



HAL
open science

Procédé thermo-hydraulique solaire pour le dessalement par osmose inverse

Clément Lacroix

► **To cite this version:**

Clément Lacroix. Procédé thermo-hydraulique solaire pour le dessalement par osmose inverse. Thermique [physics.class-ph]. Université de Perpignan, 2020. Français. NNT : 2020PERP0001 . tel-03532375

HAL Id: tel-03532375

<https://theses.hal.science/tel-03532375v1>

Submitted on 18 Jan 2022

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.



THÈSE

Pour obtenir le grade de
Docteur

Délivré par
UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale
Energie et Environnement (ED305)

Et de l'unité de recherche
PROMES-CNRS, UPR8521

Spécialité :
Sciences de l'Ingénieur

Présentée par
Clément Lacroix



PROCEDE THERMO-HYDRAULIQUE SOLAIRE POUR LE DESSALEMENT PAR OSMOSE INVERSE

Soutenue le 10 Janvier 2020 devant le jury composé de :

M. Jean-Pierre Bédécarrats, Professeur, Université de Pau et du Pays de l'Adour	Président
Mme Corinne Cabassud, Professeure, INSA Toulouse	Rapporteuse
M. François Lanzetta, Professeur, Université de Belfort	Rapporteur
M. Marc Héran, Professeur, Université de Montpellier	Examineur
M. Vincent Goetz, Directeur de Recherche, PROMES, Perpignan	Examineur
M. Driss Stitou, Ingénieur de Recherche HDR, PROMES, Perpignan	Directeur
M. Maxime Perier-Muzet, Maître de Conférences, Université de Perpignan	Co-Directeur

« On commence à vieillir quand on finit d'apprendre »

Proverbe japonais

Remerciements

Cette thèse a été réalisée au sein du laboratoire PROMES, à Perpignan, dans l'équipe TES : « Thermodynamique, Energétique et Systèmes réactifs ».

Ces travaux sont financés par le Labex SOLSTICE et le programme « Investissements d'Avenir » (ANR-10-LABX-22-01-SOLSTICE) et les fonds propres de l'équipe TES du laboratoire.

Je tiens tout d'abord à remercier le laboratoire et le Labex SOLSTICE pour m'avoir permis de réaliser cette thèse dans les meilleures conditions.

Je remercie également les membres du jury pour avoir accepté d'examiner ces travaux de thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude à mon directeur de thèse Driss Stitou et à mon co-directeur Maxime Perier-Muzet pour la qualité de leur encadrement, leur implication à toute épreuve, leur disponibilité mais aussi pour la qualité de leur appui scientifique.

Merci à Olivier Faugeroux pour m'avoir permis de bénéficier d'un contrat d'enseignement, m'assurant ainsi une suite à mon financement et un enrichissement professionnel et personnel. Merci de nouveau à Maxime pour m'avoir permis d'intervenir sur ses enseignements et pour avoir partagé ses méthodes en matière de pédagogie.

Un grand merci à mes collègues et amis du laboratoire pour leur accueil, leur bonne humeur et leur professionnalisme, j'ai été particulièrement heureux de passer ces trois années avec vous, et me réjouis de pouvoir en passer une de plus.

Merci à Antoine et Romain, avec qui j'ai partagé de très bons moments des premières semaines jusqu'aux dernières, que ce soit au laboratoire ou en dehors, et sur qui j'ai pu compter en toutes circonstances. Merci pour cette belle amitié née au laboratoire et qui, je n'en doute pas, continuera au-delà.

Une pensée pour les autres doctorants, et plus particulièrement pour Ariadna, Camille, Manon, ... pour ces bons moments passés à partager les joies et les peines de nos thèses respectives.

Merci également à mes différents colocataires et amis Perpignanais qui m'ont fait découvrir et apprécier cette région et qui m'ont permis de me changer les idées quand j'en avais besoin.

Et pour finir, un grand merci à ma famille, et surtout à mes parents de m'avoir permis de faire tout ce chemin dans les meilleures conditions et de m'avoir soutenu pendant tout ce temps. Votre fierté est ma plus belle récompense.

Droits d'auteur

Cette création est mise à disposition selon le Contrat :

« **Attribution-Pas d'Utilisation Commerciale-Pas de modification 3.0 France** » disponible en ligne sur < <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/fr/> >



Table des matières

Nomenclature	1
Introduction générale	6
Chapitre I - Les énergies renouvelables pour le dessalement : état de l'art des procédés existants	11
I. A. Introduction	12
I. B. Les techniques de dessalement.....	12
I. B. 1. Procédés par changement de phase	14
I. B. 2. Procédés membranaires.....	18
I. B. 3. Comparaison des différentes techniques de dessalement	23
I. C. Dessalement alimenté par des énergies renouvelables.....	24
I. C. 1. Dessalement éolien	25
I. C. 2. Dessalement par énergie houlomotrice.....	28
I. C. 3. Dessalement Géothermique	29
I. C. 4. Dessalement solaire.....	30
I. C. 5. Analyse technico-économique des procédés exploitant une ressource ENR.....	41
I. D. Conclusion.....	48
Chapitre II - Le procédé thermo-hydraulique	50
II. A. Introduction	51
II. B. Présentation du procédé.....	52
II. B. 1. Le module d'osmose inverse.....	54
II. B. 2. Le cycle moteur.....	55
II. B. 3. Les cylindres de transfert.....	56
II. B. 4. Le vérin principal.....	57
II. C. Principe de fonctionnement	58
II. C. 1. Première phase : phase alpha.....	58
II. C. 2. Seconde phase : phase beta	59
II. C. 3. Phase de remplissage.....	60
II. C. 4. Problématiques scientifiques liées à la gestion cyclique du procédé	61
II. D. Etude de pré-dimensionnement des composants	62
II. D. 1. Modèle quasi-statique	63
II. D. 2. Dimensionnement	67
II. D. 3. Étude de sensibilité paramétrique.....	73
II. E. Conclusion.....	76
Chapitre III - Étude numérique et expérimentale du module d'osmose inverse	78
III. A. Etat de l'art des travaux sur les membranes d'osmose inverse en régime dynamique	79
III. B. Modélisation de la membrane en régime dynamique.....	80

III. B. 1.	Hypothèses	81
III. B. 2.	Conservation de la masse.....	81
III. B. 3.	Transferts membranaires	82
III. B. 4.	Couche limite diffusive de polarisation	83
III. B. 5.	Discrétisation de la membrane.....	87
III. C.	Validation expérimentale du modèle d'osmose inverse	88
III. C. 1.	Banc expérimental de test du module d'osmose inverse.....	89
III. C. 2.	Comparaisons avec les résultats de simulation	93
III. D.	Etude de sensibilité paramétrique aux conditions opératoires sur la membrane d'osmose inverse.....	96
III. D. 1.	Impact de la pression et du débit de rétentat	96
III. D. 2.	Étude locale d'établissement des profils de concentration le long de la membrane.....	98
III. E.	Conclusion.....	101
Chapitre IV -	Modélisation dynamique globale du procédé.....	102
IV. A.	Introduction	103
IV. B.	Modèle des composants	103
IV. B. 1.	L'évaporateur	103
IV. B. 2.	Le condenseur	108
IV. B. 3.	Les cylindres de transfert.....	110
IV. B. 4.	Les vérins hydrauliques.....	113
IV. C.	Modélisation globale du procédé.....	115
IV. D.	Conclusion.....	119
Chapitre V -	Développement d'un outil numérique d'analyse et d'optimisation du procédé thermo-hydraulique.....	121
V. A.	Introduction	122
V. B.	L'outil de simulation	122
V. B. 1.	Environnement de Programmation.....	122
V. B. 2.	Organisation de l'outil de simulation du procédé	122
V. B. 3.	Évaluation du procédé sous irradiation solaire constante.....	126
V. C.	Optimisation du procédé	132
V. C. 1.	Établissement d'une loi de consigne de pilotage de la phase beta	132
V. C. 2.	Impact des lois de commande sur les performances du procédé	135
V. D.	Analyse du comportement et des performances du procédé opérant dans des conditions climatiques nominales.....	136
V. E.	Conclusion.....	140
Chapitre VI -	Analyse technico-économique du procédé	142
VI. A.	Introduction	143
VI. B.	Etude de sensibilité aux conditions opératoires.....	143
VI. B. 1.	Sensibilité au profil d'irradiation.....	144
VI. B. 2.	Impact de la température de l'eau saumâtre à traiter	149
VI. B. 3.	Sensibilité à la salinité de l'eau à traiter	150
VI. C.	Etude des zones d'implantation géographique pertinentes du procédé	151

VI. C. 1.	Localisation des besoins en dessalement.....	152
VI. C. 2.	Température des eaux souterraines	154
VI. C. 3.	Simulation d'un fonctionnement en conditions réelles dans la région de la mer d'Aral (Moyen-Orient).....	155
VI. D.	Analyse et comparaison des coûts et performances	158
VI. D. 1.	Comparaison de la consommation d'énergie spécifique.....	158
VI. D. 2.	Calcul du coût de production spécifique	159
VI. E.	Conclusion.....	164
Conclusion générale		166
Références.....		170
Annexe 1 : Fiche technique de la membrane montée sur le banc d'essai Filmtec TW30-2514.....		180
Annexe 2 : Algorithmes de calcul des modules des composants.....		182

Nomenclature

A	Surface	m^2
AOC	Coût annuel d'opération et de maintenance	$\$.an^{-1}$
a_1	Coefficient de perte thermique linéaire	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
a_2	Coefficient de perte thermique quadratique	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$
a_l	Albédo du sol	-
C	Concentration en sel	$g \cdot L^{-1}$
C_p	Capacité thermique massique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c	Coût	\$
c^v	Course du piston	m
crf	Taux d'annuité constante	-
D	Irradiation solaire diffuse	$W \cdot m^{-2}$
DV	Durée de vie du procédé	an
D_s	Coefficient de diffusivité au sel	$m^2 \cdot s^{-1}$
F	Force	N
f	Facteur	-
dA	Élément de surface	m^2
dh	Diamètre hydraulique	m
G	Irradiation solaire globale	$W \cdot m^{-2}$
h	Enthalpie spécifique	$J \cdot kg^{-1}$
I	Irradiation solaire directe	$W \cdot m^{-2}$
i	Élément de discrétisation	-
$i\%$	Taux d'intérêt	-
J	Flux de transfert volumique	$m^3 \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ ou $m \cdot s^{-1}$
K_{cin}	Coefficient cinétique	$kg \cdot s^{-1}$
K_g	Coefficient d'échange global	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
K_v	Coefficient de débit de la vanne	$m^3 \cdot h^{-1}$
k^{conv}	Coefficient de transfert thermique par convection	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k_{Ds}	Coefficient de correction de la diffusivité au sel	-
k_f	Rendement mécanique des vérins	-
k_{loss}	Coefficient de pertes par convection	$W \cdot K^{-1}$
L	Longueur de la membrane	m
L_s	Perméabilité de la membrane au sel	$m \cdot s^{-1}$
L_w	Perméabilité de la membrane à l'eau	$m^3 \cdot Pa^{-1} \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
l	Largeur de la membrane	m
M	Masse	kg

Nomenclature

\hat{M}	Masse molaire	$\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$
\dot{m}	Débit massique	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
P	Pression absolue	Pa
\dot{Q}	Puissance thermique	W
Q	Energie thermique	J
R	Constante des gaz parfaits	$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	-
Sc	Nombre de Schmidt	-
Sh	Nombre de Sherwood	-
S_m	Taux de saturation de la membrane	-
S_p	Section de passage	m^2
s	Entropie spécifique	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
T	Température	K
t	Temps	s
th	Épaisseur de canal du module d'osmose inverse	m
u	Vitesse de fluide	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
\dot{V}	Débit volumique	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
W	Travail mécanique	J
\dot{W}	Puissance mécanique	W
x	Position du piston	m
Y	Taux de recouvrement	-
y	Fraction volumique de liquide	-

Symboles grecs

\hat{G}	Volume molaire	$\text{m}^3\cdot\text{mol}^{-1}$
β_c	Angle d'incidence	$^\circ$
δ	Épaisseur de la couche limite	m
Δx	Longueur élémentaire	m
$\Delta\Pi$	Différence de pression osmotique à travers la membrane	Pa
ε	Efficacité d'échangeur	-
η	Rendement	-
η_{II}	Rendement second principe	-
η_{Carnot}	Rendement de Carnot	-
θ	Inclinaison du capteur solaire	$^\circ$
ϑ	Volume massique	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
π	Pression osmotique	Pa
ρ	Masse volumique	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
ϕ	Coefficient de dissociation	-
χ	Fraction volumique	-
\emptyset	Diamètre	m

Indices

0	Entrée de l'eau d'alimentation
α	Phase alpha
β	Phase beta
air	Air
amb	Ambiant
b	Rétentat
c	Centre du canal
cal	Fluide caloporteur
cap	Collecteur solaire
ch	Charges sur l'investissement
coll	Collecté par le collecteur solaire
cond	Condensation
cool	Refroidissement
cycle	Cycle
d	Distributeurs et clapets
dc	Demi-cycle
dim	Adimensionné
disp	Disponibilité
él	Électrique
ep	Énergie primaire
ev	Évaporation
f	Eau d'alimentation
$f\alpha$	Fin de phase alpha
$f\beta$	Fin de phase beta
g	Gaz
h	Horizontal
ind	Industrialisation
jour	Jour
l	Liquide
loss	Pertes à l'environnement
L	Sortie de la membrane
m	Membrane
méc	Mécanique
mat	Matériel
max	Maximum
mo	Main d'œuvre
NaCl	Sel
OM	Opération et maintenance
opt	Optique

Nomenclature

p	Perméat
pf	Procédé final
pièce	Pièces détachées
pinch	Pincement de température dans les échangeurs
puits	Puits de pompage de l'eau saumâtre
proto	Prototype
rm	Remplacement de la membrane
s	Soluté
sat	Saturation
start	Démarrage de l'évaporateur
stop	Arrêt de l'évaporateur
steel	Acier
TM	Transmembranaire
t	Time
th	Thermique
tige	Tige du vérin
v	Vanne
vp	Vérin principal
vs	Vérin secondaire
w	Paroi
wip	Pré-traitement de l'eau
ft	Fluide de travail

Exposants

ev	Évaporateur
cond	Condenseur
cyl	Cylindre de transfert
g	Gaz
in	Entrée
out	Sortie
RO	Osmose inverse
vp	Vérin principal
vs	Vérin secondaire

Abréviations

AD	Adsorption
CES	Consommation d'Énergie Spécifique
CSP	Solaire concentré
ED	Électrolyse
GT	Géothermie
MD	Distillation membranaire

Nomenclature

MED	Distillation multi-effets
MSF	Distillation multi-flash
MVC	Compression mécanique de vapeur
NF	Nanofiltration
ORC	Cycle Organique de Rankine
PV	Photovoltaïque
REF	Refroidissement
RO	Osmose inverse
ST	Solaire thermique
TVC	Compression thermique de vapeur
WP	Houlomoteur
WT	Éolien

Introduction générale

La consommation d'eau douce pour les activités humaines croît de manière ininterrompue depuis ces dernières décennies [1]. L'eau, en plus d'être une ressource vitale pour toutes les espèces vivantes, permet de rendre possibles de nombreuses activités anthropiques comme le génie civil, l'agriculture, ou encore l'industrie. Ces activités ne cessent de progresser avec l'augmentation de la population mondiale, les évolutions de notre modèle de consommation et des styles de vie. Ce sont également ces mêmes activités qui sont la cause de l'appauvrissement de la ressource en eau douce, impactée par la modification des écosystèmes, du changement climatique et de l'activité anthropique [2], [3]. Actuellement, la ressource nécessaire à ces activités est globalement disponible à l'échelle mondiale, mais elle est inégalement répartie à la surface du globe, laissant certaines régions dans une situation alarmante de stress hydrique, et mettant en danger certaines populations dont la situation géographique ne permet pas un raccordement aux réseaux de distribution. Les régions les plus impactées par le manque d'eau sont l'Afrique du Nord et l'Asie du Sud-Ouest, mais l'Europe du Sud n'est pas épargnée par l'appauvrissement des réserves d'eau qui pourrait s'étendre, à l'horizon 2050, à la majeure partie de l'Europe [4].

Le *Global Risk Report* [5], établi en 2019 par la fondation World Economic Forum, a classé, durant les 7 dernières années, le manque d'eau parmi les 5 risques globaux à plus fort impact socio-économique. En 2015, le risque de crise hydrique à l'échelle mondiale a été classé en première position. En 2019, ce risque est toujours présent, et est classé en 4^{ème} position, plaçant le manque d'eau comme l'un des risques les plus préoccupants pour la prochaine décennie, puisque qu'il cumule un impact et une probabilité d'occurrence élevés (Figure I-1). D'après l'OMS, environ 30 % de la population mondiale n'a actuellement pas accès à une eau de qualité [6] et le baromètre de l'eau établi en 2018 par Solidarités Internationales estime 2.8 millions de décès par an dus à des maladies liées à l'eau [7].

Ces besoins croissants en eau potable font émerger de plus en plus de technologies de dessalement innovantes répondant à ces défis globaux liés aux besoins d'une population mondiale et de ses activités associées en constante expansion. Des technologies qui devront miser sur des modes de production durables pour minimiser leur impact environnemental.

