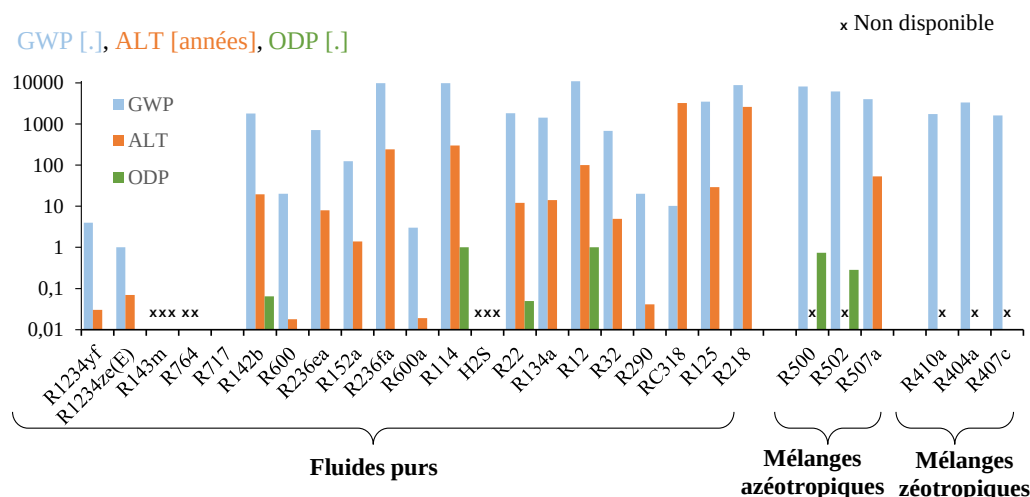


Figure 24. Présentation des impacts environnementaux liés à l'utilisation de chacun des 27 fluides de travail étudiés

Là encore, une forte diversité peut être constatée au sein du panel de fluides. Les GWP varient de 0 ou quelques unités pour certains fluides, jusqu'à des dizaines de milliers pour d'autres. Les durées de vie atmosphériques varient quant à elle de quelques heures à des milliers d'années. Pour cette raison, l'axe vertical de la Figure 24 est représenté avec une échelle logarithmique. La majorité des fluides étudiés n'ont aucun impact sur la couche d'ozone. Certains fluides ont toutefois des valeurs de ODP non-nulles, à savoir les CFC et HCFC (R12, R22, R114, R142b, le R500 est un mélange contenant du R12 et le R502 contient du R22). Ces fluides ne sont plus utilisés depuis le protocole de Montréal. Ils sont fournis ici pour faire office de référence.

Le fluide ayant l'impact environnemental le plus réduit est l'ammoniac (R717), car il s'agit d'un fluide naturel. Viennent ensuite les fluides plus récents sur le marché, tels que le R1234ze(E) ou le R1234yf, ce dernier étant utilisé dans les climatisations des automobiles les plus récentes en remplacement du R134a, qui présentait un trop grand GWP. En outre, les hydrocarbures de la famille des alcanes (R600 : butane ; R600a : isobutane ; R290 : propane) ont également des durées de vie atmosphériques faibles et des GWP raisonnables (quelques dizaines seulement). De la même façon, le fluide R152a présente des valeurs de GWP et de ALT relativement faibles.

Le dioxyde de soufre (SO₂ ou R764) est un autre fluide naturel mais relativement peu utilisé. La valeur de GWP n'est pas indiquée car, contrairement aux autres fluides, le R764 provoque un refroidissement global, qui s'oppose donc au réchauffement climatique. Cependant, la libération de R764 peut acidifier l'atmosphère et provoquer des pluies acides. Néanmoins, ce gaz est très largement utilisé en agroalimentaire et sa libération dans l'atmosphère est surtout liée à la combustion du charbon et du pétrole (75 à 80% des émissions). L'utilisation du R764 comme fluide de travail dans un cycle fermé peut donc avoir des impacts environnementaux relativement faibles. Le sulfure d'hydrogène (H₂S) est également un gaz produit naturellement, mais il reste peu utilisé.

Les autres fluides, pour la plupart des HFC, ont des impacts plus importants, autant en termes de durée de vie atmosphérique (ALT) qu'en termes de réchauffement climatique (GWP).

En conclusion, les meilleurs fluides du panel d'un point de vue environnemental sont l'ammoniac R717, les hydrocarbures R600, R600a et R290 et les fluides plus récents R1234yf et R1234ze(E).

3.4. Sélection suivant des critères liés à la sécurité

L'indicateur de sécurité de l'ASHRAE pour chaque fluide de travail est fourni dans le Tableau 4. 14 fluides possèdent le meilleur indicateur : A1 ; ils sont donc non-toxiques et non-inflammables. Le R1234ze(E) et le R1234yf ont un indice A2L, ce qui signifie qu'ils sont non-toxiques et moyennement inflammables. La classe d'inflammabilité 2L a été ajoutée entre les classes 1 ou 2 pour ce type de fluides qui entraient auparavant dans la classe 2 (inflammable) sans présenter autant de risque que la plupart des autres fluides dans cette catégorie. Ces deux fluides sont donc de bons éléments en termes de sécurité d'utilisation.

Les fluides naturels quant à eux, le R717 et le R600a, ont pour classes respectives B2L et B2. Ils sont donc tous deux toxiques. Cela implique que des mesures de sécurité importantes doivent être appliquées pour assurer la sécurité du personnel dans les installations utilisant ces fluides (formations, contrôles, affichage, plans de prévention, etc...). Cela dit, l'ammoniac reste un fluide très utilisé dans de nombreuses installations frigorifiques. Un autre avantage de l'ammoniac est que celui-ci émet une odeur très caractéristique et détectable par le nez humain à faible concentration. Le sulfure d'hydrogène (H_2S) n'est pas classé par l'ASHRAE, mais il s'agit d'un fluide toxique et inflammable. De plus, il peut être corrosif pour certains types de tuyauteries.

Ensuite, les hydrocarbures (R600, R600a, R290) sont inflammables mais non-toxiques (A3). Cela dit, l'inflammabilité peut ne pas être un souci s'il n'y a pas de sources d'ignition alentour. Le R601 (n-pentane) est ainsi, par exemple, très utilisé sans contraintes trop élevées sur la sécurité, comme indiqué dans les travaux de Chen *et al.* [50]. En revanche, l'auto-ignition peut être un problème pour les chaînes carbonées plus grandes. Néanmoins, les températures considérées ici sont assez éloignées des températures d'auto-ignition (aux alentours de 200 °C pour les longues chaînes carbonées). Le principal frein à l'emploi de fluides inflammables dans le cadre de l'ETM est que cette source d'énergie n'est exploitable qu'à relativement grande échelle, nécessitant des volumes de fluides élevés, ce qui augmente le risque. Enfin, il reste 3 fluides qui ont le critère A2 : R142b, R152a et R32. Ces fluides sont non-toxiques et inflammables, mais ne constituent pas un risque aussi important que les fluides A3.

3.5. Sélection suivant des critères de performances

Les performances de chacun des fluides ont été déterminées suivant le modèle de cycle décrit au 1.2. Les résultats sont fournis dans les dernières colonnes du Tableau 4. Un fait remarquable est que le classement des fluides dépend largement du critère de comparaison utilisé. Si le critère de performance est le rendement thermique, le meilleur fluide est le R236ea avec $\eta_{th} = 3.392 \%$, suivi de près par le R502 avec 3.390% et en dernière position le R502 avec 3.153% . Les écarts de rendements entre les différents fluides semblent faibles mais au vu des faibles rendements rencontrés, un gain de quelques dixièmes de pourcent peut représenter un gain énergétique substantiel. Enfin, si le critère retenu est le travail net volumique, alors le meilleur fluide est le H₂S avec $w_{net, vol} = 345 \text{ kJ/m}^3$, suivi par le R32 avec 302.8 kJ/m^3 . Le dernier fluide est le R114 avec 44 kJ/m^3 .

Dans cette étude, deux critères seront utilisés pour sélectionner les meilleurs fluides : le rendement thermique η_{th} et le travail net volumique $w_{net, vol}$ représentatif de la taille de la turbine. Afin de comparer les fluides suivant ces deux critères simultanément, deux approches sont présentées. En Figure 25, les fluides sont regroupés suivant un diagramme de Hass, déjà présenté en partie 1.1.2. Si un fluide est relié à autre fluide, directement ou indirectement, par des lignes toutes descendantes, alors ce fluide est meilleur que l'autre pour les deux critères simultanément. Si deux fluides ne sont pas, ou reliés par un parcours non monotone, alors ils ne sont pas comparables : chacun est meilleur que l'autre dans l'un des deux critères. Cette visualisation nous permet de classer les fluides en plusieurs rangs. Le 1^{er} rang regroupe les fluides qui n'ont aucun fluide qui leur est supérieur pour les deux critères simultanément : ce sont les meilleurs fluides au vu des deux critères sélectionnés. Ce rang regroupe les fluides suivants : R236ea, R236fa, R143m, R717, R507a, H₂S. Les fluides du 2^{ème} rang sont ceux qui n'ont aucun autre fluide en dehors de ceux du 1^{er} rang qui leur est supérieur, etc... Si ce mode de représentation offre un classement qualitatif des fluides, il reste néanmoins limité au niveau quantitatif. En effet, le

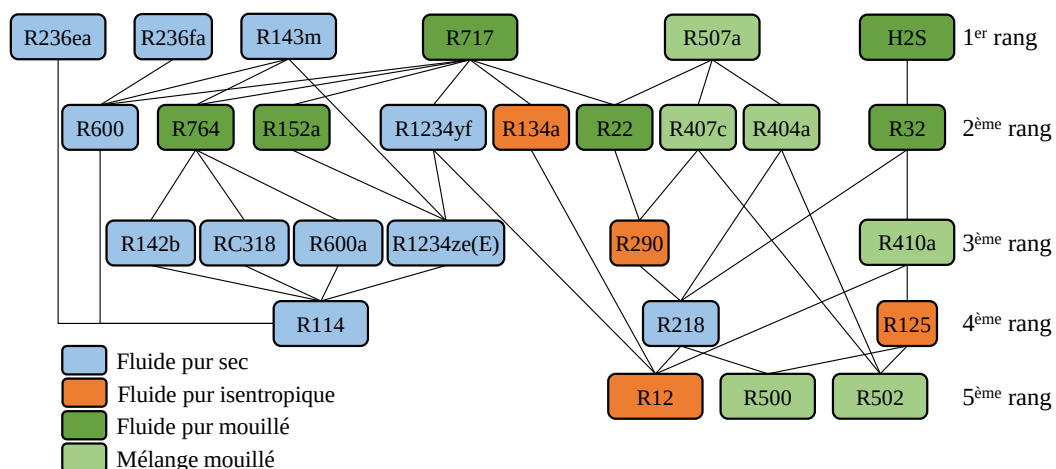


Figure 25. Diagramme de Hass pour la comparaison des fluides suivant deux critères : le travail net volumique et le rendement thermique.

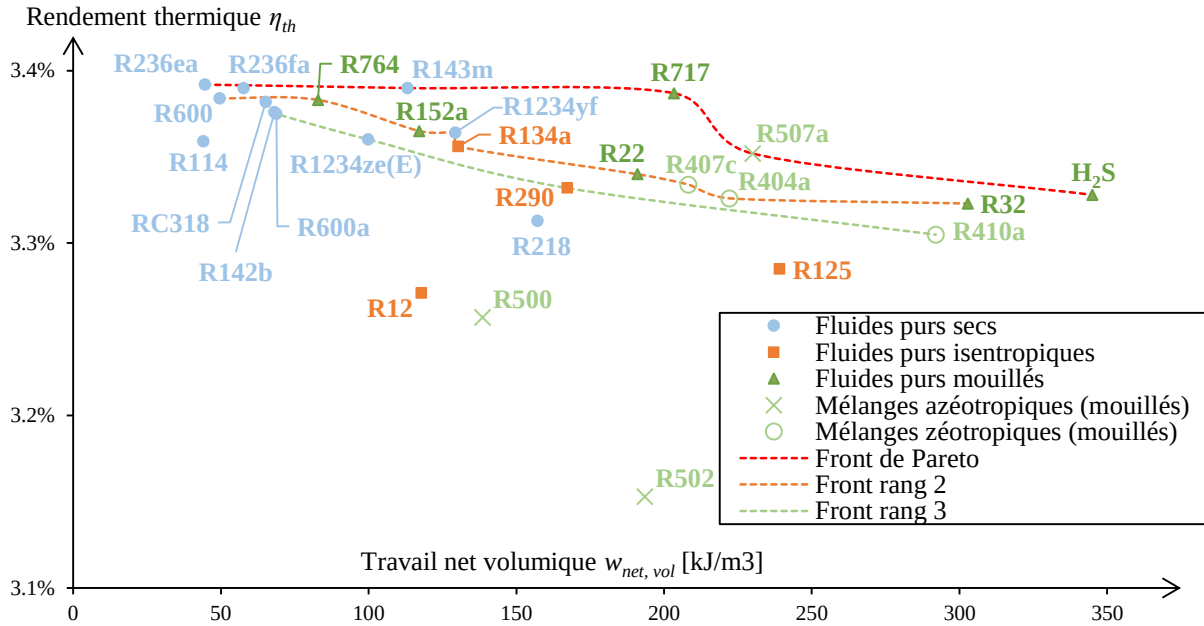


Figure 26. Performances thermodynamiques des fluides de travail représentées sur un diagramme avec en abscisse le travail net volumique et en ordonnée le rendement thermique

fait de voir qu'un fluide soit meilleur qu'un autre sur le diagramme de Hass ne donne aucune information sur l'écart relatif entre les deux fluides, si ce fluide a des performances très proches de l'autre ou au contraire très éloignées. De plus, aucune comparaison n'est possible entre les fluides d'un même rang.

Pour pallier ces difficultés, une représentation alternative des fluides en nuage de points est proposée en Figure 26. Sur un diagramme, chaque fluide est représenté par un point ayant pour abscisse son travail net volumique $w_{net, vol}$ et pour ordonnée son rendement thermique η_{th} . Les fluides se situant le plus haut et le plus à droite du diagramme dessinent alors un front nommé le front de Pareto, contenant les meilleurs fluides pour les deux critères présents sur le diagramme. Ce type de représentation est généralement employé lors des études d'optimisation multicritère [28]. Les fluides contenus sur le front de Pareto sont les mêmes que ceux du 1^{er} rang du diagramme de Hass, et il est également possible de définir des fronts pour les rangs suivants. La différence principale entre ce dernier mode de représentation et le diagramme de Hass est la possibilité de visualiser la position relative des différents fluides d'un même rang ainsi que la distance qui sépare un fluide du 2^{ème} rang d'un autre du 1^{er} rang par exemple.

Ainsi, il est possible de remarquer que la partie haute du front de Pareto est très horizontale. Ainsi, bien qu'ils soient tous au 1^{er} rang, les fluides R236ea, R236fa et R143m ne présentent que peu de bénéfices par rapport au R717 (ammoniac) : le R236ea a un rendement thermique de 3.392 % contre 3.387 % pour l'ammoniac, soit un gain négligeable en sachant que l'ammoniac a un travail net volumique plus de quatre fois supérieur à celui du R236ea. Les fluides pertinents que nous retenons sur ce front principal sont alors au nombre de trois : le R717, le R507a et le H₂S.

Le second rang mérite également d'être analysé. En effet, bien qu'inférieur au H₂S, le R32 reste très proche du front de Pareto, et présente un des meilleurs $w_{net, vol}$. Les fluides

R1234yf, R134a, R22, R407c et R404a présentent également des performances qui, bien que inférieures aux fluides du rang 1, restent intéressantes car proches du front de Pareto.

Un dernier résultat de l'analyse de la Figure 26 est que les fluides qui avaient été regroupés dans les mêmes catégories dans la partie technique restent très proches sur le diagramme. Ainsi, tous les fluides secs ont tendance à donner des rendements thermiques élevés mais avec de faibles valeurs de $w_{net, vol}$, tandis que les fluides mouillés présentent la tendance inverse d'aller vers les fortes valeurs de $w_{net, vol}$ et de plus faibles valeurs de η_{th} . Les fluides isentropiques sont quant à eux sur le diagramme dans une position médiane par rapport aux deux autres catégories. Une forte corrélation est donc ainsi observée entre le classement des fluides obtenu par analyse de la forme de la courbe de saturation, les niveaux de pression de fonctionnement et les performances thermodynamiques.

3.6. Bilan et synthèse de la comparaison des fluides pour l'ETM

Des paragraphes précédents, il ressort qu'aucun fluide du panel n'est le meilleur pour tous les critères simultanément. Parmi les 90 fluides initialement considérés, 27 ont été retenus pour des raisons techniques de limitation des pressions de fonctionnement et du titre en liquide en aval de la turbine. Certaines alternatives proposées par exemple par Yoon *et al.* [32] telles que le R744 (dioxyde de carbone) ou encore le R245fa et ses remplaçants le R1336mzz(Z) ou le R1223zd(E) n'ont donc pas été retenues ici.

Parmi les 27 fluides du panel ainsi obtenu, il est possible d'effectuer des regroupements entre plusieurs fluides qui ont des caractéristiques similaires. Ainsi, comme le montre le Tableau 5, les fluides secs, en plus de montrer un état surchauffé en sortie de la turbine, ont également tous tendance à présenter de faibles pressions de fonctionnement, des rendements thermiques élevés mais de faibles valeurs de travail net volumique. Les fluides mouillés quant à eux sont à l'état diphasique en sortie de turbine, présentent de fortes

Tableau 5. Regroupement des fluides en trois classes possédant des caractéristiques communes

Fluides secs	Fluides isentropiques	Fluides Mouillés
Caractéristiques communes	Caractéristiques communes	Caractéristiques communes
• Surchauffés en aval de la turbine de plus de 1 °C • Faibles pressions de fonctionnement (HP moyenne de 3.33 bar) • η_{th} élevé et $w_{net, vol}$ faible	• Surchauffés en aval de la turbine de moins de 1 °C • Pressions de fonctionnement moyennes (HP moyenne de 8.44 bar) • η_{th} et $w_{net, vol}$ intermédiaires	• Etat diphasique en aval de la turbine • Fortes pressions de fonctionnement (HP moyenne de 10.73 bar) • η_{th} faibles et $w_{net, vol}$ élevés
HC : R600 ; R600a	HC : R290	Fluides naturels : R764 ; R717 ;
CFC : R114/ HCFC : R142b	HFC : R134a ; R125	H ₂ S
HFC : R236ea ; R236fa ;	CFC : R12	HFC : R152a ; R32
RC318 ; R143m		HCFC : R22
HFO : R1234yf; R1234ze(E)		Mélanges : R500 ; R502 ; R507a ;
PFC : R218		R404a ; R410a ; R407c

pressions de fonctionnement et ont tendance à avoir de fortes valeurs de $w_{net, vol}$ et de plus faibles valeurs de η_{th} .

Afin de faire une sélection finale des fluides de travail les mieux adaptés pour une application à l'ETM, les fluides les plus performants suivant les critères environnementaux, de sécurité et de performances thermodynamiques sont donnés sur le Tableau 6. Si aucun fluide n'est présent simultanément dans les trois colonnes, certains présentent plusieurs avantages et paraissent donc être de bons compromis pour l'ETM. Le R717 (ammoniac) reste un excellent candidat car il présente à la fois de très bonnes performances thermodynamiques et des impacts environnementaux quasiment nuls. Le seul défaut de ce fluide est sa toxicité. Le R507a ressort également comme un bon candidat car il présente de bonnes performances thermodynamiques, tout en étant non-toxique et non-inflammable. Son défaut est d'avoir de fortes valeurs de GWP et ALT. Un autre fluide remarquable est le R1234yf. Même s'il est dans les fluides du 2^{ème} rang, ses performances thermodynamiques restent relativement bonnes et de plus il a l'avantage d'impliquer très peu d'impacts environnementaux tout en étant non-toxique contrairement au R717 et peu inflammable (catégorie A2L). Ce fluide est également préféré au R134a dont il est le remplaçant. De la même façon, le R32, le R407c et le R404a présentent de très bonnes performances même s'ils se trouvent au 2^{ème} rang. Néanmoins, les impacts environnementaux de ces fluides et leur position dans le diagramme des performances font que le R507a leur est préféré. Le R764 quant à lui aurait pu être un très bon candidat, avec de bonnes performances thermodynamiques et des impacts environnementaux relativement bas en comparaison des autres sources d'émission de ce gaz. Néanmoins, l'usage de ce fluide naturel en tant que fluide de travail nécessite encore un gain en compétence qui n'est pas aussi évident que pour le R717, déjà très répandu. Les trois fluides qui ressortent comme étant les meilleurs candidats pour une application à l'ETM sont donc :

R717 ; R507a et R1234yf

Le choix du R717 est en accord avec le travail de nombreux autres auteurs ([30–32]) et ce dernier reste indéniablement un excellent fluide pour l'ETM. Cependant, cette étude met en lumière de nouvelles alternatives qui n'avaient pas été considérées auparavant. Outre le relativement récent HFO R1234yf, le mélange R507a a été très peu considéré même s'il est relativement peu zéotropique et apparaît ici comme un très bon candidat.

Tableau 6. Listes des meilleurs fluides suivant les différents critères considérés

Fluides avec les meilleures performances thermodynamiques	Fluides avec le meilleur indicateur de sécurité A1		Fluides avec les plus faibles impacts environnementaux
1^{er} Rang	R507a	R134a	R1234yf
R717 ; R507a ; R764	R236fa	R404a	R1234ze(E)
2^{ème} Rang	R218	R12	R717
R32 ; R1234yf ; R134a ; R22 ;	R114	R410a	R600a
R407c ; R404a	R500	RC318	R600
	R22	R125	R290
	R502	R407c	

Ainsi, grâce à l'approche Δ TEM introduite ici, la prise en compte des mélanges est devenue possible à un stade précoce de la conception. Il apparaît en Figure 26 que plusieurs mélanges zéotropiques sont près de la frontière de Pareto (R407c, R404a et R401a). Ce résultat appuie et renforce l'affirmation d'autres auteurs [33] que l'utilisation des mélanges peut être une bonne opportunité pour un ORC appliqué à l'ETM. Si cette étude s'est volontairement limitée à des mélanges déjà commercialisés et exploitables, la méthode développée pourrait également permettre d'explorer d'autres types de mélanges.

4. Analyse de sensibilité paramétrique

4.1. Objectifs et Méthode

Dans les parties précédentes, un modèle de calcul de cycle destiné à la comparaison des fluides de travail a été développé et appliqué au cas de l'ETM. Des résultats ont été obtenus et exploités à partir de paramètres d'entrée du calcul qui ont été fixés. Comme le montre la Figure 22, les données d'entrée sont au nombre de 10 : 6 liés aux échangeurs de chaleur ($\Delta\tilde{T}_{evap}$, ΔT_{surch} et ΔP_{evap} pour l'évaporateur, $\Delta\tilde{T}_{cond}$, ΔT_{ssref} et ΔP_{cond} pour le condenseur), 2 pour les turbomachines ($\eta_{is, t}$ pour la turbine et $\eta_{is, p}$ pour la pompe) et 2 pour les températures de la source chaude T_{sc} et froide T_{sf} . L'objectif de cette partie est d'étudier quelle est la sensibilité des sorties de ce modèle à des variations de ces paramètres. Cela permettra de mieux comprendre quelles sont ceux qui influencent le plus les résultats du calcul et d'étudier la possibilité de simplifier le modèle en supprimant certaines entrées ayant peu d'impact sur les résultats. En outre, la validité des résultats annoncés précédemment sur l'ensemble du domaine de variation des différents paramètres sera également discutée.

Dans la littérature, la méthode la plus utilisée pour étudier la sensibilité d'un modèle aux variations de ses entrées est la méthode dite OFAT (pour « *One Factor At Time* » ou un facteur à la fois). Cette dernière consiste à faire varier un paramètre en laissant tous les autres constants et d'observer l'évolution des sorties afin de décrire la sensibilité locale du modèle à cette donnée particulière. Néanmoins, certains auteurs, comme Saltelli et Anonni [51] ou Campolongo *et al.* [52], considèrent que cette méthode ne permet pas une compréhension complète du modèle, en particulier parce qu'elle ne tient pas compte des effets couplés qui peuvent subvenir lorsque plusieurs données varient simultanément. Ainsi, une méthode d'analyse de sensibilité paramétrique globale sera ici utilisée. Parmi les différentes méthodes existantes, la méthode ANOVA (pour « *Analysis Of Variance* ») sera retenue. Cette méthode se base sur la détermination des indices de sensibilité de Sobol [53]. Ces indices varient entre 0 et 1 et sont au nombre de deux :

- l'indice de sensibilité S_i : il représente la part de la variance de la sortie du modèle qui est due aux variations d'un seul des paramètres du modèle et

- l'indice de sensibilité total ST_i : il représente la part de la variance de la sortie du modèle qui est due aux variations d'un paramètre du modèle et à ses interactions avec les autres paramètres.

Il s'agit donc de déterminer la variance des sorties du modèle en se donnant une distribution de probabilité pour chaque paramètre d'entrée puis de déterminer la part de l'influence de la variance de chaque paramètre sur la variance de la sortie. La méthode de calcul de ces deux indices ici employée est décrite en détails en Annexe 2.

4.2. Hypothèses de simulations

Les paramètres d'entrée considérés pour cette analyse de sensibilité sont présentés dans le Tableau 7. Ces données correspondent à celles présentées en 3.1, à l'exception qu'au lieu de se donner une seule valeur, chaque paramètre peut prendre de façon aléatoire des valeurs à l'intérieur d'un intervalle de variation selon une loi de probabilité supposée uniforme. Pour la température de l'eau de mer chaude, cet intervalle a été déterminé à partir de la campagne du laboratoire ECOMAR [47]. Ces mesures ont montré que les températures de l'eau de mer chaude varient annuellement entre 23 °C en hiver et 28 °C en été. Pour l'eau de mer froide en profondeur, une étude locale menée par l'ARER [54] montre que la température est de 5 °C à 1000 m de profondeur et que très peu de fluctuations sont observées. Un intervalle de variation d'amplitude 0.2 °C autour de 5 °C a été fixé. Les intervalles de variations des autres paramètres ont été déterminés à partir de la variabilité des mesures ayant été effectuées sur le PAT ETM (Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers) sur l'île de La Réunion.

Tableau 7. Hypothèses sur la distribution des différents paramètres d'entrée du modèle pour l'analyse de sensibilité paramétrique du modèle

Variables	Unité	Valeur moyenne	Distribution probabilité	Transformation
T_{sc}	°C	25.5	$U([23 ; 28])$	$T_{sc} = 25.5 + 2.5X_1$
T_{sf}	°C	5	$U([4.8 ; 5.2])$	$T_{sf} = 5 + 0.2X_2$
ΔT_{surch}	°C	1	$U([0.5 ; 1.5])$	$\Delta T_{surch} = 1 + 0.5X_3$
ΔT_{ssref}	°C	1	$U([0.5 ; 1.5])$	$\Delta T_{ssref} = 1 + 0.5X_4$
$\Delta \tilde{T}_{evap}$	°C	4	$U([2 ; 6])$	$\Delta T_{evap} = 4 + 2X_5$
$\Delta \tilde{T}_{cond}$	°C	4	$U([2 ; 6])$	$\Delta T_{cond} = 4 + 2X_6$
$\eta_{is,t}$	-	0.8	$U([0.7 ; 0.9])$	$\eta_{is,t} = 0.8 + 0.1X_7$
$\eta_{is,p}$	-	0.8	$U([0.7 ; 0.9])$	$\eta_{is,p} = 0.8 + 0.1X_8$
ΔP_{cond}	Bar	0.15	$U([0 ; 0.3])$	$\Delta P_{cond} = 0.15 + 0.15X_9$
ΔP_{evap}	Bar	0.15	$U([0 ; 0.3])$	$\Delta P_{evap} = 0.15 + 0.15X_{10}$

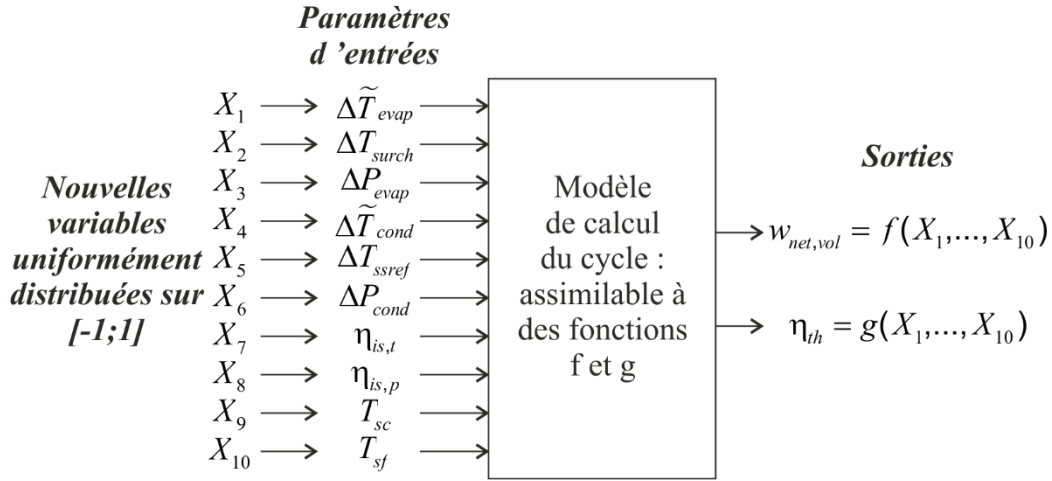


Figure 27. Principe du changement de variable employé pour l'analyse de sensibilité.

Une fois la loi de probabilité de chaque variable donnée, un changement de variable est effectué, afin de se ramener à un modèle ne prenant en entrée que des variables aléatoires de distribution uniforme sur l'intervalle $[0 ; 1]$, comme le montre la Figure 27. L'expression du changement de variable pour chaque paramètre est fournie dans le Tableau 7. Le modèle de calcul du cycle permet alors de déterminer, en fonction de chaque jeu de paramètres, plusieurs caractéristiques du cycle, telles que les pressions de fonctionnement, le titre en sortie de la turbine, les quantités d'énergies massiques échangées, etc... Néanmoins, pour l'étude de sensibilité, nous ne considérerons que deux variables de sortie : le travail net volumique et le rendement thermique (cf. Figure 27).

Il a été déterminé qu'une troncature de la série polynomiale de Legendre à un ordre $n = 6$ et un nombre de jeux de paramètres dans l'échantillon aléatoire de $N = 1000$ étaient suffisants pour atteindre la convergence de la méthode de calcul (cf. Annexe 2).

4.3. Résultats et interprétation

L'analyse de sensibilité paramétrique a été menée pour les trois fluides les plus pertinents pour une application à l'ETM. Pour chacun des 10 paramètres variables du modèle de calcul du cycle, les indices de sensibilité de Sobol simples et totaux ont été déterminés pour les deux fonctions de sortie retenues ici. Les résultats du calcul de ces indices de sensibilité paramétriques sont fournis dans le Tableau 8 et sous forme de diagramme dans la Figure 28.

La première information qui ressort de ces résultats est que quatre paramètres parmi les dix considérés sont à eux seuls à l'origine de plus de 98 % de la variance des variables de sortie du modèle : la température de l'eau de mer chaude T_{sc} , les ΔTEM (Différence de Température Entropiques Moyennes) dans les échangeurs $\Delta \tilde{T}_{evap}$ et $\Delta \tilde{T}_{cond}$ et le rendement isentropique de la turbine $\eta_{is,t}$. Dans le cadre des intervalles de variations qui ont été fixés

dans cette étude, les autres paramètres n'ont donc que peu d'influence sur les performances du cycle. La température de l'eau de mer froide T_{sf} n'a pas un indice de sensibilité élevé car, pour l'ETM, cette donnée est constante et relativement bien connue. Son intervalle de variation était donc très réduit, ce qui explique la faible variance de cette variable qui a donc peu d'influence sur la variance des performances du cycle. Le rendement isentropique de la pompe $\eta_{is,p}$ a également un indice de sensibilité très faible. Cela peut être expliqué par le fait que le travail consommé dans la pompe est très faible devant celui produit à la turbine (le travail de la pompe représente environ 5 % du travail produit à la turbine). Au contraire, cela explique également la forte influence du rendement isentropique de la turbine, car ce dernier paramètre influence directement le travail produit par le cycle. Ces résultats étaient donc prévisibles et conformes à ce que l'on peut trouver dans la littérature [32].

Tableau 8. Indices de sensibilité de chaque paramètre issus de l'analyse de sensibilité

	NH3				R1234yf				R507a			
	η_{th}		$W_{net, vol}$		η_{th}		$W_{net, vol}$		η_{th}		$W_{net, vol}$	
	Si	STi	Si	STi	Si	STi	Si	STi	Si	STi	Si	STi
T_{sc}	35.41%	35.61%	40.88%	41.18%	35.75%	35.95%	42.08%	42.39%	35.14%	35.37%	40.16%	40.49%
T_{sf}	0.25%	0.25%	0.14%	0.14%	0.25%	0.25%	0.12%	0.12%	0.24%	0.24%	0.13%	0.13%
ΔT_{surch}	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
ΔT_{ssref}	0.00%	0.00%	0.01%	0.02%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.01%
$\Delta \tilde{T}_{evap}$	22.66%	22.78%	26.16%	26.35%	22.89%	23.01%	26.94%	27.13%	22.49%	22.63%	25.70%	25.91%
$\Delta \tilde{T}_{cond}$	25.14%	25.27%	13.59%	13.73%	25.05%	25.19%	11.97%	12.11%	24.20%	24.36%	13.32%	13.48%
$\eta_{is,t}$	16.06%	16.51%	18.53%	19.04%	15.60%	16.05%	18.31%	18.81%	17.32%	17.85%	19.95%	20.55%
$\eta_{is,p}$	0.03%	0.03%	0.03%	0.03%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.06%	0.07%	0.07%	0.07%
ΔP_{cond}	0.00%	0.00%	0.08%	0.09%	0.00%	0.00%	0.01%	0.01%	0.00%	0.00%	0.01%	0.01%
ΔP_{evap}	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%

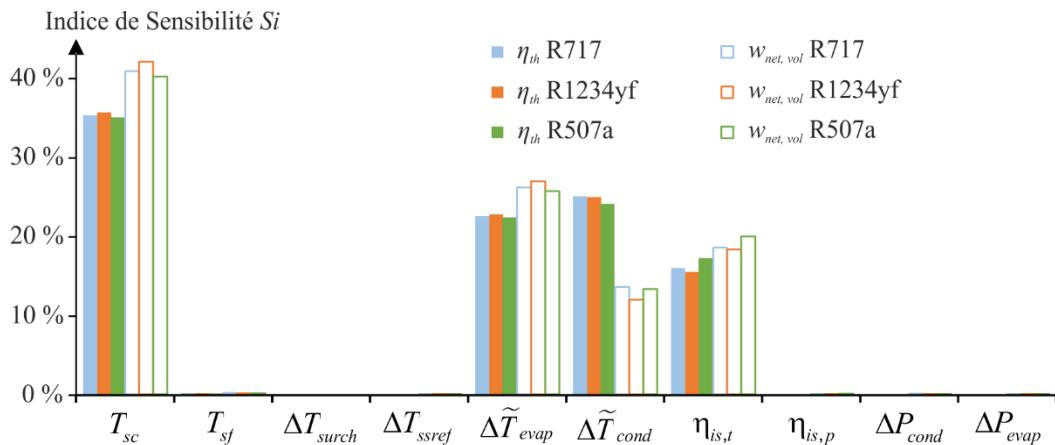


Figure 28. Résultats de l'analyse de sensibilité paramétrique pour trois fluides (R717, R1234yf et R507a).

La partie de ces résultats qui peut sembler plus surprenante est celle qui concerne les paramètres liés aux échangeurs de chaleur tels que les niveaux de surchauffe ΔT_{surch} ou de sous-refroidissement ΔP_{ssref} et les pertes de charges ΔP_{evap} et ΔP_{cond} , qui n'ont aucun impact sur les résultats. En effet, les seuls paramètres concernant les échangeurs des chaleurs qui influencent ici les résultats sont les ΔTEM . Ce résultat diffère de ce qui peut être observé par des approches classiques et est lié à l'originalité du modèle présenté dans cette étude. En effet, dans le cas où la différence de température en sortie de l'échangeur ΔT_s serait employée (comme présenté en Figure 19), une surchauffe ou un sous-refroidissement trop important entraînerait un aplatissement du cycle et donc une dégradation de ses performances. En revanche, lorsque la ΔTEM est utilisée comme paramètre d'entrée, l'ajout d'une surchauffe ou d'un sous-refroidissement se fait tout en gardant une différence de température moyenne dans l'échangeur constante, et donc des puissances équivalentes. Il avait déjà été observée dans la littérature [32] que, pour des fluides purs, si la température de changement d'état est fixée, l'ajout d'une surchauffe ou d'un sous-refroidissement a peu d'impact sur les performances du cycle. Les résultats observés ici représentent une généralisation de ce constat avec l'emploi de fluides purs et de mélanges.

Il est cependant important de garder à l'esprit que l'objectif du modèle présenté dans cette étude est la comparaison des fluides de travail et non de déterminer la pertinence ou non d'ajouter une surchauffe en sortie d'évaporateur ou de réduire les pertes de charge en deçà d'un certain seuil. En effet, l'ajout d'une surchauffe, par exemple, ne modifie pas ici les performances du cycle mais pourrait entraîner une augmentation des surfaces d'échanges nécessaires. De plus, une surchauffe n'est ici pas nécessaire car, pour l'ensemble des fluides présentés, le titre en vapeur en sortie de turbine ne descend pas en-dessous de 98 %. Les surchauffes et sous-refroidissement sont donc en général à éviter dans le cadre de l'ETM.

Une autre observation notable est que pour l'ensemble des paramètres considérés, l'indice de sensibilité Si est quasiment égal à l'indice de sensibilité total STi . Ainsi, au sein du domaine de variation qui a été fixé, le modèle employé peut être considérée avec une bonne approximation comme additif, c'est-à-dire qu'il pourrait être décomposé comme une somme de fonctions à une seule variable et que très peu d'effets couplés entre les paramètres sont observés.

En ce qui concerne le paramètre de sortie choisi, les résultats sont similaires pour le rendement thermique η_{th} et pour le travail net volumique $w_{net, vol}$ qui sont tous deux influencés par les quatre mêmes paramètres principaux. Une différence peut tout de même être constatée au niveau de l'influence des échangeurs de chaleur. En effet, si le rendement thermique η_{th} est influencé de manière égale par la ΔTEM de l'évaporateur et celle du condenseur, le travail net volumique $w_{net, vol}$ est quant à lui beaucoup plus sensible aux variations de ΔTEM de l'évaporateur qu'à celles du condenseur. Le travail net volumique produit est donc majoritairement influencé par la pression haute.

Enfin, l'analyse montre une sensibilité à chaque paramètre identique pour chacun des trois fluides de travail considérés. Une variation d'un ou de plusieurs paramètres d'entrée dans les intervalles définis entraîne donc une variation de performances similaires pour chacun des fluides. Cela signifie que le classement donné pour ces trois fluides resterait

le même quelque soient les valeurs des paramètres d'entrée choisis, tant que ceux-ci restent dans le domaine de variations donné pour l'ETM. Les conclusions tirées dans les parties précédentes restent donc valables dans tout le domaine des conditions que l'on peut rencontrer pour l'ETM.

Tous les constats précédents montrent qu'une réduction du modèle est possible dans le cadre des amplitudes de variations que nous sommes fixées. En effet, les paramètres suivants n'ont qu'un impact très faible sur les résultats et peuvent être négligés :

- la surchauffe ΔT_{surch} et le sous-refroidissement ΔT_{ssref} ,
- les pertes de charges ΔP_{evap} et ΔP_{cond} et
- le rendement isentropique de la pompe $\eta_{is, p}$.

Les résultats seraient en effet quasiment les mêmes si la sortie des échangeurs était considérée saturée, les pertes de charges négligées et la transformation dans la pompe considérée comme isentropique (adiabatique réversible). Même si la sensibilité à la température de la source froide T_{sf} reste faible en raison des restrictions imposées sur son domaine de variation, ce paramètre reste important pour le calcul du cycle et ne pourra donc pas être éliminé. Les cinq paramètres qu'il reste alors à déterminer pour lancer le calcul après simplification du modèle seraient alors :

- les ΔTEM des échangeurs $\Delta \tilde{T}_{evap}$ et $\Delta \tilde{T}_{cond}$,
- les températures de la source chaude T_{sc} et de la source froide T_{sf} ,
- le rendement isentropique de la turbine $\eta_{is, t}$.

5. Conclusion

Un modèle d'ORC (Cycle Organique de Rankine) appliqué à l'ETM (Energie Thermique des Mers) a été construit en utilisant des paramètres simples nécessitant peu d'hypothèses de départ et permettant ainsi de rester suffisamment général pour être appliqué à une phase de conception du cycle. Ce modèle a pour vocation de permettre la comparaison des performances thermodynamiques d'un panel large de fluides comportant à la fois des fluides purs et des mélanges zéotropiques. Pour permettre la réalisation de cet objectif, les échangeurs de chaleur sont décrits au moyen de la ΔTEM (Différence de Température Entropique Moyenne).

Une méthode de comparaison des fluides de travail suivant quatre types de critères (des critères de performances thermodynamiques, des critères techniques, des critères environnementaux et des critères liés à la sécurité) a ensuite été mise en place. Celle-ci utilise à la fois les résultats des simulations effectuées à partir du modèle ici présenté et des propriétés des fluides issues de bases de données existantes (indices de sécurité de l'ASHRAE et valeurs des indicateurs environnementaux). Pour permettre une meilleure analyse au vu des nombreux critères utilisés, une méthode de représentation graphique faisant apparaître une frontière de Pareto a été employée. Parmi une vaste liste de fluides, 27 ont été considérés comme des candidats potentiels pour l'ETM et ont été comparés suivant cette méthode.

Une analyse de sensibilité paramétrique a ensuite été menée afin de mieux comprendre le comportement du modèle développé. Il a également pu être montré qu'une réduction du modèle est possible, ce qui simplifie encore davantage l'utilisation de la méthode présentée.

Les principaux résultats qui ressortent de cette étude sont alors les suivants :

- Pour comparer des fluides purs et des mélanges zéotropiques, la ΔTEM permet de tracer le cycle avec un nombre réduit d'hypothèses tout en permettant d'obtenir les performances des fluides dans des conditions similaires de fonctionnement. Les autres méthodes existantes avaient pour inconvénients soit de ne pas permettre la prise en compte des mélanges, soit de nécessiter une connaissance avancée du fonctionnement du cycle (débits, coefficients d'échange, ...).
- Pour l'ETM, il n'y pas de fluides qui rencontrent à la fois de bonnes performances thermodynamiques, une mise en œuvre simple, la sécurité d'emploi et de faibles impacts environnementaux. Cependant, trois fluides apparaissent comme étant de bons compromis : le R717 (ammoniac), le R507a et le R1234yf. Le R717 et le R507a présentent tous deux de très bonnes performances thermodynamiques (rang 1 suivant notre étude). De plus, le R717 a l'avantage d'être un fluide naturel, de présenter des impacts environnementaux quasiment nuls. Son seul inconvénient est d'être un fluide toxique et moyennement inflammable. Le R507a, quant à lui, n'est ni toxique, ni inflammable mais il présente des valeurs de GWP et de ALT élevés. Le R1234yf, un fluide relativement récent, est intéressant car, même s'il est au 2^{ème} rang au niveau des performances thermodynamiques, ses performances restent proches de celles du rang 1, tout en étant non toxique et avec de très faibles impacts environnementaux.
- L'analyse de sensibilité paramétrique a montré que, pour utiliser le modèle présenté ici, 5 paramètres ont une forte influence sur les résultats : les ΔT_{evap} et ΔT_{cond} , les températures de la source chaude T_{sc} et de la source froide T_{sf} , le rendement isentropique de la turbine $\eta_{is,t}$. En effet, les autres paramètres initialement présentés n'ont qu'un impact relativement faible sur le calcul. Ces résultats s'expliquent par l'hypothèse prise de fixer les différences de températures entropiques moyennes dans les échangeurs comme paramètres, ces dernières caractérisant complètement l'influence des échangeurs sur le rendement du cycle, quels que soient les surchauffes, sous-refroidissements ou variations de température le long de l'échange thermique. Le rendement thermique du cycle ne dépend alors que des températures entropiques moyennes du fluide de travail et des irréversibilités dans les turbomachines.

Ces conclusions pourront être utiles pour permettre le choix du fluide de travail lors de la conception d'un ORC pour l'ETM ou pour d'autres sources thermiques en intégrant dès le départ la possibilité d'utiliser des mélanges. Cette méthode a d'ailleurs pu être employée pour une application avec une source chaude à 80 °C dans le cadre d'une étude d'opportunité au sein du groupe NAVAL ENERGIES (résultats réservés à l'entreprise et non présentés ici). Enfin, si ici seuls des mélanges déjà industrialisés ont été considérés, le modèle développé pourrait également servir à concevoir des mélanges pour un ORC, en faisant varier la composition par exemple.

Bibliographie

- [1] B. F. Tchanche, M. Pétrissans, G. Papadakis, Heat resources and organic Rankine cycle machines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 39 (2014) 1185–1199.
- [2] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer, Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*. 32 (2007) 1210–1221.
- [3] X. Zhang, M. He, Y. Zhang, A review of research on the Kalina cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 5309–5318.
- [4] A. Elsayed, M. Embaye, R. AL-Dadah, S. Mahmoud, A. Rezk, Thermodynamic performance of Kalina cycle system 11 (KCS11): feasibility of using alternative zeotropic mixtures, *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 8 (2013) i69–i78.
- [5] J. He, C. Liu, X. Xu, Y. Li, S. Wu, J. Xu, Performance research on modified KCS (Kalina cycle system) 11 without throttle valve, *Energy*. 64 (2014) 389–397.
- [6] R. Radermacher, Thermodynamic and heat transfer implications of working fluid mixtures in Rankine cycles, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 10 (1989) 90–102.
- [7] S. Goto, Y. Motoshima, T. Sugi, T. Yasunaga, Y. Ikegami, M. Nakamura, Construction of simulation model for OTEC plant using Uehara cycle, *Electrical Engineering in Japan*. 176 (2011) 1–13.
- [8] Y. Matsuda, T. Yoshitake, T. Sugi, S. Goto, T. Morisaki, T. Yasunaga, Y. Ikegami, Construction of a Static Model for Power Generation of OTEC Plant Using Uehara Cycle Based on Experimental Data, *Journal of Marine Science and Engineering*. 6 (2018) 18.
- [9] H. Yuan, N. Mei, P. Zhou, Performance analysis of an absorption power cycle for ocean thermal energy conversion, *Energy Conversion and Management*. 87 (2014) 199–207.
- [10] J.-I. Yoon, C.-H. Son, S.-M. Baek, B.H. Ye, H.-J. Kim, H.-S. Lee, Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle, *Applied Thermal Engineering*. 72 (2014) 304–308.
- [11] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, L. Tao, Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation, *Energy*. 50 (2013) 343–352.
- [12] L. Xiao, S.-Y. Wu, T.-T. Yi, C. Liu, Y.-R. Li, Multi-objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle, *Energy*. 83 (2015) 723–733.
- [13] S. Sadeghi, P. Maghsoudi, B. Shabani, H.H. Gorgani, N. Shabani, Performance analysis and multi-objective optimization of an organic Rankine cycle with binary zeotropic working fluid employing modified artificial bee colony algorithm, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. (2018).
- [14] M.J. Lee, D.L. Tien, C.T. Shao, Thermophysical capability of ozone-safe working fluids for an organic Rankine cycle system, *Heat Recovery Systems and CHP*. 13 (1993) 409–418.
- [15] M.Z. Stijepovic, P. Linke, A.I. Papadopoulos, A.S. Grujic, On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance, *Applied Thermal Engineering*. 36 (2012) 406–413.
- [16] D. Wang, X. Ling, H. Peng, Cost-effectiveness performance analysis of organic Rankine cycle for low grade heat utilization coupling with operation condition, *Applied Thermal Engineering*. 58 (2013) 571–584.
- [17] K.H. Kim, H.J. Ko, K. Kim, Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia–water based power cycles, *Applied Energy*. 113 (2014) 970–981.
- [18] A. Borsukiewiczgozdur, W. Nowak, Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle, *Energy*. 32 (2007) 344–352.
- [19] L. Zhao, J. Bao, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures, *Applied Energy*. 130 (2014) 748–756.

- [20] M. Chys, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe, Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles, *Energy*. 44 (2012) 623–632.
- [21] K. Satanphol, W. Pridasawas, B. Suphanit, A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery, *Energy*. 123 (2017) 326–339.
- [22] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, *Energy*. 35 (2010) 5049–5062.
- [23] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system, *Energy Conversion and Management*. 88 (2014) 999–1010.
- [24] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, J. Xu, The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, *Energy*. 38 (2012) 136–143.
- [25] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery, *Energy*. 82 (2015) 256–268.
- [26] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao, 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 (2011) 2740–2754.
- [27] R.S. El-Emam, I. Dincer, Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*. 59 (2013) 435–444.
- [28] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, M. Li, Y. Dai, Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm, *Energy Conversion and Management*. 71 (2013) 146–158.
- [29] X. Zhang, M. He, J. Wang, A new method used to evaluate organic working fluids, *Energy*. 67 (2014) 363–369.
- [30] F. Sun, Y. Ikegami, B. Jia, H. Arima, Optimization design and exergy analysis of organic rankine cycle in ocean thermal energy conversion, *Applied Ocean Research*. 35 (2012) 38–46.
- [31] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle, *Renewable Energy*. 68 (2014) 25–34.
- [32] J.-I. Yoon, C.-H. Son, S.-M. Baek, H.-J. Kim, H.-S. Lee, Efficiency comparison of subcritical OTEC power cycle using various working fluids, *Heat and Mass Transfer*. 50 (2014) 985–996.
- [33] K.Z. Iqbal, K.E. Starling, „Use Of Mixtures as Working Fluids in Ocean Thermal Energy Conversion Cycles“, in: *Proceedings of the Oklahoma Academy of Science*, 1976: pp. 114–120. http://digital.library.okstate.edu/oAs/oas_pdf/v56/p114_120.pdf (accessed April 23, 2015).
- [34] T.C. Hung, S.K. Wang, C.H. Kuo, B.S. Pei, K.F. Tsai, A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, *Energy*. 35 (2010) 1403–1411.
- [35] P.R. Dalmasso, R.A. Taccone, J.D. Nieto, M.A. Teruel, S.I. Lane, CH₃OCF₂CHFCl and CHF₂OCF₂CHFCl: Reaction with Cl atoms, atmospheric lifetimes, ozone depletion and global warming potentials, *Atmospheric Environment*. 40 (2006) 7298–7307.
- [36] B.O. Bolaji, Z. Huan, Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 18 (2013) 49–54.
- [37] G. Restrepo, M. Weckert, R. Brüggemann, S. Gerstmann, H. Frank, Ranking of refrigerants, *Environmental Science & Technology*. 42 (2008) 2925–2930.
- [38] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2004.

- [39] F. Meunier, P. Neveu, J. Castaing-Lasvignottes, Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration: Cycles de Carnot équivalents pour la production de froid par sorption, *International Journal of Refrigeration*. 21 (1998) 472–489.
- [40] J.-P. Boisvert, J. Persello, J.-C. Castaing, B. Cabane, Dispersion of alumina-coated TiO₂ particles by adsorption of sodium polyacrylate, *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*. 178 (2001) 187–198.
- [41] M. Pons, Analysis of the adsorption cycles with thermal regeneration based on the entropic mean temperatures, *Applied Thermal Engineering*. 17 (1997) 615–627.
- [42] J. Castaing-Lasvignottes, P. Neveu, Equivalent Carnot cycle concept applied to a thermochemical solid/gas resorption system, *Applied Thermal Engineering*. 18 (1998) 745–754.
- [43] E. Macchi, A. Perdichizzi, Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 103 (1981) 718–724.
- [44] A.A. Lakew, O. Bolland, Working fluids for low-temperature heat source, *Applied Thermal Engineering*. 30 (2010) 1262–1268.
- [45] Y.-J. Baik, M. Kim, K.C. Chang, S.J. Kim, Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source, *Applied Energy*. 88 (2011) 892–898.
- [46] S.A. Klein, *Engineering Equation Solver EES Academic Commercial V7*. 933, McGraw Hill, 2007.
- [47] F. Conand, F. Marsac, E. Tessier, 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 (2008). <http://www.ajol.info/index.php/wiojms/article/view/48222> (accessed March 8, 2017).
- [48] J.M. Calm, G.C. Hourahan, Refrigerant data summary, *Engineered Systems*. 18 (2001) 74–88.
- [49] Refrigerants, Linde Industrial Gases. (n.d.). http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/index.html (accessed May 2, 2017).
- [50] H. Chen, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos, A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 14 (2010) 3059–3067.
- [51] A. Saltelli, P. Annoni, How to avoid a perfunctory sensitivity analysis, *Environmental Modelling & Software*. 25 (2010) 1508–1517.
- [52] F. Campolongo, J. Cariboni, A. Saltelli, An effective screening design for sensitivity analysis of large models, *Environmental Modelling & Software*. 22 (2007) 1509–1518.
- [53] G.E.B. Archer, A. Saltelli, I.M. Sobol, Sensitivity measures, ANOVA-like techniques and the use of bootstrap, *Journal of Statistical Computation and Simulation*. 58 (1997) 99–120.
- [54] M. Hoarau, M. Salomez, Note d'opportunités pour l'utilisation de l'Energie Thermique des Mers et la valorisation de l'eau froide profonde à Sainte Rose, ARER. (2009) 83.
- [55] B. Sudret, Global sensitivity analysis using polynomial chaos expansions, *Reliability Engineering & System Safety*. 93 (2008) 964–979.
- [56] T. Crestaux, O. Le Maître, J.-M. Martinez, Polynomial chaos expansion for sensitivity analysis, *Reliability Engineering & System Safety*. 94 (2009) 1161–1172.

Chapitre 2 : Présentation et analyse d'un banc d'essai expérimental

1. Etat de l'art de l'expérimentation de l'ETM

1.1. Les prémices de l'ETM : 1881-1960

En 1881, le français Jacques Arsène d'Arsonval propose pour la première fois d'utiliser la différence de température entre les eaux de mer en surface et en profondeur afin de vaporiser et condenser un fluide qui pourrait faire tourner un turbo-alternateur : le principe de l'ETM était né [1–3]. Il faudra ensuite attendre 1926 pour que Georges Claude, avec Boucherot, présentent l'idée d'exploiter cette source d'énergie mais par l'intermédiaire d'un cycle ouvert, avec vaporisation de l'eau de mer dans une chambre à vide, pour produire à la fois de l'énergie et de l'eau potable [3–6]. L'histoire de l'expérimentation de l'ETM commence alors en 1928 lorsque Georges Claude met en place un démonstrateur en Belgique [7,8]. Ce système fonctionne avec l'eau issue des effluents d'un circuit de refroidissement d'une usine chimique à 33 °C comme source chaude et l'eau de la rivière de la Meuse à 12 °C comme source froide. Il a obtenu une puissance brute de 59,4 kW avec une puissance de dégazage de 11 kW pour maintenir le vide dans le circuit ouvert. Une puissance nette d'environ 50 kW est donc obtenue pour ce système avec des débits d'eau de 200 L/s.

En 1929, Georges Claude décide alors de mettre en place un cycle ouvert ETM à Cuba [4,7,8]. L'installation utilisée en Belgique a été déplacée pour cette occasion, le principal obstacle étant alors la mise en place de la conduite d'eau de mer froide, qui devait faire 2 km de long pour prélever de l'eau de mer froide à 700 m de profondeur. Après deux échecs lors de la pose de la conduite, la première centrale ETM a pu fonctionner pendant 11 jours en 1930, après lesquels la conduite d'eau froide a cédé lors d'une tempête. Bien qu'une conduite de 60 cm de diamètre aurait pu suffire aux besoins de l'installation, Claude avait décidé d'installer une conduite de 2 m de diamètre (*cf.* Figure 29) afin d'éliminer le risque de réchauffement de l'eau froide lors de sa remontée dans le tuyau. La puissance de pompage de l'eau froide était donc surdimensionnée et le cycle n'a pas produit de puissance nette. Néanmoins, une puissance brute de 22 kW a pu être atteinte avec un débit d'eau froide et chaude de 200 L/s (même si le débit de pompage de l'eau froide

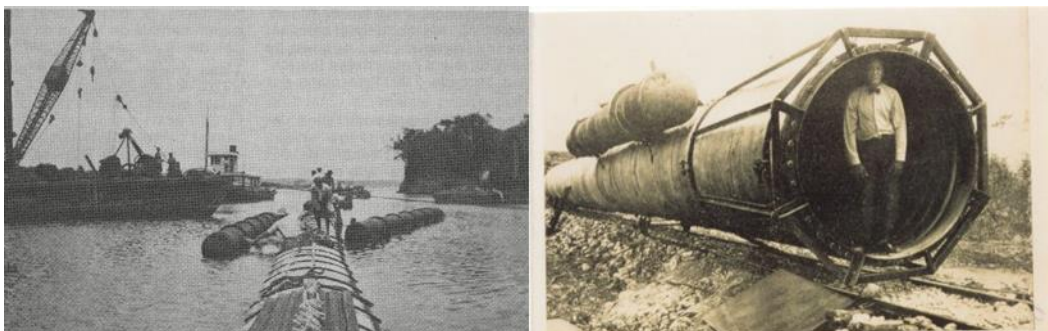


Figure 29. Photographies de l'installation des conduites d'eau froide en 1930 à Cuba (crédit ©Georges Claude, référence [7])

vers le puits était de 1100 L/s, soit plus de cinq fois le débit réellement utilisé par le cycle) avec une température de source froide à 13 °C et une température de source chaude à 27 °C. Le rendement thermique obtenu pour le cycle ouvert est alors de 1,3 %.

Malgré les difficultés rencontrées, G. Claude participera encore à deux autres projets ETM. Le premier est celui de l'installation flottante nommée « La Tunisie » à Rio de Janeiro au Brésil [4,8,9]. Le principe de fonctionnement de ce système est représenté en Figure 30 : il s'agissait d'un cycle fermé fonctionnant à l'ammoniac. L'objectif principal de cette centrale ETM est la production de glace. La puissance prévue de la turbine était de 2 MW dont 1,2 MW pour la production de glace. Le projet fut malheureusement abandonné en 1935 après la perte de la conduite d'eau froide lors de son installation. Le second est le projet « Abidjan » né en 1940 qui prévoyait le dimensionnement et l'installation de centrales de deux fois 3,5 MW en Côte d'Ivoire [4,8,9]. Comme le montre la Figure 30, il s'agissait d'un cycle ouvert constituée de deux grandes enceintes sous vide pour l'évaporation de l'eau de mer chaude, la vapeur générée actionnant une turbine centrale. Ce programme a donné naissance en 1948 à la compagnie « Energie des Mers » qui effectua plusieurs avancées en ingénierie sur la conception de l'ETM, notamment sur le dimensionnement des échangeurs. En 1955, la faisabilité du projet était démontrée avec un retour sur investissement au bout de 30 ans. Le programme fut néanmoins abandonné en 1958 malgré les résultats encourageants des études menées. Cette date marque la fin de cette première période historique du développement de l'ETM, dont le déroulement est synthétisé en Figure 31, qui a permis de montrer qu'un système ETM peut produire de l'électricité, malgré les difficultés techniques rencontrées.

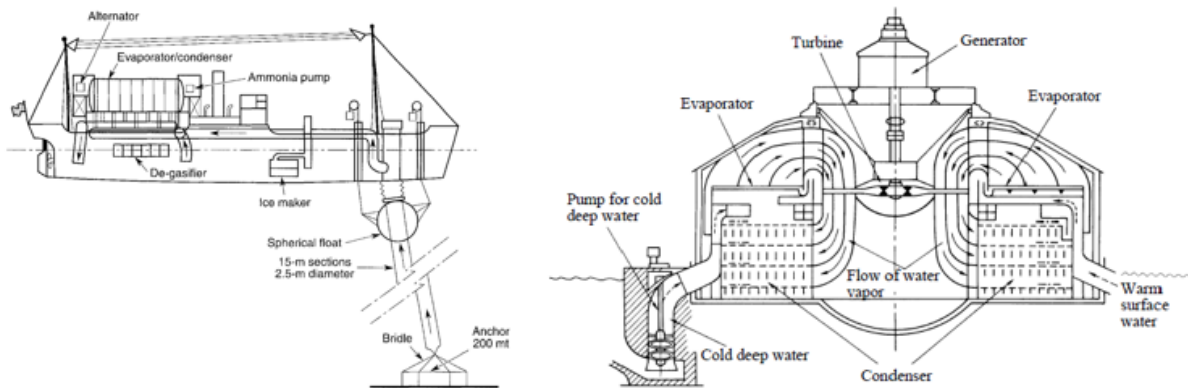


Figure 30. Schéma de principe de la centrale « La Tunisie » à gauche et du projet « Abidjan » à droite (©Marchand, référence [9]).

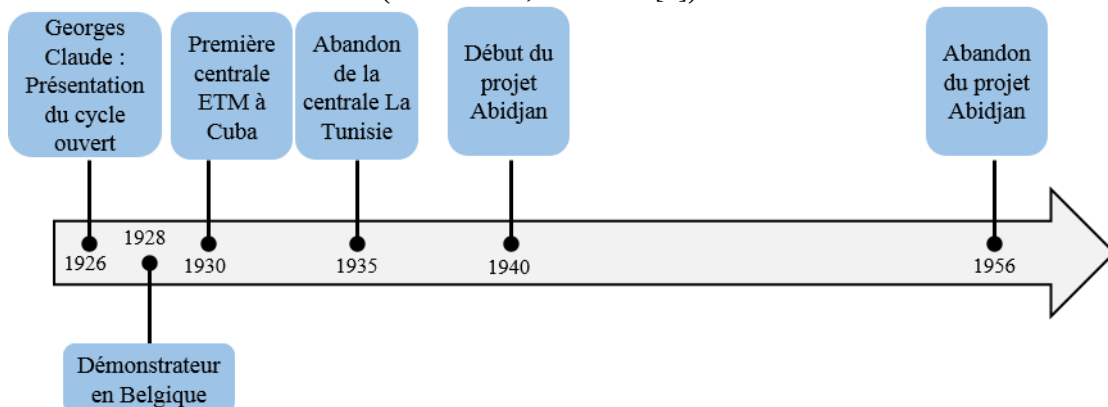


Figure 31. Déroulement historiques du développement de l'ETM de 1926 à 1960

1.2. La démonstration expérimentale de la faisabilité de l'ETM : 1963-2001

C'est ensuite aux Etats-Unis et au Japon que se poursuit l'histoire de l'ETM. En 1963, l'américain H. Anderson [4,8,10] présente une étude sur une centrale ETM à cycle fermé utilisant le propane (R290) comme fluide de travail. Son travail de recherche se poursuit avec plusieurs publications à partir de 1965. En 1973, la crise pétrolière encourage le financement de projets dans les deux pays.

USA 1974-1979

Aux Etats-Unis naît alors le ERDA (Energy Research and Development Administration) en 1974 qui deviendra ensuite le DOE (Department Of Energy) en 1977, qui permettent de financer des programmes de test à terre de différents composants clés pour l'ETM, notamment des échangeurs de chaleur [8]. Les résultats encourageants de ces études ont interpellé plusieurs universitaires à Hawaï, qui ont alors mis en place le NELHA (Natural Energy Laboratory of Hawaï). En 1977, l'industriel Lockheed Martin et son partenaire Makai Ocean Engineering se sont associés au gouvernement de l'état de Hawaï pour financer la construction d'un système ETM complet.

Ainsi, en août 1978, une première centrale flottante nommée « Mini-OTEC » [8,11] fonctionnant sur le principe d'un cycle fermé à l'ammoniac est mise en service, soit 19 mois après la naissance du projet. Il s'agit d'un grand pas en avant dans le sens où, pour la première fois, une centrale ETM flottante produit une puissance nette. La Figure 32 illustre le déploiement de cette installation. Pour des débits d'eau de 174 L/s et des températures de 26,1 °C pour l'eau chaude et 5,67 °C pour l'eau froide, une puissance brute de 53 kW est récupérée à la turbine. La puissance nette après déduction de la consommation des pompes d'ammoniac et d'eau est alors de 18 kW. L'expérimentation s'est achevée avec succès en novembre 1979.

Japon 1974-1979

Dans la même période, le Japon se préoccupe beaucoup d'atteindre l'autonomie énergétique, ou du moins de réduire sa dépendance à l'importation. En 1974 naît le « Sunshine Project » [4,12] : un programme de développement d'énergies nouvelles, dont l'ETM. L'objectif est alors de montrer la faisabilité d'une production de 100 MW à l'horizon 1990. Pour atteindre cet objectif, plusieurs installations expérimentales sont prévues.

La première petite installation voit le jour en 1975 et produit 100 W (ETL-OTEC-I). Cette évolution évolue ensuite pour atteindre en 1977 une production mécanique de 1,3 kW (soit 0,5 kWe) pour des températures d'eau comprises entre 30 °C et 5 °C. Il s'agit d'un cycle ORC fermé. L'eau chaude est maintenue à température par un chauffage électrique de 75 kW et l'eau froide par un groupe froid de 70 kW.

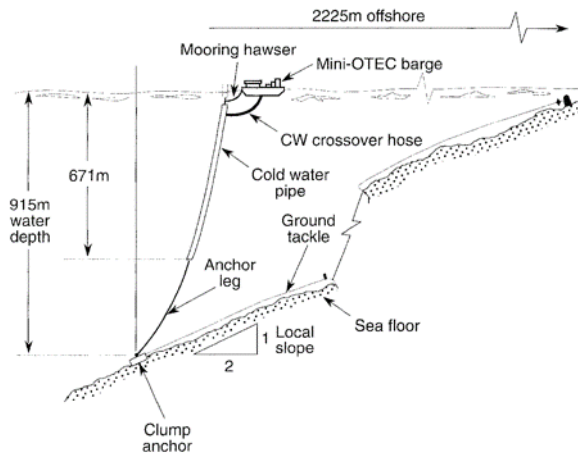


Figure 32. Schéma de principe du déploiement en mer de la centrale mini-OTEC des USA (crédits ©Trimble et Owens, référence [11])

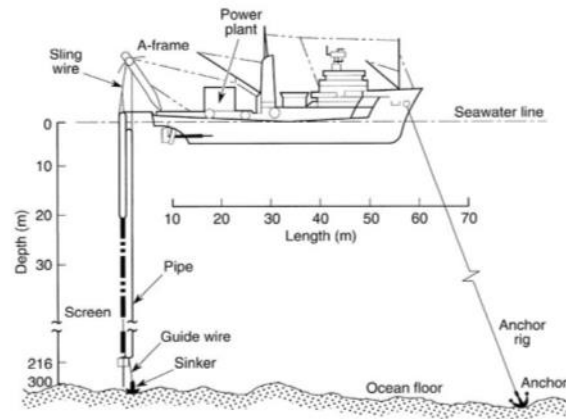


Figure 33. Schéma de principe du déploiement en mer de la centrale mini-OTEC du Japon (crédits ©Uehara *et al.*, référence [13])

En Octobre 1979, le Japon met à l'eau une mini-OTEC flottante [4,8,13], soit 1 mois avant l'arrêt de la mini-OTEC américaine. Cette centrale flottante est un cycle fermé fonctionnant au R22. La production est d'environ 1 kWe pour 181 kW thermique dans l'évaporateur. Les débits d'eau sont alors de 36,1 L/s pour l'eau chaude et 38,9 L/s pour l'eau froide pour des températures de 23,6 °C et 9,2 °C respectivement. La différence de température logarithmique moyenne dans les échangeurs était de 4,3 °C dans l'évaporateur et 4,5 °C dans le condenseur.

USA 1980-1982

Après le succès de la mini-OTEC, la DOE américaine a investi pour permettre le déploiement en 1981 d'un laboratoire flottant nommé OTEC-1 [8,14–16] pour tester les performances d'échangeurs de chaleur fonctionnant avec de l'eau de mer chaude et froide. Cette installation n'a pas été munie de turbine, comme le montre le schéma fluide de l'installation en Figure 34. Les pompes d'eau de mer et d'ammoniac étaient alors alimentées par des moteurs diesel. Les objectifs de cette expérimentation étaient de tester la tenue des conduites d'eau au large sous différentes conditions de houle, le test d'échangeurs à tube et calandre et le contrôle du biofouling (encrassement biologique des échangeurs). La puissance mise en œuvre était de 35 MW. La production électrique qui aurait pu être

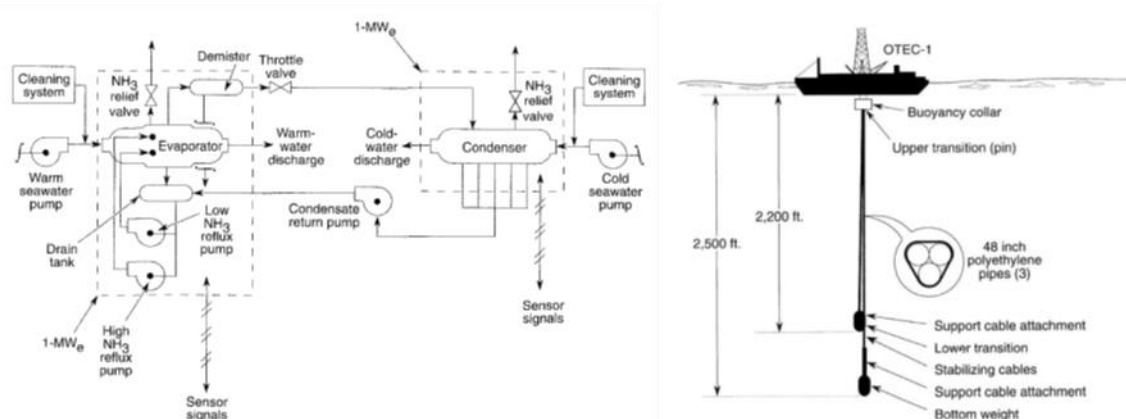


Figure 34. Schéma fluide et schéma de déploiement en mer de l'installation OTEC1 (©Lorenz *et al.*, référence [14])

généré par une turbine est estimée à 0,9 MW, soit un rendement estimé de 2,57 %. Le programme s'est terminé en Mai 1981.

Les années 1980 ont vu ensuite peu d'investissements pour l'ETM aux Etats-Unis, notamment après la chute du prix du pétrole en 1986.

Japon 1980-1982

Au Japon, les ingénieurs de Tokyo Electric Power Co. Et Toshiba Corporation coopèrent avec le gouvernement de la République de Nauru pour construire une centrale ETM à terre de 100 kW de production électrique brute [17–20]. C'est alors le record de l'époque de production d'électricité par ETM. La centrale était un cycle ORC fermé, comme le montre le schéma de l'installation en Figure 35, avec du R22 comme fluide de travail. L'évaporateur était à tubes horizontaux et calandre et le condenseur à tubes verticaux et calandre. Les débits d'eau de mer étaient de 402,8 L/s pour l'eau chaude et 391,7 L/s pour l'eau froide des profondeurs. La température de l'eau chaude était de 29,8 °C pour l'eau chaude et 5,6 °C pour l'eau froide.

Ces valeurs montrent qu'un des points clés du succès de la centrale de Nauru est le choix du site. En effet, le site de Nauru est propice à l'exploitation de l'ETM pour plusieurs raisons : il offre à la fois une température de surface chaude (plus de 29 °C) et une température froide accessible à des profondeurs relativement faibles (800 m) et proche de la côte (conduite d'eau froide de 900 m de long). La centrale a finalement pu produire 100 kW brut d'électricité et 31,5 kW net. Elle a produit de l'électricité entre octobre et décembre 1981 puis a continué à être utilisée pour l'étude thermique des échangeurs jusqu'à Juillet 1982. Cette expérimentation est l'un des plus grands succès de l'ETM.

Japon 1982-1990

En 1982, une centrale ETM de 50 kW de puissance brute est mise en place à Tokunoshima par Kyushu Electric Power Co [8,21]. Il s'agit cette fois d'un cycle fermé fonctionnant à l'ammoniac, et non plus au R22. Les échangeurs utilisés sont des échangeurs à plaques.

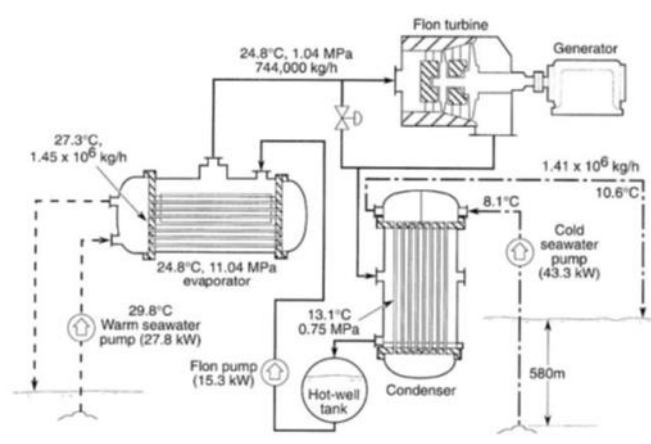


Figure 35. Schéma fluide de l'installation de 100 kW brut à Nauru (©Mochida *et al.* référence [18])

En 1984, l'université de Saga, qui a été impliquée dans les différents projets ETM du Japon, investit encore sur une autre installation expérimentale de 75 kW brut [8,19]. Il s'agit encore une fois d'un cycle à l'ammoniac avec des échangeurs à plaques. En 1986, le chute du prix du pétrole provoque également une baisse de la productivité du Japon sur l'ETM.

France 1982-1990

En France, l'intérêt s'est porté sur d'autres types d'énergie depuis G. Claude, notamment l'hydroélectricité et le nucléaire. Cependant, en 1982, un consortium nommé « ER-GOCEAN GIE » est créé comprenant plusieurs entreprises françaises et l'IFREMER. Une expérimentation sur le tirage au vide et la géométrie des échangeurs d'un cycle ouvert est installée à Grenoble avec une puissance thermique de 400 kW, tandis que des échangeurs pour les cycles fermés en différents matériaux sont testés sur le site de l'IFREMER à Brest. L'objectif du consortium était la conception et le dimensionnement d'une centrale de 5 MWe qui aurait été installée à Tahiti. Ce projet a cependant été abandonné après la chute du prix du pétrole en 1986 [4,5,9].

USA 1990-2001

Dans les années 1990, malgré la situation économique, le NEHLA décide de concevoir et de construire une centrale à cycle ouvert à Keahole Point, Hawaï. Elle est livrée en 1993 et produit de 50 kWe net, surpassant ainsi le record du Japon de 1982 à Nauru.

Ce record ne sera pas longtemps au sommet du classement puisque la même année, le NEHLA et le gouvernement américain construisent un cycle ouvert sur l'île de Hawaï qui produit 210 kWe brut pour 100 kWe net [20,22,23]. Il s'agit de la plus grande puissance électrique ayant été produite par l'ETM. La centrale a été en opération depuis 1993 jusqu'à 1998 puis elle a été démantelée en 1999, soit 6 ans de fonctionnement. Une partie de la production (10%) était utilisée pour la désalinisation de l'eau de mer. La puissance instantanée maximale observée est de 255 kWe de puissance brute pour une puissance nette de 103 kWe et une production d'eau glacée de 0,4 L/s.



Figure 36. Installation de 210 kW brut ayant fonctionné à Hawaï de 1993 à 1998 (©NEHLA, L. Vega, référence [22])

Japon 1990-2001

En 1995, l'université de Saga, déjà équipée d'un prototype de cycle ORC à l'ammoniac, décide de construire un cycle de Kalina fonctionnant au mélange eau-ammoniac avec une puissance brute de 9 kW [24]. Cette installation a ensuite subi des modifications et a été utilisée pour la conception et le test du cycle d'Uehara, du nom de son inventeur [25].

Le Japon et l'Inde ont coopéré en 2001 pour la construction d'une centrale flottante nommée « Sagar Shakthi » de 1 MW avec un cycle ORC fermé. Les intervenants sont le NIOT (National Institute of Ocean Technology), le gouvernement de l'Inde et l'Université de Saga. Elle aurait été la première centrale à atteindre le mégawatt de production. Le projet a cependant été abandonné à cause de problèmes sur la conduite d'eau froide [4,20].

Bilan de la période 1932-2001

Cette période, dont le déroulement est synthétisé en Figure 37, aura vu le projet de développement de l'ETM prendre une tournure mondiale. Les Etats-Unis et le Japon prennent le relais sur les premiers travaux de Georges Claude et parviennent à démontrer la réelle faisabilité technique de l'ETM. Des démonstrateurs de plus en plus puissants sont réalisés. Des enjeux économiques n'ont cependant pas encore permis de mettre en place un réel système de production dépassant le mégawatt électrique.

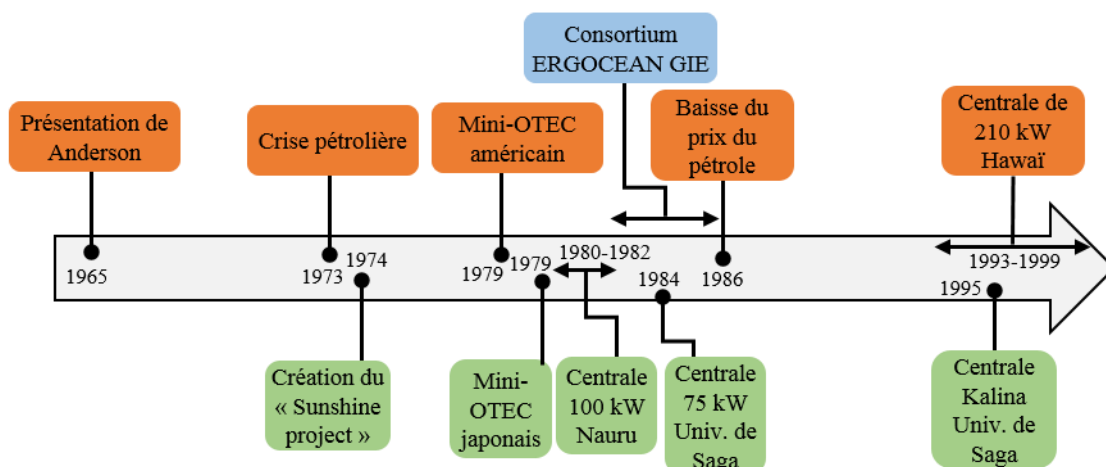


Figure 37. Déroulement historique du développement de l'ETM de 1962 à 2001 (en orange, les actions américaines, en bleu les actions françaises et en vert les actions japonaises)

1.3. L'expérimentation de l'ETM dans le monde actuel : 2002-2019

Les acteurs de l'ETM se sont récemment multipliés dans le monde et forment une communauté qui échange tous les ans à l'occasion de l'OTEC Symposium, dont le premier s'est tenu à Hawaï en 2013.

Aux Etats-Unis, l'entreprise Lockheed Martin relance l'activité sur l'ETM en 2007 par un investissement de l'ordre de plusieurs millions d'euro pour lancer la conception d'un prototype de 10 MW qui servira de pilote pour la construction d'une centrale de 100 MW réellement compétitive économiquement. Ayant obtenu un soutien financier de la NAVFAC (Naval Facilities Engineering Command) et de l'état fédéral ainsi que des partenariats avec Makai Ocean Engineering et du NELHA, le projet abouti en 2010 à la création d'un prototype à terre localisé à Hawaï. Ce prototype est d'abord destiné au test des échangeurs et aucune turbine n'est installée. Ce n'est qu'en 2014 qu'une turbine de 100 kW est mise en place et permet au prototype d'injecter sa production sur le réseau [26].

Malgré l'échec du projet indien, l'Université de Saga au Japon continue ses activités sur l'ETM. En 2003, la construction de l'IOES (Institute of Ocean Energy, Saga University) est terminée. Il s'agit d'un agrandissement du site sur lequel avait aménagé le prototype de 1995. Sur une surface de 4500 m², des installations permettent de tester les trois cycles (ORC, Kalina, Uehara), mais également de nombreux tests sur les performances des échangeurs à plaques, et même sur les réutilisations possibles de l'eau de mer des profondeurs comme co-produit [25,27,28].

Sur ce dernier point, le Japon et les Etats-Unis ont réalisés de grandes avancées pour utiliser l'eau de mer, riche en nutriment, de leurs prototypes : aquaculture, agriculture, ou même commercialisation d'eau de mer dessalée à boire. L'eau de mer des profondeurs embouteillée est même devenue le premier produit d'exportation de Hawaï [29]. Cette utilisation des coproduits de l'ETM est une sensibilité pour rentabiliser économiquement une centrale et la rendre concurrentielle sur le marché de l'énergie.

D'ailleurs, en 2013, le Japon a inauguré un site pilote comprenant un prototype d'ETM de 100 kW sur l'île de Kumejima, financé par Xenosys et exploité par l'Université de Saga. Sur ce site, l'eau de mer des profondeurs est validée de toutes les façons possible et la production à partir de cette eau de mer représente aujourd'hui ¼ de l'économie locale ([30,31]). Le fluide de travail utilisé est le R134a pour un double cycle de Rankine avec deux évaporateurs et deux condenseurs.

La Corée du Sud est aujourd'hui également très présente sur les thématiques de l'ETM, via KRISO (Korean Research Institute of Ships and Ocean engineering). Ils possèdent une installation de 20 kW fonctionnant au R32.

En France, la recherche sur l'ETM a été reprise en 2009 majoritairement par NAVAL ENERGIES (anciennement DCNS), et par le laboratoire PIMENT qui encadre alors la thèse de Frantz Sinama à La Réunion [4]. Un prototype à terre commence alors à être étudié, cofinancé par NAVAL ENERGIES et la Région Réunion. Ce prototype est nommé le PAT ETM (Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers). Les premiers essais de

réception ont lieu à Indret, en France Métropolitaine en 2011, avant que le banc d'essai ne soit livré à La Réunion pour les premiers essais en 2012. Il s'agit d'un cycle ORC fermé fonctionnant à l'ammoniac. Les premiers résultats obtenus sur cette expérimentation amènent à la thèse de Audrey Journoud en 2014 [20]. 7 évaporateurs et 1 condenseur ont été testés depuis sur ce banc d'essai :

- EVAP1 Evaporateur tubes en titane noyés
- EVAP1bis Evaporateur tubes en titane spéciaux noyés
- EVAP2 Evaporateur tubes en titane spéciaux arrosés
- EVAP2.1 Evaporateur tubes en titane arrosés
- EVAP3 Evaporateur à plaques en aluminium
- EVAP6.0 Evaporateur tubes en titane noyés : configuration verticale
- EVAP6.2 Evaporateur tubes en titane noyés : configuration verticale
- COND1 Condenseur tubes en titane

La synthèse de ces derniers développements de l'ETM est alors présentée en Figure 38.

1.4. Bilan

Le bilan des différentes installations expérimentales ayant été mises en place dans le monde est résumé dans le Tableau 9. Une répartition de ces systèmes ETM dans le monde est également fournie en Figure 39. Il ressort de cette analyse que la faisabilité de l'ETM est aujourd'hui établie : il a été montré à plusieurs reprises qu'une centrale ETM peut produire de l'énergie. A l'étape de développement actuel, le principal frein au développement de l'ETM est le coût à l'investissement initial, qui reste très élevé. Des études et essais sont toujours en cours afin de déterminer de la façon la plus précise possible les performances des échangeurs, les composants les plus chers d'une installation ETM de taille industrielle. En effet, les échangeurs dans le cadre de l'ETM ont un fonctionnement particulier avec des très faibles pincements et des changements d'état. Leur comportement reste donc encore difficile à prédire avec précision, ce qui ajoute un risque sur un engagement de performances.

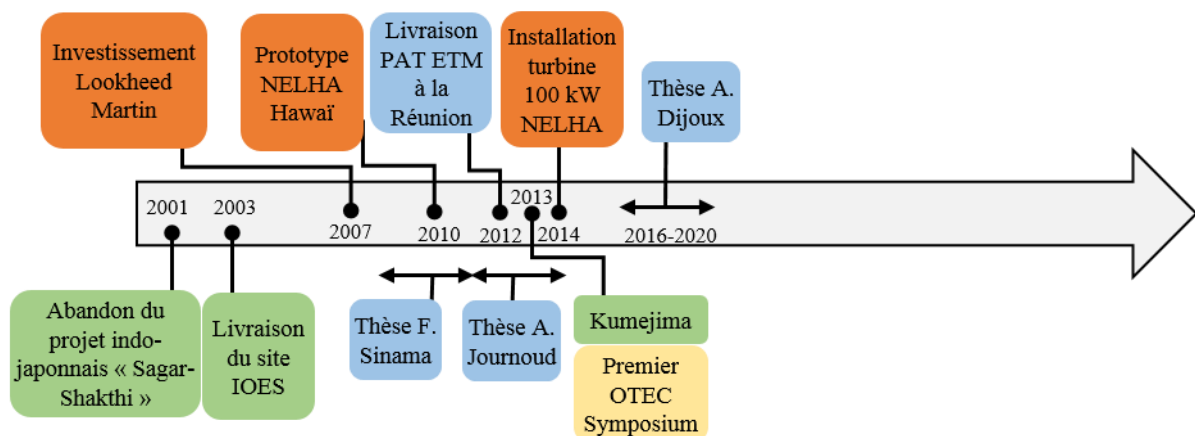


Figure 38. Déroulement historique du développement de l'ETM de 2001 à nos jours (en orange, les actions américaines, en bleu les actions françaises et en vert les actions japonaises, en jaune les actions internationales)

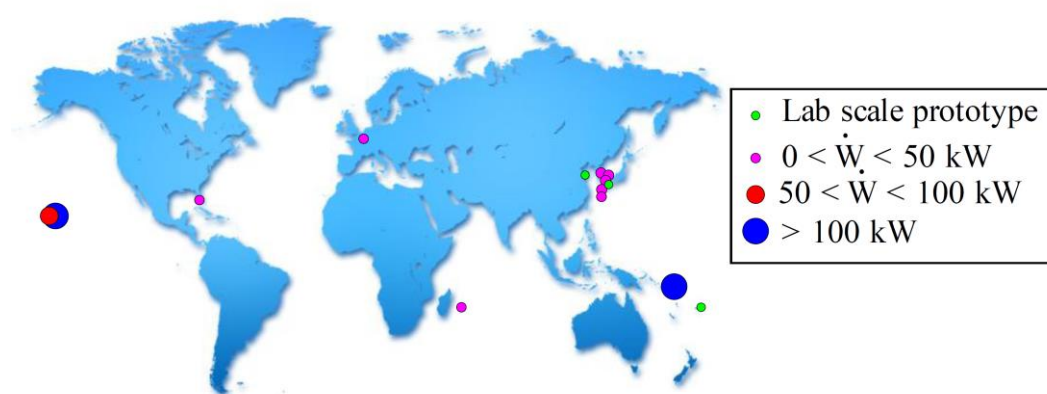


Figure 39. Répartition des expérimentations ETM dans le monde

Tableau 9. Récapitulatif des installations expérimentales de l'ETM

Pays	Année	Type d'installation	Type de cycle	Fluide de travail	Température de l'eau chaude/froide (°C)	Type d'échangeurs	Puissance brute (kW)	η_{th} (%)
Belgique	1928	A terre	Ouvert	Eau de mer	30 / 10	Flash	50	
Cuba	1930	A terre	Ouvert	Eau de mer	27 / 13	Flash	22	1.3
USA	1979	Flottante	Fermé	NH ₃	26.1 / 5.7	A plaques en titane	53	
Japon	1977 - 1980	En laboratoire	Fermé	R114	26-42 / 5-24	A plaques	0.001 – 1.9	
Japon	1980	Flottante	Fermé	R22	23.6 / 9.6	A plaques	1	
Japon	1981 - 1982	A terre	Fermé	R22	29.8 / 5.6	A tubes et calandre en titane	100	
Japon	1982 - 1984	A terre	Fermé	NH ₃	28.5 / 12	Evaporateur à plaques / Condenseur à tubes et calandre	50	
Japon	1985	A terre	Fermé	NH ₃	28 / 7	A plaques	75	
USA	1993 - 1998	A terre	Ouvert	Eau de mer	26 / 6	Flash	255	
Japon	1995	A terre	Kalina & Uehara	Water- NH ₃	28 / 7	A plaques	9	
Japon	2003-2009	A terre	Uehara	Water- NH ₃	28 / 7	A plaques	30	
Fidji	2012	En laboratoire	Fermé	R134-a	24-30 / 4.5-5	Tubes et calandre	0.015	1.4
Japon	2013	A terre	Fermé	R134-a	25.9-29 / 8.5-9	A plaques	50	
Chine	2013	En laboratoire	Fermé	Eau-NH ₃	24-30 / 5-15	Tubes horizontaux à film ascendant	0.052	0.8
USA	2014	A terre	Fermé	NH ₃	24-28 / 5-7	A plaques en aluminium	100	
Corée du Sud	2014	A terre	Fermé	R32	26 / 5	Semi-soudé	20	2
La Réunion (France)	2011	A terre	Fermé	NH ₃	23-28 / 5	A plaques et à tubes et calandre	15	2.5

L'objectif du présent chapitre est de présenter le fonctionnement du PAT ETM installé sur l'île de La Réunion en termes de fonctionnement, de précision des mesures et d'analyse, afin notamment de pouvoir saisir les apports de cette installation française par rapport aux autres prototypes existants. Le banc d'essai sera ici présenté dans sa première configuration de fonctionnement. Les autres technologies testées et les modifications ultérieures de l'installation seront détaillées au Chapitre 3. Nous présenterons d'abord dans une première partie une description détaillée du banc d'essai et de son fonctionnement. Dans une deuxième partie, l'analyse thermodynamique du cycle du PAT ETM est fournie, ainsi que les protocoles et les méthodes des automatismes servant au pilotage pour assurer la qualité des mesures. Dans une troisième partie, nous analyserons en détail l'enregistrement d'un point d'essai en régime permanent avant de présenter dans une dernière partie les résultats obtenues sur la campagne d'essai de novembre-décembre 2015.

2. Description du Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers (PAT ETM)

Le PAT ETM a été installé en 2012 à La Réunion, sur le site de l'IUT de Saint-Pierre, comme le montre la Figure 40. Il s'agit d'un banc d'essai reproduisant le fonctionnement d'un cycle fermé du type ORC dans les conditions rencontrées pour l'ETM. Le fluide de travail employé est l'ammoniac, un des fluides de travail les plus pertinents pour l'ETM conformément aux travaux du premier chapitre de ce manuscrit. Il a été dimensionné pour correspondre à une centrale ETM de 15 kW de production électrique, soit une puissance de 500 kW thermique aux échangeurs.

Ce banc d'essai a pour objectif la caractérisation et la comparaison de différentes technologies d'échangeurs de chaleur du cycle ORC. Aussi, le choix a été fait de ne pas alimenter le cycle avec de l'eau de mer, mais plutôt de produire la source chaude et la source froide aux débits et températures souhaités à l'aide d'une pompe à chaleur. Cela permet par exemple de tester une situation été et une situation hiver dans la même journée. L'installation a été de plus installée dans un local modulable afin de faciliter le remplacement des échangeurs de chaleur et les modifications du circuit. Plusieurs technologies d'échangeurs ont ainsi pu être testées sur ce site.

La conception du PAT ETM a été réalisée par NAVAL ENERGIES avec l'appui du laboratoire PIMENT (thèse de F. Sinama [4]). Le banc est une copropriété de NAVAL ENERGIES et la Région Réunion qui en ont partagé le financement. L'exploitation est assurée par l'IUT de Saint-Pierre. Le dépouillement des enregistrements et l'analyse des résultats sont assurés par NAVAL ENERGIES et le laboratoire PIMENT (thèse d'A. Journoud [20], ainsi que le présent manuscrit).



Figure 40. Photographie du banc d'essai à La Réunion : le PAT ETM (©Naval Energies)

2.1. Fonctionnement global du banc d'essai

Le PAT ETM est constitué de cinq sous-systèmes :

- La boucle principale ammoniac ZP : il s'agit de l'ORC où circule le fluide de travail.
- La boucle d'eau froide ZC : le circuit dans lequel circule l'eau froide (source froide).
- La boucle d'eau chaude ZB : le circuit dans lequel circule l'eau chaude (source chaude).
- La pompe à chaleur PAC : le centre de production de l'eau chaude et de l'eau froide, par l'intermédiaire d'une pompe à chaleur fonctionnant également à l'ammoniac.
- La boucle de servitudes ZS : les circuits de rapatriement de la charge en ammoniac dans une bûche de stockage.

La Figure 41 nous montre la circulation des fluides dans les systèmes ZB, ZC et ZP (les servitudes n'ont pas été représentées pour des raisons de simplicité). Les sources de chaleur utilisées dans le PAT ETM ne proviennent pas des eaux de mer en surface et en profondeur mais d'une pompe à chaleur (PAC) qui fournit de l'eau chaude et de l'eau froide. Le PAT ETM contient donc une boucle fermée pour l'eau chaude (ZB) et une autre pour l'eau froide (ZC). La PAC prélève de la chaleur de la boucle ZC pour l'injecter à la boucle ZB et permet ainsi en cours d'essai de maintenir les températures d'eau chaude et d'eau froide à une consigne fournie par l'opérateur.

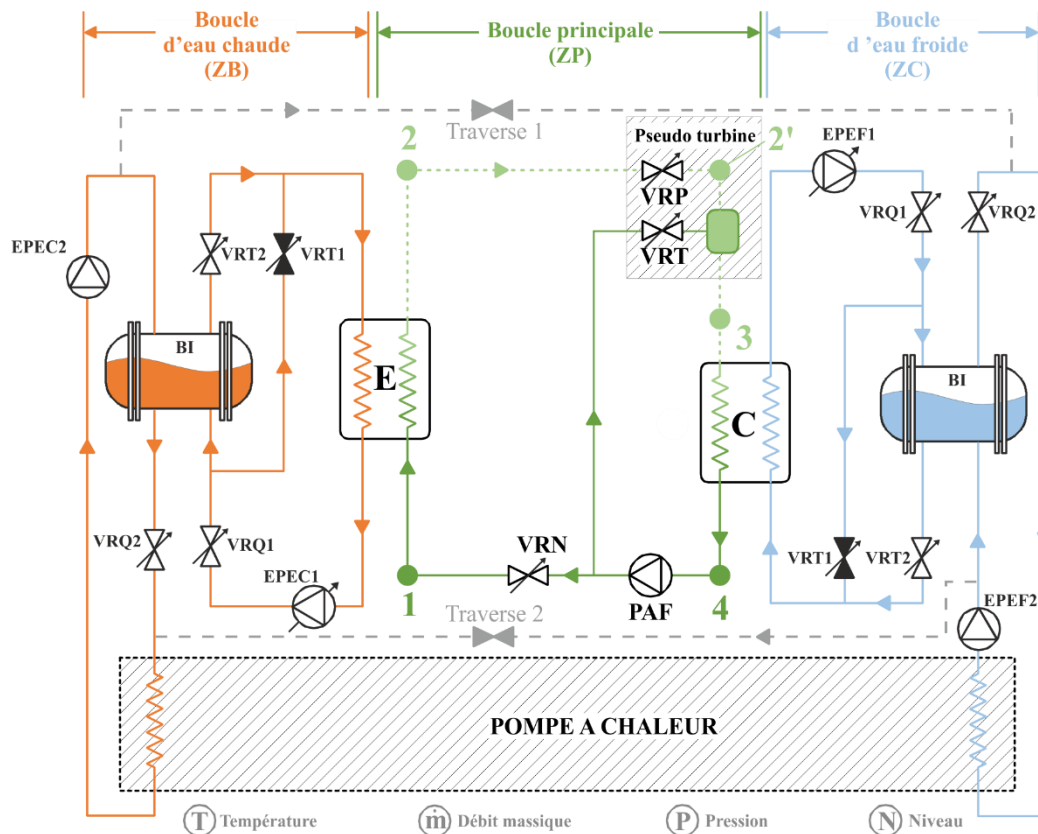


Figure 41. Schéma fluide du banc d'essai PAT ETM en configuration initiale

Dans chacun des deux circuits ZB et ZC, l'eau est alors amenée à un ballon d'inertie (BI) par les pompes EPEC2 et EPEF2 (Electropompe d'Eau Chaude et Electropompe d'Eau Froide). Ce ballon permet d'assurer une inertie sur les températures des sources chaudes et froides et ainsi de mieux les stabiliser, en plus de permettre de découpler le débit d'eau fournie par la PAC (mis en circulation par EPEC2 et EPEF2) et celui qui circulera dans les échangeurs de chaleur (mis en circulation par EPEC1 et EPEF1). Le débit circulant dans les échangeurs peut ainsi être réglé par la vanne VRQ1 (Vanne de Régulation de Débit). Les vannes VRT1 et VRT2 (Vanne de Régulation de la Température) sont quant à elle complémentaires et permettent de générer un débit de bypass des BI. Le débit et la température de l'eau entrant dans les deux échangeurs de chaleur peuvent donc être déterminés et pilotés par l'opérateur.

La boucle principale ZP constitue le cycle ORC que va subir le fluide de travail : l'ammoniac. Cette boucle est constituée de deux échangeurs de chaleurs, un évaporateur et un condenseur, d'une pompe et d'une pseudo-turbine. En effet, les niveaux de puissances et les débits rencontrés sur le PAT ETM (équivalents à 15 kW électrique) sont trop faibles pour correspondre au fonctionnement des turbines qui seraient employées pour une centrale à échelle 1 (supérieur au mégawatt). De plus, le cycle étant alimenté en eau chaude et en froide par une PAC (Pompe à Chaleur), il n'aurait pas été possible de produire plus d'énergie que celle consommée par la PAC. Ainsi, étant donné que l'objectif premier du banc d'essai est de tester les échangeurs de chaleur, la décision a donc été prise de ne pas y installer de turbine. Cette dernière est remplacée par une pseudo-turbine qui reproduit une transformation thermodynamique équivalente pour le fluide de travail, sans pour autant produire de travail mécanique. Les différentes transformations subies par l'ammoniac dans cette boucle ZP sont alors tracées sur un diagramme enthalpique en Figure 42 et sont résumées ci-après.

L'ammoniac à l'état liquide sous haute pression (1) entre dans l'évaporateur (E) où il reçoit de la chaleur provenant de la boucle d'eau chaude (ZB) lui permettant ainsi de s'évaporer. La vapeur ainsi obtenue (2) est ensuite détendue dans la pseudo-turbine, qui consiste en une détente isenthalpe à travers une vanne pneumatique (VRP) suivie d'une injection de gouttelettes dans la vapeur dans le désurchauffeur. Le fluide détendu (3) cède de la chaleur à la boucle d'eau froide (ZC) dans le condenseur pour donner un liquide à basse pression (4). La Pompe à Fluide (PAF) ramène ce liquide à l'entrée de l'évaporateur sous la haute pression (1).

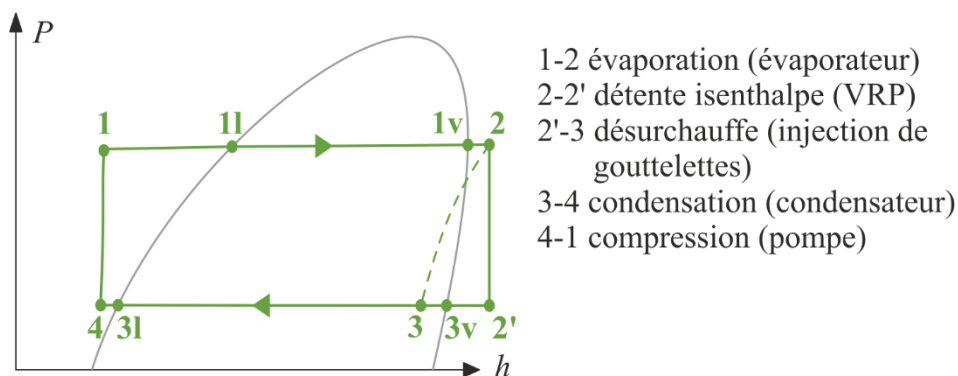


Figure 42. Diagramme P-h simplifié du cycle de la boucle principale ZP du PAT-ETM

2.2. Pilotage des sources chaudes et froides

Un des points clés pour la réussite des essais menés sur le PAT ETM est d'assurer une alimentation correcte des échangeurs de la boucle principale en eau chaude et en eau froide. L'objectif principal est de reproduire des conditions de fonctionnement similaires à celles rencontrées lors de l'emploi de l'eau de mer, à savoir une alimentation en eau avec un débit et une température constante. L'avantage d'utiliser une PAC au lieu de réelles conduites d'eau de mer est alors de pouvoir tester dans une même journée des conditions été et hiver, mais également de définir des plans d'expériences regroupant l'ensemble des situations à tester. L'utilisation d'une PAC implique cependant de composer avec des comportements que l'on ne retrouverait pas sur une centrale ETM réelle. Tout d'abord, l'eau chaude et l'eau froide étant produit par la même PAC, cela implique un couplage entre le comportement côté chaud et celui coté froid qui n'existe pas dans l'eau de mer. Ainsi, diminuer la puissance de la PAC pour faire chuter la température de l'eau chaude peut également provoquer une augmentation de la température de l'eau froide... Ensuite, le fonctionnement du condenseur évaporatif de la PAC qui permet d'évacuer un excédent de chaleur vers l'air ambiant implique un impact des conditions météorologiques extérieures sur le comportement du système. Une variation de la température de l'air extérieur pourra ainsi faire varier les températures de l'eau dans le système et perturber l'établissement d'un régime permanent. De telles variations ne s'observeraient pas sur une centrale réelle en raison de la forte inertie de l'eau de mer. La bonne régulation et la maîtrise de la PAC et des boucles ZB et ZC est alors essentielle au bon déroulement des essais. Des stratégies de pilotage ont donc été mises au point et améliorées au cours des différents essais pour permettre un fonctionnement optimal du cycle PAT ETM. Nous présentons dans ce paragraphe une description plus détaillée de la PAC et des boucles d'eau chaude et froide afin de pouvoir ensuite décrire les procédures de pilotage employée en cours d'essai.

Description de la pompe à chaleur (PAC)

La pompe à chaleur est un système découplé des autres boucles du site. En effet, la PAC possède son propre automate et une interface de commande séparée de celle du reste du banc d'essai. Il s'agit d'un cycle de réfrigération dont le fluide frigorigène est l'ammoniac. Ce choix permet de limiter le nombre de fluides utilisés sur le site et donc de simplifier les protocoles liés à la sécurité.

La PAC est constituée de quatre compresseurs, un condenseur, un condenseur-évaporatif (tour de refroidissement qui sera dénommée ci-après TAR par abus de langage), un détendeur, une Bouteille Basse Pression (BBP) et un évaporateur, comme le montre la Figure 43. L'ammoniac à l'état de vapeur est comprimé dans les compresseurs (Cp1 à Cp4). Le flux de vapeur sous pression est ensuite divisé en deux pour être condensé. Une partie de la vapeur est condensée dans un condenseur à tubes et calandre (C) pour céder de la chaleur au circuit d'eau chaude du PAT ETM (ZB) tandis que l'autre se condense

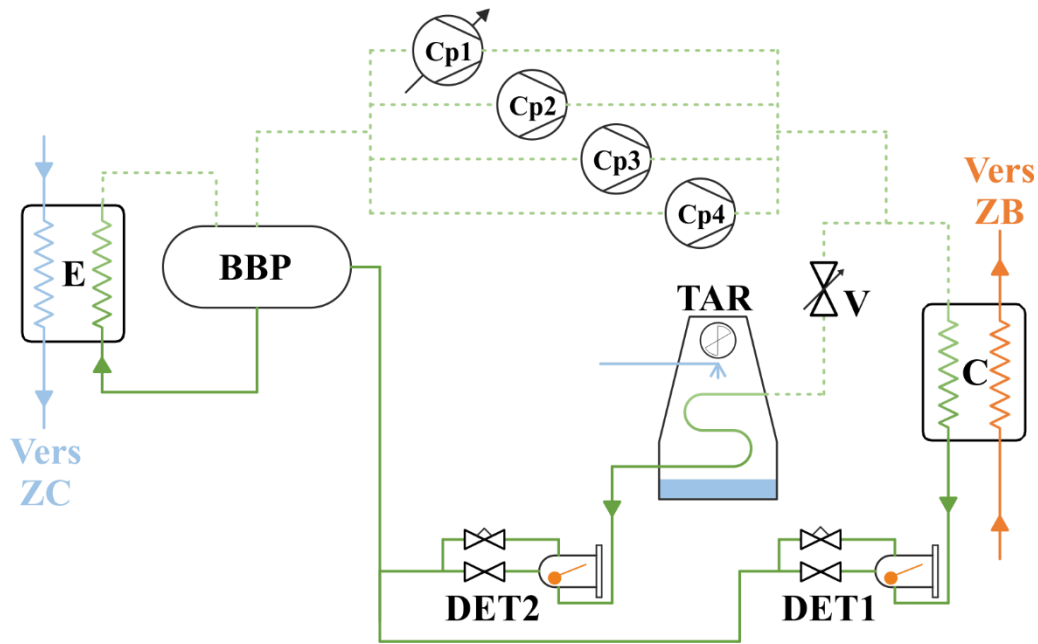


Figure 43. Schéma de principe simplifié de la pompe à chaleur
 E → Evaporateur ; C → Condenseur ; TAR → Tour Aéro-Réfrigérée ; DET → détendeur ; Cp → Compresseur

dans la TAR en cédant de la chaleur à l'air ambiant. L'ammoniac condensé passe ensuite dans des détendeurs à flotteur HP (DET1 et DET2), qui régulent les niveaux de liquide dans la TAR et le condenseur, avant d'être conduit dans une bouteille basse pression (BBP) qui sert de tampon pour éviter un coup de liquide. Le liquide est alors conduit dans un évaporateur à plaques (E) où il s'évapore en prélevant de la chaleur au circuit d'eau froide du PAT ETM (ZC). La vapeur est alors reconduite vers la bouteille BP avant de revenir vers les compresseurs pour fermer le cycle frigorifique.

Les quatre compresseurs sont des compresseurs à piston avec une puissance électrique maximale de 37,5 kW chacun, soit au total 150 kW. La puissance maximale transférée au circuit d'eau chaude est de 450 kW, soit un COP_{chaud} de 3. Les compresseurs peuvent fonctionner à trois niveaux de puissance : 33 %, 66 % ou 100% de leur puissance maximale. Cela permet d'ajuster la puissance nécessaire en fonction du besoin avec un premier réglage grossier. De plus, le compresseur Cp1 est quant à lui muni d'un variateur de fréquence. La fréquence de ce compresseur peut donc être ajustée entre 20 Hz et 50 Hz pour un réglage plus fin de la puissance de compression nécessaire.

Par ailleurs, pour s'assurer que la température souhaitée du circuit ZB soit atteinte, une partie de la chaleur de la condensation de l'ammoniac peut être évacuée via un condenseur-évaporatif (TAR) vers l'air ambiant. La fréquence du ventilateur de la TAR est réglable de 20 à 50 Hz ainsi que l'ouverture de la vanne V pour réguler le débit de vapeur vers la TAR. La régulation du fonctionnement de la TAR est délicate car la puissance thermique échangée dépend alors fortement des conditions extérieures, notamment la température et l'humidité spécifique de l'air ambiant. En été sur l'île de La Réunion, l'air extérieur monte parfois à des niveaux de température qui rendent difficile l'évacuation de la chaleur.

Description de la boucle d'eau chaude (ZB) et d'eau froide (ZC)

Les boucles ZB et ZC ont pour objectif d'alimenter les échangeurs de la boucle principale ZP en eau avec les températures et débits de consignes souhaités. Comme cela a été présenté en Figure 41, ces boucles d'eau possèdent chacune un ballon d'inertie (BI) qui assure deux fonctions :

- découpler les débits d'eau circulant dans les échangeurs de chaleur de ceux circulant dans la pompe à chaleur et
- assurer une inertie sur la température de l'eau.

Ainsi, les débits d'eau circulant dans les échangeurs de la PAC sont assurés par les pompes EPEC2 et EPEF2 tandis que les débits circulant dans les échangeurs de la boucle ZP du PAT ETM sont assurés par les pompes EPEC1 et EPEF1, qui sont équipées toutes deux de variateurs de fréquence pour permettre le réglage des débits circulant dans les échangeurs. Pour un réglage plus fin sur une plus large plage de débit, des vannes réglables pneumatiques ont été placées en aval de ces pompes (les vannes VRQ1). Dans chacun des circuits ZB et ZC, une conduite de bypass de la bouteille d'inertie a été installée avec une vanne réglable VRT1, dont l'ouverture est complémentaire à celle de la vanne VRT2 menant à la bouteille d'inertie. L'ouverture partielle de la vanne VRT1 provoque donc une fermeture partielle de la vanne VRT2, maintenant ainsi le débit total d'eau circulant dans la boucle constant. Dans la boucle ZB, l'ouverture de la VRT1 permet ainsi de réduire finement la température de l'eau arrivant dans l'évaporateur E. En effet, seule une partie plus faible du débit circulant dans la boucle va dans le ballon d'inertie et bénéficie des apports de la PAC. Dans la boucle ZC, l'ouverture de la VRT1 permet à l'inverse d'augmenter légèrement la température de l'eau arrivant dans le condenseur C si cette dernière est trop basse. Ces réglages sont destinés à un ajustement fin en cours d'essai pour compenser des fluctuations de température liées au fonctionnement de la PAC.

Pour un ajustement plus grossier des températures sans modifier le fonctionnement de la PAC, des traverses ont également été installées, comme indiqué sur la Figure 41. Les traverses sont des conduites qui permettent de mélanger l'eau chaude et l'eau froide. L'ouverture des traverses est utile dans plusieurs situations. Cela permet de faire fonctionner la PAC sans avoir à démarrer la boucle principale ZP. En effet, si on laisse fonctionner la PAC sans appeler de puissance sur ZP, la température de l'eau froide peut atteindre des valeurs très faibles et celle de l'eau chaude des valeurs très élevées, ce qui pose des problèmes de sécurité. L'ouverture des traverses permet de limiter ces variations de température. Les traverses sont alors ouvertes dans deux cas principaux : pour les opérations de vidange et de remplissage de la boucle ZP en ammoniac et la réalisation d'essai de fonctionnement à très faible puissance (faible débit d'ammoniac dans ZP).

Stratégies de régulation des températures des sources chaudes et froides.

Les températures de l'eau froide et de l'eau chaude peuvent donc être pilotées de plusieurs façons. Plusieurs ajustements sont possibles pour permettre à l'opérateur d'atteindre et de maintenir une consigne de température, certains réglages étant plus grossiers et d'autres plus fins. Dans cet ordre, les différentes méthodes de régulation sont :

- L'ouverture et la fermeture des traverses
- La régulation de la fréquence du compresseur Cp1 et/ou le démarrage des autres compresseurs et de leurs paliers.
- La régulation de la fréquence du ventilateur de la TAR et l'ouverture de la vanne en amont de la TAR
- L'ouverture ou la fermeture des vannes VRT1 et VRT2.

En pratique, ces ajustements permettent, lorsque l'on souhaite réaliser un essai en régime permanent, de compenser les variations de température que l'on peut observer qui sont dues notamment à des variations des températures de l'air ambiant qui modifient le fonctionnement de la TAR.

2.3. Description du système de mesure du PAT ETM

Le PAT ETM est équipé de plusieurs capteurs reliés à une centrale d'acquisition afin de permettre le pilotage, la régulation et l'exploitation des résultats des différents essais. L'acquisition se fait au rythme d'un enregistrement par seconde. Quatre types de capteurs sont présents sur le prototype : des capteurs de température, des capteurs de pression, des débitmètres et des capteurs de niveau. A cela, il faut également ajouter les informations d'ouverture ou de fermeture des différentes vannes pneumatiques, avec un pourcentage d'ouverture ou une information du type TOR (Tout Ou Rien). Les données concernant les différents capteurs sont regroupées dans le Tableau 10.

Les capteurs présentés dans cette partie sont ceux présents par défaut sur le PAT ETM dans toutes ses configurations. Le prototype ayant été amené à subir des modifications pour le test de certains échangeurs particuliers. En particulier, de nouveaux capteurs ont été ajoutés pour les tests des échangeurs EVAP6 et EVAP2. Les modifications du PAT ETM pour ces échangeurs spécifiques sont décrites au Chapitre 3.

Tableau 10. Détails des types de capteurs utilisés sur le PAT ETM

Capteur	Nombre	Description	Fabricant	Type	Précision (2016)	Précision (2019)
T	25	Capteur de température	Endress Hauser	PT-100 trois fils	$\pm (0,15+0,002T)$ avec T en °C	$\pm 0,01$ °C sur les écarts
P	13	Capteur de pression	Cerabar M Endress Hauser	0-16 bar	± 32 mbar	± 32 mbar
m	5	Débitmètre	Promass F Endress Hauser	Coriolis	$\pm 0,5$ %	$\pm 0,5$ %
L	2	Capteur de niveau	Kubler	Colonne de niveau en dérivation avec flotteur magnétique	$\pm 0,2$ mm	$\pm 0,2$ mm

La précision indiquée dans le Tableau 10 est la précision indiquée par le constructeur. Pour les capteurs de températures en particulier, si l'incertitude sur la valeur absolue de la température est relativement importante, elle peut être réduite lorsqu'il s'agit d'analyser les différences de température entre différents capteurs. En effet, les capteurs installés récemment permettent après étalonnage d'atteindre une précision d'un centième de degré sur les écarts de température entre les différents capteurs. En outre, des capteurs de températures du type PT100 trois fils étant utilisés, deux mesures de la température sont disponibles pour un même capteur. Cela permet de détecter une dérive ou une défaillance si les deux mesures discordent.

La position et la description des différents capteurs des boucles ZP, ZB et ZC sont fournies respectivement dans les Figure 44, Figure 45 et Figure 46 et dans les Tableau 11, Tableau 12 et Tableau 13 ci-après. Seuls les capteurs sur la partie fonctionnelle du site PAT ETM sont ici présentés, d'autres capteurs sont également présents notamment sur le sous-système des servitudes ZS et ne sont pas présentés ici (pression et température dans la bache de rétention, etc...). Ces différentes mesures permettent lors des essais de réguler convenablement les différents paramètres de fonctionnement du système et lors du dépouillement des résultats de déterminer en chaque point du cycle l'état du fluide et de faire les bilans d'énergie.

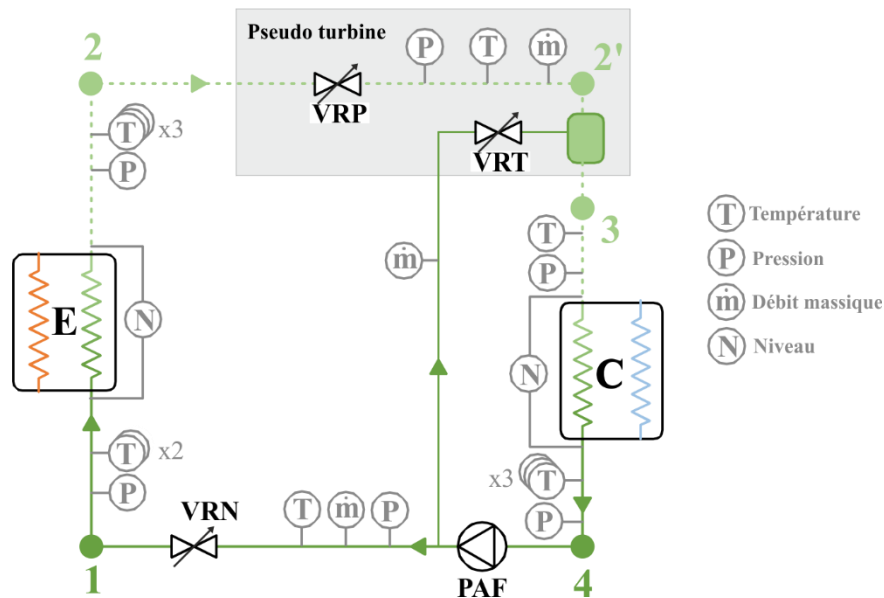


Figure 44. Position des capteurs dans la boucle ZP

Tableau 11. Détail des capteurs de la boucle ZP

Variable	Position	Remarque
T_1	Entrée évaporateur	Utilisé pour réguler le désurchauffeur
T_2	Sortie évaporateur	
$T_{2'}$	Sortie VRP	
T_3	Entrée condenseur	
T_4	Sortie condenseur	
T_5	Aval PAF, amont VRN	
P_1	Entrée évaporateur	
P_2	Sortie évaporateur	
$P_{2'}$	Sortie VRP	
P_3	Entrée condenseur	
P_4	Sortie condenseur	Pression maximale ZP
P_5	Aval PAF, amont VRN	
$\dot{m}_{liq}$	Aval PAF, amont VRN	
$\dot{m}_{vap}$	Aval VRP	
$\dot{m}_{des}$	Amont VRT	
N_{evap}	Colonne évaporateur	Niveau évaporateur
N_{cond}	Colonne condenseur	Niveau du condenseur

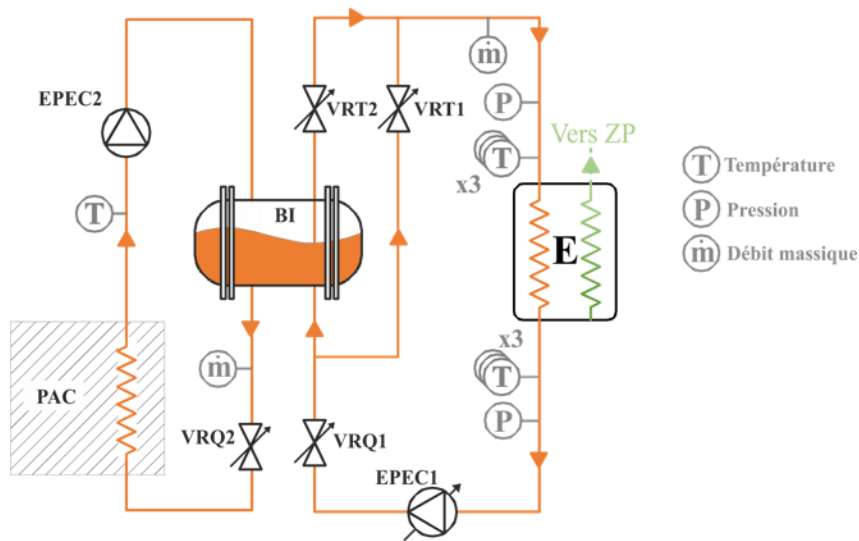


Figure 45. Position des capteurs dans la boucle ZB

Tableau 12. Détail des capteurs de la boucle ZB

Variable	Position	Remarque
$T_{ec,e}$	Entrée évaporateur	Température de la source chaude
$T_{ec,s}$	Sortie évaporateur	
$T_{ec,PAC}$	Sortie PAC	Température maximale
$P_{ec,e}$	Entrée évaporateur	Utile pour le calcul de pertes de charge
$P_{ec,s}$	Sortie évaporateur	
$\dot{m}_{ec}$	Entrée évaporateur	Débit d'eau chaude ZB
$\dot{m}_{ec, PAC}$	Amont PAC	Débit d'eau chaude PAC

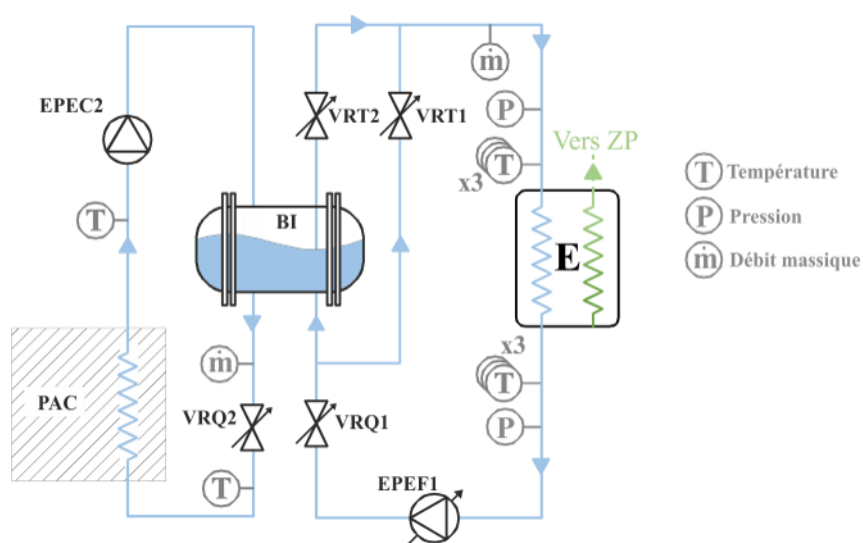
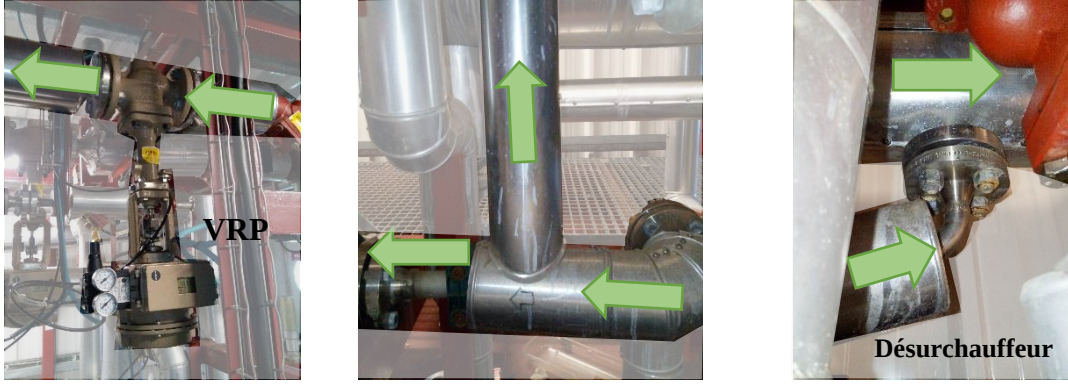


Figure 46. Position des capteurs de la boucle ZC

Tableau 13. Détail des capteurs de la boucle ZC

Variable	Position	Remarque
$T_{ef,e}$	Entrée évaporateur	Température d'eau froide
$T_{ef,s}$	Sortie évaporateur	
$T_{ef,PAC}$	Sortie PAC	Température minimal
$T_{ef,PAC, e}$	Entrée PAC	Sécurité température basse alimentation PAC
$P_{ef, e}$	Entrée évaporateur	Utiles pour le calcul de pertes de charge
$P_{ef,s}$	Sortie évaporateur	
$\dot{m}_{ef}$	Entrée évaporateur	Débit d'eau froide ZC
$\dot{m}_{ef, PAC}$	Amont PAC	Débit d'eau froide PAC



a. Vanne de détente isenthalpe (VRP) b. Piquage en aval de la pompe pour prélever une partie du liquide c. Injection de gouttelettes dans la vapeur

Figure 48. Photographies des éléments constitutifs de la pseudo-turbine sur le PAT-ETM

La vapeur issue de l'évaporateur (2) entre alors dans la pseudo-turbine. Là, elle est détendue de façon isenthalpe par la vanne de détente VRP. En aval de la VRP, la vapeur d'ammoniac est à basse pression et surchauffée (2'). On procède alors à une injection de gouttelettes dans le désurchauffeur pour se ramener au même état auquel le fluide aurait été si une turbine avait été présente (3). La Figure 48 présente des photographies des éléments constitutifs de la pseudo-turbine du PAT-ETM. Un rendement isentropique de turbine représentant les irréversibilités ayant lieu dans une turbine réelle est pris en compte dans le calcul du débit de gouttelettes injectées, ainsi la sortie de la pseudo-turbine (3) possède une entropie spécifique légèrement supérieure que celle qui aurait été obtenue si la détente avait été adiabatique et réversible (3_{is}). Le rendement isentropique de la pseudo-turbine est alors défini par :

$$\eta_{is,t} = \frac{h_3 - h_2}{h_{3is} - h_2} \quad (23)$$

Le bilan de masse et d'énergie dans le désurchauffeur est ensuite :

$$\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{des} = \dot{m}_{cond} \quad (24)$$

$$\dot{m}_{vap} h_{2'} + \dot{m}_{des} h_1 = (\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{des}) h_3 \quad (25)$$

L'ammoniac à l'état (3) entre alors dans le condenseur, où il cède sa chaleur latente à l'eau froide de la boucle ZC. Le condenseur à tube et calandre du PAT ETM fonctionne à contre-courant : les tubes les plus froids sont les premiers que la vapeur rencontre (passe du haut). Un léger sous-refroidissement peut être observé en sortie de condenseur (4) si le film ruisselant sur les derniers tubes est suffisamment épais. En négligeant les déperditions vers le milieu extérieur et en régime permanent, le bilan d'énergie du condenseur s'écrit alors :

$$\dot{Q}_{cond} = (\dot{m}_{liq} + \dot{m}_{des})(h_4 - h_3) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ef}(h_{ef,s} - h_{ef,e}) \quad (27)$$

Enfin, l'ammoniac liquide (4) est aspiré par la PAF puis refoulé vers le GC (1). La transformation dans la PAF n'est pas réversible, ainsi le liquide en sortie de la pompe est plus chaud et possède une entropie spécifique plus élevée que celle qui aurait été obtenue si la transformation avait été isentropique (1is). Ce phénomène est accentué par le fait que la pompe utilisée sur le PAT ETM est une pompe à rotor noyé : ainsi le fluide est utilisé pour refroidir le moteur de la pompe et la chaleur générée par les frottements est transmise directement au fluide de travail. En outre, la PAF ne possède pas de variateur de fréquence, le débit liquide est régulé par la vanne de détente VRN qui génère également des irréversibilités. Enfin, la PAF est localisée à l'étage inférieur du PAT ETM, tandis que les autres composants de la boucle ZP sont à l'étage supérieur soit 3 m plus haut. La pression P_5 mesuré par le capteur ZP15621P est donc nettement supérieure à la pression P_1 à l'entrée de l'évaporateur en raison de la pression hydrostatique liée au poids de la colonne de liquide au-dessus de la pompe, et des pertes de charges dans la VRN. Ce point (5) représentant l'état de l'ammoniac liquide à haute pression entre la PAF et la VRN n'a pas été représentée sur la Figure 47 pour des raisons de simplicité, et la transformation (4) $\rightarrow$ (5) $\rightarrow$ (1) sera simplifiée dans les calculs par une transformation directe (4) $\rightarrow$ (1). La consommation de la pompe étant très faible devant les variations d'enthalpie dans la pseudo-turbine, la transformation de (4) vers (1) n'a qu'une influence faible sur les performances globales du cycle. Le rendement isentropique et le travail fourni par la PAF au fluide de travail s'expriment alors respectivement par :

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{1is} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (28)$$

$$\dot{W}_{pompe} = (\dot{m}_{liq} + \dot{m}_{des})(h_1 - h_4) \quad (29)$$

3.2. Les régulations automatiques et asservissements

Plusieurs algorithmes de régulation ont été développés et implémentés sur l'automate du PAT ETM afin de permettre d'atteindre les conditions de fonctionnement souhaitées pour un point d'essai. Le paragraphe suivant décrit les différentes méthodes de régulation du PAT ETM.

Régulation de la pression dans le GV

Le pourcentage d'ouverture de la VRP est un paramètre essentiel qui influence directement le débit de vapeur qui sortira de l'évaporateur, et donc la pression qui règne dans ce dernier. En effet, pour une température et un débit d'eau chaude donnés, ouvrir la VRP diminue la perte de charge dans la pseudo-turbine, permettant ainsi de laisser passer un débit de vapeur plus important impliquant en régime permanent une pression plus faible dans l'évaporateur. A l'inverse, la fermeture de la VRP augmente la perte de charge entre le GV (Générateur de Vapeur) et le condenseur, diminuant le débit de vapeur et augmentant la pression du GV. Ce degré de liberté va donc permettre de définir la pression dans le GV, le débit d'ammoniac circulant dans la boucle ZP et donc le niveau de puissance

souhaité. Dans le cas d'une centrale ETM réelle, ce degré de liberté ne serait pas présent puisque la pression haute dans le GV et le débit d'ammoniac ne sont piloté que par l'aspect thermique des quantités de chaleur transmises dans les échangeurs et par les caractéristiques de la turbine qui ne serait pas dans ce cas bridée par une vanne de détente.

En générale, la consigne qui est demandée par l'opérateur est une consigne de puissance ou une consigne de débit d'ammoniac. Néanmoins, il serait difficile d'asservir l'ouverture de la VRP directement en fonction de la puissance échangée à l'évaporateur ou du débit d'ammoniac pour deux raisons principales :

- Le calcul de la puissance du GV en fonction des enthalpies à l'entrée et en sortie (équation (21)) n'est valable qu'en régime permanent et ne permet donc pas une régulation de la VRP en instantanée lors des transitoires.
- Le débit de vapeur mesuré est une série temporelle avec des fluctuations importantes liées à la présence de « paquets de vapeur ». Il n'est donc pas recommandé de définir la consigne d'un régulateur du type PID (Primitive Intégrale Dérivée) sur ce type de signal.

Pour ces deux raisons, l'ouverture de la VRP peut être définie soit manuellement, ou soit régulée par l'automate en fonction d'une consigne de pression dans le GV fournie par l'opérateur. Ce deuxième cas permet lors des phases de démarrage et des transitoires entre deux points de s'assurer que l'ouverture de la VRP va permettre de maintenir la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur au niveau souhaité. Le schéma bloc de la régulation de la VRP est alors fourni en Figure 49.

Si le plan d'expérience prévoit toutefois de réaliser un point de fonctionnement avec une puissance et une pression de changement d'état bien définies, comme cela a été le cas sur les dernières campagnes, l'idéal est alors de déterminer, de façon préalable aux essais, la température de l'eau chaude et la température de changement d'état de l'ammoniac qu'il faudrait pour atteindre la pression et la puissance souhaitée. Un ajustement manuel de la consigne ou de l'ouverture de la vanne VRP est ensuite nécessaire pour atteindre en régime permanent le débit la puissance désirée, ainsi qu'un réglage des températures de l'eau chaude fournie par la PAC pour ajuster la pression de changement d'état de l'ammoniac.

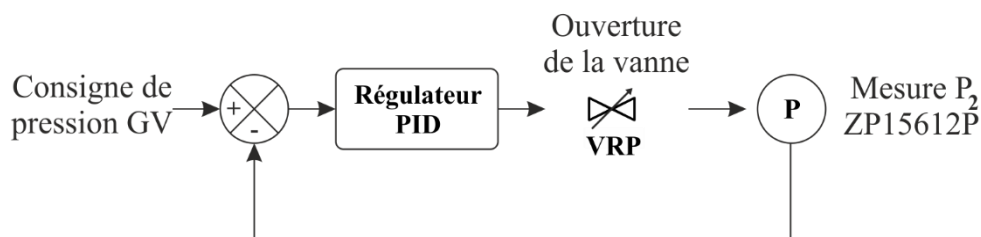


Figure 49. Schéma bloc de principe de la régulation de la pression dans le GV par ouverture de la VRP

Régulation du niveau dans le condenseur

En régime permanent, le débit d'ammoniac liquide doit toujours être égal au débit d'ammoniac vapeur. Si le débit vapeur est supérieur au débit liquide, le condenseur se remplit et l'évaporateur se vide, et inversement dans le cas contraire. Comme énoncé précédemment, le débit de vapeur est régulé par l'ouverture de la VRP en fonction des consignes de l'opérateur. Il est alors nécessaire d'ajuster le débit liquide afin de maintenir le niveau dans les échangeurs aux valeurs souhaitées. Le niveau mesuré dans le condenseur est plus sensible aux variations de charge en ammoniac que celui dans le GV, puisqu'il est mesuré dans le pot sous le condenseur, de section beaucoup plus faible que celle de la zone d'échange de l'évaporateur. La VRN sera donc asservie à un contrôleur dépendant d'une consigne sur le niveau du condenseur, comme le montre la Figure 50. Le niveau dans le condenseur ne doit pas être trop bas pour ne pas risquer un défaut d'alimentation de la PAF, ni trop haut pour ne pas noyer des tubes qui ne participerait alors plus à la condensation de l'ammoniac. La consigne de niveau idéale doit donc être entre 28 et 35 %. En pratique, la régulation automatique du niveau dans le GV est activée lors des phases de démarrage et des transitoires entre deux points de fonctionnement afin d'éviter un arrêt d'urgence sur niveau bas condenseur ou le noyage de ce dernier. En revanche, lorsque le régime permanent est établi, il est préférable de verrouiller l'ouverture la VRN en mode manuel afin d'éviter une ouverture ou une fermeture brusque de la vanne après un saut du flotteur qui reste parfois bloqué dans certaines positions.

Régulation du débit de désurchauffe

Le débit de désurchauffe pour l'injection de gouttelette est un paramètre essentiel pour s'assurer que le cycle du PAT ETM fonctionne de la même façon qu'une centrale ETM réelle. Une trop forte injection de gouttelette reviendrait à considérer un rendement de turbine irréaliste car potentiellement supérieur à 100 % et la présence d'un surplus de liquide qui viendrait ruisseler sur les tubes du condenseur et ainsi dégrader ses performances thermiques. Une injection de gouttelette insuffisante reviendrait à considérer le fonctionnement d'une turbine équivalente avec un très faible rendement isentropique, donc une très faible production électrique équivalente. Le débit de désurchauffe doit donc être déterminé en fonction du rendement isentropique souhaité de la pseudo-turbine. Ainsi, en utilisant la définition du rendement isentropique et les bilans de masse et d'énergie fournis dans les équations (23), (24) et (25), nous pouvons définir le processus de régulation du débit de désurchauffe comme fourni en Figure 51. Les mesures en aval de la PAF (T_5 , P_5 et $\dot{m}_{liq}$), en sortie de l'évaporateur (T_2 et P_2) et en aval du désurchauffeur

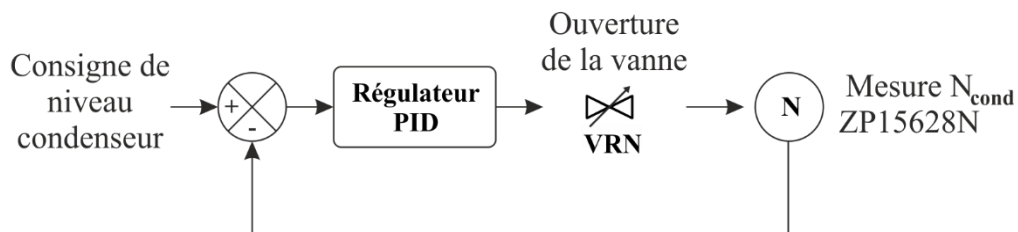


Figure 50. Schéma bloc de principe de régulation du niveau du condenseur par ouverture de la VRN

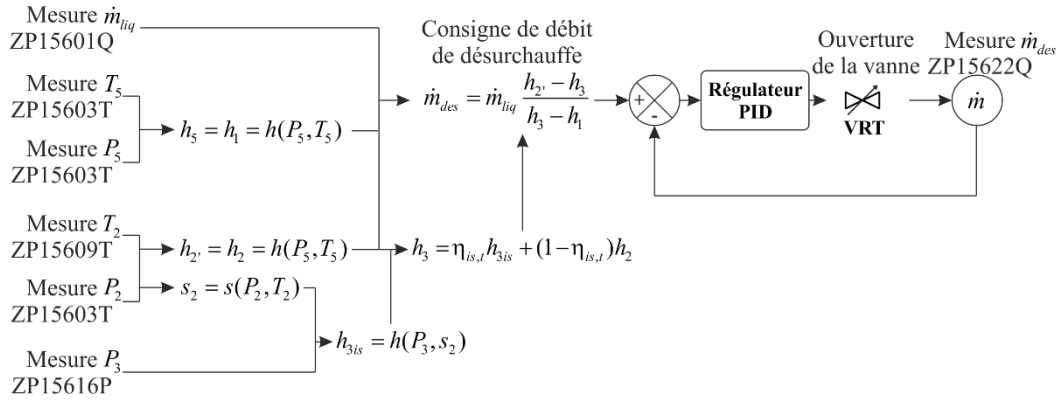


Figure 51. Schéma bloc de principe de régulation du débit de désurchauffe par ouverture de la VRT

(P_3) ainsi qu'une consigne de rendement isentropique $\eta_{is,t}$ permettent de calculer l'enthalpie spécifique h_3 en entrée du condenseur et d'en déduire le débit de désurchauffe $\dot{m}_{des}$ nécessaire pour atteindre cette valeur. La valeur de rendement isentropique de la pseudo-turbine qui a été fixée sur le PAT ETM est de $\eta_{is,t} = 0,87$.

Régulation des débits d'eau chaude et d'eau froide

Les débits d'eau chaude et d'eau froide sont fixés par une consigne de l'opérateur. Il existe alors deux façons d'atteindre cette consigne sur le PAT ETM :

- En modifiant l'ouverture des vannes de bridage VRQ1
- En modifiant la fréquence des pompes de circulation EPEC1 et EPEF1.

La Figure 52 présente le schéma bloc de la régulation du débit d'eau chaude, celui de l'eau froide étant identique. En pratique, les deux modes de régulations ne doivent pas être actifs en même temps. Il convient lors du démarrage de fixer dans un premier temps la fréquence de la pompe à 80 % et d'activer la régulation par ouverture de la VRQ. Une fois la valeur de consigne quasiment atteinte, l'ouverture de la VRQ est fixée et la régulation de la fréquence de la pompe est activée pour un réglage plus fin. Une fois le débit souhaité atteint, les deux régulations peuvent alors être désactivées. La fréquence de la

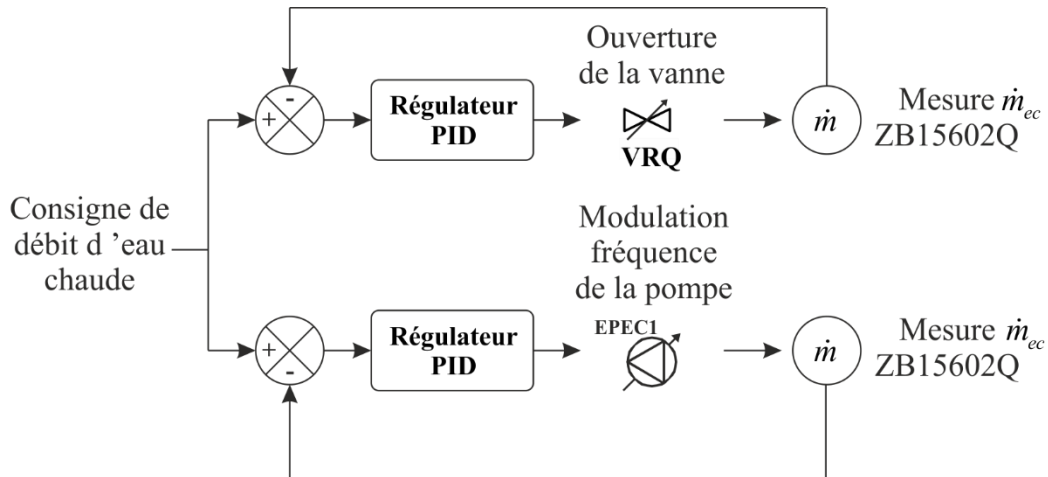


Figure 52. Schéma bloc de principe de régulation du débit d'eau chaude par ouverture de la VRQ et modulation de la fréquence de la pompe EPEC1

pompe et l'ouverture de la vanne sont alors fixées afin d'obtenir un débit d'eau le plus stable possible.

Régulation des températures d'eau chaude et d'eau froide

L'ouverture des vannes VRT1 et VRT2 peuvent être modulées par un PID dans le but de respecter une consigne de température en entrée de l'évaporateur. Néanmoins, il a été constaté en cours d'essai que cette régulation a tendance à perturber le débit global d'eau circulant dans les échangeurs. Aussi, il est recommandé de régler la température manuellement en utilisant les différents leviers disponibles et présentés en [2.2](#).

3.3. Analogie entre le cycle du PAT ETM et un cycle ORC équivalent qui produirait de l'électricité

Comme cela a été décrit précédemment, une turbine idéale conduirait la vapeur à subir une transformation isentropique, c'est-à-dire adiabatique et réversible. En réalité, le travail fourni par une turbine réelle est inférieur à celui d'une transformation isentropique, à cause notamment des frottements. Le rendement isentropique d'une turbine réelle s'exprime donc comme décrit dans l'équation (23) par le rapport entre le travail massique de la turbine sur celui produit par une transformation isentropique. Dans le cadre du PAT ETM, l'hypothèse est prise qu'une turbine réelle travaillerait avec un rendement isentropique de 87 %. C'est à partir de cette hypothèse que le fonctionnement de la pseudo-turbine est établi et que l'on peut définir le travail qui serait produit par un cycle ORC qui fonctionnerait dans les mêmes conditions que le PAT ETM.

Même si le PAT ETM n'est pas muni d'une réelle turbine reliée à un alternateur (cf. Figure 53.a.), l'ammoniac subit l'équivalent de l'ensemble des transformations qui ont

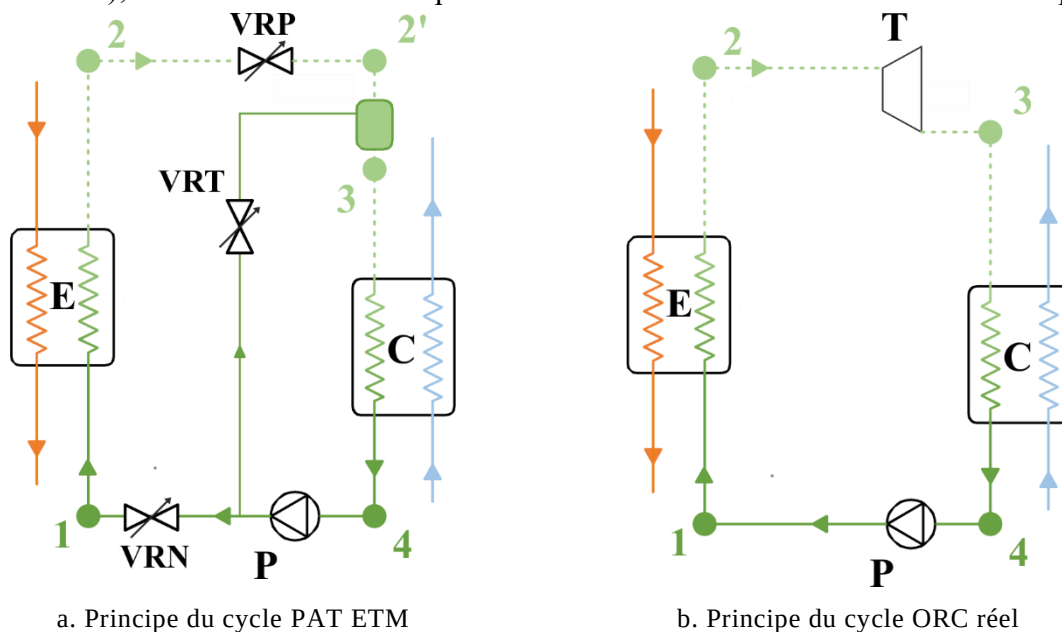


Figure 53. Analogie entre le cycle du PAT ETM et un cycle ORC réel.

lieu dans un ORC réel (cf. Figure 53.b.), et il est possible de déterminer quel travail mécanique aurait pu être produit par ce cycle, et donc la production électrique équivalente.

Calcul de la puissance et du rendement du cycle ORC équivalent

Dans le PAT ETM, aucun travail mécanique n'est produit et le calcul direct d'un rendement thermique de cycle n'est donc pas possible. Néanmoins, le rendement d'un cycle ORC réel équivalent peut être déterminé à partir des mesures effectuées sur le banc d'essai. Pour cela, quelques hypothèses doivent être posées pour la définition du cycle ORC équivalent :

- Les valeurs des variables d'état intensives du fluide de travail sont les mêmes en chaque point du cycle du PAT ETM et du cycle ORC équivalent :

$$\forall i \in \{1, 2, 3, 4\}, \begin{cases} h_i^{ORC} = h_i^{PAT} = h_i \\ s_i^{ORC} = s_i^{PAT} = s_i \\ P_i^{ORC} = P_i^{PAT} = P_i \\ T_i^{ORC} = T_i^{PAT} = T_i \end{cases} \quad (30)$$

- Le débit dans le cycle ORC équivalent est constant sur toute la boucle et égal au débit circulant dans l'évaporateur et dans la VRP du PAT ETM :

$$\dot{m}_1^{PAT} = \dot{m}_2^{PAT} = \dot{m}_1^{ORC} = \dot{m}_2^{ORC} = \dot{m}_3^{ORC} = \dot{m}_4^{ORC} = \dot{m}_{evap} \quad (31)$$

$$\dot{m}_3^{PAT} = \dot{m}_4^{PAT} = \dot{m}_{cond} = \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{des} \quad (32)$$

- Les déperditions vers le milieu extérieur sont négligées.

Le bilan énergétique dans chacun des composants des deux cycles peut alors être effectué de la manière suivante :

- Bilan énergétique du cycle PAT ETM :

$$\dot{Q}_{evap}^{PAT} = \dot{m}_{evap} (h_2 - h_1) \quad (33)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{PAT} = \dot{m}_{cond} (h_4 - h_3) \quad (34)$$

$$\dot{W}_{pompe}^{PAT} = \dot{m}_{cond} (h_1 - h_4) \quad (35)$$

L'application du premier principe de la thermodynamique nous donne alors :

$$\dot{Q}_{evap}^{PAT} + \dot{Q}_{cond}^{PAT} + \dot{W}_{pompe}^{PAT} = 0 \quad (36)$$

Le développement de l'équation (36) ramène au bilan enthalpique du désurchauffeur fournit en équation (25).

- Bilan énergétique du cycle ORC équivalent :

$$\dot{Q}_{evap}^{ORC} = \dot{m}_{evap} (h_2 - h_1) = \dot{Q}_{evap}^{PAT} = \dot{Q}_{evap} \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{ORC} = \dot{m}_{evap} (h_4 - h_3) < \dot{Q}_{cond}^{PAT} \quad (38)$$

$$\dot{W}_{pompe}^{ORC} = \dot{m}_{evap} (h_1 - h_4) < \dot{W}_{pompe}^{PAT} \quad (39)$$

$$\dot{W}_{turb}^{ORC} = \dot{m}_{evap} (h_3 - h_2) \quad (40)$$

L'application du premier principe de la thermodynamique nous donne alors :

$$\dot{Q}_{evap}^{ORC} + \dot{Q}_{cond}^{ORC} + \dot{W}_{pompe}^{ORC} + \dot{W}_{turb}^{ORC} = 0 \quad (41)$$

En combinant l'équation (25) et l'équation (41), il vient également :

$$\dot{W}_{turb}^{ORC} = \dot{m}_{evap} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{des} (h_1 - h_3) \quad (42)$$

Le rendement thermique du cycle équivalent s'exprime alors par :

$$\eta_{th} = \left| \frac{\dot{W}_{turb}^{ORC}}{\dot{Q}_{evap}} \right| \quad (43)$$

La puissance thermique échangée dans l'évaporateur est la même dans le cycle du PAT ETM et l'ORC équivalent. En revanche, le condenseur et la pompe sont considérés dans l'ORC équivalent comme fonctionnant avec un débit massique plus faible que celui rencontré dans la réalité du banc d'essai, ce qui implique des échanges énergétiques moindre, compensés par le travail de la turbine. La puissance mécanique délivrée à la turbine du cycle équivalent dépend finalement très fortement du débit de désurchauffe obtenu lors de l'expérimentation. Ce débit est donc le paramètre clé à déterminer au pilotage pour rendre l'analogie entre le cycle du PAT ETM et un cycle ORC équivalent possible.

3.4. Protocole opératoire des principaux essais du PAT ETM

Protocole des essais préliminaires de vérification des capteurs

Les capteurs du PAT ETM font l'objet d'étalonnages réguliers. Néanmoins, pour détecter les éventuelles dérives ou défaillances de capteurs entre deux périodes d'essai, des procédures destinées à vérifier la cohérence des mesures ont été mises en place dans le but de sécuriser les résultats obtenus.

- Vérification de la cohérence entre les mesures des différents capteurs de pression

Avant le remplissage en ammoniac du circuit ZP, l'ensemble du circuit est uniquement rempli d'ammoniac à l'état de vapeur sans aucun bouchon liquide. La différence d'altitude entre les différents capteurs ne justifie alors pas l'existence d'un écart de pression entre les différents capteurs (pour de la vapeur d'ammoniac à 25 °C et 10 bar, la masse volumique est de 7,78 kg.m⁻³ et l'écart de pression entre deux capteurs séparés par une différence d'altitude de 3 m serait de $\Delta P = \rho gh = 2,3$ mbar, soit bien inférieure à la précision des capteurs). Nous pouvons alors considérer que la pression dans l'ensemble du système ZP est homogène.

Le protocole est alors de remplir le système initialement sous vide en ouvrant la vanne reliant les circuits vapeurs du système ZP et de la bache de rétention. La vanne est ouverte jusqu'à atteindre une pression de 1 bar puis refermée. Après une période de stabilisation, l'opération est répétée jusqu'à atteindre la pression de 2 bar, et ainsi de suite par pas de 1 bar jusqu'à équilibrer la pression du système et celle de la bache de rétention de l'ammoniac. Les écarts entre les différents capteurs de pression pourront alors être mesurés pour différents niveaux de pression. Les capteurs défaillants peuvent ainsi être détectés, et ceux présentant une dérive peuvent être corrigés.

- Vérification de la cohérence des capteurs de température

En ce qui concerne les capteurs de température, la vérification est plus délicate que pour les capteurs de pression. En effet, même si le système n'est rempli que de vapeur, une stratification des températures est observée avec des températures plus chaudes dans les capteurs les plus élevés. Plusieurs tests peuvent tout de même être réalisés pour vérifier la cohérence des différentes températures annoncées :

- Inversion de capteurs : inverser deux sondes peut permettre de vérifier si les mesures effectuées en un même point par deux sondes différentes concordent.
- Mise en circulation uniquement dans les circuits d'eau : en faisant circuler l'eau uniquement avec un circuit ZP à vide, on observe une légère augmentation de la température de l'eau dans le temps du au fonctionnement des pompes. Il est toutefois nécessaire un de démarrer la PAC avec les traverses ouvertes pour composer les apports de chaleur par les pompes et stabiliser les températures. Ainsi, il est possible d'obtenir de l'eau circulant dans les circuits pendant un temps d'au moins 20 minutes à température constante. On peut alors considérer que l'équilibre est atteint et que les températures dans les différents points des circuits ZB et ZC sont uniformes. Les différentes valeurs indiquées par les capteurs de chaque boucle peuvent alors être comparées.
- Pour les évaporateurs équipés d'une pompe de recirculation, une procédure similaire à la précédente a été mise au point pour tester les capteurs de température à l'intérieur du GV. Il s'agit de remplir d'ammoniac liquide l'évaporateur et de faire circuler cet ammoniac en boucle fermée sur l'évaporateur. En parallèle, l'eau circule dans ZB avec la PAC en marche traverses ouvertes pour stabiliser les températures. La mise en équilibre des températures d'eau et d'ammoniac peut alors être atteinte.

- Vérification de la cohérence des capteurs de niveau

Il s'agit d'une simple vérification de la bonne corrélation entre le niveau indiqué par le capteur en % et l'altitude réelle mesurée du niveau de liquide.

- Vérification de la cohérence entre pression et température

A une interface liquide-vapeur d'ammoniac, la température est forcément la température de saturation à la pression du système. La stratification peut ensuite faire que la température du liquide soit de plus en plus sous-refroidie avec la profondeur et la vapeur de plus en plus surchauffée avec l'altitude. Le test consiste alors à placer le niveau de la surface du liquide juste à l'emplacement du doigt de gant d'un capteur de température. La température mesurée par la sonde correspondante peut alors être comparée à la température de saturation calculée pour la pression mesurée dans la partie vapeur. Ce test a deux intérêts :

- Vérifier que les températures et pressions mesurées soient cohérentes entre elles
- Détecter une présence éventuelle d'incondensables (azote, etc...) qui viendraient polluer l'ammoniac.

Protocole d'un essai en régime permanent

Lorsque les différentes vérifications ont été effectuées, le banc d'essai est prêt à fonctionner. Si l'objectif est de réaliser un essai en régime permanent, il faut d'abord définir les consignes à fournir pour obtenir les conditions souhaitées. Cela est réalisé lors de la réalisation du programme d'essai, ou plan d'expérience. Le PAT ETM dispose de 5 degrés de libertés principaux que l'on peut faire varier :

- Le débit de l'eau chaude
- La température de l'eau chaude
- Le débit de l'eau froide
- La température de l'eau froide
- Le débit d'ammoniac ou la pression dans le GV ou la puissance thermique

Ces cinq degrés de liberté peuvent être modifiés indépendamment les uns des autres, dans la limite des capacités du banc d'essai. Le programme d'essai consiste donc à explorer de la façon la plus complète possible cet espace à 5 dimensions en faisant varier les différents paramètres. Néanmoins, l'impact du débit d'eau liquide sur les variations du coefficient d'échange dans un échangeur étant relativement bien connu, et la température de l'eau froide étant un paramètre très peu variable dans le cadre de l'ETM, l'évolution des performances est surtout attendue en fonction du niveau de puissance et de la température de l'eau chaude (et donc de la pression d'évaporation dans le GV).

Le protocole pour valider un essai en régime permanent est alors le suivant :

- Mise en service des pompes des boucles d'eau ZB et ZC, activation de la régulation des débits d'eau avec les consignes souhaitées.

- Démarrage de la PAC, mise en température des boucles d'eau suivant les consignes.
- Lorsque la différence de pression est suffisante entre le condenseur et l'évaporateur de la boucle ZP, mise en circulation de l'ammoniac par ouverture et activation des régulations de la VRN et de la VRP. Début du fonctionnement du cycle. Fermeture du circuit de recirculation de sécurité de la PAF une fois un débit liquide suffisant établi.
- Mise en service du débit de recirculation.
- Modification de l'ouverture de la VRP pour atteindre le débit de vapeur souhaité (ou la puissance souhaitée), régulation de la VRN en conséquence. Ajustement de la puissance des compresseurs, de l'éventuelle ouverture des traverses, de la fréquence de la TAR pour que la puissance générée par la PAC corresponde à la puissance de ZP.
- Une fois le régime permanent atteint, blocage de l'ouverture des vannes et de la fréquence des pompes. L'essai est validé si les températures d'alimentation en eau chaude et en froide, les pressions dans ZP et les débits d'eau et d'ammoniac n'ont pas subi de variations pendant une durée minimale de 20 minutes. La tolérance de variations des différentes mesures sur cette durée est fournie en Tableau 14. Si certaines fluctuations sont autorisées durant un enregistrement, une pente qui montre une évolution d'une variable ne l'est pas. Dans ce cas, les paramètres d'ouvertures de vannes ou de la TAR peuvent être légèrement ajustés pour stabiliser le signal.
- Une fois un enregistrement de 20 minutes obtenu dans les tolérances exigées, les 5 minutes d'enregistrement les plus stables sont extraites du signal par une méthode de minimisation de la somme des écart-types sur une fenêtre glissante. Les mesures finalement retenues pour cet essai en régime permanent sont alors les moyennes des différents capteurs sur cette période de 5 minutes les plus stables.

Tableau 14. Tolérances des fluctuations des mesures pendant un enregistrement en régime permanent

Type de mesure	Tolérance des fluctuations lors d'un essai en régime permanent (fonctionnement EVAP1 2016)	Tolérance des fluctuations lors d'un essai en régime permanent (fonctionnement EVAP6 et EVAP2 2018-2020)
Température	$\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$ pendant 5 minutes
Pression ZP	$\pm 100 \text{ mbar}$	$\pm 30 \text{ mbar}$
Débits d'eau ZB et ZC	$\pm 0,2 \text{ kg/s}$	$\pm 0,2 \text{ kg/s}$
Débit d'ammoniac ZP	$\pm 0,005 \text{ kg/s}$	$\pm 0,005 \text{ kg/s}$

4. Description des essais menés sur le PAT ETM

Dans le présent paragraphe, nous présentons le détail des résultats pour un des essais menés sur le PAT ETM. Il s'agit d'un essai réalisé avec un évaporateur à tubes et calandres avec des tubes lisses ailettes (EVAP1). Un bilan sur la campagne réalisée avec cet évaporateur pendant les mois de novembre-décembre 2015 est ensuite présentée.