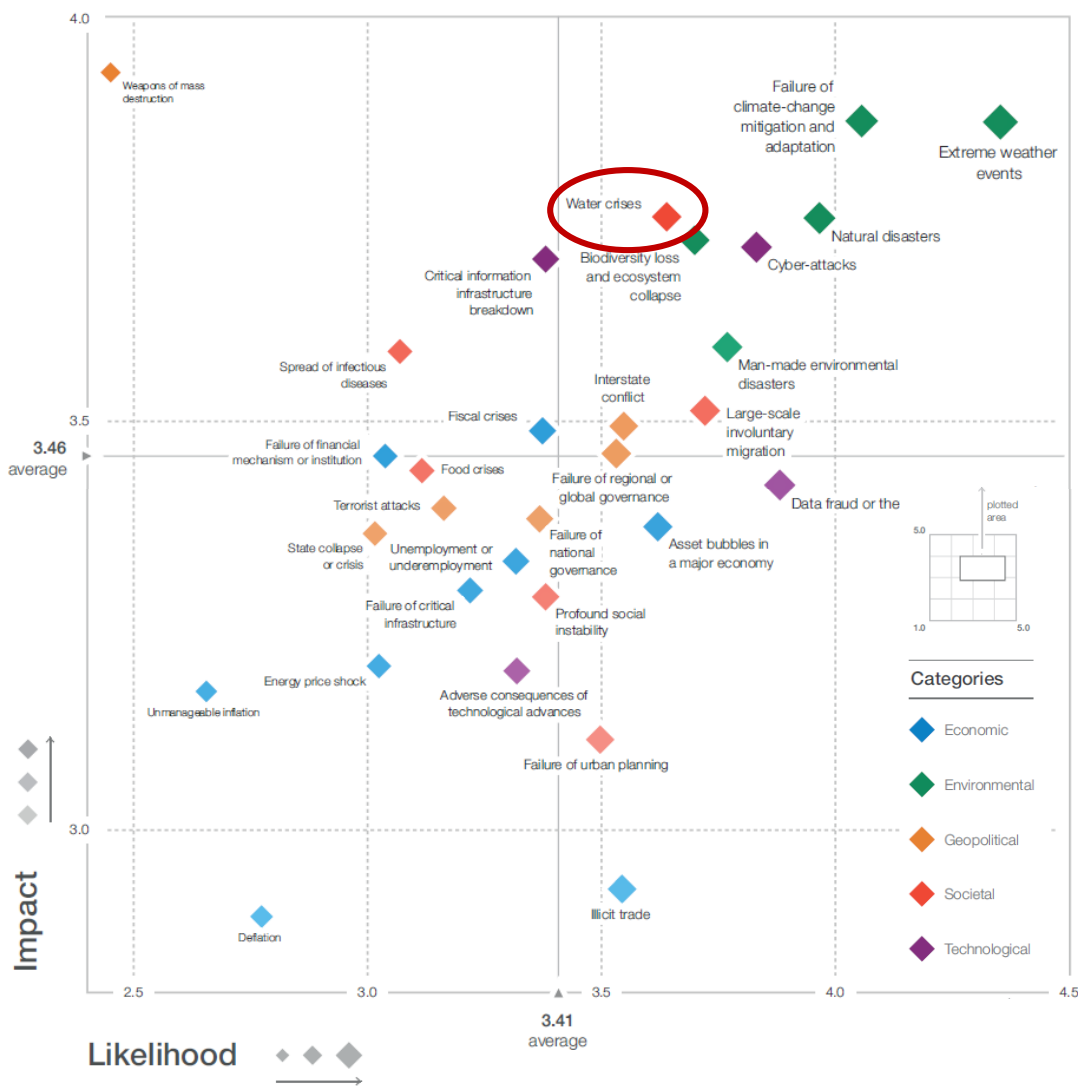


Figure I-1 : Répartition des risques globaux selon leur impact et leur probabilité d'occurrence en 2019 selon le World Economic Forum [5] (modifié)

Le dessalement d'eau de mer et d'eaux saumâtres connaît ainsi un essor depuis ces dernières années, du fait de l'augmentation du stress hydrique que connaissent certaines régions du globe. On distingue principalement deux méthodes de dessalement, la distillation et la séparation membranaire :

- Les procédés de distillation sont alimentés par une source de chaleur et sont des technologies relativement simples et peu coûteuses. Cependant, l'apport d'énergie thermique nécessaire est relativement important puisqu'il doit être supérieur à l'énergie requise pour évaporer l'eau (chaleur latente de vaporisation).
- Les procédés membranaires consistent à séparer les ions de l'eau par l'intermédiaire d'une membrane. Bien que plus économe en énergie, cette technologie impose des coûts

d'investissement et de maintenance plus importants. Parmi ces procédés, on trouve notamment la séparation par osmose inverse. Cette technique est utilisée dans près de 65 % des installations de dessalement recensées en 2015 [8] à l'échelle mondiale pour son haut rendement et ses faibles coûts de production de l'eau douce.

De nouvelles technologies innovantes de dessalement émergent régulièrement, que ce soit pour le traitement d'eau de mer ou d'eaux dites saumâtres caractérisées par de faibles salinités (de 1 à 10 g.L⁻¹). Bien que de nombreux procédés soient alimentés par des énergies fossiles, l'intégration des énergies renouvelables commence à être mise en œuvre dans le domaine du dessalement, et on peut même trouver des usines de grande capacité fonctionnant avec ces énergies. On peut par ailleurs constater que les pays les plus touchés par le manque d'eau potable sont situés dans des zones où l'ensoleillement est souvent important, expliquant ainsi le choix d'alimenter de tels procédés par l'énergie solaire. L'intérêt pour cette source d'énergie est croissant dans le domaine du dessalement, en particulier pour la technique de dessalement par osmose inverse pour laquelle l'exploitation de l'énergie solaire photovoltaïque est la plus étudiée actuellement.

En 2009, un nouveau procédé de conversion thermo-hydraulique d'énergie a été breveté au laboratoire PROMES et étudié lors de plusieurs travaux de thèse [9], [10]. Ce procédé, dénommé CAPILI (pour cycle de Carnot à Piston Liquide), permet de convertir l'énergie thermique basse température en travail hydraulique au moyen d'un cycle moteur et d'un piston liquide. L'objectif initial d'un tel procédé est la valorisation de chaleur basse température pour la production d'électricité. Une première application de ce procédé thermo-hydraulique a été étudiée pour la production d'électricité via un moteur ou une turbine hydraulique dans le cadre de la thèse de H. Semmari, en exploitant l'énergie thermique des mers, ou plus précisément la différence de température existante entre les eaux de surface (25-30°C) et les eaux profondes (5-10°C). Les travaux de thèse de R. Borgogno ont quant à eux porté sur l'exploitation de l'énergie solaire thermique très excédentaire en été. Cependant, les pertes observées lors de la conversion hydraulique/électricité étaient trop importantes et l'indisponibilité d'une turbine ou d'un moteur hydraulique avec des rendements suffisamment intéressants ne rendaient pas cette technologie innovante de production d'électricité compétitive. Les applications de ce procédé ont donc été repensées au laboratoire PROMES et finalement orientées vers la séparation membranaire, et plus particulièrement le dessalement par osmose inverse.

Ainsi, l'objet des travaux de thèse présentés ici est un procédé autonome de dessalement par osmose inverse couplé au cycle thermo-hydraulique CAPILI. Le cycle thermo-hydraulique est un cycle moteur, dont le fonctionnement est comparable à un Cycle de Rankine Organique, qui est

alimenté par de l'énergie thermique délivrée par des capteurs solaires plans. L'alimentation d'un tel procédé de dessalement par osmose inverse avec une source solaire thermique permet de s'affranchir de l'utilisation d'énergie électrique délivrée par des panneaux photovoltaïques pour alimenter une pompe hydraulique haute pression. Ce dispositif pourrait ainsi permettre de réduire les coûts d'investissement induits par le stockage nécessaire d'électricité et de rendre ces technologies de dessalement plus accessible, notamment pour les sites isolés.

L'objectif des travaux développés dans ce cadre ont ainsi consisté à évaluer un tel procédé solaire visant spécifiquement ici, dans un premier temps, le dessalement d'eaux saumâtres afin de conclure sur sa pertinence thermodynamique et technico-économique. Pour atteindre cet objectif, une modélisation de chaque composant du procédé a dû être développée, avec en particulier une modélisation en régime dynamique du module d'osmose inverse dont la validation a été réalisée sur un banc expérimental. Ces modèles de composants ont par la suite été assemblés pour aboutir à un outil numérique de simulation globale du procédé permettant d'analyser son comportement sous des conditions opératoires fortement variables, d'en optimiser son fonctionnement et maximiser ses performances. L'enjeu de ces travaux est d'établir d'une part la faisabilité technique et d'autre part la pertinence de ce procédé innovant en comparaison des autres systèmes de dessalement d'eaux saumâtres.

Dans une première partie de ce mémoire de thèse, est présenté un état de l'art des procédés de dessalement exploitant diverses techniques de séparation, aussi bien thermiques que mécaniques. Les couplages possibles entre ces différentes techniques et des sources d'énergies renouvelables sont présentés, et divers exemples de couplage relevés dans la littérature sont ensuite décrits en détaillant pour chacun des procédés leurs capacités et performances. La dernière partie du chapitre conclut sur ces performances par une classification des différentes technologies étudiées durant ces 20 dernières années.

Le second chapitre du mémoire présente plus particulièrement le procédé thermo-hydraulique solaire de dessalement par osmose inverse développé ici. Les différents éléments du procédé sont présentés et son principe de fonctionnement cyclique est décrit. Le cycle de fonctionnement du procédé est détaillé phase par phase, et les verrous technologiques qu'implique un fonctionnement aussi cyclique pour un tel procédé sont mis en avant. Une étude préliminaire menée en considérant un régime statique du procédé est ensuite réalisée afin de permettre un dimensionnement des

composants du procédé et une première estimation des performances. Cette étude quasi-statique s'appuie sur une modélisation des composants avec des équations de conservation en régime stationnaire. Elle a permis d'évaluer l'impact et la sensibilité aux conditions opératoires (salinité, température, puissance de l'évaporateur, ...) et de définir un dimensionnement optimal des composants du procédé, en particulier des vérins hydrauliques.

Un modèle dynamique 1D spécifique à la membrane d'osmose inverse a été développé dans le troisième chapitre pour tenir compte du régime de fonctionnement imposé non-conventionnel. Ce modèle du comportement dynamique du module membranaire a par la suite été validé par des résultats expérimentaux acquis sur un banc de test construit à cet effet. Cette validation expérimentale a permis également d'identifier les paramètres caractéristiques de ce modèle.

Dans le quatrième chapitre, une modélisation dynamique des composants du procédé est développée pour tenir compte du fonctionnement cyclique. Les équations impliquées dans les différents modèles de composants sont établies sur la base de bilans de masse et d'énergie couplés à des équations d'état thermodynamique. L'architecture du modèle global du procédé est ensuite décrite. Ce modèle est obtenu en assemblant les différents modèles de composants, intégrant en particulier le modèle de membrane.

Le cinquième chapitre présente l'outil de simulation numérique réalisé à partir du modèle global, ce dernier a permis d'établir des lois de commande et de contrôle de paramètres clés opératoires et d'analyser l'impact de ces stratégies de pilotage sur les performances du procédé. Des simulations du comportement ont également été réalisées sur des courts instants, puis sur toute la journée.

Enfin, le sixième chapitre de ce mémoire traite des aspects technico-économiques. Une étude de sensibilité paramétrique aux conditions opératoires du procédé a été menée à l'aide de l'outil de simulation pour déterminer l'impact des conditions de fonctionnement sur ses performances. Une analyse de pertinence des implantations géographiques est réalisée et une évaluation des coûts de production et opératoires est effectuée.

Chapitre I - Les énergies renouvelables pour le dessalement : état de l'art des procédés existants

I. A. Introduction

Au cours des dernières décennies, de nombreuses technologies de dessalement ont été développées et étudiées. Les techniques de séparation du sel et de l'eau sont aujourd'hui bien maîtrisées et l'effort actuel de recherche porte principalement sur leur couplage avec des nouvelles sources d'énergie générant moins d'impacts environnementaux. L'exploitation des énergies renouvelables s'est développée de manière importante et les enjeux actuels portent sur l'adaptation des techniques de dessalement déjà existantes à ces énergies. Les verrous scientifiques associés à de tels couplages énergétiques sont fortement liés à la minimisation de l'impact des intermittences en puissance de ces ressources énergétiques, nécessitant des procédés plus flexibles et moins énergivores.

L'état de l'art développé dans ce chapitre est composé de deux parties. En premier lieu, les principales techniques de dessalement sont présentées et leurs applications analysées, puis une revue des différents procédés de dessalement exploitant des énergies renouvelables est proposée. Cette revue, accompagnée d'indices de performances et de coûts tels que la consommation d'énergie spécifique (CES) et le coût de l'eau produite, permet de replacer les procédés étudiés dans la globalité de l'offre actuelle. Les procédés de dessalement utilisant une ou plusieurs source(s) d'énergie(s) renouvelable(s) sont ensuite classés et comparés selon des critères de performances technico-économiques. L'objectif de cette étude est de situer le procédé thermo-hydraulique de dessalement qui fait l'objet de ces travaux et d'en évaluer sa pertinence dans le contexte actuel.

I. B. Les techniques de dessalement

On distingue deux techniques principales de séparation de l'eau et du sel. La première consiste à provoquer un changement de phase de l'eau, qui se sépare alors naturellement du sel. C'est par exemple le cas du cycle naturel de l'eau, où se produit une évaporation suivie d'une condensation. Reproduire ce phénomène pour récupérer l'eau douce s'appelle le dessalement thermique par distillation, mais on retrouve aussi des techniques de cristallisation dans lesquelles l'eau est solidifiée. Le deuxième type de dessalement utilise une membrane sélective pour séparer les sels de l'eau, cette catégorie de procédé est appelée la séparation membranaire. Ces deux catégories sont détaillées dans la Figure I-1 où les différentes techniques ainsi que la nature de l'énergie

requis à leur utilisation sont explicités. Les techniques présentées dans cette partie sont, pour les procédés par changement de phase :

- La distillation multi-effets (MED pour Multi-Effect Distillation)
- La distillation assistée par compression mécanique et thermique de vapeur (MVC et TVC respectivement pour Mechanical et Thermal Vapour Compression)
- La distillation multi-flash (MSF pour Multi-Stage Flash)
- L'adsorption (AD)
- La réfrigération (REF)

et pour les procédés membranaires :

- L'électrolyse (ED)
- L'osmose inverse (RO pour Reverse Osmosis)
- La distillation membranaire (MD pour Membrane Distillation)

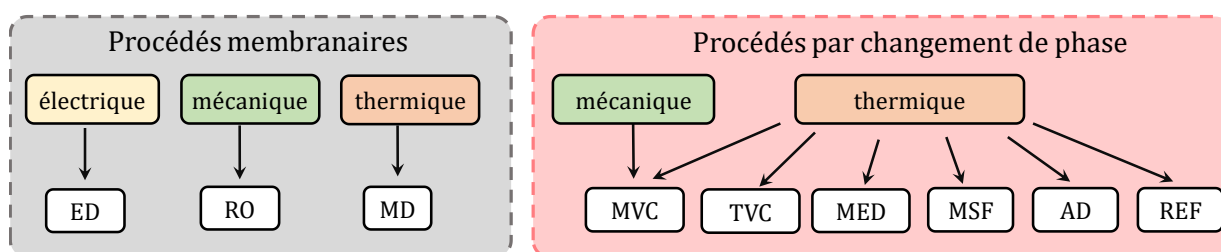


Figure I-1 : Classification des différentes techniques de dessalement suivant leur catégorie et la nature de l'énergie utilisée

La diversité des techniques et des associations qui peuvent être mises en œuvre demande d'utiliser divers critères pour les évaluer [11], tels que :

- La production journalière de l'installation (en L.jour⁻¹ ou en m³.jour⁻¹)
- La gamme de concentration de l'eau salée : eau saumâtre (1-10 g.L⁻¹) ou eau de mer (30-40 g.L⁻¹)
- La consommation en énergie spécifique (CES) du procédé (en kWh.m⁻³)
- Le coût du mètre cube d'eau produite ou coût spécifique de production (en €.m⁻³ ou en \$.m⁻³)

Les deux derniers critères sont les critères de performance les plus couramment utilisés pour évaluer les procédés de dessalement. La CES correspond à l'apport d'énergie nécessaire à la production d'un mètre cube d'eau traitée. Cet apport d'énergie peut être de différentes natures : électrique, mécanique ou thermique, comme le montre la Figure I-1. Un équivalent énergie primaire (indice ep) sera donc utilisé dans la suite de cette étude pour permettre une comparaison sur une même base des procédés dont la nature de l'énergie consommée diffère. La conversion en énergie primaire se fait avec un facteur de 1 pour la plupart des énergies excepté pour l'énergie électrique. Le facteur de conversion de l'électricité correspond au rendement des moyens de conversion

conventionnels utilisés pour la produire à partir d'une source d'énergie primaire. Par exemple, l'énergie nucléaire a un facteur de conversion de 33 % [12]. Compte tenu de la part importante des centrales thermiques dans la production d'électricité mondiale, un facteur de conversion d'énergie primaire en électricité de 35 % sera considéré dans cette étude.