4.1. Présentation d'un essai type

Les consignes à atteindre pour l'essai en régime permanent qui est présenté ici sont les suivantes :

- Débit d'eau chaude : 45 kg/s
- Débit d'eau froide : 30 kg/s
- Température de l'eau chaude : 28 °C
- Température de l'eau froide : 5,2 °C
- Débit d'ammoniac : 0,34 kg/s

Il s'agit donc d'un essai correspondant à un fonctionnement d'une centrale ETM en été à La Réunion. Une stabilisation de l'essai a pu être réalisée pendant 20 minutes et les 5 minutes les plus stables ont été extraites pour l'analyse. Les différents enregistrements obtenus sont alors les suivants :

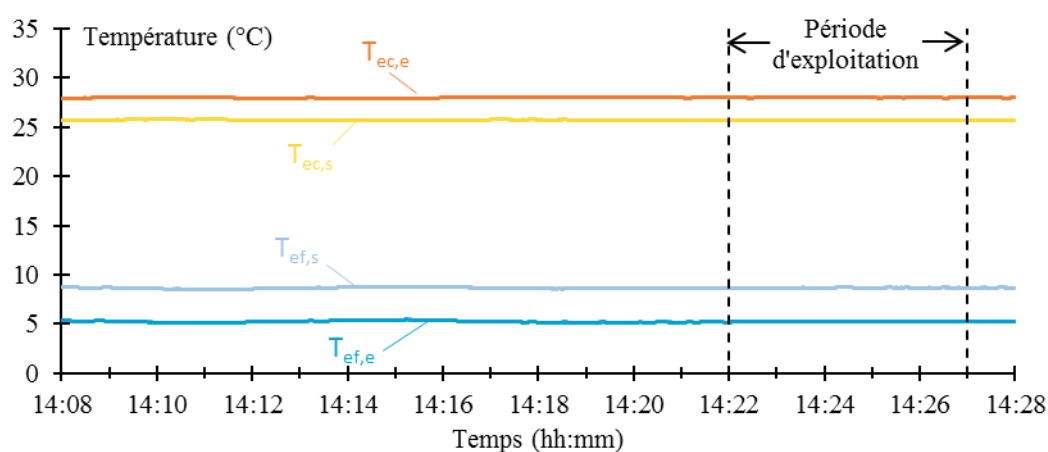


Figure 54. Evolution des températures des boucles d'eau chaude ZB et d'eau froide ZC durant les 20 minutes d'un essai

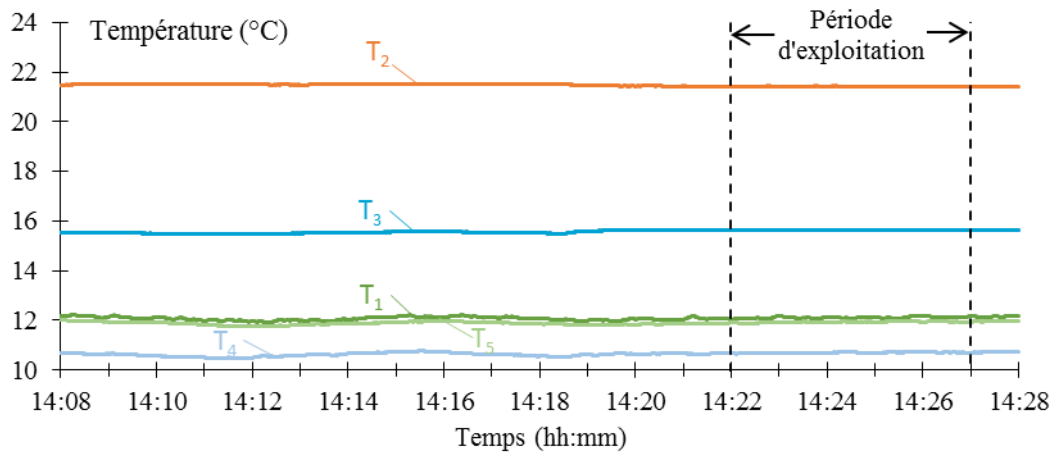


Figure 55. Evolution des températures de la boucle d'ammoniac ZP durant les 20 minutes d'un essai

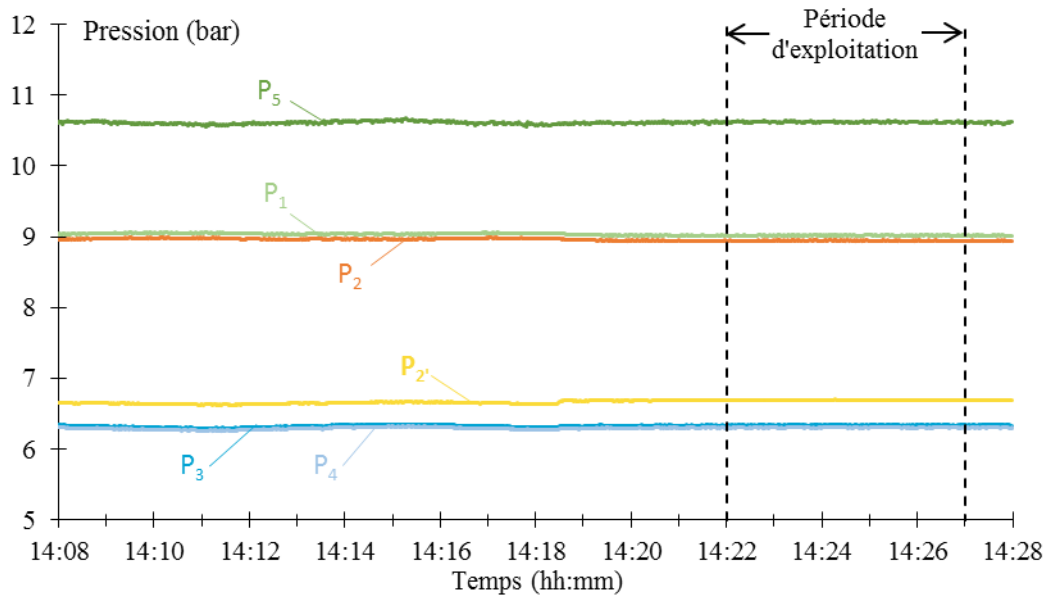


Figure 56. Evolution des pressions de la boucle d'ammoniac ZP durant les 20 minutes d'un essai

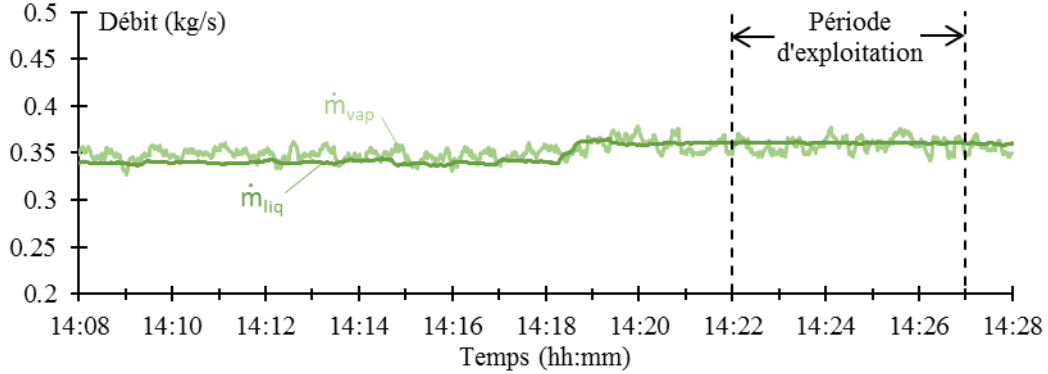


Figure 57. Evolution du débit d'ammoniac liquide et vapeur de la boucle principale ZP durant les 20 minutes d'un essai

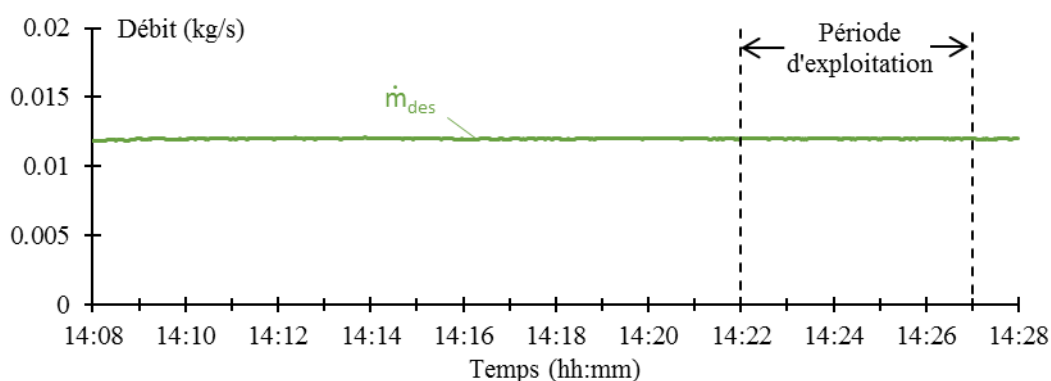


Figure 58. Evolution du débit de désurchauffe de ZP durant les 20 minutes d'un essai

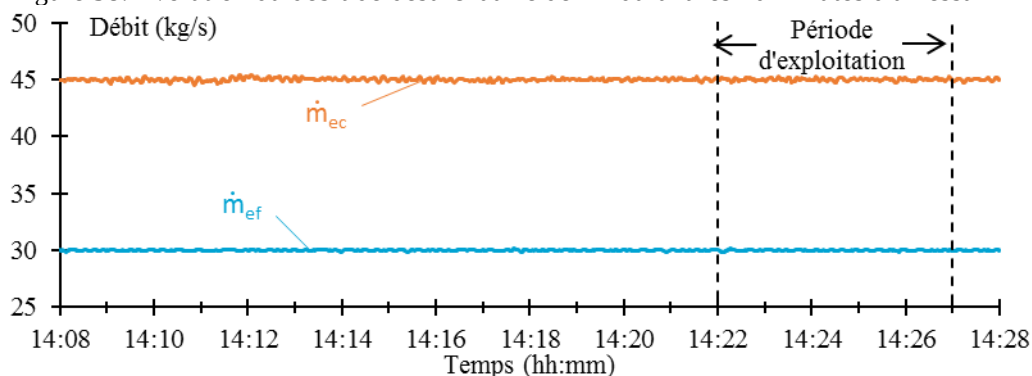


Figure 59. Evolution des débits d'eau chaude (ZB) et d'eau froide (ZC) durant les 20 minutes d'un essai

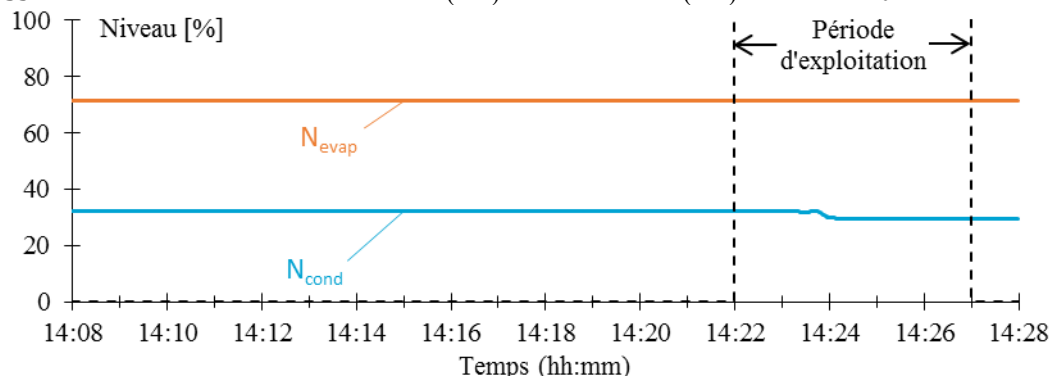


Figure 60. Evolution des niveaux d'ammoniac dans les échangeurs durant les 20 minutes d'un essai

Les enregistrements des Figure 54 à Figure 59 montrent l'évolution des différentes mesures du PAT ETM pendant les 20 minutes d'un enregistrement en régime permanent. Les 5 minutes les plus stables qui ont été extraites pour l'exploitation des résultats sont également indiquées. Les différentes variables restent très stables durant cette période, les exigences fournies au Tableau 14 sont largement respectées. Le Tableau 15 fournit pour chaque capteur la moyenne, l'étendue et l'écart-type des enregistrements effectués.

Tableau 15. Statistiques des différentes mesures lors des 5 minutes retenues pour l'exploitation

	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _{2'} (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T _{ec, e} (°C)	T _{ec, s} (°C)	T _{ef, e} (°C)	T _{ef, s} (°C)
Moyennes	12.11	21.42	15.63	10.78	10.69	11.92	27.98	25.69	5.23	8.69
Maximum	12.18	21.44	15.64	10.81	10.74	11.97	28.01	25.71	5.28	8.73
Minimum	12.02	21.41	15.63	10.75	10.65	11.87	27.94	25.67	5.19	8.66
Etendue	0.15	0.03	0.01	0.06	0.09	0.10	0.07	0.04	0.09	0.07
Ecarts-type	0.03	0.01	0.00	0.01	0.02	0.02	0.01	0.01	0.02	0.01

	P₁ (bar)	P₂ (bar)	P_{2'} (bar)	P₃ (bar)	P₄ (bar)	P₅ (bar)	P_{ec, e} (bar)	P_{ec, so} (bar)	P_{ef, e} (bar)	P_{ef, s} (bar)
Moyennes	9.02	8.95	6.69	6.34	6.30	10.62	2.66	2.36	2.55	2.15
Maximum	9.03	8.95	6.70	6.35	6.31	10.64	2.67	2.40	2.56	2.19
Minimum	9.01	8.94	6.68	6.33	6.30	10.60	2.66	2.34	2.55	2.12
Etendue	0.02	0.01	0.02	0.02	0.02	0.05	0.01	0.07	0.01	0.07
Ecart-type	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.00	0.01	0.00	0.01

	m_{liq} (kg/s)	m_{vap} (kg/s)	m_{des} (kg/s)	m_{ec} (kg/s)	m_{ef} (kg/s)	N_{evap} (%)	N_{cond} (%)
Moyennes	0.361	0.359	0.01200	45.00	30.00	71.52	30.35
Maximum	0.362	0.377	0.01206	45.26	30.13	71.52	32.02
Minimum	0.359	0.341	0.01195	44.73	29.86	71.52	29.30
Etendue	0.003	0.036	0.00012	0.53	0.26	0.01	2.72
Ecart-type	0.001	0.008	0.00002	0.11	0.05	0.00	1.28

Les seules variations observées lors de cet enregistrement sont une augmentation du débit liquide à 14h19 (Figure 57) et une diminution du niveau du condenseur à 14h24 (Figure 60). La première est liée à une ouverture légère de la VRN afin d'égaliser les débits liquide et vapeur. Cet ajustement a eu lieu avant la période d'exploitation et ne remet pas en cause l'établissement du régime permanent. La seconde est due à un décrochage du flotteur du condenseur qui était resté bloqué dans une position. Il ne représente pas une variation brusque réelle du niveau du condenseur. En raison de la stabilité des signaux et des faibles étendues des différents enregistrements, le régime permanent est donc validé pour cet essai, et les valeurs retenues pour les différentes variables sont les moyennes indiquées au Tableau 15. On constate également que le débit vapeur et le débit liquide mesurés sur la boucle ZP sont très proches l'un de l'autre (écart relatif de 0,6 % entre la vapeur et le liquide). Etant donné que le débit liquide est plus stable que le débit vapeur à cause des fluctuations de ce dernier en aval de la VRP (*cf.* Figure 57), seule la moyenne du débit liquide est retenue comme valeur pour le débit d'ammoniac circulant dans la boucle ZP.

4.2. Analyse énergétique d'un essai

Les mesures présentées au 4.1. ayant été validées en régime permanent, il est alors possible de déterminer complètement l'état des différents points du cycle PAT ETM d'un point de vue thermodynamique, comme cela est présenté au Tableau 16. Chaque variable d'état est déterminée à partir des équations d'état de l'ammoniac et du couple (P, T) aux différents points du cycle, sauf au point 3. En effet, ce point étant sous la courbe de saturation, le calcul de l'enthalpie est effectué par le bilan énergétique dans le désurchauffeur. Les équations d'état utilisées pour l'ammoniac sont fournies par la bibliothèque Coolprop [32]. Les diagrammes T-s et P-h réels du cycle du PAT ETM sont également tracés en Figure 61.

Tableau 16. Détails des variables d'état de l'ammoniac et de l'eau aux différents point du cycle du PAT ETM

	Pression	Température	Débit massique	Enthalpie spécifique	Entropie Spécifique	Volume massique	Etat	Température de saturation	Surchauffe ou sous-refroidissement
	P	T	$\dot{m}$	h	s	v		$T_{sat}(P)$	$\Delta T = T - T_{sat}(P)$
	[bar]	[°C]	[kg/s]	[KJ/kg]	[KJ/(K.kg)]	[m³/kg]		[°C]	[°C]
1	9.02	12.11	0.361	399.74	1.672	0.00161	Liquide	21.59	-9.48
2	8.95	21.42	0.361	1 624.52	5.833	0.14328	Vapeur	21.33	0.09
2'	6.69	15.63	0.361	1 626.47	5.968	0.19256	Vapeur	12.46	3.17
3	6.34	10.78	0.373	1 585.09	5.847	0.19455	Diphasique	10.88	-0.10
4	6.30	10.69	0.373	392.97	1.649	0.00160	Liquide	10.72	-0.03
5	10.62	11.92	0.373	398.97	1.668	0.00161	Liquide	26.86	-14.94
Entrée EC	2.66	27.98	45.001	117.51	0.409	0.00100			
Sortie EC	2.36	25.69	45.001	107.93	0.377	0.00100			
Entrée EF	2.55	5.23	29.998	22.25	0.080	0.00100			
Sortie EF	2.15	8.69	29.998	36.75	0.132	0.00100			

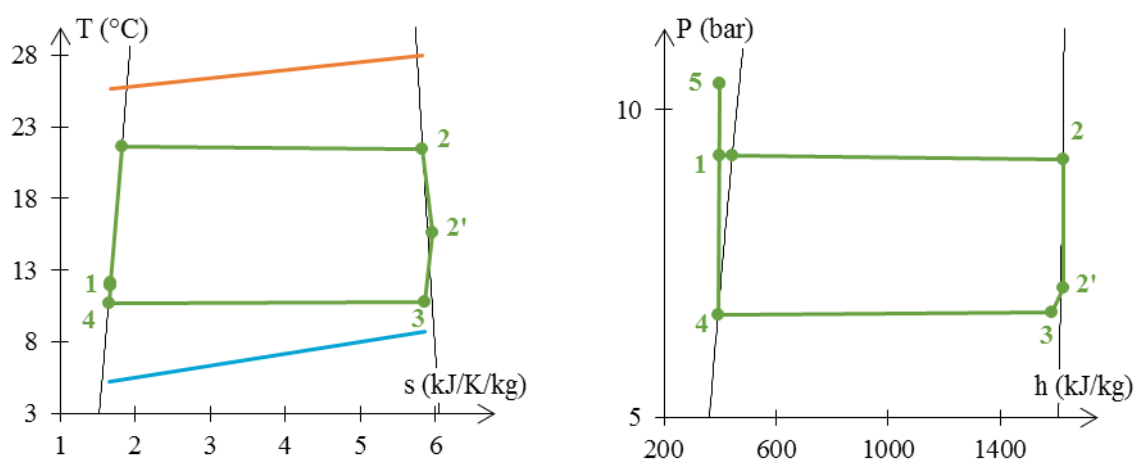


Figure 61. Diagramme T-s et P-h réels du cycle PAT ETM issus des mesures d'un essai en régime permanent

L'ammoniac entre dans l'évaporateur au point (1) à l'état de liquide avec un sous-refroidissement de 9,48 °C. En sortie de l'évaporateur (2), la surchauffe de la vapeur mesurée est de 0,09 °C, ce qui est inférieur à la précision du capteur. La vapeur en aval du GV peut donc être considérée comme étant à saturation.

En aval de la VRP, la vapeur détendue (2') possède une enthalpie spécifique très proche de celle en amont de la VRP : l'écart relatif n'est que de 0,1 %, ce qui est largement inférieur à l'incertitude de la mesure. Cela confirme que la VRP produit une détente isenthalpe.

Après l'injection de gouttelettes dans le désurchauffeur, le mélange diphasique obtenu (3) n'est plus à la même pression que la vapeur en aval de la VRP (2'), contrairement à ce que cela avait été supposé en 3.1. La chute de pression mesurée dans le désurchauffeur

est de 0,35 bar. Cela ne modifie cependant pas le bilan énergétique du désurchauffeur, puisque l'enthalpie au point (2') est indépendante de la pression et que le rendement isentropique entre les points (2) et (3) est indépendant du chemin suivi car défini en fonction de variables d'état. De plus, la température mesurée au point (3) est de 0,1 °C inférieure à la température de saturation. Cette valeur est inférieure à la précision du capteur, l'ammoniac peut donc bien être considéré comme étant sous la courbe de saturation. Enfin, il est également possible de vérifier le rendement isentropique de la turbine obtenu à partir des mesures en utilisant l'équation (23) :

$$\begin{aligned} h_{3is} &= 1581.30 \quad \text{kJ/kg} \\ \eta_{ist} &= 91.21 \quad \% \end{aligned}$$

La valeur obtenue est donc légèrement supérieure à la consigne de rendement isentropique de 87 % attendue. Le débit de désurchauffe a donc été légèrement surestimé : le débit de désurchauffe mesuré est donc de 0,0120 kg/s au lieu de 0,0118 kg/s attendu d'après le calcul pour obtenir un rendement isentropique de 87%. Le débit de désurchauffe est donc supérieur de 2 % à la valeur attendue. La conclusion est alors que l'automate régule bien le débit de désurchauffe et la valeur de rendement isentropique expérimentale obtenue est cohérente à la consigne au vu de l'imprécision de la chaîne de mesure qui influe sur la régulation en cours d'essai.

Le fluide diphasique (3) entre alors dans le condenseur pour être condensé jusqu'au point (4). Là encore, le sous-refroidissement en sortie de condenseur est négligeable, car la température mesurée n'est que de 0,03 °C sous la température de saturation.

Le point (5) représente le liquide entre la PAF et la VRN. La pression en ce point est la plus élevée du système, puisqu'elle est localisée juste en aval de la PAF et au point le plus bas de l'installation. Cependant, l'enthalpie des points (1) et (5) sont identiques (écart relatif de seulement 0,2 %) et la génération d'entropie entre ces deux points reste également très faible. Les points (1) et (5) sont quasiment confondus sur le diagramme T-s et sur le diagramme P-h, seule la pression change entre ces deux points. Considérer une transformation directe de (4) vers (1) au lieu de (4)→(5)→(1) est donc une hypothèse correcte pour le calcul du système.

Tableau 17. Calcul des bilans d'énergie dans le PAT ETM

	Bilan ZB et ZC	Bilan ZP réel PAT ETM	Bilan cycle ORC équivalent	Différence PAT ETM – ORC
$\dot{W}_{\text{pompe}}$ (kW)	-	2.52 ± 0.97	2.44 ± 0.93	0.08
$\dot{W}_{\text{turb}}$ (kW)	-	-	-14.23 ± 0.32	14.23
$\dot{Q}_{\text{evap}}$ (kW)	-431.2 ± 47	-444.48 ± 2.64	-430.17 ± 2.55	-14.31
$\dot{Q}_{\text{cond}}$ (kW)	435.1 ± 82	442.0 ± 3.1	442.0 ± 3.1	0.00

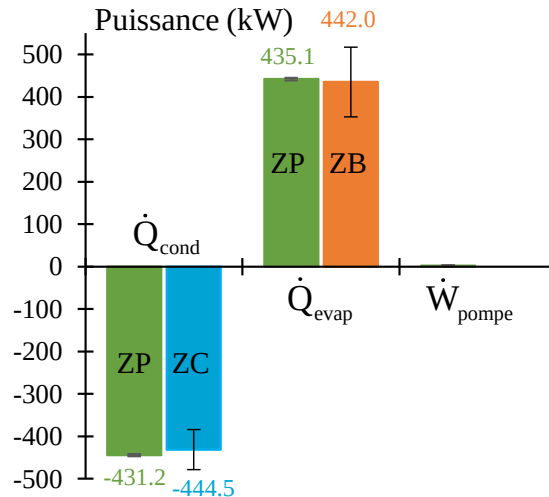


Figure 62. Comparaison des bilans de puissance côté eau et côté ammoniac

L'état dans chaque point du cycle est alors connu et les hypothèses posées dans la partie 3.1. de ce chapitre ont pu être vérifiées par les mesures. Les bilans de puissance dans chacun des composants du cycle sont alors déterminés suivant la méthodologie présentée en 3.1. et 3.3. et indiqués dans le Tableau 17. La quantité de chaleur transmise dans les échangeurs peut être calculée de deux façons : suivant les mesures sur les boucles d'eau ZB et ZC ou suivant les mesures sur la boucle ammoniac ZP. La comparaison entre le bilan de puissance côté eau et côté ammoniac est fournie en Figure 62. L'écart relatif entre les puissances thermiques côté eau et côté ammoniac est de 3,1 % sur le condenseur et 1,6 % sur l'évaporateur. Le bilan reste équilibré des deux côtés du point de vue des intervalles de confiance liés aux incertitudes de mesure. En outre, il est intéressant de noter que la propagation d'incertitude sur l'ancienne configuration EVAP1 datant de 2015 montre que l'incertitude sur la puissance calculée côté eau est beaucoup plus grande que celle déterminée côté ammoniac. Cela est lié au fait que la variation de température est relativement faible côté eau (-2,3 °C sur l'eau chaude et +3,5 °C sur l'eau froide) et l'incertitude relative sur l'écart de température devient alors élevée si on considère l'incertitude du capteur sur la mesure absolue de la température. En effet, un calcul traditionnel d'incertitude sur les variations de température de l'eau dans les échangeurs donne les résultats suivants :

- Calcul d'incertitude sur la variation de la température de l'eau chaude ZB :

$$\begin{aligned}
 T_{ec,e} &= 27.98 \text{ °C} & \Delta T_{ec,e} &= 0.21 \text{ °C} \\
 T_{ec,s} &= 25.69 \text{ °C} & \Delta T_{ec,s} &= 0.20 \text{ °C} \\
 T_{ec,e} - T_{ec,s} &= 2.29 \text{ °C} & \Delta(T_{ec,e} - T_{ec,s}) &= 0.41 \text{ °C} \\
 & & \frac{\Delta(T_{ec,e} - T_{ec,s})}{(T_{ec,e} - T_{ec,s})} &= 17,8 \%
 \end{aligned}$$

- Calcul d'incertitude sur la variation de la température de l'eau froide ZC :

$$\begin{aligned}
 T_{ec,e} &= 5.23 \text{ °C} & \Delta T_{ec,e} &= 0.17 \text{ °C} \\
 T_{ec,s} &= 8.69 \text{ °C} & \Delta T_{ec,s} &= 0.16 \text{ °C} \\
 T_{ec,s} - T_{ec,e} &= 3.46 \text{ °C} & \Delta(T_{ec,s} - T_{ec,e}) &= 0.33 \text{ °C} \\
 & & \frac{\Delta(T_{ec,s} - T_{ec,e})}{(T_{ec,s} - T_{ec,e})} &= 9,5 \%
 \end{aligned}$$

Or, au vu des vérifications effectuées sur les capteurs, il s'avère que l'incertitude sur la différence entre deux capteurs peut être plus faible que l'incertitude sur la température absolue, à conditions que les capteurs ainsi que l'ensemble de la chaîne de mesure soient

d'abord calibrés ensemble pour s'assurer de la cohérence des mesures affichées. Lors de la modification du banc d'essai à l'installation d'EVAP6, de nouveaux capteurs ont été installés et étalonnés pour assurer une incertitude de $\pm 0,01$ °C sur les indications relatives des différents capteurs. Le calcul d'incertitude devient alors :

- Calcul d'incertitude sur la variation de la température de l'eau chaude ZB après la modification du banc d'essai :

$$T_{ec, e} - T_{ec, s} = 2.29 \text{ °C} \quad \Delta(T_{ec, e} - T_{ec, s}) = 0.02 \text{ °C} \quad \frac{\Delta(T_{ec, e} - T_{ec, s})}{(T_{ec, e} - T_{ec, s})} = 0,8 \%$$

La précision pouvant être atteinte sur la puissance du côté de l'eau en considérant les incertitudes sur les mesures de débit et de température est alors de 1,2 %. D'un autre côté, la puissance calculée côté ammoniac est majoritairement influencée par l'incertitude sur le débit et sur la chaleur latente de changement d'état, dépendant uniquement de la pression. Les mesures de débits et de pressions ayant une faible incertitude, la puissance thermique déterminée côté ammoniac est connue avec une incertitude relative inférieure à 1 %. Le faible écart entre le bilan côté eau et celui côté ammoniac est une démonstration supplémentaire de la précision qui peut être atteinte sur les mesures du PAT ETM.

Performances finales du cycle ORC équivalent

Le Tableau 11 montre la puissance mécanique qui aurait été récupérée dans un cycle ORC d'une centrale ETM réelle fonctionnant dans les mêmes conditions que le PAT ETM. La puissance mécanique reçue par la turbine est alors de $14,2 \pm 0,3$ kW, soit un rendement thermique du cycle ORC équivalent de : $\eta_{th} = 2,67 \pm 0,08$ %. En comparaison, le rendement d'un cycle de Carnot fonctionnant entre les températures de 28 °C et 5,2 °C serait de $\eta_{th, Carnot} = 7,55$ %. Le rendement second principe du cycle est alors de $\eta_{II} = 35,3$ %.

Vérification de la validité des hypothèses de calcul utilisées dans le chapitre 1

En outre, les différences de température entropiques moyennes obtenues dans les échangeurs sont déterminées ci-après :

- Température entropique moyenne de l'ammoniac dans le GV :
 $\tilde{T}_{evap} = 21,16 \text{ °C}$
- Différence de température entropique moyenne dans l'évaporateur :
 $\Delta\tilde{T}_{evap} = 6,8 \text{ °C}$
- Température entropique moyenne de l'ammoniac dans le condenseur :
 $\tilde{T}_{cond} = 10,88 \text{ °C}$
- Différence de température entropique moyenne dans le condenseur :
 $\Delta\tilde{T}_{cond} = 5,65 \text{ °C}$

Ces valeurs mesurées résultants des conditions fixées pour un fonctionnement caractéristique d'un système ETM ont servi de base pour la détermination des valeurs des paramètres utilisés pour les simulations du Chapitre 1 sur la méthode de comparaison des fluides de travail, ainsi que de leur domaine de variation pour l'étude de sensibilité.

4.3. Analyse du comportement global du cycle PAT ETM

Dans le chapitre précédent, tous les détails concernant le dépouillement d'un enregistrement en régime permanent et l'analyse du cycle du PAT ETM ont été présentés pour un point d'essai. Durant la campagne de novembre-décembre 2015, 9 points de fonctionnement en régime permanent présentant une stabilité similaire à celle du point présenté dans la partie précédente ont pu être enregistrés. Nous présentons en Figure 63 un bilan de l'espace d'expérimentation qui a pu être exploré. Le détail des conditions de fonctionnement pour chaque essai sont également présentés dans le Tableau 18. Ces essais sont ici analysés pour montrer la cohérence du fonctionnement du cycle du PAT ETM avec le cycle ORC équivalent.

La série d'essai E1 à E4 consiste à faire varier le débit d'ammoniac lié à l'ouverture de la VRP, et donc la puissance thermique, en gardant tous les autres paramètres constants, avec une température de la source chaude à 27 °C. La série E6 à E8 représente de même une variation de débit d'ammoniac, mais avec une température de 28 °C d'eau chaude. L'essai E5 est réalisé à une température intermédiaire de 27,5 °C. Tous les essais E1 à E8 possèdent les mêmes débits d'eau chaude et d'eau froide et la même température pour l'eau froide, les paramètres étudiés sont donc uniquement le couple température de l'eau chaude et débit d'ammoniac. Le point E9 est testé avec un débit d'eau chaude plus faible, et donc des performances thermiques dégradées dans l'évaporateur.

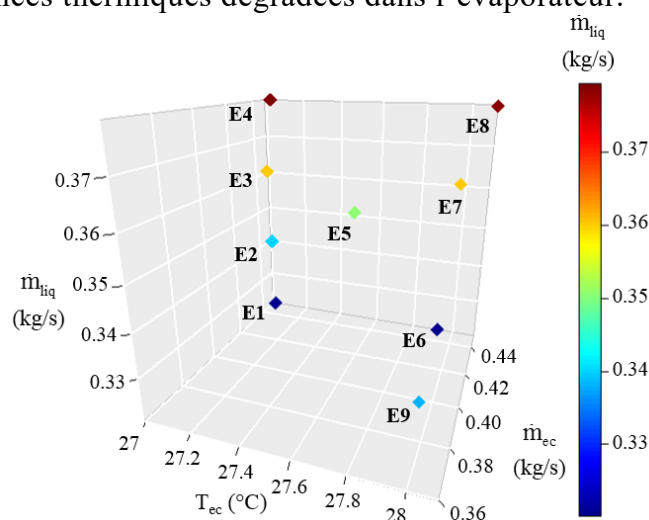


Figure 63. Position des points retenus dans l'espace du plan d'expérimentation à trois dimensions

Tableau 18. Détails des conditions de fonctionnement pour chaque essai

Point	$T_{ec, e}$ (°C)	$T_{ef, e}$ (°C)	$\dot{m}_{ec}$ (kg/s)	$\dot{m}_{ef}$ (kg/s)	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	$\dot{m}_{des}$ (kg/s)
E1	27.01	5.28	45.03	30.00	0.320	0.010
E2	27.01	5.25	44.97	30.00	0.340	0.011
E3	26.99	5.33	44.98	30.00	0.360	0.010
E4	27.03	5.48	45.00	30.00	0.379	0.010
E5	27.47	5.30	45.00	30.00	0.351	0.010
E6	27.92	5.25	45.01	30.00	0.320	0.012
E7	27.98	5.22	45.00	30.00	0.360	0.012
E8	28.10	5.55	45.00	30.00	0.379	0.012
E9	28.02	5.16	36.00	30.00	0.338	0.011

Pour chacun de ces essais, l'établissement du régime permanent a été vérifié et les calculs ont été menés en suivant le protocole présenté en 4.1 et 4.2. Le Tableau 19 présente alors les différents résultats obtenus en termes de rendement isentropiques de turbine, de pressions dans le circuit, de puissance thermique et mécanique équivalente, de rendement du cycle premier principe et second principe. Les caractéristiques qui ont été utilisées pour la comparaison des fluides de travail sont également fournies, notamment les différences de températures entropiques moyennes dans les échangeurs.

Comme cela était prévisible, la puissance thermique du GV est quasiment proportionnelle au débit d'ammoniac circulant. En considérant que la réchauffe de l'ammoniac liquide sous-refroidi ne représente qu'une faible part de la puissance thermique totale échangée, le coefficient de proportionnalité peut alors être assimilé à la chaleur latente massique de l'ammoniac. Cette chaleur latente varie peu avec la pression dans les gammes de pression explorées, ce qui explique l'aspect linéaire de la courbe de la Figure 64. Ce profil confirme également la cohérence entre les mesures de débits et les mesures de puissance côté eau ou ammoniac dans le système de mesure. Expérimentalement, fixer un débit d'ammoniac par modification de l'ouverture de la VRP revient donc à se donner une consigne de puissance.

Tableau 19. Caractéristiques de fonctionnement et performances du cycle pour les différents essais

Point	Caractéristiques de fonctionnement					Performances du cycle				
	$\eta_{is, t}$ (%)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	$\Delta\tilde{T}_{evap}$ (°C)	$\Delta\tilde{T}_{cond}$ (°C)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$\dot{W}_{turb}$ (kW)	$w_{net, vol}$ (kg/m ³)	η_{th} (%)	η_{II} (%)
E1	89.5%	8.73	6.56	6.59	5.30	392.37	-11.89	-156.61	2.46%	34.0%
E2	96.0%	8.68	6.64	6.76	5.52	416.52	-13.05	-165.06	2.59%	35.7%
E3	88.3%	8.60	6.77	7.01	5.79	440.79	-11.90	-140.20	2.19%	30.3%
E4	94.5%	8.47	6.95	7.53	6.14	463.40	-11.91	-135.68	2.10%	29.2%
E5	84.5%	8.77	6.73	6.92	5.72	429.60	-11.90	-143.87	2.24%	30.3%
E6	95.1%	9.05	6.49	6.44	5.15	392.72	-14.19	-192.31	3.03%	40.2%
E7	91.2%	8.94	6.69	6.82	5.65	441.55	-14.22	-172.35	2.67%	35.3%
E8	91.4%	8.87	6.93	7.18	5.99	462.90	-13.64	-149.83	2.28%	30.4%
E9	91.7%	8.75	6.59	7.52	5.36	413.71	-13.02	-152.71	2.38%	31.3%

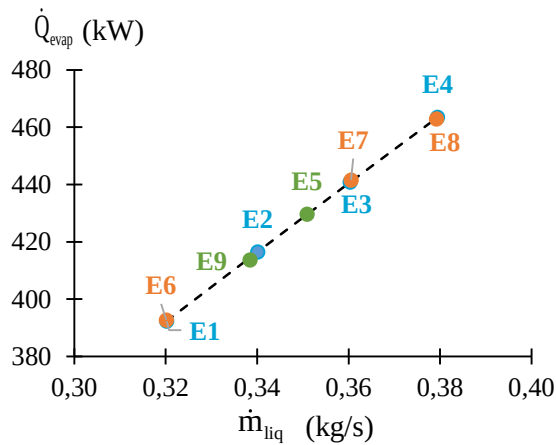


Figure 64. Représentation des puissances expérimentales en fonction du débit d'ammoniac liquide

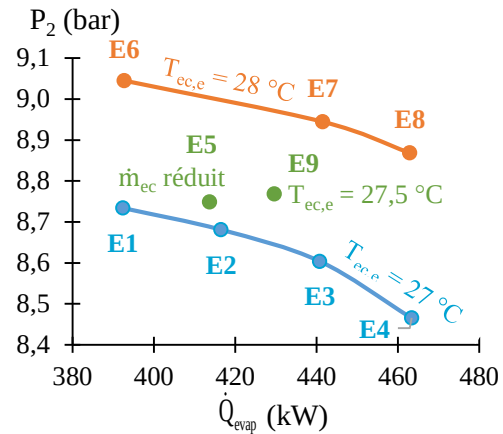


Figure 65. Représentation de la pression d'évaporation en fonction des puissances expérimentales

En outre, une fois la puissance donnée, la pression dans le GV est également directement dépendante des deux autres paramètres : la température et le débit de l'eau chaude. La Figure 65 illustre la relation entre ces différents paramètres. A température et débit d'eau chaude constants, la pression dans le GV diminue avec la puissance, puisque l'écart de température entre les deux fluides augmente dans l'évaporateur. Si en gardant la même puissance et la même température d'entrée de l'eau chaude, le débit de l'eau est réduit, la conséquence est une dégradation des coefficients d'échange côté eau, se traduisant par un écart de température nécessaire plus important entre les deux fluides pour garder le même flux thermique : ce qui explique que la pression soit plus faible pour l'essai E9 que pour les essais E6 et E7. Enfin, si le débit d'eau est fixé, ainsi que la puissance thermique, il apparaît que la pression dans l'évaporateur peut être pilotée en agissant uniquement sur la température de l'eau chaude.

Le rendement isentropique effectif de la pseudo-turbine du PAT ETM varie en fonction du fonctionnement de la régulation lors de l'essai, atteignant des valeurs entre 84,5 % et 96 % pour les écarts les plus extrêmes sur cette campagne d'essai. La valeur obtenue reste proche du comportement d'une turbine réelle et permet l'analyse du fonctionnement du cycle. L'impact des variations ce rendement isentropique équivalent sur les résultats doit néanmoins être pris en compte et est représentatif de l'influence du fonctionnement de la turbine sur le comportement du cycle.

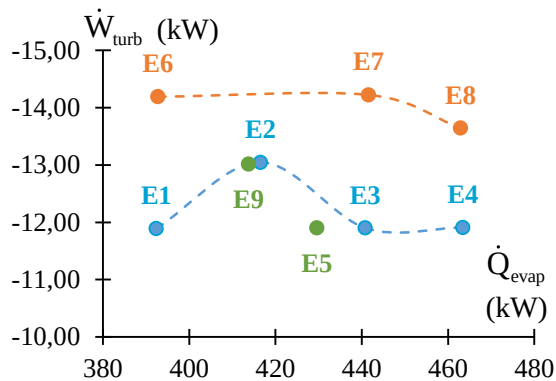


Figure 66. Représentation des puissances électriques équivalentes en fonction du flux thermique dans l'évaporateur

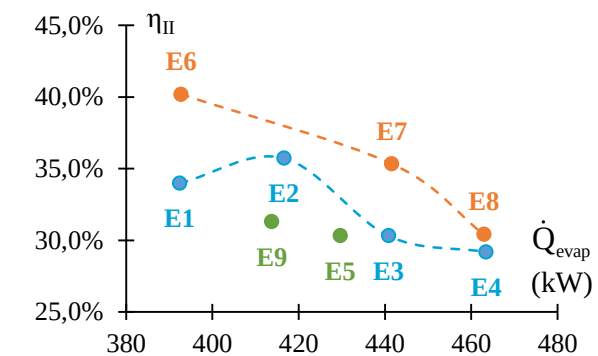


Figure 67. Représentation du rendement second principe en fonction du flux thermique dans l'évaporateur

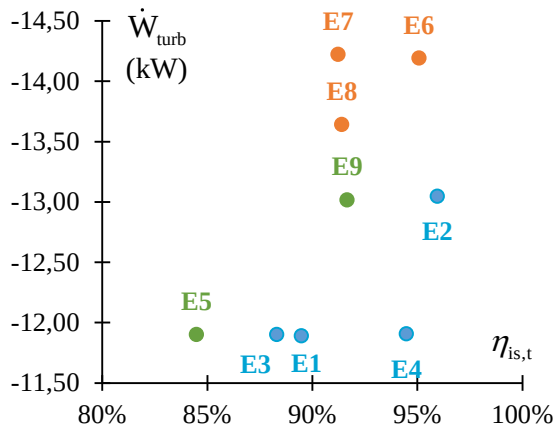


Figure 68. Représentation des puissances électriques équivalentes en fonction du rendement isentropique de la turbine

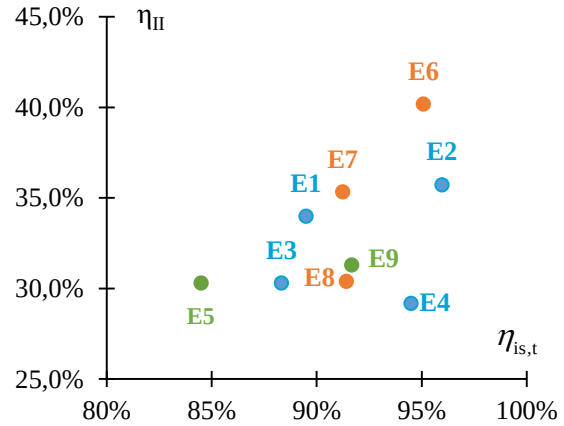


Figure 69. Représentation du rendement second principe en fonction du rendement isentropique de la turbine

Les Figure 66 et Figure 67 représentent respectivement le travail équivalent produit à la turbine et le rendement second principe du cycle en fonction de la puissance thermique échangée à l'évaporateur. Nous constatons dans un premier temps que la température de l'eau chaude a un impact considérable à la fois sur la puissance de la turbine et sur le rendement du cycle : en effet, les points à 28 °C (E6 à E8) présentent systématiquement de meilleures performances que les points à 27 °C (E1 à E4). Le point E5 à 27,5 °C ne présente cependant pas des performances intermédiaires à celles obtenues à 27 °C et 28 °C mais moins bonne. Cela s'explique par le fait que le rendement isentropique de la pseudo-turbine pour ce point de fonctionnement était le plus bas de toute la campagne d'essai, comme le montre les Figure 68 et Figure 69 qui représentent cette fois-ci la puissance et le rendement second principe en fonction du rendement isentropique de la pseudo-turbine. Il est alors intéressant de comparer entre eux les points fonctionnant avec le même rendement isentropique, c'est-à-dire alignés verticalement sur les Figure 66 et Figure 67.

Dans un deuxième temps, la puissance de la turbine semble d'abord constante, voire croissante, en fonction du flux thermique de l'évaporateur pour les plus petits flux, puis commence à décroître lors ce paramètre augmente davantage. Cette décroissance s'observe en particulier entre les points E7 et E8, qui ne diffèrent que par la puissance thermique du GV, avec les mêmes conditions de fonctionnement par ailleurs, notamment en termes de rendements isentropiques de turbine, ainsi qu'entre les points E2 et E4. En revanche, entre les points E1 et E3 qui fonctionnent également avec le même rendement isentropique en ne variant que le flux thermique, la puissance produite ne varie pas. Ces constats nous montrent qu'il existe, lorsque toutes les autres conditions de fonctionnement sont constantes, une valeur du flux thermique optimale pour laquelle la puissance de la turbine est maximale. Ce phénomène vient du fait que l'augmentation du flux thermique se fait en abaissant la pression, et donc la température de changement d'état de l'ammoniac dans le GV via la manipulation de la VRP. L'écart entre la température d'évaporation et la température de condensation dans le cycle s'en retrouve donc réduit. Le cycle représenté dans un diagramme T-s serait donc plus « écrasé » et cela s'accompagne par une diminution du rendement global du cycle, comme on peut le voir sur les Figure 67 et Figure 69 pour les couples E1-E3 ; E2-E4 et E7-E8, où l'augmentation du flux thermique dans le GV s'accompagne systématiquement d'une réduction de rendement second principe.

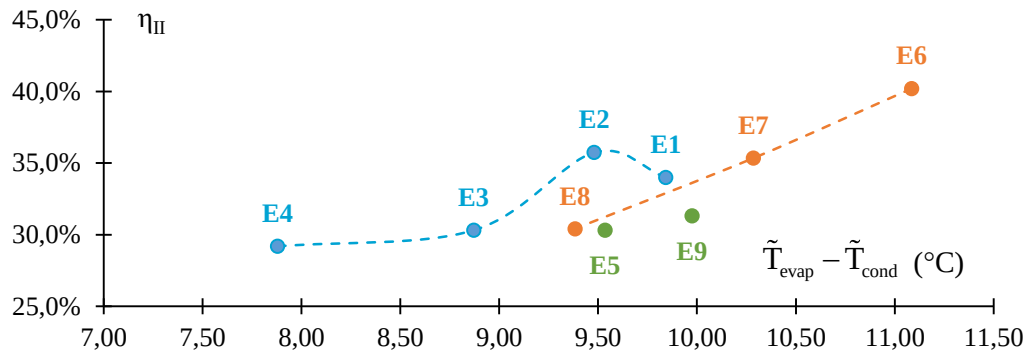


Figure 70. Evolution du rendement second principe en fonction de la différence entre les températures entropiques moyennes de l'ammoniac dans l'évaporateur et dans le condenseur

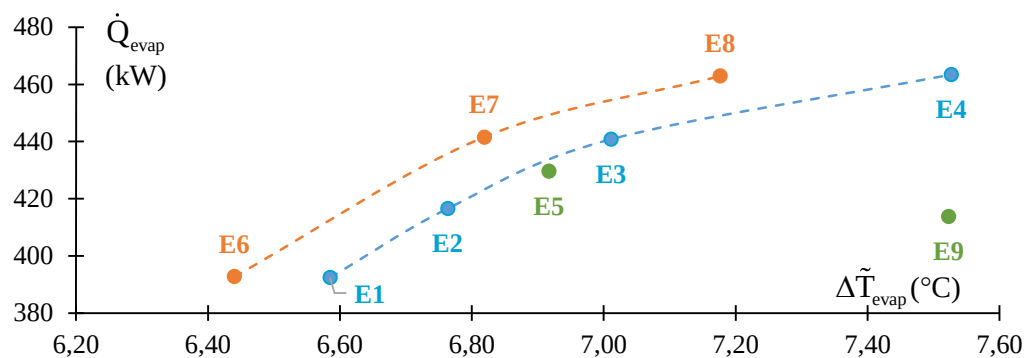


Figure 71. Evolution du flux thermique dans l'évaporateur en fonction de la différence de température entropique moyenne

Afin de mieux représenter ce phénomène, le rendement second principe est tracé en Figure 70 en fonction de la différence entre les températures entropiques moyennes de l'ammoniac dans l'évaporateur (proche de la température de l'évaporation) et dans le condenseur (proche de la température de condensation). Cet écart de température est alors un moyen de représenter l'« écrasement » du cycle dans un diagramme T-s ou P-h. La tendance se confirme alors malgré les irrégularités de la courbe liées aux variations de rendements isentropiques de turbine. En particulier, la courbe formée par les points à 28 °C (E6 à E8) est quasiment dans la continuité de la courbe formée par les points à 27 °C (E1 à E4) sur cette figure. L'augmentation des performances du cycle observées lorsque la température de l'eau chaude augmente est donc essentiellement liée à l'augmentation de la différence entre la haute pression et la basse pression de l'ammoniac dans le cycle (qui déterminent les températures de changement d'état).

Afin de chercher à observer si la température a un impact sur les performances des échangeurs, et en particulier de l'évaporateur, la Figure 71 montre l'évolution du flux thermique mesurée dans le GV en fonction de la différence de température entropique moyenne. Plus la différence de température moyenne dans l'échangeur est importante, plus la puissance augmente, ce qui correspond aux attentes des lois des échanges thermiques. Néanmoins, on constate également qu'il semble y avoir un impact du niveau de température sur les performances thermiques : à même différence de température moyenne dans l'échangeur, les points avec une température d'eau à 28 °C montrent une puissance mesurée plus importantes que ceux à 27 °C : cela peut s'observer en comparant

les points E1 et E6 qui présente un écart de 0,15 °C sur les ΔT_{EM} pour la même puissance de 392 kW et les points E3 et E7 avec un écart de 0,19 °C pour 440 kW. Par ailleurs, l'essai E9 montre également que malgré une température d'eau à 28 °C et un fort écart de température entre les deux fluides, la puissance obtenue est plus faible que dans les autres essais à cause du débit d'eau chaude qui a été réduit. Les coefficients d'échange du côté de l'eau sont donc diminués, ce qui dégrade les performances globales.

5. Conclusion

Le PAT ETM est un banc d'essai destiné au test du fonctionnement des échangeurs de chaleur d'un cycle fermé ETM. Il a alors été décidé d'utiliser des sources qui ne viennent pas de l'eau de mer et une pseudo-turbine afin de maîtriser parfaitement les conditions de fonctionnement et d'atteindre la stabilité nécessaire pour obtenir la précision recherchée. Les procédures de conduite du banc ont été conçues pour assurer de pouvoir réaliser des tests dans des conditions qui peuvent être définies de façon précise par l'opérateur et représentative de l'ETM. Le PAT ETM se distingue des installations existantes notamment par son système de mesure qui permet d'atteindre une très bonne précision, notamment après les modifications du banc lors de l'installation d'EVAP6 qui a permis de réduire les incertitudes sur les écarts de température jusqu'à l'ordre du centième de degré.

En outre, une analyse de cycle ORC équivalent peut être menée grâce à la mise en place d'une pseudo-turbine, dont le comportement a pu être vérifié, permettant de déterminer la puissance mécanique qui aurait pu être produite à la turbine. Cela n'était pas le cas dans les autres installations ne possédant pas de turbine, telle qu'OTEC-1 aux Etats-Unis. Le bilan des différents essais analysés dans ce chapitre montre que le cycle du PAT ETM se comporte comme une centrale ETM fonctionnant à l'eau de mer et permet une analyse énergétique complète en allant même jusqu'à l'évaluation des rendements premier et second principe du système. Les paramètres ayant le plus fort impact sur les performances du cycle ont pu être identifiés. Il s'agit avant tout de la température de l'eau chaude, qui agit directement sur l'écart entre la haute et la basse pression dans le cycle, puis du rendement isentropique de la turbine. Ce constat concorde avec les conclusions de l'analyse de sensibilité menée au Chapitre 1.

Finalement, ce banc d'essai apparaît être un outil très précis conçu pour déterminer les performances des échangeurs de chaleur, mais pouvant aussi être employé pour analyser le comportement du cycle complet. Les résultats des différents essais menés sur ce banc d'essai seront utilisés dans le Chapitre 3 pour la caractérisation des échangeurs de chaleur en remontant jusqu'à la détermination des coefficients d'échange que l'on obtient à l'échelle du PAT ETM, puis dans le Chapitre 4, le cycle complet PAT ETM sera analysé d'un point de vue dynamique dans un objectif de validation de modèle.

Bibliographie

- [1] J.-A. D'ARSONVAL, Utilisation des Forces Naturelles, Avenir de l'électricité, Le Revenue Scientifique. 17 (1881) 370–372.
- [2] G. Moore, Ocean thermal energy conversion, Electronics & Power. 33 (1987) 649–652.
- [3] P. Takahashi, Energy from the sea: The potential and realities of ocean thermal energy conversion (OTEC). Intergovernmental Oceanographic Commission Anton Bruun Memorial Lecture, 30 June, IOC Technical Series 66, IOC Technical Series. 66 (2003).
- [4] F. Sinama, Étude de la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers à l'île de la Réunion: modélisation et optimisation du procédé, Université de la Réunion, 2011. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00873263/> (accessed August 30, 2015).
- [5] M. GAUTHIER, R. ZAHARIA, Changement Climatique et Energie Thermique des Mers, (n.d.).
- [6] M. Hoarau, 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.
- [7] G. Claude, Power from the tropical seas, Mechanical Engineering. 52 (1930) 1039–1044.
- [8] W.H. Avery, C. Wu, Renewable energy from the ocean-A guide to OTEC, (1994). <http://www.osti.gov/scitech/biblio/6842092> (accessed June 1, 2015).
- [9] P. Marchand, The French OTEC program, in: Department of Energy, 1979.
- [10] H. Uehara, The present status and future of ocean thermal energy conversion, International Journal of Solar Energy. 16 (1995) 217–231.
- [11] L.C. Trimble, W.L. Owens, Review of mini-OTEC performance, in: Energy to the 21st Century; Proceedings of the Fifteenth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1980: pp. 1331–1338.
- [12] T. Kajikawa, Preliminary design of a 1-MWe OTEC test plant, Journal of Solar Energy Engineering. 104 (1982) 3–8.
- [13] H. Uehara, T. Nakaoka, S. Nagasaki, H. Yokoyama, M. Kagawa, K. Tomine, Deployment of cold water pipe in the Japan Sea, in: Proc. of the 7th OTEC Conf, 1980: pp. 1–7.
- [14] J.J. Lorenz, D. Yung, P.A. Howard, C.B. Panchal, F.W. Poucher, OTEC-1 Heat Exchanger Test Results, in: Proceedings of the 8th OTEC Conference, 1981.
- [15] C.B. Panchal, D.L. Hillis, J.J. Lorenz, D.T. Yung, OTEC performance tests of the Trane plate-fin heat exchanger, NASA STI/Recon Technical Report N. 82 (1981).
- [16] D. Hillis, A. Thomas, Test and development program for closed-cycle OTEC heat exchangers, in: OCEANS 81, IEEE, 1981: pp. 883–888.
- [17] F. Ito, Y. Seya, Present situation and future outlook for OTEC power generation, Energy Exploration & Exploitation. 2 (1983) 99–111.
- [18] Y. Mochida, T. Talakata, M. Miyoshi, Performance Tests of an Evaporator for a 100-kW (gross) OTEC Plant, in: Proceedings of the Thermal Engineering Joint Conference, ASMEJSME, Honolulu, HI, 1983: p. 241.
- [19] R. Magesh, OTEC technology—a world of clean energy and water, in: Proceedings of the World Congress on Engineering, WCE London, UK, 2010: pp. 1–6.
- [20] A. Journoud, Développement d'outils d'aide à la conception et au dimensionnement, pour l'amélioration des performances, du fonctionnement et des coûts d'une centrale d'Energie Thermique des Mers, (2014). <http://www.theses.fr/s132563> (accessed August 30, 2015).
- [21] H. Uehara, T. Nakaoka, H. Tashiro, T. Koga, Optimization of OTEC plant using a hybrid-cycle (combination of a desalination plant and OTEC plant), Trans, of the JSME. (1988) 3527–3532.
- [22] L.A. Vega, Ocean thermal energy conversion primer, Marine Technology Society Journal. 36 (2002) 25–35.

- [23] L.A. Vega, Ocean thermal energy conversion, *Encyclopedia of Sustainability Science and Technology*. (2012) 7296–7328.
- [24] X. Zhang, M. He, Y. Zhang, A review of research on the Kalina cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 5309–5318.
- [25] H. Uehara, C.O. Dilao, T. Nakaoka, Conceptual design of ocean thermal energy conversion (OTEC) power plants in the Philippines, *Solar Energy*. 41 (1988) 431–441.
- [26] OTEC News -, *OTEC News*. (n.d.). <http://www.otecnews.org/> (accessed December 25, 2019).
- [27] K. Koyama, H. Chiyoda, H. Arima, Y. Ikegami, Experimental study on thermal characteristics of ammonia flow boiling in a plate evaporator at low mass flux, *International Journal of Refrigeration*. 38 (2014) 227–235.
- [28] H. Arima, J.H. Kim, A. Okamoto, Y. Ikegami, Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator, *International Journal of Refrigeration*. 33 (2010) 359–370.
- [29] Ocean Thermal Energy Conversion, *Makai Ocean Engineering*. (n.d.). <https://www.makai.com/ocean-thermal-energy-conversion/> (accessed December 26, 2019).
- [30] M. Benjamin, Overview of Potential for MWScale OTEC and DSW Use on Kuamejima, in: *5th OTEC Symposium, La Réunion*, 2017.
- [31] B. Martin, S. Okamura, Y. Nakamura, T. Yasunaga, Y. Ikegami, Status of the “Kuamejima Model” for advanced deep seawater utilization, in: *2016 Techno-Ocean (Techno-Ocean)*, IEEE, 2016: pp. 211–216.
- [32] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort, Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 53 (2014) 2498–2508.

Chapitre 3 : Etude des échangeurs de chaleur

1. Introduction

Un échangeur de chaleur a pour vocation de transférer de la chaleur d'un fluide vers un autre par l'intermédiaire d'une surface solide. Dans le cadre des cycles fermés pour l'ETM, les échangeurs principaux sont un évaporateur et un condenseur. Le premier transmet de la chaleur de l'eau de mer chaude vers le fluide de travail qui va s'évaporer, et le second effectue un échange du fluide de travail qui se condense vers l'eau de mer froide. Les conditions des échanges thermiques sont très différentes de ce qui peut être observé dans les centrales thermiques classiques. En effet, les écarts de températures sont beaucoup plus importants, de l'ordre de la centaine de degrés, et le besoin en puissance thermique sont plus faibles pour une même production électrique. En effet, pour un échangeur ETM, non seulement l'écart de température entre les sources sont très réduits (écart de température moyen dans un échangeur de 4 ou 5 °C seulement), mais le très faible rendement du cycle fait qu'il faut échanger en termes de chaleur 50 fois plus d'énergie environ que l'énergie électrique qui sera produite finalement. Pour une centrale de 10 MWe par exemple, il faudra un échangeur de 500 MW thermique [1]. C'est la raison pour laquelle les échangeurs de chaleur occupent une part prépondérante sur le coût total d'une centrale ETM à échelle industrielle [2,3], bien plus que le coût des conduites d'eau, en raison de leurs dimensions, et en particulier leurs surfaces d'échange. La connaissance des performances des échangeurs de chaleur est un point clé pour pouvoir dimensionner et prédire correctement le fonctionnement d'une centrale ETM industrielle. La recherche est donc nécessaire dans ce domaine puisque de telles conditions de fonctionnement ont encore peu été exploitées. C'est pour cette raison que plusieurs bancs d'essais expérimentaux ont été mis au point spécifiquement pour le test et la caractérisation des échangeurs de chaleur pour l'ETM, tel que OTEC1 [4,5]. Le PAT ETM fait partie de ce type d'installation.

En effet, puisqu'il n'est équipé ni de turbine ni de conduite d'eau de mer, le principal objectif du banc d'essai PAT ETM est la caractérisation du fonctionnement des échangeurs de chaleur. Ainsi, le site a été conçu pour être modulable et différentes technologies d'évaporateur ont pu être testées :

- EVAP1 : évaporateur noyé à tubes lisses et calandre horizontal
- EVAP1bis : évaporateur noyé à tubes améliorés et calandre horizontal
- EVAP2 : évaporateur arrosé à tubes lisses et calandre horizontal, modifié ensuite pour devenir EVAP2.1
- EVAP4 : évaporateur à plaques jointées vertical
- EVAP6 et EVAP6.2 : évaporateurs noyés à tubes lisses et calandre vertical

Pour certains types d'échangeurs, la configuration de la boucle ZP du PAT ETM a dû subir quelques modifications, tel que l'ajout de pompes de recirculations internes à l'échangeur ou de nouveaux capteurs. La Figure 72 retrace l'historique des travaux et des essais effectués sur le PAT ETM depuis sa conception jusqu'à aujourd'hui. 5 campagnes d'essai ont été réalisées durant la présente thèse :

- Campagne de fin 2015 - début 2016 : EVAP1 et COND1
- Campagne de 2016 : EVAP6
- Campagne de fin 2017 : premiers tests EVAP6.2 et EVAP2.1
- Campagne de début 2018 : EVAP6.2 et EVAP2.1

Ces campagnes ont eu pour principal objectif le test d'échangeurs à tubes et calandres, noyés ou arrosés pour l'évaporateur. Plusieurs technologies sont possibles pour l'ETM. Les principales technologies ayant été identifiées comme exploitables à court terme sont [2,6] :

- Les échangeurs à tubes et calandres noyés avec des tubes lisses ou améliorés avec des ailettes
- Les échangeurs à tubes et calandres arrosés
- Les échangeurs à plaques en aluminium
- Les échangeurs à plaques en titane

La technologie à plaques est beaucoup moins encombrante que la technologie à tubes et calandres. Néanmoins, la géométrie des plaques est complexe à dimensionner en vue d'un changement d'échelle, la résistance des plaques aux sollicitations mécaniques sur de grandes dimensions étant à prendre en compte [2]. Un autre point à prendre en compte est le biofouling, qui correspond à un encrassement biologique des échangeurs [7]. La technologie à plaque permet moins facilement un nettoyage régulier que pour les tubes. La technologie à plaques est tout de même étudiée et expérimentée pour l'ETM au Japon [8]. Il a été toutefois observé que le biofouling est un phénomène peu prononcé dans les eaux japonaises. En raison de la bonne connaissance de la technologie à tubes et calandre au niveau industriel et afin d'assurer une gestion efficace du biofouling, NAVAL ENERGIES a décidé de se concentrer sur ce type d'échangeur.

Il s'agit d'échangeurs comportant un nombre important de tubes dans lesquels circulent l'eau chaude ou l'eau froide. Le fluide de travail va alors s'évaporer ou se condenser autour des tubes dans la calandre. Le fluide de travail qui a été retenu ici est l'ammoniac. Dans cette technologie, plusieurs variantes sont possibles : les tubes peuvent être lisses ou avec des ailettes par exemple. Dans l'évaporateur, les tubes peuvent être noyés dans l'ammoniac liquide ou arrosés. Le point commun étant la circulation de l'eau dans les tubes.

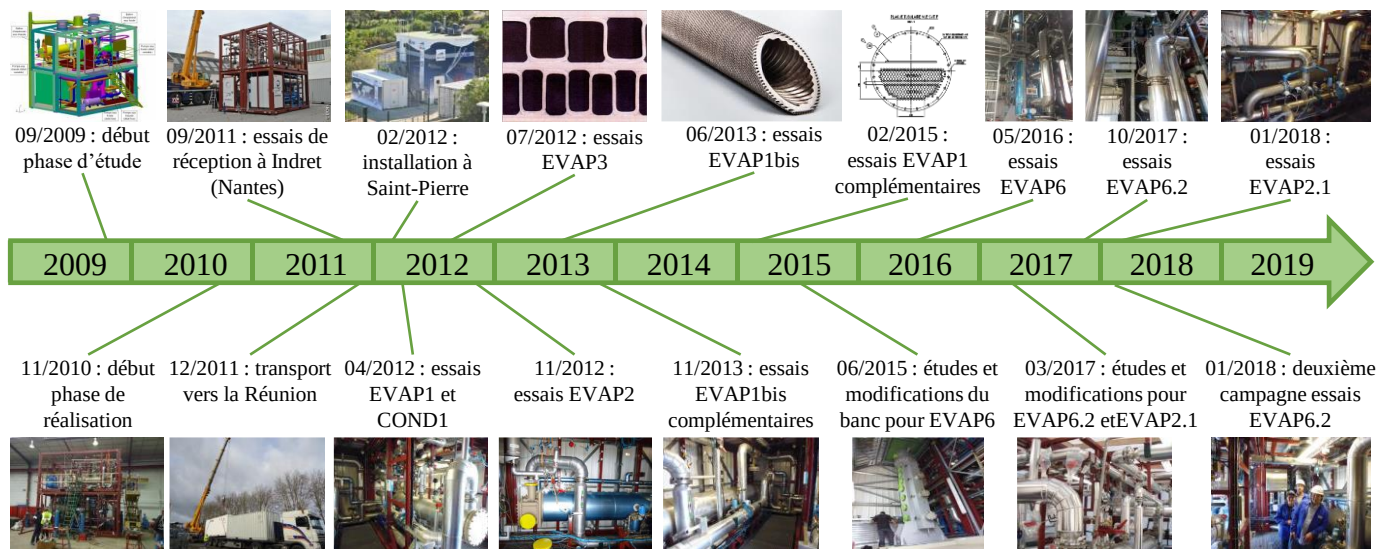


Figure 72. Historique des travaux et des essais réalisés sur le PAT ETM

Les performances de quatre échangeurs obtenus sur les différentes campagnes menées entre 2015 et 2019 seront étudiées dans ce chapitre : le condenseur COND1 et les évaporateurs noyés EVAP1, EVAP6.2 et enfin l'évaporateur arrosé EVAP2.1. Les objectifs sont pour chacun d'entre eux de caractériser les performances thermiques et de comparer les résultats obtenus avec différentes corrélations issus de la littérature afin de vérifier leur validité dans le cadre du PAT ETM.

2. Le condenseur

2.1. Géométrie et fonctionnement

Le condenseur du PAT ETM a été installé en même temps que le reste de l'installation et n'a pas été modifié depuis. La Figure 73 est une photographie de cet échangeur et le Tableau 20 présente les principales caractéristiques géométriques de ce condenseur. Il s'agit d'un condenseur à tubes et calandre horizontal. Il est constitué de quatre passes de tubes lisses, comme le montrent les Figure 74 et Figure 75. Ces figures montrent la disposition des différentes passes de façon simplifiée car le condenseur comporte 180 tubes au total, soit 2 passes de 71 tubes (passe 1 et passe 4) et 2 passes de 69 tubes (passe 2 et passe 3) disposés en quinconce. Les tubes sont en titane pour se situer dans les mêmes conditions qu'un échangeur qui fonctionnerait à l'eau de mer. En effet, ce matériau est



Figure 73. Photographie du condenseur COND1 du PAT ETM (©Naval Energies)

Tableau 20. Propriétés géométriques du condenseur COND1 du PAT ETM

Paramètre	Unité	Valeur
Longueur	m	3.06
Diamètre de la calandre	m	0.5
Nombre de tubes	-	280
Diamètre extérieur des tubes	mm	19.05
Nombre de passes	-	4
Masse totale hors charges	kg	1200
Matériau des tubes	-	Titane
Surface d'échange extérieure	m ²	51
Surface d'échange intérieure	m ²	47
Volume	m ³	0.6
Charge en ammoniac (R717)	kg	10

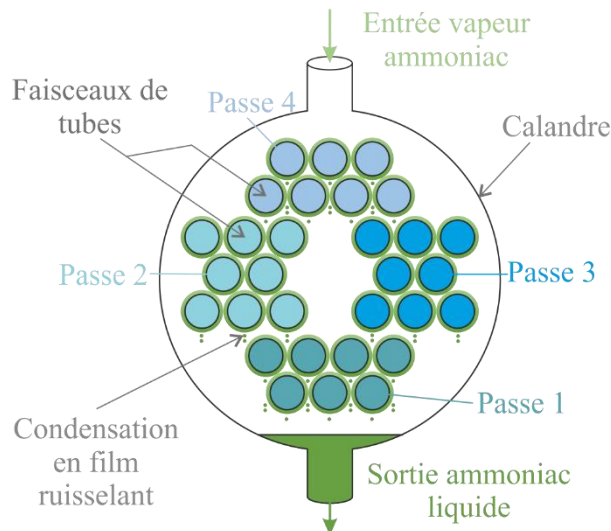


Figure 74. Schéma en coupe du condenseur du PAT ETM (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes).

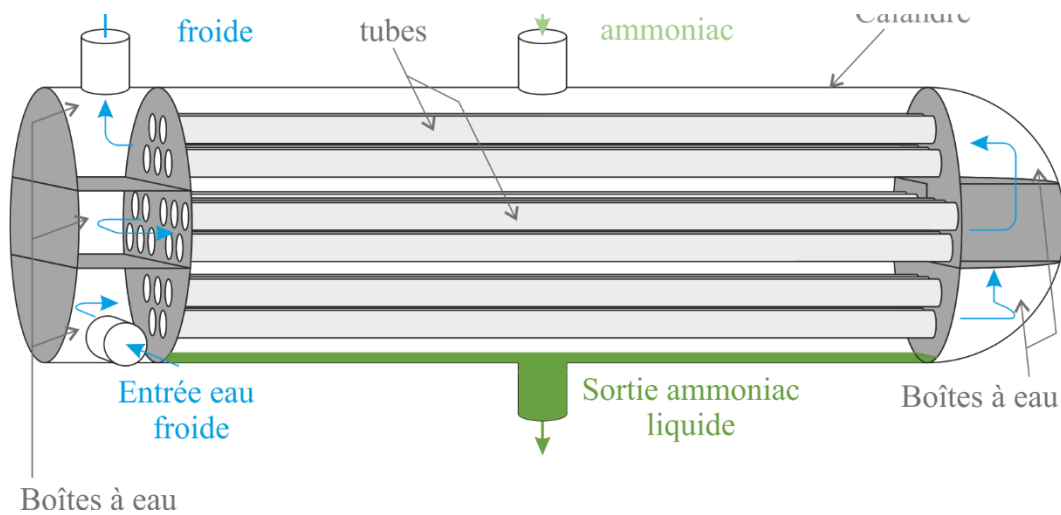


Figure 75. Représentation schématique du condenseur à tubes lisses et calandre du PAT ETM (sans soucis d'échelle et de nombre de tubes).

retenu pour les échangeurs à eau de mer pour sa résistance à la corrosion et au biofouling ainsi que pour sa bonne conductivité thermique. L'eau froide du circuit ZC arrive dans la boîte à eau qui donne accès à la première passe du bas, avant de remonter successivement vers les trois autres passes de tubes plus hautes. La vapeur d'ammoniac quant à elle arrive par le haut de la calandre. La condensation de l'ammoniac se fait alors par film ruisselant sur les tubes froids. Le condensat est récupéré dans un pot en bas du condenseur. Le niveau du liquide doit être contrôlé afin de s'assurer que les tubes ne soient pas noyés dans le liquide. Si tel était le cas, les tubes ne serviraient qu'à sous-refroidir l'ammoniac déjà condensé et n'auraient plus aucune influence sur le changement d'état. L'échange serait alors moins performant car les coefficients d'échange thermique avec changement de phase sont beaucoup plus importants que ceux par simple convection monophasique.

2.2. Essais avec le condenseur COND1

Le condenseur COND1 était présent sur chacune des campagnes ayant été menée sur le PAT ETM entre 2012 et 2019. Ainsi, de nombreuses données sont disponibles sur les performances de cet échangeur. Nous présentons ici 45 points de fonctionnement en régime permanent pour l'étude du condenseur. Chaque point a été validé et analysé conformément à la méthode décrite au Chapitre 2. Lors du pilotage du banc d'essai, les différents paramètres de fonctionnement du condenseur qui peuvent être contrôlés sont :

- La température de l'eau froide $T_{ef,e}$
- Le débit de l'eau froide $\dot{m}_{ef}$
- Le débit de vapeur d'ammoniac $\dot{m}_2$ (par manipulation de la VRP)
- Le débit de désurchauffe $\dot{m}_{des}$ (débit d'injection de gouttelettes dans la pseudo-turbine)

Le débit d'eau froide est un facteur influençant le fonctionnement du condenseur en modifiant le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes et le profil de température de l'eau à l'intérieur des tubes. Néanmoins, ces phénomènes sont ici supposés connus par l'emploi de corrélations d'échanges usuelles. Ce paramètre n'a donc pas été varié. Tous les points présentés ici pour le condenseur fonctionnent avec un débit d'eau constant à $30,0 \pm 0,15$ kg/s.

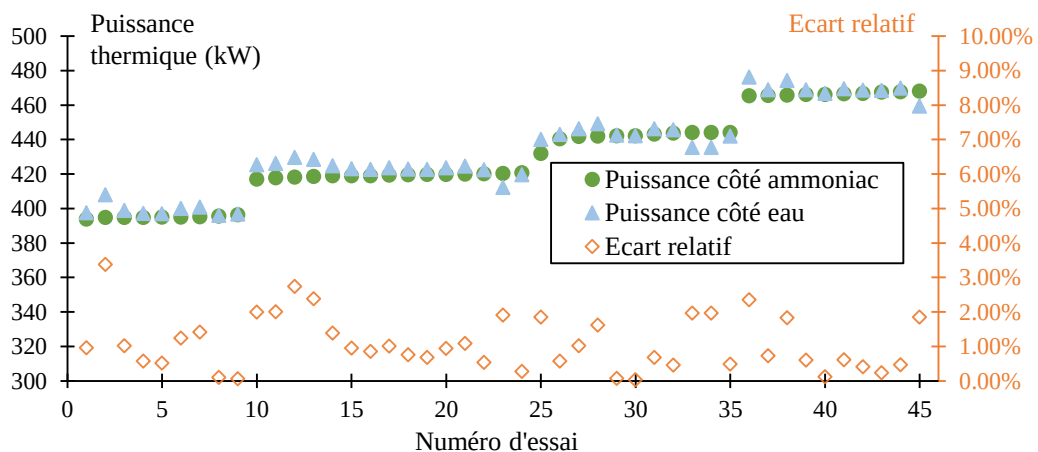


Figure 76. Comparaison des puissances échangées dans le condenseur côté eau et côté ammoniac

La puissance thermique du condenseur peut être déterminée de deux façons : par le calcul de la quantité de chaleur reçue par l'eau froide ou par le calcul de la quantité de chaleur cédée par l'ammoniac (cf. système d'équations (44) au paragraphe 2.3). Les deux méthodes fournissent les mêmes résultats avec un écart relatif inférieur à 4 % ; comme le montre la Figure 76. En essai, il est possible de choisir la puissance de fonctionnement souhaitée du condenseur en pilotant directement le débit d'ammoniac circulation dans la boucle ZP. En effet, si on néglige la part de l'éventuel sous-refroidissement dans le bilan total de l'échangeur, la puissance échangée est proportionnelle au débit d'ammoniac. Le coefficient de proportionnalité correspond à la chaleur latente (1231 kJ/kg), quasiment constante dans la plage de fonctionnement étudiée ici (variation de moins de 1 % entre 6 et 6,5 bar). La Figure 77 montre les puissances du condenseur en fonction des débits d'ammoniac des différents points d'essai. Le profil obtenu est linéaire, ce qui correspond aux attentes. Dans la littérature, le coefficient d'échange est néanmoins plutôt représenté en fonction de la puissance thermique (qui influence la température de paroi des tubes) que du débit de fluide de travail dans ce type d'échangeur [9]. Nous présenterons donc dans la suite les résultats en fonction de la puissance échangée plutôt qu'en fonction du débit d'ammoniac. La Figure 77 nous montre également que les 45 points sont regroupés autour de cinq valeurs du couple puissance-débit qui sont les valeurs de consignes qui ont été énoncées dans le plan d'expérience. Les cinq niveaux testés sont alors :

- $\dot{m}_{\text{liq}} = 0,32 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{\text{cond}} = 398 \text{ kW}$ (8 points)
- $\dot{m}_{\text{liq}} = 0,34 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{\text{cond}} = 423 \text{ kW}$ (10 points)
- $\dot{m}_{\text{liq}} = 0,36 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{\text{cond}} = 444 \text{ kW}$ (7 points)
- $\dot{m}_{\text{liq}} = 0,38 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{\text{cond}} = 468 \text{ kW}$ (8 points)

Le titre en vapeur x_3 de l'ammoniac entrant dans le condenseur est quant à lui directement dépendant du débit de désurchauffe, qui correspond à l'injection de gouttelettes dans la vapeur sèche sortant de la VRP. La Figure 78 illustre les valeurs de titre obtenues expérimentalement en fonction du débit de désurchauffe. La relation n'est pas parfaitement linéaire puisque le titre en vapeur en sortie du désurchauffeur dépend à la fois du

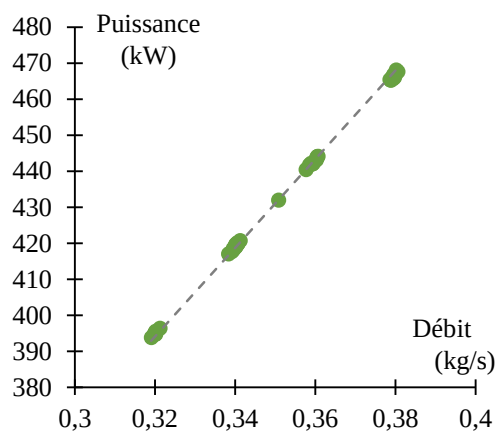


Figure 77. Evolution de la puissance thermique du condenseur en fonction du débit d'ammoniac condensé

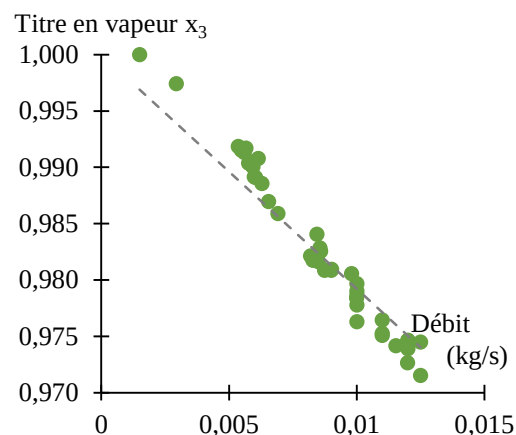


Figure 78. Evolution du titre en vapeur à l'entrée du condenseur en fonction du débit de désurchauffe

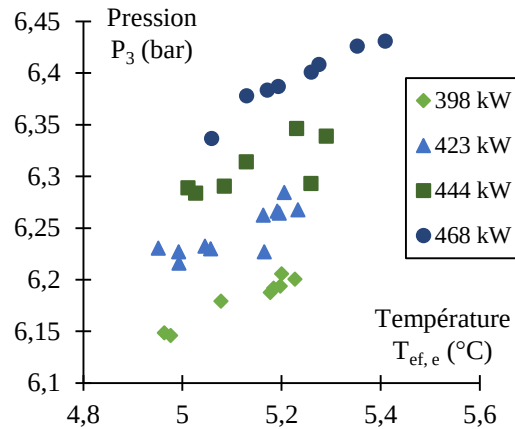


Figure 79. Représentation de la pression obtenue dans le condenseur en fonction de la température de l'eau froide

débit de désurchauffe et du débit de vapeur sortant de la VRP, la somme des deux donnant le débit total d'ammoniac circulant dans le condenseur. La commande du débit de désurchauffe peut néanmoins permettre de fixer un titre avec une erreur quadratique moyenne de 0,2 %. Le plan d'expérience montre des titres en vapeur en entrée du condenseur variant entre 0,97 et 1. Les points avec des valeurs proches de 1 représentent le cas où la pseudo-turbine fonctionne avec un rendement très faible ou est by-passée. Ce cas représente donc le fonctionnement du condenseur lors d'une phase démarrage par exemple ou de fonctionnement hors nominal. Plus le titre en vapeur à l'entrée du condenseur est faible, plus la variation d'enthalpie massique du fluide dans la turbine est élevée. Les performances de l'échangeur seront ici représentées en fonction du titre en vapeur plutôt que du débit de désurchauffe.

Enfin, la température de l'eau froide influence quant à elle la pression de l'échangeur P_3 . En effet, à puissance de fonctionnement donnée, et connaissant la température et le débit de l'eau froide, la pression de changement d'état du fluide de travail, représentative de la température de changement d'état, est déterminée. La Figure 79 illustre la relation obtenue entre la température de l'eau froide et la pression de l'ammoniac dans le condenseur, aux différentes puissances testées. Le profil attendu est confirmé : à puissance donnée, plus la température de l'eau froide en entrée est élevée, plus la pression dans le condenseur est grande. La plage de fonctionnement testée en termes de température et de pression du condenseur reste ici restreinte (de 6,15 à 6,45 bar pour la pression de l'ammoniac et de 4,9 à 5,4 °C sur la température de l'eau froide), mais correspond au domaine de fonctionnement souhaité d'une centrale ETM.

Les conditions opératoires du condenseur peuvent donc être représentées soit par le triplet des variables utilisées lors du pilotage $(\dot{m}_2, \dot{m}_{des}, T_{ef,e})$, le débit d'eau froide étant une constante ici, ou par le triplet de variables de fonctionnement suivant : $(\dot{Q}_{cond}, x_3, P_3)$. Les performances thermiques du condenseur varient alors en fonction de 3 paramètres indépendants. Le système retenu finalement est le suivant :

- La puissance thermique transférée dans le condenseur $\dot{Q}_{cond}$
- Le titre en vapeur à l'entrée du condenseur x_3
- La pression du condenseur P_3

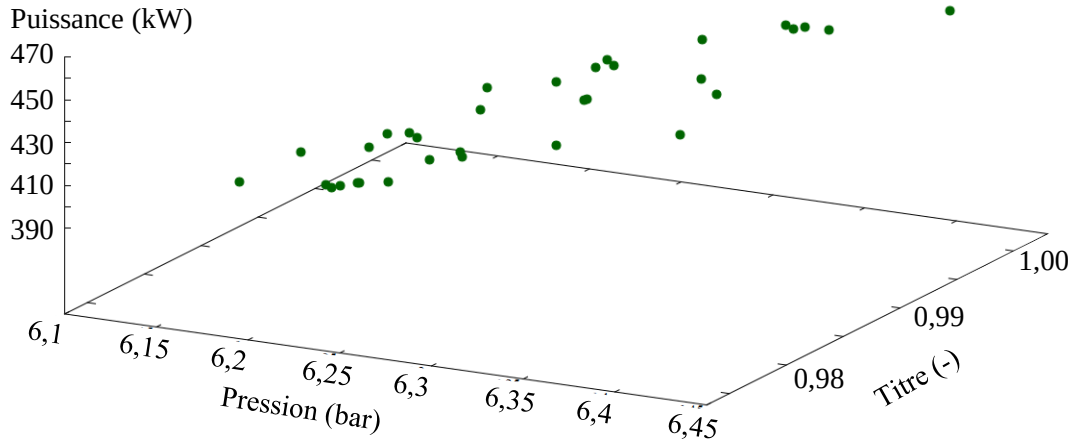


Figure 80. Illustration de l'espace d'expérimentation ayant été exploré pour le condenseur

Le plan d'expérience consiste alors à explorer cet espace de fonctionnement du condenseur à trois dimensions. Afin de représenter la portion de cet espace qui a pu être explorée lors des différents essais ici, la Figure 80 montre l'ensemble des points de fonctionnement obtenus expérimentalement dans l'espace à trois dimensions $(\dot{Q}_{cond}, x_3, P_3)$.

Une autre vérification importante qui a été réalisée pour s'assurer du bon fonctionnement du condenseur est la vérification du niveau et l'état du liquide sortant du condenseur (saturé ou sous-refroidi). La Figure 81 représente la différence entre les températures mesurées T_3 et T_4 pour l'ammoniac à l'entrée et en sortie du condenseur et les températures de saturation calculées à partir des pressions P_3 et P_4 en fonction du niveau de liquide mesuré. A l'entrée, l'état de l'ammoniac doit obligatoirement être saturé puisqu'une injection de gouttelettes est réalisée dans le désurchauffeur. La comparaison de la température réelle mesurée dans le condenseur et de la température de saturation de l'ammoniac calculée à la pression mesurée permet donc de valider la relation pression-température utilisée ainsi que l'absence d'incondensables dans la boucle lors des essais. Les valeurs de T_3 et $T_{sat}(P_3)$ obtenues sont très proches avec un écart quadratique moyen de 0,05 °C. En effet, l'incertitude des capteurs de températures est égale à 0,18 °C à la température de l'ammoniac dans le condenseur, soit bien supérieure à l'écart constaté ici. L'analyse

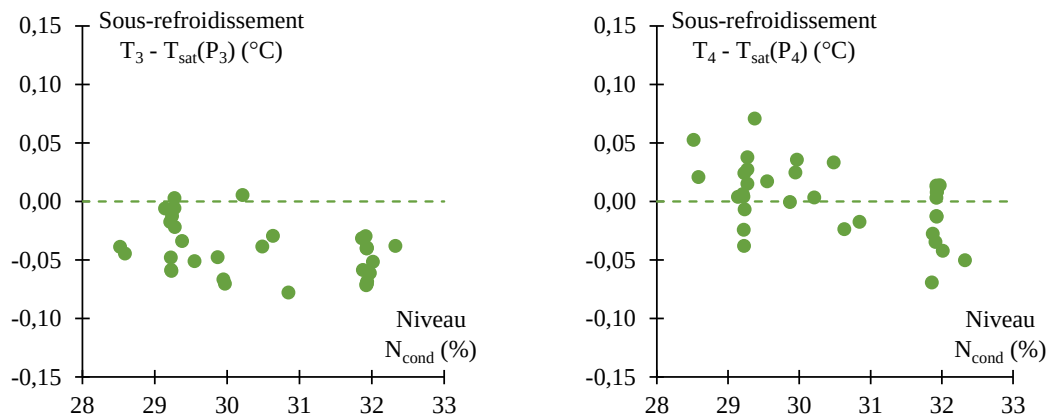


Figure 81. Ecart entre température mesurée et température de saturation en fonction du niveau mesuré à l'entrée (à gauche) et à la sortie (à droite) du condenseur.

des pressions et températures de l'ammoniac en sortie du condenseur nous permet de contrôler l'état de l'ammoniac liquide condensé, en particulier de vérifier l'existence d'un éventuel sous-refroidissement significatif. En dessous d'un niveau de 35 %, les tubes du condenseur ne sont pas noyés et participe donc tous à la condensation par film ruisselant. L'existence d'un éventuel sous-refroidissement en sortie ne peut alors qu'être lié à un refroidissement d'une épaisseur du film liquide s'écoulant sur les tubes. Néanmoins, les écarts constatés ici entre de T_4 et $T_{sat}(P_4)$ sont encore une fois très faibles, ce qui montre que le liquide obtenu est quasiment à saturation. L'ammoniac peut donc être considéré comme étant à température constante égale à la température de saturation sur l'ensemble de l'échangeur pour tous les points de la campagne.