Le coût spécifique de l'eau produite correspond au prix de revient d'un mètre cube d'eau traitée en prenant en compte les coûts d'investissement et d'utilisation du procédé ramenés sur sa durée de vie.

I. B. 1. Procédés par changement de phase

La première catégorie des procédés de dessalement est celle exploitant principalement une source d'énergie thermique qui peut être disponible à différents niveaux de température. Ce sont des procédés thermiques composés au minimum d'un système d'évaporation et d'un récupérateur de condensats.

I. B. 1. a. Distillation simple et distillation multi-effets

La première technique développée fut le dessalement par distillation qui apparaît dès l'antiquité pour produire de l'eau douce en faibles quantités [13]. Il s'agit d'évaporer l'eau par apport de chaleur, la vapeur d'eau ainsi séparée du sel est condensée au contact d'une paroi froide, comme par exemple une vitre inclinée.

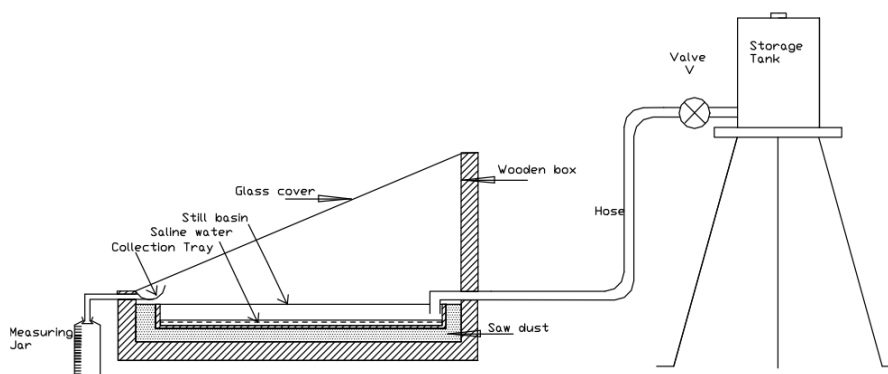


Figure I-2 : Représentation schématique d'un procédé de distillation simple [14]

L'inconvénient majeur de ce type de dessalement est lié à la forte consommation énergétique, due à la chaleur latente de vaporisation élevée de l'eau (environ $625 \text{ kWh}_{\text{th}} \cdot \text{m}^{-3}$).

Dans le cas d'un dessalement à plus grande échelle, cette technique met en œuvre des récupérations énergétiques internes ou « effets » permettant de réduire cette consommation. Comme le montre la Figure I-3, elle implique plusieurs étages d'évaporation, généralement entre 10 et 20 [15], maintenus à différentes pressions et en évacuant les incondensables. La vapeur d'eau produite à haute température dans le premier étage du procédé est condensée dans la seconde cellule, permettant ainsi d'évaporer l'eau à plus basse température grâce à la chaleur de condensation récupérée, et ainsi de suite. C'est la différence de température entre les cellules maintenues sous différentes pressions qui rend ce phénomène possible. La température de l'eau étant plus basse d'une cellule à l'autre, la pression est donc également plus basse, impliquant que l'eau s'évapore à température inférieure à celle de la cellule précédente.

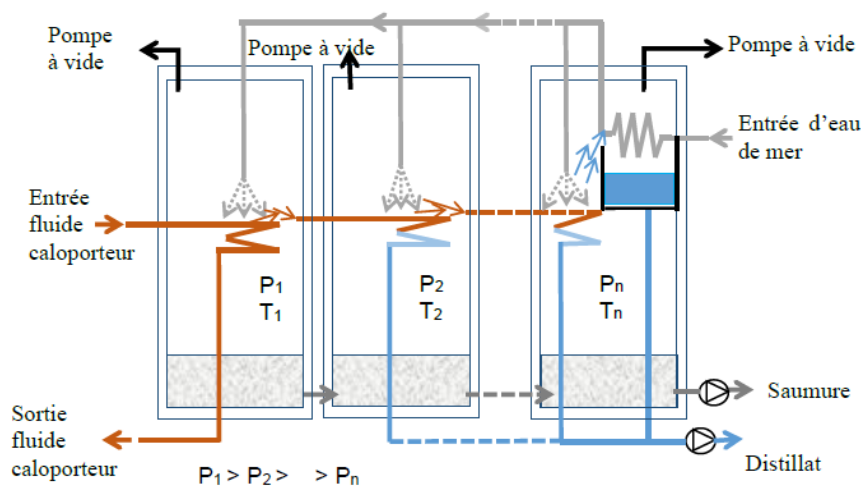


Figure I-3 : Représentation schématique d'un procédé de distillation multi-effets

L'augmentation du nombre d'effets permet ainsi de réduire la consommation d'énergie globale du procédé, mais au prix d'une augmentation du coût d'investissement du procédé. On notera que ce procédé est très largement utilisé du fait de sa simplicité de mise en œuvre et de sa faible consommation énergétique de 40 à 194 kWh_{th}.m⁻³ et 3.3 à 8 kWh_{él}.m⁻³ [15].

I. B. 1. b. Distillation par compression de vapeur

Le procédé de distillation peut être amélioré en comprimant une partie de la vapeur d'eau produite dans chaque cellule et de s'en servir comme caloporteur pour chauffer l'eau à dessaler. En effet, la compression a pour conséquence d'augmenter l'enthalpie de la vapeur d'eau et donc sa température, la rendant ainsi utilisable comme caloporteur [16]. La pression dans la chambre de distillation est également abaissée par l'aspiration de la vapeur générée par le compresseur, diminuant ainsi la pression de saturation de l'eau d'alimentation [17]. La compression peut être

d'origine mécanique (MVC), elle est alors assurée par un compresseur mécanique. Elle peut également être générée thermiquement (TVC) en exploitant de la vapeur sous pression dans un éjecto-compresseur pour aspirer par effet Venturi la vapeur produite dans chaque cellule. La TVC a pour avantages de nécessiter moins de débit dans le compresseur étant donné la température élevée de la vapeur comprimée et d'utiliser une technologie de compression plus simple avec moins de liaisons mécaniques. La MVC a également une gamme de capacité de production plus limitée que la TVC, mais cette technique a cependant l'avantage d'être plus compacte et de ne pas nécessiter de refroidissement de l'eau [18].

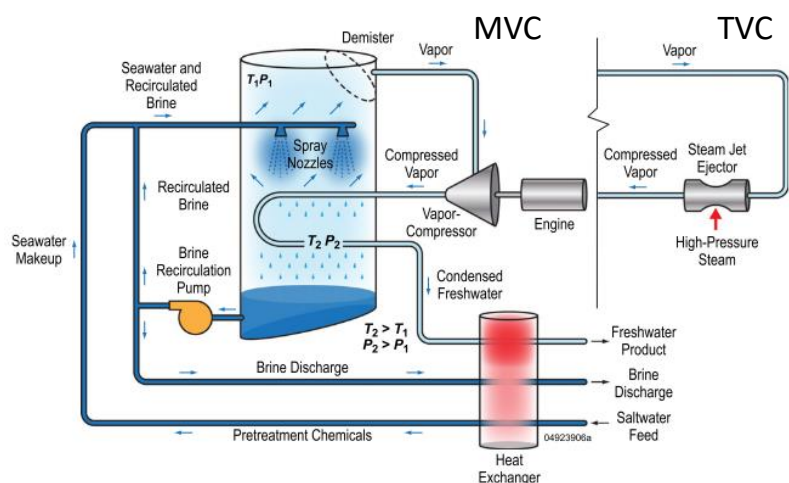


Figure I-4 : Schéma des procédés de MVC et TVC [16]

La compression de vapeur permet de diminuer de manière importante la consommation d'énergie des procédés de distillation multi-effets variant alors dans une gamme de 5 à 11 kWh_{ep}.m⁻³. C'est ainsi le procédé de distillation le moins énergivore [17]. Ces procédés sont de plus bien adaptés aux sites isolés car leur faible complexité technologique demande moins de maintenance que pour les procédés membranaires [19].

I. B. 1. c. Distillation Multi-Flash

Dans ce procédé, on réalise des détentes successives de l'eau à dessaler dans des cellules maintenues à des pressions différentes. Comme le montre le schéma de la Figure I-5, l'eau à traiter est préchauffée puis injectée successivement dans des cellules basse pression. Ainsi, l'eau est vaporisée spontanément (évaporation flash) puis condensée au contact de l'eau à plus basse température. Le distillat est récupéré et l'eau à traiter restante (dont la température a diminué) est

envoyée dans la cellule suivante qui est à plus basse pression pour subir une nouvelle détente, et ainsi de suite [20], [21].

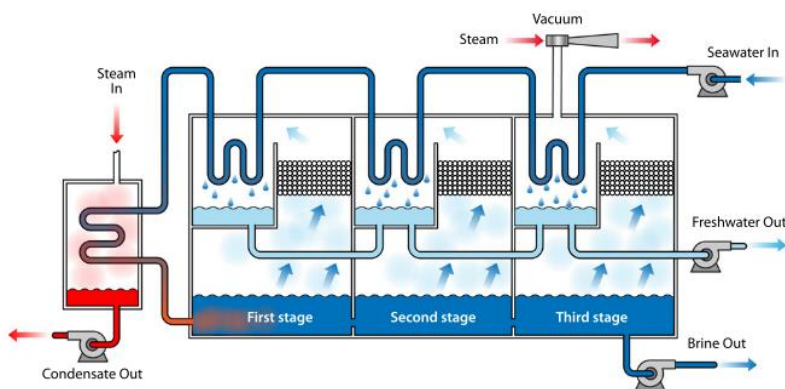


Figure I-5 : Procédé de distillation Multi-Flash [16]

Ce procédé est plus utilisé pour le dessalement que la MED du fait de son coût plus faible et de sa sensibilité moins importante à l'encrassement [16]. Sa consommation en énergie spécifique est cependant plus élevée, elle se décompose environ entre 4 à 6 kWh_{él}.m⁻³ d'énergie électrique et 55 à 120 kWh_{th}.m⁻³ d'énergie thermique [22].

I. B. 1. d. Dessalement par réfrigération

Le dessalement par réfrigération consiste à porter l'eau salée à des conditions de pression ou de température inférieures à celle de cristallisation. Ainsi, des cristaux d'eau pure formés sont récupérés puis fondus pour obtenir de l'eau douce.

Diverses techniques de réfrigération existent, comme par exemple la réfrigération sous vide où l'eau est refroidie en dessous de son point triple pour former à la fois de la glace et de la vapeur [23].

Une étude de Rane et al. [24] a montré que ces procédés ont une CES comprise entre 8 et 12 kWh_{méc}.m⁻³ pour les procédés mécaniques, et 50 à 380 kWh_{th}.m⁻³ pour les procédés thermiques. Ces technologies ont l'avantage d'être moins sensibles à l'encrassement mais imposent des conditions opératoires particulières (travail sous vide, très basses températures, ...).

I. B. 1. e. Dessalement par adsorption

La technique de dessalement par adsorption repose sur l'utilisation de lits d'adsorption permettant dans un premier temps d'absorber la vapeur d'eau de la solution salée puis de la désorber et la condenser. Le système est constitué d'un évaporateur, d'un condenseur et de deux lits d'adsorption.

Après son passage dans l'évaporateur basse pression dans lequel circule la solution saline, la vapeur d'eau est adsorbée par un premier lit d'adsorption préalablement refroidi. Ce lit est ensuite chauffé pour faire désorber la vapeur qui se condense dans un condenseur. L'eau condensée est récupérée à la sortie du condenseur [23]. L'utilisation de 2 adsorbants fonctionnant en alternance de phase, permet une production quasi-continue d'eau condensée. Les avantages d'un tel système résident dans le faible coût de maintenance, peu élevé par rapport à celui des procédés membranaires. Ce procédé a également l'avantage de réaliser une production simultanée de froid sous forme d'eau salée fraîche qui peut être valorisée [25].

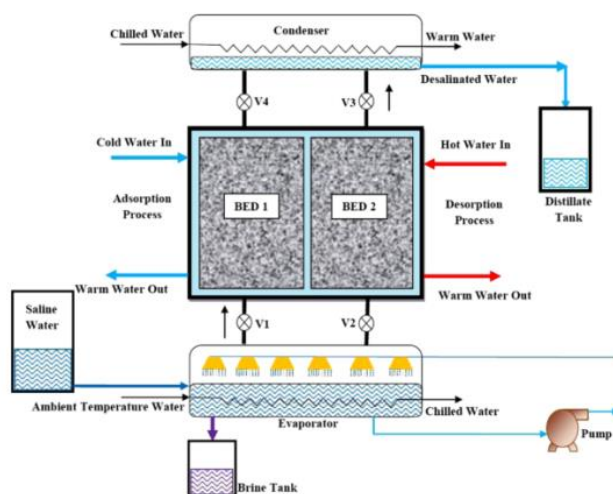


Figure I-6: Machine de dessalement par adsorption [23]

Askalany a étudié un tel procédé d'adsorption couplé à une compression mécanique de la vapeur (MVC-AD) [26] pour favoriser les cinétiques de désorption de vapeur. Ce couplage, consistant en l'ajout d'un compresseur entre le lit de désorption et le condenseur, permet d'utiliser et d'exploiter une source chaude de faible niveau de température pour le chauffage de l'adsorbent. Le prototype développé a permis d'atteindre une production de $14 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$.

I. B. 2. Procédés membranaires

A l'inverse des procédés thermiques, les procédés membranaires sont des procédés permettant de séparer les ions dissous et autres particules indésirables de l'eau par une membrane, sous l'effet d'un gradient de potentiel électrique (électrodialyse), de pression (nanofiltration, osmose inverse) ou de concentration (osmose directe ou "forward osmosis").

I. B. 2. a. Electrodialyse

L'électrodialyse est une technique de séparation ionique à travers des membranes sélectives soumises à d'un champ électrique. Dans de tels procédés, des canaux dans lesquels circulent l'eau à traiter sont séparés par des membranes échangeuses d'ions cationiques et anioniques, placées en série entre une cathode (positive) et une anode (négative). L'eau est ainsi séparée de ses ions via ces membranes sélectives, attirés vers les électrodes comme expliqué Figure I-7.

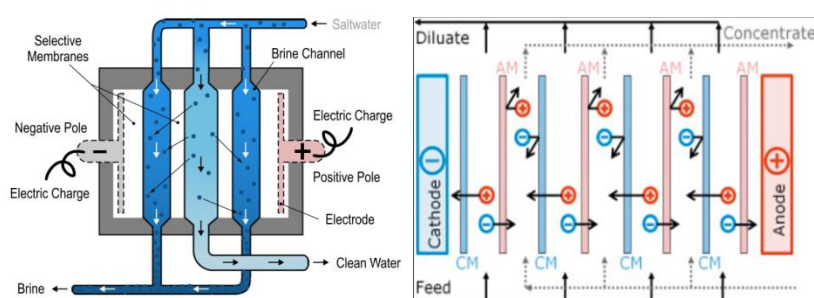


Figure I-7: Principe du dessalement par électrodialyse [16]

Le courant électrique applicable aux électrodes restant limité, l'électrodialyse est principalement mise en œuvre dans des procédés de dessalement d'eaux saumâtres avec de faibles salinités, inférieures à 10 g.L^{-1} [27], ou de dépollution d'eau. Avec de tels procédés, la consommation spécifique énergétique est de l'ordre de $1 \text{ kWh}_{\text{él}}.\text{m}^{-3}$ pour les plus faibles salinités [27].

La maintenance de ce type de procédé est peu contraignante avec la possibilité d'inverser les pôles pour limiter les effets de concentration élevée à la paroi (phénomène de polarisation¹) [28]. Les performances de l'électrodialyse peuvent ainsi être améliorées en inversant périodiquement le sens du courant dans les membranes. Cette méthode appelée l'électrodialyse inverse (EDR) consiste à inter-changer les rôles des canaux de perméat et d'alimentation, un jeu de vannes permet ensuite de conserver un acheminement correct du perméat et du concentrat en sortie du module membranaire. Cette amélioration permet d'obtenir une meilleure qualité d'eau produite en limitant les effets de la polarisation et l'encrassement de la membrane [29].

¹ La polarisation est un phénomène d'augmentation de la concentration des ions le long de la membrane. Ce phénomène s'annule en l'absence d'écoulement.

I. B. 2. b. Distillation membranaire

La distillation membranaire (MD) fonctionne à l'aide d'une membrane microporeuse hydrophobe mais perméable à la vapeur. Elle permet ainsi uniquement le transfert de vapeur à travers la membrane sous une différence de pression de saturation. D'un côté de la membrane, la solution est chauffée, induisant une pression de vapeur de la solution élevée. De l'autre côté de la membrane, la vapeur est condensée sur une surface refroidie à plus basse température, donc à une pression de vapeur plus faible. Ainsi, seule la vapeur d'eau libérée traverse la membrane pour être ensuite condensée [30].

En plus d'être moins énergivore que la distillation classique (températures plus basses : environ 80°C), on obtient grâce à ce procédé un distillat de pureté supérieure [31]. La distillation membranaire offre cependant un flux de perméat moins important que l'osmose inverse car la résistance de la membrane aux transferts de masse est plus importante [30]. Cette résistance au transfert peut être contrebalancée en assistant le procédé par une pompe à vide côté condensation (distillation membranaire sous vide ou VMD), ce qui a pour effet d'accroître la différence de pression de vapeur de part et d'autre la membrane. Il a été montré qu'un tel procédé consomme environ 1.3 à 1.5 kWh_{méc}.m⁻³ pour la pompe à vide et la pompe de circulation et environ 100 kWh_{th}.m⁻³ d'énergie thermique pour des flux de perméat compris entre 80 et 120 L.m⁻².h⁻¹ et pour une salinité de 30 g.L⁻¹. Une consommation d'1.3 kWh_{méc}.m⁻³ a été obtenue avec un mode de fonctionnement discontinu pour une salinité de 300 g.L⁻¹ [32].