2.3. Méthode de calcul des coefficients d'échange thermique

Etant donné que l'ammoniac entre dans le condenseur en étant sous la courbe de saturation et en ressort à l'état de liquide quasiment saturé, la température de l'ammoniac dans le condenseur peut être considérée comme constante. L'échangeur est constitué de quatre passes d'eau, aussi il aurait été possible de construire un modèle de calcul en régime permanent prenant en compte ce trajet de l'eau dans l'échangeur, comme le montre la Figure 82. Néanmoins, une telle approche ne sera pas envisagée ici puisque les températures intermédiaires de l'eau dans les boîtes à eau ne sont pas connues. Un affinement des coefficients d'échange dans chaque passe n'est donc pas possible. On considèrera alors un comportement global équivalent d'un échangeur à contre-courant simple (cf. Figure 82).

La puissance thermique du le condenseur se calcule par le système suivant :

$$\begin{cases} \dot{Q}_{\text{cond}} = U_{\text{cond}} S_{\text{cond}} \Delta TLM(T_3, T_4, T_{\text{ef,e}}, T_{\text{ef,s}}) \\ \dot{Q}_{\text{cond}} = -(\dot{m}_{\text{liq}} + \dot{m}_{\text{des}})(h_4 - h_3) \\ \dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ef}}(h_{\text{ef,s}} - h_{\text{ef,e}}) \end{cases} \quad (44)$$

Où U_{cond} est le coefficient d'échange global, S_{cond} la surface d'échange et $\Delta TLM(T_3, T_4, T_{\text{ef,e}}, T_{\text{ef,s}})$ la différence de température logarithmique moyenne dans le condenseur. La surface d'échange est différente du côté intérieur et du côté extérieur des tubes en

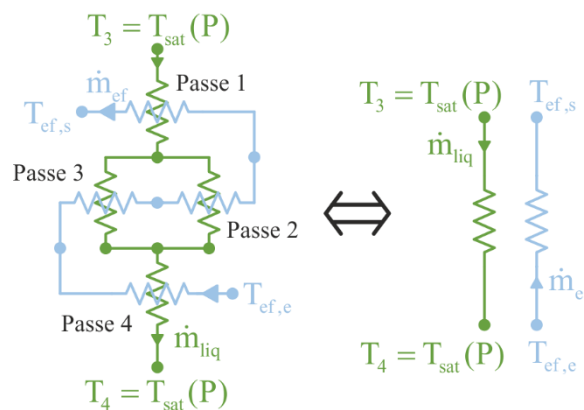


Figure 82. Principe de calcul des échanges thermiques entre les deux fluides dans le condenseur

raison de leur géométrie cylindrique. La surface S_{cond} est définie par convention comme étant la surface extérieure des tubes. La surface intérieure s'exprime alors par :

$$S_{\text{cond,int}} = S_{\text{cond}} \left(\frac{r_i}{r_e} \right) \quad (45)$$

Où r_i est le rayon intérieur des tubes et r_e leur rayon extérieur. La différence de température logarithmique moyenne dans l'échangeur s'exprime par :

$$\Delta T_{\text{LM}}(T_3, T_4, T_{\text{ef,e}}, T_{\text{ef,s}}) = \frac{(T_3 - T_{\text{ef,s}}) - (T_4 - T_{\text{ef,e}})}{\ln\left(\frac{(T_3 - T_{\text{ef,s}})}{(T_4 - T_{\text{ef,e}})}\right)} \quad (46)$$

Le coefficient d'échange global du condenseur s'exprime alors par :

$$\frac{1}{U_{\text{cond}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ext,cond}}} + \frac{r_e}{\alpha_{\text{int,cond}} r_i} + \frac{r_e}{\lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (47)$$

Où λ_{tube} est la conductivité thermique du matériau constituant les tubes (16,3 W/m/K pour le titane), $\alpha_{\text{int,cond}}$ est le coefficient d'échange par convection de l'eau à l'intérieur des tubes et $\alpha_{\text{ext,cond}}$ est le coefficient d'échange par condensation en film ruisselant à l'extérieur des tubes et le troisième terme de l'expression correspond à la résistance thermique du tube multipliée par la surface extérieure.

Les propriétés des échanges thermiques de l'eau circulant dans un tube sont relativement bien connues depuis de nombreuses années, y compris à l'intérieurs d'échangeurs à tubes et calandres d'usage courant [10,11]. Les corrélations permettant de déterminer les coefficients d'échanges thermiques sont la plupart du temps des corrélations empiriques basées sur l'emploi de nombres adimensionnels. La source principale d'incertitude pour un échangeur à tubes et calandre dans le cadre de l'ETM vient alors principalement du coefficient d'échange du côté du fluide de travail [12]. C'est donc ce coefficient que nous allons chercher à identifier ici pour les échangeurs testés sur le PAT ETM.

Les principaux nombres adimensionnels qui sont utilisés dans cette étude sont les suivants :

- Le nombre de Reynolds, caractéristique de l'écoulement, défini sauf indication contraire dans un cas particulier par :

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} D_h}{\Omega \mu} \quad (48)$$

Où μ est la viscosité dynamique, D_h le diamètre hydraulique de l'écoulement, $\dot{m}$ et Ω la section de l'écoulement. La vitesse est supposée constante sur la section de l'écoulement.

- Le nombre de Prandtl, caractéristiques des propriétés d'un fluide, défini par :

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (49)$$

Où c_p est la capacité calorifique massique et λ la conductivité thermique.

- Le nombre de Nusselt, caractéristique de l'échange thermique :

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda} \quad (50)$$

Une des corrélations d'échanges les plus utilisées pour le transfert de l'eau dans un tube est la corrélation de Dittus et Boelter [13], améliorée par les travaux de Mac Adams [14,15]. En 1983, Rabas et Cane [10] ont référencés plusieurs corrélations pour les comparer à près d'une centaine de points de mesures expérimentaux. Il en ressort que les corrélations rendent bien compte des phénomènes réels. D'autres travaux plus récents ont permis de développer de nouvelles formules pour améliorer la précision dans certaines conditions, comme celle de Gnielinski [11]. Les propriétés du transfert sont donc relativement bien connues du côté de l'eau dans les tubes. Le coefficient d'échange intérieur tube est donc ici supposé connu et nous retiendront dans les conditions rencontrées pour l'ETM la corrélation de Petukhov et Popov, dont la précision a été montrée par les auteurs cités précédemment [10,11] :

$$Nu = 0,015 Re^{0,835} Pr^{0,462} \quad (51)$$

Les propriétés de l'eau froide nécessaire au calcul de ce coefficient d'échange (conductivité, viscosité dynamique, capacité calorifique) sont déterminées à partir de la bibliothèque CoolProp [16] en fonction de la température moyenne de l'eau dans l'échangeur qui est définie ici comme la moyenne arithmétique des températures $T_{ef,e}$ de l'eau froide à l'entrée du froide et $T_{ef,s}$ de l'eau froide à sa sortie sont déterminés :

$$T_{ef,moy} = \frac{T_{ef,e} + T_{ef,s}}{2} \quad (52)$$

Le seul paramètre qu'il reste alors à identifier est le coefficient d'échange à l'extérieur des tubes $\alpha_{ext, cond}$, du côté de la condensation de l'ammoniac. Ce dernier peut être déterminé de deux façons usuelles :

- Par identification en fonction des résultats
- En utilisant une corrélation couramment admise dans la littérature

En utilisant ces deux méthodes, deux valeurs seront obtenues, une valeur dite expérimentale $\alpha_{ext, cond, exp}$ et une autre dite théorique $\alpha_{ext, cond, th}$, qui pourront être comparées pour juger de la fiabilité de la corrélation d'échange. La corrélation utilisée ici pour le calcul des coefficients théoriques est la corrélation de Kern [9]. La méthode de Kern consiste dans un premier temps à déterminer le coefficient d'échange de la condensation sur la première rangée de tubes par la théorie de Nusselt [17,18] :

$$\alpha_{ext} = 0,725 \left(\lambda_{liq}^3 \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g L_{vap,corr} \left(2 r_{ext} \mu_{liq} (T_{sat} - T_p) \right) \right)^{1/4} \quad (53)$$

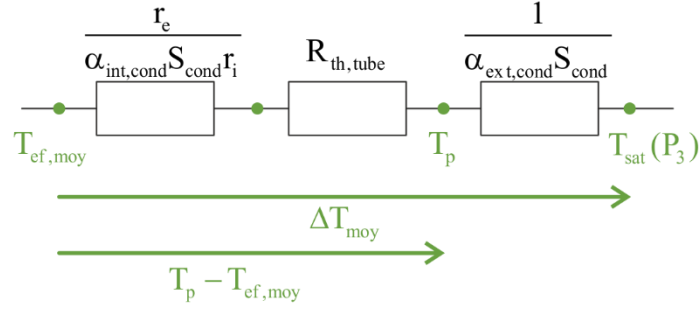


Figure 83. Analogie entre le transfert thermique à travers le tube et un pont diviseur de tension en électricité

Les propriétés du condensat nécessaires au calcul (conductivité λ_{liq} , masse volumique ρ_{liq} , capacité calorifique massique $c_{p, liq}$ et viscosité dynamique μ_{liq}) sont déterminées à partir de la température de l'ammoniac liquide T_{liq} et des bibliothèques de CoolProp [16] pour l'ammoniac. La valeur de T_{liq} utilisée est une valeur intermédiaire entre la température de paroi et la température de saturation de l'ammoniac (liquide légèrement sous refroidi). La valeur utilisée ici est celle proposée par Drew [14] :

$$T_{liq} = T_p + 0,25(T_{sat}(P_3) - T_p) \quad (54)$$

Les propriétés de la vapeur d'ammoniac (masse volumique ρ_{vap} et chaleur latente massique de condensation L_{vap}) sont calculées en considérant une vapeur saturée à la pression du condenseur P_3 . La chaleur latente massique de calcul est néanmoins corrigée, conformément aux recommandations de Rohsenow [19] :

$$L_{vap,corr} = L_{vap} + 0,68 c_{p,liq} (T_{sat}(P_3) - T_p) \quad (55)$$

Enfin, la température T_p est la température de surface de la paroi extérieure du tube, sur laquelle se produit la condensation. Cette température peut être déterminée par équivalence avec un pont diviseur de tension en électricité (*cf.* Figure 83) par l'expression :

$$T_p = \frac{R_{th,tube} + \frac{r_e}{\alpha_{int,cond} S_{cond} r_i}}{R_{th,tube} + \frac{r_e}{\alpha_{int,cond} S_{cond} r_i} + \frac{1}{\alpha_{ext,cond} S_{cond}}} \Delta T_{moy} + T_{ef,moy} \quad (56)$$

Où $R_{th, tube}$ est la résistance thermique du tube définie par :

$$R_{th,tube} = \frac{r_e}{S_{cond} \lambda_{tube}} \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) \quad (57)$$

$T_{ef, moy}$ est la température moyenne de l'eau froide dans le condenseur telle que définie en (52) et ΔT_{moy} est la différence de température arithmétique moyenne entre l'ammoniac et l'eau dans l'échangeur, définie par :

$$\Delta T_{moy} = \frac{(T_4 - T_{ef,e}) + (T_3 - T_{ef,s})}{2} = T_{sat}(P_3) - T_{ef,moy} \quad (58)$$

Pour le calcul de la puissance thermique du condenseur, la différence de température logarithmique moyenne est préférée à la moyenne arithmétique, comme indiqué dans l'équation (44). Pour le calcul des propriétés de l'eau et pour le calcul de la température de paroi, la moyenne arithmétique est privilégiée. Cette simplification n'engendre que de faibles écarts dans les résultats dans notre domaine d'étude (écart relatif inférieur à 3 % sur le calcul de T_p).

Ainsi, le calcul du coefficient de condensation à l'extérieur des tubes dépend de la température de la paroi et la température de la paroi dépend du coefficient d'échange. Un calcul itératif est donc nécessaire pour déterminer le coefficient d'échange $\alpha_{\text{ext, cond, th}}$.

Enfin, si le calcul du coefficient d'échange au niveau de la première rangée de tube est défini par les équations précédentes, ce dernier sera de plus en plus faible sur les rangées de tubes inférieures en raison de l'épaisseur croissante du film ruisselant du condensat, en fonction de la géométrie et de la disposition des tubes. Sur le PAT ETM, le condenseur possède une disposition des tubes en quinconce avec un pas triangulaire et le faisceau est circulaire (suivant la géométrie de la calandre). Dans ce cas, Kern [9] recommande alors le calcul du coefficient d'échange extérieur tube moyen global sur tout l'échangeur par l'expression :

$$\alpha_{\text{ext, cond}} = \alpha_{\text{ext, Nusselt}} \times 1,01 \left(\frac{R}{p} \right)^{-1/6} \quad (59)$$

Où R est le rayon du faisceau de tube et p le pas comme indiqué en Figure 84.

Afin de synthétiser la méthode de calcul employée, des organigrammes de calcul sont fournis en Figure 85 et en Figure 86.

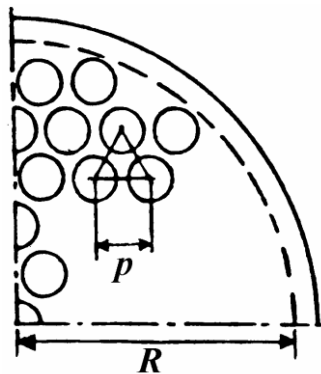


Figure 84. Définition des paramètres géométriques pour décrire le faisceau de tubes en quinconce (crédit ©GRETH, 1997)

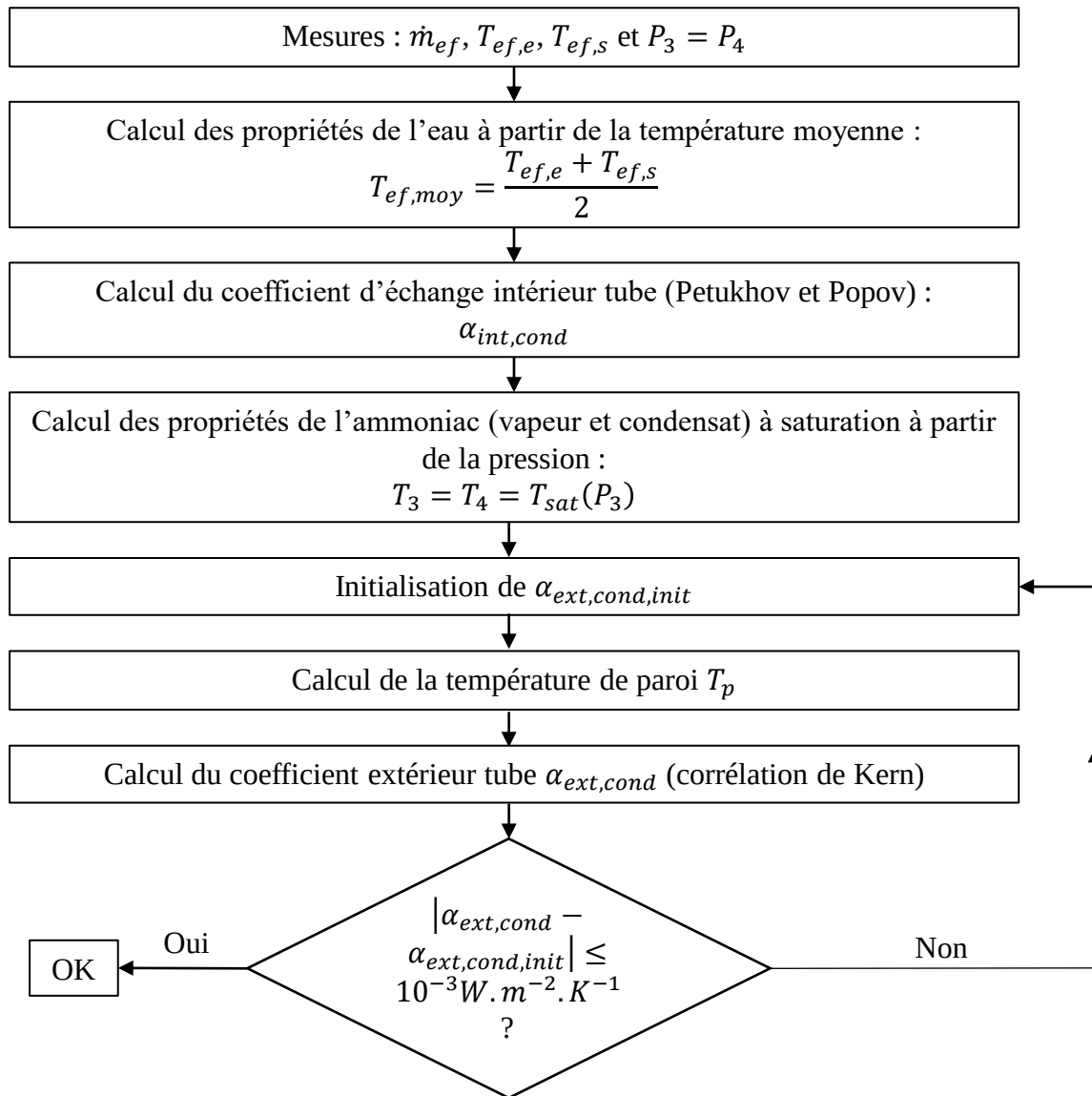


Figure 85. Logigramme de calcul du coefficient d'échange thermique théorique coté ammoniac (extérieur tube)

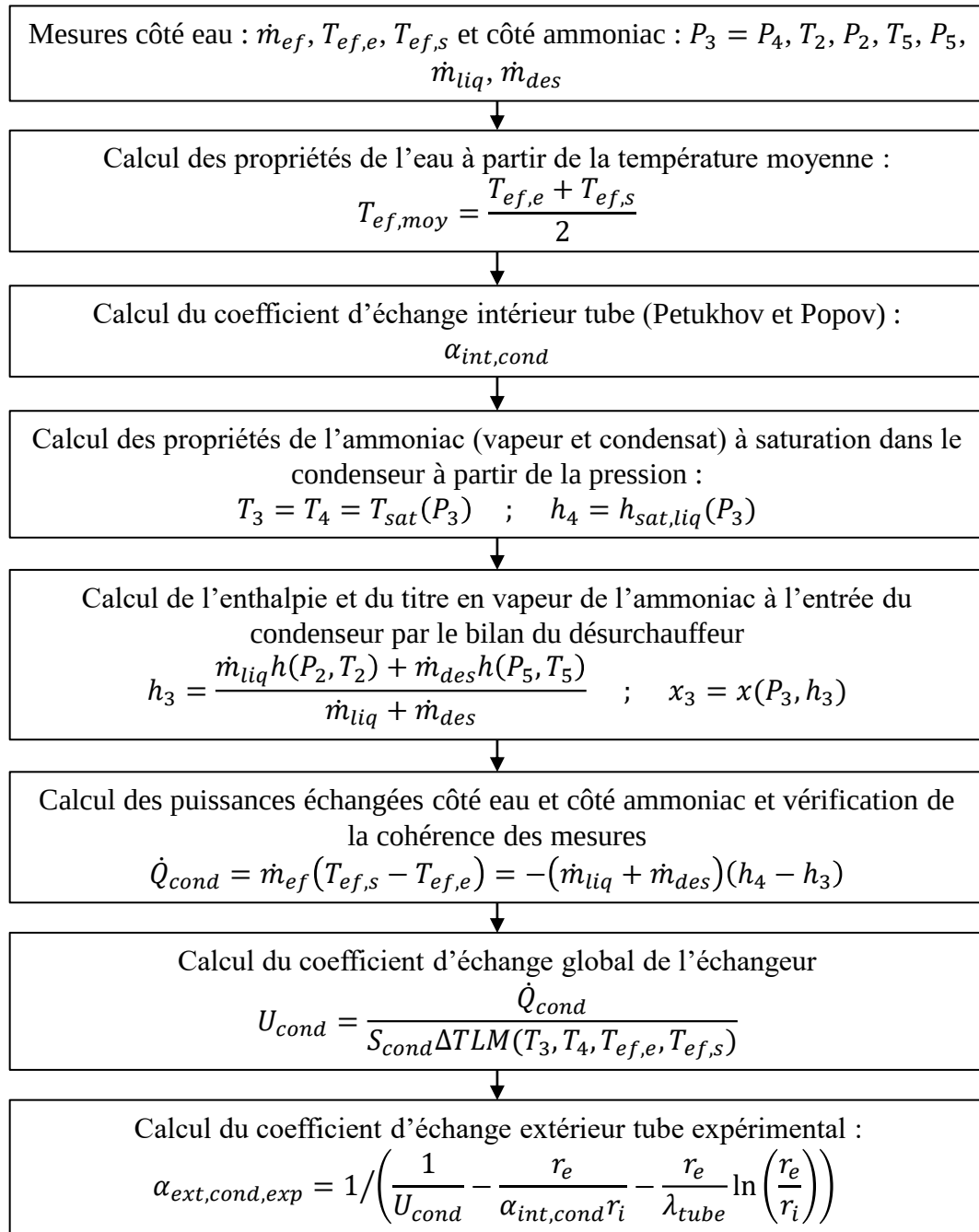


Figure 86. Logigramme de calcul du coefficient d'échange thermique expérimental côté ammoniac (extérieur tube)

2.4. Résultats et interprétation

Les coefficients d'échange thermique expérimentaux et théoriques obtenus ont alors été tracés sur la Figure 87 en fonction des trois variables de fonctionnement qui ont été retenues pour cette étude : la puissance thermique, la pression de l'ammoniac et le titre en vapeur du fluide à l'entrée du condenseur. L'évolution en fonction de la température calculée à la surface extérieure des tubes a également été représentée puisqu'il s'agit d'un

paramètre présent de façon explicite dans l'expression de la corrélation d'échange utilisée. Le premier constat est que la majorité des points expérimentaux concordent de façon très précise avec la corrélation de Kern. Au total, l'écart quadratique moyen entre les coefficients expérimentaux et ceux fournis par la corrélation empirique est de $236 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, soit un écart relatif de 2,1 %.

Le second constat est que la sensibilité du coefficient d'échange à la pression et/ou la température de la paroi du tube est bien retranscrite par le modèle (diminution avec la pression). En revanche, l'expérimentation montre que le coefficient d'échange ne dépend pas du flux thermique échangé, alors que le modèle prédit une légère pente descente. Par ailleurs, la proportion de liquide à l'entrée du condenseur n'a ici pas d'impact significatif sur le comportement thermique de l'échange. Les titres en vapeur explorés lors de cette

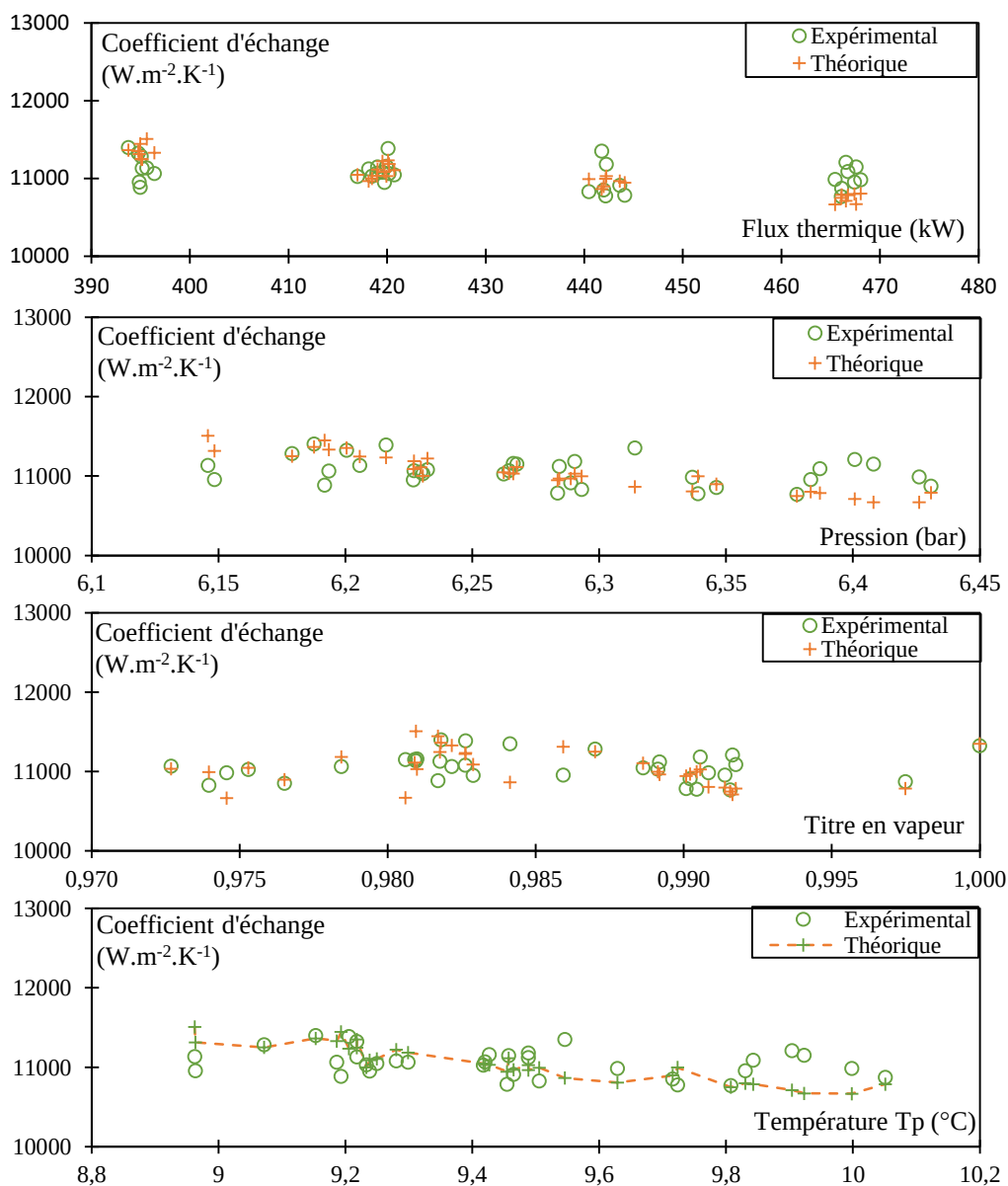


Figure 87. Coefficients d'échanges à l'extérieur des tubes (côté ammoniac) théoriques et expérimentaux en fonction de différents paramètres de fonctionnement du condenseur

campagne d'essai vont de 0,97 à 1, ce qui est représentatif du fonctionnement d'une centrale ETM avec une turbine ayant un rendement classique avec l'ammoniac comme fluide de travail. Ainsi, même si l'ammoniac est un fluide du type mouillé, le taux de gouttelette observable en sortie de turbine sur une centrale ETM n'est pas suffisant pour « noyer » certains tubes et détériorer les performances thermiques d'un échangeur du type tubes et calandre.

Les essais présentés ici ne couvrent pas toute la gamme de densités de flux pouvant être rencontrée sur une centrale à l'échelle 1 et prennent en compte une analyse globale de l'échangeur sans tenir compte des effets locaux pouvant se produire sur chacune des quatre passes de tubes. NAVAL ENERGIES a ensuite réalisé des essais supplémentaires pour permettre de caractériser ce comportement pour un échangeur monopasse à l'échelle 1, qui est hors du champ d'étude de la présente thèse et qui met en évidence d'autres phénomènes qui ont impliqué la mise en place de nouvelles méthodes de calcul. Néanmoins, la présente étude confirme l'applicabilité des corrélations de Nusselt et de Kern à l'échelle de fonctionnement du PAT ETM pour une approche globale et fournit une preuve expérimentale supplémentaire du champ d'application de cette corrélation dans le domaine exploré ici. Cette corrélation pourra donc être réutilisée dans le Chapitre 4 pour l'analyse dynamique.

3. L'évaporateur horizontal à tubes lisses noyés : EVAP1

3.1. Géométrie et fonctionnement

L'évaporateur EVAP1 est un échangeur à tubes et calandre à tubes lisses et noyés. Une photographie de cet échangeur est fournie en Figure 88 et les principales données géométriques de l'évaporateur sont regroupées dans le Tableau 21. Il est constitué de deux passes de tubes pour l'eau chaude comme le montrent les Figure 90 et Figure 89. Au total, 259 tubes en titane ont été installés : 120 tubes pour la passe 1 en bas et 139 pour celle du haut. Le matériau choisi reste le titane pour les mêmes raisons que celles évoquées pour le condenseur.

L'eau chaude du circuit ZB arrive par la boîte à eau du bas avant de passer successivement dans les deux passes de tubes. L'ammoniac liquide arrive par le bas pour venir noyer les tubes. L'évaporation se fait alors au contact des tubes chauds de façon convective ou nucléée. La vapeur ressort alors de l'évaporateur par le haut de la calandre. Comme pour le condenseur, le contrôle du niveau dans l'évaporateur est nécessaire car si le niveau est trop bas, certains tubes pourraient être au-dessus du niveau de liquide et donc ne participeraient pas à l'évaporation.



Figure 88. Photographie de l'évaporateur EVAP1 du PAT ETM (©Naval Energies)

Tableau 21. Propriétés géométriques de l'évaporateur EVAP1 du PAT ETM

Paramètre	Unité	Valeur
Longueur	m	4.9
Diamètre de la calandre	m	0.71
Nombre de tubes	-	159
Diamètre extérieur des tubes	mm	19.05
Nombre de passes	-	2
Masse totale hors charges	kg	1805
Matériau des tubes	-	Titane
Surface d'échange extérieure	m ²	165
Surface d'échange intérieure	m ²	43
Volume	m ³	1.89
Charge en ammoniac (R717)	kg	250

L'eau entre d'abord par la passe du bas, et sera dans un premier temps en contact avec l'ammoniac liquide sous-refroidi. Cette configuration permet d'augmenter la puissance au niveau de la réchauffe de l'ammoniac liquide sous-refroidi qui entre dans le condenseur en augmentant l'écart de température entre les deux fluides en bas du GV, puisque c'est à ce niveau que les coefficients d'échanges extérieurs tubes sont les plus faibles. De plus, étant donné que la température de l'ammoniac est constante lors du changement d'état, cela ne réduit en rien le pincement de l'échangeur.

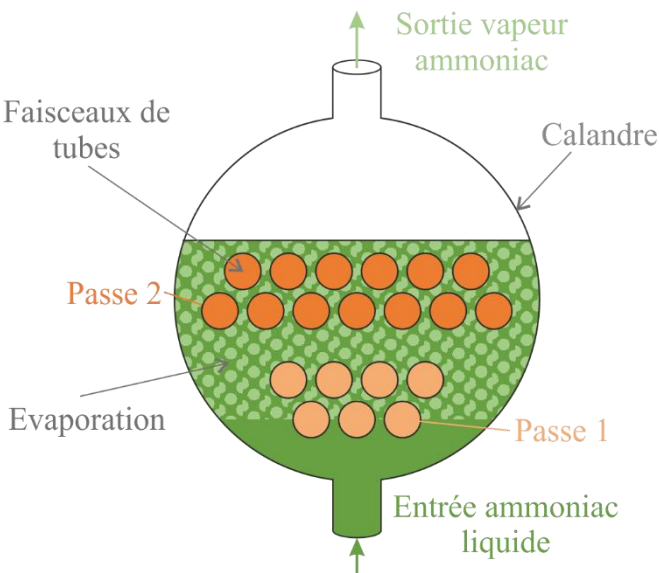


Figure 89. Schéma en coupe de l'évaporateur EVAP1 (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes).

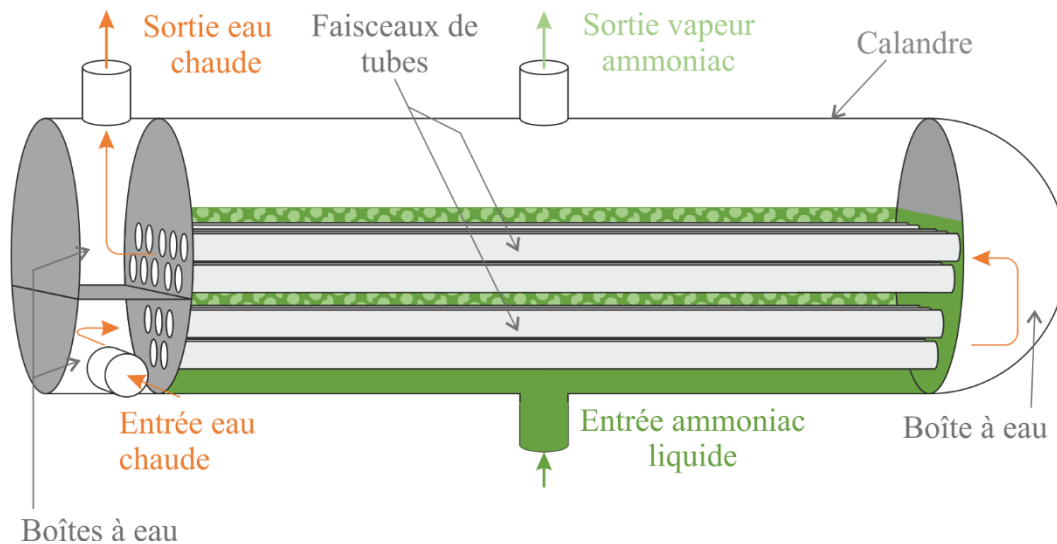


Figure 90. Représentation schématique de l'évaporateur EVAP1 (sans soucis d'échelle et de nombre de tubes).

3.2. Essais avec l'évaporateur EVAP1

Pour l'évaporateur EVAP1, 52 essais en régime permanent ont pu être obtenus. Chaque essai a été validé et dépouillé suivant la méthode décrite au Chapitre 2. L'objectif de ce paragraphe est de montrer l'ensemble des conditions de fonctionnement qui ont pu être explorées pour EVAP1. L'inconnue principale que l'on souhaite étudier ici est le coefficient d'échange à l'extérieur des tubes (côté ammoniac en évaporation). Sur cet évaporateur, nous ne disposons de mesures qu'à l'entrée et à la sortie côté eau et côté ammoniac, l'approche de l'étude sera donc globale, n'ayant pas d'informations mesurées sur les performances locales. Les paramètres qui ont pu être variés lors du pilotage du PAT ETM et susceptibles d'influencer les performances thermiques sont alors les suivantes :

- La température de l'eau chaude $T_{ec, e}$
- Le débit de l'eau chaude $\dot{m}_{ec}$
- Le débit d'ammoniac circulant dans la boucle ZP $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (par pilotage des vannes VRP et VRN)
- L'état de l'ammoniac liquide à l'entrée du GV, principalement son sous-refroidissement $T_1 - T_{sat}(P_1)$, qui dépend de la différence de pression entre les deux échangeurs de la boucle ZP.

Les trois premières variables ci-dessus sont directement pilotables sur le banc d'essai. En revanche, le sous-refroidissement du liquide à l'entrée de l'évaporateur dépend de la pression dans le condenseur, de celle de l'évaporateur et du fonctionnement de la pompe. En effet, la pompe aspire le liquide à la température de saturation de la pression du condenseur (en s'assurant une colonne de liquide suffisante pour éviter la cavitation) et l'amène à la pression du GV. Le sous-refroidissement obtenu dépend alors de l'écart de pression et de la forme de la courbe de saturation dans le diagramme P-h. Dans les faits, la pression dans le condenseur étant relativement constante, le sous-refroidissement de

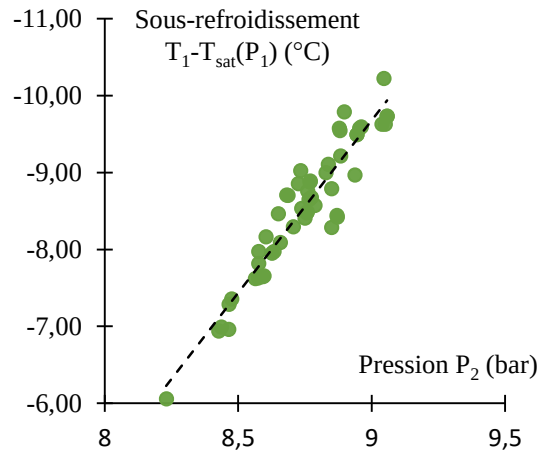


Figure 91. Mesure du sous-refroidissement de l'ammoniac à l'entrée du GV en fonction de la pression

l'ammoniac à l'entrée du GV dépend alors surtout de la pression de l'évaporateur, comme le montre la Figure 91. Cette variable peut donc ici être vue comme une conséquence des trois autres paramètres de fonctionnement de l'évaporateur.

De plus, par la méthode donnée au Chapitre 2, la puissance totale échangée dans l'évaporateur peut être déterminée par les bilans côté eau et côté ammoniac, en comparant les deux valeurs pour s'assurer de la cohérence entre les différentes mesures. Cette comparaison des puissances thermiques pour chacun des deux fluides de l'évaporateur est alors fournie en Figure 92. L'écart obtenu entre les deux valeurs est systématiquement inférieur à 4 %, ce qui confirme la précision du calcul de puissance. Les puissances ainsi calculées sont déterminées lors du fonctionnement du banc d'essai principalement par le pilotage du débit d'ammoniac circulant dans la boucle ZP, via l'ouverture de la VRP. En effet, le débit d'ammoniac est quasiment proportionnel à la puissance de l'évaporateur, le coefficient de proportionnalité étant alors approximativement égal à la chaleur latente d'évaporation de l'ammoniac ; puisque la réchauffe de l'ammoniac liquide ne constitue qu'une petite partie de la quantité de chaleur totale échangée (moins de 4 %), même si le sous-refroidissement de l'ammoniac à l'entrée du GV varie entre -10 et -6 °C (cf. Figure 91).

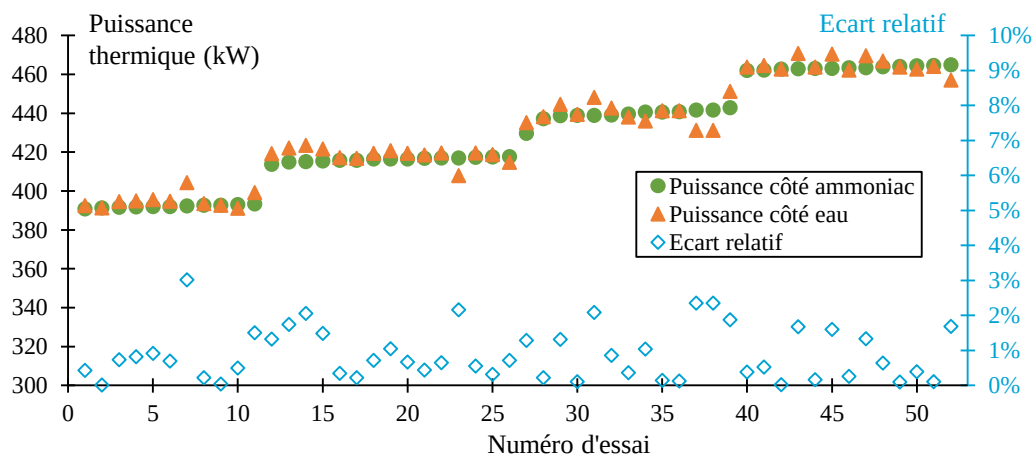


Figure 92. Comparaison des puissances échangées dans l'évaporateur EVAP1 côté eau et côté ammoniac

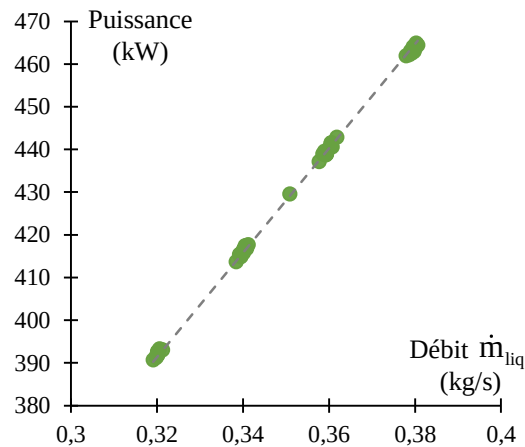


Figure 93. Evolution de la puissance thermique de l'évaporateur EVAP1 en fonction du débit d'ammoniac évaporé

La Figure 93 illustre cette relation obtenue expérimentalement entre puissance thermique et débit d'ammoniac qui correspond au profil linéaire attendu. La variation du débit d'ammoniac entraîne alors systématiquement la variation de la puissance totale de l'échangeur. Dans la littérature, les performances de ce type d'échangeurs sont représentées plutôt en fonction de la puissance échangée que du débit. Nous considérerons ainsi dans notre espace d'expérimentation la puissance comme un paramètre de fonctionnement à la place du débit d'ammoniac. Les débits d'ammoniac ont été testés entre 0,32 kg/s et 0,38 kg/s par pas de 0,02 kg/s, avec un point supplémentaire à 0,35 kg/s. Les puissances dans chaque cas sont les suivantes :

- $\dot{m}_{liq} = 0,32 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{evap} = 394 \text{ kW}$ (11 points)
- $\dot{m}_{liq} = 0,34 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{evap} = 419 \text{ kW}$ (15 points)
- $\dot{m}_{liq} = 0,35 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{evap} = 431 \text{ kW}$ (1 point)
- $\dot{m}_{liq} = 0,36 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{evap} = 443 \text{ kW}$ (12 points)
- $\dot{m}_{liq} = 0,38 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{Q}_{evap} = 468 \text{ kW}$ (13 points)

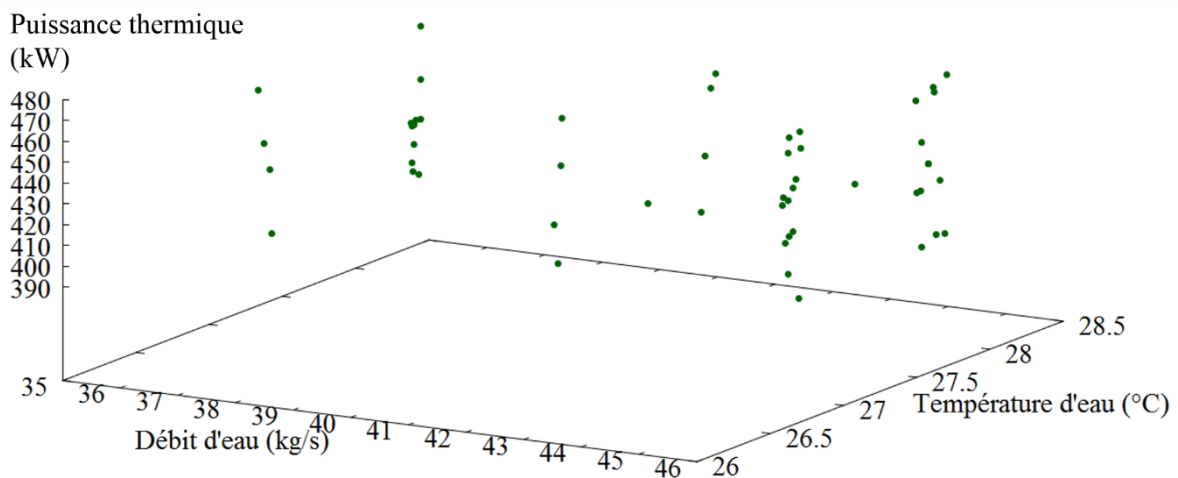


Figure 94. Représentation des différents points d'essai de l'EVAP1 dans l'espace d'expérimentation à trois dimensions

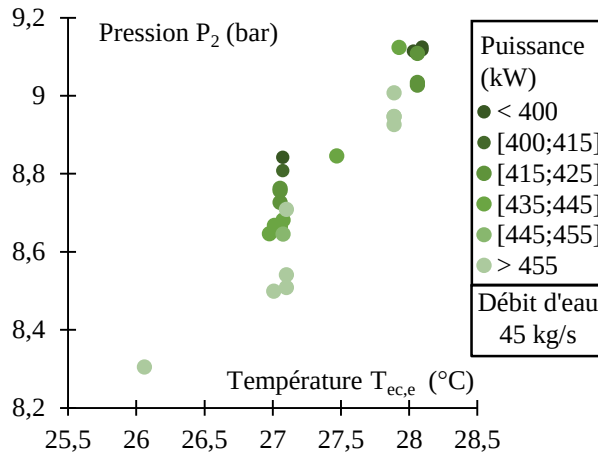


Figure 95. Réprésentation des pressions mesurées sur l'EVAP1 pour les essais à 45 kg/s d'eau chaude en fonction de la température d'eau chaude et de la puissance

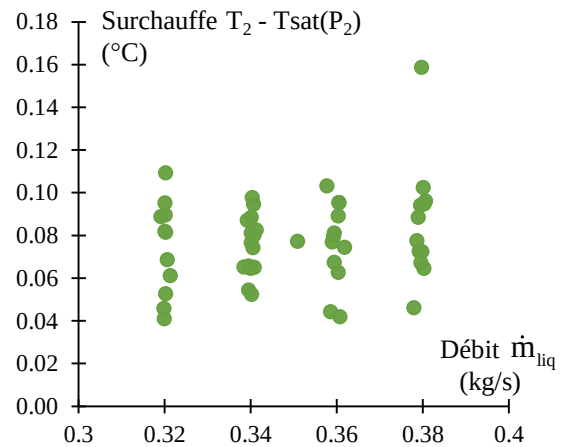


Figure 96. Evolution de la surchauffe mesurée en sortie de l'EVAP 1 en fonction du débit d'ammoniac circulant dans le GV.

L'espace d'expérimentation à explorer sur le banc d'essai pour déterminer les performances de l'évaporateur possède alors trois dimensions : la température de l'eau chaude, son débit et la puissance de l'évaporateur. Afin de se rendre compte des conditions de fonctionnement de l'EVAP1 qui ont pu être réalisées sur le PAT ETM lors de cette campagne, nous avons représenté l'ensemble des points d'essai dans l'espace $(\dot{Q}_{evap}; T_{ec,e}; \dot{m}_{ec})$ en Figure 94. Le domaine atteint pour chaque paramètre est alors :

- $\dot{Q}_{evap}$: 390 à 470 kW
- $T_{ec,e}$: 26 à 28,10 °C
- $\dot{m}_{ec}$: 36 à 45 kg/s

En ce qui concerne les températures de l'eau chaude, la majorité des points sont situés à 27 °C et à 28 °C, deux températures de fonctionnement représentatives de l'ETM. Un unique point d'essai a été réalisé à 26 °C et un autre à 27,5 °C. Des températures plus basses n'avaient pas pu être atteintes lors de cette campagne d'essai en raison notamment de la température extérieure et de l'humidité élevée qui empêchait une évacuation correcte du surplus de chaleur de la PAC par le condenseur-évaporatif en dessous de 26 °C. Les débits d'eau chaude ont quant à eux été testés pour trois niveaux : 36 kg/s, 41 kg/s et 45 kg/s.

La puissance de fonctionnement étant donnée, les deux autres paramètres restants, la température et le débit de l'eau chaude déterminent alors la température de changement d'état de l'ammoniac, et donc la pression P_2 . La Figure 95 montre les pressions qui ont été atteintes dans l'évaporateur en fonction de la température de l'eau chaude et de la puissance de fonctionnement pour les essais de la campagne réalisés avec un débit d'eau chaude de 45 kg/s. La pression de l'ammoniac augmente bien avec la température de l'eau chaude, et diminue avec la puissance, car une plus grande puissance thermique implique un plus grand écart de température entre les deux fluides dans l'échangeur. Les pressions obtenues vont de 8,2 à 9,1 bar sur cette campagne d'essais, ce qui correspond aux conditions de fonctionnement envisagées pour l'ETM avec l'ammoniac comme fluide de travail.

Une dernière vérification à faire pour s'assurer de la cohérence du système de mesure et de la maîtrise des conditions de fonctionnement est celle de l'état de l'ammoniac en sortie de l'évaporateur. Cette dernière se fait par une mesure de pression et de température en aval de l'évaporateur et par la comparaison de la température mesurée de la vapeur avec la température de saturation calculée à la pression du GV, comme cela est représenté en Figure 96. On constate alors que la température représente une surchauffe inférieure à 0,16 °C par rapport à la température de saturation. Cette surchauffe est donc inférieure à l'incertitude du capteur et la vapeur à la sortie de l'EVAP1 peut être considérée comme saturée sur l'ensemble des points de la campagne.

3.3. Méthode de calcul des coefficients d'échange

Contrairement au fonctionnement du condenseur, l'échange au sein de l'EVAP1 se décompose en deux parties : une partie de réchauffe où l'ammoniac reste monophasique liquide et une partie d'évaporation où l'ammoniac est diphasique liquide/gaz. Les coefficients d'échanges sont alors très différents du côté de l'ammoniac dans chacune de ces deux portions de la surface d'échange. Il est donc nécessaire d'aborder le calcul des coefficients d'échanges de l'ammoniac en considérant la part de la surface d'échange accordée à chacun de ces deux types de transfert. Le modèle de calcul de l'EVAP1 est fourni en Figure 97.

L'eau chaude entre dans la première passe de tubes du bas à la température $T_{ec,e}$. L'ammoniac entre dans la zone d'échange par le bas à l'état de liquide sous-refroidi à la température T_1 . En notant $S_{passe\ 1}$ la surface d'échange de la passe 1, une partie de cette surface $\varepsilon S_{passe\ 1}$ de la première passe sert alors à réchauffer l'ammoniac liquide pour l'amener à la température de saturation T_{1liq} . Le reste des tubes de la première passe $(1-\varepsilon)S_{passe\ 1}$ sert à évaporer une partie du débit d'ammoniac jusqu'à atteindre un titre en vapeur x_{1bis} . Une partie du débit d'eau de la première passe sert donc à la réchauffe et ressort à la température $T_{ec,1}$ des tubes. Le rapport ε est défini comme la proportion de la surface d'échange utilisé pour la réchauffe. En considérant le nombre de tubes suffisamment important pour considérer la surface d'échange comme continue le long de la réchauffe de l'ammoniac, et en considérant la vitesse d'écoulement de l'eau comme étant la même dans chacun des tubes de cette passe, ce rapport ε est également égal à la part du débit d'eau qui échange avec l'ammoniac dans la zone de réchauffe sur le débit total circulant :

$$\varepsilon = \frac{S_{rech}}{S_{passe\ 1}} = \frac{\dot{m}_{ec,rech}}{\dot{m}_{ec}} \quad (60)$$

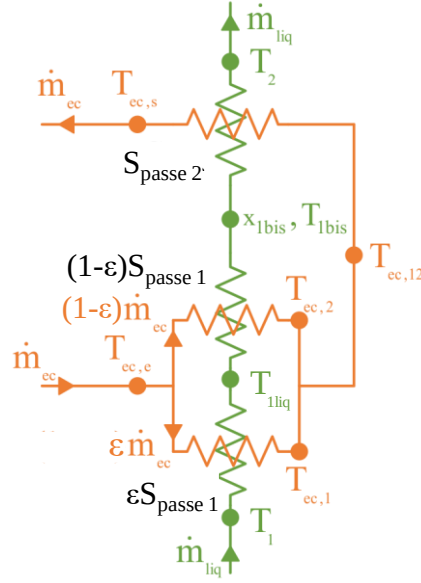


Figure 97. Principe de calcul des échanges thermiques entre les deux fluides dans l'évaporateur EVAP1

Le reste de l'eau circulant dans la première passe alimente ensuite l'évaporation et ressort à la température $T_{ec,2}$. L'eau sortant des tubes de la première passe se mélange alors dans la boîte à eau et prend une température uniforme $T_{ec,12}$. La deuxième passe de tubes permet alors de vaporiser le reste du débit d'ammoniac. L'eau sort de la deuxième passe de tube à la température $T_{ec,s}$. L'ammoniac sort de l'évaporateur à l'état de vapeur par le haut.

Comme cela a été montré précédemment, la vapeur en aval de l'évaporateur est saturée. A partir du moment où l'ammoniac liquide a atteint la saturation, la température de ce fluide pur peut donc être considéré comme constante le long de l'évaporateur et égale à la température de saturation de l'ammoniac :

$$T_{1l} = T_{1bis} = T_2 = T_{sat}(P_2) = T_{sat} \quad (61)$$

En outre, la conservation de la masse et de l'énergie de l'eau après mélange dans la boîte à eau après la première passe donne :

$$c_{eau,12} T_{ec,12} = \varepsilon c_{eau,1} T_{ec,1} + (1 - \varepsilon) c_{eau,2} T_{ec,2} \quad (62)$$

Le transfert thermique dans l'EVAP1 peut alors être décomposé en trois sous-systèmes. Le bilan des échanges dans chacun de ces sous-systèmes est développé ci-après :

$$\begin{cases} \dot{Q}_{rech} = U_{rech} \varepsilon S_{passe1} \Delta TLM(T_{ec,e}; T_{ec,1}; T_1; T_{1l}) \\ \dot{Q}_{rech} = \dot{m}_{liq} (h_{1l} - h_1) \\ \dot{Q}_{rech} = -\varepsilon \dot{m}_{ec} (h_{ec,1} - h_{ec,e}) \end{cases} \quad (63)$$

$$\begin{cases} \dot{Q}_{evap1} = U_{evap1} (1 - \varepsilon) S_{passe1} \Delta TLM(T_{ec,e}; T_{ec,2}; T_{1l}; T_{1bis}) \\ \dot{Q}_{evap1} = \dot{m}_{liq} (h_{1bis} - h_{1l}) \\ \dot{Q}_{evap1} = -(1 - \varepsilon) \dot{m}_{ec} (h_{ec,2} - h_{ec,e}) \end{cases} \quad (64)$$

$$\begin{cases} \dot{Q}_{\text{evap}2} = U_{\text{evap}2} S_{\text{passe}2} \Delta T_{\text{LM}}(T_{\text{ec},12}; T_{\text{ec},s}; T_{1\text{bis}}; T_2) \\ \dot{Q}_{\text{evap}2} = \dot{m}_{\text{liq}}(h_2 - h_{1\text{bis}}) \\ \dot{Q}_{\text{evap}2} = -\dot{m}_{\text{ec}}(h_{\text{ec},s} - h_{\text{ec},12}) \end{cases} \quad (65)$$

La puissance totale de l'évaporateur est alors :

$$\begin{cases} \dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{rech}} + \dot{Q}_{\text{evap}1} + \dot{Q}_{\text{evap}2} \\ \dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{liq}}(h_2 - h_1) \\ \dot{Q}_{\text{evap}} = -\dot{m}_{\text{ec}}(h_{\text{ec},s} - h_{\text{ec},e}) \end{cases} \quad (66)$$

Il y a donc 3 coefficients d'échange globaux à déterminer : U_{rech} , $U_{\text{evap}1}$ et $U_{\text{evap}2}$. Chacun de ces coefficients dépend d'un coefficient de convection côté eau, de la résistance thermique des tubes et du coefficient d'échange côté ammoniac. Ne disposant que des mesures en amont et en aval du GV, seul un de ces paramètres pourra être déterminé en considérant les autres comme connus. Comme pour l'étude du condenseur, les coefficients d'échanges côté eau seront supposés connus. Ils doivent cependant être calculés indépendamment sur chacune des trois zones définies, d'abord parce que le nombre de tubes dans chacune des deux passes n'est pas le même, la section, la vitesse d'écoulement et donc le Reynolds de l'eau varient donc d'une passe à l'autre, et ensuite, dans une moindre mesure, parce que la température moyenne de l'eau n'est pas la même dans chaque zone, ce qui influence les propriétés physiques du fluide. Par ailleurs, le coefficient d'échange pour l'ammoniac liquide qui se réchauffe est également considéré comme connu. L'inconnue à déterminer est alors le coefficient d'échange évaporatif de l'ammoniac. Ce coefficient d'échange prend des valeurs locales qui varient le long de l'échangeur. Néanmoins, il sera considéré ici une valeur moyenne globale du coefficient d'échange évaporatif qui sera la même pour le calcul de $U_{\text{evap}1}$ et $U_{\text{evap}2}$.

Les différents coefficients d'échanges globaux s'expriment alors par :

$$\frac{1}{U_{\text{rech}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ext},\text{rech}}} + \frac{r_e}{\alpha_{\text{int},\text{rech}} r_i} + \frac{r_e}{\lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (67)$$

$$\frac{1}{U_{\text{evap}1}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ext},\text{evap}}} + \frac{r_e}{\alpha_{\text{int},\text{evap}1} r_i} + \frac{r_e}{\lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (68)$$

$$\frac{1}{U_{\text{evap}2}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ext},\text{evap}}} + \frac{r_e}{\alpha_{\text{int},\text{evap}2} r_i} + \frac{r_e}{\lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (69)$$

Où r_e est le rayon extérieur des tubes et r_i le rayon intérieur. Le dernier terme des trois équations précédentes représente la résistance thermique par unité de surface des tubes, avec λ_{tube} la conductivité thermique du titane.

A l'instar du condenseur, les coefficients d'échange par convection de l'eau à l'intérieur des tubes s'expriment par la corrélation de Petukhov et Popov [10,11] (cf. équation (51)). Comme cela a été indiqué précédemment, les coefficients $\alpha_{\text{int}, \text{rech}}$, $\alpha_{\text{int}, \text{evap}1}$ et $\alpha_{\text{int}, \text{evap}2}$ sont différents, du fait de la variation de la section d'écoulement d'une passe à

l'autre et de l'évolution des propriétés de l'eau avec la température, notamment la conductivité et le nombre de Prandtl. Ainsi, et les propriétés de l'eau sont calculés respectivement à partir des températures moyennes suivantes :

$$T_{ec,moy,rech} = \frac{T_{ec,e} + T_{ec,1}}{2} \quad (70)$$

$$T_{ec,moy,evap1} = \frac{T_{ec,e} + T_{ec,2}}{2} \quad (71)$$

$$T_{ec,moy,evap2} = \frac{T_{ec,12} + T_{ec,s}}{2} \quad (72)$$

Le coefficient d'échange côté ammoniac pour la partie réchauffe est calculé à partir de la corrélation de Žukauskas [20]. Cette corrélation est adaptée à notre cas d'un écoulement liquide autour d'un faisceau de tube, avec des vitesses d'écoulement, et donc des nombres de Reynolds, faibles en raison de l'augmentation brusque de section d'écoulement lors de l'entrée de l'ammoniac dans l'échangeur. La corrélation de Žukauskas est reconnue et validée pour des nombres de Reynolds allant de 10 à 100 dans un faisceau de tubes en quinconce, ce qui est le cas de l'EVAP1. Le coefficient d'échange s'exprime alors par :

$$Nu = 0,9 Re^{0,4} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (73)$$

Où Pr_f est le nombre de Prandtl de l'ammoniac calculé à la température moyenne de l'ammoniac dans la phase de réchauffe, correspondant à la moyenne arithmétique entre la température d'entrée de l'ammoniac et sa température de saturation. Pr_p est le nombre de Prandtl pour l'ammoniac liquide à la température T_p de la paroi extérieure du tube. La nécessité de connaître la température de paroi pour le calcul entraîne un calcul itératif. Néanmoins, le rapport Pr_f / Pr_p reste très proche de 1 au vu des écarts de température existant pour l'ETM : à 9 bar, pour une température d'ammoniac de 12 °C et une paroi à 21 °C (cas extrême), $(Pr_f / Pr_p)^{0,25}$ vaut 1,006 et n'entraîne qu'une augmentation du coefficient d'échange de moins de 1 %. Ce facteur pourra donc être pris égal à 1 pour permettre un calcul direct.

En raison de la géométrie complexe et variable de la section d'écoulement de l'ammoniac dans la zone d'échange, une section moyenne simplifiée a été prise pour le calcul des vitesses d'écoulement pour la détermination du nombre de Reynolds. Cette section moyenne est définie par le volume d'ammoniac dans l'échangeur (portion remplie du volume de la calandre auquel on retranche le volume des tubes) divisé par la hauteur d'ammoniac dans l'échangeur, donné par la mesure du niveau. La longueur caractéristique utilisée pour le calcul du nombre de Reynolds est ensuite le diamètre extérieur des tubes.

D'autres corrélations plus récentes, comme celles de Khan *et al.* [21] ou Chen et Wung [22] ont également été testées et n'ont pas montré de résultats significativement différents de ceux obtenus avec (73).

A partir des mesures pour chaque essai, il est ainsi possible de déterminer les puissances thermiques dans chaque sous-partie de l'échangeur, et d'en déduire le coefficient d'échange évaporatif expérimental dans les zones d'évaporation. Il existe néanmoins plusieurs corrélations d'échanges dans la littérature qui traite de l'évaporation en vase de l'ammoniac autour d'un faisceau de tubes. Afin de comparer nos résultats expérimentaux avec les formules empiriques disponibles, le coefficient d'échange extérieur tube sera également calculé à partir des corrélations suivantes :

- Cooper [23,24]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = 55 p_{\text{red}}^{0,12-0,2 \log(\text{Rug})} \log\left(\frac{1}{p_{\text{red}}}\right) M^{-0,5} q_{\text{evap}}^{0,67} \quad (74)$$

- Gorenflo [23,24]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = \alpha_{\text{ref}} \left(\frac{q_{\text{evap}}}{q_{\text{evap, ref}}} \right)^{0,9-0,3 p_{\text{red}}^{0,3}} \left[1,2 p_{\text{red}}^{0,27} + \left(2,5 + \frac{1}{1-p_{\text{red}}} \right) p_{\text{red}} \right] \left(\frac{\text{Rug}}{\text{Rug}_{\text{ref}}} \right)^{0,133} \quad (75)$$

- Stephan et Preusser [23–25]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = 0,1 \frac{\lambda_{\text{liq}}}{d_b} \left(\frac{q_{\text{evap}} d_b}{\lambda_{\text{liq}} T_{\text{sat}}} \right)^{0,674} \left(\frac{\rho_{\text{vap}}}{\rho_{\text{liq}}} \right)^{0,156} \left(\frac{L_{\text{vap}} d_b^2}{a_{\text{liq}}^2} \right)^{0,371} \left(\frac{a_{\text{liq}}^2 \rho_{\text{liq}}}{\sigma_{\text{liq}} d_b} \right)^{0,674} \text{Pr}_{\text{liq}}^{-0,16} \quad (76)$$

- Mostinski [23]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = 0,10605 P_{\text{crit}}^{0,69} q_{\text{evap}}^{0,7} \left(1,8 p_{\text{red}}^{0,17} + 4 p_{\text{red}}^{1,2} + 10 p_{\text{red}}^{10} \right) \quad (77)$$

- Stephan et Abdelsalam [24,26]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = 207 \frac{\lambda_{\text{liq}}}{d_b} \left(\frac{q_{\text{evap}} d_b}{\lambda_{\text{liq}} T_{\text{sat}}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_{\text{vap}}}{\rho_{\text{liq}}} \right)^{0,581} \left(\frac{\mu_{\text{liq}}}{\rho_{\text{liq}} a_{\text{liq}}} \right)^{0,533} \quad (78)$$

- Fernandez-Seara [27]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = 87,35 p_{\text{red}}^{1,31} q_{\text{evap}}^{0,77} \quad (79)$$

- Shekriladze [24,28]

$$\alpha_{\text{ext, evap}} = 0,0122 \left[\frac{\sqrt{P \left(\frac{1}{\rho_{\text{vap}}} - \frac{1}{\rho_{\text{liq}}} \right)} \sigma_{\text{liq}} C_{\text{liq}} \rho_{\text{liq}}^2 T_{\text{sat}}}{\mu_{\text{liq}} L_{\text{vap}}^2 \rho_{\text{vap}}^2} \right]^{0,25} \left(\frac{q_{\text{evap}} d_b^2 \rho_{\text{vap}} L_{\text{vap}}}{\lambda_{\text{liq}} \sigma_{\text{liq}} T_{\text{sat}}} \right)^{0,7} \quad (80)$$

Plusieurs paramètres interviennent dans ces corrélations pour la détermination des coefficients d'échanges. Les deux paramètres qui reviennent le plus sont :

- la pression réduite p_{red} définie par le rapport de la pression de l'ammoniac dans le GV P_2 sur la pression critique P_{crit} de l'ammoniac :

$$p_{red} = \frac{P_2}{P_{crit}} \quad (81)$$

- la puissance thermique surfacique du transfert en $W.m^{-2}$, qui sera définie dans notre cas par :

$$q_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap1} + \dot{Q}_{evap2}}{S_{evap1} + S_{evap2}} \quad (82)$$

La corrélation de Cooper utilise également la masse molaire de la vapeur d'ammoniac calculée pour la vapeur saturée à la pression de l'échangeur en $g.mol^{-1}$. La corrélation de Gorenflo et celle de Cooper utilisent aussi la rugosité extérieure du tube Rug , qui sera ici prise égale à 0,4. La corrélation de Gorenflo utilise des valeurs de références qui sont ainsi définies : $\alpha_{ref} = 7850 W.m^{-2}.K^{-1}$; $q_{evap, ref} = 20\,000 W.m^{-2}$ et $Rug_{ref} = 0,4$. Enfin, les corrélations de Stephan et Abdelsalam et Stephan et Preusser utilise certaines propriétés de l'ammoniac qui peuvent être calculées uniquement à partir de la pression du GV P_2 pour le liquide saturé (masse volumique ρ_{liq} ; diffusivité thermique α_{liq} ; viscosité dynamique μ_{liq} ; nombre de Prandtl Pr_{liq} ; tension de surface σ_{liq}) et la vapeur saturée (masse volumique ρ_{vap}) ainsi que la chaleur latente de changement d'état L_{vap} . Ces corrélations utilisent également la valeur du diamètre de départ des bulles d_b . Ce diamètre est fixé à $6\,\mu m$ pour la corrélation de Stephan et Abdelsalam et pour la corrélation de Stephan et Preusser il est donné par :

$$d_b = 0,146\beta \left(\frac{2\sigma_{liq}}{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right)^{0,5} \quad (83)$$

Où β est l'angle de départ des bulles exprimé en radian et fixé à $35^\circ = 0,611\,rad$ et g est le champ de pesanteur pris égal à $9,81\,m.s^{-2}$.

3.4. Résultats et interprétation

La Figure 98 montre la répartition de la puissance thermique transférée dans l'EVAP1 de l'eau chaude vers l'ammoniac suivant les trois zones d'échange considérées : la zone de réchauffe de l'ammoniac liquide, la zone d'évaporation dans la première passe et la zone d'évaporation dans la deuxième passe. La zone de réchauffe ne constitue qu'une très faible proportion de la quantité de chaleur totale transférée (entre 2 et 4 %). Ce résultat s'explique par le fait que la forte chaleur latente d'évaporation de l'ammoniac est nettement supérieure à la chaleur sensible liée au réchauffement de 6 à 11 °C du liquide avant le changement de phase.

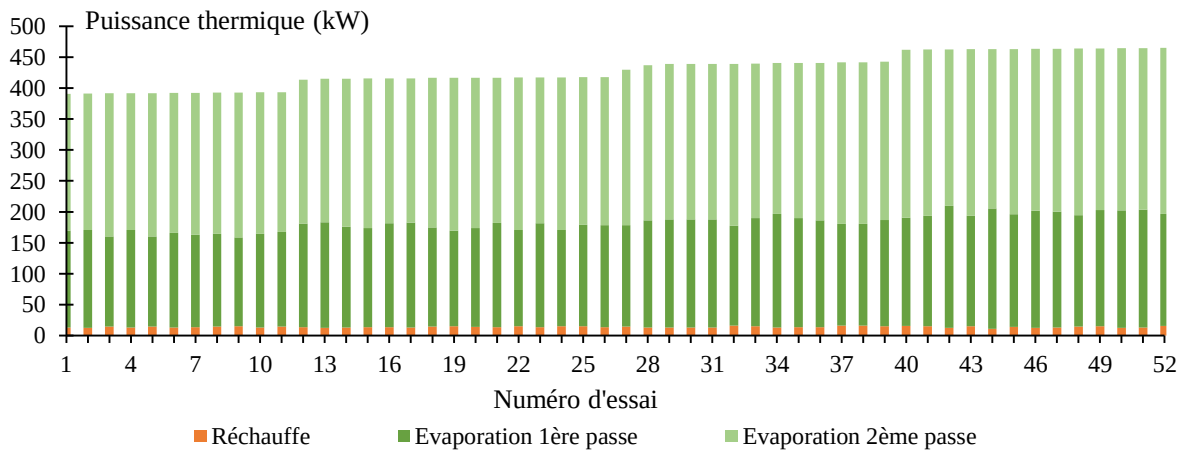


Figure 98. Répartition de la puissance thermique suivant les trois sous-systèmes de l'EVAP1

En parallèle à cela, la Figure 99 montre la répartition de la surface d'échange suivant les trois zones de l'EVAP1. Contrairement à ce qui est observé pour les puissances thermiques, la zone de réchauffe occupe une proportion relativement importante de la surface d'échange totale (entre 14 et 22 %). Cela est directement lié au fait que les coefficients d'échange de la réchauffe de l'ammoniac monophasique sont largement inférieurs à ceux observés lors de l'évaporation. Par ailleurs, cette proportion de surface dédiée à la réchauffe augmente naturellement avec le degré de sous-refroidissement de l'ammoniac à l'entrée du GV, indépendamment du débit total d'ammoniac circulant, comme illustré en Figure 100. La réchauffe de l'ammoniac représente donc une faible puissance thermique qui occupe une grande partie de la surface d'échange. Ce constat indique que les performances de l'échangeur ne sont pas optimales en tout point de la surface d'échange. Pour éviter cela, il peut être envisagé d'insérer un premier échangeur différent de l'évaporateur pour la réchauffe avec des vitesses d'écoulement de l'ammoniac liquide plus importantes (au prix de pertes de charges supplémentaires sur l'eau) ou de générer une recirculation de l'ammoniac dans le GV (naturelle ou forcée).

La Figure 101 nous indique pour chaque essai les coefficients d'échange côté eau qui ont été déterminés de façon théorique avec la corrélation de Petukhov et Popov [10,11].

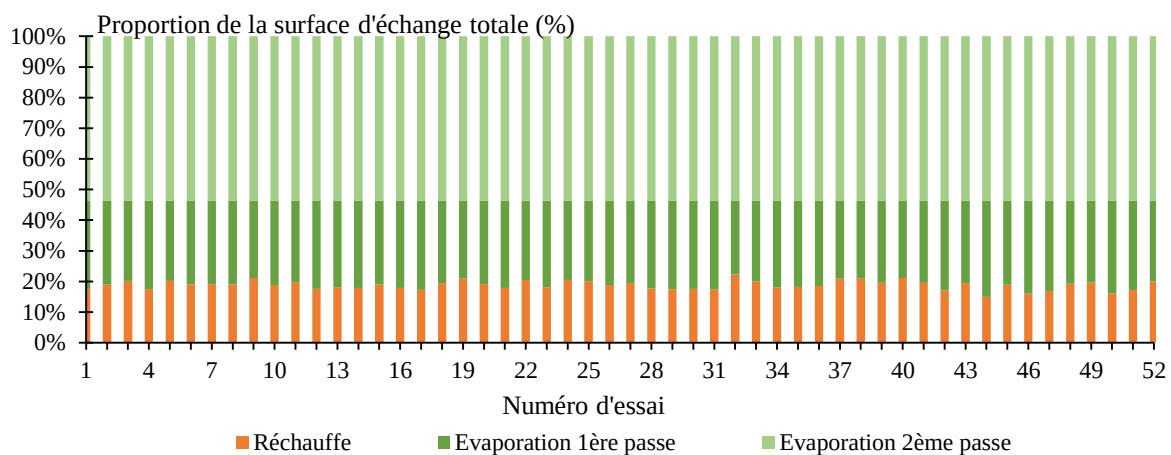


Figure 99. Répartition de la surface d'échange suivant les trois sous-systèmes de l'EVAP1

Ces coefficients sont surtout liés aux vitesses d'écoulement. Les coefficients sont différents dans les deux passes notamment en raison de la différence du nombre de tubes entre les deux passes qui entraîne une modification de la section totale de l'écoulement de l'eau. Les coefficients de la passe 1 dans la zone dédiée à la réchauffe et dans celle dédiée à l'évaporation sont très proches l'un de l'autre car les vitesses d'écoulement sont les mêmes dans ces deux zones et seules les propriétés thermiques de l'eau déterminées à partir de la température moyenne varient entre ces deux zones.

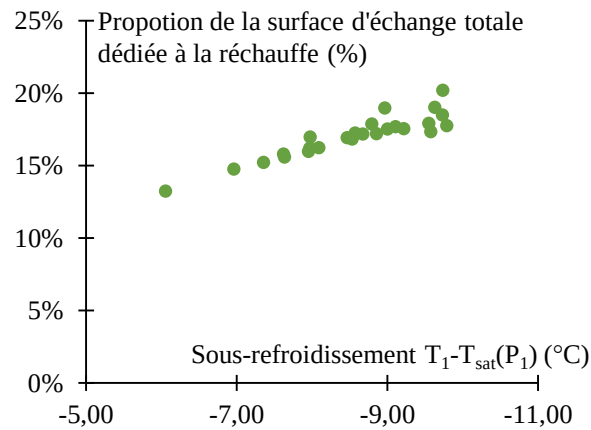


Figure 100. Représentation de la surface d'échange dédiée à la réchauffe en fonction du sous-refroidissement de l'ammoniac

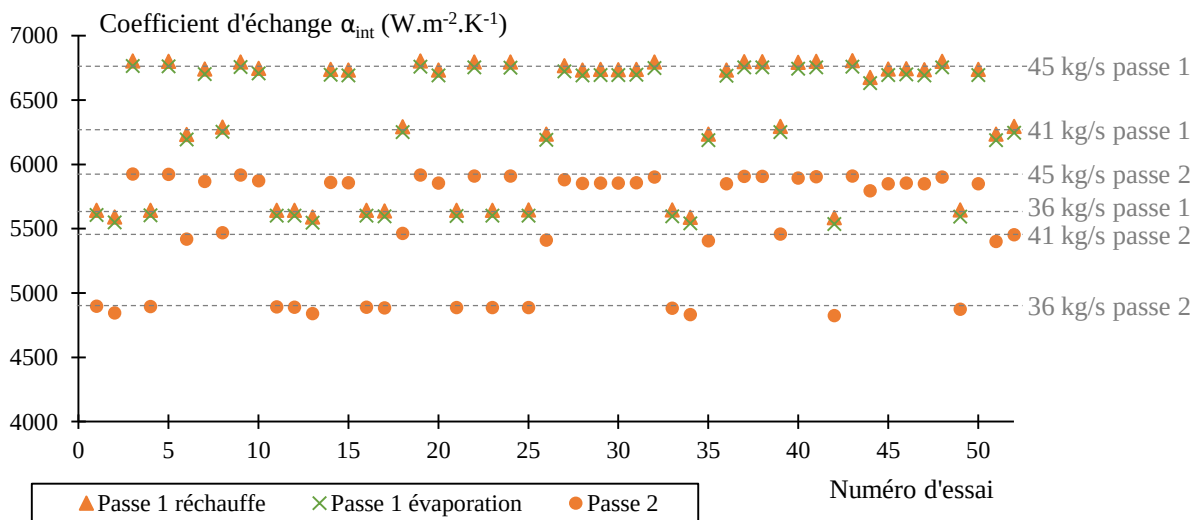


Figure 101. Coefficients d'échanges par convection de l'eau à l'intérieur des tubes pour les différents essais de la campagne EVAP1

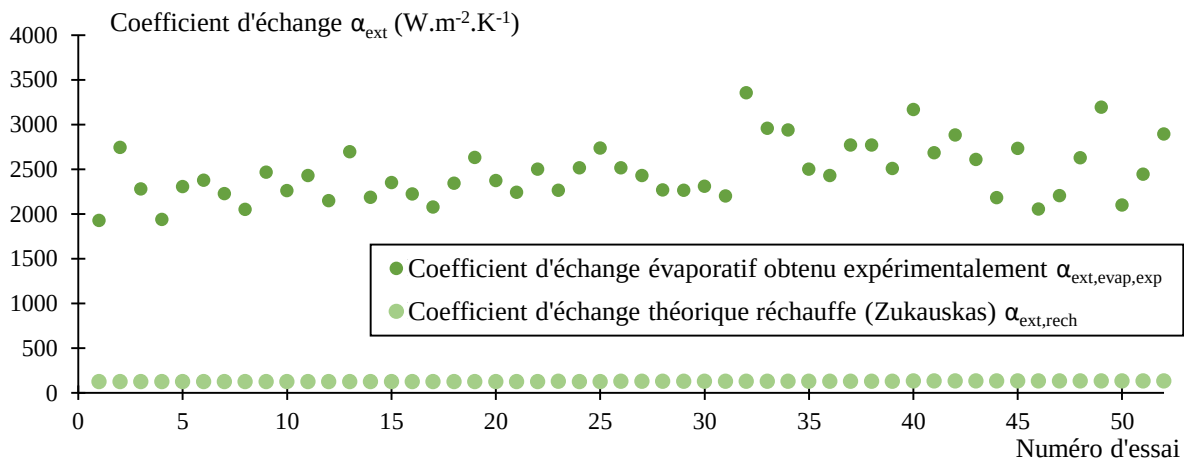


Figure 102. Coefficients d'échanges de l'ammoniac à l'extérieur des tubes pour les différents essais de la campagne EVAP1

Les coefficients d'échange de l'évaporation de l'ammoniac à l'extérieur des tubes sont ensuite analysés. La Figure 102 indique pour chacun des 52 points d'essai de la campagne le coefficient d'échange évaporatif obtenu expérimentalement. Les coefficients d'échanges monophasiques théoriques sont également renseignés. Il existe une différence d'un ordre de grandeur entre les coefficients monophasiques (environ $100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) et diphasiques (environ $2500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), ce qui est conforme aux attentes pour ce type d'échangeur. En outre, les coefficients d'échanges déterminés de façon expérimentale gardent le même ordre de grandeur malgré la diversité des conditions dans lesquels ils ont été déterminés (variabilité du coefficient d'échange intérieur tube, des pressions, etc...), ce qui montre la cohérence de la méthode d'identification par zones employée avec le comportement réel de l'échangeur.

Dans la littérature [24–27], les coefficients d'échanges en évaporation pour ce type d'échangeur est usuellement représentée en fonction de la densité surfacique de flux thermique, paramètre qui influence notamment le nombre de zones de nucléation et la forme des bulles. Afin de respecter ce mode de représentation, l'évolution de ce coefficient d'échange expérimental obtenu sur cette série d'essais en fonction de la puissance surfacique moyenne dans la zone d'évaporation totale (première passe et deuxième passe) est alors représentée en Figure 103. Tout d'abord, tous les points d'essai fournissent des résultats cohérents avec les corrélations existantes. Les essais réalisés sur l'EVAP1 du PAT ETM sont donc en accord avec les précédents travaux existants dans la littérature, tout en précisant les performances pouvant être atteintes dans le cadre particulier d'une application à l'ETM. Ensuite, la corrélation de Stephan et Preusser donne des résultats beaucoup plus proches des points expérimentaux que ceux fournis par les autres formules. Le Tableau 22 fournit les valeurs des écarts quadratiques moyen entre les coefficients d'échanges expérimentaux et les corrélations d'échange étudiées. L'écart moyen pour la corrélation de Stephan et Preusser est de $263 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, soit 11 % d'erreur en moyenne par rapport aux essais.

Tableau 22. Ecart absolu et relatifs entre les coefficients d'échange par évaporation expérimentaux et suivant les différentes corrélations d'échange

	Ecart quadratique moyen ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)	Ecart quadratique moyen relatif
Stephan Preusser	271	11.0%
Gorenflo	665	26.9%
Stephan Abdelsalam	1088	35.3%
Cooper	1141	80.7%
Motsinski	561	15.7%
Fernandez-Seara	616	31.2%
Shekriladze	1238	40.8%

L'ensemble de ces résultats ont donc permis de déterminer avec précision les performances d'un évaporateur à tubes lisses et calandre noyé dans les conditions de fonctionnement et à l'échelle du PAT ETM, avec une série de 52 points d'essai en régime permanent qui montrent une très bonne cohérence et répétabilité des mesures. Le rapprochement avec certaines corrélations empiriques existant dans la littérature a pu être effectué. Une bonne concordance est obtenue notamment avec la corrélation de Stephan et Preusser. Ces résultats restent cependant valides dans le domaine de densité de flux étudié ici et pour l'étude du fonctionnement global d'un échangeur à l'échelle du PAT ETM. Ils pourront être réutilisés pour l'analyse dynamique du cycle au Chapitre 4.

Le comportement global de ce type d'échangeur étant désormais bien connu à cette échelle, il est intéressant de poursuivre en cherchant à analyser les phénomènes locaux se déroulant au sein de ce type d'échangeur noyé et pouvant éventuellement être amplifiés lors d'un changement d'échelle. C'est suivant cet objectif qu'ont été menées les prochaines campagnes d'essai sur le PAT ETM, avec EVAP6.

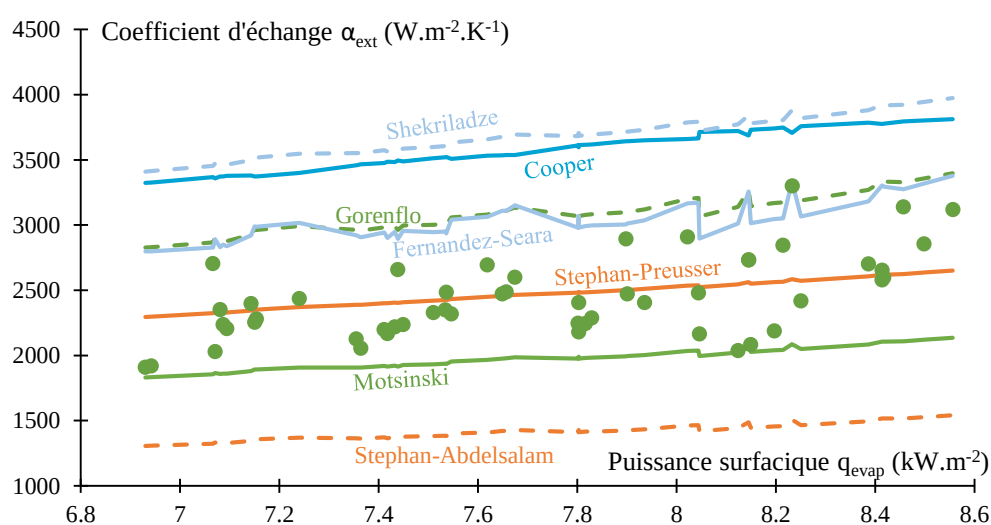


Figure 103. Evolution du coefficient d'échange de l'évaporation de l'ammoniac à l'extérieur des tubes en fonction de la puissance surfacique moyenne : points expérimentaux (disques verts) et corrélations empiriques (traits pleins)

4. L'évaporateur vertical à tubes lisses noyés : EVAP6

4.1. Géométrie et fonctionnement

L'évaporateur EVAP6 est un évaporateur à tubes lisses et calandre. Cet échangeur a une géométrie verticale même si les tubes qui le traversent sont horizontaux. La particularité de cet échangeur est sa dimension dans le sens de la hauteur qui est très supérieure à ses dimensions horizontales. La Figure 104 donne un aperçu de la géométrie de l'EVAP6. L'installation de ce GV a contraint de construire une extension du local technique du PAT ETM, puisqu'aucun espace n'était disponible pour l'installation d'un tel échangeur dans la configuration initiale du banc d'essai. La hauteur de la zone d'échange (sans le dôme pour la vapeur) est de 3,50 m, pour une hauteur totale de 5 m entre le sol et le haut du dôme. La masse de l'échangeur à vide est de 3850 kg.

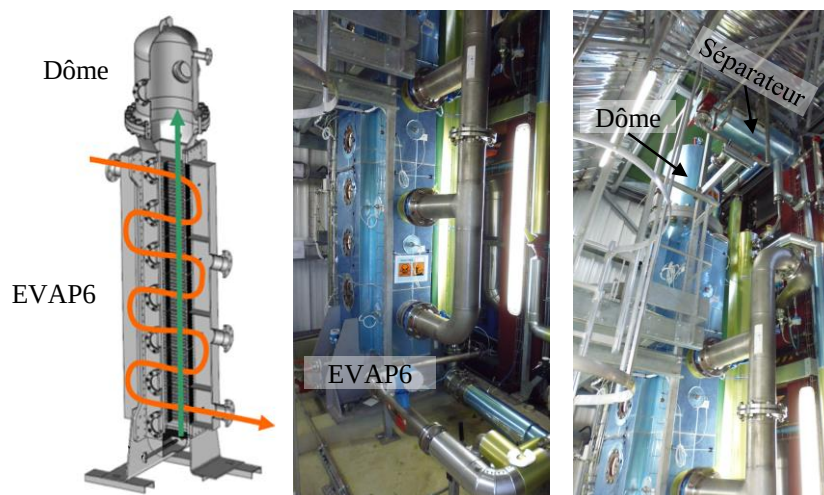


Figure 104. Photographie de l'EVAP6 et schéma de principe de l'écoulement des fluides dans l'échangeur (en orange l'eau chaude et en vert l'ammoniac, crédits ©A. Dijoux, Naval Energies)

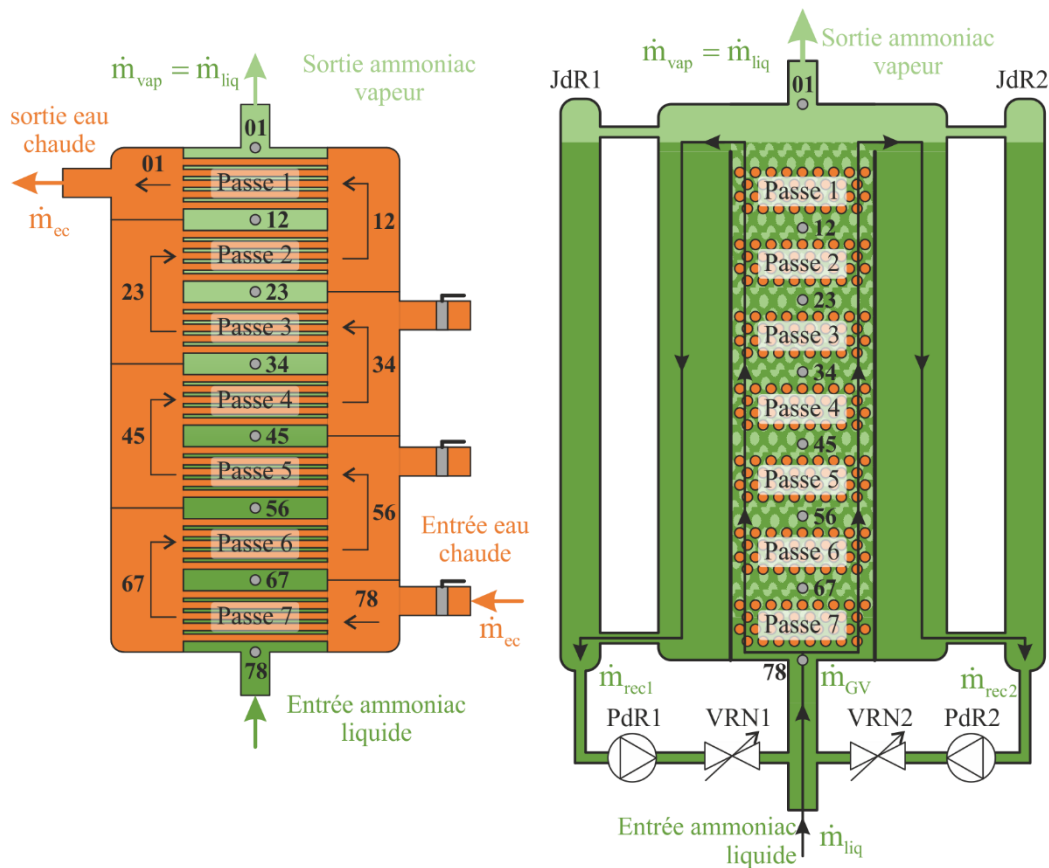


Figure 105. Schémas en coupe de l'évaporateur EVAP6 (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes) et détail du parcours des fluides dans l'appareil

Le principal objectif de cet échangeur est de permettre d'étudier non pas son fonctionnement global dans un cycle type ETM, mais plutôt les variations locales des performances thermiques, et en particulier l'évolution des coefficients d'échange avec l'augmentation du taux de vide dans l'échangeur au fur et à mesure de la remontée de l'ammoniac dans l'appareil. Ainsi, la hauteur de l'EVAP6 correspond à la hauteur à l'échelle 1 d'un échangeur à tubes et calandre classique (similaire à l'EVAP1) mais dont les dimensions ont été déterminées pour répondre aux besoins d'une centrale ETM de 10 MWe (soit environ 500 MW thermique). L'EVAP6 peut donc être considéré comme étant une tranche, ou un carottage, d'un échangeur d'une centrale ETM industrielle. Cette centrale correspondait à un projet en place en Martinique portant le nom de NEMO. L'avancement de ce projet a été stoppé, mais les essais réalisés sur l'EVAP6 dans ce cadre ont permis de faire évoluer les connaissances sur les performances d'échangeurs de centrales ETM de tailles plus importantes que les prototypes ayant été construits à ce jour. L'EVAP6 permet en fait de tester l'impact des dimensions réelles d'un échangeur ETM tout en restant accessible aux puissances thermiques qui peuvent être fournies par la PAC du PAT ETM.

Un schéma illustrant plus en détail le trajet des fluides dans l'EVAP6 est fourni en Figure 105. Il s'agit de vues en coupe suivant deux plans verticaux : un parallèle et l'autre perpendiculaire aux tubes. Sept passes traversent la zone d'échange, comportant 185 tubes horizontaux chacune (par soucis de simplicité, un nombre réduit de tubes est représenté sur le schéma). L'eau chaude parcourt ces différentes passes de tubes par l'intermédiaire de 8 boîtes à eau. En outre, l'eau peut entrer dans l'évaporateur par le haut (boîte 01, comme indiqué sur le schéma) ou par le bas (circulation dans le sens inverse de celui

indiqué sur le schéma). Ces deux configurations seront dénommées respectivement mode co-courant (CO) et mode contre-courant (CC). De plus, le nombre de passes actives dans l'évaporateur peut être modulé. Ainsi, l'eau peut parcourir 7, 5 ou 3 passes de tubes. Dans le premier cas, l'eau circule dans tous les tubes. Dans le second, les passes 6 et 7 sont inertes, le circuit d'eau est relié directement à la boîte à eau 56. Enfin dans le dernier cas, les passes 4 à 7 sont inertes et le circuit d'eau chaude ZB est relié directement à la boîte à eau 34. Il existe alors six types de configuration du GV pour la circulation de l'eau :

- Configuration co-courant (CO) à 7 passes : l'eau entre par la boîte 78 et ressort par la boîte 01.
- Configuration co-courant (CO) à 5 passes : l'eau entre par la boîte 56 et ressort par la boîte 01.
- Configuration co-courant (CO) à 3 passes : l'eau entre par la boîte 34 et ressort par la boîte 01.
- Configuration contre-courant (CC) à 7 passes : l'eau entre par la boîte 01 et ressort par la boîte 78.
- Configuration contre-courant (CC) à 5 passes : l'eau entre par la boîte 01 et ressort par la boîte 56.
- Configuration contre-courant (CC) à 3 passes : l'eau entre par la boîte 01 et ressort par la boîte 34.

Cette modulation du nombre de passes de l'eau permet de modifier la surface d'échange effective lors d'un essai, et ainsi de tester plusieurs niveaux de puissance. Cela a permis notamment de réaliser des essais à faible débit.

En plus d'être modulable sur le trajet de l'eau, l'EVAP6 a également été conçu pour permettre ou non une recirculation de l'ammoniac, comme indiqué sur la Figure 105 à droite. Deux masques ont été mis en place pour qu'un excès d'ammoniac liquide en haut du GV puisse retomber derrière ces masques. Le liquide présent dans les zones à l'arrière des masques sont mis en équilibre (communication liquide en bas et ciel vapeur en haut) avec deux jambes de recirculation (JdR1 et JdR2). Ces jambes alimentent alors des pompes de recirculation (PdR1 et PdR2) qui vont ramener ce surplus de liquide à l'entrée du GV. On note $\dot{m}_{rec1}$ et $\dot{m}_{rec2}$ les débits de recirculation issus des PdR1 et PdR2 respectivement. Le débit d'ammoniac total circulant dans le GV, noté $\dot{m}_{GV}$, est ainsi supérieur au débit de liquide entrant $\dot{m}_{liq}$ fourni par la PAF. Lors d'un essai en régime permanent, le débit d'alimentation liquide doit cependant rester égal au débit de vapeur produite pour que la charge en ammoniac dans l'EVAP6 reste constante :

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_{liq} \quad (84)$$

Le débit total circulant dans le GV est alors la somme du débit d'alimentation et des débits de recirculation :

$$\dot{m}_{GV} = \dot{m}_{liq} + \dot{m}_{rec1} + \dot{m}_{rec2} \quad (85)$$

Le taux de recirculation τ est alors défini comme le rapport entre le débit massique circulant dans la zone d'échange du GV et le débit massique de vapeur sortant du GV.

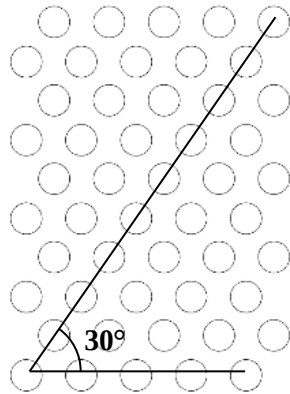


Figure 106. Croquis de la disposition des tubes dans l'échangeur EVAP6 (©Naval Energies)

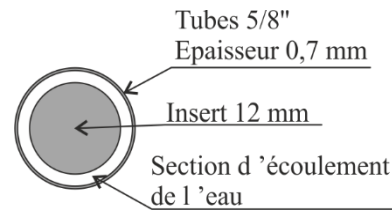


Figure 107. Coupe d'un tube de l'EVAP6.2 avec son insert (©Naval Energies)

$$\tau = \frac{\dot{m}_{GV}}{\dot{m}_{liq}} \quad (86)$$

Les débits de recirculation sont alors régulés par deux moyens : l'ouverture des VRD (Vanne de Régulation de Débit) et la fréquence des PdR, chacune munie d'un variateur. L'ouverture de la VRD sert à effectuer un premier réglage grossier qui est ensuite affiné par un ajustement de la fréquence. La recirculation peut se faire par un côté, par deux côtés ou peut être supprimée totalement par la fermeture des vannes VRD1 et VRD2.

Le détail des caractéristiques géométriques de l'EVAP6 est alors fourni dans le Tableau 23. L'EVAP6 a existé dans le PAT ETM sous deux formes : l'EVAP6.1 installé en 2016 et l'EVAP6.2 installé en 2017 et exploité en 2018. La première version ne possédait qu'une seule jambe de recirculation et une seule PdR. La face libre du faisceau de tubes était alors utilisée pour y placer des hublots, permettant de visualiser l'écoulement de l'ammoniac. La deuxième version ne dispose plus de hublots mais présente plus de maniabilité et une plus large plage de fonctionnement. Seule cette version est présentée ici.

Tableau 23. Propriétés géométriques de l'évaporateur EVAP6 du PAT ETM

Paramètre	Unité	Valeur
Hauteur de la zone d'échange	m	3.5
Section de la calandre	m	0,4 x 0,6
Nombre de tubes	-	1295
Diamètre extérieur des tubes	mm	15,875
Diamètre des inserts	mm	12
Nombre de passes	-	7
Masse totale hors charges	kg	3850
Matériau des tubes	-	Titane
Surface d'échange extérieure	m ²	25,83
Surface d'échange intérieure	m ²	23,52
Volume d'ammoniac dans la calandre	L	880
Volume d'eau (faisceaux et boîtes)	L	600

Les principales modifications apportées lors de la mise en place de l'EVAP6.2 ont été les suivantes :

- Modification de la forme du faisceau du tube pour avoir des rangées de tubes avec une inclinaison de 30 ° au lieu de 60 ° (cf. Figure 106).
- Ajout d'une seconde jambe de recirculation avec une deuxième PdR.
- Ajout d'un réchauffeur : petit évaporateur à plaque permettant de préchauffer l'ammoniac en amont de l'EVAP6 afin de limiter la réchauffe dans ce dernier. Ce réchauffeur est alimenté directement par l'eau chaude sortant de la PAC, avant le ballon d'inertie. L'alimentation du réchauffeur n'affecte donc pas la température de l'eau alimentant l'EVAP6.
- Mise en place d'inserts dans les tubes afin de réduire la section d'écoulement de l'eau (cf. Figure 107).

Les propriétés thermiques du réchauffeur ne sont pas étudiées ici : il sert uniquement à fournir de l'ammoniac liquide peu sous-refroidi voire saturé à l'entrée de l'EVAP6. Le conducteur du banc d'essai s'assure néanmoins que l'évaporation ne commence pas dans le réchauffeur, afin de permettre une connaissance certaine de l'enthalpie de l'ammoniac à l'entrée de l'EVAP6 (un voyant a été installé sur la conduite aval du réchauffeur pour vérifier l'absence de bulles). Ce réchauffeur est également équipé d'un bypass.

Les inserts dans les tubes de l'eau réduisent largement la section de l'eau chaude. Cet ajout a deux conséquences :

- Les pertes de charges dans l'échangeur sont augmentées, des débits d'eau moins importants sont donc fournis avec la même pompe, et la variation de température de l'eau dans l'échangeur est plus importante, ce qui augmente la précision relative sur les écarts de température de l'eau.
- Les vitesses d'écoulement de l'eau dans les tubes sont plus élevées, et donc les nombres de Reynolds atteints : le coefficient d'échange par convection de l'eau à l'intérieur de l'eau est donc augmenté.

Les inserts dans les tubes ont donc pour objectif majeur l'augmentation de la précision des mesures pouvant mener à la détermination des coefficients d'échange à l'extérieur des tubes. En effet, la résistance thermique totale mesurée de l'échangeur résulte de l'association du coefficient d'échange côté eau et de celui observé côté ammoniac. Augmenter le coefficient d'échange côté eau permet de rendre la résistance globale plus sensible au coefficient d'échange côté ammoniac et ainsi d'augmenter la précision de la détermination de ce dernier.

Enfin, l'EVAP6 est également remarquable du fait de son instrumentation. En effet, contrairement aux autres évaporateurs testés sur le PAT ETM, pour lesquels seules l'entrée et la sortie étaient instrumentées, l'EVAP6 dispose de capteurs de température entre chaque passe de tubes. Il y a ainsi deux capteurs de température dans chaque boîte à eau, et un capteur de température entre chaque passe pour l'ammoniac. On compte également 5 capteurs côté ammoniac à l'entrée du GV, disposés sur une section afin de vérifier l'homogénéité des températures à l'entrée du GV, ainsi que 5 capteurs entre la 6^{ème} et la 7^{ème}

pas (les deux plus basses) côté ammoniac, ce point correspondant à la fin de la phase de réchauffe de l'ammoniac ou au début de l'évaporation. Tous les capteurs de températures ont une précision de 0,01 °C. Ce système d'instrumentation permet de donc définir précisément le profil des températures dans l'échangeur. Les pressions sont également mesurées à l'entrée et à la sortie du GV, pour l'eau et pour l'ammoniac. Un capteur de pression différentiel est présent côté eau pour déterminer plus précisément les pertes de charge. Des capteurs de débits ont été ajoutés pour chacune des deux branches de recirculation, qui permettent de connaître le débit total d'ammoniac circulant dans la zone d'échange.

L'ensemble des éléments présentés sur l'EVAP6 montre alors que cet échangeur a pour vocation de maîtriser et mesurer les conditions de fonctionnement localement au niveau de chaque passe. L'objectif est alors d'étudier l'évolution des coefficients d'échange par évaporation en fonction des différents paramètres que l'on peut faire varier, et en particulier le taux de vide et la vitesse d'écoulement de l'ammoniac, qui n'étaient pas connus localement sur les autres échangeurs testés sur le PAT ETM.

4.2. Essais avec l'évaporateur EVAP6

Contrairement aux essais réalisés avec les échangeurs précédents, pour lesquels le fonctionnement global était analysé, nous nous intéresserons ici aux conditions d'échange locales pour chaque passe. Les paramètres qui pouvaient être fixés par l'opérateur étaient plus importants que pour les autres campagnes, avec notamment l'ajout du pilotage des débits de recirculation et de l'alimentation du réchauffeur, le contrôle de l'état de l'ammoniac à l'entrée du GV et celui du parcours de l'eau parmi les différentes configurations possibles. Le temps de stabilisation a également été augmenté à 40 minutes au lieu de 20 minutes pour laisser le temps nécessaire à la stabilisation complète de toute la masse de l'évaporateur en ajoutant celles des jambes de recirculation.

Deux campagnes ont été menées sur l'EVAP6.2 :

- une première campagne menée fin 2017 destinée à réceptionner les travaux, vérifier la cohérence des informations fournies par les capteurs, tester le bon fonctionnement de l'appareil et déterminer la méthode de pilotage du banc la plus appropriée pour atteindre les conditions de fonctionnement souhaitées ainsi que les limites atteignables en termes de puissances et de débits.
- Une seconde campagne menée début 2018 dont le but était d'explorer de la façon la plus exhaustive possible l'espace des conditions de fonctionnement localement atteignable par la maquette.

Sur la seconde campagne, 77 points de fonctionnement en régime permanent ont pu être enregistrés. Des puissances thermiques allant entre 100 et 450 kW ont été atteintes sur la globalité du GV, pour des débits d'ammoniac circulant dans la zone d'échange entre 0,2 et 63 kg/s, soit des taux de recirculation allant de 3 (pas de recirculation) à 62, comme montre la Figure 108. Les températures de l'eau chaude ont été prises sur cette campagne entre 27,15 °C et 32,3 °C pour des débits d'eau chaude allant de 12 à 17 kg/s.

Contrairement aux autres campagnes, l'espace à explorer ne va pas s'exprimer en termes de paramètres généraux du banc d'essai tels que température de l'eau chaude, débit d'eau chaude ou puissance totale du GV. Chaque point d'essai va viser à obtenir des conditions d'échanges particulièrement localement au niveau d'une des 7 passes d'échange du côté de l'ammoniac. Les variables indépendantes susceptibles d'affecter le coefficient d'échange côté ammoniac ont été identifiées au nombre de 4 :

- La puissance surfacique q en $W.m^{-2}$
- Le débit surfacique massique en ammoniac G en $kg.s^{-1}.m^{-2}$
- Le titre en vapeur local x
- La pression locale P en bar

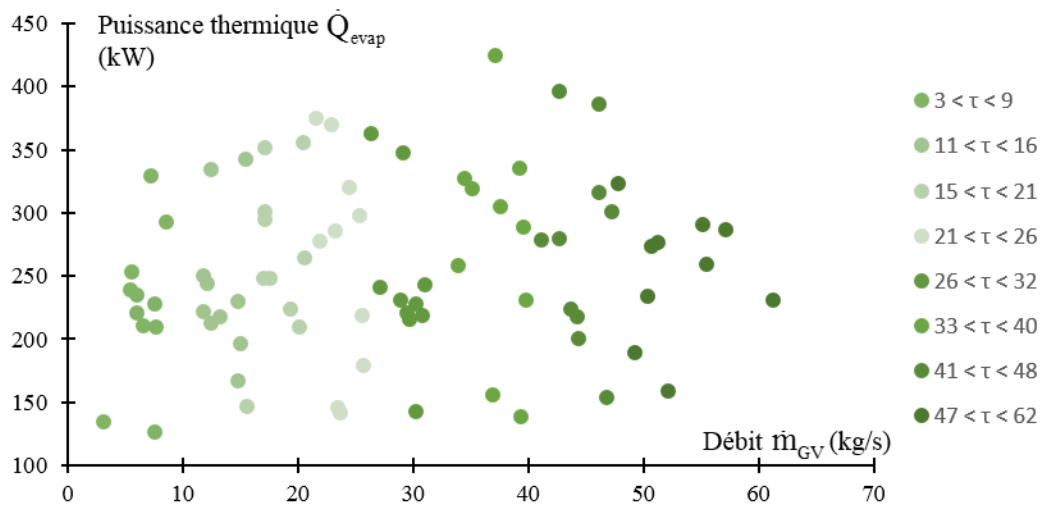


Figure 108. Puissances thermiques des différents points d'essai de la deuxième campagne d'EVAP6.2 en fonction du débit dans le GV.

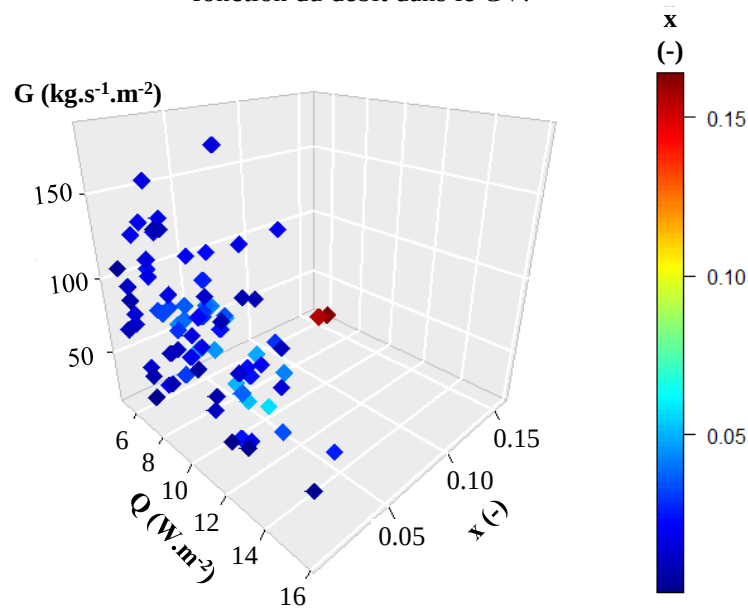


Figure 109. Illustration de l'espace d'expérimentation ayant été exploré pour l'EVAP6 pour les variables locales côté ammoniac q , G et x lors de la deuxième campagne d'essai

Un programme d'essai donnant les différents jeux de valeurs de (q, G, x, P) à atteindre au niveau d'une passe côté ammoniac a été dressé. Un programme de calcul a été implémenté sur l'automate pour permettre à l'opérateur de visualiser en temps réel les valeurs de (q, G, x, P) et d'ajuster en cours d'essai les paramètres de conduite du banc pour atteindre le quadruplet souhaité. Les différentes valeurs atteintes lors des essais sont alors fournies en Figure 109 pour le triplet (q, G, x). En ce qui concerne la pression, seul un faible intervalle a été exploré, allant de 9,50 à 10,14 bar localement. Les débits surfaciques atteints vont de $14,1 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$ à $188 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$, les puissances surfaciques varient entre $4,8 \text{ W.m}^{-2}$ et $16,1 \text{ W.m}^{-2}$ et le titre en vapeur moyen dans un passe entre 0,00037 et 0,1642. Le détail de la méthode de calcul pour chacun des points de cette campagne est fourni au paragraphe suivant.

4.3. Méthode de calcul des échanges thermiques locaux

Afin de mieux visualiser comment sont traités les enregistrements de l'EVAP6, un point d'essai parmi les 77 réalisés est détaillé ci-après. Ce point d'essai est noté PE01. Le quadruplet (q,G,x,P) visé pour ce point est le suivant (11,664 ,187.63 ,0.0157 ,9,63). Les paramètres pour ce point d'essai sont les suivants :

- $\dot{m}_{ec} = 16,21 \text{ kg/s}$
- $T_{ec} = 31,80 \text{ °C}$
- Configuration : 7 passes, co-courant (CO)
- $\dot{m}_{liq} = 0,367 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_{rec1} = 7,660 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_{rec2} = 7,655 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_{GV} = 15,685 \text{ kg/s}$
- $\tau = 42,78$
- $T_{78, NH3} = 24,19 \text{ °C}$
- $P_{78, NH3} = 10,12 \text{ bar}$
- $P_{01, NH3} = 9,63 \text{ bar}$

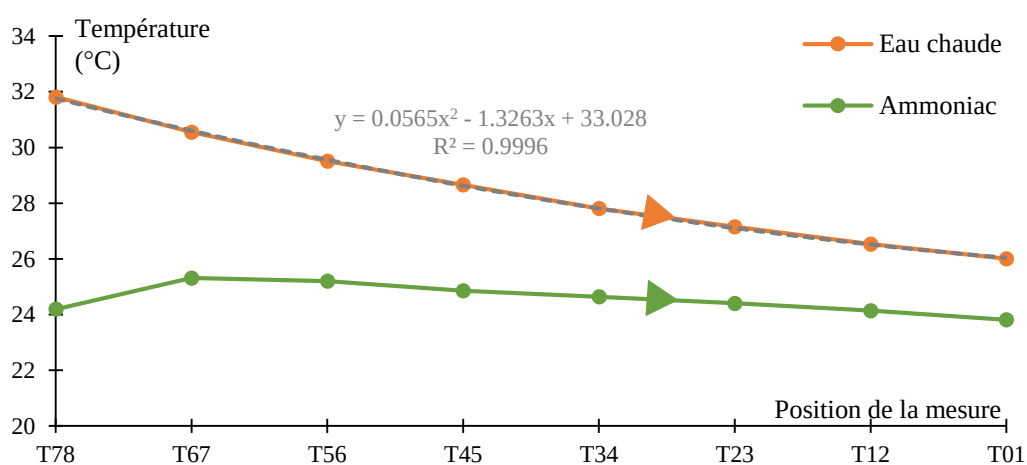


Figure 110. Evolution des températures de l'eau et de l'ammoniac mesurées entre chaque passe pour le point d'essai PE01

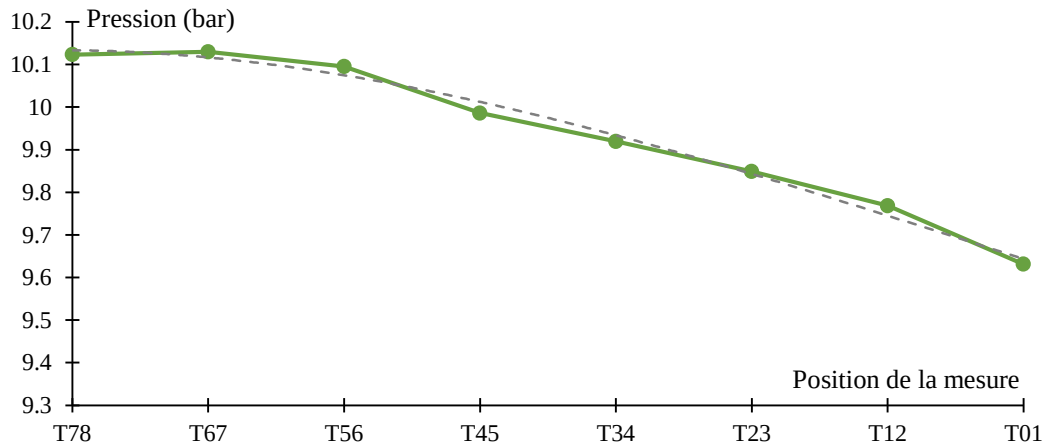


Figure 111. Evolution de la pression de l'ammoniac le long de la zone d'échange de l'EVAP6 pour le point PE01

Lors d'un essai avec un fort taux de recirculation, comme c'est le cas ici, l'ammoniac qui arrive à la fin de la zone d'échange n'a pas été totalement évaporé, puisque le débit de vapeur généré est très inférieur au débit total d'ammoniac circulant dans le GV. La part d'ammoniac évaporée est alors égale au titre en vapeur x_{01} atteint à la fin du dernier faisceau. Ce titre en vapeur est en fait égal à l'inverse du taux de recirculation τ de l'échangeur, qui représente le ratio entre le débit total circulant et le débit de vapeur généré, qui est égal en régime permanent au débit d'alimentation liquide en provenance de la PAF.

$$x_{01} = \frac{1}{\tau} = \frac{\dot{m}_{\text{liq}}}{\dot{m}_{\text{GV}}} \quad (87)$$

En outre, la pression dans l'évaporateur ne peut pas être considérée comme constante, contrairement aux autres GV horizontaux. L'ammoniac, au fur et à mesure de sa montée dans le faisceau subit des pertes de charge gravitaires, liés au poids propre du fluide, et par friction. La Figure 110 nous montre l'évolution des températures de l'eau et de l'ammoniac mesurées dans l'EVAP6. Du côté de l'eau, la température est mesurée par deux fois en amont et en aval de chaque passe, avec un écart de température inférieur à 0,02 °C entre chacune des deux mesures. Du côté de l'ammoniac, cinq mesures sont effectuées à l'entrée du GV et entre la passe 7 et la passe 6, puis une mesure entre chaque passe. On constate que la température de l'ammoniac augmente dans un premier temps dans la passe 7, ce qui représente la réchauffe de l'ammoniac liquide sous-refroidi. Le sous-refroidissement du liquide à l'entrée du GV n'est ici que de 1,10 °C, grâce au réchauffeur installé en amont du GV. Ensuite, la température de l'ammoniac diminue au fur et à mesure de son évaporation. Cette diminution de température est directement liée aux pertes de charge côté ammoniac dans le GV. En effet, lors de l'évaporation, la température est toujours égale à la température de saturation dépendante uniquement de la pression. Puisque la pression diminue au fur et à mesure de la montée de l'ammoniac dans le GV, la température de changement d'état diminue également.

Les pressions sont mesurées en amont et en aval du GV, mais les pressions intermédiaires peuvent être déterminées à partir des températures dans la zone où l'ammoniac est diphasique. Le profil d'évolution de la pression dans la zone d'échange est alors représenté en Figure 111. Les pressions P_{01} et P_{78} sont des mesures directes tandis que les

pressions intermédiaires sont déterminées à partir des températures mesurées à saturation. Un modèle de perte de charge a pu être calibré afin de rendre compte de cette évolution. Ce modèle n'est pas détaillé ici.

L'évolution des températures de long du GV forme une courbe très lisse dont la forme rejoint un profil parabolique. Une régression polynomiale d'ordre 2 montre un écart quadratique moyen 0,023 °C avec les mesures, ce qui correspond à l'incertitude des capteurs. Le profil de température lissé sera retenu pour la détermination des puissances échangées dans chaque passe et la détermination des coefficients d'échange. Il a en effet été observé que le lissage des mesures permettait d'obtenir une meilleure répétabilité des résultats et donc d'augmenter leur fiabilité. Cette méthode est en fait un moyen de prendre en compte le profil global des températures le long du GV pour la détermination des performances locales. De même, les pressions dans chaque passe du GV sont lissées par le modèle de perte de charge adopté.

A ce stade, les températures et pressions de l'eau et de l'ammoniac sont donc connues entre chaque passe de tubes. Les puissances thermiques échangées au niveau de chaque passe ainsi que les écarts de température logarithmiques moyens peuvent alors être déterminés, pour tout i dans l'intervalle $[1,7]$ représentant le numéro de la passe par :

$$\dot{Q}_i = -\dot{m}_{ec} (h_{ec,i-1,i} - h_{ec,i,i+1}) \quad (88)$$

$$\Delta TLM_i = \frac{(T_{ec,i-1,i} - T_{NH_3,i-1,i}) - (T_{ec,i,i+1} - T_{NH_3,i,i+1})}{\ln\left(\frac{(T_{ec,i-1,i} - T_{NH_3,i-1,i})}{(T_{ec,i,i+1} - T_{NH_3,i,i+1})}\right)} \quad (89)$$

La surface d'échange étant connue dans chaque passe, le coefficient d'échange global est alors fourni par :

$$U_i = \frac{\dot{Q}_i}{S_{ech} \Delta TLM_i} \quad (90)$$

Le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes peut alors être déterminé par la corrélation de Dittus et Boelter, avec des coefficients qui ont été ajustés suite à une analyse CFD de l'écoulement de l'eau dans les tubes avec les inserts [29] :

$$Nu = 0,0329 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (91)$$

Les propriétés de l'eau nécessaires au calcul des nombres adimensionnels sont déterminées pour chaque passe à la température moyenne :

$$T_{ec,moy,i} = \frac{T_{ec,i-1,i} + T_{ec,i,i+1}}{2} \quad (92)$$

Le diamètre hydraulique pour le calcul du nombre de Reynolds et du Nusselt est pris égal à 2,6 mm.

Les coefficients d'échange à l'extérieur des tubes s'expriment alors par :

$$\frac{1}{\alpha_{\text{ext},i}} = \frac{1}{U_i} - \frac{1}{\alpha_{\text{int},i}} - \frac{r_e}{\lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (93)$$

La Figure 112 montre alors l'évolution des coefficients d'échange à l'intérieur et à l'extérieur des tubes dans les différentes passes de l'échangeur. On constate ici que le coefficient d'échange par évaporation augmente au fur et à mesure que l'ammoniac monte dans la zone d'échange. La montée de l'ammoniac se traduit surtout par une augmentation du titre en vapeur. Ce constat est lié au fait que le titre atteint en fin de zone d'échange est très faible pour l'essai présenté. Pour un autre essai avec un taux de recirculation plus faible (point PE15 avec $\tau = 7,38$; cf. Figure 113), on constate que le coefficient d'échange extérieur tube augmente d'abord puis diminue à partir de la passe 2.

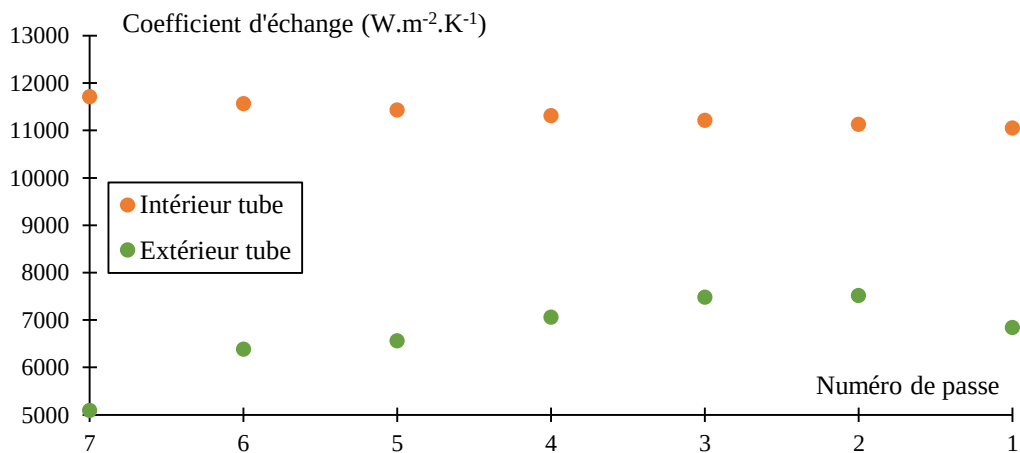


Figure 112. Evolution des coefficients d'échange côté eau et côté ammoniac le long de l'échangeur EVAP6 pour le point PE01

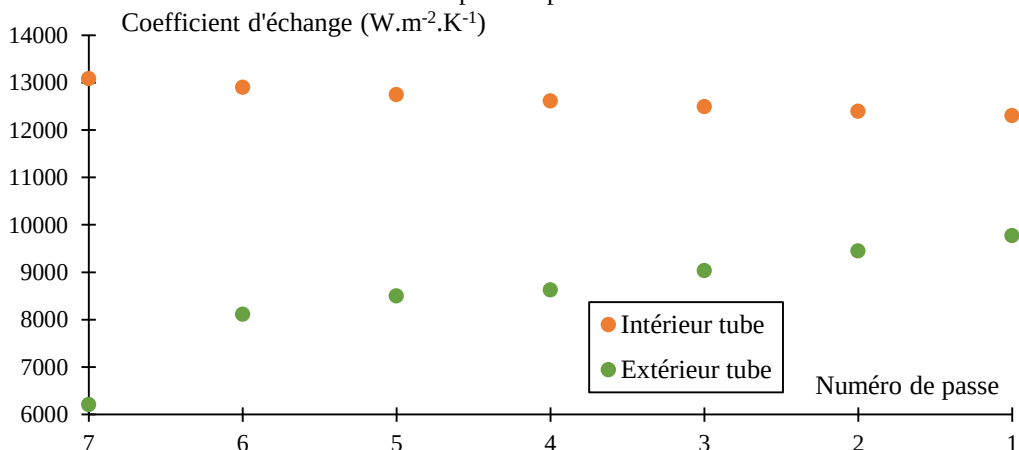


Figure 113. Evolution des coefficients d'échange côté eau et côté ammoniac le long de l'échangeur EVAP6 pour le point PE15

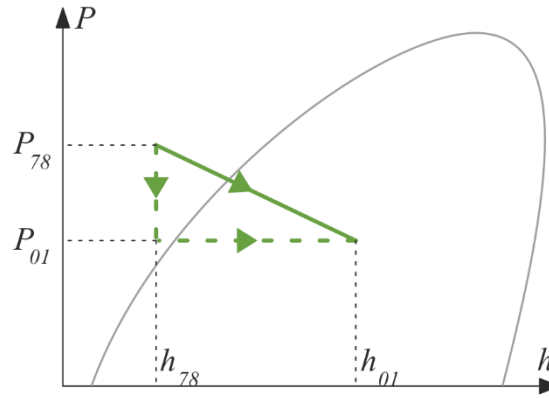


Figure 114. Transformation subie par le débit total de l'ammoniac dans l'EVAP6 sur un diagramme P-h

L'évolution du titre en vapeur de l'ammoniac est alors un paramètre important qui influence le coefficient d'échange qu'il faut déterminer ici. Pour déterminer le titre en vapeur dans chaque passe de l'ammoniac, il est nécessaire de prendre en compte deux phénomènes : le gain en chaleur et le chute de pression. La transformation que subit le débit d'ammoniac dans le GV est représentée de façon schématisée dans un diagramme P-h en Figure 114. L'enthalpie de l'ammoniac est définie entre chaque passe par :

$$h_{i-1,i} = h_{i,i+1} + \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}_{GV}} \quad (94)$$

L'enthalpie moyenne dans une passe est ensuite définie par la moyenne arithmétique des enthalpies de l'ammoniac en amont et en aval de cette passe :

$$h_i = \frac{h_{i-1,i} + h_{i,i+1}}{2} \quad (95)$$

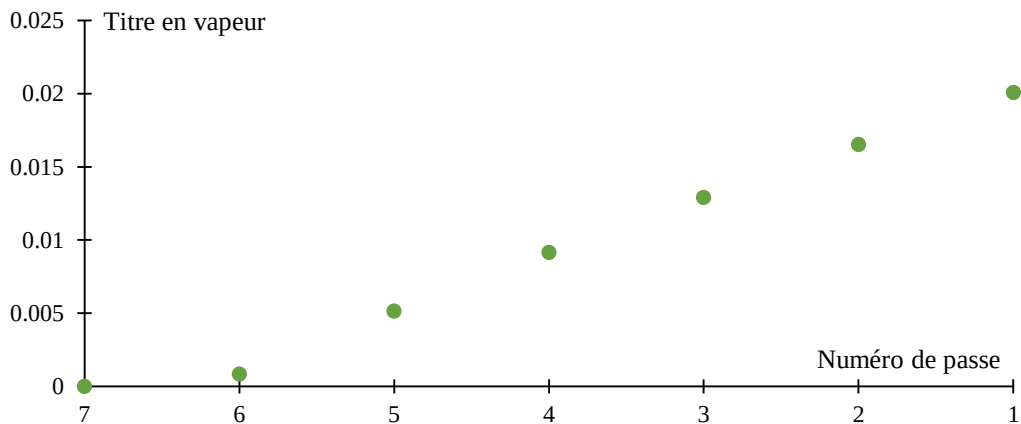


Figure 115. Evolution du titre en vapeur côté ammoniac le long de l'échangeur EVAP6 pour le point PE01

La pression moyenne dans chaque passe est définie par la courbe de lissage des pressions montrées en Figure 111. Le titre moyen dans chaque passe est alors défini en fonction de la pression et de l'enthalpie moyenne de l'ammoniac dans chaque passe :

$$x_i = x(P_i, h_i) \quad (96)$$

L'évolution du titre en vapeur pour chaque passe pour le point PE01 est alors fourni en Figure 115. La comparaison du titre en vapeur obtenu en sortie du faisceau et du débit de vapeur réel mesuré, qui doit être égale au produit du titre par le débit total circulant dans le GV, permet ensuite de vérifier la cohérence du bilan d'énergie entre l'eau et l'ammoniac. Un écart de 6,5 % est obtenu sur le point PE01 entre le débit de vapeur recalculé à partir du titre (0,343 kg/s) et le débit de vapeur mesuré (0,367 kg/s). L'écart moyen sur l'ensemble de la campagne d'essai est de 6,2 %.

La passe de ce point d'essai qui sera retenue pour l'exploitation finale est celle pour laquelle le quadruplet (q,G,x,P) obtenu est le plus proche de la consigne souhaitée. Pour le point PE01, on retiendra donc la passe numéro 2 avec (11.063 ;188.29 ;0.0165 ;9.80) au lieu de (11.664 ;187.63 ;0.0157 ;8.75).

4.4. Résultats et interprétation

Le coefficient d'échange extérieur tube a donc pu être déterminé pour les 77 valeurs du quadruplet (q, G, x, P) qui ont été réalisés lors la campagne (*cf.* Figure 109). L'équipe de NAVAL ENERGIES a alors proposée une corrélation d'échange local pour l'évaporation de l'ammoniac [29] à partir des résultats des essais menés dans le cadre de la présente thèse :

$$\alpha_{\text{ext,local}} = a_0 + a_1 q^{n_1} + a_2 G^{n_2} + a_3 x^{n_3} + a_4 P^{n_4} \quad (97)$$

Les coefficients a_0 , a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , n_1 , n_2 , n_3 et n_4 sont déterminés pour minimiser l'écart avec le coefficient d'échange expérimental. Les différents coefficients obtenus ne sont pas diffusés ici pour des raisons de confidentialité.

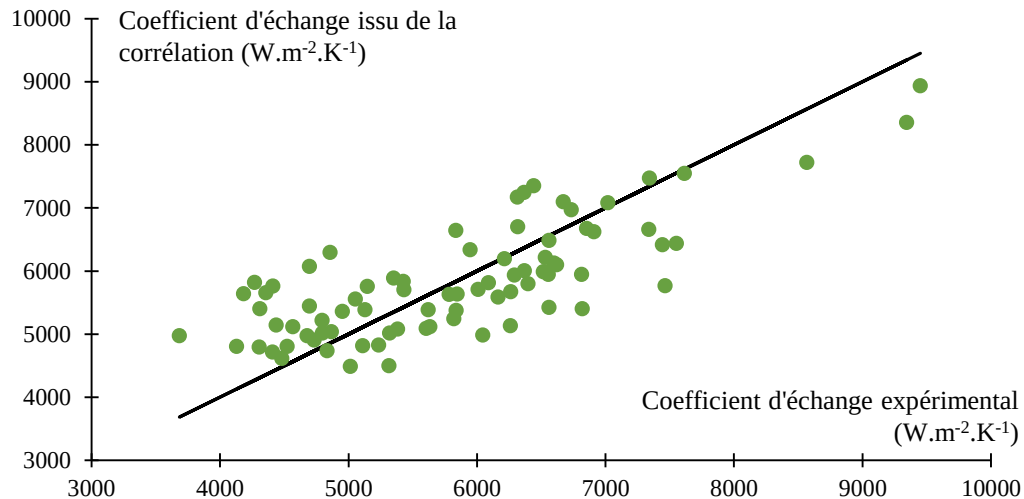


Figure 116. Comparaison des coefficients d'échange fournis par la corrélation avec les coefficients d'échange expérimentaux

La Figure 116 montre alors les écarts obtenus entre les points expérimentaux et la corrélation identifiée. L'écart absolu moyen est de $594 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, soit un écart moyen de 10,2 %. La corrélation obtenue a pu être utilisée par NAVAL ENERGIES pour calibrer une simulation en 3D d'un échangeur pour la centrale de 10 MWe du projet Nemo [29], les valeurs de q , G , x et P correspondant aux données obtenus localement dans le modèle CFD (cf. Figure 117).

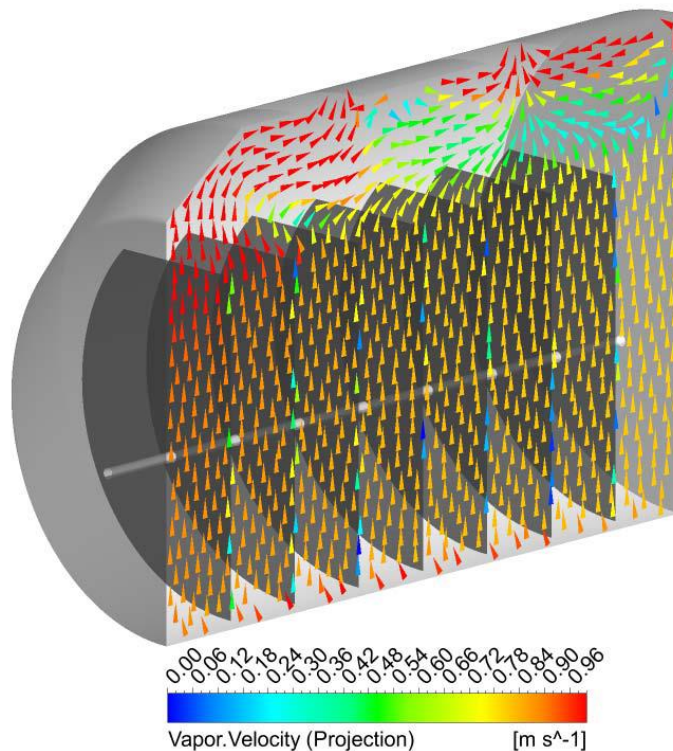


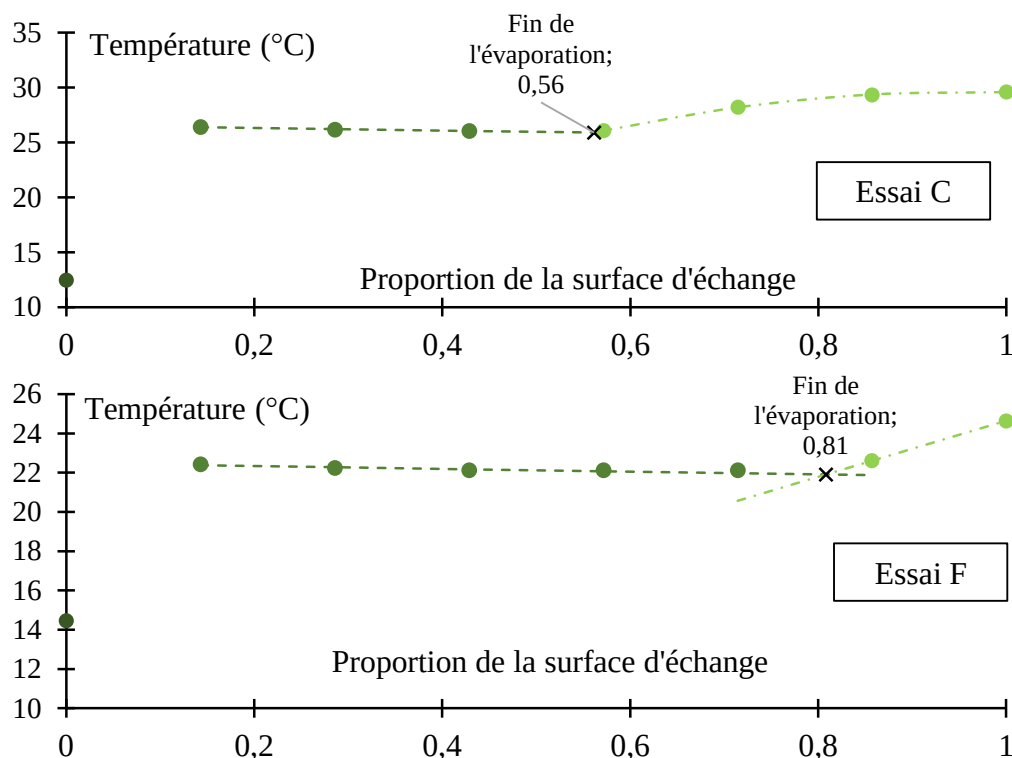
Figure 117. Répartition des vitesses de l'écoulement obtenus par une modélisation CFD d'un évaporateur à tubes et calandre à l'échelle 1 du projet NEMO (source : [29])

4.5. Essais supplémentaires pour la caractérisation des performances d'EVAP6 d'un point de vue global

Les performances de l'échangeur EVAP6 ont jusqu'ici été étudiée uniquement au niveau local sur une passe de tube, sur des essais réalisés avec des taux de recirculation importants dans l'échangeur. L'objectif des essais supplémentaires présentés ici est de caractériser le comportement de l'EVAP6 d'un point de vue global lorsqu'il n'y a aucune recirculation et sans préchauffage de l'ammoniac (réchauffeur by-passé). 8 points en régime permanent ont été réalisés avec les pompes de recirculation inactives. Pour s'assurer que l'ammoniac ne déborde pas derrière les masques en place sur la maquette, certains tubes sont laissés en dehors de la zone d'évaporation et ne servent donc qu'à surchauffer la vapeur. Les conditions de fonctionnement du GV sur chacun des enregistrements étudiés ici sont fournies dans le Tableau 24.

Tableau 24. Conditions de fonctionnement des essais supplémentaires pour la caractérisation du comportement global d'EVAP6

	$T_{ec, e}$ (°C)	$\dot{m}_{ec}$ (kg/s)	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	P_2 (bar)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	ε_{surch} (%)
A	29,23	12,00	0,188	9,12	224,76	28,5%
B	34,10	15,24	0,300	9,84	366,27	28,9%
C	34,18	15,00	0,225	10,29	281,68	43,9%
D	34,12	15,00	0,228	10,33	285,09	43,4%
E	34,43	15,25	0,226	10,34	286,42	43,8%
F	33,21	15,23	0,387	9,10	471,13	19,2%
G	33,33	23,49	0,322	10,21	389,56	29,0%
H	33,37	15,18	0,352	9,29	421,12	29,2%



La Figure 118 montre le profil des températures de l'ammoniac obtenues pour les essais C et F. Ces derniers ont pu être obtenus grâce aux capteurs de températures présents dans des doigts de gant situés entre chaque passe de tubes. Les trois étapes de la transformation de l'ammoniac dans l'évaporateur sont clairement identifiables à travers ces courbes : l'ammoniac subit d'abord une réchauffe qui s'accompagne d'une élévation de la température dans la première passe, l'évaporation a ensuite lieu et la température montre une légère pente descendante liée à la diminution de la pression statique le long de la remontée dans l'échangeur et enfin la surchauffe de la vapeur qui s'accompagne à nouveau d'une augmentation de la température. L'analyse des profils de température des 8 essais supplémentaire a permis de déterminer pour chacun d'entre eux la part de la surface d'échange totale dédiée uniquement à la surchauffe. Cette proportion est donnée dans le Tableau 24 par la variable $\varepsilon_{\text{surch}}$. La surchauffe occupe 19,2 à 43,9 % de la surchauffe sur cette série de mesures.

Une analyse similaire à celle menée sur EVAP1 en 3.3 permet ensuite de déterminer les coefficients d'échanges obtenus expérimentalement sur la partie de l'échangeur dédié au changement d'état de l'ammoniac à l'extérieur des tubes. La surface d'échange dédiée à la surchauffe étant déjà connue, il reste à déterminer celle de la réchauffe de l'ammoniac liquide sous-saturé. Cette dernière est calculée en supposant connue les coefficients de transfert à l'intérieur des tubes (corrélation fournie à l'équation (91)) et à l'extérieur des tubes (corrélation de Žukauskas fournie à l'équation (73)). La surface d'échange utile pour l'évaporation étant alors connue ainsi que le ΔT_{LM} entre l'eau et l'ammoniac, le coefficient de transfert global peut être calculé. Cela permet alors enfin de calculer le coefficient d'échange de l'évaporation de l'ammoniac autour des tubes en supposant connu celui de l'eau. Ce dernier peut ensuite être comparé aux corrélations empiriques disponibles dans la littérature déjà présentée en 3.3 (équations (74) à (79)). Les résultats obtenus sont alors représentés en Figure 119.

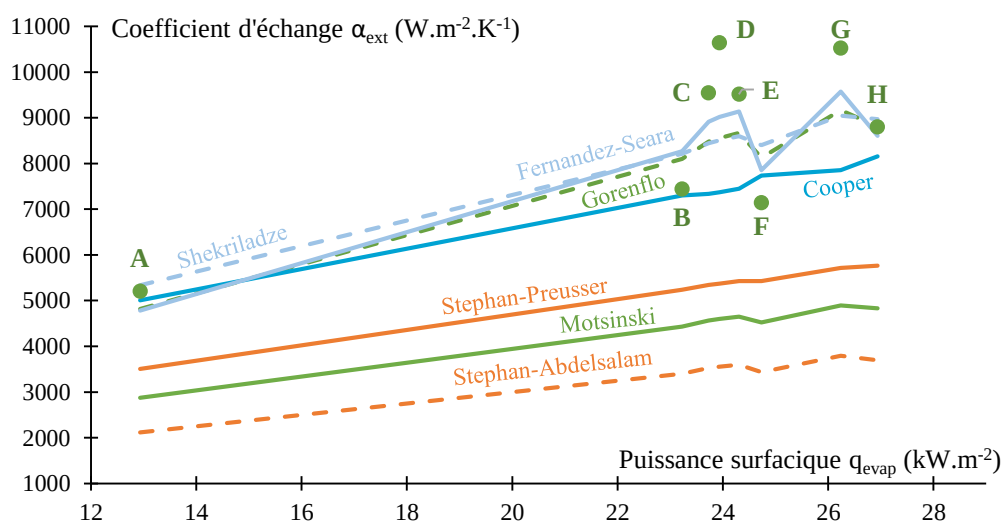


Figure 119. Comparaison des coefficients d'échanges évaporatifs à l'extérieur des tubes expérimentaux avec les valeurs issues des corrélations disponibles dans la littérature

Tableau 25. Erreur quadratique entre l'expérimentation et les corrélations d'échanges issues de la littérature

	Ecart quadratique moyen ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)	Ecart quadratique moyen relatif
Stephan Preusser	3622,95	42,1%
Gorenflo	1094,94	12,7%
Stephan Abdelsalam	5386,68	62,6%
Cooper	1864,63	21,7%
Motsinski	4381,75	51,0%
Fernandez-Seara	828,07	9,6%
Shekrladze	1173,94	13,7%

Les résultats obtenus complètent ceux présentés pour l'EVAP1, puisque les densités de flux représentées varient ici entre 13 et 27 kW/m^2 alors que le domaine de fonctionnement de l'EVAP1 allait de 6,9 à 8,5 kW/m^2 . Le premier constat est que les coefficients d'échanges obtenus ici sont beaucoup plus importants que ceux rencontrés sur l'échangeur horizontal (5 000 - 11 000 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour EVAP6 et 1 800 - 3 200 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour EVAP1). Cette différence est liée dans un premier temps aux densités de flux plus importantes atteintes pour EVAP6 mais aussi à la section de passage de l'ammoniac qui est beaucoup plus restreinte en raison de la géométrie verticale. Le second constat est que, si la corrélation de Stephan et Preusser était la plus représentative de l'évaporation dans EVAP1, c'est ici la corrélation de Fernandez-Seara qui s'approche le plus de la réalité de l'EVAP6. Le Tableau 25 présente l'écart quadratique observé entre la mesure et les différentes corrélations d'échanges étudiées ici. L'expression proposée par Fernandez-Seara permet de rendre compte des transferts évaporatifs avec une erreur inférieure à 10 %. La Figure 119 montre en particulier la sensibilité du coefficient de transfert aux variations pression. En effet, les fluctuations observées sur la série B à H sont principalement dues aux écarts de pression entre les différents essais. Seule la corrélation de Fernandez-Seara permet de bien rendre compte de cette dépendance à la pression, les autres formules donnant une relation entre les coefficients de transfert et la densité de flux quasiment linéaire.

Finalement, ces essais complémentaires ont permis de mieux appréhender le fonctionnement global de l'échangeur EVAP6 lorsque ce dernier fonctionne sans recirculation et a permis de compléter l'étude expérimentale menée sur EVAP1 dans le sens où des coefficients de transfert global de l'évaporation de l'ammoniac a ici pu être mesuré dans des conditions de fonctionnement proches de celles de l'ETM mais avec des densités de flux thermique plus importantes. Ces résultats peuvent être réutilisés, notamment dans le Chapitre 4, lors de l'étude dynamique du système.

5. L'évaporateur horizontal arrosé à tubes lisses : EVAP2

5.1. Géométrie et fonctionnement

L'évaporateur EVAP2 est un évaporateur à tubes lisses et calandre, à l'instar de EVAP1 et EVAP6, mais à la différence près que les tubes dans lesquels circule l'eau chaude ne sont pas noyés dans l'ammoniac mais arrosés d'ammoniac liquide par des buses. L'évaporation se fait alors par film ruisselant autour des tubes. La Figure 120 et la Figure 121 nous donnent le principe de fonctionnement de ce GV. L'ammoniac liquide est propulsé par des gicleurs sur une première passe de tubes en titanes avec un débit $\dot{m}_{GV1}$. Lors du ruissellement de l'ammoniac sur cette première rangée de tubes, une partie s'évapore et il ne reste alors qu'un débit $\dot{m}_{GV2}$ qui va couler sur le deuxième faisceau de tubes, permettant d'évaporer une autre partie du débit de l'ammoniac. Le débit de vapeur ainsi généré ressort de la calandre par le haut. Ce débit de vapeur doit être égale en régime permanent au débit de liquide fourni par la PAF pour que le niveau d'ammoniac reste constant. Le reste de liquide n'ayant pas été évaporé est aspiré par une pompe de recirculation (PdR) avec un débit $\dot{m}_{rec}$ pour être ensuite mélangé au débit d'alimentation de la PAF $\dot{m}_{liq}$. Le débit total d'ammoniac circulant dans l'EVAP2 est donc supérieur au débit de vapeur généré, tout comme pour l'EVAP6.

Le fonctionnement avec recirculation est obligatoire pour un échangeur arrosé. En effet, si le débit d'ammoniac qui arrose les tubes est trop faible, la totalité sera évaporée avant d'avoir atteint les tubes les plus bas. Certains tubes ne participeront donc pas à l'échange et les performances globales du GV seront détériorées. Le débit limite minimum en dessous duquel il ne faut pas descendre pour ne pas observer ce phénomène s'appelle le débit d'assèchement.

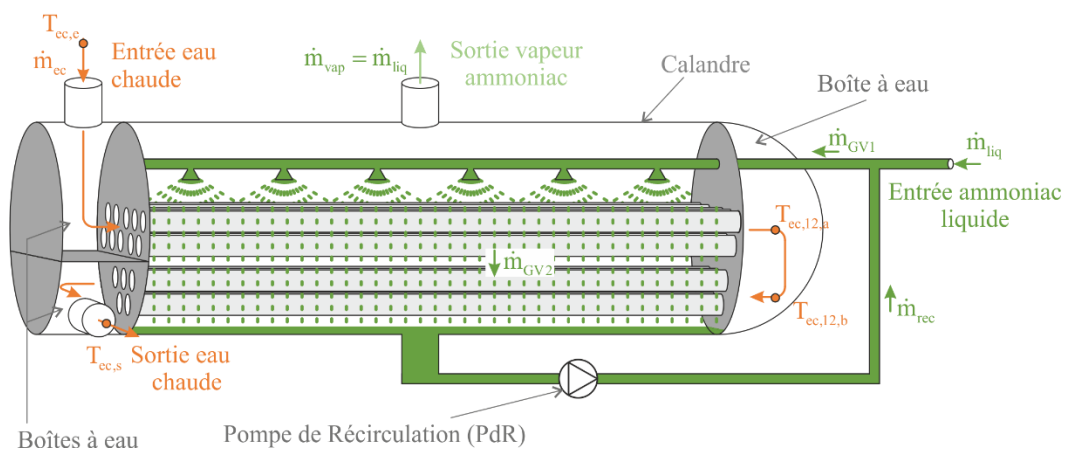


Figure 120. Représentation schématique de l'EVAP2 à tubes lisses arrosés et calandre du PAT ETM (sans soucis d'échelle et de nombre de tubes).

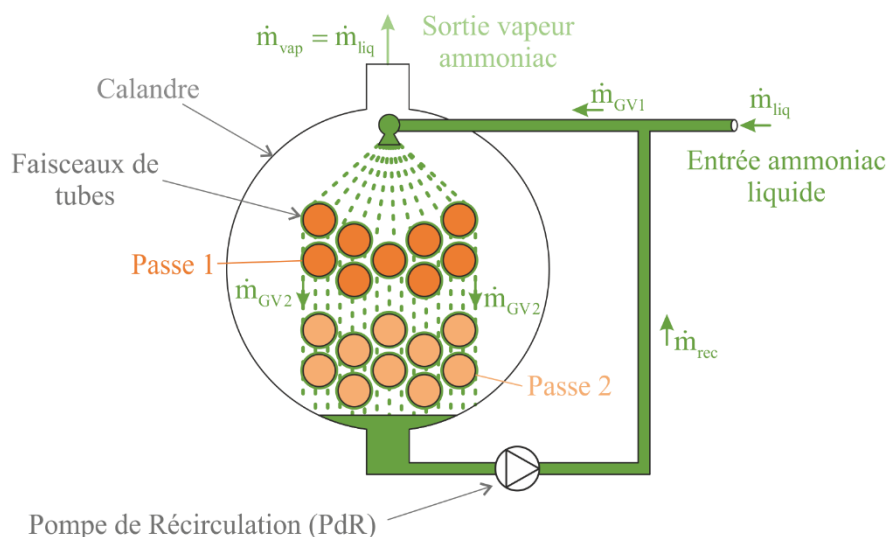


Figure 121. Schéma en coupe de l'évaporateur EVAP2 (sans soucis d'échelle ni de nombre de tubes).

Le débit d'ammoniac sur la première passe de tubes s'exprime alors par :

$$\dot{m}_{GV1} = \dot{m}_{rec} + \dot{m}_{liq} \quad (98)$$

Comme précédemment, le taux de recirculation τ est alors défini par le ratio entre le débit dans le GV et le débit d'alimentation.

Les figures Figure 120 et Figure 121 représentent le principe de fonctionnement sans précisions géométriques. L'EVAP2 a été testé sur le PAT ETM sous plusieurs configurations en termes de tubes actifs notamment. En effet, la première version d'EVAP2 comportait 201 tubes. Il s'est avéré que les buses ne permettaient pas d'arroser correctement toute la largeur des faisceaux. Certains tubes ont donc été bouchés pour que la totalité des tubes dans lesquels l'eau circule soient bien arrosés. Cette deuxième configuration a été nommée EVAP2.1 et seule cette configuration sera présentée ici. La première passe de tubes du haut comporte alors 61 tubes tandis que celle du bas en comporte 66, soit 127 tubes au total. Les détails géométriques de l'échangeur sont alors fournis en Tableau 26.

Tableau 26. Propriétés géométriques de l'évaporateur EVAP2.1 du PAT ETM

Paramètre	Unité	Valeur
Longueur	m	4,2
Diamètre de la calandre	m	0,502
Nombre de tubes	-	127
Diamètre extérieur des tubes	mm	19,05
Nombre de passes	-	2
Masse totale hors charges	kg	3850
Matériau des tubes	-	Titane
Surface d'échange extérieure	m ²	31,92
Surface d'échange intérieure	m ²	29,54

La pompe (PdR) utilisée est la même que la PdR1 de l'EVAP6. L'ammoniac coule en effet dans la jambe de recirculation JdR1 avant d'être aspiré par la PdR. Ce réservoir d'ammoniac au-dessus de la pompe est nécessaire à son bon fonctionnement pour éviter la cavitation.

En outre, EVAP2.1 a été munis de capteurs de température supplémentaires. Ainsi, 4 capteurs d'une précision atteignant 0,01 °C ont été installés du côté de l'eau chaude :

- un capteur à l'entrée de la passe 1,
- deux capteurs dans la boîte à eau entre les deux passes : un à la sortie de la passe 1 et un autre à l'entrée de la passe 2,
- un capteur à la sortie de la passe 2.

Cette instrumentation permet alors de faire le bilan d'énergie sur chacune des deux passes de tubes.

5.2. Essais avec l'évaporateur EVAP2

Deux campagnes d'essai ont été menés sur l'EVAP2.1 : une première en novembre - Décembre 2017 pour tester le bon fonctionnement de l'installation et vérifier les performances extrêmes atteignables et une seconde au début 2018 pour explorer le domaine de fonctionnement de l'EVAP2.1. Nous présentons ici 27 points de fonctionnement en régime permanent qui ont été opérés avec cet échangeur. Chaque point en régime permanent a été validé et exploité conformément à la méthode fournie au Chapitre 2. Comme pour les autres échangeurs, la principale inconnue que l'on a cherché à identifier est le coefficient d'échange à l'extérieur des tubes. Pour cela, les paramètres d'exploitations qui ont été variés sont les suivants :

- le débit d'ammoniac d'alimentation liquide $\dot{m}_{liq}$ égal au débit vapeur en régime permanent
- le débit d'ammoniac envoyé dans les buses $\dot{m}_{GV1}$ par la pompe de recirculation
- la température de l'eau chaude T_{ec}

Un autre paramètre qui aurait pu être modifié est le débit d'eau chaude. Néanmoins, les effets de la vitesse de l'eau sur le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes étant supposé connus, tous les points de la campagne ont été réalisés avec le même débit d'eau à $27,14 \pm 0,08$ kg/s.

Comme précédemment, la puissance du GV peut être déterminé de deux façons : par le bilan coté eau et celui côté ammoniac. La Figure 122 nous donne alors la comparaison des résultats obtenus par ces deux méthodes pour vérifier leur cohérence. Mise à part les deux premiers points à plus faible puissance, pour lesquels des écarts respectifs de 6,7 % et 5,5 % ont été observés, l'écart entre les deux bilans n'excède pas 5 %.

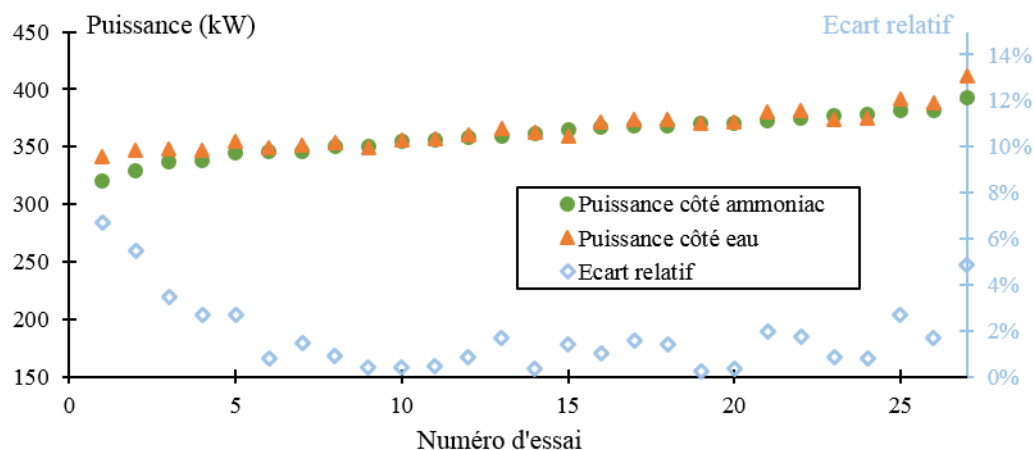


Figure 122. Comparaison des puissances échangées dans l'évaporateur EVAP2 côté eau et côté ammoniac

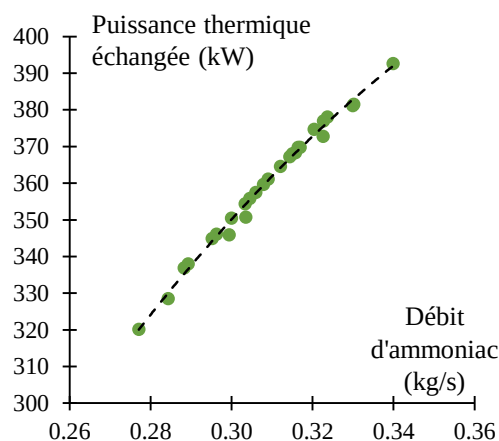


Figure 123. Evolution de la puissance de l'EVAP2 en fonction du débit d'alimentation

En outre, la relation entre la puissance échangée et le débit d'alimentation en ammoniac peut être établie comme pour le condenseur et l'EVAP1, puisque, en régime permanent, le débit d'alimentation correspond à un débit d'ammoniac évaporé, qui représente la chaleur latente échangée dans l'évaporateur. Les puissances obtenues expérimentalement sont représentées en fonction du débit d'alimentation en Figure 123. La relation puissance-débit obtenue n'est pas aussi linéaire que pour EVAP1 ou COND1. Cela peut s'expliquer par le fait que, dans le cas de l'EVAP2, l'ammoniac reçoit également une petite quantité d'énergie par la PdR et une partie de l'ammoniac peut être évaporé directement par la détente dans les gicleurs. La corrélation entre ces deux paramètres reste néanmoins très forte comme attendu et la connaissance du débit d'alimentation permet de déterminer avec précision la puissance. Cette fois encore, la puissance peut donc être prise comme paramètre de fonctionnement du GV à la place du débit d'alimentation liquide.

De plus, la température d'entrée de l'eau chaude peut ici comme sur EVAP1 être mise en relation avec la pression obtenue dans le GV. En effet, à puissance donnée, et à débit d'eau chaude fixée, la connaissance de la température d'entrée de l'eau chaude détermine

la pression de changement d'état de l'ammoniac. Sur la série d'essai présentée ici, la température de l'eau chaude a été réglée pour atteindre une consigne de pression donnée. L'ensemble des points sont donc réalisés pour deux niveaux de pressions :

- $P_2 = 9,85 \text{ bar}$, atteint pour des températures d'eau chaude de $29,8 \text{ °C}$ à $30,5 \text{ °C}$ (19 points d'essai)
- $P_2 = 10,8 \text{ bar}$, atteint pour des températures d'eau chaude de $32,7 \text{ °C}$ à 34 °C (8 points d'essai)

L'espace expérimental à explorer est donc ici à trois dimensions que nous exprimons dans la suite en fonction des variables suivantes : $\dot{Q}_{\text{evap}}$, P_2 et $\dot{m}_{\text{GV1}}$. La Figure 124 illustre les différentes puissances thermiques qui ont pu être explorées en fonction du débit d'ammoniac propulsé dans les buses. Des puissances allant de 320 à 392 kW ont été testées pour des débits d'arrosage allant de 1 à 7 kg/s, soit des taux de recirculation variant entre 4 et 21. Cette figure peut être complétée par la Figure 125 qui ajoute la troisième dimension de la pression. Les essais sont alors distribués sur deux plans isobares : un à 9,85 et l'autre à 10,8 bar). L'objectif principal de la réalisation de ces essais à deux niveaux de pression différents est de montrer que la pression n'influence pas le coefficient d'échange d'un évaporateur arrosé, conformément à ce que l'on retrouve dans la littérature [30–33].

Les points à très fort taux de recirculation sont néanmoins relativement éloignés du fonctionnement nominal d'une centrale ETM qui utiliserait ce type d'échangeur arrosé, à cause du coût énergétique du fonctionnement des pompes que cela imposerait. L'objectif est alors de déterminer quel est le débit minimal de recirculation nécessaire pour avoir de bonnes performances thermiques, sans assécher les tubes.

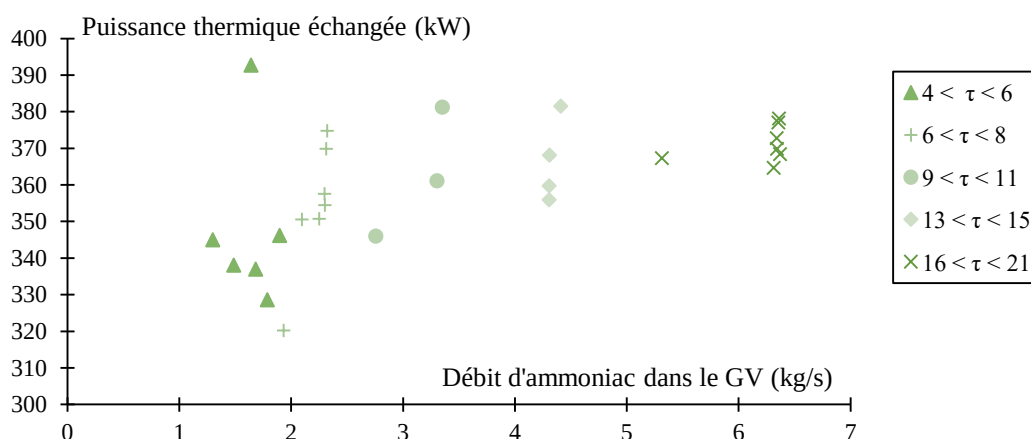


Figure 124. Puissance thermique échangée en fonction du débit total d'ammoniac arrosé dans l'EVAP2

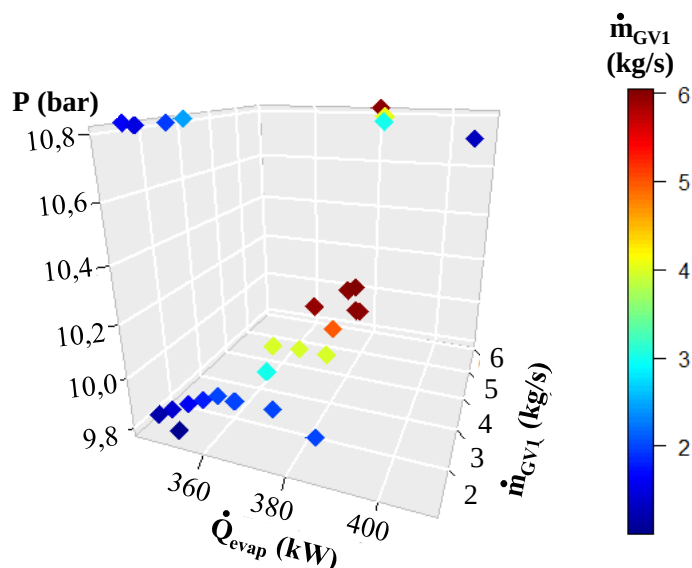


Figure 125. Illustration de l'espace des variables susceptibles d'affecter le coefficient d'échange extérieur tube

5.3. Résultats

Les résultats de cette campagne d'essai ont un aspect confidentiel et font partie de la propriété industrielle de NAVAL ENERGIES. Ils ne seront donc pas diffusés dans le présent manuscrit, qui se contente de préciser le domaine de fonctionnement qui a pu être exploré lors de cette campagne d'essai et les précisions obtenues sur les bilans d'énergie.

6. Conclusion

Quatre échangeurs ont pu être testés sur le PAT ETM dans un domaine de fonctionnement couvrant les conditions d'une centrale ETM. Pour chacun d'entre eux, une comparaison a pu être effectuée entre les coefficients d'échanges expérimentaux et ceux donnés par des corrélations usuelles.

Il en ressort que, en ce qui concerne le condenseur à tubes et calandre, la corrélation de Kern permet de prédire correctement les performances avec un écart moyen de 5,6 % dans les conditions du PAT ETM et avec une approche globale d'un échangeur à quatre passes. Ces résultats ont néanmoins constitué une base qui a permis à NAVAL ENERGIES par la suite de réaliser des essais complémentaires avec un domaine plus large et de développer de nouvelles méthodes de calcul plus détaillées que celle de Kern pour ensuite permettre la caractérisation d'une centrale industrielle. Les perspectives à considérer sur cette technologie sont l'utilisation de tubes améliorés. Des tests sont d'ores et déjà prévus prochainement en ce sens sur le PAT ETM.

Des études ont ensuite été menées sur les évaporateurs noyés. Pour l'EVAP1 à tubes lisse et calandre, la corrélation de Stephan et Preusser s'est avérée être la plus appropriée avec une marge d'erreur de 10 %. NAVAL ENERGIES a ensuite décidé de pousser plus loin le niveau de précision d'un évaporateur à tubes noyés et calandre de taille réelle par une modélisation du type CFD. Cette modélisation avait cependant besoin d'être alimentée par des valeurs de coefficients d'échanges locaux sur l'évaporation de l'ammoniac, en fonction de la vitesse du fluide, de son titre, de la pression locale et du ratio de puissance surfacique. L'évaporateur EVAP6, muni d'une géométrie et d'une instruction unique en son genre, a permis d'identifier les variations du coefficient d'échange localement sur tout le domaine de fonctionnement qui a été identifié sur le fonctionnement d'un échangeur ETM pour une centrale ETM de 10 MWe et de développer une corrélation d'échange spécifique à cette application. En outre, une caractérisation des coefficients de transfert sur la zone complète d'évaporation de l'ammoniac sans recirculation pour des densités de flux supérieures à celles obtenues sur EVAP1 a pu être réalisée avec cet évaporateur. Il apparaît que la corrélation de Fernandez-Seara est cette fois-ci la plus représentative de la réalité, notamment en ce qui concerne la sensibilité à la pression qui représente bien les variations observées expérimentalement.