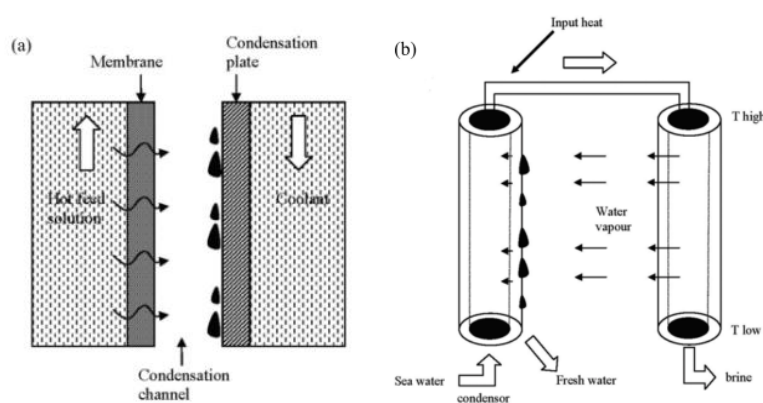


Figure 1-8: Schéma de fonctionnement de la distillation membranaire [31]

La distillation membranaire est cependant encore peu répandue à cause de son coût important et des verrous technologiques liés à la membrane (résistance à la température) [5, 13].

I. B. 2. c. Osmose inverse

Le principe de l'osmose inverse repose sur l'utilisation d'une membrane semi-perméable très sélective (taille de pores inférieure à 1 µm) permettant de retenir la majeure partie des ions dissous et des particules présentes dans l'eau. Lorsque l'on sépare à l'aide d'une membrane semi-perméable une solution très diluée et une solution concentrée, comme par exemple de l'eau pure et de l'eau salée, il se crée naturellement un flux de la solution la moins concentrée vers la solution la plus concentrée. Ce processus, qui tend vers un équilibre de concentration, est appelé l'osmose et s'arrête lorsque la concentration s'est équilibrée des deux côtés de la membrane.

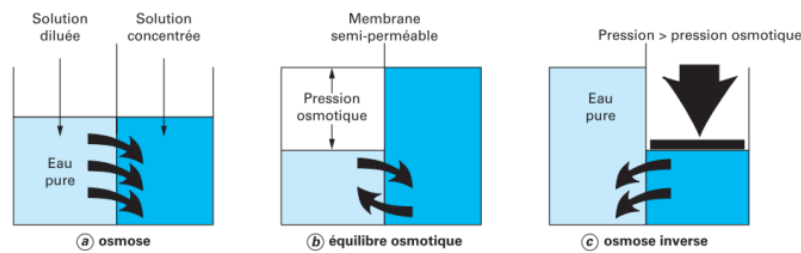


Figure I-9: Schéma de principe de l'osmose et de l'osmose inverse [33]

La différence de pression due à la différence des hauteurs de colonne d'eau qui s'applique naturellement entre les deux solutions s'appelle la pression osmotique. Si une pression supérieure à cette pression osmotique est appliquée sur la solution concentrée, le processus est inversé. Le solvant de la solution concentrée traverse alors la membrane dans l'autre sens : c'est l'osmose inverse. La pression osmotique π est quant à elle directement liée à la concentration en sel de l'eau comme le décrit l'éq.(I.1) dérivant de la relation de Van't Hoff [20] :

$$\pi = iCRT \tag{I.1}$$

où i est le nombre de molalités de l'espèce dissoute², C représente la concentration en sel, R est la constante des gaz parfaits et T la température de l'eau.

Dans le cas du dessalement, l'eau à traiter est mise sous une pression supérieure à la pression osmotique à l'aide d'une pompe. Les pertes de charge dans une membrane d'osmose inverse étant très faibles (généralement inférieures à 1 bar), l'eau concentrée en sortie du module membranaire d'osmose inverse (concentrât ou retentât) est encore sous haute pression. L'énergie hydraulique

² Dans le cas du sel, il y en a deux : Na (Sodium) et Cl (Chlorure)

de ce rétentat est alors récupérée dans un dispositif de récupération et réutilisée pour pré-pressuriser une partie de l'eau salée à traiter comme détaillé Figure I-10. La consommation d'énergie mécanique du procédé en est fortement diminuée et constitue un des avantages majeurs de cette technique.

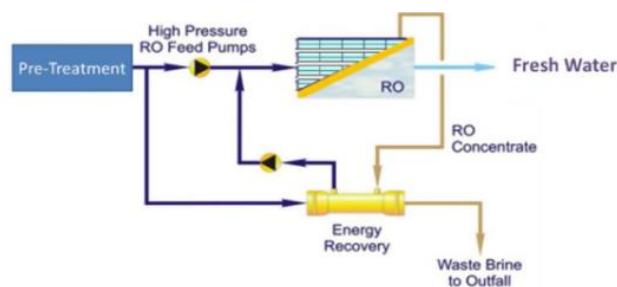


Figure I-10: Représentation schématique d'une unité de dessalement par osmose inverse avec récupération d'énergie [34]

Les procédés d'osmose inverse représentent actuellement une part importante avoisinant 50 % des techniques utilisées dans le dessalement à l'échelle mondiale [35]. L'intérêt pour cette technique repose sur sa large gamme d'utilisation, de l'usage domestique jusqu'à des usines de grande échelle, de la sélectivité importante permettant d'obtenir une eau produite de qualité (avec plus de 90 % des sels rejetés) et de la faible consommation énergétique inférieure à $5 \text{ kWh}_{\text{méc.}} \cdot \text{m}^{-3}$ pour les usines à grande capacité de dessalement [15].

I. B. 2. d. Autres procédés membranaires émergents

La nanofiltration (NF) est également un procédé membranaire fonctionnant par gradient de pression. Les membranes de nanofiltration sont moins sélectives que celles d'osmose inverse, du fait de la taille plus importante de leurs pores, menant ainsi à un taux de rejection³ plus faible (< 55 %) [36]. La nanofiltration est le plus souvent utilisée en amont des procédés de dessalement classiques, et plus particulièrement de l'osmose inverse, mais il existe également des procédés utilisant deux membranes NF en série [37]. Ce type de procédé permettrait de diminuer légèrement la CES mais au prix d'une baisse de la qualité du perméat.

On trouve aussi des procédés dits d'osmose directe ou « Forward Osmosis (FO) ». Bien que cette technique soit le plus souvent couplée à l'osmose inverse pour traiter des eaux usées en amont du

³ Le taux de rejection d'une membrane correspond à la quantité de sel rejeté contenue dans le rétentat par rapport à celle contenue dans la solution d'alimentation

dessalement [38], elle peut aussi être utilisée seule. Le dessalement par osmose directe consiste à placer de l'autre côté de la membrane d'osmose une solution dite de soutirage dont la pression osmotique est plus élevée que celle de l'eau à traiter. Une solution de soutirage (ou solution concentrée) courante est le mélange ammoniac-dioxyde de carbone (NH_4+CO_2) dont la pression osmotique est de 48 à 250 bars à 50°C [39]. Le principe d'un tel procédé est présenté dans la Figure I-11.

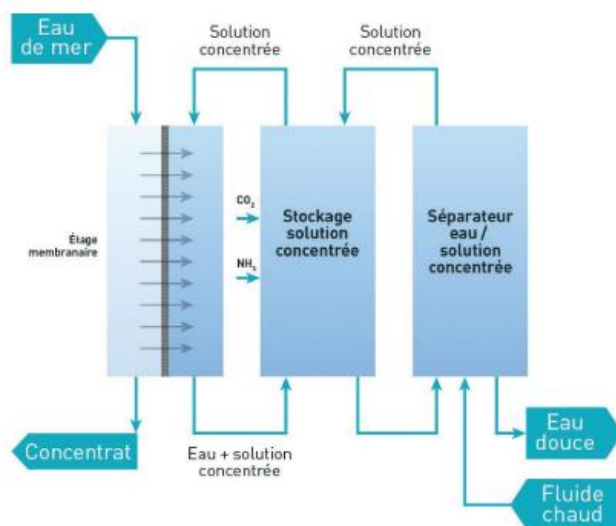


Figure I-11 : Procédé d'osmose directe [39]

Le principe d'osmose entraîne le passage de l'eau à travers la membrane vers la solution de soutirage. L'eau est ensuite séparée par un chauffage à basse température (70-80°C) entraînant la séparation de l'ammoniac et du dioxyde de carbone. Cette technique est plutôt récente et fait l'objet de peu d'applications pour le moment. Cependant, plusieurs études se montrent optimistes quant à son avenir, les principaux inconvénients étant le recyclage de la solution de soutirage et la dissolution de l'ammoniac dans l'eau [39].

I. B. 3. Comparaison des différentes techniques de dessalement

Chacune des techniques introduites dans cette première partie présentent des avantages et des inconvénients qui permettent de les sélectionner en fonction de leurs conditions et contraintes d'utilisation. Des indices de performances indicatifs sont donnés mais sont dépendants de l'échelle de production, des conditions opératoires et de la nature de l'énergie utilisée. Les différents avantages et inconvénients de chaque technique et leurs consommations énergétiques moyennes sont résumées dans le Tableau I.1. Il apparaît cependant que les procédés membranaires sont

moins énergivores que les procédés thermiques par distillation, mais ont l'inconvénient d'utiliser des technologies moins accessibles et plus onéreuses.

Tableau I.1 : Avantages, inconvénients et consommations énergétiques des différentes techniques de dessalement [23] [40][18][16][41]

Technique	Avantages	Inconvénients	Conso. ep. (kWh_{ep}.m⁻³)
MED	Peu de maintenance, investissement faible	Sensible à la corrosion	48 à 230
MED+MVC	Faible consommation d'énergie Adapté aux sites isolés	Limités aux faibles et moyennes capacités (< 5000 m ³ /jour ⁻¹)	20 à 40
MED+TVC	Faible consommation d'énergie	Sensibilité à la source de chaleur	60
MSF	Grande capacité	Sensible à l'encrassement	60 à 150
REF	Moins sensible à l'encrassement	Conditions opératoires spécifiques	70 à 90
AD	Production de froid possible	Robustesse du silica gel peu connue Peu d'applications industrielles à ce jour	40
MD	Basses températures compatibles avec un fonctionnement intermittent	Résistance de la membrane à la température	110
ED	Peu d'encrassement (inversion des pôles possible)	Faible gamme de salinité	2 à 15
RO	Grande gamme de capacité et de salinité Faible consommation d'énergie	Coût de maintenance et d'opération élevés	4 à 20

I. C. Dessalement alimenté par des énergies renouvelables

Bien que la ressource solaire soit la source d'énergie renouvelable la plus couramment utilisée pour alimenter les procédés de dessalement, elle n'est pas la seule. La ressource solaire constitue une

source de chaleur adaptée aux procédés thermiques comme la distillation. Cependant, la plupart des procédés membranaires nécessitent de l'énergie sous d'autres formes. Ces derniers peuvent être alimentés par de l'énergie électrique, thermique ou directement mécanique, offrant ainsi un large choix de possibilités quant à la ressource utilisée. La Figure I-12 présente les différentes techniques de dessalement et les sources d'énergie renouvelable qu'elles peuvent exploiter. Les procédés thermiques de distillation peuvent ainsi être alimentés en chaleur par la ressource solaire ou géothermique. L'osmose inverse et la compression mécanique de vapeur ont la particularité de pouvoir être alimentées par toutes les sources d'énergie renouvelable présentées. Cependant, si une ressource thermique ou électrique (PV) est exploitée, elle doit être convertie en énergie mécanique ou hydraulique via un cycle thermodynamique moteur (ORC) ou une pompe électrique.

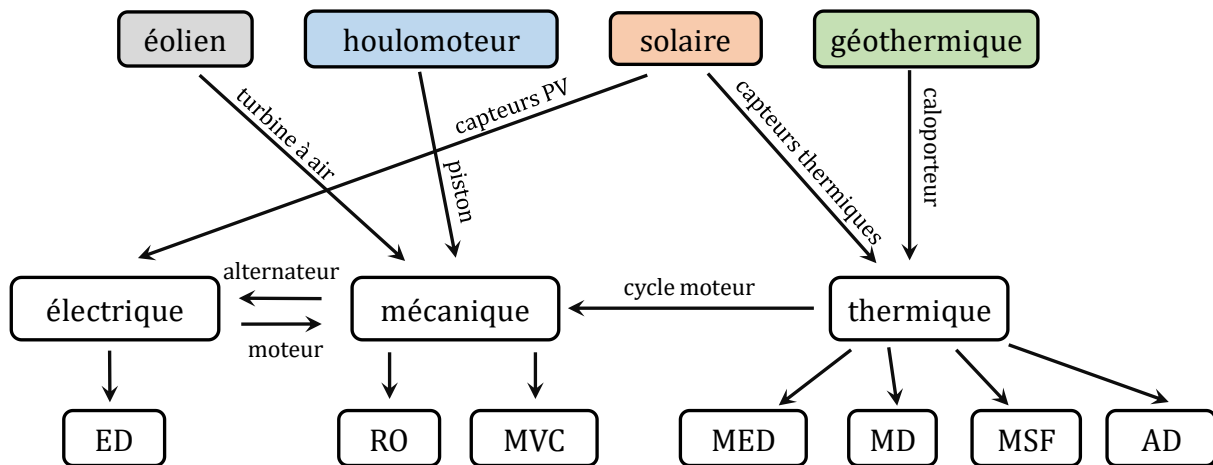


Figure I-12 : Diagramme des différentes sources d'énergies renouvelables pour le dessalement

Pour évaluer la pertinence de procédés émergents alimentés en ENR, impliquant de tels couplages énergétiques, une comparaison des aspects techniques est nécessaire.

I. C. 1. Dessalement éolien

Malgré son intermittence, l'énergie cinétique fournie par des éoliennes a l'avantage de pouvoir être utilisée directement sous sa forme mécanique, mais également d'être convertie en électricité. Cette modularité permet ainsi d'associer cette source d'énergie à de nombreux procédés de dessalement, qu'ils soient membranaires ou de distillation par compression mécanique de vapeur.

I. C. 1. a. Osmose inverse

L'électricité étant la forme d'énergie la plus couramment produite par les éoliennes, le procédé le plus couramment couplé à celles-ci est l'osmose inverse (WT-RO). La conversion électrique est la

méthode la plus utilisée pour ce type de couplage, comme par exemple l'usine de dessalement du constructeur d'éoliennes ENERCON basée en Allemagne qui permet de traiter 175 à 1400 m³.jour⁻¹ d'eau salée et 350 à 2500 m³.jour⁻¹ d'eau saumâtre pour une consommation spécifique de 2 à 2.25 kWh_{elec}.m⁻³ [42].

Un des inconvénients majeurs de ce type de couplage réside dans les fluctuations de la ressource éolienne, générant de fortes instabilités dans la production électrique qui impactent le fonctionnement des pompes et la tenue des membranes aux pics de pression résultants. Le stockage d'énergie électrique via des batteries permettrait de lisser la production électrique et d'éviter de tels pics de pression. L'étude de Parks et al., qui analyse les effets de telles fluctuations, démontre que les impacts sur les performances de la membrane peuvent ainsi être réduits par un stockage d'énergie tampon avec une régulation de la charge appropriée [43]. Richards et al. ont modélisé dans ce sens un procédé WT-RO pour le dessalement d'eaux saumâtres équipé aussi d'une batterie de super-condensateurs, et ont évalué une CES de 3.1 kWh.m⁻³ pour une productivité de 1.15 m³.jour⁻¹ [44].

Cependant, l'utilisation de batteries accroît drastiquement les coûts de production, réduisant ainsi l'intérêt économique de cette association. Ainsi, Fadigas et al. ont modélisé un procédé WT-RO pour le traitement d'eau de mer avec pressurisation directe sans conversion électrique, avec une consommation estimée à 2.8 kWh.m⁻³ [45].

Les procédés couplant osmose inverse et éolien sont cependant souvent hybridés à des sources d'énergie conventionnelles ou à des panneaux solaires photovoltaïques. La société Hatlenboer-Water a ainsi développé une unité de dessalement hybride éolien-PV (Figure I-13) de faible capacité (7 m³.jour⁻¹), avec une consommation d'environ 4 kWh_{el}.m⁻³ [46].



Figure I-13 : Unité de dessalement éolien "Drinking with the wind" développée par la société Hatlenboer-Water [46]

I. C. 1. b. Distillation à compression mécanique de vapeur (MVC)

Dans les procédés MVC, le compresseur assurant le dessalement peut également être directement alimenté par l'électricité produite par une éolienne. Bien que la distillation par compression de vapeur soit plus énergivore que l'osmose inverse, elle nécessite moins de maintenance (Cf. I. B. 1. b) et ses performances sont moins impactées par l'intermittence de la ressource [19]. Ce type de procédé détaillé Figure I-14 a été mis en application pour le traitement d'eau de mer sur les îles Rügen, dans la mer Baltique. Il permet une capacité d'environ $360 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$ avec une consommation spécifique d'environ $4 \text{ kWh}_{\text{el}} \cdot \text{m}^{-3}$ [47].