Enfin, la technologie d'évaporateur arrosé a également été testée. Les résultats de cette étude étant confidentiels, seuls le domaine de fonctionnement exploré et les précisions obtenues sur les bilans d'énergie sont présentés ici. Le seul inconvénient à cette technologie est l'ajout obligatoire d'une pompe de recirculation, qui consommera un peu plus d'énergie, et qui doit être compensé par le gain sur le coefficient d'échange. La recirculation dans un échangeur noyé est naturelle donc gratuite, mais plus difficilement prévisible et moins stable. Les essais ont montré qu'il s'agit d'une technologie prometteuse pour l'ETM. Des études complémentaires sont en cours pour étudier l'impact de tubes améliorés sur ce type d'échangeur.

Les résultats qui ont été produits lors de cette étude viennent donc bien compléter le niveau de connaissance actuel sur l'ETM par la caractérisation de différents types d'échangeurs à l'échelle du PAT ETM. Ces essais ont servi de base à NAVAL ENERGIES pour définir des études complémentaires et faire un pas de plus vers la réalisation d'un premier pilote dépassant le mégawatt de production.

Bibliographie

- [1] A. Journoud, Développement d'outils d'aide à la conception et au dimensionnement, pour l'amélioration des performances, du fonctionnement et des coûts d'une centrale d'Energie Thermique des Mers, (2014). <http://www.theses.fr/s132563> (accessed August 30, 2015).
- [2] W.H. Avery, C. Wu, Renewable energy from the ocean-A guide to OTEC, (1994). <http://www.osti.gov/scitech/biblio/6842092> (accessed June 1, 2015).
- [3] M. Benjamin, Overview of Potential for MWScale OTEC and DSW Use on Kumejima, in: 5th OTEC Symposium, La Réunion, 2017.
- [4] J.J. Lorenz, D. Yung, P.A. Howard, C.B. Panchal, F.W. Poucher, OTEC-1 Heat Exchanger Test Results, in: Proceedings of the 8th OTEC Conference, 1981.
- [5] C.B. Panchal, D.L. Hillis, J.J. Lorenz, D.T. Yung, OTEC performance tests of the Trane plate-fin heat exchanger, NASA STI/Recon Technical Report N. 82 (1981).

- [6] M.P. Eldred, J.C.V. Ryzin, S. Rizea, I.C. Chen, R. Loudon, N.J. Nagurny, S. Maurer, E. Jansen, A. Plumb, M.R. Eller, V.R.R. Brown, Heat exchanger development for Ocean Thermal Energy Conversion, in: OCEANS'11 MTS/IEEE KONA, 2011: pp. 1–9.
- [7] F. Dubois, B. Costa, J. Guzenec, Heat exchangers biofouling control - New developments, in: Île de La Réunion, 2017.
- [8] T. Yasunaga, T. Noguchi, T. Morisaki, Y. Ikegami, Basic heat exchanger performance evaluation method on OTEC, *Journal Of Marine Science And Engineering*. 6 (2018) 32.
- [9] D.Q. Kern, Mathematical development of tube loading in horizontal condensers, *AIChE Journal*. 4 (1958) 157–160.
- [10] T.J. Rabas, D. Cane, An update of intube forced convection heat transfer coefficients of water, *Desalination*. 44 (1983) 109–119.
- [11] V. Gnielinski, On heat transfer in tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 63 (2013) 134–140.
- [12] J. Castaing-Lasvignottes, A. Journoud, F. Sinama, A. Dijoux, B. Clauzade, X. Boissière, O. Marc, Modélisation et simulation des échangeurs d'une installation de production d'électricité par énergie thermique des mers, in: Congrès Français de Thermique 2016, Toulouse, France, 2016. <http://hal.univ-reunion.fr/hal-01294918> (accessed December 16, 2016).
- [13] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 12 (1985) 3–22.
- [14] H.T. Mc Adams, H. Transmission, Mc Graw-Hill, New York. (1954).
- [15] R.H. Winterton, Where did the Dittus and Boelter equation come from?, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 41 (1998) 809–810.
- [16] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort, Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 53 (2014) 2498–2508.
- [17] W. Nusselt, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, *VDI-Zs*. 60 (1916) 541.
- [18] A. Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto, C. Zilio, Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes — a review of recent research, *International Journal of Refrigeration*. 26 (2003) 373–392.
- [19] W.M. Rohsenow, Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation, *Trans. Asme*. 78 (1956) 1645–1648.
- [20] A. Žukauskas, Heat transfer from tubes in crossflow, in: *Advances in Heat Transfer*, Elsevier, 1972: pp. 93–160.
- [21] W.A. Khan, J.R. Culham, M.M. Yovanovich, Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 49 (2006) 4831–4838.
- [22] C.J. Chen, T.-S. Wung, Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: Part II—Heat transfer analysis, (1989).
- [23] K. Spindler, Overview and discussion on pool boiling heat transfer data and correlations of ammonia, *International Journal of Refrigeration*. 33 (2010) 1292–1306.
- [24] D. Gorenflo, E. Baumhögger, G. Herres, S. Kotthoff, Prediction methods for pool boiling heat transfer: A state-of-the-art review, *International Journal of Refrigeration*. 43 (2014) 203–226.
- [25] K. Stephan, P. Preusser, Heat transfer and critical heat flux in pool boiling of binary and ternary mixtures, *Ger Chem Eng*. 2 (1979) 161–169.
- [26] K. Stephan, M. Abdelsalam, Heat-transfer correlations for natural convection boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 23 (1980) 73–87.
- [27] J. Fernández-Seara, Á.Á. Pardiñas, R. Diz, Heat transfer enhancement of ammonia pool boiling with an integral-fin tube, *International Journal of Refrigeration*. 69 (2016) 175–185.
- [28] I.G. Shekriladze, Developed boiling heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 24 (1981) 795–801.

- [29] M.A.S. David, S. VIMEUX, B. CLAUZADE, P. LUCAS, F. HOCHET, V. MELOT, D. THUAUD, Heat exchanger heat transfer coefficient and CFD modelling, in: OCEANS 2019-Marseille, IEEE, 2019: pp. 1–5.
- [30] M. Habert, Falling film evaporation on a tube bundle with plain and enhanced tubes, (2009). <http://infoscience.epfl.ch/record/133425> (accessed April 23, 2015).
- [31] J.J. Lorenz, D. Yung, Analysis of heat transfer in horizontal tube falling film evaporator, (1978). http://ocean.kisti.re.kr/download/volume/sarek/SBGHC5/2006/v18n12/SBGHC5_2006_v18n12_955.pdf (accessed April 23, 2015).
- [32] G. Ribatski, A.M. Jacobi, Falling-film evaporation on horizontal tubes—a critical review, *International Journal of Refrigeration*. 28 (2005) 635–653.
- [33] L. Yang, S. Shen, Experimental study of falling film evaporation heat transfer outside horizontal tubes, *Desalination*. 220 (2008) 654–660.
- [34] J.F. Roques, V. Dupont, J.R. Thome, Falling film transitions on plain and enhanced tubes, *J. Heat Transfer*. 124 (2002) 491–499.

Chapitre 4 : Etude du comportement dynamique d'une centrale ETM

1. Introduction

1.1. Le pilotage de l'ETM dans un contexte insulaire

Un des nombreux attraits de l'Energie Thermique des Mers est la disponibilité et la stabilité de la ressource. La production d'électricité par ETM dépend fortement des températures de l'eau de mer en surface et en profondeur, qui détermine directement le rendement du cycle. Ces températures sont d'ailleurs les seules variables qui sont déterminées par l'environnement, puisque les débits et les puissances de fonctionnement dépendent uniquement du dimensionnement. En effet, une puissance très importante peut être prélevée sans perturber le stock d'énergie, puisque les quantités d'énergies contenue dans l'eau de mer sont très importantes, suffisamment pour alimenter plusieurs fois la production d'électricité mondiale [1]. La température de l'eau de mer ne va donc pas varier en fonction de la puissance thermique prélevée, même pour une centrale de taille industrielle.

La stabilité de la production d'électricité par l'ETM dépend donc uniquement de la stabilité des températures d'eau, en considérant que le pompage soit maîtrisé. Or, il a été montré que ces températures sont très stables. L'eau de mer à environ 1000 m de profondeur ne reçoit aucun rayonnement solaire et ne subit que peu de courants. La température y est donc constante toute l'année [2,3]. L'eau de mer de surface subit plus de variations, liées à l'équilibre entre les apports solaires et les échanges convectifs et évaporatifs avec l'air. Ainsi, à La Réunion, il a été observé une température d'eau chaude en surface allant de 28 °C en été à 23 °C en hiver, d'après les mesures du laboratoire ECOMAR [4] (cf. Figure 126). Ces variations sont cependant périodiques donc prévisibles à l'échelle d'une année. De plus, la ressource est en phase avec la demande dans les milieux intertropicaux : en effet, la température est plus chaude en été, lorsque les consommations sont les plus élevées en raison des nombreux systèmes de climatisation qui sont mis en fonctionnement [5].

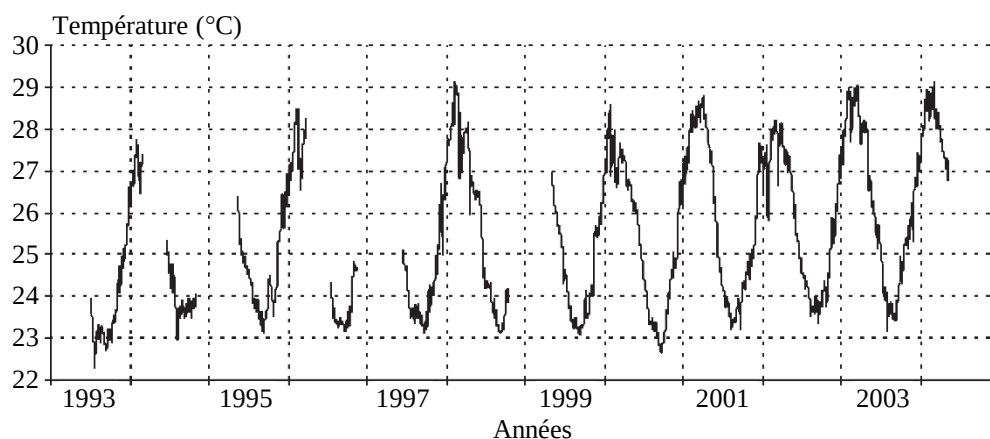


Figure 126. Variations annuelles des températures de l'eau de mer en surface à La Réunion

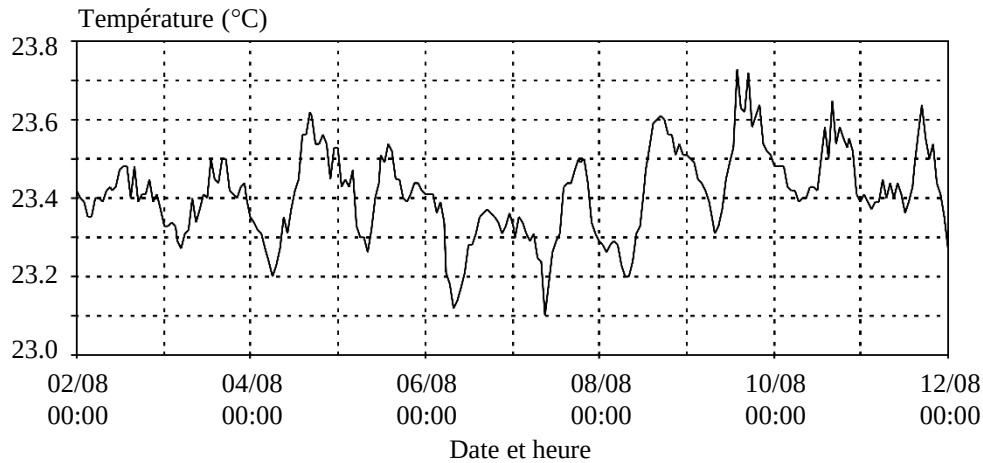


Figure 127. Variations journalières des températures de l'eau de mer chaude en surface en hiver

L'ETM présente donc des fluctuations annuelles répétitives et prévisibles. La question sur la stabilité de la ressource à plus court terme peut se poser, puisque la fluctuation de la production à de courts intervalles de temps posent des problèmes pour de nombreuses sources d'énergies renouvelables, tel que le solaire ou l'éolien [5,6]. Toujours d'après les résultats de Conand *et al.* [4], la Figure 127 représente les variations des températures de l'eau de mer en surface à La Réunion sur une échelle de temps d'une journée. La température subit des variations périodiques avec une température plus chaude en fin d'après-midi et plus froide en début de matinée, mais l'amplitude de ces variations reste très faible (environ 0,2 °C), en raison de la très forte inertie thermique de l'eau de mer. La Figure 128 présente le bilan des variations annuelles des températures de l'eau de surface avec les écart-types journaliers. Les fluctuations journalières sont plus importantes en été, mais cela est lié notamment à certains épisodes cycloniques qui perturbent beaucoup les températures de l'eau. Sur les journées types, l'écart journalier reste très faible [4]. La température de l'eau de surface sur une journée peut donc être considérée avec une bonne approximation comme quasiment constante.

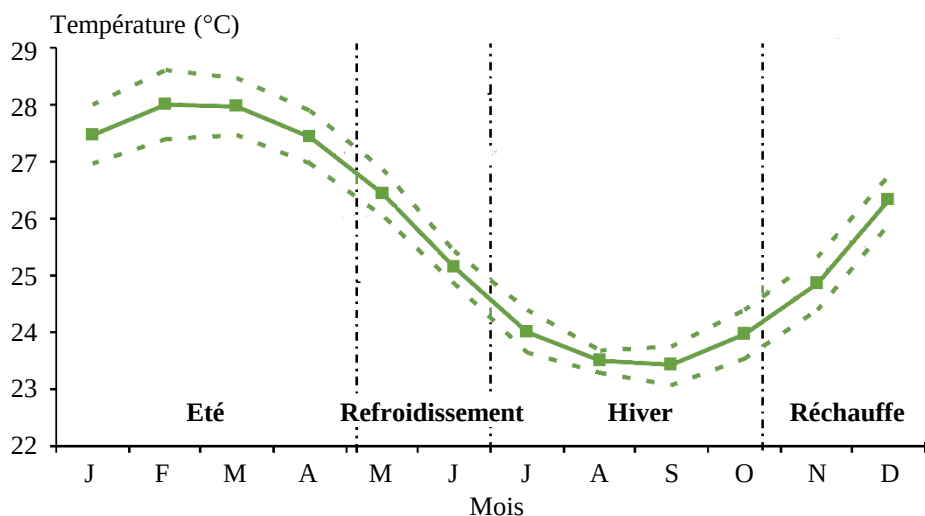


Figure 128. Variations annuelles moyennes des températures de l'eau de mer chaude de surface à La Réunion et écart-type journalier

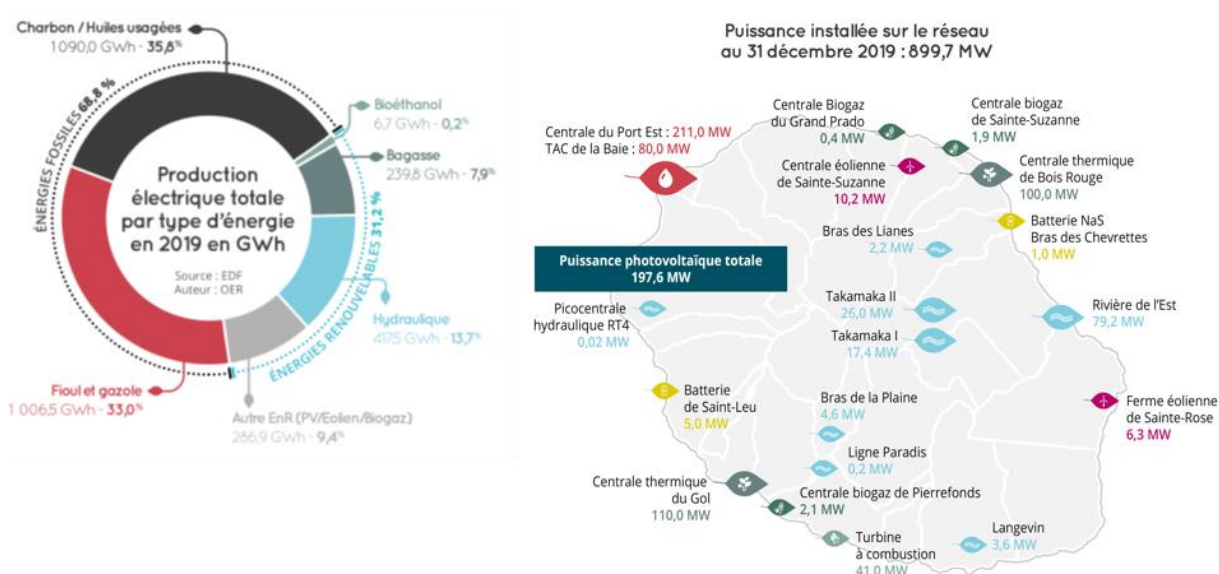


Figure 129. Mix électrique de La Réunion (source BER 2019 édition 2020)

Pour cette raison, l'ETM est considérée comme une énergie de base, non-intermittente [3,5] et une large majorité des travaux sur l'ETM fournissent des calculs uniquement en régime permanent [7–9]. Cette caractéristique de l'ETM est un atout majeur en comparaisons d'autres énergies renouvelables dont l'intermittence pose des problèmes de gestion du réseau. Cela est d'autant plus vrai pour les zones disposant d'un réseau électrique non-interconnecté comme certaines îles où il est impossible de gérer une augmentation ou une diminution brutale de la production par l'import ou l'export. A La Réunion, plus de 36 % de la production d'électricité est d'origine renouvelable [10], comme le montre la Figure 129. Entre 2007 et 2014, la part des ENR a sensiblement augmenté dans le mix réunionnais notamment grâce au développement de l'énergie photovoltaïque. La production liée au PV stagne cependant depuis 2014 en raison des difficultés de gestions des intermittences sur le réseau (*cf.* Figure 130). EDF s'est donc vu contraint de limiter le taux de pénétration des énergies intermittentes [5].

Pour répondre à cette problématique, certains travaux tentent de développer des méthodes de prédictions des fluctuations de la production afin de permettre une meilleure gestion du réseau [6,11–13] et d'autres prévoient des mix électriques pour l'avenir avec une part plus importante d'énergie de base stable telle que l'ETM ou la géothermie [5,14,15]. Actuellement, le réseau doit être contrôlé pour que la production soit égale à

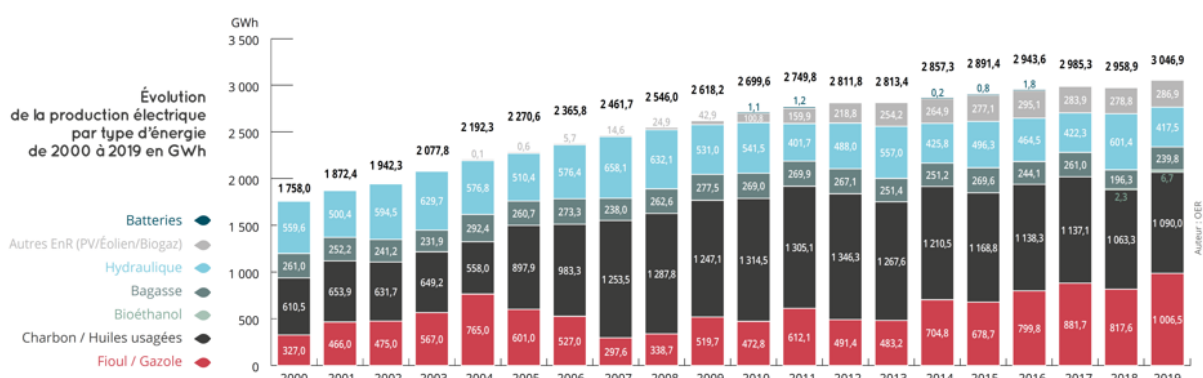


Figure 130. Evolution du mix électrique de La Réunion de 2000 à 2019 (source BER 2019 édition 2020)

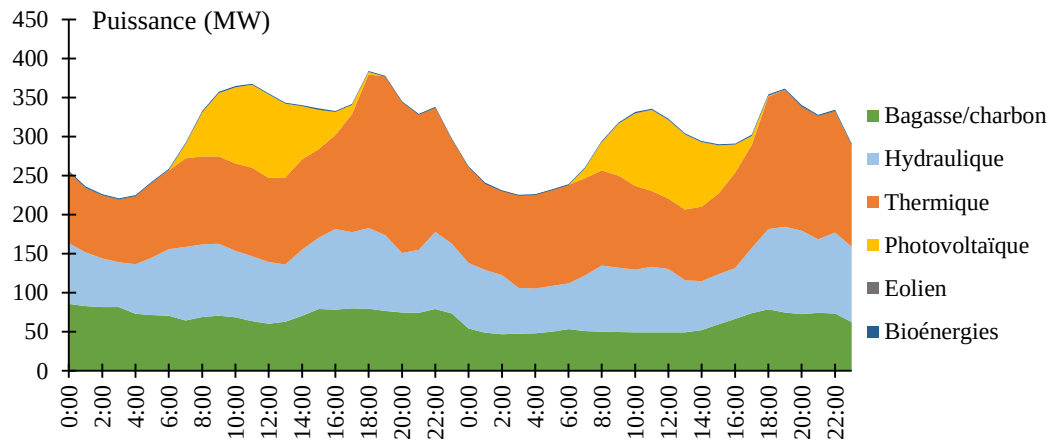


Figure 131. Courbe de charge du réseau électrique de la Réunion par moyen de production les 5 et 6 mai 2018 (source EDF)

chaque instant à la consommation en énergie électrique. Le gestionnaire du réseau emploie donc des moyens de production très réactifs pour ajuster la consommation, comme par exemple à La Réunion deux TAC (turbine à combustion) au fioul de 40 MW chacune au Port, ou des centrales hydroélectriques [16]. La Figure 131 illustre comment les productions thermiques (TAC) et hydrauliques sont augmentées en fin de journée pour couvrir le pic de consommation et la baisse de production photovoltaïque puis diminuées rapidement. Les centrales thermiques classiques au charbon ne permettent pas un tel ajustement en raison d'une inertie importante.

1.2. L'étude du comportement dynamique d'une centrale ETM

Contrairement aux centrales thermiques classiques, l'ETM utilise des sources quasi-infinie 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. Cette possibilité ajouterait à l'ETM un attrait nouveau, car en plus d'être une ressource renouvelable stable de base, elle offrirait aux gestionnaires de réseaux un levier supplémentaire pour sécuriser la production. L'ETM viendrait donc se mettre à un rang proche de celui de l'énergie hydraulique en termes de qualité de production d'électricité.

Très peu de travaux portent cependant sur le comportement dynamique d'une centrale ETM. En 1981, le comportement dynamique d'une centrale ETM flottante a été étudiée par Kayton [6] afin d'analyser sa réponse à des oscillations de débits d'eau chaude et d'eau froide provoquées par le tangage. Il a été établi que les échangeurs étant légers par rapport aux masses d'eau et le temps de transit de l'eau étant court dans le système, des oscillations de débits provoquées par le tangage de la centrale flottante amèneraient à des fluctuations de la puissance produite avec une amplitude de 10 %. Ce premier résultat confirme la réactivité d'une centrale ETM face à une variation sur les débits d'eau. La même année, Chapman et Heydt [17] publient un article présentant un modèle détaillé d'un échangeur à plaque assurant le transfert entre de l'eau de mer chaude en surface et

du propane comme fluide de travail en évaporation. Il s'agit d'un évaporateur destiné à un cycle ETM modélisé en régime permanent et en régime transitoire. Néanmoins, aucun résultat n'a été présenté ni comparé à des essais expérimentaux. De plus, l'accent est mis sur l'évaporateur sans envisager une dynamique du cycle complet, qui est présentée comme une perspective à ce travail.

Il faut ensuite attendre beaucoup plus tard en 2002 pour que le Japon présente une étude dynamique, 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 passage du débit d'eau de 25 kg/s à 30 kg/s. Les résultats obtenus par le calcul montrent alors une bonne concordance avec des essais expérimentaux. Les échangeurs de chaleur sont modélisés dans cette étude par une approche globale mono-zone avec un coefficient d'échange constant côté ammoniac, avec une légère adaptation lorsque le débit d'eau s'éloigne du débit nominal.

En 2012, la thèse de F. Sinama [3] et l'article de M. Martins, F. Sinama et F. Lucas [18] présentent un modèle dynamique basé sur les systèmes équivalents de Gibbs destiné à simuler le fonctionnement du banc d'essai PAT ETM et de mettre au point des procédures de démarrage et d'arrêt avant que le banc ne soit installé. Le modèle a également été utilisé pour déterminer les meilleurs points de fonctionnement. Ce dernier a ensuite été repris en 2014 dans la thèse d'A. Journoud [19] et une comparaison avec des enregistrements a pu être effectuée. La simulation a été menée et comparée à un enregistrement où le cycle subit des variations qui restent proches du point de fonctionnement initial : la température de l'eau chaude augmente de 0,1 °C et la température de l'eau froide diminue de 0,1 °C au cours de l'enregistrement. La simulation montre des résultats proches des enregistrements avec des résidus inférieurs aux incertitudes des capteurs.

Les différentes études dynamiques sur l'ETM se concentrent jusqu'alors sur les procédures de conduite pour le démarrage et la mise à l'arrêt, pour atteindre le point de fonctionnement optimal ou pour connaître 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 un outil supplémentaire permettant de mieux stabiliser le réseau pour ajuster l'équilibre entre l'offre et la demande n'avait pas encore été présentée. En 2016, Mudaliyar et Mishra [20] présentent une étude dynamique d'une centrale ETM couplée à un concentrateur solaire (SC-OTEC pour « Solar Concentrated OTEC »). L'ajout du concentrateur solaire augmente le rendement du cycle en journée mais ajoute un aspect intermittent à la ressource, ce qui oblige la prise en compte du dynamisme de la centrale. C'est une première étude qui tente de combiner la production par ETM avec la ressource solaire présente dans les îles tropicales, mais au détriment de la qualité de la production. La possibilité d'utiliser l'ETM dans un but de modulation de puissance pour la gestion d'un réseau a alors été présentée pour la première fois en 2017 [21] par notre équipe au cinquième OTEC Symposium qui a eu lieu à la Réunion et a ensuite fait l'objet de plusieurs études théoriques et expérimentales [22]. Par la suite, le Japon a récemment développé un modèle dynamique pour la simulation du comportement d'une centrale ETM avec un double cycle de Rankine [23]. Ce modèle a d'abord été utilisé en 2017 pour tester les méthodes de régulation du cycle et de déterminer les coefficients d'un régulateur PI pour un fonctionnement correct d'une centrale. Puis, en 2019, ce modèle est utilisé pour tester

la possibilité de moduler la puissance d'une centrale en ajustant les débits d'eau [24]. Le modèle utilisé au Japon reste cependant un modèle avec des échangeurs mono-zone à coefficient d'échange constant.

En parallèle à ces études, une équipe Taïwanaise [25] a publié en 2017 une analyse de la réponse d'un micro-réseau de type insulaire composé pour la production d'une centrale ETM, d'éoliennes et de photovoltaïque. L'étude était centrée sur la qualité de l'électricité produite en termes de tension et de fréquence. Il a été montré que même reliée à un micro-réseau avec une demande et des sources de production très variables, une centrale ETM était capable de fournir une puissance électrique constante sans grandes perturbations de la tension et de la fréquence. La conclusion est alors que l'ETM est une source de production stable et fiable. La possibilité d'utiliser l'ETM pour contrôler le réseau n'a cependant pas été évoquée. Le modèle utilisé comporte des échangeurs mono-zone avec coefficient d'échange constant.

Ce rapide état de l'art montre que les aspects dynamiques de l'ETM ont été étudiés depuis quelques décennies à des fins de contrôle-commande lors des phases de démarrage et d'arrêt ou pour améliorer le fonctionnement d'une centrale, puis n'a plus été approfondi puisque le comportement stable de la ressource ne nécessitait pas une maîtrise poussée des transitoires. Néanmoins, un regain d'intérêt est apparu depuis 2016 afin de montrer que la contrôlabilité d'une centrale ETM présente un intérêt sur la gestion d'un micro-réseau électrique.

1.3. L'étude du comportement dynamique d'un cycle ORC

Si les études du comportement dynamique d'un cycle ETM sont relativement peu nombreuses, une quantité plus importante de travaux a été menée sur les régimes transitoires des cycles ORC pour des applications à d'autres sources de chaleur telles que le solaire thermodynamique [26,27], la récupération de chaleurs fatales de l'industrie [28–33] ou même de l'automobile [34,35]. En effet, ces derniers sont disponibles à des températures et des débits qui sont beaucoup moins stables que ceux rencontrés pour l'ETM, et la nature variable de la ressource rendent le comportement dynamique du cycle crucial pour la détermination de son fonctionnement.

Un ORC est constitué de quatre composants principaux : deux échangeurs de chaleur (un évaporateur et un condenseur), une turbine et une pompe. Ces quatre éléments vont tour à tour faire subir au fluide en circulation des transformations qui vont construire le cycle thermodynamique. Lors de la modification d'un paramètre de fonctionnement, chacun d'entre eux va voir son fonctionnement évoluer vers un nouveau régime permanent. Le temps mis pour atteindre le régime permanent est dépendant de l'inertie de ces éléments. Ainsi, pour la turbine, l'inertie du rotor en rotation qui ralentit la variation de vitesse de ce dernier est essentiellement lié à sa masse. Pour les échangeurs de chaleur, l'inertie de fonctionnement est liée à la masse et à la capacité thermique de la surface d'échange et de la calandre, mais également au temps de passage des fluides dans la zone d'échange.

Dans la plupart des études des transitoires d'un ORC, il est admis que l'inertie de la pompe et de la turbine est très faible devant celle des échangeurs de chaleur [28,31,33,34]. Ainsi, les transitoires dans le fonctionnement d'un ORC sont commandés par l'évaporateur et le condenseur, tandis que le comportement de la pompe et de la turbine peut être considéré comme quasi-stationnaire : à chaque instant, les deux turbomachines fonctionnent comme si le régime permanent était atteint et l'évolution est donc supposée être une succession d'états d'équilibre.

Le défi principal est donc la modélisation des échangeurs de chaleur en régime dynamique. Une première solution serait de modéliser la géométrie complète de l'échangeur en 3D via un modèle CFD. Si cette approche a été employée chez Naval Energies pour déterminer les performances d'un évaporateur à tubes et calandre à l'échelle industrielle [36], elle demande un temps de construction du modèle ainsi qu'un temps de calcul trop élevés pour être exploitable à des fins d'exploration du comportement dynamique et de tests de méthodes de régulation par exemple. Des approches simplifiées doivent donc être envisagées. On distingue alors trois types de modèle dans la littérature :

- L'approche globale (Figure 132.a)
- La discrétisation aux volumes finis, FVM pour « Finite Volume Model » (Figure 132.b)
- Le modèle à frontières mobiles (MBM pour « Moving Boundary Model ») (Figure 132.c)

L'approche globale consiste à définir un seul coefficient d'échange global U_{global} pour l'ensemble de l'échangeur. Cette approche est celle qui est majoritairement utilisée pour les modèles dynamiques destinés à l'ETM [23,25,37,38]. Cette méthode a pour avantage d'être facile à mettre en place et de présenter des temps de calcul rapides. La détermination du coefficient d'échange global n'est cependant pas simple, puisque les coefficients d'échanges dans les zones d'échange monophasiques et diphasiques sont très différents. Ainsi, une valeur arbitraire est souvent fixée et est considérée constante au cours du temps. Bai *et al.* [38] ont utilisé cette méthode en utilisant un coefficient d'échange global déterminé expérimentalement avec une adaptation en fonction du débit d'eau (coefficient d'échange global proportionnel à la racine carrée du débit d'eau). Les résultats des simulations sont alors proches des mesures. Néanmoins, cette approche est valable uniquement si les variations subies par le cycle restent dans le voisinage du point de fonctionnement initial. La méthode employée précédemment à La Réunion dans les thèses de F. Sinama [3] et d'A. Journoud [19] entre également dans cette catégorie des approches globales. En effet, la méthode des systèmes équivalents de Gibbs se base sur l'emploi de coefficients phénoménologiques eux-mêmes définis à partir des propriétés des composants du cycle.

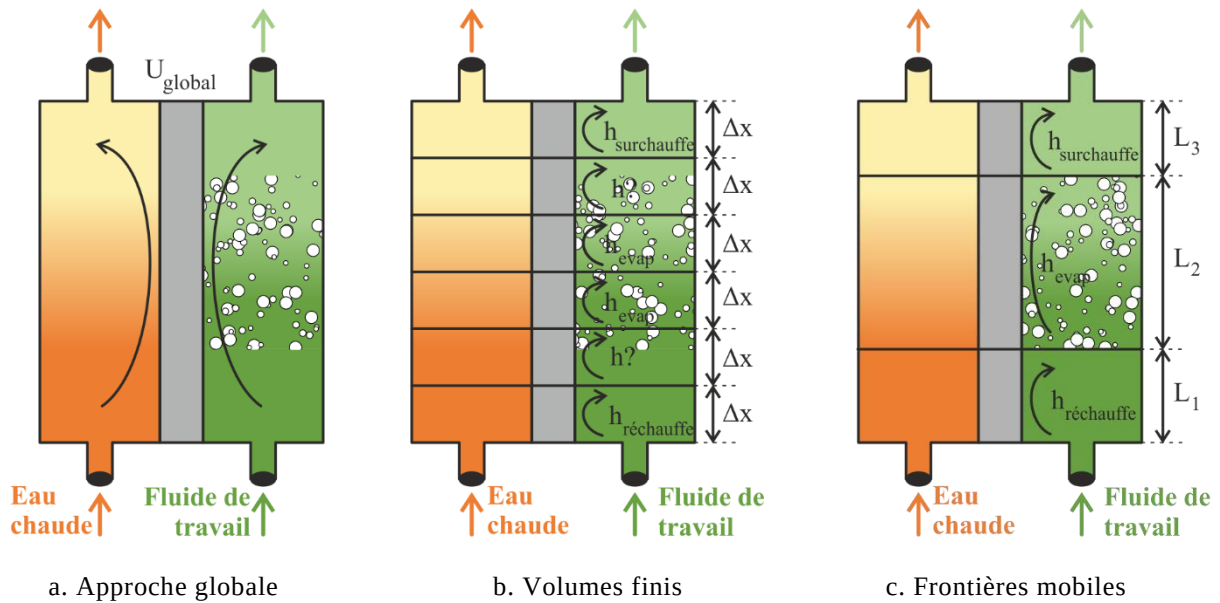


Figure 132. Schémas des différentes approches employées pour la représentation d'un évaporateur dans un modèle dynamique

Ces coefficients phénoménologiques sont déterminés en régime permanent au point nominal de fonctionnement puis sont considérés comme constants lors des simulations. Le comportement dynamique rend alors bien compte de la réalité au voisinage du point de fonctionnement nominal sans pour autant permettre une étude de variations plus brutales.

La méthode des volumes finis consiste ensuite à discrétiser l'échangeur de chaleur en plusieurs zones (cf. Figure 132.b) et de déterminer les transferts thermiques dans chacune de ces zones. Cette méthode est beaucoup employée pour la simulation dynamique des ORC pour le solaire [26,27] ou la récupération des chaleurs fatales [31,32]. L'avantage de cette méthode est alors que le coefficient d'échange thermique peut être déterminé pour chaque cellule de l'échangeur discrétisé indépendamment des autres, en prenant en compte l'effet de la pression locale si un modèle de perte de charge est associé ou encore de l'état du fluide de travail. Une difficulté se présente cependant pour les zones qui sont à cheval entre une zone monophasique et une zone de changement d'état du côté du fluide de travail (par exemple pour un évaporateur entre la fin de la réchauffe et le début de l'évaporation ou entre la fin de l'évaporation et le début de la surchauffe). Le coefficient d'échange est alors difficile à déterminer dans cette zone. Cette difficulté a cependant peu d'impact sur le comportement global final simulé de l'échangeur si le nombre de cellules est suffisamment important : la zone à cheval entre deux modes d'échange ne représente alors qu'une faible part de la surface d'échange totale. Cela dit, l'augmentation du nombre de cellules (pas de discrétisation plus petit) entraîne une augmentation importante du temps de calcul.

Enfin, la dernière méthode dite des frontières mobiles consiste à séparer un échangeur en trois zones :

- pour un évaporateur : une zone de réchauffe, une zone d'évaporation et une zone de surchauffe,

- pour un condenseur : une zone de désurchauffe, une zone de condensation et une zone de sous-refroidissement.

Ainsi, il s'agit de distinguer les zones d'échange monophasiques de celles en diphasique. Cette discrimination peut être justifiée par le fait que les coefficients d'échange dans ces différentes zones sont très différents les uns des autres : les coefficients d'échange lors de l'évaporation ou de la condensation sont beaucoup plus grands que ceux pour une simple convection monophasique. La difficulté de cette méthode vient surtout du fait que la taille de ces zones n'est pas constante au cours du temps. Certaines d'entre elles peuvent même être amenées à ne plus exister (comme par exemple la zone de désurchauffe dans le condenseur qui existe au démarrage lorsque la turbine est bypassée mais qui n'existe plus en fonctionnement puisque le fluide sort de la turbine en étant sous la courbe de saturation). Il faut donc, à chaque pas de temps de calcul, déterminer l'évolution et l'existence de ces différentes zones.

De 1994 à 1998, He *et al.* présentent plusieurs formes d'un modèle à frontières mobiles à deux zones pour l'évaporateur et trois zones pour le condenseur pour des cycles de réfrigération à compression de vapeur. En 1998, Willatzen *et al.* [39] présentent un modèle à frontières mobiles à trois zones pour des échangeurs de cycles de réfrigération. Comme c'est souvent le cas en réfrigération, la température du côté de la source chaude et de la source froide est considérée comme étant uniforme et constante par les précédents auteurs. Seules les modifications du côté du fluide frigorigène sont prises en compte. Le modèle est réutilisé en 2001 par Bittanti *et al.* [40] pour une pompe à chaleur. Cette méthode est ensuite reprise et détaillée sous une forme plus générale par Jensen et Tummescheit en 2002 [41] pour une application à un ORC. L'hypothèse de température uniforme pour les sources chaudes et froides est conservée, même si ces températures peuvent varier en fonction du temps. En 2008, Wei *et al.* [42] réalisent une comparaison entre un modèle à volumes finis et le modèle à frontières mobiles de Jensen et Tummescheit. Les résultats obtenus montrent que les deux approches permettent d'atteindre une précision équivalente au niveau de la simulation mais le MBM présente toutefois des temps de calcul moindres. Cette méthode de calcul est ensuite reprise par de nombreuses études, en particulier pour des applications à la récupération des chaleurs fatales [25,28,29,34,35,43].

1.4. Bilan

La précédente revue de littérature montre que l'étude du comportement dynamique d'une centrale ETM s'avère être d'un grand intérêt malgré la stabilité de la ressource à des fins de détermination des méthodes de pilotage de la centrale et pour étudier la possibilité d'adapter la production aux besoins. Ce dernier aspect s'avère être particulièrement important dans les réseaux non-interconnectés, comme c'est le cas dans certains milieux insulaires, qui restent les principaux sites où l'implantation de l'ETM est viable. Même si le comportement dynamique de l'ETM a été relativement peu étudié, de nombreux travaux se sont intéressés aux transitoires de cycles thermodynamiques, qu'il s'agisse de ma-

chines frigorifiques ou d'ORC. Il a été démontré que les composants qui dirigent le comportement dynamique d'une machine thermique sont les échangeurs de chaleur. Le défi consiste alors à réaliser un modèle de calcul qui permet d'obtenir des résultats représentatifs du comportement réel tout en conservant des temps de calcul raisonnables. Le bref état de l'art précédent montre que les modèles de calcul du type MBM permettent de répondre à ces objectifs.

Nous nous proposons comme objectif au dernier chapitre de ce manuscrit d'étudier le comportement dynamique d'une centrale ETM afin de vérifier la possibilité de piloter le système dans le but d'une modulation de la production d'énergie. Pour répondre à cet objectif, nous présenterons dans une première partie le modèle à frontière mobile qui a été retenu et adapté pour notre étude. Dans une seconde partie, nous comparerons les résultats de simulations à des données expérimentales mesurées sur le PAT ETM en nous concentrant uniquement sur la dynamique des échangeurs de chaleur. Enfin, dans une troisième partie, nous étudierons le comportement transitoire d'une centrale complète afin d'évaluer un ordre de grandeur du temps de réponse d'un système ETM et d'explorer quelques pistes de méthodes permettant de réguler la puissance produite à la turbine.

2. Description d'un modèle d'échangeur à frontières mobiles appliqué à l'ETM

2.1. Présentation de l'approche du modèle

Dans un ORC, les échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur) pilotent la réponse dynamique du système du fait de leur inertie. Dans l'évaporateur, le fluide de travail entre à un état de liquide sous-refroidi (1), est chauffé jusqu'à saturation, s'évapore (2) et la vapeur peut ensuite éventuellement être surchauffée (3), comme cela est montré dans la Figure 133. L'échange est donc divisé en trois parties : chauffage, évaporation et surchauffe. Ce constat est la base d'un modèle du type MBM. Les trois parties de l'échangeur sont distinguées, principalement parce que les coefficients de transfert sont très différents dans les zones monophasiques et dans les zones diphasiques. Dans le condenseur, le raisonnement est très similaire : la vapeur entrant dans le condenseur peut subir une éventuelle désurchauffe jusqu'à saturation, puis se condense et enfin le liquide peut être sous-refroidi. Nous présenterons ici en détail le développement utilisé uniquement pour l'évaporateur, celui utilisé pour le condenseur étant analogue.

Quatre milieux sont considérés : deux milieux fluides (l'eau et le fluide de travail) et deux milieux solides (la surface d'échange entre les deux fluides, qui représente les tubes dans un échangeurs à tubes et calandre ou les plaques le cas échéant, et la calandre de l'échangeur, qui représente la masse de métal séparant l'échangeur du milieu extérieur). La méthode reprend en partie le développement proposé par Jensen et Tummescheit [41] avec néanmoins certaines adaptations pour mieux correspondre à la réalité de l'ETM :

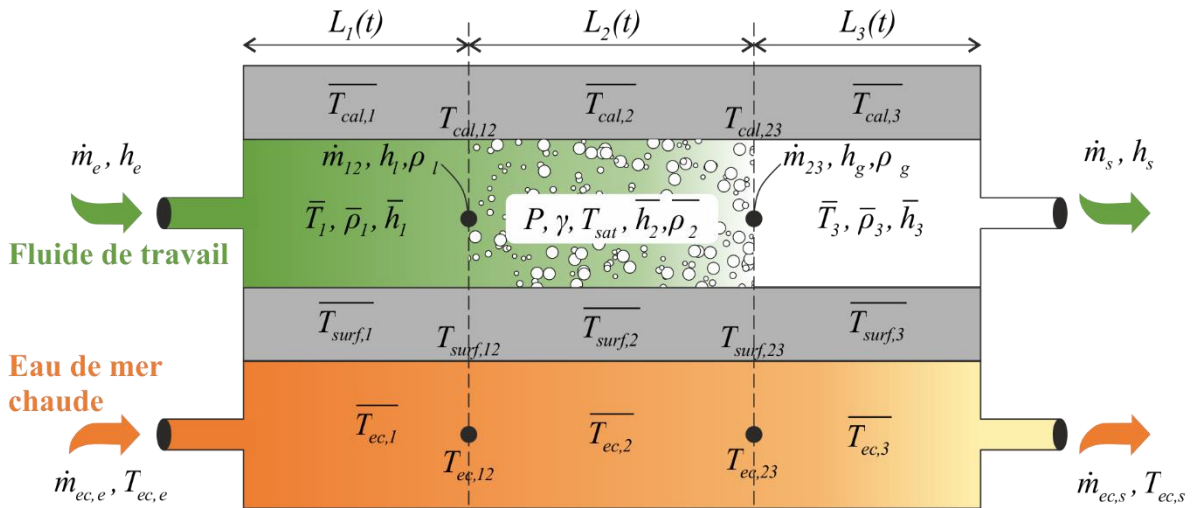


Figure 133. Représentation schématique des trois zones du modèle MBM d'un évaporateur d'une centrale ETM et nomenclature des variables du modèle

- le fluide caloporteur (l'eau chaude ici) n'est pas considéré comme étant à température uniforme comme dans le modèle initial, mais varie dans la méthode proposée ici suivant son écoulement dans l'échangeur. Cette hypothèse ajoute de la complexité au modèle mais permet à ce dernier d'être mieux représentatif de la réalité de l'échangeur pour pouvoir déterminer avec précision les flux de chaleurs transférés dans chaque zone. L'évaporateur est ici supposé être en mode co-courant : le fluide de travail et l'eau chaude circulent dans le même sens.
- Le fait d'ajouter la variation spatiale des températures de l'eau dans le modèle nous impose alors de considérer également une température du matériau de la surface d'échange différente dans chaque zone.
- Enfin, la prise en compte de la masse de la calandre qui influence l'inertie totale de l'échangeur est ajoutée au modèle. Seul le fluide de travail est supposé être en contact avec la calandre.
- Les coefficients d'échange, pris constants dans le modèle initial, pourront ici être déterminés de façon dynamique à chaque pas de temps en utilisant les corrélations identifiées dans les chapitres précédents en régime permanent.

2.2. Hypothèses de calcul et construction des équations

En outre, nous considérons les hypothèses suivantes :

- Les échanges avec le milieu extérieur sont négligés (échangeur calorifugé)
- Les propriétés du transfert et de l'écoulement suivent une évolution monodimensionnelle
- Les pertes de charge du côté du fluide de travail sont ici négligées et la pression est considérée comme étant constante le long de l'échangeur de chaleur.

La formulation locale des équations de conservation de la masse et de l'énergie est alors fournie ci-après :

$$\frac{\partial A\rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (99)$$

$$\frac{\partial (A\rho h - AP)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}h}{\partial z} = \dot{q} \quad (100)$$

Où A est la section moyenne de l'écoulement, pris égal au ratio du volume de fluide dans l'échangeur sur la longueur de l'écoulement, z est l'abscisse de l'écoulement mono-dimensionnel dans l'échangeur, t est le temps, $\dot{m}$ est le débit massique, ρ est la masse volumique du fluide, h son enthalpie spécifique, P la pression et $\dot{q}$ est la densité de flux de chaleur par unité de longueur, qui peut s'écrire de la façon suivante : $\dot{q} = \partial Q / \partial z$.

La physique du problème est donc ici représentée par un système d'équations aux dérivées partielles à résoudre, dans différents domaines de l'espace (côté fluide de travail, côté eau, inertie de la surface d'échange solide). La méthode consiste alors à effectuer la résolution de la partie spatiale de ces équations aux dérivées partielles de façon analytique. Il ne restera ainsi que la partie temporelle à résoudre numériquement par un schéma de discrétisation. La résolution de la partie spatiale consiste à intégrer les équations de conservation le long de trois zones définies pour l'évaporateur et pour les quatre milieux présents dans le modèle : le fluide de travail, le fluide caloporteur, la surface d'échange et la calandre. Pour la zone de chauffage, l'intégration est faite entre $z = 0$ et $z = L_1(t)$, pour la zone d'évaporation entre $z = L_1(t)$ et $z = L_1(t) + L_2(t)$ et pour la zone de surchauffe entre $z = L_1(t) + L_2(t)$ et $z = L$, en utilisant la règle de Leibnitz pour la différentiation d'intégrales avec des bornes variables dans le temps, que l'on rappelle ci-après pour une fonction f de deux variables (une variable spatiale z et une variable temporelle t) :

$$\int_{L_1}^{L_2} \frac{\partial f(z,t)}{\partial t} dz = \frac{\partial}{\partial t} \int_{L_1}^{L_2} f(z,t) dz - f(L_2,t) \frac{\partial L_2}{\partial t} + f(L_1,t) \frac{\partial L_1}{\partial t} \quad (101)$$

Le développement complet de l'intégration des équations locales dans chacune des zones d'un évaporateur et pour chacun des milieux considérés est fourni en Annexe 1. Pour arriver au système d'équations final dont la résolution ne sera que temporelle, il est nécessaire de prendre certaines hypothèses supplémentaires :

- L'enthalpie spécifique moyenne des fluides (de travail ou caloporteur) est considérée dans chacune des zones monophasiques comme étant égale à la moyenne arithmétique des enthalpies spécifiques à l'entrée et à la sortie de la zone concernée :

$$\bar{h}_i = \frac{1}{L_i} \int_{z_{0i}}^{z_{0i}+L_i} h dz = \frac{h_{i-1,i} + h_{i,i+1}}{2} \quad (102)$$

Où $h_{i-1,i}$ et $h_{i,i+1}$ sont respectivement les enthalpies spécifiques du fluide à l'entrée et à la sortie de la zone i considérée.

- La masse volumique moyenne du fluide de travail dans les zones monophasiques est considérée comme étant une fonction uniquement de la pression du fluide de travail dans l'échangeur et de l'enthalpie moyenne de la zone, suivant les équations d'état du fluide :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\rho}_1 = \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \rho dz = f(P, \bar{h}_1) \\ \bar{\rho}_3 = \frac{1}{L_3} \int_{L_1+L_2}^L \rho dz = f(P, \bar{h}_3) \end{array} \right. \quad (103)$$

- Dans la zone de changement d'état du fluide de travail (zone 2) la masse volumique moyenne $\bar{\rho}_2$ et l'enthalpie volumique moyenne $\bar{\rho}_2 \bar{h}_2$ sont considérées comme étant fonction du taux de vide moyen $\bar{\gamma}$ dans la zone 2 et des propriétés du liquide et de la vapeur saturée, elles-mêmes étant dépendante uniquement de la pression, de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\rho}_2 = \frac{1}{L_2} \int_{L_1}^{L_1+L_2} \rho dz = (1-\bar{\gamma})\rho_l + \bar{\gamma}\rho_g \\ \bar{\rho}_2 \bar{h}_2 = \frac{1}{L_2} \int_{L_1}^{L_1+L_2} \rho h dz = (1-\bar{\gamma})\rho_l h_l + \bar{\gamma}\rho_g h_g \end{array} \right. \quad (104)$$

$\bar{\gamma}$ est le taux de vide de l'échangeur dans la zone 2, défini par le rapport entre le volume de vapeur et le volume total de fluide de travail. Ce paramètre est ici considéré comme constant. En effet, il a été montré que si le titre à l'entrée et à la sortie de l'échangeur est constant, les variations temporelles de ce paramètres sont négligeables [44–46]. De nombreuses corrélations existent pour exprimer le taux de vide d'un évaporateur en fonction de la pression notamment, qui agit directement sur le rapport des masses volumiques liquide et vapeur. Néanmoins, cet aspect n'a pas été pris en compte dans la présente étude et pourra faire l'objet de développements ultérieurs. Une valeur moyenne 0,89 sera prise ici pour l'ammoniac aux pressions de fonctionnement de l'ETM (valeur issue de l'approche définie par Jensen et Tummescheit [41] appliquée aux propriétés de l'ammoniac à 8 bar).

- L'eau est considérée comme incompressible. Le bilan de masse côté eau se résume donc à :

$$\dot{m}_{ec,e} = \dot{m}_{ec,12} = \dot{m}_{ec,23} = \dot{m}_{ec,s} = \dot{m}_{ec} \quad (105)$$

- Dans les milieux solides, seule l'équation de conservation de l'énergie est prise en compte (pas de transfert de matière).
- Les échanges avec le milieu extérieur sont négligés (échangeur calorifugé)
- Les flux axiaux de transfert d'énergie par diffusion sont négligés.
- Les variations de pression du fluide caloporteur (eau de mer) dans le temps et dans l'espace sont négligées dans le sens où nous considérons qu'elles n'ont qu'un très faible impact sur le bilan énergétique de l'échangeur.

Finalement, nous obtenons un système de 15 équations avec 15 variables dynamiques, présenté ci-après (BM pour bilan de masse, BE pour bilan d'énergie, zi pour la zone i de 1 à 3, ft pour fluide de travail, ec pour eau chaude, surf pour surface d'échange et cal pour la calandre) :

$$\mathbf{BM-ft-z1} : A(\bar{\rho}_1 - \rho_l) \frac{\partial L_1}{\partial t} + AL_1 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \Big|_{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \Big|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} AL_1 \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \Big|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0 \quad (106)$$

$$\mathbf{BM-ft-z2} : AL_2 \left(\bar{\gamma} \frac{d\rho_g}{dP} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l}{dP} \right) \frac{dP}{dt} + A(\rho_l - \rho_g) \frac{dL_1}{dt} + A(1 - \bar{\gamma})(\rho_l - \rho_g) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{12} = 0 \quad (107)$$

$$\mathbf{BM-ft-z3} : AL_3 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \Big|_{\bar{h}_3} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial h_3} \Big|_P \frac{dh_g}{dP} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} AL_3 \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial h_3} \Big|_P \frac{dh_s}{dt} + A(\rho_g - \rho_3) \frac{dL_1}{dt} + A(\rho_g - \rho_3) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{out} - \dot{m}_{23} = 0 \quad (108)$$

$$\mathbf{BE-ft-z1} : AL_1 \left\{ \bar{h}_1 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \Big|_{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \Big|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right) + \frac{1}{2} \bar{\rho}_1 \frac{\partial h_l}{\partial P} - 1 \right\} \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{1}{2} AL_1 \bar{h}_1 \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \Big|_P + \frac{1}{2} AL_1 \bar{\rho}_1 \right) \frac{\partial h_{in}}{\partial t} + A(\bar{\rho}_1 \bar{h}_1 - \rho_l h_l) \frac{dL_1}{dt} - \dot{m}_e h_e + \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1} \quad (109)$$

$$\mathbf{BE-ft-z2} : AL_2 \left((1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l h_l}{dP} + \bar{\gamma} \frac{d\rho_g h_g}{dP} - 1 \right) \frac{\partial P}{\partial t} + A(\rho_l h_l - \rho_g h_g) \frac{dL_1}{dt} + A(1 - \bar{\gamma})(\rho_l h_l - \rho_g h_g) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{23} h_g - \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{cal-ft,1} \quad (110)$$

$$\mathbf{BE-ft-z3} : AL_3 \left\{ \bar{h}_3 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \Big|_{\bar{h}_3} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial h_3} \Big|_P \frac{dh_g}{dP} \right) + \frac{1}{2} \bar{\rho}_3 \frac{dh_g}{dP} - 1 \right\} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} AL_3 \left(\bar{h}_3 \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial h_3} \Big|_P + \bar{\rho}_3 \right) \frac{dh_s}{dt} + A(\rho_g h_g - \bar{\rho}_3 \bar{h}_3) \frac{dL_1}{dt} + A(\rho_g h_g - \bar{\rho}_3 \bar{h}_3) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{23} h_g = \dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{cal-ft,1} \quad (111)$$

$$\mathbf{BE-surf-z1} : C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (\bar{T}_{surf1} - T_{surf12}) \frac{dL_1}{dt} + C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_1 \frac{d\bar{T}_{surf1}}{dt} = -\dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{ec-surf,1} \quad (112)$$

$$\mathbf{BE-surf-z2} : C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (\bar{T}_{surf2} - T_{surf23}) \frac{dL_2}{dt} + C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (T_{surf12} - T_{surf23}) \frac{dL_1}{dt} + C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_2 \frac{d\bar{T}_{surf2}}{dt} = -\dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{ec-surf,2} \quad (113)$$

$$\mathbf{BE-surf-z3} : C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (T_{surf23} - \bar{T}_{surf3}) \left(\frac{dL_1}{dt} + \frac{dL_2}{dt} \right) + C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_3 \frac{d\bar{T}_{surf3}}{dt} = -\dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{ec-surf,3} \quad (114)$$

$$\mathbf{BE-cal-z1} : C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (\bar{T}_{cal1} - T_{cal12}) \frac{dL_1}{dt} + C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_1 \frac{d\bar{T}_{cal1}}{dt} = -\dot{Q}_{cal-ft,1} \quad (115)$$

$$\mathbf{BE-cal-z2} : C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (\bar{T}_{cal2} - T_{cal23}) \frac{dL_2}{dt} + C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (T_{cal12} - T_{cal23}) \frac{dL_1}{dt} + C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_2 \frac{d\bar{T}_{cal2}}{dt} = -\dot{Q}_{cal-ft,2} \quad (116)$$

$$\mathbf{BE-cal-z3} : C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (T_{cal23} - \bar{T}_{cal3}) \left(\frac{dL_1}{dt} + \frac{dL_2}{dt} \right) + C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_3 \frac{d\bar{T}_{cal3}}{dt} = -\dot{Q}_{cal-ft,3} \quad (117)$$

$$\mathbf{BE-ec-z1} : \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_1 \frac{dh_{ec,e}}{dt} + \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_1 \frac{dh_{ec,12}}{dt} + A_{ec} \rho_{ec} (\bar{h}_{ec,1} - h_{ec,12}) \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{ec} (h_{ec,12} - h_{ec,e}) = -\dot{Q}_{ec-surf,1} \quad (118)$$

$$\mathbf{BE-ec-z2} : \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_2 \frac{dh_{ec,12}}{dt} + \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_2 \frac{dh_{ec,23}}{dt} + A_{ec} \rho_{ec} (h_{ec,12} - h_{ec,23}) \frac{dL_1}{dt} + A_{ec} \rho_{ec} (\bar{h}_{ec,2} - h_{ec,23}) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{ec} (h_{ec,23} - h_{ec,12}) = -\dot{Q}_{ec-surf,2} \quad (119)$$

$$\text{BE-ec-z3 : } \frac{1}{2}A_{ec}\rho_{ec}L_3\frac{dh_{ec,s}}{dt} + \frac{1}{2}A_{ec}\rho_{ec}L_3\frac{dh_{ec,23}}{dt} + A_{ec}\rho_{ec}(h_{ec,23} - \overline{h_{ec,3}})\left(\frac{dL_1}{dt} + \frac{dL_2}{dt}\right) + \dot{m}_{ec}(h_{ec,s} - h_{ec,23}) = -\dot{Q}_{ec-surf,3} \quad (120)$$

Dans chaque zone, la quantité de chaleur échangée est donnée par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{de la surface d'échange au fluide de travail : } \dot{Q}_{surf-ft,i} = \alpha_{surf-f,i} S_i (\overline{T_{surf,i}} - \overline{T_i}) \\ \text{de l'eau chaude à la surface d'échange : } \dot{Q}_{ec-surf,i} = \alpha_{ec-surf,i} S_i (\overline{T_{ec,i}} - \overline{T_{surf,i}}) \\ \text{du fluide de travail à la calandre : } \dot{Q}_{ft-cal,i} = \alpha_{ft-cal,i} S_{cal,i} (\overline{T_{cal,i}} - \overline{T_i}) \end{array} \right. \quad (121)$$

Avec :

$$\alpha_{surf-ft,i} = \frac{1}{\frac{R_{surf} S_i}{2} + \frac{1}{\alpha_{ft,i}}} \quad (122)$$

$$\alpha_{ec-surf,i} = \frac{1}{\frac{R_{surf} S_i}{2} + \frac{1}{\alpha_{ec,i}}} \quad (123)$$

Où R_{surf} est la résistance thermique de la surface d'échange. $\alpha_{surf-ft,i}$ et $\alpha_{ec-surf,i}$ sont respectivement les coefficients de transfert côté fluide de travail et côté eau chaude, déterminés suivant les corrélations propres à chaque échangeur.

Les mêmes coefficients d'échange sont appliqués pour le fluide de travail du côté de la calandre et du côté de la surface d'échange.

2.3. Discrétisation temporelle et méthode de résolution

Le système construit ne nécessite alors plus qu'une résolution numérique dans le temps. A cette fin, les dérivées sont approchées par un schéma aval explicite avec un pas de discrétisation noté Δt suivant la méthode des différences finies. Le système d'équations différentielles présenté dans les équations (106) à (120) est alors discrétisé et représenté sous une forme matricielle de la façon suivante :

$$A(X^{t+1} - X^t) = B \quad (124)$$

Où le vecteur X est un vecteur colonne de dimension 15 représentant chacune des variables dynamiques dont on souhaite simuler le comportement, A est la matrice du système à résoudre et B le second membre comportant, entre autres, les différents flux de masses et d'énergies échangés entre les différentes zones du système. A chaque pas de temps t , les coefficients de A et de B sont calculés à partir des données de X^t , puis le système matriciel est résolu pour déterminer X^{t+1} .

$$X^t = \left(P^t \quad L_1^t \quad L_2^t \quad \dot{m}_{12} \quad \dot{m}_{23} \quad h_s^t \quad T_{surf,1}^t \quad T_{surf,2}^t \quad T_{surf,3}^t \quad h_{ec,12}^t \quad h_{ec,23}^t \quad h_{ec,s}^t \quad T_{cal,1}^t \quad T_{cal,2}^t \quad T_{cal,3}^t \right)^T \quad (125)$$

$$A = \begin{pmatrix} a_1 & b_1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_2 & a_2 & b_3 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_1 & b_4 & a_3 & 0 & -1 & d_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d_2 & c_2 & 0 & a_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ e_1 & d_3 & c_3 & b_5 & a_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ f_1 & e_2 & d_4 & 0 & b_6 & a_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & f_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & g_1 & f_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & h_1 & g_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & j_1 & i_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_7 & a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 & j_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_8 & a_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{13} & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{14} & 0 \\ 0 & n_1 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{15} \end{pmatrix} \quad (126)$$

$$B = \begin{pmatrix} -\frac{1}{2} AL_1 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \bar{h}_1} \bigg|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \dot{m}_e \\ 0 \\ -\dot{m}_s \\ \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1} + \dot{m}_e h_e - \left(\frac{1}{2} AL_1 \bar{h}_1 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \bar{h}_1} \bigg|_P + \frac{1}{2} AL_1 \bar{p}_1 \right) \frac{dh_e}{dt} \\ \dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{cal-ft,2} \\ \dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{cal-ft,3} + \dot{m}_s h_s^t \\ -\dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{ec-surf,1} \\ -\dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{ec-surf,2} \\ -\dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{ec-surf,3} \\ -\dot{Q}_{ec-surf,1} \\ -\dot{Q}_{ec-surf,2} \\ -\dot{Q}_{ec-surf,3} \\ -\dot{Q}_{cal-ft,1} \\ -\dot{Q}_{cal-ft,2} \\ -\dot{Q}_{cal-ft,3} \end{pmatrix} \quad (127)$$

Tableau 27. Valeurs des coefficients de la matrice A

$a_1 = AL_1 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \Big _{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial \bar{h}_1} \Big _P \frac{\partial \bar{h}_1}{\partial P} \right)$	$b_2 = AL_2 \left(\bar{\gamma} \frac{d\rho_g}{dP} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l}{dP} \right)$	$f_1 = AL_3 \left\{ \bar{h}_3 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \Big _{\bar{h}_3} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \Big _P \frac{dh_g}{dP} \right) + \frac{1}{2} \bar{\rho}_3 \frac{dh_g}{dP} - 1 \right\}$
$a_2 = A(\rho_l - \rho_g)$	$b_3 = AL_2 \left(\bar{\gamma} \frac{d\rho_g}{dP} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l}{dP} \right)$	$f_2 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (\overline{T_{surf1}} - T_{surf12})$
$a_3 = A(\rho_g - \bar{\rho}_3)$	$b_4 = A(\rho_g - \bar{\rho}_3)$	$f_3 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (\overline{T_{surf2}} - T_{surf23})$
$a_4 = h_l$	$b_5 = -h_l$	$g_1 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (T_{surf12} - \overline{T_{surf23}})$
$a_5 = h_g$	$b_6 = -h_g$	$g_2 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (T_{surf23} - \overline{T_{surf3}})$
$a_6 = \frac{1}{2} AL_3 \left(\bar{h}_3 \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \Big _P + \bar{\rho}_3 \right)$	$b_7 = \frac{1}{2} A \rho L_2$	$h_1 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (T_{surf23} - \overline{T_{surf3}})$
$a_7 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_1$	$b_8 = \frac{1}{2} A \rho L_3$	$i_1 = A_{ec} \rho_{ec} (\overline{h_{ec,1}} - h_{ec,12})$
$a_8 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_2$	$c_1 = AL_3 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \Big _{\bar{h}_3} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \Big _P \frac{dh_g}{dP} \right)$	$i_2 = A_{ec} \rho_{ec} (\overline{h_{ec,2}} - h_{ec,23})$
$a_9 = C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_3$	$c_2 = A(\bar{\rho}_1 \bar{h}_1 - \rho_l h_l)$	$j_1 = A_{ec} \rho_{ec} (h_{ec,12} - \overline{h_{ec,23}})$
$a_{10} = \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_1$	$c_3 = A(1 - \bar{\gamma})(\rho_l h_l - \rho_g h_g)$	$j_2 = A_{ec} \rho_{ec} (h_{ec,23} - \overline{h_{ec,3}})$
$a_{11} = \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_2$	$d_1 = \frac{1}{2} AL_3 \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \Big _P$	$k_1 = A_{ec} \rho_{ec} (h_{ec,23} - \overline{h_{ec,3}})$
$a_{12} = \frac{1}{2} A_{ec} \rho_{ec} L_3$	$d_2 = AL_1 \left\{ \bar{h}_1 \left(\frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \Big _{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial \bar{h}_1} \Big _P \frac{\partial \bar{h}_1}{\partial P} \right) + \frac{1}{2} \bar{\rho}_1 \frac{\partial \bar{h}_1}{\partial P} - 1 \right\}$	$l_1 = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (\overline{T_{cal1}} - T_{cal12})$
$a_{13} = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_1$	$d_3 = A(\rho_l h_l - \rho_g h_g)$	$l_2 = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (\overline{T_{cal2}} - T_{cal23})$
$a_{14} = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_2$	$d_4 = A(\rho_g h_g - \bar{\rho}_3 \bar{h}_3)$	$m_1 = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (T_{cal12} - \overline{T_{cal23}})$
$a_{15} = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_3$	$e_1 = AL_2 \left((1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l h_l}{dP} + \bar{\gamma} \frac{d\rho_g h_g}{dP} - 1 \right)$	$m_2 = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (T_{cal23} - \overline{T_{cal3}})$
$b_1 = A(\bar{\rho}_1 - \rho_l)$	$e_2 = A(\rho_g h_g - \bar{\rho}_3 \bar{h}_3)$	$n_1 = C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (T_{cal23} - \overline{T_{cal3}})$

A chaque pas de temps, la matrice doit être reconstruite en considérant les nouvelles valeurs des variables temporelles et en utilisant les équations d'état du fluide de travail et du fluide caloporteur pour déterminer leurs propriétés qui sont nécessaires suivant les formules indiquées dans le Tableau 27. Ces équations d'état sont fournies par la bibliothèque Coolprop [47]. La résolution du système matriciel se fait ensuite simplement par la méthode d'élimination de Gauss. En outre, la connaissance des variables à l'instant t étant nécessaire pour la construction de la matrice, un soin particulier doit être apporté à l'initialisation des variables. Afin d'assurer la stabilité des calculs, les différentes variables sont systématiquement initialisées à partir d'un calcul en régime permanent qui permet connaissant certains paramètres prédéfinis de déterminer un jeu de données cohérentes notamment en ce qui concerne notamment la taille initiale des différentes zones ou encore les températures des parois de la surface d'échange.

3. Confrontation du modèle dynamique d'échangeur proposé aux mesures expérimentales du PAT ETM

3.1. PAT ETM en configuration EVAP1

3.1.1. Protocole opératoire

Afin de tester si le comportement dynamique obtenu par le modèle présenté dans la partie précédente permet de rendre compte de la réalité, un enregistrement du PAT ETM lors d'une phase de transition entre deux points de fonctionnement est comparé aux résultats d'une simulation. La période d'enregistrement est de 1 s. La configuration du banc d'essai analysée ici comprend un évaporateur à tubes et calandre noyé (EVAP1) et un condenseur à tubes lisses et calandre (COND1). Puisqu'il est admis que la dynamique d'un cycle ETM est dirigée par les échangeurs de chaleur, seuls les échangeurs (évaporateur et condenseur) seront simulés et analysés dans ce paragraphe. Les conditions de fonctionnement de l'échangeur liées au fonctionnement du système complet du PAT ETM suivantes sont prises en tant que données d'entrée pour la simulation :

- Température d'entrée de l'eau chaude
- Débit de l'eau chaude
- Température d'entrée de l'eau froide
- Débit de l'eau froide
- Débit de désurchauffe dans la pseudo-turbine
- L'ouverture de la vanne de détente de la pseudo-turbine VRP (déterminant le débit de vapeur)

A partir de ces informations, le modèle présenté permet de déterminer de façon dynamique les puissances thermiques transférées dans les échangeurs, l'évolution des pressions et l'état du fluide de travail à leur sortie.

La Figure 134 fournit un aperçu de l'évolution des conditions de fonctionnement du PAT ETM au cours de la période de fonctionnement étudiée ici. Le cas en question est un enregistrement de 15 minutes pendant lequel la température d'entrée de l'eau chaude passe de 27,0 °C à 28,5 °C, avec une croissance rapide au milieu de l'enregistrement de 0,8 °C en moins de 3 minutes. La température de l'eau froide subit quant à elle des fluctuations d'une amplitude de 0,5 °C et avec une période de 4 minutes. Ces oscillations sont dues à la régulation de la PAC. Les débits d'eau et d'ammoniac peuvent être considérés comme constants sur cette période de test. Une augmentation du débit liquide ammoniac est observée au bout de 840 s. Cette action temporaire vise à rétablir le niveau du condenseur qui avait atteint une valeur plus élevée que la consigne souhaitée, mais elle n'impacte pas la production de vapeur dans l'évaporateur ni la puissance. En outre, la mesure du débit

de vapeur présente un bruit bien plus prononcé que la mesure du débit liquide en ammoniac. Enfin, le débit de désurchauffe, qui détermine le rendement isentropique de la pseudo-turbine est relativement constant au cours de l'enregistrement.

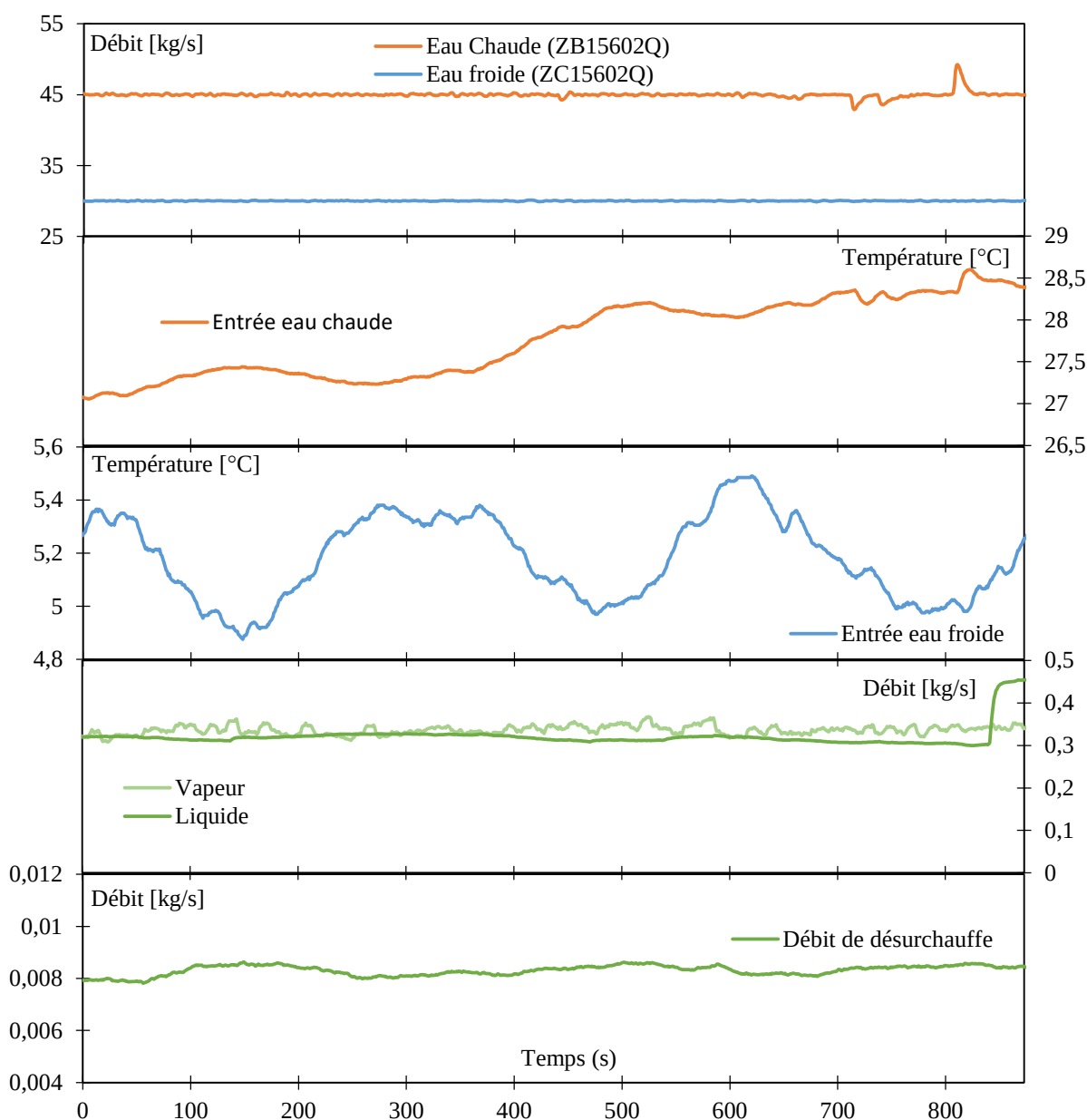


Figure 134. Conditions de fonctionnement de l'enregistrement du PAT ETM en phase transitoire

Afin de ne pas perturber la simulation avec des valeurs de débit bruitées sur la vapeur, nous avons choisi de prendre en entrée des simulations, non pas les mesures directes du débit, mais plutôt l'indication du taux d'ouverture de la vanne de détente VRP de la pseudo-turbine. En effet, les nombreux essais en régime permanent réalisés sur le PAT ETM ont permis d'établir une relation précise entre le taux d'ouverture de la VRP, l'écart de pression à ses bornes et le débit d'ammoniac circulant :

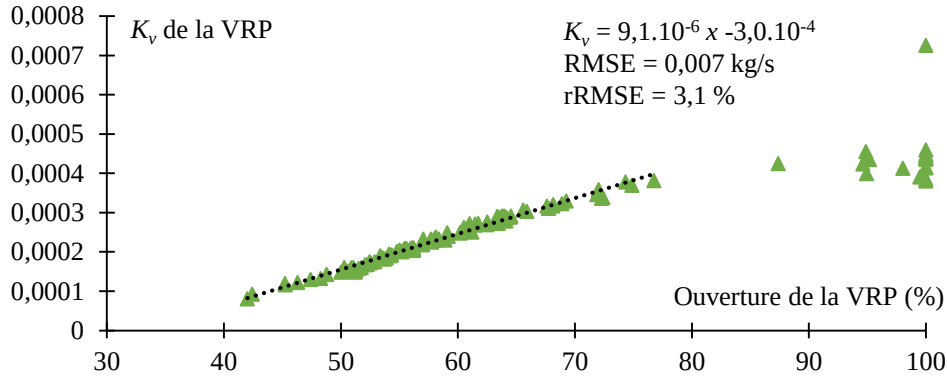


Figure 135. Relation entre le taux d'ouverture de la VRP et le Kv de calcul

$$\dot{m} = K_v \sqrt{\rho(T_{evap}; P_{cond}) \Delta P} \quad (128)$$

Où $\dot{m}$ est le débit de vapeur traversant la VRP, $\rho(T_{evap}, P_{cond})$ est la masse volumique de la vapeur calculée à la pression du condenseur et à la température mesurée en sortie d'évaporateur, ΔP est la différence de pression aux bornes de la VRP et K_v est la caractéristique de la vanne, dépendant de son ouverture.

La Figure 135 montre l'évolution du K_v mesuré de la VRP lors d'essais en régime permanent en fonction de l'ouverture de la VRP. 116 points en régime permanent ont été exploités pour réaliser cette courbe, parmi lesquels 97 correspondent à des ouvertures de vanne comprises entre 40 et 80 %. Si les valeurs sont dispersées pour de grandes ouvertures de vannes, la relation est linéaire pour des ouvertures dans l'intervalle principal de fonctionnement (40-80 %). Une équation de corrélation a pu être établie avec une erreur quadratique moyenne de 3 % (x étant le taux d'ouverture de la VRP exprimé en pourcentage) :

$$K_v = 9,1.10^{-6} x - 3,0.10^{-4} \quad (129)$$

La Figure 136 montre alors l'évolution de l'ouverture de la VRP au cours de l'enregistrement considéré ici. Cette variable évolue très peu, avec un léger ajustement de 64 % à 63 % à 12h59. Le calcul utilisera donc cette valeur d'ouverture de vanne, la différence de pression entre les deux échangeurs et la masse volumique calculée de l'ammoniac pour déterminer le débit de vapeur sortant de l'évaporateur. Ces informations combinées au débit de désurchauffe mesuré permettront de fournir l'état de l'ammoniac à l'entrée du

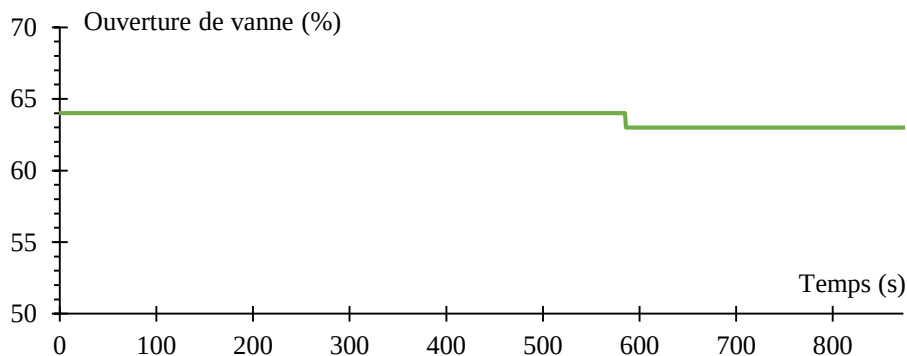


Figure 136. Evolution de l'ouverture de la vanne VRP au cours de l'enregistrement étudié

condenseur. Pour le débit liquide, le simulateur considèrera ici une régulation parfaite qui impose à tout instant un débit liquide égal au débit vapeur afin de conserver les niveaux d'ammoniac dans les échangeurs.

Le Tableau 28 rassemble l'ensemble des paramètres nécessaires pour réaliser la simulation : les caractéristiques géométriques des échangeurs, les quantités de fluides et de solides présents, les propriétés des matériaux employés.

3.2.2. Résultats et interprétation

La Figure 137 montre le débit de vapeur d'ammoniac simulé à partir de l'ouverture de la VRP et des pressions obtenues par le calcul en comparaison du débit réel mesuré. On observe une très bonne concordance avec un écart quadratique moyen de 2,7 %.

Tableau 28. Liste des paramètres pour la simulation dynamique de l'EVAPI

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
<i>Evaporateur (Côté eau)</i>		<i>Condenseur (Côté eau)</i>	
Corrélation d'échange	Petukhov-Popov	Corrélation d'échange	Petukhov-Popov
Volume d'eau dans les tubes	166 L	Volume d'eau dans les tubes	269 L
<i>Evaporateur (Côté ammoniac)</i>		<i>Condenseur (Côté ammoniac)</i>	
Corrélation d'échange zone 1	Zukauskas	Corrélation d'échange zone 1	/
Corrélation d'échange zone 2	Stephan-Preusser	Corrélation d'échange zone 2	Kern
Corrélation d'échange zone 3	Zukauskas	Corrélation d'échange zone 3	Zukauskas
Volume d'ammoniac	268 L	Volume d'ammoniac	862 L
Taux de vide	0,665	Taux de vide	0,665
<i>Evaporateur (Surface d'échange : titane)</i>		<i>Condenseur (Surface d'échange : titane)</i>	
Masse totale	204 kg	Masse linéique	126 kg
Capacité calorifique	520 J.K ⁻¹ .kg ⁻¹	Capacité calorifique	520 J.K ⁻¹ .kg ⁻¹
Masse volumique	4510 kg.m ⁻³	Masse volumique	4510 kg.m ⁻³
Conductivité thermique	16.4 W.m ⁻¹ .K ⁻¹	Conductivité thermique	16.4 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Surface d'échange (côté ammoniac)	66,1 m ²	Surface d'échange (côté ammoniac)	40.8 m ²
<i>Evaporateur (Calandre : acier)</i>		<i>Condenseur (Calandre : acier)</i>	
Masse totale	1471 kg	Masse totale	814 kg
Capacité calorifique	470 J.K ⁻¹ .kg ⁻¹	Capacité calorifique	470 J.K ⁻¹ .kg ⁻¹
Masse volumique	7800 kg.m ⁻³	Masse volumique	7800 kg.m ⁻³
Conductivité thermique	50 W.m ⁻¹ .K ⁻¹	Conductivité thermique	50 W.m ⁻¹ .K ⁻¹

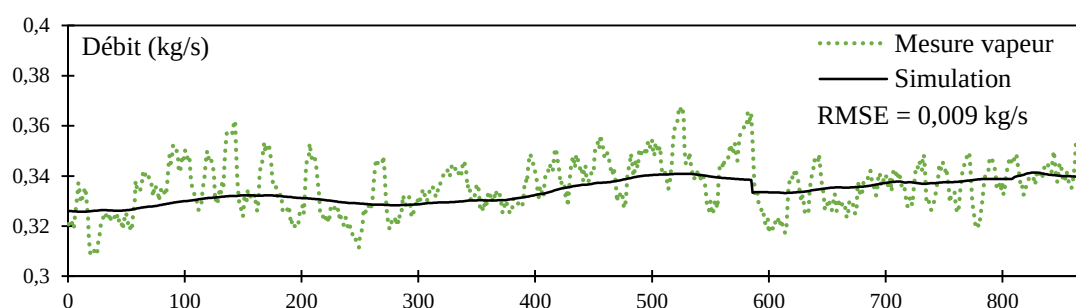


Figure 137. Comparaison du débit vapeur réel mesuré et du débit simulé

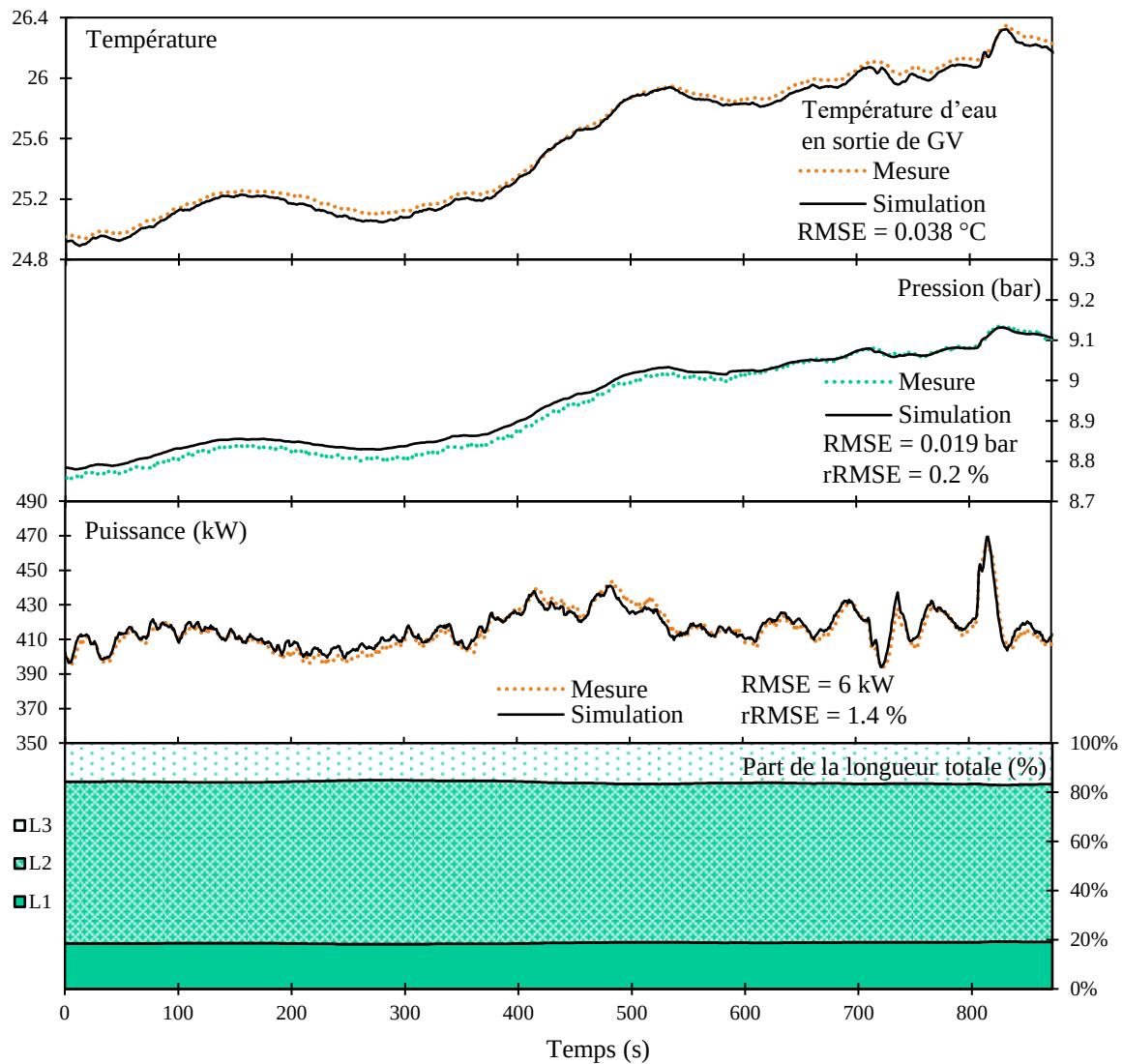


Figure 138. Comparaison du fonctionnement réel et simulé de l'évaporateur

Les principales variables dynamiques indiquant le fonctionnement de l'évaporateur sont présentées en Figure 138 : la température de sortie de l'eau chaude, la pression du côté de l'ammoniac, la puissance totale échangée et la proportion des différentes zones de l'échange issues de la simulation. La température de sortie de l'eau simulée reste très fidèle à la sortie de l'eau mesurée, en particulier sur la pente la plus grande où l'on observe que les variations mesurées et simulées sont simultanées : cela montre que le temps de parcours de l'eau dans l'échangeur et l'impact de l'inertie des différents éléments de l'échangeur sur la température de l'eau pris en compte par le modèle permettent de rendre compte du comportement réel du PAT ETM. La Figure 139 met en avant le retard que présente l'évolution de la température de l'eau en sortie d'évaporateur par rapport à la température d'entrée en repérant les extrema locaux des courbes. La température de sortie de l'eau présente un retard de l'ordre de 10 à 12 s, que l'on retrouve sur les simulations. En ce qui concerne la pression (Figure 138), un léger décalage est présent entre les deux courbes au début de l'enregistrement, qui semble se réduire après le saut de température de l'eau chaude : en effet, l'écart quadratique moyen entre simulation et mesure est de 50 mbar sur les 5 premières minutes de l'enregistrement contre 19 mbar sur l'enregistrement complet. Néanmoins, ce décalage reste très léger au vu de la précision des capteurs et doit

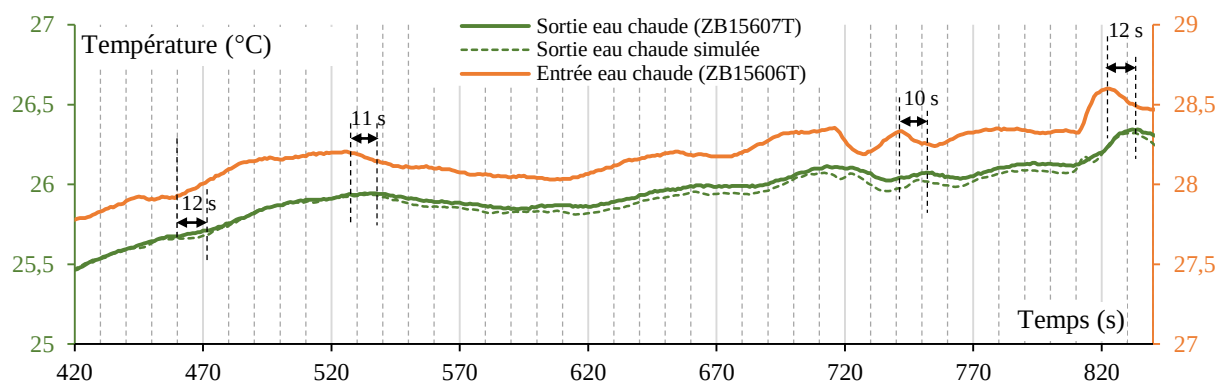


Figure 139. Retard des changements de sens de variation de la température de sortie de l'eau chaude par rapport à la température de sortie de l'eau froide

être dû aux imprécisions des corrélations d'échange identifiées en régime permanent. Le comportement dynamique est cela dit bien retranscrit par le modèle, puisque les évolutions des courbes réelles et simulées sont simultanées. Une analyse similaire à celle de la Figure 139 montre que le retard des variations de pression sur les variations de température de l'eau chaude entrant dans le GV est, au même titre que la température de sortie de l'eau, de l'ordre de grandeur d'une dizaine de secondes. Cette cohérence se retrouve dans la Figure 138 sur les courbes de puissance instantanée reçue par l'eau chaude dans l'évaporateur. Les variations de puissance sont synchrones entre la mesure et la simulation, ce qui se traduit par un écart quadratique moyen très faible de seulement 1,4 % pour un modèle qui n'a été calibré qu'en régime permanent. Par ailleurs, la part de la surface d'échange employée pour chacune des trois zones définies visible en Figure 138 rejoint les résultats du Chapitre 3, qui annoncent que même si les zones diphasiques représentent une part très faible de la quantité totale de chaleur échangée, elles occupent une part non négligeable de la surface d'échange. En outre, les proportions des différentes zones varient peu lors du changement de température d'eau : lors de l'augmentation de température brutale entre 12h56 et 12h59, la proportion dédiée à l'échange diphasique passe de 66 % à 64 %.

La Figure 140 permet de mener une analyse similaire à celle qui vient d'être appliquée à l'évaporateur pour le condenseur. Là aussi, la température de sortie de l'eau froide simulée présente un profil en phase avec la courbe mesurée. L'écart est de l'ordre du dixième de degré. Les pressions sont elles aussi en phase avec un écart de 50 mbar environ. Cet écart est ici clairement un écart systématique qui reste constant sur la durée de l'enregistrement considéré. Cela se traduit par le fait que la corrélation d'échange employée surestime le coefficient d'échange de l'échangeur au point de fonctionnement considéré : par conséquent, à même puissance, la différence de température entre les deux fluides dans l'échangeur est réduite dans la simulation et la pression de condensation est légèrement plus basse. Cet effet est cependant très limité puisque les écarts observés sont proches de l'incertitude de la mesure qui est de 32 mbar. Enfin, concernant la part de la surface dédiée à chaque zone du modèle MBM pour le condenseur, 97 % de la surface d'échange est attribuée à l'échange diphasique. Ce constat vient du fait que l'ammoniac entre à l'état diphasique dans le condenseur, ce qui implique l'absence de zone pour refroidir la vapeur avec la condensation ($L_1 = 0$) et que le fait qu'aucun tube ne soit noyé

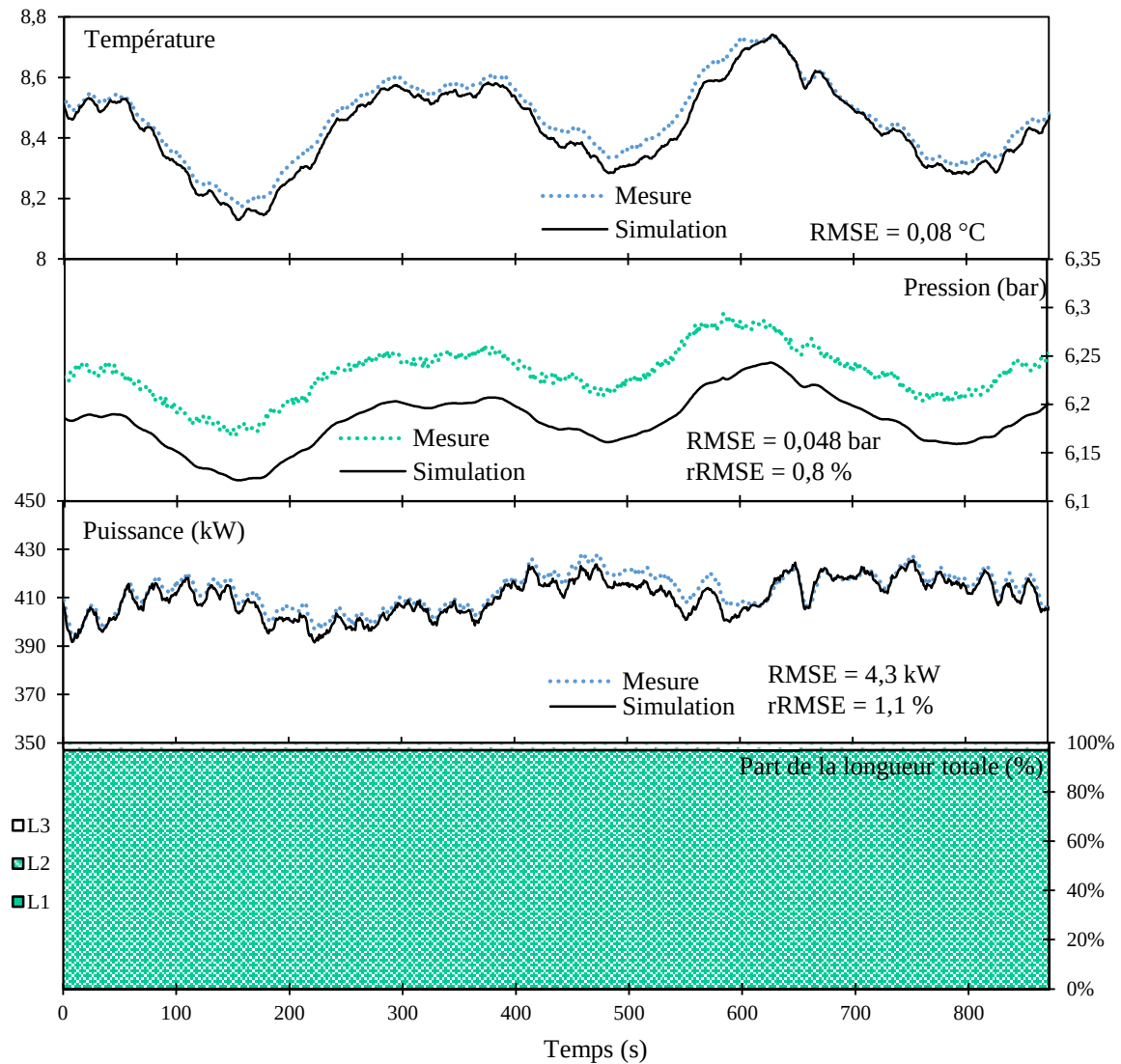


Figure 140. Comparaison du fonctionnement réel et simulé du condenseur

dans les conditions de fonctionnement présentée ici. Le seul sous-refroidissement qui peut avoir lieu est donc celui qui se produit sur le film ruisselant.

3.2. PAT ETM en configuration EVAP6

3.2.1. Protocole opératoire

Il a été montré au paragraphe précédent que le modèle proposé permet de bien rendre compte du comportement dynamique du PAT ETM lorsque celui-ci fonctionne en configuration EVAP1 lors d'une phase transitoire entre deux essais. Nous allons ici analyser la réponse dynamique expérimentale et simulée de l'évaporateur EVAP6 à une sollicitation beaucoup plus brutale : une augmentation de débit d'eau chaude de 15,0 kg/s à 23,5 kg/s, soit une augmentation de 57 % du débit du caloporteur en seulement 11 secondes. L'éva-

porateur en place ici est à tubes lisses noyés, tout comme l'EVAP1, mais avec une géométrie différente : l'évaporateur est vertical avec 7 passes de tubes pour l'eau chaude. Le détail de la géométrie de l'EVAP6 est présenté au Chapitre 3.

L'objectif étant ici de valider le modèle de fonctionnement dynamique de l'évaporateur EVAP6 ; seul ce dernier sera simulé et analysé dans ce paragraphe. Les conditions de fonctionnement suivantes de l'échangeur sont prises en tant que données d'entrée pour la simulation :

- Température d'entrée de l'eau chaude
- Débit de l'eau chaude
- Température d'entrée de l'ammoniac liquide dans l'évaporateur
- L'ouverture de la vanne de détente de la pseudo-turbine VRP
- La pression du condenseur

Les deux dernières variables, l'ouverture de vanne ainsi que la pression du condenseur, permettent de déterminer le débit de vapeur de l'ammoniac à partir de la relation (128) et de la pression simulée de l'évaporateur. Le modèle permet alors de calculer de façon dynamique les puissances thermiques transférées dans chaque zone de l'échangeur, l'évolution de la pression et l'état du fluide de travail et de l'eau chaude à la sortie.

L'EVAP6 permet notamment de fonctionner avec de forts taux de recirculation via deux pompes (PdR1 et PdR2) et un déversement de l'ammoniac liquide derrière deux masques. Néanmoins, ce type de fonctionnement conduit à obtenir, en haut de l'échangeur, un fluide avec un faible titre en vapeur avant le débordement qui sépare le liquide du gaz. Cela permet de faire varier efficacement les conditions souhaitées sur une passe de tube en régime permanent, mais ne permet pas de valider le modèle à trois zones décrit ici. Aussi, l'enregistrement présenté se fait sans recirculation, avec une partie des tubes de l'évaporateur qui ne sont pas noyés : seuls de l'ammoniac à l'état de vapeur est au contact des tubes du haut.

La Figure 134 montre l'évolution des conditions de fonctionnement du PAT ETM lors du transitoire étudié ici au cours d'un enregistrement d'une durée totale de 24 min. Au début de l'enregistrement, l'échangeur fonctionne en régime permanent. A $t_1 = 300$ s, la vanne de bridage VRQ1 (ZB01012, cf. Chapitre 2) en aval de la pompe d'eau chaude, initialement à 36 % d'ouverture, est ouverte à 100 % brutalement, provoquant l'augmentation de débit désirée. Les conséquences de cette variation sont une amélioration des coefficients d'échange de l'eau à l'intérieur des tubes ainsi qu'une modification du profil des températures (température de sortie plus proche de la température d'entrée) : ces deux phénomènes ont tendance à améliorer le fonctionnement de l'échangeur. Sur une centrale ETM réelle, cet échelon aurait conduit à une augmentation de la puissance de l'échangeur et donc de la turbine. Néanmoins, dans notre cas, la variation du débit d'eau a également une influence sur le fonctionnement de la PAC, qui ne parviendrait pas à maintenir la température de l'eau sans modifier la puissance des compresseurs. Le pilotage des compresseurs étant manuel, réguler la PAC pour maintenir la puissance de production de chaud et de froid identique à la puissance appelée sur ZP n'est pas possible. Aussi, nous observons une diminution de la température de l'eau chaude et une augmentation de la

température de l'eau froide à un temps $t_2 = 340$ s, soit 40 s après l'échelon de débit, liée à un défaut de puissance de la PAC. La chute de température de l'eau chaude est ensuite rattrapée par une diminution de la fréquence du condenseur-évaporatif : cette température remonte à partir de $t_3 = 389$ s pour revenir à une valeur stable à environ $t_4 = 630$ s.

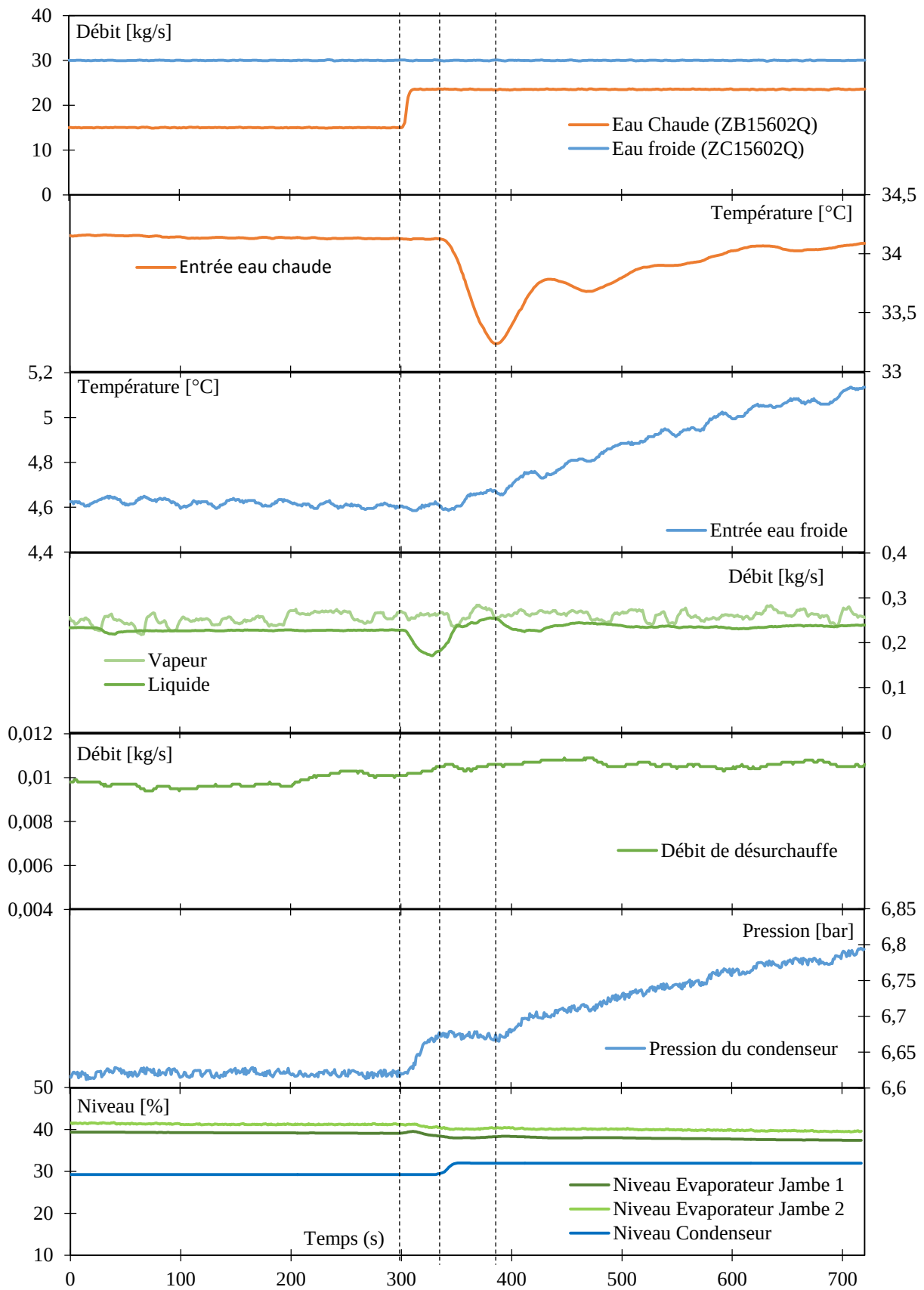


Figure 141. Conditions de fonctionnement de l'enregistrement de l'EVAP6 en phase transitoire

La température de l'eau froide est elle aussi perturbée et subit une rampe montante à partir de $t_2 = 340$ s avec une pente de $0,5$ °C en 6 min. Cette variation de température provoque une augmentation de la pression du condenseur de $0,18$ bar. Le débit d'ammoniac en phase vapeur est quant à lui relativement stable au cours de l'enregistrement. La vanne VRP est restée avec une ouverture constante de 52 % tout au long de l'essai. Le débit liquide a en revanche subit des variations liées à un pilotage manuel de la vanne VRN : la vanne est légèrement fermée après l'échelon de débit puis rouverte pour atteindre finalement une nouvelle valeur stable à $t = 470$ s. Cette évolution du débit liquide influence les niveaux d'ammoniac dans les échangeurs. La charge diminue dans le GV et augmente dans le condenseur. Néanmoins, ce transfert d'ammoniac reste faible. Le niveau dans le condenseur est inférieur à 35 %, ce qui signifie que le niveau de liquide reste dans le réservoir sous la calandre et qu'aucun tube du condenseur n'est noyé. Le fonctionnement global de l'EVAP6 n'est donc pas ou peu affecté par ce transfert de masse, d'autant plus que la charge supplémentaire admise dans le condenseur provient majoritairement des jambes de recirculation de l'EVAP6 et non pas de la zone d'échange.

Le Tableau 29 présente toutes les caractéristiques utiles pour la simulation dynamique de l'échangeur EVAP6, en particulier les masses et caractéristiques des différents matériaux mis en jeu ainsi que les corrélations d'échanges employées dans le modèle. Ces informations viennent compléter les sections de passage des fluides et les surfaces d'échange fournies au Chapitre 3. Il est à noter qu'EVAP6 est très particulier dans le sens où la plus grande partie de sa masse en eau est situé dans les 8 boîtes à eau situées en amont et en aval des 7 passes de tubes. Ce déséquilibre est accentué par la présence d'inserts dans les tubes pour la configuration étudiée ici (EVAP6.1). Par ailleurs, le modèle de calcul présenté au paragraphe 2.2 ne tient pas compte de l'inertie du matériau des boîtes à eaux ni de l'inertie des inserts, mais uniquement des tubes et de la calandre. Si cette

Tableau 29. Liste des paramètres pour la simulation dynamique de l'EVAP6

Paramètre	Valeur
<i>Côté eau</i>	
Corrélation d'échange	Dittus-Boelter recalé avec les inserts (cf. Chapitre 3)
Volume d'eau dans les tubes	28 L
Volume d'eau dans les boîtes à eau	491 L
Volume d'eau majoré pour la simulation	1296 L
<i>Côté ammoniac</i>	
Corrélation d'échange zone 1	Zukauskas
Corrélation d'échange zone 2	Fernandez-Seara
Corrélation d'échange zone 3	Zukauskas
Volume d'ammoniac dans la zone d'échange	83 L
Taux de vide moyen de la zone diphasique	0,665
<i>Surface d'échange : titane</i>	
Masse totale	73 kg
Capacité calorifique	$520 \text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$
Masse volumique	4510 kg.m^{-3}
Conductivité thermique	$16,4 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Surface d'échange (côté ammoniac)	$66,1 \text{ m}^2$
<i>Calandre : acier</i>	
Masse totale	1602 kg
Capacité calorifique	$470 \text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$
Masse volumique	7800 kg.m^{-3}
Conductivité thermique	$50 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

hypothèse reste vraisemblable pour un échangeur horizontal classique, elle ne l'est plus pour EVAP6. Afin d'en tenir compte, le volume total d'eau est majoré pour prendre en compte l'inertie du contenant.

Les corrélations d'échange utilisées ici sont les mêmes que celles employées au Chapitre 3, notamment grâce aux résultats obtenus sur les essais supplémentaires en fonctionnement sans recirculation, comme c'est le cas ici. En effet, un fonctionnement avec de forts taux de recirculation tel que réalisé pour la recherche des coefficients de transferts locaux amène à des titres en vapeur moyen nettement inférieur à celui que l'on rencontre ici sur l'ensemble de la zone de transfert diphasique et ne correspond pas au fonctionnement d'un échangeur à trois zones.

3.2.2. Résultats et interprétation

L'état du fonctionnement du banc d'essai et la nature de la perturbation générée étant désormais connus, nous allons maintenant étudier la réponse de l'évaporateur à cet échelon de débit d'eau chaude. La Figure 142 représente le débit d'ammoniac, la température de l'eau en sortie d'évaporateur, la pression du GV et le flux thermique global déterminés à partir des mesures du PAT ETM et à partir de la simulation. La part de la surface d'échange dédiée à chaque zone du modèle est également représentée.

La température de l'eau chaude mesurée en sortie, d'évaporateur s'avère présenter un retard légèrement plus important que celui obtenu par la simulation au début de la perturbation, qui présente des perturbations un peu plus marquées pendant la minute qui suit l'échelon de débit. Néanmoins, les évolutions expérimentales et simulées sont ensuite très cohérentes avec un écart quadratique moyen de 0,14 °C. En outre, il est intéressant de noter que, dans la mesure comme dans la simulation, la température de sortie de l'eau réagit avant la température d'entrée qui ne commence à être modifiée que 40 s après l'échelon de débit, du fait de l'inertie de la PAC et de la bouteille de découplage.

La réponse de l'évaporateur en termes de variation de pression du côté de l'ammoniac est également bien reproduite par la simulation : la pression et donc la température de changement d'état de l'ammoniac ont le même profil que celles obtenues à partir des mesures, avec un écart quadratique moyen de 68 mbar. Un écart est toutefois observé sur les plateaux de pression à la fin des enregistrements entre simulation et expérience. Cet écart est dû aux imprécisions inhérentes aux corrélations d'échanges empiriques employées et reste ici tout à fait acceptable.

Les évolutions du débit de vapeur produite sont également concordantes avec les mesures, les perturbations observées sur le débit liquide étant liées uniquement à une manipulation de la VRN par l'opérateur. En ce qui concerne les puissances observées en considérant le bilan entre l'entrée et la sortie de l'eau chaude, le modèle est là-aussi cohérent avec les mesures avec une erreur inférieure à 4 %. Cette puissance ne représente pas uniquement un flux de chaleur à travers le GV mais également la variation temporelle de l'énergie interne de l'eau. Le flux de chaleur traversant la surface d'échange déterminée par le modèle est également représenté sur la Figure 142 afin de fournir un meilleur aperçu des effets dynamiques sur le bilan de l'eau instantanée. Finalement, le flux thermique de

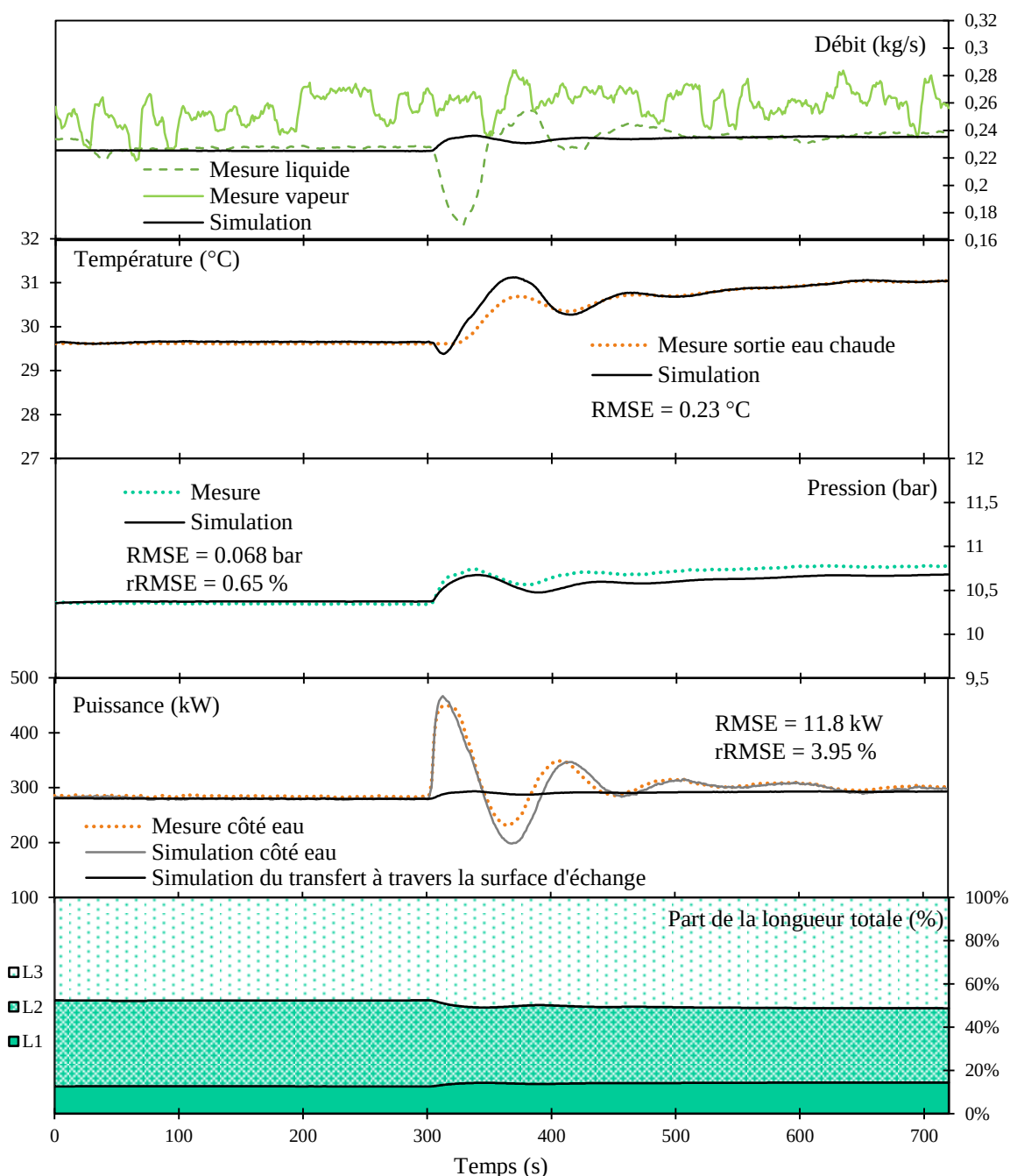


Figure 142. Réponse expérimentale et simulée de l'évaporateur EVAP6 à l'échelon de débit d'eau chaude

l'évaporateur varie assez peu au cours de cet enregistrement : 278 kW à l'état initial et 292 kW à l'état final, soit 5 % d'écart. Il faut cependant dire que l'augmentation du débit de l'eau a ici provoqué également une diminution de la température de l'eau chaude ainsi qu'une augmentation de la température de l'eau froide du fait du fonctionnement de la PAC, ce qui a contribué à réduire la réponse en puissance du système.

Enfin, les proportions de la surface d'échange dédiées à chacune des trois zones du transfert sont également représentées dans la Figure 142. La distinction de ces différentes zones est au cœur de la méthode MBM employée ici. Sur EVAP6, il est possible de vérifier de façon expérimentale cette répartition des surfaces d'échange dans chaque zone, puisque des capteurs de température sont présents du côté ammoniac entre chaque passe de tubes,

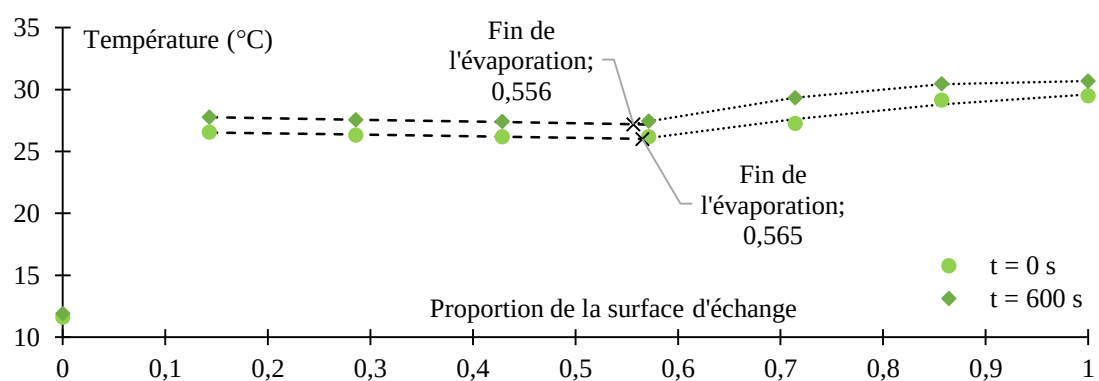


Figure 143. Mesures des températures de l'ammoniac dans l'EVAP6 aux bornes de chaque passe de tubes

dans des doigts de gant. La Figure 143 représente les mesures obtenues à l'instant initial et à la fin du transitoire. Tout d'abord, ces mesures montrent une augmentation de la température sur la passe du bas, puis une légère diminution de la température liée à la pression statique qui diminue au fur et à mesure de l'ascension du fluide dans le GV, suivi enfin par une dernière augmentation de la température. Ces évolutions représentent les trois zones du transfert. Tout d'abord, la réchauffe a lieu uniquement dans la passe du bas. Cette réchauffe représente donc moins de 1/7 de la surface totale d'échange, soit 14,3 %. Cela concorde avec le modèle qui indique une proportion de 12,6 % pour la réchauffe. L'évaporation ensuite, pendant laquelle la température ne dépend que de la pression de changement d'état, a lieu dans les passes de tubes 6 ; 5 et 4 (3/7 soit environ 43 % de la surface d'échange), ce qui concorde là encore avec la valeur de 43,7 % fournie par le modèle. En outre, le modèle prédit une diminution de la surface d'échange dédiée à l'évaporation au cours du transitoire, qui s'accompagne d'une augmentation de la part liée à la réchauffe du liquide. L'augmentation de la surface dédiée à la réchauffe n'est pas directement vérifiable par les mesures de température du côté de l'ammoniac, car la température mesurée à la fin de la passe du bas est déjà saturée. En revanche, une diminution globale du niveau du front liquide-vapeur semble correspondre avec les tendances observées en interpolant les profils de températures de l'ammoniac dans l'EVAP6, comme le montre la Figure 143. Les évolutions des dimensions des trois zones du modèle ici semblent plus faibles que celle déterminées par le modèle : la mesure indique une diminution de presque 1 % de l'interface liquide-vapeur tandis que le calcul nous donne une diminution de 3%. La tendance est néanmoins bien retranscrite et l'écart est certainement dû aux imprécisions de la détection de la frontière entre les zones par interpolation entre les mesures entre chaque passe.

Finalement, il ressort de cette analyse que le modèle dynamique proposé reste tout à fait cohérent avec le comportement transitoire expérimental observé sur le banc d'essai, y compris pour l'évaporateur EVAP6 qui dispose d'une géométrie très singulière, mais qui a permis de vérifier la cohérence de certaines informations qui ne sont pas disponibles sur les autres échangeurs testés, telles que la répartition des différentes zones d'échange. La comparaison qui vient d'être menée entre des résultats de simulation et des mesures dynamiques sur plusieurs types d'échangeur montre donc que le modèle MBM permet, au moins pour une installation à l'échelle du PAT ETM, de rendre compte de manière très fiable du comportement transitoire des échangeurs de chaleur. Les variations de pression,

de température peuvent être déterminées par la simulation avec une marge d'erreur inférieure à 5 %. Le modèle présenté peut donc être utilisé pour déterminer de façon numérique la réponse d'un système ETM à des variations des différents paramètres de fonctionnement.

4. Etude de la dynamique et de la pilotabilité globale d'une centrale ETM

4.1. Construction d'un outil de simulation dynamique d'un système global ETM

Le paragraphe précédent présente la construction d'un modèle permettant de décrire le comportement dynamique des échangeurs de chaleur d'une centrale ETM. Nous allons maintenant tenter d'étudier le comportement dynamique d'un cycle ETM au complet, comme celui présenté en Figure 144. Ce cycle comporte quatre éléments principaux : un évaporateur (E), un condenseur (C), une pompe (P) et une turbine (T). Comme cela a déjà été établi dans la littérature, ce sont les échangeurs de chaleur, par leur forte inertie comparée aux autres éléments, qui pilotent les comportements transitoires des cycles ORC [28,31,33,34]. Le modèle employé pour la pompe et la turbine peut donc être un modèle quasi statique : la réponse dynamique de ces éléments est supposée instantanée dans le sens où leur comportement est calculé comme une succession d'états d'équilibre face aux sollicitations sans chercher à déterminer le temps mis pour atteindre ces états d'équilibres. L'objectif de ce paragraphe est alors de présenter les modèles employés et de présenter la façon dont les différents éléments du cycle interagissent dans le modèle.

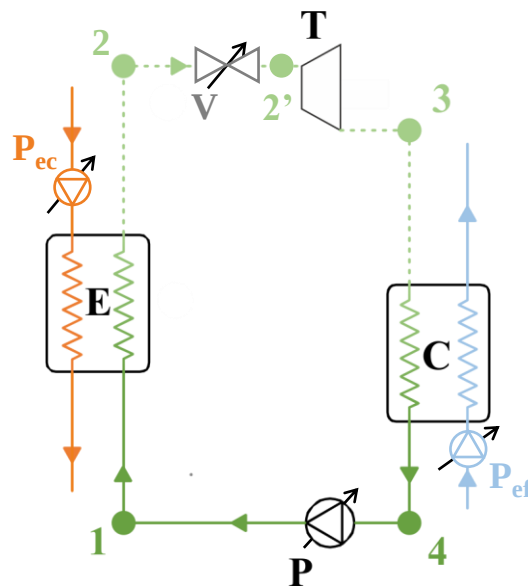


Figure 144. Schémas du cycle ORC complet utilisé pour les simulations dynamiques

4.1.1. Les échangeurs de chaleur

Le modèle d'évaporateur employé est un modèle à trois zones tel que décrit au paragraphe précédent : chauffage, évaporation et surchauffe. La présence de ces trois zones est nécessaire en fonctionnement nominal. En effet, le liquide provenant de la pompe sera systématiquement sous-refroidi. La surchauffe, même si elle est très faible, doit néanmoins exister pour s'assurer de ne pas envoyer de liquide dans la turbine : une sortie de l'échangeur à l'état diphasique signifierait un effet « coup de liquide » vers la turbine qui n'est pas souhaitable. Dans la pratique, si du liquide est toujours présent en sortie d'évaporateur, il sera capturé dans un séparateur puis renvoyé au GV, créant ainsi une recirculation dans l'échangeur. Il n'y aura donc que de la vapeur qui ira vers la turbine. Ainsi, l'évaporateur sera modélisé systématiquement avec trois zones, même si la zone de surchauffe est très faible car la sortie vapeur se fait quasiment à saturation. Dans chaque zone, les coefficients de transfert côté eau et côté ammoniac sont déterminés par des corrélations empiriques appropriées qui ont été identifiées au chapitre 3.

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. En particulier pour l'ammoniac, qui est un fluide mouillé, et pour une application ETM où une surchauffe élevée à l'évaporateur n'est pas souhaitable, la sortie de la turbine se fera systématiquement sous la courbe de saturation en fonctionnement nominal. Ce n'est qu'éventuellement pendant les phases de démarrage, où la turbine peut être bypassée dans un premier temps, que l'on pourra envoyer de la vapeur sèche dans le condenseur. 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.

4.1.2. La pompe du fluide de travail

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. Ce débit liquide doit être régulé afin de maintenir le niveau d'ammoniac dans le condenseur. En effet, si le débit liquide est supérieur au débit vapeur circulant dans la turbine, le condenseur va se vider au profit de l'évaporateur et inversement. Le débit vapeur étant imposé par le fonctionnement de la turbine, il est impératif de munir la pompe du fluide de travail d'un variateur de fréquence afin de pouvoir réguler le débit sans passer par une vanne de bridage, qui imposerait des consommations d'énergie plus importantes de la pompe. Le

modèle considérera donc que la fréquence de rotation de la pompe sera régulée pour maintenir, même pendant les transitoires, le niveau d'ammoniac dans les échangeurs.

Outre le comportement hydraulique de la pompe, il est ici également nécessaire de faire un bilan énergétique afin de déterminer complètement l'état de l'ammoniac à l'entrée de l'évaporateur. La variation d'enthalpie dans la pompe est alors donnée grâce à la définition du rendement isentropique :

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

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. La connaissance des pressions dans les deux échangeurs et de la température du fluide de travail liquide à l'entrée de la pompe permet donc à chaque instant de calculer le débit de la pompe et la température du liquide en sortie de pompe, qui ira à l'évaporateur.

4.1.3. La 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 :

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

Afin de permettre une régulation rapide de la puissance d'un système ETM, une vanne de détente (notée V sur la Figure 144) peut-être placée en amont de la turbine. Cette vanne va permettre de réguler la pression à l'entrée de la turbine $P_{turb,e}$, qui sera ainsi intermédiaire entre celle de l'évaporateur et celle du condenseur, et donc le débit vapeur. La vanne de détente étant isenthalpe, cette dernière pourra être utilisée pour diminuer le débit total de fluide de travail circulant et donc la puissance totale transférée. Le rendement de la turbine pourra néanmoins être grandement affecté, si les pressions et débits obtenus s'éloignent trop des conditions nominales de fonctionnement de la turbine, suivant la courbe caractéristique de fonctionnement de la turbine. L'utilisation de cette vanne devra donc se limiter à des moments où la modulation de la puissance du cycle ETM est nécessaire pour assurer la stabilité du réseau. En fonctionnement nominal, cette vanne reste ouverte pour maintenir une différence de pression maximale aux bornes de la turbine et nous avons $P_{turb,e} = P_{evap}$.

Comme pour la pompe, la variation d'enthalpie subie par le fluide de travail dans la turbine s'exprime par son rendement isentropique :

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

Cette relation permet de déterminer l'état du fluide en sortie de turbine, en particulier, son titre en vapeur.

4.2. Réponse du système à un échelon de débit d'ammoniac

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 PAT ETM. L'évaporateur est du type tubes et calandre (EVAP1) ainsi que le condenseur (COND1). Le fluide de travail est l'ammoniac (R717). Les caractéristiques de la pompe et de la turbine sont listées dans le Tableau 30. Les hypothèses sur les échangeurs de chaleur sont les mêmes que celles présentées dans le Tableau 28 du paragraphe 3.1. Dans ce paragraphe, une centrale ETM complète sera simulée, y compris la turbine, à la même échelle de fonctionnement que le PAT ETM. En particulier, les coefficients de transfert seront dépendant des paramètres de fonctionnement du cycle et sont déterminés par les corrélations d'échange suivantes :

- Eau à l'intérieur des tubes (condenseur et évaporateur) : Petukhov et Popov, varie principalement en fonction de la vitesse d'écoulement qui influence le nombre de Reynolds
- Ammoniac monophasique à l'extérieur des tubes (condenseur et évaporateur) : Zukauskas, varie principalement en fonction des vitesses d'écoulement et de la masse volumique du fluide (liquide ou gaz)
- Ammoniac ébullition dans l'évaporateur : Stephan et Preusser, dépend de la densité surfacique du flux thermique et de la pression
- Ammoniac condensation dans le condenseur : Kern, dépend de la pression.

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) par la fermeture partielle d'une vanne de détente que l'on supposerait située en amont de la turbine. Les valeurs des variables lors du fonctionnement initial en régime permanent sont fournies dans le Tableau 31. Après 300 s, la fréquence de rotation de la pompe est diminuée de 30 %. Le débit d'ammoniac subit donc un échelon descendant de débit allant de 0.338 kg/s à 0.227 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.

Tableau 30 : Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
<i>Pompe</i>		<i>Turbine</i>	
Rendement volumétrique	0.6	Coefficient d'écoulement C_V	$1.617 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Volume du cylindre	$1.80 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	Rendement isentropique	0.8
Rendement isentropique	0.8		

Tableau 31 : Valeurs initiales de fonctionnement en régime permanent

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	26.23 °C	Température sortie eau	7.43 °C
<i>Evaporateur (Côté ammoniac)</i>		<i>Condenseur (Côté ammoniac)</i>	
Débit d'ammoniac	0.338 kg/s	Débit d'ammoniac	0.338 kg/s
Température d'entrée	9.39 °C	Température d'entrée	10.21 °C
Température de sortie	21.86 °C	Température de sortie	9.30 °C
Pression	9.02 bar	Pression	6.20 bar
<i>Pompe</i>			
Fréquence de rotation	50 Hz		

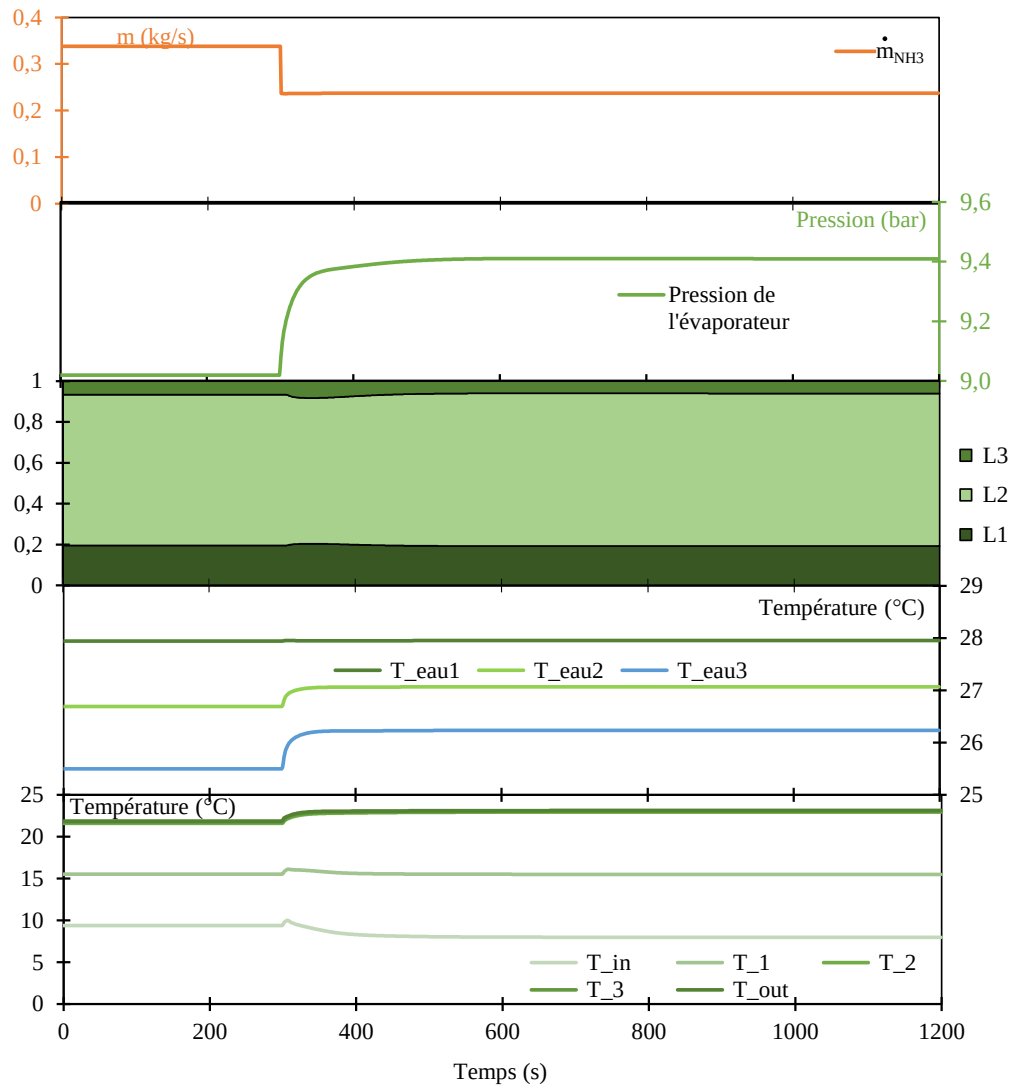


Figure 145. Evolution dynamique des variables simulées concernant l'évaporateur

La Figure 145 présente les évolutions des 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, un nouveau régime permanent est atteint. 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, après une légère réduction de cette zone qui n'a duré que le temps du transitoire. La réduction du débit d'ammoniac s'accompagne d'une augmentation de la pression et d'une réduction des écarts de température de l'eau le long de l'échangeur. Le transfert thermique peut donc être réalisé avec un plus faible écart de température entre l'ammoniac et l'eau. La Figure 146 nous montre des courbes similaires à celles de la Figure 145 mais pour des variables qui concernent le condenseur. Le profil obtenu sur cet échangeur est similaire au précédent dans le sens où la pression diminue, réduisant l'écart de température entre l'ammoniac qui se condense et l'eau froide. Nous observons là aussi une réduction de la zone diphasique de l'échange suivi par une légère augmentation.

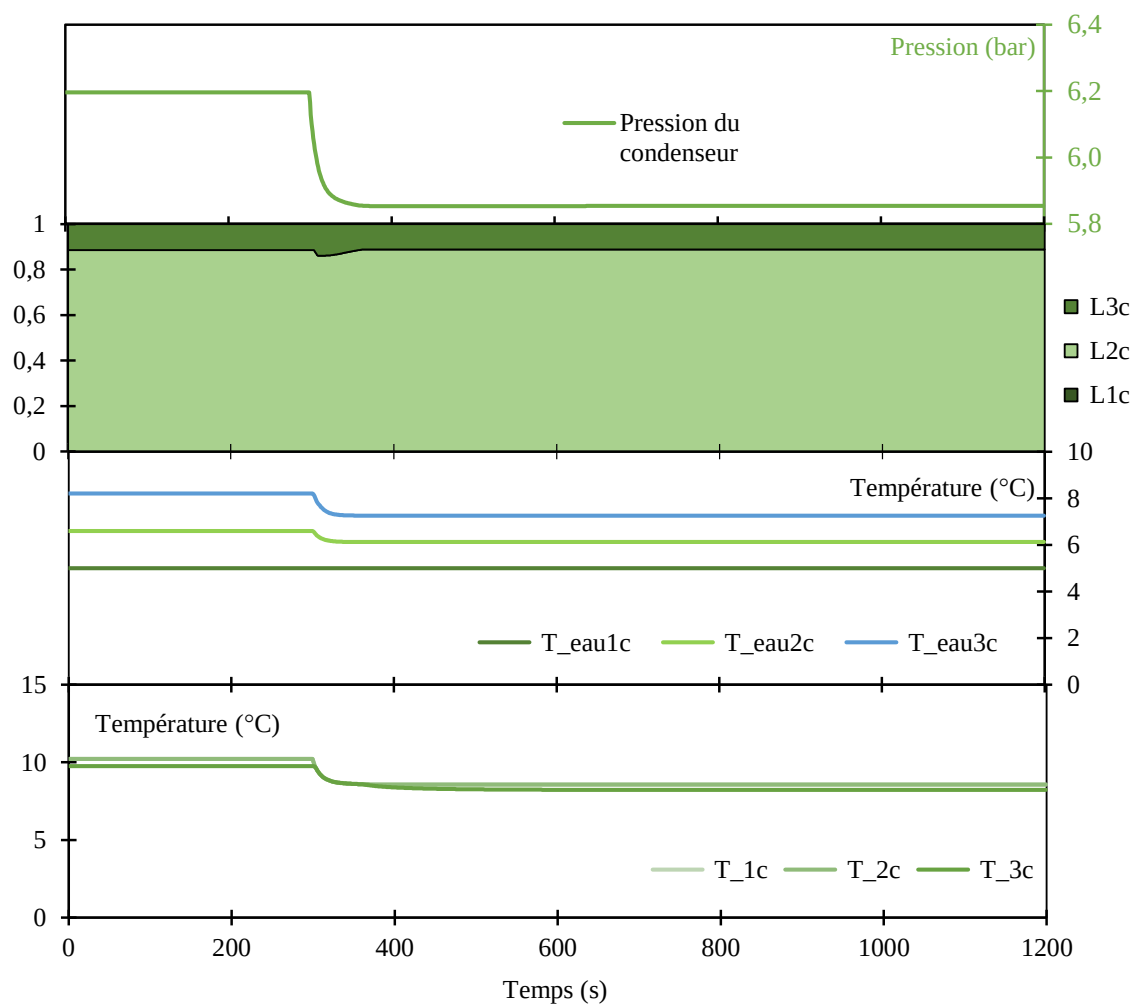


Figure 146. Evolution dynamique des variables simulées concernant le condenseur suite à un échelon de débit d'ammoniac

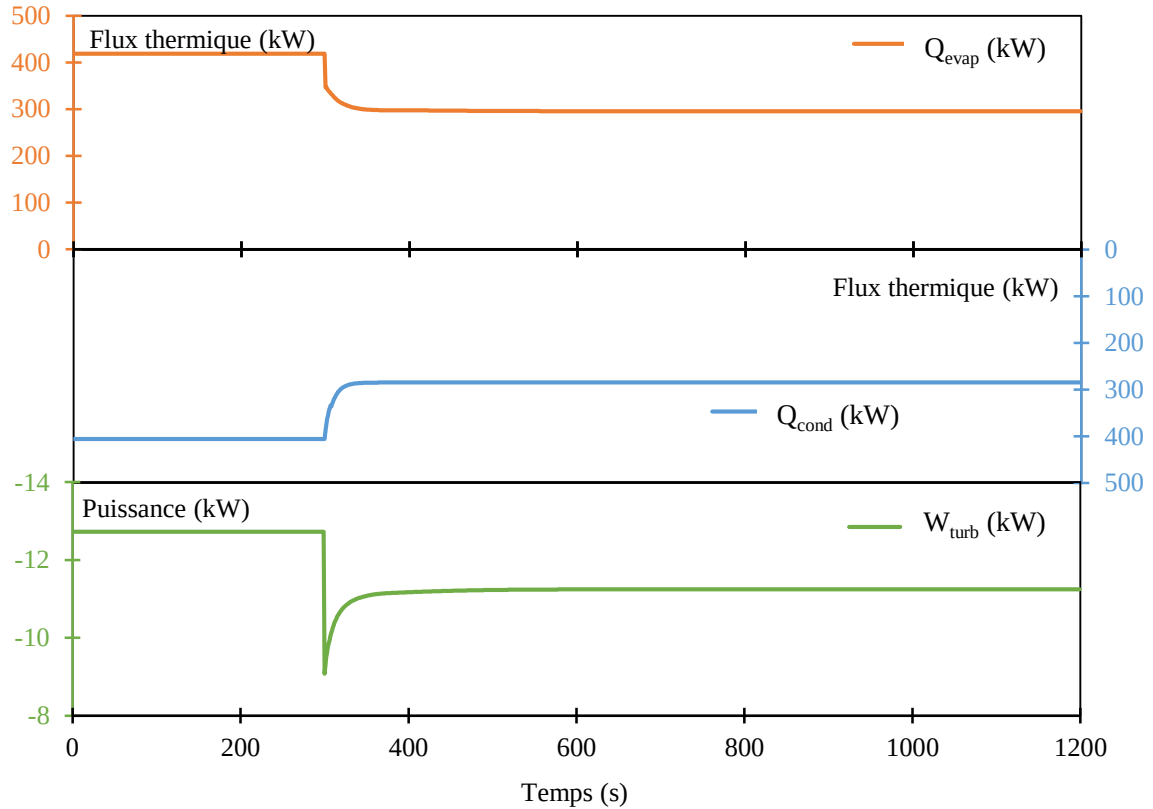


Figure 147. Puissances instantanées lors du transitoire avec échelon de débit d'ammoniac

La Figure 147 montre alors les principaux flux énergétiques au cours de la simulation. La puissance 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 diminue donc et le cycle voit sa surface augmentée dans un diagramme T-s en se rapprochant des températures 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 fermeture partielle de la vanne de bridage en amont de la turbine qui réduit l'écart de pression aux bornes de cette dernière tout en réduisant le débit d'ammoniac la traversant.

Pour chaque variable x , le temps de réponse t_{rep} pris lors d'un transitoire pour aller d'une valeur initiale x_i à une valeur finale x_f est défini comme le temps au bout duquel 95 % de l'écart entre les valeurs initiales et finales a été franchi :

$$x(t_{rep}) - x_i = 0,05(x_f - x_i) \quad (130)$$

En considérant cette définition du temps de réponse, les échangeurs ainsi que la turbine reviennent à un état stable en moins de 1 minute (59 s pour le flux thermique de l'évaporateur et 69 s pour la puissance de la turbine). La variable qui met le plus de temps à atteindre son régime permanent est ici la pression de l'évaporateur qui présente un temps de réponse de 124 s. Dans un objectif de contrôle d'un réseau électrique, la variable d'intérêt est néanmoins la puissance à la turbine. La Figure 148 montre l'impact de l'amplitude

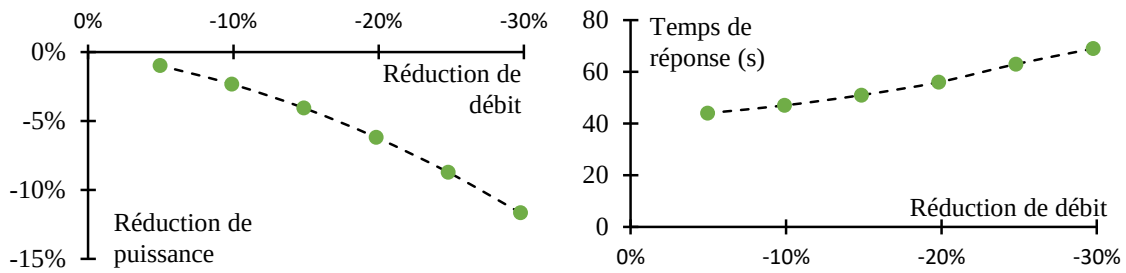


Figure 148. Evolution de la puissance produite à la turbine et du temps de réponse du système en fonction de l'amplitude d'un échelon de débit d'ammoniac

de l'échelon de débit d'ammoniac sur le temps de réponse de la turbine et sur la réduction de puissance que cela implique sur la centrale. En se limitant à des ajustements de débits de l'ordre de 30 % pour maintenir le fonctionnement de la turbine, il apparaît alors que cette solution de pilotage par vanne de bridage pourrait permettre de moduler la puissance produite par une centrale ETM avec des amplitudes allant jusqu'à 12 % et des temps de réponse de l'ordre de grandeur de 1 min.

4.3. Réponse du système à un échelon de débit d'eau

Dans le paragraphe précédent, nous avons étudié la possibilité de piloter la puissance d'une centrale ETM directement en manipulant une vanne de bridage en amont de la turbine. Cette option pourrait être une solution pour générer des variations rapides de production électrique sur le réseau afin de mieux le stabiliser. Si néanmoins, nous souhaitons opérer de plus larges variations de puissance, il sera alors préférable de piloter les débits de l'eau de mer chaude et froide. Nous considérons donc ici le même système ETM que précédemment, qui fonctionne dans le même état initial, mais qui va cette fois-ci subir à $t = 300$ s un échelon descendant simultané des débits d'eau chaude et d'eau froide, d'une amplitude de 30 % : l'eau chaude bascule de 40 kg/s à 28 kg/s et l'eau froide de 30 kg/s à 21 kg/s.

Comme précédent, les courbes des évolutions des différentes variables liées à l'évaporateur et au condenseur sont tracées respectivement en Figure 149 et Figure 150. Cette fois-ci, la pression de l'évaporateur diminue et celle du condenseur augmente, du fait de la détérioration des coefficients de l'eau à l'intérieur des tubes et de la modification de son profil de température, réduisant l'aire du cycle sur un diagramme P-h. La conséquence est une diminution du débit d'ammoniac, sans manipuler aucune vanne côté vapeur, simplement par réduction de l'écart de pression aux bornes de la turbine. Le débit liquide doit cependant être régulé pour maintenir les niveaux de fluide de travail dans les échangeurs. En considérant la définition donnée à l'équation (130), le temps de réponse en termes de pression et de température est ici relativement rapide (inférieur à 2 minutes). La mise en place du nouveau débit d'ammoniac circulant dans la boucle fermée est plus longue : de l'ordre de 3 minutes.

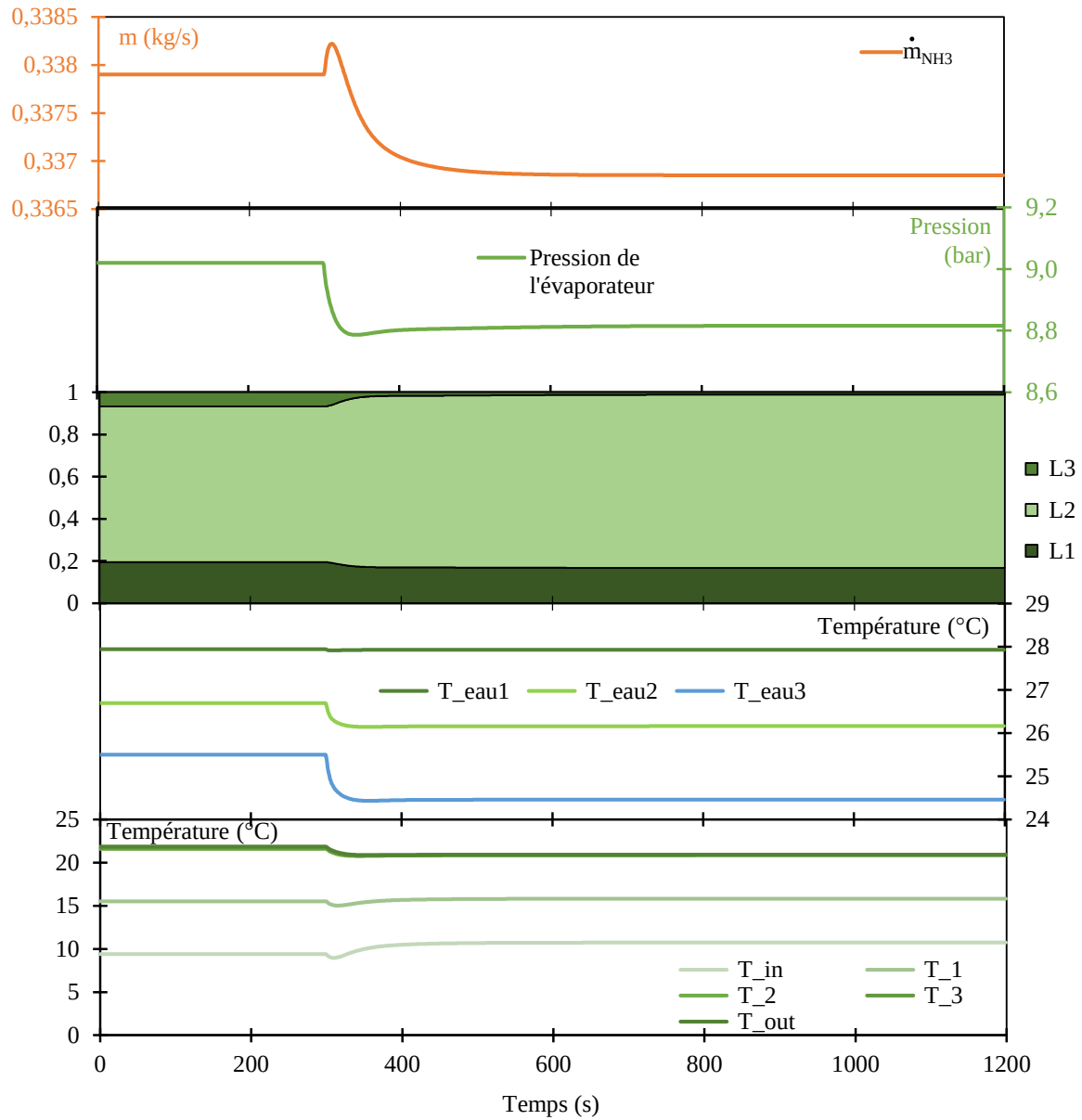


Figure 149. Evolution dynamique des variables simulées concernant l'évaporateur suite à un échelon descendant simultané des débits d'eau chaude et d'eau froide de 30 % à $t = 300$ s

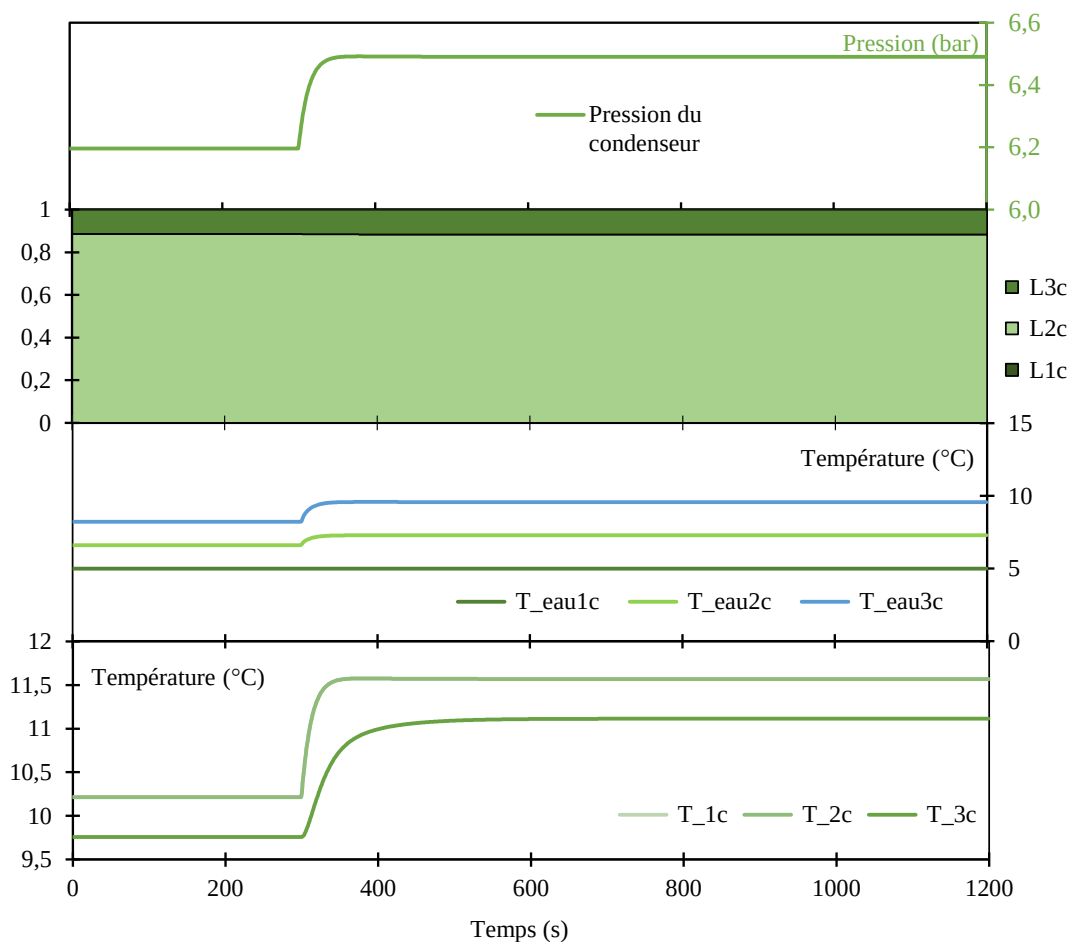


Figure 150. Evolution dynamique des variables simulées concernant le condenseur suite à un échelon descendant simultané des débits d'eau chaude et d'eau froide de 30 % à $t = 300$ s

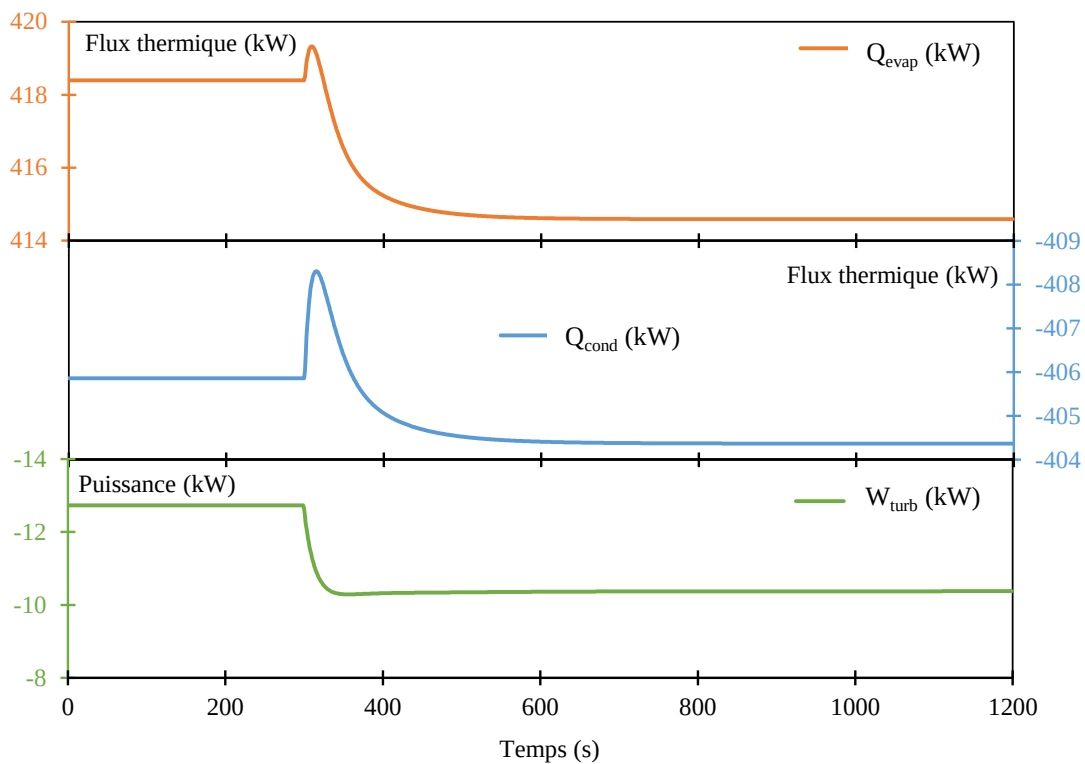


Figure 151. Bilans énergétiques instantannés lors du transitoire avec échelon de débit d'eau

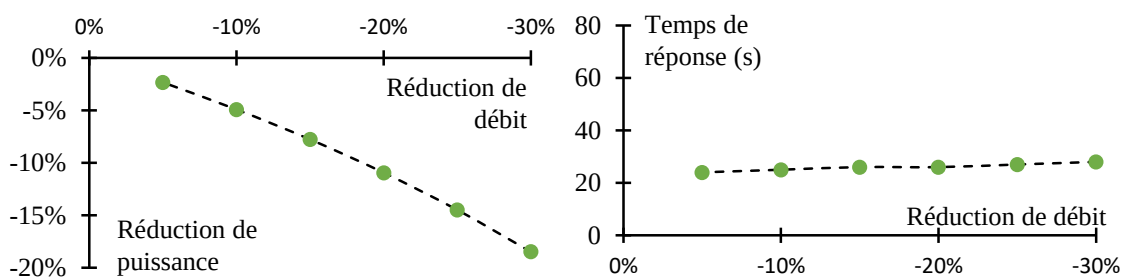


Figure 152. Evolution de la puissance produite à la turbine et du temps de réponse du système en fonction de l'amplitude d'un échelon de débit d'eau

Les flux d'énergies au cours de la simulation sont représentés en Figure 151. Si la puissance à la turbine chute très rapidement, les échangeurs prennent un plus de temps puisqu'ils suivent l'évolution du débit d'ammoniac. La légère augmentation qui précède la diminution de ces flux thermiques est ici uniquement liée dans le calcul à l'augmentation du débit de vapeur qui influence temporairement le bilan du côté de l'ammoniac. La diminution totale de puissance obtenue à la turbine est ici de 18,48 % pour un temps de réponse de la turbine de 28 s, soit deux fois moins que le temps obtenu par manipulation de la vanne de détente. Il est tout à fait possible de réduire le débit de l'eau chaude et de l'eau froide au-delà de 30 %. Néanmoins, cette simulation nous montre que la taille de la zone d'évaporation a beaucoup augmenté allant jusqu'à quasiment supprimer la surchauffe (uniquement 6 % de la surface d'échange à la fin de l'enregistrement). Il faudra donc mettre en place des installations pour éviter la remontée de gouttelettes dans la turbine lors de ce genre de manipulations.

En Figure 152, les réductions de puissance ainsi que les temps de réponse obtenus pour des réductions simultanées des débits d'eau chaude et d'eau froide allant de 5 à 30 % sont présentées. Ces courbes montrent bien que l'ajustement des débits permet de moduler la puissance produite de façon plus importante que lors des tests précédents avec des temps de réaction encore plus rapides, très largement inférieurs à ceux que l'on pourrait rencontrer sur des centrales thermiques classiques.

4.4. Vers la pilotabilité d'une centrale ETM

Les résultats des simulations menées dans le paragraphe précédent indiquent que :

- 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 par simple manipulation d'une vanne de détente en amont de la turbine avec un temps de réponse de l'ordre de grandeur de 1 minute.
- Une diminution de 30 % du débit de fluide de travail a provoqué une diminution de la puissance de 18,48 % (de 12,72 à 11,24 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 et de façon plus rapide, la meilleure méthode est alors de modifier le débit des sources chaudes et froides. La réponse du système à un échelon de débit d'eau est de l'ordre de 30 s.

Les faibles temps de réponses obtenus montrent que le système est très réactif. Ces premiers résultats semblent donc encourageants dans l'idée qu'une centrale ETM puisse servir comme outil de contrôle pour la gestion des instabilités présentes dans certains réseaux électriques.

5. Bilan

L'étude présentée lors de ce chapitre présente un modèle dynamique d'échangeur de chaleur destiné à rendre compte du comportement en régime transitoire du comportement d'une centrale ETM. Il est en effet admis que ce sont les échangeurs qui pilotent le temps de réaction d'un tel système, en raison de leur inertie largement supérieure à celles des turbomachines (pompes ou turbine). L'approche proposée ici correspond à un modèle à frontières mobiles (MBM). Cette méthode permet de prendre en compte les coefficients d'échanges thermiques adaptés aux différentes zones de fonctionnement d'un échangeur de chaleur avec changement de phase : chauffage, évaporation et surchauffe pour l'évaporateur et refroidissement, condensation et sous-refroidissement dans le condenseur. Il n'est donc pas nécessaire réaliser une discrétisation spatiale fine de l'échangeur, les temps de calcul sont donc améliorés par rapport à une discrétisation aux différences finies classiques spatiales et temporelles, tout en gardant une précision similaire. Cette approche, déjà utilisée pour la simulation de cycles frigorifiques ou moteurs, a été ici adaptée à une application à l'énergie thermique des mers par l'ajout de la prise en compte des variations de température de l'eau de mer circulant dans l'échangeur et des inerties des matériaux de l'échangeur tels que la surface d'échange et la calandre. En effet, dans le cadre de l'ETM, les échangeurs sont très lourds car ils doivent échanger de grandes puissances thermiques avec de faibles pincements. Le modèle proposé permet donc de rendre compte des évolutions des différences de température entre les deux fluides le long de l'échangeur et de leur inertie complète.

Le modèle proposé est alors utilisé pour réaliser des simulations du fonctionnement du banc d'essai PAT ETM à La Réunion, afin de comparer les résultats des simulations à la mesure. Trois échangeurs sont testés : un évaporateur noyé à tubes et calandre (EVAP1), un condenseur à tubes et calandres (COND1) et enfin l'évaporateur vertical noyé (EVAP6). Les données d'entrée de la simulation sont les températures d'entrée et les débits de l'eau chaude et de l'eau froide, le débit de désurchauffe et le taux d'ouverture de la vanne de détente de la pseudo-turbine. Les résultats fournis sont les puissances instantanées et les évolutions de pression de l'ammoniac et du profil de température de l'eau le long des échangeurs. Les résultats montrent une très bonne cohérence entre la simulation et la mesure, notamment en ce qui concerne les temps de réponse des maquettes d'échangeurs. L'analyse du transitoire de l'EVAP6 a également permis de vérifier la cohérence de la taille des zones d'échanges définies par le modèle MBM avec le profil réel de l'ammoniac le long de l'échangeur. La conclusion qui peut être tirée de cette analyse est que

le modèle MBM permet de rendre compte des performances d'un échangeur de chaleur de façon dynamique, même en utilisant des corrélations d'échanges thermiques établies en régime permanent. Ce modèle, alliant précision et temps de calcul raisonnable, est adapté pour une utilisation à des fins de développement de procédures de pilotages par exemple.

Enfin, des simulations sont réalisées pour déterminer l'ordre de grandeur du temps de réponse d'un cycle ETM complet à certaines manipulations d'un opérateur. Deux modes de régulation ont été étudiés : le pilotage d'une vanne de bridage en amont de la turbine visant à réduire le débit de fluide de travail circulant dans la boucle et le pilotage des débits d'eau chaude et d'eau froide, qui pourrait se faire via l'installation de variateurs sur les pompes d'eau de mer. Dans chaque cas, l'objectif est de moduler la puissance produite pour ajuster la consommation à la demande sur un réseau électrique. La première manipulation étudiée consiste à fermer partiellement une vanne de détente en amont de la turbine. La conséquence est une réduction de l'écart de pression aux bornes de la turbine et donc une réduction du débit d'ammoniac pouvant circuler dans cette turbine. La turbine est supposée être dimensionnée pour pouvoir travailler sur ces différentes plages de pression et de débits. Une diminution du débit de vapeur d'ammoniac de 30 % entraîne une diminution de la puissance produite de 11,7 % en 1 minute. Une telle manipulation ne serait pas possible sur une centrale thermique classique, puisqu'une diminution de la puissance appelée sur la boucle du fluide de travail aurait provoqué une nécessité d'une réduction de la puissance de combustion pour ne pas augmenter les températures de fonctionnement du système. Ici, la température de l'eau de mer sera constante quoi qu'il arrive. C'est ce constat qui nous permet également de considérer la seconde manipulation possible : ajuster les débits d'eau de mer, ce qui agit à la fois sur les coefficients d'échange du côté de l'eau de mer et sur le profil de température de l'eau le long de l'échangeur. Une réduction simultanée des débits d'eau chaude et d'eau froide de 30 % entraîne une réduction de la puissance de 18,5 % avec un temps de réponse de moins de 30 s. Cette méthode de régulation permet donc d'avoir des résultats de façon très rapide.