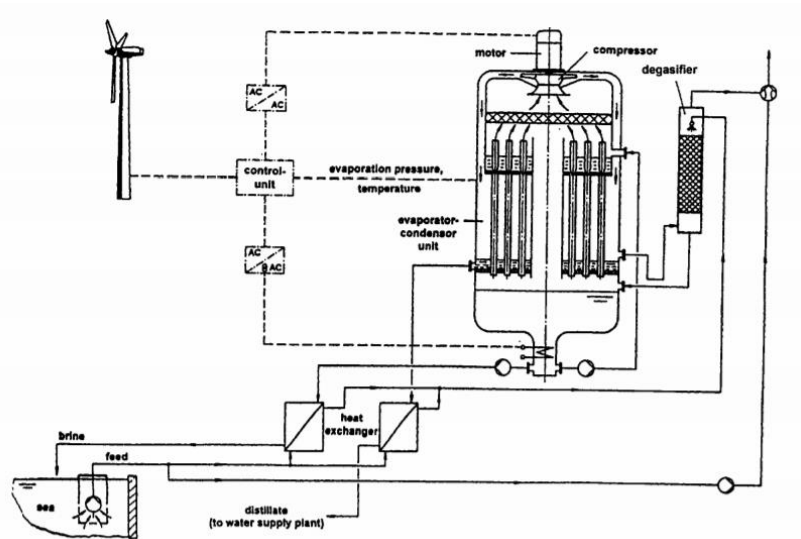


Figure I-14 : Procédé de dessalement éolien par MVC [47]

I. C. 1. c. Electrodialyse

L'électrodialyse est un procédé qui est peu impacté par les intermittences et les fluctuations de charge du fait de son alimentation électrique directe. De plus, sa compatibilité avec le courant continu permet de s'affranchir d'une conversion électrique. Si on prend également en compte sa faible consommation en énergie, ce procédé convient bien à l'usage de l'énergie éolienne pour le dessalement d'eaux saumâtres, mais pour des eaux de faible salinité.

Une expérience menée par Malek et al.[28] a prouvé la faisabilité technique d'un tel système de production sans stockage de 2 à $3 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$ par m^2 de surface de membrane avec une consommation de $3,4$ à $4 \text{ kWh}_{\text{el}} \cdot \text{m}^{-3}$. Un pilote de dessalement d'eau saumâtre ($4 \text{ g} \cdot \text{L}^{-1}$) a également été installé sur

l'île de Gran Canaria en Espagne permettant une capacité de production de 95 à 192 m³.jour⁻¹ pour une CES de 1.5 à 2.3 kWh_{el}.m⁻³ [48].

I. C. 2. Dessalement par énergie houlomotrice

L'utilisation de l'énergie des vagues (WP) présente l'avantage d'avoir un potentiel plus régulier que la plupart des sources renouvelables qui peuvent être très fluctuantes, comme le vent ou l'énergie solaire. L'exploitation de cette énergie est particulièrement adaptée en milieu insulaire ou en région côtière [49]. Cheddie et al. ont modélisé une unité de dessalement d'eau saumâtre par osmose inverse alimentée par l'énergie des vagues. Dans ce procédé, un piston est entraîné par le mouvement des vagues et assure le pompage et la pressurisation de l'eau à dessaler comme présenté Figure I-15 [50].

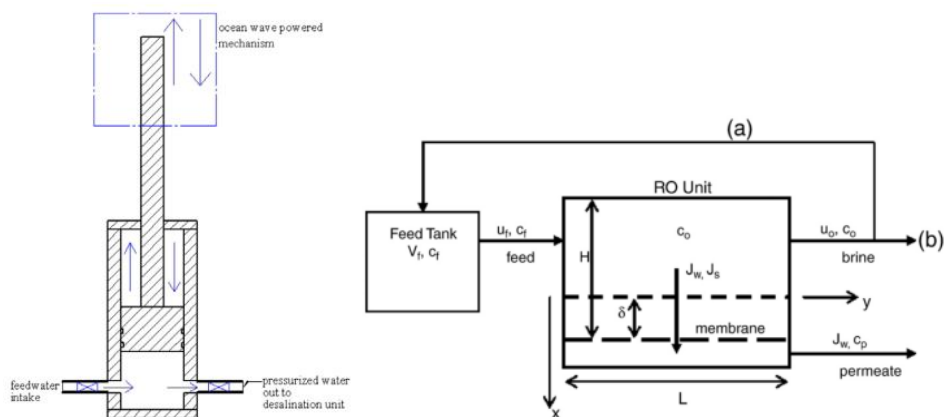


Figure I-15 : Principe du dessalement par l'énergie des vagues [50]

Ce procédé, dont la pression d'alimentation est d'allure sinusoïdale et caractérisée par une pression « crête » de 9 bars, permet une production d'eau dessalée estimée à 1 m³.h⁻¹. Sa consommation énergétique serait 12 % inférieure à un procédé similaire à pression constante induisant une productivité équivalente (3.7 bars) en diminuant les effets de couche limite diffusive au voisinage de la membrane [50].

Folley et al. ont également étudié un procédé similaire pour le dessalement d'eau de mer, mais avec une capacité plus élevée de 2500 m³.jour⁻¹. Le coût de production de l'eau a été estimé à 0.57 \$.m⁻³ et la consommation énergétique de 2 kWh.m⁻³ [51][52]. Un autre procédé de dessalement d'eau de mer pour des besoins insulaires de 300 m³.jour⁻¹ a été analysé par Corsini et al. qui ont estimé que la CES de ce procédé est de 2.4 kWh.m⁻³ [53].

I. C. 3. Dessalement Géothermique

La chaleur géothermique (GT) peut également être exploitée dans les procédés de distillation. C'est une source d'énergie stable qui permet de s'affranchir des verrous technologiques liés à la gestion des intermittences constatées dans les procédés solaires et éoliens. Un récent procédé installé en Australie utilisant l'énergie géothermique à basse température (70°C) pour alimenter une unité de dessalement par MED est présenté en Figure I-16. Ce procédé, étudié pour une capacité de production de 1000 à $3000 \text{ m}^3\cdot\text{jour}^{-1}$, conduit à un coût de production de 0.95 à $1.54 \text{ \$.m}^{-3}$ [54].

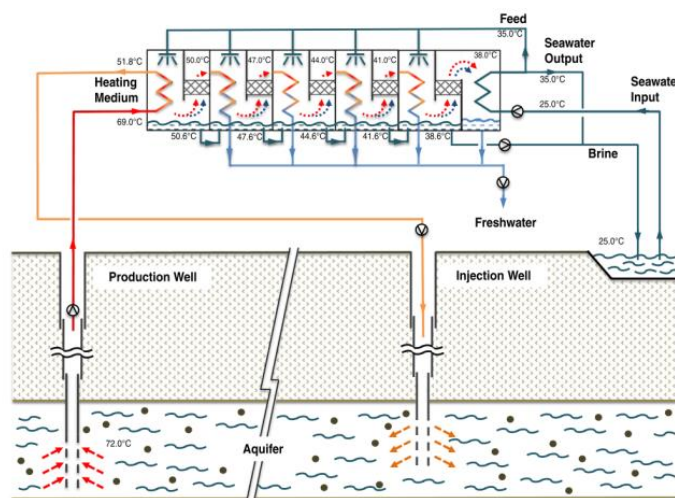


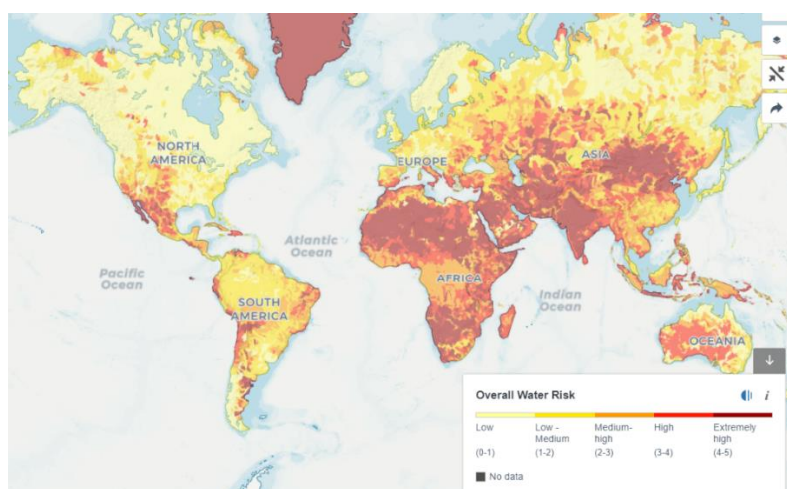
Figure I-16 : Procédé de dessalement par distillation multi-effets géothermique [54]

Loutatidou et al. ont comparé un procédé MED et un procédé RO couplé à un Cycle de Rankine Organique (ORC), tous deux alimentés par chaleur géothermique, pour le dessalement d'eau de mer avec une capacité de $30\,000 \text{ m}^3\cdot\text{jour}^{-1}$. Il s'avère que le procédé MED a un coût de production de $2.46 \text{ \$.m}^{-3}$ tandis que le procédé ORC-RO a un coût de production de $2.06 \text{ \$.m}^{-3}$, et ce malgré le coût d'investissement de l'ORC. Le procédé ORC-RO est également moins énergivore avec une CES de $4.46 \text{ kWh}_{\text{él.}}\cdot\text{m}^{-3}$ soit $12.8 \text{ kWh}_{\text{ep.}}\cdot\text{m}^{-3}$ contre $82.4 \text{ kWh}_{\text{th.}}\cdot\text{m}^{-3} + 1.93 \text{ kWh}_{\text{él.}}\cdot\text{m}^{-3}$ soit $88 \text{ kWh}_{\text{ep.}}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la MED [55].

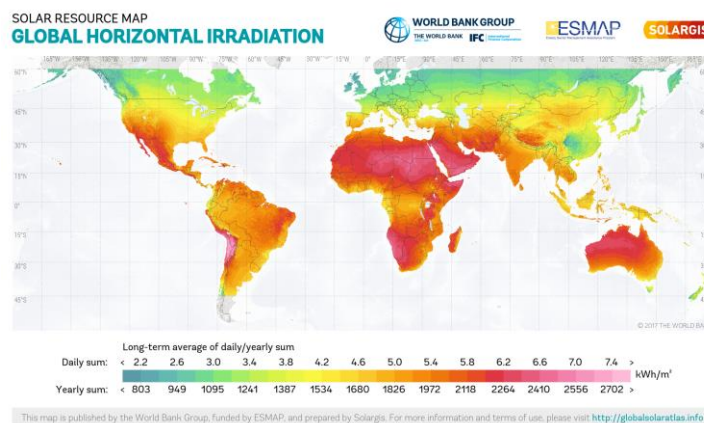
D'autre part, le principal inconvénient de la géothermie étant lié au coût de forage, Noorollahi et al. ont montré qu'il est possible de réutiliser des puits de forage pétrolier ou gazier désaffectés. Ainsi, il est possible d'exploiter de la chaleur à plus haut niveau de température, par exemple de l'ordre de 110 - 120°C pour un puits de 3860 m de profondeur [56], améliorant ainsi les performances des procédés.

I. C. 4. Dessalement solaire

La Figure I-17 présente une comparaison entre la répartition du stress hydrique (a) et de l'ensoleillement global (b). La concordance entre la répartition mondiale du stress hydrique et de la ressource solaire laisse envisager l'énergie solaire comme source d'énergie renouvelable privilégiée pour le dessalement [57]. Ces zones de correspondance se situent principalement dans les régions tropicales et équatoriales, et plus particulièrement sur l'ensemble du continent africain et en Asie.



(a)



(b)

Figure I-17 : Comparaison de la répartition mondiale du stress hydrique (a) et de l'ensoleillement global (b) [58], [59]

La ressource solaire peut être exploitée sous forme d'énergie électrique ou mécanique via une conversion photovoltaïque ou thermodynamique, ou être utilisée directement sous forme d'énergie thermique. La ressource solaire peut donc être couplée à toutes les techniques énoncées précédemment. La Figure I-18 montre l'intérêt croissant de la communauté scientifique pour les

procédés solaires de dessalement avec un diagramme recensant le nombre de publications sur le sujet au cours des 25 dernières années. On constate une augmentation exponentielle des articles dans la littérature scientifique dans lesquels figurent les mots-clés « solar energy » et « desalination ».

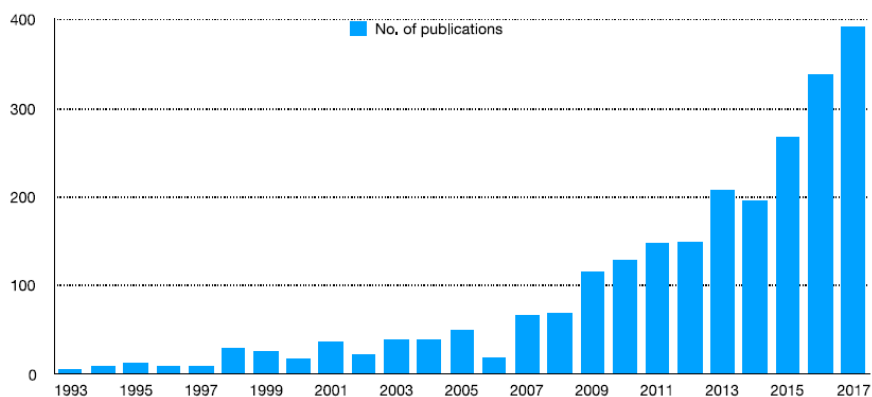


Figure I-18 : Nombre de publications scientifiques contenant les mots-clés « solar energy » et « desalination » [60]

Pour l'étude des performances des procédés solaires, la productivité spécifique journalière \dot{V}_p est un indicateur de performances particulièrement intéressant puisqu'elle représente la production journalière du procédé ramenée à la surface totale de capteurs installée. C'est un indicateur qui est donc souvent exprimé en $m^3.m^{-2}.jour^{-1}$ pour les procédés solaires.

I. C. 4. a. Distillateur solaire

Les distillateurs solaires les plus simples sont généralement des bassins à fond noir (absorbant) remplis d'eau à dessaler et recouverts par des parois en verre inclinées ou incurvées, comme schématisé Figure I-19. L'exposition prolongée au soleil provoque l'évaporation de l'eau qui se condense ensuite sur les surfaces vitrées refroidies par l'environnement. Le distillat est ainsi récupéré à la base des parois.

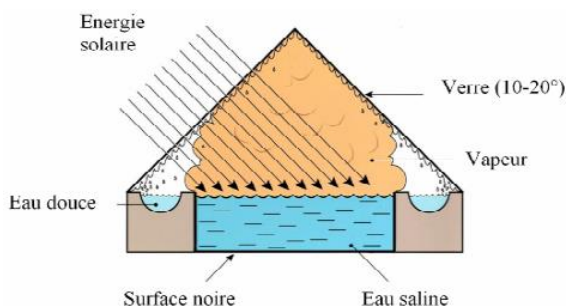


Figure I-19 : Schéma d'un distillateur solaire simple [61]

Ce type de procédé, destiné à un usage domestique, permet une production de l'ordre de $4 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$, le coût de production d'environ 10 €.m^{-3} est ainsi assez élevé du fait de sa faible productivité [61]. Sa consommation d'énergie est au moins égale à l'enthalpie de vaporisation de l'eau.

El-Sebaii et al. ont développé un distillateur solaire "actif" dans lequel l'eau salée est préalablement chauffée par des collecteurs solaires avant de subir une évaporation dans le bassin [62]. Ils ont obtenu une production journalière de 1.5 à 6.7 L.m^{-2} de capteur. Arunkumar et al. ont expérimenté un petit distillateur solaire hémisphérique avec une production de 3 L.jour^{-1} et un coût de $17 \text{ $.m}^{-3}$ [63]. Velmurugan et al. ont proposé d'améliorer le procédé en ajoutant des ailettes ou en mettant en place un matériau poreux chauffé au soleil et continuellement imbibé d'eau par capillarité. Leurs expérimentations ont montré que ces améliorations permettent d'augmenter la productivité de $1.9 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ à $2.8 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ pour un procédé avec ailettes et à $4 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ avec un matériau poreux [14].

I. C. 4. b. Distillation multi-effets

Dans les procédés de distillation multi-effets, l'énergie thermique nécessaire est fournie au niveau de l'évaporateur, comme le montre la Figure I-20. Des collecteurs ou concentrateurs solaires peuvent donc assurer cette fonction. Des panneaux photovoltaïques accessoires peuvent également être utilisés pour les systèmes nécessitant un pompage ou une régulation. Les procédés de distillation multi-effets solaires sont très répandus du fait de la bonne compatibilité de ce procédé avec l'énergie solaire thermique (ST) [23].

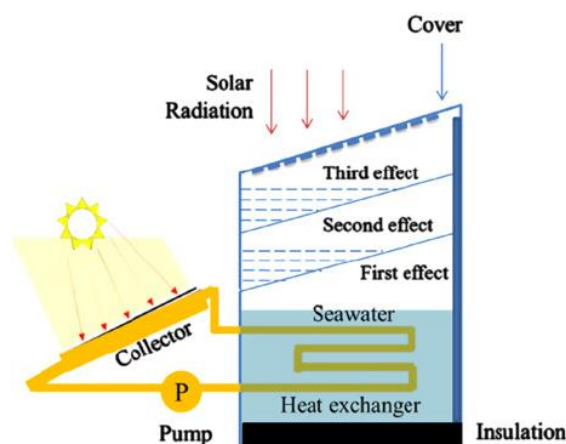


Figure I-20 : Procédé de distillation multi-effets alimenté par un collecteur solaire [34]

Lu et al. ont expérimenté un procédé de MED solaire avec une production estimée de 2.3 à 7.2 $\text{m}^3\cdot\text{jour}^{-1}$ à un prix de revient de 0.52 à 0.62 $\text{\$.m}^{-3}$ [34], ce qui est relativement faible comparé aux procédés membranaires pour cette gamme de productivité. Joo et al. ont évalué la CES d'un tel procédé de dessalement d'eau de mer d'une capacité de 3 $\text{m}^3\cdot\text{jour}^{-1}$ à 420 $\text{kWh}_{\text{th}}\cdot\text{m}^{-3}$ [64].

I. C. 4. c. Distillation multi-flash

Comme pour les procédés de distillation multi-effets, les procédés de distillation MSF nécessitent principalement de l'énergie thermique pour la vaporisation de l'eau, mais également de l'énergie électrique pour alimenter les pompes de circulation de l'eau et la pompe à vide pour mettre en dépression des cellules.

Mabrouk et al. ont expérimenté un procédé de dessalement d'eau saumâtre multi-flash alimenté par des collecteurs solaires d'une capacité d'1 $\text{m}^3\cdot\text{jour}^{-1}$ avec un prétraitement de l'eau d'alimentation par nanofiltration [65]. Les procédés de MSF solaires sont en effet dévalorisés par les coûts énergétiques des équipements auxiliaires électriques, tels que le prétraitement, la circulation de l'eau et le pompage sous vide qui ne sont pas négligeables [66].

I. C. 4. d. Distillation par compression de vapeur

La MVC peut être assurée par un compresseur consommant de l'énergie électrique produite par des panneaux photovoltaïques. Elle peut également être réalisée pour des installations de moyenne taille de manière thermique (TVC). La vapeur HP motrice peut être produite par de la chaleur à

basse température, fournie par exemple par des collecteurs solaires [18] comme représenté Figure I-21.

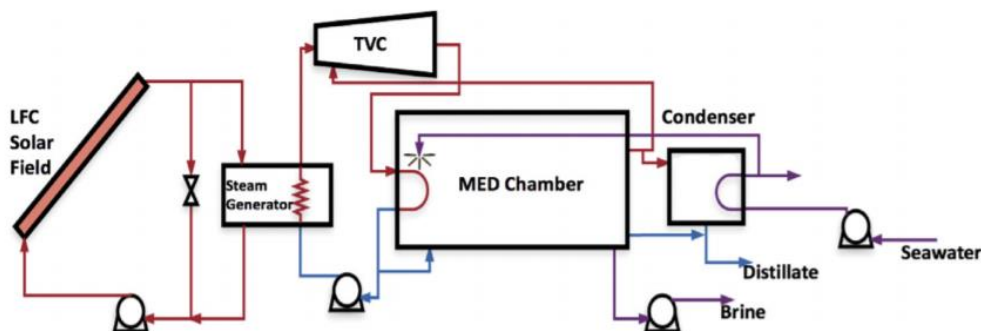


Figure I-21 : Procédé de distillation multi-effets amélioré par thermocompression solaire [67]

Sharaf et al. ont comparé deux systèmes de MED assistés respectivement par une compression mécanique (MVC) ou thermique (TVC), chacun d'entre eux étant alimentés par des collecteurs solaires ou panneaux photovoltaïques. Avec une production de $4545 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$, et une consommation d'énergie thermique fournie par le champ solaire de $87.9 \text{ kWh}_{\text{th}} \cdot \text{m}^{-3}$, le premier (MVC) présente une CES électrique de $9.68 \text{ kWh}_{\text{él}} \cdot \text{m}^{-3}$ et un coût de $2.1 \text{ \$} \cdot \text{m}^{-3}$, et le second (TVC) une CES de $2.44 \text{ kWh}_{\text{él}} \cdot \text{m}^{-3}$ et un coût de production de $1.57 \text{ \$} \cdot \text{m}^{-3}$. Ces travaux montrent ainsi qu'à production équivalente, la compression thermique offre une consommation d'énergie électrique et un coût inférieurs à ceux de la compression mécanique [18]. Elsayed et al. ont estimé le coût de l'eau produite d'un procédé MED-MVC de $1500 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$ variant de 1.63 à $1.7 \text{ \$} \cdot \text{m}^{-3}$ suivant le modèle économique utilisé et ont montré que les éléments les plus coûteux du procédé sont les unités d'évaporation [41].

I. C. 4. e. Dessalement par humidification-déshumidification multi-effets

L'humidification-déshumidification multi-effets (MEH) est une technique exclusivement solaire qui repose sur la capacité qu'a l'air à transporter la vapeur d'eau. L'eau est chauffée dans un collecteur solaire puis circule dans un évaporateur à ruissellement. L'air, alors en convection naturelle ou forcée, s'humidifie au contact de l'eau s'évaporant. La vapeur d'eau transportée alors par l'air est condensée et récupérée sous forme de distillat lorsque l'air humide traverse le condenseur refroidi par l'eau salée à traiter. Le principe de fonctionnement de cette technique est présenté dans la Figure I-22.

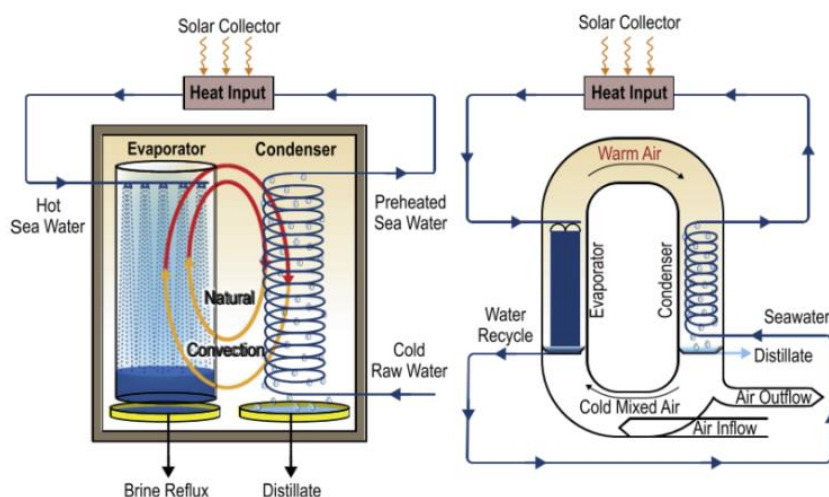


Figure 1-22 : Procédé de dessalement par humidification-déshumidification [16]

Les avantages de ce type de système résident dans sa large gamme de production et la simplicité technologique impliquant des coûts d'installation et d'opération modérés. La possibilité d'utiliser une source d'énergie basse température (85°C) est également un atout [16].

Hamed et al. ont expérimenté un procédé MEH solaire de 22 L.jour⁻¹ avec un coût de 58 \$.m⁻³ [68]. Chafik a étudié un procédé de 10 m³.jour⁻¹ avec 5000 m² de collecteurs avec un coût de production variant entre 21 et 31 \$.m⁻³ [69]. Ces performances sont plus faibles que les procédés de dessalement conventionnels (MED, RO...) du fait de la faible capacité de production de ces procédés. Zamen et al. ont montré expérimentalement qu'un procédé à deux étages d'humidification permet d'augmenter la productivité d'environ 40 % [70].

I. C. 4. f. Dessalement par adsorption

Les procédés d'adsorption nécessitent une source chaude basse température (<120°C) pour désorber la vapeur ainsi qu'un système de pompage sous vide pour améliorer la productivité. Ils peuvent donc être couplés à des collecteurs solaires thermiques et hybridés avec une production d'électricité comme l'éolien ou le photovoltaïque. Le dessalement solaire par adsorption est une technologie peu coûteuse au fonctionnement avec une maintenance réduite [71].

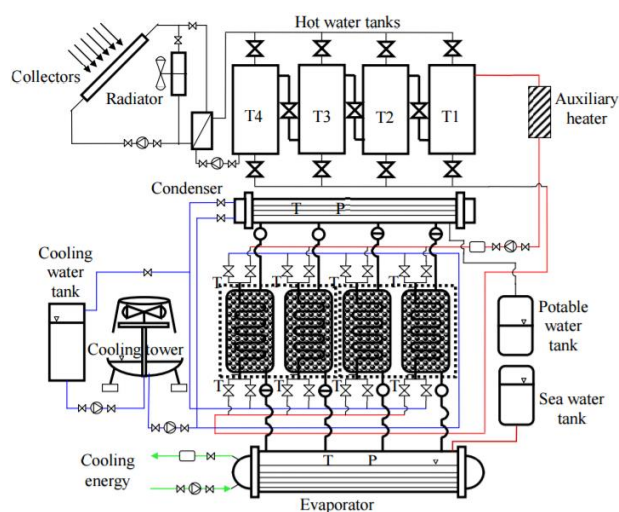


Figure I-23 : Procédé d'adsorption assisté par des collecteurs solaires [72]

Un procédé d'adsorption à basse température a été étudié par K. Ng et al et est présenté Figure I-23. D'une capacité de $7.7 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$, il permet une consommation totale de $38.38 \text{ kWh}_{\text{ep}} \cdot \text{m}^{-3}$ avec 425 m^2 de capteurs plans [72].

I. C. 4. g. Électrodialyse

L'utilisation de la ressource solaire pour l'électrodialyse s'effectue par l'intermédiaire des panneaux photovoltaïques (PV-ED). Le procédé d'électrodialyse étant peu sensible aux variations de charge, l'alimentation photovoltaïque directe sans stockage est possible comme l'ont démontré Ortiz et al.. Ils ont modélisé une unité de dessalement par PV-ED et ont estimé une consommation de 0.9 à $1.7 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ et un coût de 0.17 à $0.32 \text{ €} \cdot \text{m}^{-3}$ pour une production annuelle de 5000 m^3 avec ce procédé [73]. Ishimaru a également évalué un procédé PV-ED d'une capacité de $200 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$ avec une CES de $1.92 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ [74]. Bian et al. ont étudié un procédé d'électrodialyse inverse solaire (voir I. B. 2. a) avec une capacité de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$ pour une CES de $1.55 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ [75]. Ce sont globalement des procédés peu coûteux et peu énergivores, mais pour des gammes de salinités restreintes inférieures à $10 \text{ g} \cdot \text{L}^{-1}$.

I. C. 4. h. Distillation membranaire

La faisabilité de la distillation membranaire couplée à l'énergie solaire a été bien étudiée puisque cette technologie a également la particularité, à l'instar de l'électrodialyse, de bien s'adapter aux

intermittences de la ressource [76]. Bien que la distillation membranaire solaire soit le plus souvent couplée à des collecteurs solaires thermiques, certains systèmes comme l'unité de dessalement de Aqaba en Jordanie, sont aussi couplés à des panneaux solaires photovoltaïques pour alimenter les pompes de circulation du caloporteur des collecteurs solaires et de l'eau à dessaler [23].

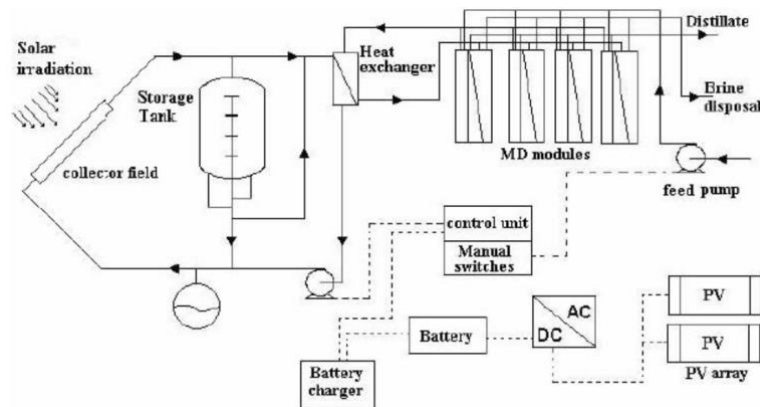


Figure I-24 : Procédé de distillation membranaire hybride couplé à des collecteurs solaires et des panneaux PV [31]

Banat et al. estiment le coût de production d'une unité compacte de 100 L.jour^{-1} à $15 \text{ \$.m}^{-3}$ et celui d'une unité plus importante de 500 L.jour^{-1} à $18 \text{ \$.m}^{-3}$, ce dernier et plus important car le taux de remplacement de la membrane est plus élevé (débits plus élevés). Ce calcul de coût a montré que le coût de production est fortement impacté par la durée de vie de la membrane (de 1 à 7 ans) et du procédé (de 10 à 30 ans) [77]. Fath et al. ont évalué un procédé MD hybride alimenté par des collecteurs solaires thermiques et des panneaux PV avec une productivité de $11.2 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ et une CES de $7.25 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ [78].

I. C. 4. i. Procédé d'osmose inverse couplé à des panneaux photovoltaïques

Le couplage Photovoltaïque-Osmose inverse (PV-RO) est très utilisé pour les petites installations du fait de la modularité de ces deux technologies et de la chute du prix des panneaux photovoltaïques [79]. La majeure partie de ces procédés utilisent des batteries pour stocker l'énergie, comme l'ont expérimenté Alghoul et al. sur un procédé qui permet de produire $5 \text{ m}^3.\text{jour}^{-1}$ à partir d'eau saumâtre avec une consommation de $1.1 \text{ kWh}_{\text{méc.}}.\text{m}^{-3}$ et un coût d'investissement d'environ 20 000 \$ [80], induisant un coût de production qui peut être évalué à environ $2 \text{ \$.m}^{-3}$.

De plus en plus de recherches s'orientent sur des procédés s'affranchissant de stockage électrique, motivées par la réduction du coût et de l'impact écologique importants des batteries. C'est le cas d'une étude numérique de Thomson et al. sur un procédé de traitement d'eau de mer utilisant une

pompe Clark permettant une production moyenne de $3 \text{ m}^3 \cdot \text{jour}^{-1}$ avec une consommation d'énergie spécifique de $3.5 \text{ kWh}_{\text{él.}} \cdot \text{m}^{-3}$ ($1.8 \text{ kWh}_{\text{méc.}} \cdot \text{m}^{-3}$) et un coût de production de $2.8 \text{ \$} \cdot \text{m}^{-3}$ [81]. La société française Mascara-NT a également développé un procédé PV-RO de traitement de l'eau de mer sans stockage électrique détaillé Figure I-25 [82]. L'électricité produite fait directement fonctionner une pompe haute pression au fil du soleil pour pressuriser l'eau de mer. Le coût estimé de ce type d'installation est inférieur à $2 \text{ \$} \cdot \text{m}^{-3}$ pour une consommation de $2.5 \text{ kWh}_{\text{él.}} \cdot \text{m}^{-3}$ [82].

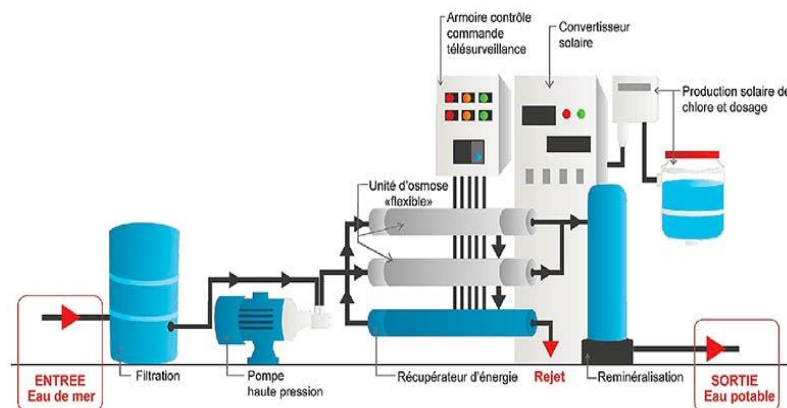


Figure I-25 : Schéma de principe de l'OSMOSUN de la société Mascara [82]

Les procédés PV-RO sans batteries ont cependant l'inconvénient de fonctionner sur des périodes de la journée plus courtes, correspondant aux plages d'irradiation permettant de fournir une puissance supérieure au seuil de déclenchement des pompes haute pression. A cela s'ajoute l'augmentation du colmatage des membranes due au biofouling, à savoir le développement d'organismes (microalgues,...), lorsque le système est à l'arrêt, obligeant alors une mise en circulation de l'eau douce dans la membrane [83].

I. C. 4. j. Procédé d'osmose inverse couplé à des collecteurs solaires thermiques

L'énergie solaire thermique (ST) basse température pourrait constituer une solution aux problématiques d'intermittences dans les procédés alimentés directement par panneaux photovoltaïques ou éoliennes. En effet, l'inertie thermique des collecteurs solaires thermiques et leur couplage avec un cycle moteur rend les technologies ST moins sensibles aux fluctuations de la ressource.

Le cycle moteur le plus couramment utilisé pour convertir de l'énergie solaire thermique basse température est le Cycle de Rankine Organique (ORC). Ces machines sont principalement composées d'un évaporateur et d'un condenseur, d'une pompe et d'une turbine, comme schématisé

Figure I-26, et dans lesquels circule un fluide de travail organique. C'est alors la détente du fluide de travail dans la turbine qui, couplée à une motopompe, permet de fournir le travail hydraulique nécessaire à la pressurisation de l'eau qui alimente le module d'osmose inverse. Les procédés d'osmose inverse couplés avec un ORC sont de plus en plus étudiés, comme le montrent plusieurs pilotes expérimentaux en Grèce, aux Etats-Unis, en France, en Egypte, ... [84][85].