Cette étude met donc en avant une opportunité peu envisagée jusqu'à présent pour l'ETM : celle d'utiliser non seulement l'ETM comme une énergie de base, mais également comme un outil dynamique très réactif offrant un moyen supplémentaire de sécuriser des réseaux électriques, souvent fragiles, notamment dans certains milieux insulaires non interconnectés. Cette étude peut amener à de nombreux développements ultérieurs, tel que l'étude de la dynamique d'une centrale à plus grande échelle, ou l'étude de l'utilisation d'échangeurs présentant de forts taux de recirculation forcée, tels que les évaporateurs arrosés.

Bibliographie

- [1] W.H. Avery, Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), in: R.A. Meyers (Ed.), *Encyclopedia of Physical Science and Technology* (Third Edition), Academic Press, New York, 2003: pp. 123–160. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B0122274105005111> (accessed June 1, 2015).
- [2] M. Hoarau, 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.
- [3] F. Sinama, étude de la production d’électricité à partir de l’énergie thermique des mers à l’  le de la Réunion: modélisation et optimisation du procédé, Université de la Réunion, 2011. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00873263/> (accessed August 30, 2015).
- [4] F. Conand, F. Marsac, E. Tessier, 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 (2008). <http://www.ajol.info/index.php/wiojms/article/view/48222> (accessed March 8, 2017).
- [5] J.P. Praene, M. David, F. Sinama, D. Morau, O. Marc, Renewable energy: Progressing towards a net zero energy island, the case of Reunion Island, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 426–442.
- [6] M. Diagne, M. David, P. Lauret, J. Boland, N. Schmutz, Review of solar irradiance forecasting methods and a proposition for small-scale insular grids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 27 (2013) 65–76.
- [7] C. Bernardoni, M. Binotti, A. Giostri, Techno-economic analysis of closed OTEC cycles for power generation, *Renewable Energy*. 132 (2019) 1018–1033.
- [8] M. Benjamin, Overview of Potential for MWScale OTEC and DSW Use on Kumejima, in: 5th OTEC Symposium, La Réunion, 2017.
- [9] K. Fontaine, T. Yasunaga, Y. Ikegami, OTEC Maximum Net Power Output Using Carnot Cycle and Application to Simplify Heat Exchanger Selection, *Entropy*. 21 (2019) 1143.
- [10]   nergies Réunion, (n.d.). <https://energies-reunion.com/publications/bilan-energetique-de-la-reunion-2/> (accessed January 12, 2020).
- [11] M. David, P. Lauret, Solar Radiation Probabilistic Forecasting, in: *Wind Field and Solar Radiation Characterization and Forecasting*, Springer, 2018: pp. 201–227.
- [12] C. Voyant, G. Notton, S. Kalogirou, M.-L. Nivet, C. Paoli, F. Motte, A. Fouilloy, Machine learning methods for solar radiation forecasting: A review, *Renewable Energy*. 105 (2017) 569–582.
- [13] S. Monjoly, M. André, R. Calif, T. Soubdhan, Hourly forecasting of global solar radiation based on multiscale decomposition methods: A hybrid approach, *Energy*. 119 (2017) 288–298.
- [14] V. Rakotoson, Intégration de l’analyse de cycle de vie dans l’étude de la production électrique en milieux insulaires, PhD Thesis, La Réunion, 2018.
- [15] V. Rakotoson, J.-P. Praene, Long-term electricity mix planning towards low GHG emission: The case of Reunion Island, in: 2017.
- [16] Accueil — Open Data EDF Réunion, (n.d.). <https://opendata-reunion.edf.fr/pages/home/> (accessed January 12, 2020).
- [17] M.C. Chapman, G.T. Heydt, A Detailed Transient Model of an OTEC Evaporator, *J. Eng. Power*. 103 (1981) 539–544.
- [18] M. Martins, F. Sinama, F. Lucas, Equivalent Gibbs systems for modelling an onshore OTEC experimental plant on Reunion Island: Equivalent Gibbs systems for modeling an OTEC experimental plant on La Reunion, *International Journal of Energy Research*. 37 (2013) 1112–1121.
- [19] A. Journoud, Développement d’outils d’aide à la conception et au dimensionnement, pour l’amélioration des performances, du fonctionnement et des co  ts d’une centrale d’  nergie Thermique des Mers, (2014). <http://www.theses.fr/s132563> (accessed August 30, 2015).

- [20] S.R. Mudaliyar, S. Mishra, Dynamic stability analysis of off-shore SC-OTEC plant in a multi-machine power system, in: 2016 IEEE 6th International Conference on Power Systems (ICPS), IEEE, 2016: pp. 1–6.
- [21] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Dynamic modelling of an Organic Rankine Cycle applied to electricity production by the way of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), in: Île de La Réunion, 2017.
- [22] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, J. Castaing-Lasvignottes, Modelling and experimentation of heat exchangers for Ocean Thermal Energy Conversion during transient operation, *Procedia Manufacturing*. 35 (2019) 298–303.
- [23] Y. Matsuda, S. Goto, T. Sugi, T. Morisaki, T. Yasunaga, Y. Ikegami, Control of OTEC Plant Using Double-stage Rankine Cycle Considering Warm Seawater Temperature Variation, *IFAC-PapersOnLine*. 50 (2017) 135–140.
- [24] Y. Matsuda, R. Oouchida, T. Sugi, S. Goto, T. Yasunaga, Y. Ikegami, Power Generation Control of OTEC Plant Using Double-stage Rankine Cycle with Target Power Output Variation by Simultaneous Regulation of Multiple Flow Rates, in: 2019 58th Annual Conference of the Society of Instrument and Control Engineers of Japan (SICE), IEEE, 2019: pp. 1412–1417.
- [25] C.-Y. Hsu, M.-W. Chen, P.-H. Huang, DYNAMIC RESPONSE ANALYSIS OF MICRO-GRID WITH OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION, *Journal of Marine Science and Technology*. 25 (2017) 775–783.
- [26] S. Li, H. Ma, W. Li, Dynamic performance analysis of solar organic Rankine cycle with thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*. 129 (2018) 155–164.
- [27] J. Ni, L. Zhao, Z. Zhang, Y. Zhang, J. Zhang, S. Deng, M. Ma, Dynamic performance investigation of organic Rankine cycle driven by solar energy under cloudy condition, *Energy*. 147 (2018) 122–141.
- [28] X. Wang, G. Shu, H. Tian, P. Liu, D. Jing, X. Li, The effects of design parameters on the dynamic behavior of organic ranking cycle for the engine waste heat recovery, *Energy*. 147 (2018) 440–450.
- [29] X. Wang, G. Shu, H. Tian, P. Liu, X. Li, D. Jing, Engine working condition effects on the dynamic response of organic Rankine cycle as exhaust waste heat recovery system, *Applied Thermal Engineering*. 123 (2017) 670–681.
- [30] G. Shu, X. Wang, H. Tian, P. Liu, D. Jing, X. Li, Scan of working fluids based on dynamic response characters for Organic Rankine Cycle using for engine waste heat recovery, *Energy*. 133 (2017) 609–620.
- [31] M. Jiménez-Arreola, R. Pili, C. Wieland, A. Romagnoli, Analysis and comparison of dynamic behavior of heat exchangers for direct evaporation in ORC waste heat recovery applications from fluctuating sources, *Applied Energy*. 216 (2018) 724–740.
- [32] B. Xu, D. Rathod, S. Kulkarni, A. Yebe, Z. Filipi, S. Onori, M. Hoffman, Transient dynamic modeling and validation of an organic Rankine cycle waste heat recovery system for heavy duty diesel engine applications, *Applied Energy*. 205 (2017) 260–279.
- [33] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, H. Spliethoff, Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, *Applied Energy*. 88 (2011) 2183–2190.
- [34] W.R. Huster, Y. Vaupel, A. Mhamdi, A. Mitsos, Validated dynamic model of an organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery in a diesel truck, *Energy*. 151 (2018) 647–661.
- [35] T.A. Horst, H.-S. Rottengruber, M. Seifert, J. Ringler, Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems, *Applied Energy*. 105 (2013) 293–303.
- [36] M.A.S. David, S. VIMEUX, B. CLAUZADE, P. LUCAS, F. HOCHET, V. MELOT, D. THUAUD, Heat exchanger heat transfer coefficient and CFD modelling, in: OCEANS 2019-Marseille, IEEE, 2019: pp. 1–5.
- [37] S. Goto, Y. Motoshima, T. Sugi, T. Yasunaga, Y. Ikegami, M. Nakamura, Construction of simulation model for OTEC plant using Uehara cycle, *Electrical Engineering in Japan*. 176 (2011) 1–13.
- [38] O. Bai, M. Nakamura, Y. Ikegami, H. Uehara, Simulation and evaluation of transient performance of ocean thermal energy conversion plant with working fluid of binary

- mixtures, in: The Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2002.
- [39] M. Willatzen, N. Pettit, L. Ploug-Sørensen, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange: Modèle général dynamique pour évaporateurs et condenseurs frigorifiques. Partic I: Formulation des conditions aux limites variables de flux biphasiques avec échange de chaleur, *International Journal of Refrigeration*. 21 (1998) 398–403.
 - [40] S. Bittanti, M. Bottinelli, A. De Marco, M. Facchetti, W. Prandoni, Performance assessment of the control system of once-through boilers, in: 13th Conference Process Control 2001, 2001: pp. 1–6.
 - [41] J.M. Jensen, H. Tummescheit, Moving boundary models for dynamic simulations of two-phase flows, in: *Proceedings of the 2nd International Modelica Conference*, 2002: pp. 235–244.
 - [42] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu, Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*. 28 (2008) 1216–1224.
 - [43] D. Jolevski, O. Bego, P. Sarajcev, Control structure design and dynamics modelling of the organic Rankine cycle system, *Energy*. 121 (2017) 193–204.
 - [44] T.L. McKinley, A.G. Alleyne, An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method, *International Journal of Refrigeration*. 31 (2008) 1253–1264.
 - [45] G.L. Wedekind, B.L. Bhatt, B.T. Beck, A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase evaporating and condensing flows, *International Journal of Multiphase Flow*. 4 (1978) 97–114.
 - [46] B.T. Beck, G.L. Wedekind, A generalization of the system mean void fraction model for transient two-phase evaporating flows, (1981).
 - [47] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort, Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 53 (2014) 2498–2508.

Conclusion générale

Le principal objectif de cette thèse est l'étude des techniques permettant de tirer le meilleur profit d'un cycle organique de Rankine (ORC) appliqué à la conversion de l'Energie Thermique des Mers (ETM). Un tel système consiste à utiliser la différence de température entre l'eau de mer chaude en surface et l'eau de mer froide en profondeur afin de produire de l'énergie électrique de façon stable et renouvelable. Cette ressource est exploitable sur les zones côtières de la ceinture intertropicale, là où des profondeurs marines suffisamment importantes sont accessibles à une distance raisonnable des terres. Si d'autres cycles thermodynamiques permettent d'effectuer cette conversion, l'ORC a été retenu pour ce travail de thèse en raison de sa simplicité de mise en œuvre et de sa faisabilité technique à une échelle industrielle, tant pour la construction que pour la maintenance. Le travail effectué s'est alors concentré sur trois aspects techniques notables pour le fonctionnement d'un ORC : le fluide de travail, le fonctionnement des échangeurs de chaleur suivant les différentes technologies disponibles et les possibilités de pilotage suivant le comportement dynamique du système.

Le premier chapitre de ce manuscrit est consacré à la mise en place d'une nouvelle méthode pour le choix du fluide de travail d'un ORC et son application au cas particulier de l'ETM. En effet, le fluide de travail est un élément clé pour le bon fonctionnement d'un cycle thermique fonctionnant à basse température. L'état de l'art a montré que de nombreuses méthodes sont présentées dans la littérature. Ces dernières peuvent se classer en deux catégories : les méthodes simples utiles dans une phase préliminaire de conception d'un système et les méthodes détaillées nécessitant une connaissance plus précise de la nature des différents composants du cycle et de leur dimensionnement. Dans le premier cas, seuls des fluides purs sont considérés la plupart du temps, tandis que dans le second cas, les hypothèses plus lourdes sur le fonctionnement du système ne permettent pas de tirer des conclusions générales. La méthode proposée permet de réduire l'écart entre ces deux approches en permettant de comparer les performances d'un panel de fluides beaucoup plus large que les approches classiques, en considérant notamment des mélanges au comportement zéotropique, dans des conditions de fonctionnement représentative pour chaque fluide, tout en conservant un nombre d'hypothèses très limitées sur les composants du cycle. Pour réaliser cet objectif, nous avons choisi de décrire les échangeurs de chaleur par un paramètre représentatif de la qualité globale du transfert thermique dans l'échangeur de chaleur : la différence de température entropique moyenne. Des simulations peuvent ainsi être réalisées pour obtenir les performances globales du cycle pour chaque fluide : travail net volumique, rendement thermique etc... Une fois ces résultats disponibles, la méthode propose ensuite de réaliser une comparaison en considérant les critères suivants : faisabilité technique, sécurité, impacts environnementaux et performances thermodynamiques. La méthode proposée est ensuite appliquée au cas de l'ETM. Sur un panel initial de 90 fluides, 27 ont pu correspondre aux critères de faisabilité technique et ont été présentés en détails. Il ressort de cette étude que les fluides les plus appropriés sont le R717, déjà largement employé sur la plupart des expérimentations de l'ETM, mais également un mélange, le R507a, ou encore un fluide développé récemment pour remplacer le R134a dans les climatisations automobiles : le R1234yf. Une analyse de sensibilité paramétrique est ensuite menée en considérant la variation des différents paramètres du modèle dans le domaine de fonctionnement de l'ETM. Il en ressort que les paramètres les plus influents sont ceux relatifs aux échangeurs, la température de l'eau chaude (celle de

l'eau froide étant très peu variable) et le rendement isentropique de la turbine. De plus, il apparaît que les résultats de la comparaison menée restent valides sur l'ensemble du domaine de fonctionnement défini pour l'ETM. Cette étude a fait l'objet de plusieurs communications à des congrès nationaux et internationaux : certains plus axés sur le choix du fluide pour l'ETM [1,2], d'autres sur le modèle proposé et son analyse de sensibilité paramétrique [3,4], un article scientifique a été également soumis à un journal [5].

Cette première partie du présent travail ouvre de nombreuses perspectives et possibilités de poursuite et d'approfondissement des recherches. En particulier, notre travail s'est limité à la comparaison de fluides déjà présents sur le marché de l'industrie, mais il aurait pu s'étendre à la recherche de nouveaux mélanges de fluides en faisant varier les compositions : la méthode mise en place peut être utilisée pour ce type d'analyse. La méthode utilisant les Δ TEM comme paramètres pour les échangeurs peut aussi permettre d'intégrer des fluides travaillant dans un cycle supercritique ou transcritique aux températures de l'eau de mer. Enfin, même si l'outil présenté ici a été développé pour l'ETM, il serait intéressant de chercher à appliquer ou adapter cette approche pour le choix des fluides pour des applications à d'autres niveaux de température. Cette perspective a d'ailleurs fait l'objet d'un stage de recherche d'un élève en seconde année de cycle ingénieur, Zaïnoul Hedaraly, encadré par notre équipe, qui ouvre d'autres pistes d'approfondissement, notamment sur la façon de fixer les écarts de températures et les pressions limite de service.

Le second chapitre présente en détails le fonctionnement du banc d'essai expérimental PAT ETM (Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers) situé sur l'île de La Réunion, dans la ville de Saint-Pierre. Un historique du développement de l'ETM, qui se concentre notamment sur les différentes installations expérimentales, est proposé afin de mieux décrire la place qu'occupe ce prototype au sein de cet héritage scientifique. Le PAT ETM est un système destiné au test et à l'étude des échangeurs de chaleur. Le fluide de travail est l'ammoniac (R717). Le niveau de puissance thermique des échangeurs de chaleur est d'environ 500 kW. Il ne dispose pas de turbine réelle et l'eau chaude et l'eau froide aux températures et débits représentatifs de l'ETM sont fournis par une pompe à chaleur. Ainsi, ce dispositif permet lors d'une campagne d'essais de tester des conditions variables du type été ou hiver sur des intervalles de temps plus restreints et donc d'explorer tout le domaine de fonctionnement possible d'un échangeur destiné à l'ETM. Cette expérimentation se distingue notamment par la qualité du système de mesure qui permet de réaliser des bilans d'énergie du côté de l'eau et de l'ammoniac conduisant à des marges d'erreur inférieures à 5 %. Un protocole d'essai permettant de vérifier la cohérence de l'ensemble des capteurs et mettant en œuvre un certain nombre de méthodes de régulation pour atteindre les conditions souhaitées de fonctionnement a été mis en place et permet de s'assurer de la fiabilité de chacun des points réalisés. En particulier, l'établissement du régime permanent pour la détermination des coefficients de transfert est strictement contrôlé. En outre, même si aucune turbine n'est installée, le banc d'essai dispose d'une pseudo-turbine constituée d'une vanne de détente et d'un désurchauffeur par injection de gouttelettes qui permet de reproduire la transformation thermodynamique que subirait le fluide de travail dans une turbine réelle. Un modèle d'ORC équivalent permettant de faire l'analogie entre le fonctionnement d'un cycle réel et celui du PAT ETM est présentée afin de déterminer quel travail aurait pu être produit dans la turbine et le rendement correspondant du cycle. L'analyse détaillée d'un point d'essai est réalisée afin d'illustrer les

méthodes et calculs mis en œuvre lors du dépouillement des enregistrements. Finalement, le PAT ETM s'avère être un outil de qualité qui s'inscrit dans la continuité des précédentes installations de l'ETM en permettant d'atteindre un niveau de précision supplémentaire sur la caractérisation des échangeurs de chaleur afin de fiabiliser davantage les puissances réellement accessibles techniquement et économiquement sur une centrale réelle à plus grande échelle. Ce banc d'essai permet également d'étudier le comportement global du cycle ORC destiné à l'ETM. Il a notamment été établi qu'un rendement thermique de 2,5 % pourrait être atteint avec une turbine classique, ce qui correspond à un rendement second principe de 34 %. L'analyse du fonctionnement du PAT ETM a fait l'objet de communications dans des congrès [6,7] et un article scientifique a également été soumis à un journal [8]. Il a notamment pu être présenté à la communauté internationale de l'ETM lors de la cinquième édition de l'OTEC SYMPOSIUM, qui s'est tenu à l'île de La Réunion en novembre 2017 [9–11].

Six technologies d'échangeurs ont été testées sur le PAT ETM : un condenseur à tubes lisses et calandre (COND1), un évaporateur à tubes lisses et calandre horizontal (EVAP1), un évaporateur à tubes ailetés et calandre horizontal (EVAP1bis), un évaporateur à tubes lisses arrosés (EVAP2 et EVAP2.1), un évaporateur à plaque (EVAP3) et un évaporateur à tubes lisses noyés mais disposant d'une géométrie verticale et de possibilités de recirculation afin d'explorer notamment l'impact du taux de vide sur les performances du transfert (EVAP6 et EVAP6.1). Au moment de la rédaction du présent manuscrit, d'autres technologies sont également en cours de test : un condenseur avec des tubes améliorés et un évaporateur à tubes arrosés avec des tubes améliorés (EVAP7). Le détail des protocoles expérimentaux, des méthodes de dépouillement et d'analyse des enregistrements ayant été présenté au Chapitre 2, le Chapitre 3 se consacre à l'étude expérimentale de quatre types d'échangeurs testés au cours de la présente thèse : COND1, EVAP1, EVAP6 et EVAP2.1. Pour chacun d'entre eux, l'ensemble du domaine d'expérimentation ayant pu être exploré est présenté, ainsi que la précision obtenue sur les mesures en comparant les différents bilans d'énergie. L'exploitation des mesures permet alors de déterminer les coefficients de transfert thermique du côté de l'ammoniac en cours de changement d'état, les propriétés de transfert de l'eau s'écoulant dans les tubes étant supposées connues. Les résultats obtenus sont ensuite comparés aux différentes corrélations d'échange disponibles dans la littérature afin d'identifier les corrélations les plus adaptées pour l'ETM. Il est alors établi que pour le condenseur COND1 avec une approche globale et à l'échelle du PAT ETM, la corrélation de Kern, dérivée de la théorie de Nusselt, permet de bien rendre compte des performances avec un taux d'erreur quadratique moyen de 2,1 %, déterminé à partir de 45 points d'essai en régime permanent. Pour EVAP1, c'est la corrélation de Stephan et Preusser qui s'avère la plus pertinente, avec une erreur de 11 % sur 52 essais. Il a ensuite été décidé de fiabiliser la détermination des performances d'un échangeur de taille plus importante en identifiant les variations locales des coefficients d'échanges en fonction de plusieurs paramètres : le titre en vapeur local, la densité de flux thermique, le débit surfacique et la pression. C'est là l'objectif de la maquette EVAP6, qui est un échangeur noyé vertical disposant de 8 passes de tubes équipés de capteurs aux bornes de chaque passe et disposant d'un système de recirculation permettant de faire varier le taux de vide moyen de l'échangeur. Les performances thermiques locales au niveau de chaque passe de tubes peuvent alors être déterminées avec précision. Une corrélation proposée par NAVAL

ENERGIES pour décrire les échanges locaux a alors pu être mise en place à partir de 77 points expérimentaux. Cette corrélation d'échange a ensuite pu être réutilisée par l'équipe de NAVAL ENERGIES pour la réalisation de simulations du type CFD d'un échangeur de taille réelle. L'EVAP6 a également pu être utilisé pour explorer sans recirculation les coefficients d'échanges obtenus sur la zone complète de changement d'état avec des densités surfaciques de flux supérieures à celles observées sur EVAP1. Les résultats sont comparés aux mêmes corrélations issues de la littérature. C'est cette fois-ci la corrélation de Fernandez-Seara qui s'avère plus représentative de la réalité à ces niveaux de puissance, avec la mise en évidence en particulier d'une forte sensibilité à la pression. Enfin, l'évaporateur arrosé à tubes lisses EVAP2.1 a également fait l'objet d'une campagne d'essais pour laquelle le domaine de fonctionnement exploré et la précision obtenue sur les bilans d'énergie sont présentés. Les résultats de l'étude restent cependant confidentiels. Malgré la surconsommation liée à la pompe de recirculation obligatoire sur cette technologie d'échangeur, la fiabilité des résultats obtenus expérimentalement et la qualité du transfert font que les échangeurs arrosés s'avèrent être réellement concurrentiels par rapport aux échangeurs noyés. L'analyse thermique des échangeurs de chaleur du PAT ETM a également pu être valorisée par des contributions scientifiques [12–14]. Les perspectives de poursuite de ces travaux sont là aussi nombreuses. Des essais sont notamment en cours pour déterminer pour quels types d'ailettes et dans quelle mesure l'amélioration des tubes pourraient être avantageuse économiquement, pour finalement déterminer quels sont les technologies les plus pertinentes suivant le niveau de puissance recherché d'une centrale ETM.

Le dernier chapitre de ce manuscrit se consacre finalement à l'analyse du comportement dynamique d'un système ETM. Cet aspect a été relativement peu étudié en raison du caractère stable de cette ressource renouvelable, contrairement au photovoltaïque ou à l'éolien par exemple. En effet, les températures de l'eau de mer ne varient que très peu à l'échelle de temps d'une journée et présentent des variations annuelles facilement prévisibles. L'emploi premier d'une centrale ETM serait donc d'être une énergie de base, non fluctuante, au même titre qu'une centrale thermique au charbon, par exemple. Néanmoins, contrairement aux cycles thermiques classiques, l'ETM dispose d'une source inépuisable à la vue des quantités de chaleur stockées à la surface de l'océan, qui sera donc à température constante quel que soit le débit prélevé et les puissances appelées. Il est donc envisageable pour un opérateur de faire varier le niveau de puissance instantanée d'un tel système sans modifier les températures des sources, en s'attendant par conséquent à un temps de réponse relativement rapide par rapport aux centrales thermiques classiques, où la combustion doit être modifiée pour pourvoir effectuer un changement de régime. Cette opportunité constitue un réel avantage, notamment dans les milieux non interconnectés tels que certaines îles, pour permettre de stabiliser le réseau dans les horaires où la production et/ou la demande sont les plus variables. Il s'agit alors d'un intérêt supplémentaire de l'ETM qu'il est utile de caractériser avec précision. L'objectif de l'étude présentée ici est alors de réaliser un modèle dynamique d'un ORC destiné à l'ETM capable de rendre compte du comportement du cycle en régime transitoire afin d'évaluer les temps de réponses et la pilotabilité d'un tel système. Il est établi dans la littérature que les éléments qui déterminent la réponse dynamique d'un ORC sont les échangeurs de chaleur, qui ont une inertie bien supérieure à celles des pompes ou de la turbine. Plusieurs modèles existent

pour permettre de simuler le fonctionnement transitoire des échangeurs de chaleurs : en allant des modèles simples du type monozone aux modèles plus élaborés discrétisés aux volumes finis, qui impliquent systématiquement des calculs plus longs. Parmi eux, les modèles à frontières mobiles (MBM pour « Moving Boundary Model ») récemment développés pour les ORC montrent des temps de calcul inférieurs aux modèles discrétisés aux volumes finis, avec une précision équivalente. Cette approche consiste à discriminer les zones d'un échangeur où le fluide de travail est monophasique (réchauffe et surchauffe dans un évaporateur, désurchauffe et sous-refroidissement dans un condenseur) de celles où il est diphasique (évaporation ou condensation). La taille de ces différentes zones est variable dans le temps, certaines pouvant même être amenées à ne plus exister (taille nulle), d'où le nom de frontières mobiles. Cette différenciation des zones permet notamment de prendre en compte les coefficients de transfert thermiques adaptés en chaque point de l'échangeur, puisque ces derniers sont nettement supérieurs pour les échanges avec changement d'état. Le présent manuscrit propose alors un modèle à frontières mobiles dérivé de ce qui est proposé dans la littérature en ajoutant des éléments qui prennent une importance particulière dans le cadre de l'ETM en raison des dimensions des échangeurs : la prise en compte de la variation du profil de température de l'eau le long de la surface d'échange (généralement considérée comme uniforme) et la prise en compte de l'inertie de la calandre. Ce modèle est ensuite appliqué afin de simuler le fonctionnement des échangeurs du PAT ETM dans le but de comparer la simulation aux mesures lors des phases transitoires. Trois échangeurs ont été testés de façon dynamique : EVAP1, COND1 et EVAP6. Les coefficients d'échanges appliqués dans chaque zone sont ceux qui ont été déterminés en régime permanent lors de la caractérisation des échangeurs. Il ressort de cette étude que le modèle MBM permet de rendre compte de manière très fiable des évolutions du système. En particulier, l'analyse des mesures d'EVAP6 nous permet de valider la cohérence de l'évolution de la taille des différentes zones d'échange de l'échangeur avec la réalité du profil observé sur l'ammoniac. Cette validation expérimentale du modèle MBM constitue un argument favorable à son utilisation pour l'ETM, mais aussi éventuellement pour d'autres applications de l'ORC. Le modèle développé est ensuite utilisé pour réaliser des simulations afin de déterminer les pistes possibles pour le pilotage d'une centrale et les temps de réponse correspondants. Deux approches ont été étudiées pour permettre la régulation de la puissance produite par un cycle ETM. La première consiste à piloter une vanne de détente en amont de la turbine qui, si elle est partiellement fermée, va diminuer l'écart de pression aux bornes de la turbine et par conséquent le débit de vapeur et la puissance produite. Les simulations montrent que la puissance de la turbine peut être réduite de 12 % avec un temps de réponse inférieur à 2 minutes par cette méthode. La seconde approche consiste à faire varier les débits d'eau de mer circulant dans les échangeurs de chaleur. Une diminution du débit d'eau de mer a un double impact sur l'échangeur thermique : d'abord, le coefficient d'échange thermique du côté de l'eau diminue par suite de la réduction du nombre de Reynolds, ensuite, le profil de température de l'eau le long de l'échangeur varie, diminuant la température moyenne de ce fluide caloporteur. Il a pu être établi qu'un échelon descendant de - 30 % simultanément sur l'eau chaude et l'eau froide provoque une réduction de la puissance produite de 20 % avec un temps de réponse de l'ordre de 30 s. Ces résultats montrent qu'une centrale ETM peut être très réactive et met en évidence la faisabilité l'opportunité offerte par l'utilisation double d'une centrale ETM sur un réseau, qui servirait non seulement d'énergie de base,

mais également d'outil permettant de mieux stabiliser le réseau, à l'instar de l'utilisation que l'on peut faire des centrales hydroélectriques. Le modèle MBM proposé, sa validation expérimentale et l'analyse de la pilotabilité de l'ETM ont fait l'objets de plusieurs productions scientifiques : des communications dans des congrès [15,16] et un article de journal [17].

Ces résultats offrent plusieurs perspectives et de nombreux axes de travail restent encore à explorer. Le présent travail montre la dynamique d'un système ETM à l'échelle du PAT ETM. La suite logique de ce travail consisterait à évaluer la dynamique des échangeurs à l'échelle 1 d'une centrale de plusieurs mégawatts. En outre, le modèle MBM s'adapte bien aux échangeurs noyés, mais il peut sembler moins pertinent pour un évaporateur arrosé tel qu'EVAP2, puisque le taux de recirculation imposé fait que le fluide est propulsé à l'état saturé sur les tubes et ne présente pas de réelle zone de surchauffe. La recherche de modèles adaptés pour ce type d'échangeur serait également intéressante, en raison des performances dont ils font preuve. Enfin, le modèle dynamique proposé pourrait être employé pour la détermination de régulateurs du type PI ou PID qui pourraient être directement mis en œuvre sur un site réel.

Au final, la présente thèse s'est attachée à explorer plusieurs axes de développement pour chercher à améliorer les performances et à montrer l'intérêt de la conversion de l'Energie Thermique des Mers, en passant par le choix du fluide avec la mise en place d'une méthode permettant de considérer plus de fluides en phase de conception, avec la mise en évidence de l'intérêt de certains mélanges ou de fluides développés relativement récemment, par la caractérisation des échangeurs de chaleur permettant de déterminer les performances de plusieurs technologies d'échangeur à l'échelle du PAT ETM, ou encore par l'analyse du fonctionnement dynamique qui montre un intérêt supplémentaire de l'ETM : celui d'une opérabilité exceptionnelle. Ces résultats sont un pas de plus pour le développement de cette énergie novatrice et pourtant étudiée depuis plus d'un siècle. Ils offrent de nombreuses perspectives de travaux et d'axes de recherche supplémentaires qui pourront peut-être mener à terme, nous l'espérons, à la construction d'une première unité de production supérieure au mégawatt de puissance.

Bibliographie

- [1] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, A. Journoud, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers, in: Toulouse, France, 2016. http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congres_2016/resumes_toulouse/30.pdf (accessed December 16, 2016).
- [2] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, A guide for working fluid selection of an organic Rankine cycle applied to ocean thermal energy conversion, in: Île de La Réunion, 2017.
- [3] A. Dijoux, B. Clauzade, F. Sinama, O. Marc, J. 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, in: LUSAC Saint-Lô, France, 2017.
- [4] A. Dijoux, B. Clauzade, F. Sinama, O. Marc, J. 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, in: Marseille, France, 2017.
- [5] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Working fluid selection general method and sensitivity analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC): application to Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), *Soumis À Journal of Ocean Engineering and Science*. (2017).
 - [6] F. Sinama, A. Journoud, A. Dijoux, F. Lucas, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, O. Marc, Etude expérimentale d'un prototype ETM à La Réunion, in: *Congrès Français de Thermique 2016*, Toulouse, France, 2016. <https://hal-univ-reunion.archives-ouvertes.fr/hal-01294912/> (accessed December 16, 2016).
 - [7] J. Castaing-Lasvignottes, A. Dijoux, F. Sinama, B. Clauzade, O. Marc, OTEC in France: the present situation and future prospects., in: *Saga*, Japon, 2018.
 - [8] A. Journoud, J. Castaing-Lasvignottes, F. Lucas, B. Clauzade, O. Marc, A. Dijoux, F. Sinama, Experimental analysis and performances of an ocean thermal energy conversion prototype in a tropical French overseas island, *Soumis À Renewable Energy*. (n.d.).
 - [9] J. Castaing-Lasvignottes, F. Sinama, A. Dijoux, B. Clauzade, O. Marc, A presentation of the ocean thermal energy conversion prototype in La Reunion., in: *OTEC Symposium 2017*, Île de La Réunion, 2017.
 - [10] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Experimental analysis and performances of an ocean thermal energy conversion prototype in a tropical French overseas island, in: *Île de La Réunion*, 2017.
 - [11] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Main characteristics of the ocean thermal energy conversion prototype in La Reunion, in: *Île de La Réunion*, 2017.
 - [12] J. Castaing-Lasvignottes, A. Journoud, F. Sinama, A. Dijoux, B. Clauzade, X. Boissière, O. Marc, Modélisation et simulation des échangeurs d'une installation de production d'électricité par énergie thermique des mers, in: *Congrès Français de Thermique 2016*, Toulouse, France, 2016. <http://hal.univ-reunion.fr/hal-01294918> (accessed December 16, 2016).
 - [13] F. Sinama, A. Dijoux, B. Clauzade, O. Marc, J. Castaing-Lasvignottes, Performance comparison of heat exchangers experimented on a small scale OTEC prototype, in: *OTEC Symposium 2017*, Île de La Réunion, 2017.
 - [14] F. Sinama, A. Dijoux, B. Clauzade, O. Marc, J. Castaing-Lasvignottes, Modélisation et expérimentation d'échangeurs d'un cycle de Rankine pour l'énergie thermique des mers, in: *LUSAC Saint-Lô*, France, 2017.
 - [15] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Dynamic modelling of an Organic Rankine Cycle applied to electricity production by the way of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), in: *Île de La Réunion*, 2017.
 - [16] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, B. Clauzade, J. Castaing-Lasvignottes, Etude du comportement transitoire d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers, in: *Pau*, 2018.
 - [17] A. Dijoux, F. Sinama, O. Marc, J. Castaing-Lasvignottes, Modelling and experimentation of heat exchangers for Ocean Thermal Energy Conversion during transient operation, *Procedia Manufacturing*. 35 (2019) 298–303.

Annexe 1. Point critique et pressions de fonctionnement des 90 fluides étudiés

Fluide	Basse pression extrême (bar)	Haute pression extrême (bar)	Température critique (°C)	Pression critique (bar)
Argon	Supercritique	Supercritique	-122.5	48.63
Nitrogen	Supercritique	Supercritique	-147	33.96
Deuterium	Supercritique	Supercritique	-234.8	16.8
Fluorine	Supercritique	Supercritique	-128.7	52.4
Helium	Supercritique	Supercritique	-268	2.275
Hydrogen	Supercritique	Supercritique	-240	12.96
Krypton	Supercritique	Supercritique	-63.72	55.1
Methane	Supercritique	Supercritique	-82.59	45.99
CarbonMonoxide	Supercritique	Supercritique	-140.4	34.94
Neon	Supercritique	Supercritique	-228.7	26.8
Oxygen	Supercritique	Supercritique	-118.6	50.43
Parahydrogen	Supercritique	Supercritique	-240.2	12.86
R116	21.02	Supercritique	19.88	30.42
R14	Supercritique	Supercritique	-45.65	37.44
R23	28.51	Supercritique	26.13	48.27
R508B	31.66	Supercritique	13.99	39.25
Xenon	46.01	Supercritique	16.59	58.4
n-Dodecane	0.00002912	0.0002283	385	18.17
MD4M	0.00006008	0.0002436	380.1	8.775
D5	0.00004878	0.0003185	346	11.6
n-Undecane	0.0001085	0.0007177	365.7	19.9
D4	0.0002475	0.001609	313.3	13.32
n-Decane	0.0003977	0.002232	344.6	21.03
MDM	0.001179	0.00604	290.9	14.15
n-Nonane	0.001468	0.007049	321.4	22.81
o-Xylene	0.002498	0.01068	357.1	37.38
m-Xylene	0.003539	0.01338	343.7	35.35
HFE7500	0.00316	0.01353	261	15.5
p-Xylene	0.003372	0.01396	343	35.32
Ethylbenzene	0.003689	0.01515	344	36.22
n-Octane	0.005295	0.02183	296.2	24.97
Water	0.008726	0.03782	374	220.6
Toluene	0.01229	0.04425	318.6	41.26
Mm	0.02666	0.06951	245.5	19.39
n-Heptane	0.02058	0.0706	267	27.27
DimethylCarbonate	0.02354	0.08378	284.2	49.09
Ethanol	0.02256	0.09345	240.8	61.48
Benzene	0.04649	0.1456	288.9	48.94
Cyclohexane	0.04896	0.1488	280.5	40.75
Methanol	0.05381	0.1933	240.2	81.04
n-Hexane	0.07949	0.2301	234.7	30.58
Isohexane	0.115	0.3191	224.6	30.4
Acetone	0.1217	0.3503	235	47
Cyclopentane	0.1802	0.4757	238.6	45.71
R113	0.1903	0.5031	214.1	33.92
R365mfc	0.2355	0.6401	186.9	32.66
n-Pentane	0.3087	0.7691	196.5	33.64
SES36	0.319	0.7726	177.6	28.49
R141b	0.3509	0.8761	204.2	42.49
R123	0.4089	1.021	183.7	36.68
R11	0.4952	1.171	198	44.08

Point critique et pressions de fonctionnement des 90 fluides étudiés

Fluide	Basse pression extrême (bar)	Haute pression extrême (bar)	Température critique (°C)	Pression critique (bar)
R1233zd(E)	0.597	1.443	166.5	36.24
R245fa	0.662	1.649	154	36.51
Neopentane	0.8585	1.885	160.6	31.96
R1234ze(Z)	0.839	1.965	150.1	35.33
R236ea	0.9682	2.29	139.3	34.29
R114	1.061	2.346	145.7	32.89
R600	1.244	2.673	152	37.96
R236fa	1.317	3.003	124.9	32
RC318	1.562	3.435	115.2	27.78
R142b	1.726	3.68	137.1	40.55
R600a	1.864	3.821	134.7	36.4
R764	1.903	4.33	157.5	78.84
R1234ze(E)	2.593	5.452	109.37	36.3625
R143m	3.056	6.266	104.8	36.35
R152a	3.152	6.52	113.3	45.2
R12	3.622	7.059	112	41.14
R134a	3.499	7.273	101	40.59
R1234yf	3.729	7.418	94.7	33.82
R500	4.26	8.332	105.5	44.55
R218	4.873	9.457	71.87	26.4
R161	5.131	10.01	102.1	50.1
R290	5.512	10.27	96.68	42.47
R717	5.16	11	132.3	113.3
R22	5.843	11.31	96.13	49.89
R502	6.674	12.54	82.16	40.74
R407c	5.465	12.89	86.2	46.32
R404a	7.018	13.57	72.12	37.35
R507a	7.283	13.87	70.62	37.05
R125	7.833	14.9	66.02	36.18
R410a	9.332	17.94	71.34	49.01
R32	9.515	18.3	78.11	57.84
H2S	11.923	21.696	99.95	90
SF6	14.335	25.350	45.5732	37.54983
SulfurHexafluoride	14.37	25.37	45.57	37.55
R13	22.32	37.94	28.86	38.69
R41	23.43	41.02	44.13	58.97
Ethane	26.88	44.64	32.17	48.72
NitrousOxide	35.42	60.37	36.37	72.45
R744	39.69	68.92	30.98	73.77

Annexe 2. Méthode de calcul des indices de Sobol pour l'analyse de sensibilité paramétrique

La méthode d'analyse de sensibilité consiste à considérer chaque paramètre d'entrée X_i d'un modèle comme une variable aléatoire, obéissant à une certaine loi de probabilité. Le vecteur formé par l'ensemble des paramètres du modèle $(X_1, \dots, X_p)$ peut alors être décrit par sa distribution de probabilité multidimensionnelle. Si cette distribution est connue, il est alors possible de générer un échantillon aléatoire contenant plusieurs jeux de paramètres d'entrée du modèle. Pour chacun d'entre eux, la sortie du modèle $Y = f(X_1, \dots, X_p)$ peut alors être calculée. Cette dernière est également considérée comme une variable aléatoire dont la distribution dépend de celles des paramètres X_i . L'indice de sensibilité de Sobol Si du paramètre X_i est ensuite défini par :

$$Si_{X_i} = \frac{Var_{X_i}(E_{X_{\sim i}}(Y | X_i))}{Var(Y)} \quad (1)$$

Où X_i est le i -ème paramètre d'entrée et $X_{\sim i}$ représente tous les paramètres à l'exception de X_i . L'indice de sensibilité Si représente ainsi la réduction de la variance de la sortie Y observée lorsque le paramètre X_i est fixé mais que tous les autres restent variables, c'est-à-dire le pourcentage de la variance de Y due uniquement au paramètre X_i . Nous pouvons également définir l'indice de sensibilité total STi comme la valeur de la variance restante de Y si tous les paramètres autres que X_i sont fixés :

$$STi_{X_i} = \frac{E_{X_{\sim i}}(Var_{X_i}(Y | X_{\sim i}))}{Var(Y)} \quad (2)$$

Ainsi, STi représente le pourcentage de la variance de Y due au paramètre X_i , en intégrant ses interactions avec d'autres paramètres. Si les deux indices précédemment définis sont égaux ($Si = STi$), cela signifie qu'il n'y a aucun couplage entre les différents paramètres d'entrée : la variation d'un paramètre X_i ne change rien à la sensibilité du modèle à un autre paramètre X_j . Le modèle est alors dit additif, c'est-à-dire que la sortie calculée pourrait s'écrire comme une somme de fonctions à une variable chacune : $Y = f(X_1, \dots, X_p) = f_1(X_1) + \dots + f_p(X_p)$.

Dans cette étude, tous les paramètres en entrée sont traités pour les faire correspondre à des variables aléatoires indépendantes uniformément réparties sur l'intervalle $[-1,1]$ grâce à un changement de variable. Ensuite, la méthode consiste à mener une PCE (pour « *Polynomial Chaos Expansion* »), tel que décrit dans les travaux de Sudret ou Crestaux *et al* [55,56] afin de calculer les indices de sensibilité. Cette méthode est efficace lorsque le nombre de paramètres d'entrée est inférieur à 20 et que les variations de la fonction du modèle sont suffisamment lisses. Ces conditions sont vérifiées pour cette étude car 10 paramètres sont utilisés et la variation des sorties est continue et régulière avec la variation de chaque paramètre.

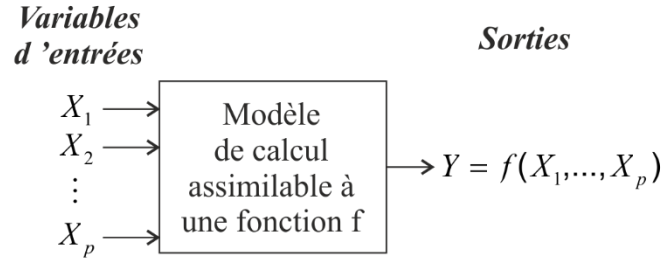


Figure 153. Représentation générale des variables aléatoires en entrée d'un modèle et de la sortie calculée

Une approximation de la fonction du modèle est alors construite par sa décomposition en séries polynomiales multidimensionnelles tronquée à un ordre n . Une base orthogonale de polynômes est nécessaire pour construire cette décomposition. Pour les variables uniformément réparties dans $[-1,1]$, les polynômes de Legendre sont utilisés. La décomposition prend alors la forme :

$$f(X_1, \dots, X_p) \approx \sum_{(\alpha_1, \dots, \alpha_p) \in 0;n^p} a_{\alpha_1, \dots, \alpha_p} P_{\alpha_1, \dots, \alpha_p}(X_1, \dots, X_p) \quad (3)$$

Où $P_{\alpha_1, \dots, \alpha_p}(X_1, \dots, X_p) = P_{\alpha_1}(X_1) \times \dots \times P_{\alpha_p}(X_p)$ sont les polynômes multidimensionnels de Legendre avec $P_0(X) = 1$ et $P_k(X)$ le polynôme de Legendre d'ordre k et $(\alpha_1, \dots, \alpha_p)$ est un vecteur où α_i représente l'ordre du $i^{\text{ème}}$ paramètre X_i . n représente le degré maximal considéré, c'est-à-dire l'ordre maximal où est réalisé la troncature de la série. Afin d'illustrer la forme de la décomposition fournie en équation (3), un exemple de développement à l'ordre $n = 2$ pour une fonction à deux variables X_1 et X_2 est donné ci-après :

$$f(X_1, X_2) = a_{0,0} + a_{1,0}P_1(X_1) + a_{0,1}P_1(X_2) + a_{1,1}P_1(X_1)P_1(X_2) + a_{2,0}P_2(X_1) + a_{0,2}P_2(X_2) \quad (4)$$

Les coefficients $a_{\alpha_1, \dots, \alpha_p}$ sont déterminés par la méthode des moindres carrés pour que la série polynomiale corresponde le mieux au modèle. Ensuite, une fois la décomposition polynomiale construite, il est montré que les indices de sensibilité de Sobol sont donnés par :

$$Si_{X_i} = \frac{\sum_{\alpha_i=1}^n a_{0, \dots, 0, \alpha_i, 0, \dots, 0}^2}{\sum_{(\alpha_1, \dots, \alpha_p) \in 1;n^p} a_{\alpha_1, \dots, \alpha_p}^2} \quad (5)$$

$$STi_{X_i} = \frac{\sum_{(\alpha_1, \dots, \alpha_p): \alpha_i > 0} a_{\alpha_1, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_p}^2}{\sum_{(\alpha_1, \dots, \alpha_p) \in 0;n^s} a_{\alpha_1, \dots, \alpha_p}^2} \quad (6)$$

L'indice de sensibilité Si est donc la somme des carrés des coefficients des termes contenant uniquement la variable X_i divisée par la somme des carrés de tous les coefficients et l'indice de sensibilité total STi est donné par la somme des carrés des coefficients pour

lequel la puissance de la variable X_i est non nulle (mais) divisée par la somme du carré de tous les coefficients. Toujours à titre d'illustration, les indices de sensibilité de Sobol obtenus à partir de l'exemple de l'équation (4) sont fournis ci-après :

$$Si_{X_1} = \frac{a_{1,0} + a_{2,0}}{a_{1,0} + a_{0,1} + a_{1,1} + a_{2,0} + a_{0,2}} \quad (7)$$

$$Si_{X_2} = \frac{a_{0,1} + a_{0,2}}{a_{1,0} + a_{0,1} + a_{1,1} + a_{2,0} + a_{0,2}} \quad (8)$$

$$STi_{X_1} = \frac{a_{1,0} + a_{2,0} + a_{1,1}}{a_{1,0} + a_{0,1} + a_{1,1} + a_{2,0} + a_{0,2}} \quad (9)$$

$$STi_{X_2} = \frac{a_{0,1} + a_{0,2} + a_{1,1}}{a_{1,0} + a_{0,1} + a_{1,1} + a_{2,0} + a_{0,2}} \quad (10)$$

En résumé, les différentes étapes de la méthode ANOVA pour l'analyse de sensibilité paramétrique sont les suivantes :

- transformation des paramètres d'entrée pour obtenir de nouveaux paramètres uniformément répartis dans $[-1,1]$,
- génération de plusieurs jeux de paramètres aléatoires par rapport à la distribution donnée,
- calcul des résultats du modèle pour chaque jeu de paramètres,
- détermination des coefficients $a_{\alpha_1, \dots, \alpha_p}$ de la série multidimensionnelle de polynômes de Legendre les mieux adaptés aux résultats (méthode des moindres carrés),
- calcul des indices de sensibilité de Sobol avec les équations (5) et (6).

Annexe 3. Détails du développement du modèle à frontières mobiles (MBM) pour un évaporateur d'une centrale ETM

A1.1. Bilans de masses et d'énergies du fluide de travail dans chaque zone

A1.1.1. Conservation de la masse : Zone 1 côté fluide de travail

Nous reprenons la formulation locale de l'équation de conservation de la masse :

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

Cette équation est ensuite intégrée sur tout l'espace de la première zone correspond au chauffage du fluide de travail liquide jusqu'à saturation, c'est-à-dire entre $z = 0$ et $z = L_1(t)$:

$$\int_0^{L_1(t)} \frac{\partial(A\rho)}{\partial t} dz + \int_0^{L_1(t)} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = 0$$

En ce qui concerne le premier terme, la section d'écoulement, considérée comme constante, peut être mise en facteur, tandis que l'intégration du second terme est triviale :

$$A \int_0^{L_1} \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0$$

La règle de Leibnitz peut alors être utilisée pour inverser l'opérateur d'intégration spatiale et celui de dérivée partielle par rapport au temps, en prenant en compte la variabilité dans le temps de la longueur de la première zone du transfert :

$$A \frac{\partial}{\partial t} \int_0^{L_1} \rho dz - A \rho_l \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0$$

Nous pouvons alors faire apparaître la masse volumique moyenne du fluide de travail défini dans la zone 1 par $\bar{\rho}_1 = (1/L_1) \int_0^{L_1} \rho dz$:

$$A \frac{\partial}{\partial t} L_1 \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \rho dz - A \rho_l \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0 \Rightarrow A \frac{\partial L_1 \bar{\rho}_1}{\partial t} - A \rho_l \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0$$

Nous appliquons alors la règle de dérivation du produit :

$$A \bar{\rho}_1 \frac{dL_1}{dt} + A L_1 \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial t} - A \rho_l \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0$$

$$A(\bar{\rho}_1 - \rho_l) \frac{\partial L_1}{\partial t} + AL_1 \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial t} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0$$

A cette étape, nous obtenons une équation différentielle uniquement temporelle faisant intervenir d'une part la longueur de la première zone et d'autre part la masse volumique du fluide. Néanmoins, étant donné que nous obtiendrons un système de plusieurs équations différentielles susceptibles de faire apparaître des variables d'état du fluide, il est préférable d'exprimer toutes ces variables uniquement en fonction de deux variables d'état indépendante du fluide. Nous avons choisi pour cette étude de décrire l'état du fluide à un instant t dans une zone par les deux variables indépendantes suivantes : la pression P et l'enthalpie spécifique h . Le changement de variable suivant peut alors être appliqué afin d'éliminer la masse volumique de l'équation précédente et ne faire apparaître que les variables d'état indépendantes choisies ici :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial t} &= \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \right|_{\bar{h}_1} \frac{\partial P}{\partial t} + \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_1}{\partial t} = \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \right|_{\bar{h}_1} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial t} \\ &= \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \right|_{\bar{h}_1} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \\ &= \left(\left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \right|_{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} \end{aligned}$$

Les expressions $\left(\left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \right|_{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right)$ et $\left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P$ sont alors de simples coefficients définis à partir des équations d'état du fluide à chaque instant t . L'expression de la conservation de la masse sur la zone 1 devient alors :

$$A(\bar{\rho}_1 - \rho_l) \frac{\partial L_1}{\partial t} + AL_1 \left(\left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial P} \right|_{\bar{h}_1} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} AL_1 \left. \frac{\partial \bar{\rho}_1}{\partial h_1} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_e = 0$$

A1.1.2. Conservation de la masse : Zone 2 côté fluide de travail

On intègre l'équation locale de conservation de la masse cette fois-ci sur la zone de changement d'état du fluide de travail, c'est-à-dire entre $z = L_1(t)$ et $z = L_1(t) + L_2(t)$:

$$\int_{L_1}^{L_1+L_2} \frac{\partial(A\rho)}{\partial t} dz + \int_{L_1}^{L_1+L_2} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = 0$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle de Leibniz et en définissant la masse volumique moyenne dans la zone 2 par $\bar{\rho}_2 = (1/L_2) \int_{L_1}^{L_1+L_2} \rho dz$, nous obtenons :

$$AL_2 \frac{\partial \bar{\rho}_2}{\partial t} + A(\rho_l - \rho_g) \frac{dL_1}{dt} + A(\bar{\rho}_2 - \rho_g) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{12} = 0$$

La zone 2 étant la zone de changement d'état du fluide de travail, nous pouvons alors définir la masse volumique comme étant la moyenne pondérée entre la masse volumique du liquide et celle de la vapeur en introduisant le taux de vide moyen $\bar{\gamma}$ de la zone 2 de la façon suivante :

$$\bar{\rho}_2 = (1 - \bar{\gamma})\rho_l + \bar{\gamma}\rho_g$$

La dérivée de la masse volumique moyenne du fluide dans la zone 2 s'exprime alors uniquement en fonction de la pression de la façon suivante :

$$\frac{\partial \bar{\rho}_2}{\partial t} = \bar{\gamma} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{\partial \rho_l}{\partial t} = \bar{\gamma} \frac{d\rho_g}{dP} \frac{dP}{dt} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l}{dP} \frac{dP}{dt} = \left(\bar{\gamma} \frac{d\rho_g}{dP} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l}{dP} \right) \frac{dP}{dt}$$

L'expression de la conservation de la masse dans la zone 2 devient alors :

$$AL_2 \left(\bar{\gamma} \frac{d\rho_g}{dP} + (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l}{dP} \right) \frac{dP}{dt} + A(\rho_l - \rho_g) \frac{dL_1}{dt} + A(1 - \bar{\gamma})(\rho_l - \rho_g) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{12} = 0$$

A1.1.3. Conservation de la masse : Zone 3 côté fluide de travail

On intègre l'équation locale de conservation de la masse cette fois-ci sur la zone de surchauffe de la vapeur, c'est-à-dire entre $z = L_1(t) + L_2(t)$ et $z = L$:

$$\int_{L_1+L_2}^L \frac{\partial(A\rho)}{\partial t} dz + \int_{L_1+L_2}^L \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = 0$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle de Leibniz et en définissant la masse volumique moyenne dans la zone 3 par $\bar{\rho}_3 = (1/L_3) \int_{L_1+L_2}^L \rho dz$, nous obtenons :

$$AL_3 \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial t} + A(\rho_g - \rho_3) \frac{dL_1}{dt} + A(\rho_g - \rho_3) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_s - \dot{m}_{23} = 0$$

Il nous reste alors à appliquer le changement de variable suivant :

$$\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial t} = \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \bigg|_{\bar{h}_3} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{\partial \bar{h}_3}{\partial t} = \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \bigg|_{\bar{h}_3} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{dh_g}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{dh_s}{dt}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial t} = \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \bigg|_{\bar{h}_3} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{dh_g}{dP} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{dh_s}{dt} = \left(\frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \bigg|_{\bar{h}_3} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{dh_g}{dP} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{h}_3} \bigg|_P \frac{dh_s}{dt}$$

L'équation finale de conservation de la masse dans la zone 3 est alors :

$$AL_3 \left(\left. \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial P} \right|_{\bar{h}_3} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial h_3} \right|_P \frac{dh_g}{dP} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} AL_3 \left. \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial h_3} \right|_P \frac{dh_s}{dt} + A(\rho_g - \rho_3) \frac{dL_1}{dt} + A(\rho_g - \rho_3) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_s - \dot{m}_{23} = 0$$

A1.1.4. Conservation de l'énergie : Zone 1 côté fluide de travail

Nous reprenons cette fois-ci la formulation locale de l'équation de conservation de l'énergie :

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

Cette équation est, comme pour le bilan de masse, ensuite intégrée sur tout l'espace de la première zone correspondante au chauffage du fluide de travail liquide jusqu'à saturation, c'est-à-dire entre $z = 0$ et $z = L_1(t)$:

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial(A\rho h - AP)}{\partial t} dz + \int_0^{L_1} \frac{\partial \dot{m}h}{\partial z} dz = \int_0^{L_1} \dot{q} dz$$

En ce qui concerne le premier terme, la section d'écoulement, considérée comme constante, peut être mise en facteur, tandis que l'intégration du second terme est triviale. Le terme de droite correspond quant à lui à la puissance thermique totale échangée sur la zone 1 (c'est-à-dire les énergies provenant de la surface d'échange et de la calandre) :

$$A \int_0^{L_1} \frac{\partial \rho h}{\partial t} dz - A \int_0^{L_1} \frac{\partial P}{\partial t} dz - \dot{m}_e h_e + \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1}$$

La règle de Leibnitz peut alors être utilisée pour inverser l'opérateur d'intégration spatiale et celui de dérivée partielle par rapport au temps, en prenant en compte la variabilité dans le temps de la longueur de la première zone du transfert :

$$\begin{aligned} A \frac{d}{dt} L_1 \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \rho h dz - A \rho_l h_l \frac{dL_1}{dt} - A \frac{d}{dt} \int_0^{L_1} P dz + AP \frac{dL_1}{dt} - \dot{m}_e h_e + \dot{m}_{12} h_l \\ = \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1} \end{aligned}$$

On introduit alors la masse volumique et l'enthalpie spécifique moyenne en posant l'hypothèse $1/L_1 \int_0^{L_1} \rho h dz = \overline{\rho_1 h_1} \approx \overline{\rho_1} \overline{h_1}$. Cela signifie que nous négligeons la covariance des deux variables dans la zone très faible en raison de la faible variabilité de la masse volumique en phase liquide.

$$A \frac{dL_1 \overline{\rho_1 h_1}}{dt} - A \rho_l h_l \frac{dL_1}{dt} - A \frac{dL_1 P}{dt} + AP \frac{dL_1}{dt} - \dot{m}_e h_e + \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1}$$

En appliquant les règles de dérivation de produits, nous obtenons alors :

$$\begin{aligned} AL_1 \overline{h_1} \frac{d\overline{\rho_1}}{dt} + AL_1 \overline{\rho_1} \frac{d\overline{h_1}}{dt} + A(\overline{\rho_1 h_1} - \rho_l h_l) \frac{dL_1}{dt} - AL_1 \frac{dP}{dt} - \dot{m}_e h_e + \dot{m}_{12} h_l \\ = \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1} \end{aligned}$$

Il nous reste alors à exprimer l'équation ci-dessus en fonction des variables indépendantes retenues pour la résolution. Pour cela, nous avons pris l'hypothèse que $\overline{h_1} = (h_e + h_{12})/2$ et que $\overline{\rho_1} = f(\overline{h_1}, P)$. Le changement de variable se fait alors de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial t} &= \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial P} \right|_{\overline{h_1}} \frac{\partial P}{\partial t} + \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial \overline{h_1}}{\partial t} = \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial P} \right|_{\overline{h_1}} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial t} \\ &= \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial P} \right|_{\overline{h_1}} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial t} \frac{\partial P}{\partial t} \\ &= \left(\left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial P} \right|_{\overline{h_1}} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_e}{\partial t} \\ \frac{\partial \overline{h_1}}{\partial t} &= \frac{1}{2} \frac{\partial h_e}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial h_l}{\partial t} = \frac{1}{2} \frac{\partial h_e}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial h_l}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \end{aligned}$$

L'équation de conservation de l'énergie sur la zone 1 pour le fluide de travail s'exprime finalement par :

$$\begin{aligned} AL_1 \left\{ \overline{h_1} \left(\left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial P} \right|_{\overline{h_1}} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P \frac{\partial h_l}{\partial P} \right) + \frac{1}{2} \overline{\rho_1} \frac{\partial h_l}{\partial P} - 1 \right\} \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{1}{2} AL_1 \overline{h_1} \left. \frac{\partial \overline{\rho_1}}{\partial \overline{h_1}} \right|_P + \frac{1}{2} AL_1 \overline{\rho_1} \right) \frac{\partial h_{in}}{\partial t} \\ + A(\overline{\rho_1 h_1} - \rho_l h_l) \frac{dL_1}{dt} - \dot{m}_e h_e + \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{cal-ft,1} \end{aligned}$$

A1.1.5. Conservation de l'énergie : Zone 2 côté fluide de travail

On intègre l'équation locale de conservation de l'énergie cette fois-ci sur la zone de changement d'état du fluide de travail, c'est-à-dire entre $z = L_1(t)$ et $z = L_1(t) + L_2(t)$:

$$\int_{L_1}^{L_1+L_2} \frac{\partial(A\rho h - AP)}{\partial t} dz + \int_{L_1}^{L_1+L_2} \frac{\partial \dot{m} h}{\partial z} dz = \int_{L_1}^{L_1+L_2} \dot{q} dz$$

Le raisonnement est alors analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle de Leibniz. Néanmoins, la covariance des variables masse volumique et enthalpie spécifique ne pourra pas être négligée dans la zone 2. Nous pouvons toutefois exprimer la valeur moyenne du produit de ces deux variables en fonction du taux de vide dans la zone 2 de la façon suivante : $\overline{\rho_2 h_2} = (1/L_2) \int_{L_1}^{L_1+L_2} \rho h dz = (1 - \bar{\gamma})\rho_l h_l + \bar{\gamma}\rho_g h_g$. Il vient alors :

$$AL_2 \frac{d\overline{\rho_2 h_2}}{dt} + A(\rho_l h_l - \rho_g h_g) \frac{dL_1}{dt} + A(1 - \bar{\gamma})(\rho_l h_l - \rho_g h_g) \frac{dL_2}{dt} - AL_2 \frac{dP}{dt} + \dot{m}_{23} h_g - \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{cal-ft,2}$$

L'hypothèse précédente implique que le produit $\overline{\rho_2 h_2}$ dans la zone 2 ne dépend alors que de la pression. Le changement de variable à appliquer sera alors le suivant :

$$\frac{d\overline{\rho_2 h_2}}{dt} = (1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l h_l}{dt} + \bar{\gamma} \frac{d\rho_g h_g}{dt} = \left((1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l h_l}{dP} + \bar{\gamma} \frac{d\rho_g h_g}{dP} \right) \frac{dP}{dt}$$

L'équation de conservation de l'énergie sur la zone 2 pour le fluide de travail s'exprime finalement par :

$$AL_2 \left((1 - \bar{\gamma}) \frac{d\rho_l h_l}{dP} + \bar{\gamma} \frac{d\rho_g h_g}{dP} - 1 \right) \frac{dP}{dt} + A(\rho_l h_l - \rho_g h_g) \frac{dL_1}{dt} + A(1 - \bar{\gamma})(\rho_l h_l - \rho_g h_g) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{23} h_g - \dot{m}_{12} h_l = \dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{cal-ft,2}$$

A1.1.6. Conservation de l'énergie : Zone 3 côté fluide de travail

On intègre l'équation locale de conservation de l'énergie cette fois-ci sur la zone de surchauffe de la vapeur, c'est-à-dire entre $z = L_1(t) + L_2(t)$ et $z = L$:

$$\int_{L_1+L_2}^L \frac{\partial(A\rho h - AP)}{\partial t} dz + \int_{L_1+L_2}^L \frac{\partial \dot{m} h}{\partial z} dz = \int_{L_1+L_2}^L \dot{q} dz$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle de Leibniz et en posant l'hypothèse : $1/L_3 \int_{L_1+L_2}^L \rho h dz = \overline{\rho_3 h_3} \approx \overline{\rho_3} \overline{h_3}$ (possible car la masse volumique de la vapeur varie très peu le long de la zone 3 puisque la pression est supposée uniforme dans l'échangeur), nous obtenons :

$$AL_3 \frac{d\overline{\rho_3}}{dt} + AL_3 \frac{d\overline{h_3}}{dt} + A(\rho_g h_g - \overline{\rho_3} \overline{h_3}) \frac{dL_1}{dt} + A(\rho_g h_g - \overline{\rho_3} \overline{h_3}) \frac{dL_2}{dt} - AL_3 \frac{dP}{dt} + \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{23} h_g = \dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{cal-ft,3}$$

En supposant que $\overline{h_3} = 1/2 (h_{23} + h_s)$ et $\overline{\rho_3} = f(\overline{h_3}, P)$, il nous reste alors à appliquer le changement de variable suivant :

$$\begin{aligned} \frac{d\overline{\rho_3}}{dt} &= \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial P} \right|_{\overline{h_3}} \frac{dP}{dt} + \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{d\overline{h_3}}{dt} = \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial P} \right|_{\overline{h_3}} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_g}{dt} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_s}{dt} \\ &= \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial P} \right|_{\overline{h_3}} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_g}{dP} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_s}{dt} \\ &= \left(\left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial P} \right|_{\overline{h_3}} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_g}{dP} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_s}{dt} \\ \frac{d\overline{h_3}}{dt} &= \frac{1}{2} \frac{dh_g}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dh_s}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dh_g}{dP} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dh_s}{dP} \frac{dP}{dt} \end{aligned}$$

L'équation finale de conservation de l'énergie dans la zone 3 est alors :

$$\begin{aligned} AL_3 \left\{ \overline{h_3} \left(\left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial P} \right|_{\overline{h_3}} + \frac{1}{2} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P \frac{dh_g}{dP} \right) + \frac{1}{2} \overline{\rho_3} \frac{dh_g}{dP} - 1 \right\} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} AL_3 \left(\overline{h_3} \left. \frac{\partial \overline{\rho_3}}{\partial \overline{h_3}} \right|_P + \overline{\rho_3} \right) \frac{dh_s}{dt} \\ + A(\rho_g h_g - \overline{\rho_3} \overline{h_3}) \frac{dL_1}{dt} + A(\rho_g h_g - \overline{\rho_3} \overline{h_3}) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{23} h_g \\ = \dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{cal-ft,3} \end{aligned}$$

A1.2. Bilans d'énergies sur les parties solide de l'échangeur dans chaque zone

A1.2.1. Conservation de l'énergie : Zone 1 surface d'échange solide et calandre

Pour faire le bilan d'énergie sur la surface d'échange solide qui sépare les deux fluides, nous partons de l'équation de conservation locale suivante, en négligeant les flux longitudinaux par diffusion et en considérant la capacité calorifique du métal constante :

$$C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}\frac{\partial T_{surf}}{\partial t} = \dot{q}_{surf}$$

Cette équation locale est alors intégrée sur tout l'espace de la première zone correspondante au chauffage du fluide de travail liquide jusqu'à saturation, c'est-à-dire entre $z = 0$ et $z = L_1(t)$:

$$\int_0^{L_1} C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}\frac{\partial T_{surf}}{\partial t} dz = \int_0^{L_1} \dot{q}_{surf} dz$$

En utilisant la règle de Leibniz, il vient alors :

$$C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}\left(\frac{d}{dt}\int_0^{L_1} T_{surf} dz - T_{surf12}\frac{dL_1}{dt}\right) = -\dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{ec-surf,1}$$

Nous introduisons alors la température moyenne du solide dans la zone 1 définie par $\overline{T_{surf1}} = 1/L_1 \int_0^{L_1} T_{surf} dz$:

$$C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}\left(\frac{dL_1\overline{T_{surf1}}}{dt} - T_{surf12}\frac{dL_1}{dt}\right) = -\dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{ec-surf,1}$$

En utilisant la règle de dérivation du produit, le bilan d'énergie de la surface d'échange solide sur la zone s'exprime finalement par :

$$\begin{aligned} C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}(\overline{T_{surf1}} - T_{surf12})\frac{dL_1}{dt} + C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}L_1\frac{d\overline{T_{surf1}}}{dt} \\ = -\dot{Q}_{surf-ft,1} + \dot{Q}_{ec-surf,1} \end{aligned}$$

Par un raisonnement parfaitement analogue, le bilan d'énergie de la calandre dans la zone 1 s'écrit :

$$C_{cal}\rho_{cal}A_{cal}(\overline{T_{cal1}} - T_{cal12})\frac{dL_1}{dt} + C_{cal}\rho_{cal}A_{cal}L_1\frac{d\overline{T_{cal1}}}{dt} = -\dot{Q}_{cal-ft,1}$$

A1.2.2. Conservation de l'énergie : Zone 2 surface d'échange solide et calandre

On intègre l'équation locale de conservation de l'énergie cette fois-ci sur la zone de changement d'état du fluide de travail, c'est-à-dire entre $z = L_1(t)$ et $z = L_1(t) + L_2(t)$:

$$\int_{L_1}^{L_1+L_2} C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}\frac{\partial T_{surf}}{\partial t}dz = \int_{L_1}^{L_1+L_2} \dot{q}_{surf}dz$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle Leibniz, le bilan d'énergie de la surface d'échange sur la zone 2 s'écrit alors :

$$C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}(\overline{T_{surf2}} - T_{surf23})\frac{dL_2}{dt} + C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}(T_{surf12} - T_{surf23})\frac{dL_1}{dt} + C_{surf}\rho_{surf}A_{surf}L_2\frac{d\overline{T_{surf2}}}{dt} = -\dot{Q}_{surf-ft,2} + \dot{Q}_{ec-surf,2}$$

Par un raisonnement parfaitement analogue, le bilan d'énergie de la calandre dans la zone 2 s'écrit :

$$C_{cal}\rho_{cal}A_{cal}(\overline{T_{cal2}} - T_{cal23})\frac{dL_2}{dt} + C_{cal}\rho_{cal}A_{cal}(T_{cal12} - T_{cal23})\frac{dL_1}{dt} + C_{cal}\rho_{cal}A_{cal}L_2\frac{d\overline{T_{cal2}}}{dt} = -\dot{Q}_{cal-ft,2}$$

A1.2.3. Conservation de l'énergie : Zone 3 surface d'échange solide et calandre

On intègre enfin l'équation locale de conservation de l'énergie sur la zone de surchauffe de la vapeur, c'est-à-dire entre $z = L_1(t) + L_2(t)$ et $z = L$:

$$\int_{L_1+L_2}^L C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} \frac{\partial T_{surf}}{\partial t} dz = \int_{L_1+L_2}^L \dot{q}_{surf} dz$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle Leibniz, le bilan d'énergie de la surface d'échange sur la zone 3 s'écrit alors :

$$\begin{aligned} C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} (T_{surf23} - \overline{T_{surf3}}) \left(\frac{dL_1}{dt} + \frac{dL_2}{dt} \right) + C_{surf} \rho_{surf} A_{surf} L_3 \frac{d\overline{T_{surf3}}}{dt} \\ = -\dot{Q}_{surf-ft,3} + \dot{Q}_{ec-surf,3} \end{aligned}$$

Par un raisonnement parfaitement analogue, le bilan d'énergie de la calandre dans la zone 3 s'écrit :

$$C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} (T_{cal23} - \overline{T_{cal3}}) \left(\frac{dL_1}{dt} + \frac{dL_2}{dt} \right) + C_{cal} \rho_{cal} A_{cal} L_3 \frac{d\overline{T_{cal3}}}{dt} = -\dot{Q}_{cal-ft,3}$$

A1.3. Bilans d'énergie du fluide caloporteur dans chaque zone

A1.3.1. Conservation de l'énergie : Zone 1 côté fluide caloporteur

Comme pour le fluide de travail, nous reprenons la formulation locale de l'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial (A_{ec} \rho_{ec} h_{ec} - A_{ec} P_{ec})}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_{ec} h_{ec}}{\partial z} = \dot{q}_{ec}$$

Cette équation est ensuite intégrée sur tout l'espace de la première zone correspond au chauffage du fluide de travail liquide jusqu'à saturation, c'est-à-dire entre $z = 0$ et $z = L_1(t)$:

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial (A_{ec} \rho_{ec} h_{ec} - A_{ec} P_{ec})}{\partial t} dz + \int_0^{L_1} \frac{\partial \dot{m}_{ec} h_{ec}}{\partial z} dz = \int_0^{L_1} \dot{q}_{ec} dz$$

En ce qui concerne le premier terme, la section d'écoulement, considérée comme constante, peut être mise en facteur, tandis que l'intégration du second terme est triviale. Le

terme de droite correspond quant à lui à la puissance thermique totale échangée sur la zone 1 :

$$A_{ec}\rho_{ec} \int_0^{L_1} \frac{\partial h_{ec}}{\partial t} dz - A_{ec} \int_0^{L_1} \frac{\partial P_{ec}}{\partial t} dz + \dot{m}_{ec}(h_{ec,12} - h_{ec,e}) = -\dot{Q}_{ec-surf,1}$$

La règle de Leibnitz peut alors être utilisée pour inverser l'opérateur d'intégration spatiale et celui de dérivée partielle par rapport au temps, en prenant en compte la variabilité dans le temps de la longueur de la première zone du transfert :

$$A_{ec}\rho_{ec} \frac{d}{dt} L_1 \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} h_{ec} dz - A_{ec}\rho_{ec} h_{ec,12} \frac{dL_1}{dt} - A_{ec} \frac{d}{dt} \int_0^{L_1} P_{ec} dz + A P_{ec,12} \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{ec}(h_{ec,12} - h_{ec,e}) = -\dot{Q}_{ec-surf,1}$$

On introduit alors l'enthalpie spécifique moyenne en posant l'hypothèse $1/L_1 \int_0^{L_1} h_{ec} dz = \overline{h_{ec,1}}$. Nous considérons également que la pression de l'eau dans le circuit est constante dans le temps et que les pertes de charge ont un impact négligeable sur le bilan thermique. Il vient alors :

$$A_{ec}\rho_{ec} \frac{dL_1 \overline{h_{ec,1}}}{dt} - A_{ec}\rho_{ec} h_{ec,12} \frac{dL_1}{dt} + A_{ec} P_{ec} \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{ec}(h_{ec,12} - h_{ec,e}) = -\dot{Q}_{ec-surf,1}$$

En appliquant les règles de dérivation de produits, nous obtenons alors :

$$A_{ec}\rho_{ec} L_1 \frac{d\overline{h_{ec,1}}}{dt} + A_{ec}\rho_{ec} (\overline{h_{ec,1}} - h_{ec,12}) \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{ec}(h_{ec,12} - h_{ec,e}) = -\dot{Q}_{ec-surf,1}$$

Enfin, nous posons, comme pour l'ammoniac, l'hypothèse que l'enthalpie moyenne de l'eau dans la zone est la moyenne arithmétique des enthalpies d'entrée et de de sortie de l'eau dans la zone ($\overline{h_{ec,1}} = 1/2 (h_{ec,e} + h_{ec,12})$). Le bilan d'énergie de l'eau sur la zone 1 s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} A_{ec}\rho_{ec} L_1 \frac{dh_{ec,e}}{dt} + \frac{1}{2} A_{ec}\rho_{ec} L_1 \frac{dh_{ec,12}}{dt} + A_{ec}\rho_{ec} (\overline{h_{ec,1}} - h_{ec,12}) \frac{dL_1}{dt} + \dot{m}_{ec}(h_{ec,12} - h_{ec,e}) \\ = -\dot{Q}_{ec-surf,1} \end{aligned}$$

A1.3.2. Conservation de l'énergie : Zone 2 côté fluide caloporteur

On intègre l'équation locale de conservation de l'énergie cette fois-ci sur la zone de changement d'état du fluide de travail, c'est-à-dire entre $z = L_1(t)$ et $z = L_1(t) + L_2(t)$:

$$\int_{L_1}^{L_1+L_2} \frac{\partial(A_{ec}\rho_{ec}h_{ec} - A_{ec}P_{ec})}{\partial t} dz + \int_{L_1}^{L_1+L_2} \frac{\partial\dot{m}_{ec}h_{ec}}{\partial z} dz = \int_{L_1}^{L_1+L_2} \dot{q}_{ec} dz$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle Leibniz et en posant l'hypothèse $\overline{h_{ec,2}} = 1/L_2 \int_{L_1}^{L_1+L_2} h_{ec} dz = 1/2 (h_{ec,12} + h_{ec,23})$, le bilan d'énergie de la surface d'échange sur la zone 2 s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}A_{ec}\rho_{ec}L_2 \frac{dh_{ec,12}}{dt} + \frac{1}{2}A_{ec}\rho_{ec}L_2 \frac{dh_{ec,23}}{dt} + A_{ec}\rho_{ec}(h_{ec,12} - h_{ec,23}) \frac{dL_1}{dt} \\ + A_{ec}\rho_{ec}(\overline{h_{ec,2}} - h_{ec,23}) \frac{dL_2}{dt} + \dot{m}_{ec}(h_{ec,23} - h_{ec,12}) = -\dot{Q}_{ec-surf,2} \end{aligned}$$

A1.3.3. Conservation de l'énergie : Zone 3 côté fluide caloporteur

On intègre enfin l'équation locale de conservation de l'énergie sur la zone de surchauffe de la vapeur, c'est-à-dire entre $z = L_1(t) + L_2(t)$ et $z = L$:

$$\int_{L_1+L_2}^L \frac{\partial(A_{ec}\rho_{ec}h_{ec} - A_{ec}P_{ec})}{\partial t} dz + \int_{L_1+L_2}^L \frac{\partial\dot{m}_{ec}h_{ec}}{\partial z} dz = \int_{L_1+L_2}^L \dot{q}_{ec} dz$$

Par un raisonnement analogue au raisonnement précédent, en utilisant la règle Leibniz et en posant l'hypothèse $\overline{h_{ec,3}} = 1/L_3 \int_{L_1+L_2}^L h_{ec} dz = 1/2 (h_{ec,23} + h_{ec,s})$, le bilan d'énergie de la surface d'échange sur la zone 3 s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}A_{ec}\rho_{ec}L_3 \frac{dh_{ec,s}}{dt} + \frac{1}{2}A_{ec}\rho_{ec}L_3 \frac{dh_{ec,23}}{dt} + A_{ec}\rho_{ec}(h_{ec,23} - \overline{h_{ec,3}}) \left(\frac{dL_1}{dt} + \frac{dL_2}{dt} \right) + \dot{m}_{ec}(h_{ec,s} \\ - h_{ec,23}) = -\dot{Q}_{ec-surf,3} \end{aligned}$$

LETTRE D'ENGAGEMENT DE NON-PLAGIAT

Je, soussigné(e) Alexandre DIJOUX, en ma qualité de doctorant de l'Université de La Réunion, déclare être conscient que le plagiat est un acte délictueux passible de sanctions disciplinaires. Aussi, dans le respect de la propriété intellectuelle et du droit d'auteur, je m'engage à systématiquement citer mes sources, quelle qu'en soit la forme (textes, images, audiovisuel, internet), dans le cadre de la rédaction de ma thèse et de toute autre production scientifique, sachant que l'établissement est susceptible de soumettre le texte de ma thèse à un logiciel anti-plagiat.

Fait à Le Tampon, le 12/11/2020

Signature :



Extrait du Règlement intérieur de l'Université de La Réunion

(validé par le Conseil d'Administration en date du 11 décembre 2014)

Article 9. Protection de la propriété intellectuelle – Faux et usage de faux, contrefaçon, plagiat

L'utilisation des ressources informatiques de l'Université implique le respect de ses droits de propriété intellectuelle ainsi que ceux de ses partenaires et plus généralement, de tous tiers titulaires de tels droits.

En conséquence, chaque utilisateur doit :

- utiliser les logiciels dans les conditions de licences souscrites ;
- ne pas reproduire, copier, diffuser, modifier ou utiliser des logiciels, bases de données, pages Web, textes, images, photographies ou autres créations protégées par le droit d'auteur ou un droit privatif, sans avoir obtenu préalablement l'autorisation des titulaires de ces droits.

La contrefaçon et le faux

Conformément aux dispositions du code de la propriété intellectuelle, toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle d'une œuvre de l'esprit faite sans le consentement de son auteur est illicite et constitue un délit pénal.

L'article 444-1 du code pénal dispose : « Constitue un faux toute altération frauduleuse de la vérité, de nature à causer un préjudice et accomplie par quelque moyen que ce soit, dans un écrit ou tout autre support d'expression de la pensée qui a pour objet ou qui peut avoir pour effet d'établir la preuve d'un droit ou d'un fait ayant des conséquences juridiques ».

L'article L335_3 du code de la propriété intellectuelle précise que : « Est également un délit de contrefaçon toute reproduction, représentation ou diffusion, par quelque moyen que ce soit, d'une œuvre de l'esprit en violation des droits de l'auteur, tels qu'ils sont définis et réglementés par la loi. Est également un délit de contrefaçon la violation de l'un des droits de l'auteur d'un logiciel (...) ».

Le plagiat est constitué par la copie, totale ou partielle d'un travail réalisé par autrui, lorsque la source empruntée n'est pas citée, quel que soit le moyen utilisé. Le plagiat constitue une violation du droit d'auteur (au sens des articles L 335-2 et L 335-3 du code de la propriété intellectuelle). Il peut être assimilé à un délit de contrefaçon. C'est aussi une faute disciplinaire, susceptible d'entraîner une sanction.

Les sources et les références utilisées dans le cadre des travaux (préparations, devoirs, mémoires, thèses, rapports de stage...) doivent être clairement citées. Des citations intégrales peuvent figurer dans les documents rendus, si elles sont assorties de leur référence (nom d'auteur, publication, date, éditeur...) et identifiées comme telles par des guillemets ou des italiques.

Les délits de contrefaçon, de plagiat et d'usage de faux peuvent donner lieu à une sanction disciplinaire indépendante de la mise en œuvre de poursuites pénales.