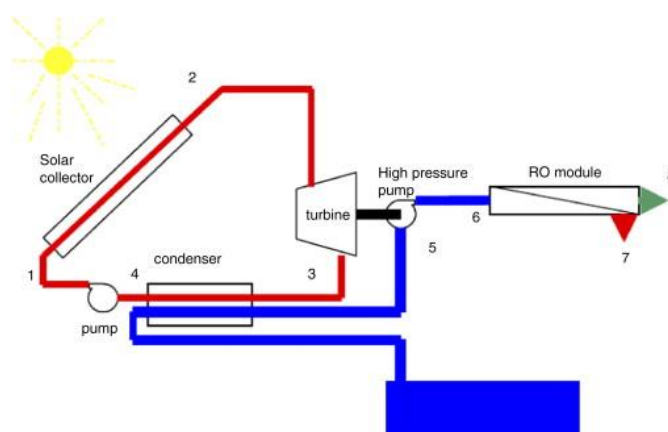


Figure I-26 : Osmose Inverse alimentée par un ORC relié à une pompe haute pression [85]. 1 : Fluide de travail entrant dans le caloporteur, 2 : Fluide de travail à pression et température maximum, 3 : Vapeur détendue, 4 : Fluide de travail condensé, 5-6 : Eau à traiter, 7 : Rétentat, 8 : Perméat

Un tel procédé (ORC-RO) pour le traitement de l'eau de mer ayant une productivité de 1.3 à 2.55 $\text{m}^3.\text{jour}^{-1}$ a été expérimenté par Manolakos et al. pour une CES d'environ $2.35 \text{ kWh}_{\text{méc.}}.\text{m}^{-3}$ et un coût de production de $0.6 \text{ \$.m}^{-3}$ [84].

Le couplage ORC-RO pose cependant la question des nombreux rendements de conversion permettant de convertir l'énergie thermique en travail utile hydraulique. Cette transformation s'effectue par l'intermédiaire de conversions successives thermique-mécanique-électrique puis électrique-mécanique-hydraulique. C'est dans cet objectif de s'affranchir de ces pertes par conversion que A. Attia a étudié un procédé décrit sur la Figure I-27. Dans ce cas, l'unité d'osmose inverse est alimentée par l'eau directement pressurisée par un piston, lui-même actionné par un fluide organique évaporé dans un concentrateur solaire [86].

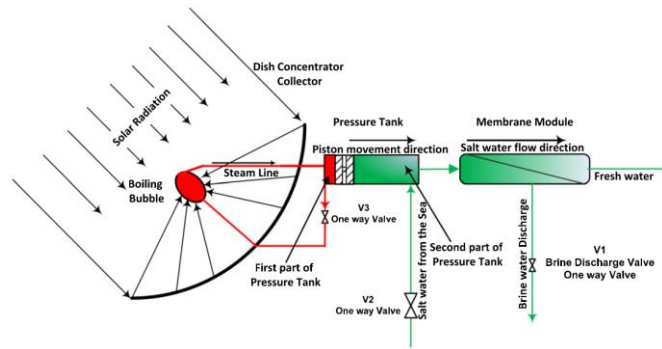


Figure I-27 : Procédé d'osmose inverse directement alimenté par un collecteur solaire à concentration [86]

D'après cette étude théorique, un tel système permettrait de produire $55 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ à partir d'eau de mer, et 200 à $1800 \text{ L.m}^{-2}.\text{jour}^{-1}$ à partir d'eau saumâtre, avec des consommations énergétiques respectivement de $204 \text{ kWh}_{\text{méc.}}.\text{m}^{-3}$ et 2 à $37 \text{ kWh}_{\text{méc.}}.\text{m}^{-3}$ [86]. De même, pour réduire l'impact de ces rendements de conversion, Igobo et al. ont également expérimenté un ORC particulier où la détente du fluide de travail est utilisée pour actionner un piston et mettre l'eau sous pression. Ce procédé, alimenté par une source de chaleur basse température ($90\text{-}70^\circ\text{C}$), permettrait de produire $13 \text{ m}^3.\text{jour}^{-1}$ à partir d'eau saumâtre, avec une consommation d'énergie spécifique estimée à $0.34 \text{ kWh}_{\text{méc.}}.\text{m}^{-3}$ avec un rendement de cycle 7.7% soit $4.85 \text{ kWh}_{\text{th.}}.\text{m}^{-3}$ [87]. Ces travaux étudient un couplage avec de la chaleur fatale industrielle plutôt qu'une source ST.

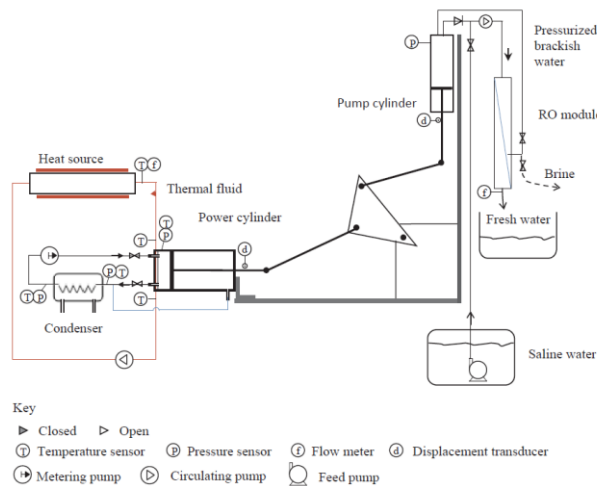


Figure I-28 : Procédé ORC-RO alimenté par de la chaleur basse température [87]

Une étude similaire fait état d'un procédé dans lequel la détente du fluide de travail est directement exploitée dans un cylindre à piston mobile. L'expérience a montré une CES de $45 \text{ kWh}_{\text{th.}}.\text{m}^{-3}$ pour une productivité de 1.27 L.h^{-1} pour une salinité de 1.1 g.L^{-1} (pression haute de 2.2 bars) [88].

I. C. 5. Analyse technico-économique des procédés exploitant une ressource ENR

Une analyse des aspects technico-économiques des différents procédés de dessalement alimentés par des énergies renouvelables est nécessaire afin d'évaluer la pertinence d'un nouveau procédé et son environnement optimal d'utilisation.

La Figure I-29 montre la répartition des différents procédés de dessalement alimentés en fonction de l'énergie renouvelable exploitée.

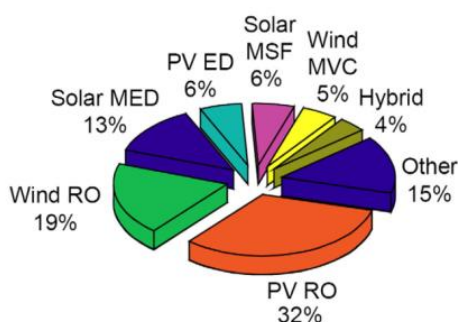


Figure I-29 : Répartition des différents procédés de dessalement par énergies renouvelables [19]

On notera que l'énergie solaire est la source la plus largement utilisée, alimentant près de 60 % des procédés renouvelables, du fait de la coïncidence entre les régions à stress hydrique important et les zones de fort ensoleillement (Cf. I. C. 4). Par ailleurs, les procédés utilisant l'osmose inverse représentent plus de 50 % des procédés de dessalement renouvelables. Ce diagramme confirme le fort intérêt actuel pour les procédés membranaires et leur couplage à l'énergie solaire.

La Figure I-30 représente la consommation en énergie primaire et le coût de production de l'eau dessalée des procédés les plus courants. On peut ainsi observer que les procédés d'osmose inverse ont une consommation énergétique les plus faibles avec un coût de production inférieur à celui des procédés de distillation MSF et MVC. La limite thermodynamique pour le dessalement (Thermodynamic limit of desalting) est le travail idéal à fournir pour dessaler l'eau, en l'occurrence l'eau de mer. Les consommations en énergie primaire sont ici calculées en fonction des moyens de conversion permettant d'obtenir l'énergie sous la forme requise par le procédé.

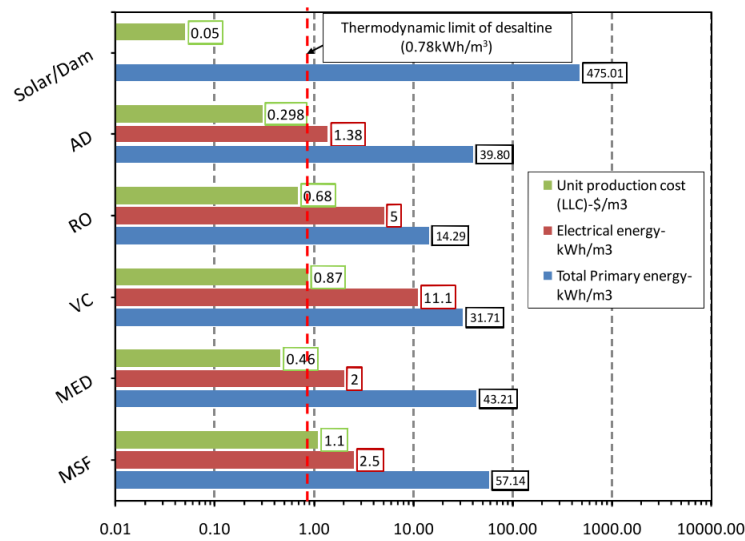


Figure I-30 : Histogramme présentant les consommations spécifiques électrique et primaire ainsi que le coût de production d'eau pour les différents procédés [89]

Les procédés de dessalement exploitant une ressource renouvelable peuvent finalement être classés en deux catégories : les procédés nécessitant une source d'énergie thermique d'un côté, et ceux nécessitant une source d'énergie mécanique ou électrique de l'autre. Une distinction est nécessaire étant donné la différence de qualité et de potentiel d'utilisation de ces énergies de natures différentes. En effet, les procédés thermiques semblent consommer davantage d'énergie que les procédés mécaniques et électriques, il est donc peu pertinent de conclure sur la qualité et les performances de ces deux catégories de procédés uniquement en se basant sur les consommations d'énergie finale exploitée par chacun d'eux. Une comparaison plus pertinente doit prendre en compte la manière et l'efficacité avec laquelle ces énergies finales consommées sont produites, c'est-à-dire la consommation d'énergie primaire renouvelable (ENR).

La Figure I-31 présente les capacités de production de ces procédés. On constate que les distillateurs solaires simples sont plutôt utilisés pour les petites installations, tandis que la MSF à l'inverse offre une grande productivité. L'osmose inverse est par contre adaptée à toutes les échelles de production.

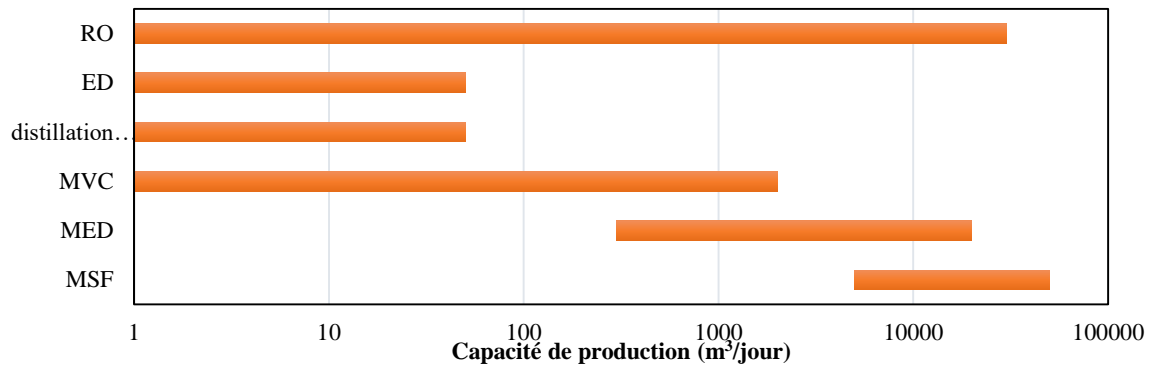


Figure I-31 : Gammes d'application des principaux procédés (à partir des données de [90],[20])

Le Tableau I.2 regroupe les performances et caractéristiques des dispositifs précédemment énumérés et décrits dans la littérature scientifique. La production journalière, la consommation d'énergie spécifique et le coût de production spécifique sont présentés lorsque ceux-ci sont annoncés par les auteurs. Lorsque la productivité spécifique journalière n'est pas mentionnée par leurs auteurs, elle peut néanmoins être évaluée pour les procédés solaires par l'équation (I.2) à partir de la consommation énergétique spécifique CES en considérant un rendement de conversion solaire η_{cap} de 60 % pour un collecteur thermique, et de 15% pour un panneau photovoltaïque, avec une ressource solaire moyenne journalière \bar{G} de 6 kWh.m⁻².jour⁻¹. Ces productivités spécifiques ainsi estimées sont signalées d'un astérisque dans le Tableau I.2.

$$\dot{V}_p = \frac{\bar{G} \cdot \eta_{cap}}{CES} \quad (I.2)$$

Les CES sont ici présentées en énergie renouvelable disponible (kWh_{ENR}.m⁻³), cette donnée est calculée dans les différentes études à partir du rendement de conversion du procédé. Pour les collecteurs et les panneaux photovoltaïques, les rendements ont été considérés aux valeurs définies ci-dessus. Le coefficient de performance des éoliennes a été supposé à 60 % (Cp moyen d'une éolienne 3 pales). Pour les ORC, un rendement de Carnot a été calculé, et le rendement du cycle est défini à 50 % de celui-ci s'il n'est pas défini par les auteurs.

Les procédés de dessalement les plus étudiés et décrits dans la littérature sont les procédés membranaires d'osmose inverse et d'électrolyse. Ils sont alimentés essentiellement par des panneaux photovoltaïques et les procédés de distillation multi-effets sont alimentés par des collecteurs solaires. Il apparaît que les procédés membranaires sont beaucoup plus utilisés pour traiter des eaux saumâtres que de l'eau de mer plus salée. Il existe encore trop peu de données de performances pour les procédés éoliens et houlomoteurs, en particulier pour le traitement d'eaux saumâtres.

Tableau I.2 : Récapitulatif des procédés de dessalement renouvelables répertoriés

Ref.	Date	Source	Technique	Surface (m ²)	Productivité (m ³ .jour ⁻¹)	Productivité spécifique (l.m ⁻² .jour ⁻¹)	CES (kWh _{ENR} .m ⁻³)	Coût (€.m ⁻³)	Salinité (g.l ⁻¹)	Gamme Salinité
[86]	2012	CSP	RO	1	1.8	1800	2	-	5	BW
[54]	2017	GT	MED	-	1000	-	-	1.54	42	SW
[55]	2015	GT+ORC	RO	-	30000	-	55.8	2.06	42	SW
[75]	2018	PV	ED	57.5	10	174	10.3	0.73	2	BW
[74]	1994	PV	ED	500	200	400	12.8	-	1.5	BW
[48]	2001	PV	ED	-	95	413*	15.5	-	3	BW
[48]	2001	PV	ED	-	192	649*	9.9	-	3	BW
[73]	2008	PV	ED	4	15	3750	11.3	0.32	5	BW
[91]	2002	PV	RO	300	1	3.333	34.8	3.73	2	BW
[92]	2002	PV	RO	-	3	274.3*	23.3	2.8	40	SW
[93]	2015	PV	RO	-	1.15	309.6*	20.7	-	5.5	BW
[82]	2019	PV	RO	150-210	30	384*	16.7	2	35	SW
[94]	2003	PV	RO		1.5	695.6*	9.2	3.6	3.5	BW
[80]	2016	PV	RO	10 à 20	5	872.7*	7.3	2	2	BW
[89]	2011	ST	AD	270	7.7	28.5	38	-	40	SW
[95]	2003	ST	distillation	-	-	20	-	-	2.1	BW
[64]	2013	ST	MED	512	3	5.8	410.7	-	-	SW
[55]	2015	GT	MED		30000	43.7*	87.9	2.46	35.5	SW
[96]	1998	ST	MED	1862	85	45.6	602.0	-	55	SW
[18]	2011	ST	MED	100000	5000	50	203.0	-	42	SW

Tableau I.3 : Récapitulatif des procédés de dessalement renouvelables répertoriés (suite)

Ref.	Date	Source	Technique	Surface (m ²)	Productivité (m ³ .jour ⁻¹)	Productivité spécifique (l.m ⁻² .jour ⁻¹)	CES (kWh _{ENR} .m ⁻³)	Coût (€.m ⁻³)	Salinité (g.l ⁻¹)	Gamme Salinité
[54]	2017	ST	MED	-	2870	-	-	0.95	42	SW
[97]	2004	ST	MEH	5000	10	2	-	25	-	SW
[68]	2015	ST	MEH	2	0.022	11	327	58	-	BW
[18]	2011	ST	TVC	9.5e4	4545	48	182	1.57	46	SW
[84]	2009	ST+ORC	RO	216	2	10	200	0.5	43	SW
[98]	1981	ST+ORC	RO	384	50	130	9.4	-	2	BW
[99]	2014	ST+ORC	RO	166	30	181	47.6	-	-	SW
[87]	2018	ORC	RO	-	13	-	4.4	-	4	BW
[77]	2008	ST+PV	MD	-	0.1	-	-	15	1	BW
[77]	2008	ST+PV	MD	-	0.5	-	-	18	1	BW
[53]	2014	WP	RO	-	300	-	4.9	-	-	SW
[52]	2009	WP	RO	-	2500	-	3.4	0.57	37	SW
[47]	1999	WT	MVC	-	360	-	45	-	10	BW

CSP : Solaire concentré (Concentrated Solar Power)

GT : Géothermie

ST : Solaire Thermique

ORC : Organic Rankine Cycle

PV : Photovoltaïque

WP : Houlomoteur (Wave Power)

WT : Eolien (Wind Turbine)

La répartition de la consommation d'énergie spécifique (CES) en fonction de la productivité journalière est représentée dans la Figure I-32 pour des procédés membranaires RO, ED et MVC appliqués au traitement d'eaux saumâtres. Elle montre que la CES électrique ou mécanique reste globalement inférieure à $4 \text{ kWh}_{\text{eq}} \cdot \text{m}^{-3}$. On peut également observer une légère tendance à la baisse lorsque la productivité journalière augmente. Il existe malheureusement trop peu de procédés thermiques appliqués aux eaux saumâtres dans la littérature pour faire une comparaison pertinente. Il apparaît également que les procédés photovoltaïques d'électrodialyse permettent de balayer une large gamme de production journalière. On constate par ailleurs que les procédés d'osmose inverse pour le dessalement d'eaux saumâtres de grandes capacités de production sont peu étudiés dans la littérature scientifique.

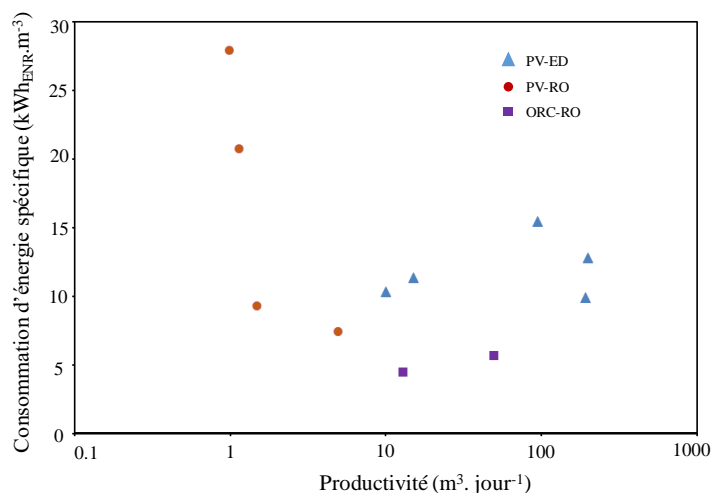


Figure I-32 : Consommation spécifique des différents procédés mécaniques et électriques de dessalement d'eaux saumâtres en fonction de leur capacité de production

La productivité journalière spécifique des procédés solaires mentionnée au Tableau I.2 est représentée sur la Figure I-33 en fonction de la salinité de l'eau traitée. Il apparaît que les procédés d'osmose inverse solaires ont des productivités spécifiques plus élevées pour le traitement d'eaux saumâtres que pour le traitement d'eau de mer. Cela s'explique par des conditions de fonctionnement requises plus contraignantes en pression pour le dessalement d'eau de mer que pour l'eau saumâtre. La productivité spécifique des procédés de distillation est peu sensible à la salinité puisque la chaleur latente de vaporisation de l'eau change peu avec sa salinité, mais elle est globalement bien plus faible que celle des procédés membranaires.

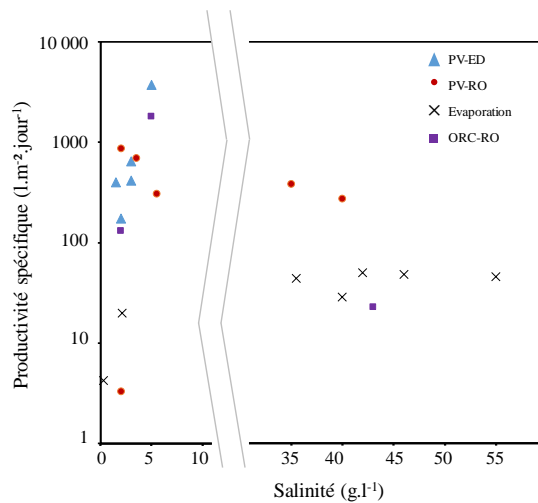


Figure I-33 : Productivité spécifique journalière des procédés de dessalement solaire en fonction de la salinité de l'eau à traiter

Le coût de production spécifique des procédés de dessalement renouvelable en fonction de la salinité entrante et de la capacité de production du procédé est représenté sur la Figure I-34. Elle montre que la salinité de l'eau d'alimentation semble avoir peu d'influence sur le coût de production, il apparaît cependant que les procédés de plus grande capacité ont tendance à présenter un coût spécifique de production plus faible.

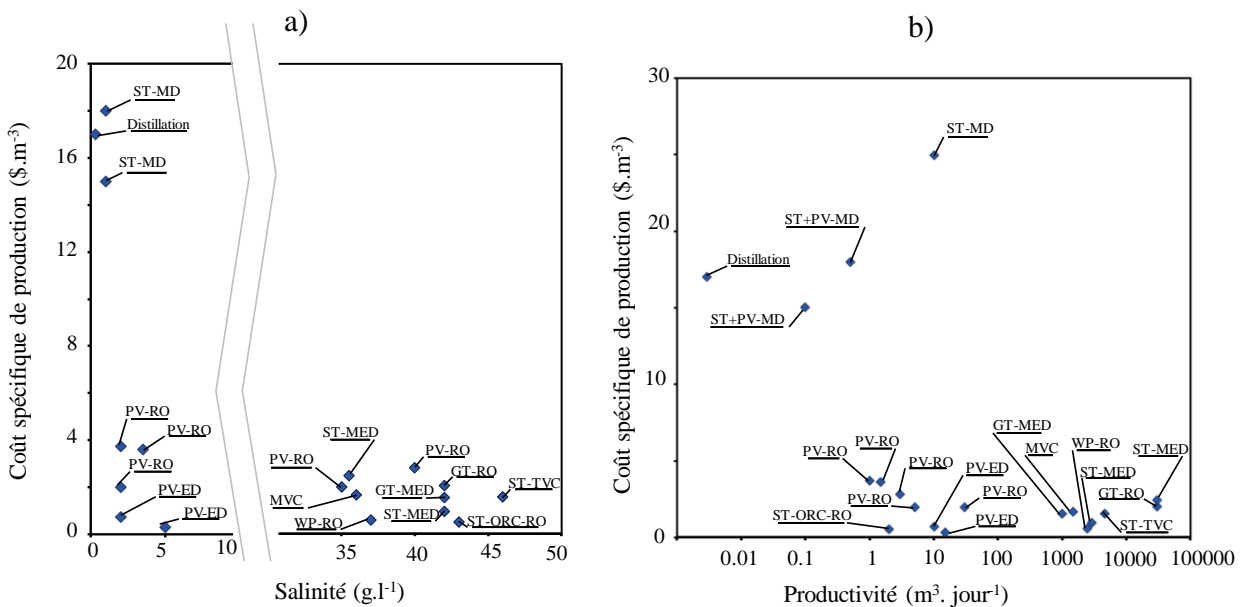


Figure I-34 : Coût de production spécifique des procédés ENR de dessalement a) en fonction de la salinité de l'eau à traiter, b) en fonction de la capacité de production

La Figure I-35 montre l'évolution du coût de production des procédés de dessalement renouvelables au cours des années. Le coût moyen des procédés de distillation étudiés est plus faible sur les 5 dernières années d'étude, on observe également une diminution légère du prix des procédés RO.

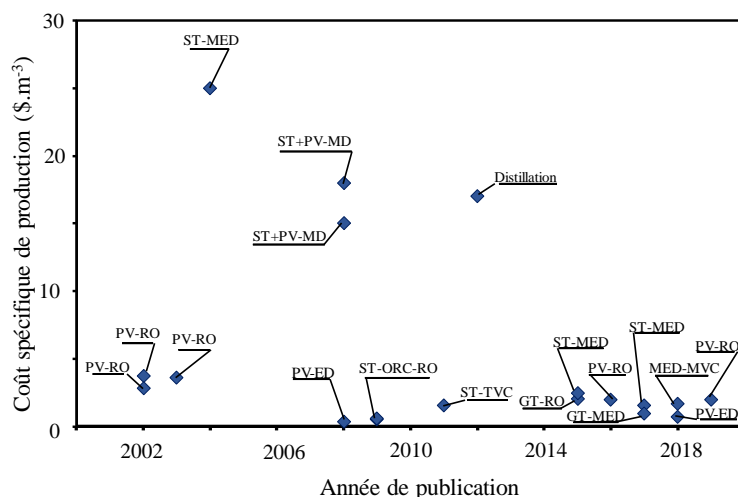


Figure I-35 : Coût spécifique de production des procédés en fonction de l'année de publication de leurs études

Cette analyse des données issues de la bibliographie a permis en premier lieu de déterminer les paramètres influençant les performances et le coût des procédés de dessalement renouvelables, et en second lieu d'identifier les différentes gammes de performances et d'utilisation des différentes techniques couplées à diverses sources d'énergie renouvelable.

I. D. Conclusion

Les différentes techniques de dessalement ont été présentées dans ce chapitre et développées selon les mécanismes de séparation mis en œuvre et la nature de l'énergie requise. Les avantages et inconvénients de chaque technique ont été discutés, et des indications de consommation énergétique et de coût sont précisées. Il apparaît que les procédés de distillation ont une CES plus importante que les procédés membranaires, bien que les plus courants comme la MED et la MSF peuvent voir leurs performances améliorées par la mise en œuvre de récupérations internes d'énergie.

De nombreux procédés de dessalement renouvelables ont été analysés lors de cette étude bibliographique préliminaire. Il s'avère que le nombre de couplages possibles entre un procédé de dessalement et une ressource d'énergie renouvelable est important. Certains procédés, tels que les

procédés membranaires d'osmose inverse, peuvent ainsi être couplés aux quatre sources d'énergie renouvelable principales, à savoir l'énergie éolienne, l'énergie houlomotrice, l'énergie solaire et la géothermie, mais nécessitent dans certains cas des conversions d'énergie supplémentaires.

Les procédés de dessalement alimentés par des énergies renouvelables recensés dans cette étude ont ensuite été comparés et leurs performances analysées. On relève ainsi que les procédés membranaires mécaniques ou électriques de traitement d'eaux saumâtres ont une CES généralement inférieure à $30 \text{ kWh}_{\text{ENR}} \cdot \text{m}^{-3}$, qui a tendance à diminuer pour des productivités croissantes du procédé.

Les procédés solaires de dessalement ont été évalués en fonction de leur productivité journalière spécifique, et il apparaît que les procédés membranaires sont plus efficaces pour des faibles salinités. Une analyse du coût de production montre également que les procédés de grandes capacités permettent un coût de production spécifique plus faible.

La comparaison et l'analyse des procédés existants de dessalement exploitant une ressource d'énergie renouvelable met en lumière l'intérêt des procédés d'osmose inverse, a priori plus économes en énergie et avec une très large gamme d'application, bien que cette technologie ait un coût de maintenance plus élevé. Quelques procédés d'osmose inverse exploitant l'énergie solaire thermique ont été déjà étudiés et annoncent des performances intéressantes. L'un des verrous majeurs de ce type d'association énergétique réside dans la chaîne de conversion énergétique entre l'énergie solaire thermique et l'énergie mécanique à fournir à l'eau à traiter. Il est donc nécessaire de réduire les dégradations énergétiques liées à cette conversion afin d'optimiser les performances d'un tel procédé solaire en termes de productivité et de coût de production de l'eau douce.

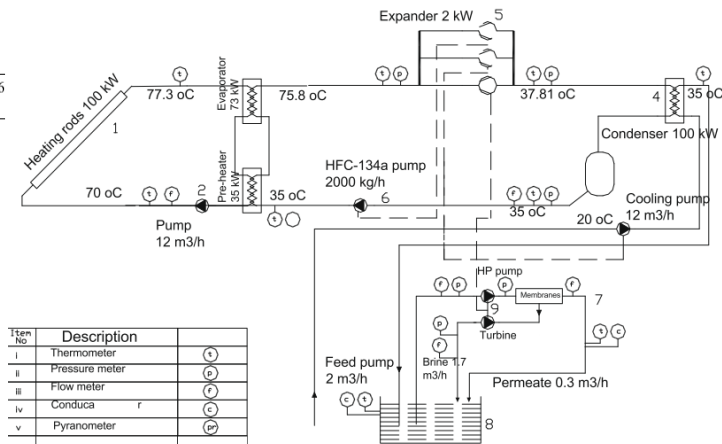
Chapitre II - Le procédé thermo-hydraulique

II. A. Introduction

L'état de l'art réalisé dans la précédente section montre que de nombreuses possibilités de couplage entre des procédés de dessalement et des énergies renouvelables sont possibles. Il apparaît également que la technique d'osmose inverse est la technique de dessalement la plus répandue, et qu'il existe une bonne adéquation entre les besoins en dessalement et la ressource solaire au niveau mondial. Les problèmes associés à l'utilisation de capteurs photovoltaïques pour le dessalement par osmose inverse sont liés à la nécessité de mettre en œuvre un stockage électrique. La nécessité du stockage provient de l'intermittence de la ressource solaire, entraînant des coûts de maintenance élevés, compte tenu de la faible durée de vie du stockage électrique. Le fonctionnement au fil du soleil de telles installations de dessalement par osmose inverse, couplées à une ressource solaire photovoltaïque, présente actuellement des verrous technologiques qui ne sont pas encore totalement levés. Cette étude se concentre sur une alternative proposée à cette problématique. Elle consiste à coupler le procédé d'osmose inverse à un Cycle de Rankine Organique (ORC) solaire. L'utilisation d'un ORC permet en effet de convertir l'énergie thermique issue de collecteurs solaires en énergie mécanique, nécessaire à la pressurisation de l'eau salée. Un tel couplage serait moins sensible à l'intermittence solaire et présenterait une faible consommation énergétique. Les premières expérimentations menées par Manolakos et al. en 2009 ont cependant conduit à de faibles performances et des consommations spécifiques importantes, estimées entre 200 et 300 kWh_{ENR}.m⁻³ pour une salinité de 43 g.L⁻¹ [84]. Les performances et le schéma de ce procédé sont présentés dans la Figure II-1. La consommation énergétique est essentiellement induite par des pertes par conversion thermodynamique, le cycle ayant un rendement compris entre 0.73 et 1.17 %. A ces pertes s'ajoutent des pertes par transmission mécanique entre la turbine de l'ORC (rendement de 14 %) et la pompe de pressurisation de l'eau à traiter.

Characteristic values of critical quantities.

	8th June 2006 (cloudy day)	27th June 2006 (sunny day)
Total heat produced from the collectors (kW h)	387.7	511.2
Total mechanical energy consumed by the HFC-134a feed pump (kW h)	0.79	1.63
Total mechanical energy produced from the expander (kW h)	2.83	5.98
Total expansion energy (kW h)	19.24	21.0
Average efficiency of the expander (%)	14.7	28.5
Total quantity of desalinated water (m ³)	1.28	2.55
Total seawater quantity (m ³)	7.05	12.2
Average seawater recovery (%)	18.2	20.9
Average Rankine engine efficiency (%)	0.73	1.17
Average specific mechanical energy consumption (kW h/m ³)	2.21	2.34
Average value of specific heat consumption (kW h/m ³)	302.9	200.5



(a)

(b)

Figure II-1 : Performances (a) et schéma (b) d'un procédé de dessalement d'eau de mer ORC-RO [84]

Pour s'affranchir de cette chaîne de conversion, préjudiciable aux performances du procédé de dessalement solaire, un nouveau concept de procédé de dessalement par osmose inverse alimenté par une source solaire thermique est actuellement étudié au laboratoire PROMES, et fait l'objet de 2 brevets [100], [101]. Le concept de ce procédé est de convertir l'énergie thermique directement en énergie hydraulique par un cycle moteur thermo-hydraulique afin de s'affranchir des pertes par transmission et d'accroître la productivité du système.

Afin d'établir un pré-dimensionnement de ce procédé et d'en évaluer ses performances globales, une première analyse avec une approche quasi-statique a été menée. Cette étude a ainsi donné lieu à un premier dimensionnement et une analyse préliminaire de sensibilité des performances aux conditions opératoires. Ainsi, l'objectif de ce chapitre est de présenter ce procédé thermo-hydraulique solaire de dessalement d'eaux saumâtres par osmose inverse, de décrire son principe de fonctionnement, de réaliser un pré-dimensionnement et d'analyser les performances obtenues avec une étude simplifiée considérant un fonctionnement quasi-stationnaire.

II. B. Présentation du procédé

Le procédé qui fait l'objet de cette étude est composé des sous-ensembles suivants :

- ♦ **un cycle moteur** di-therme alimenté par une source de chaleur basse température,
- ♦ **deux cylindres de transfert** pour la pressurisation de l'eau à traiter,

- ♦ un module de dessalement d'eaux saumâtres par osmose inverse,
- ♦ un dispositif de récupération de l'énergie hydraulique.

Ces sous-ensembles sont schématisés dans la Figure II-2.

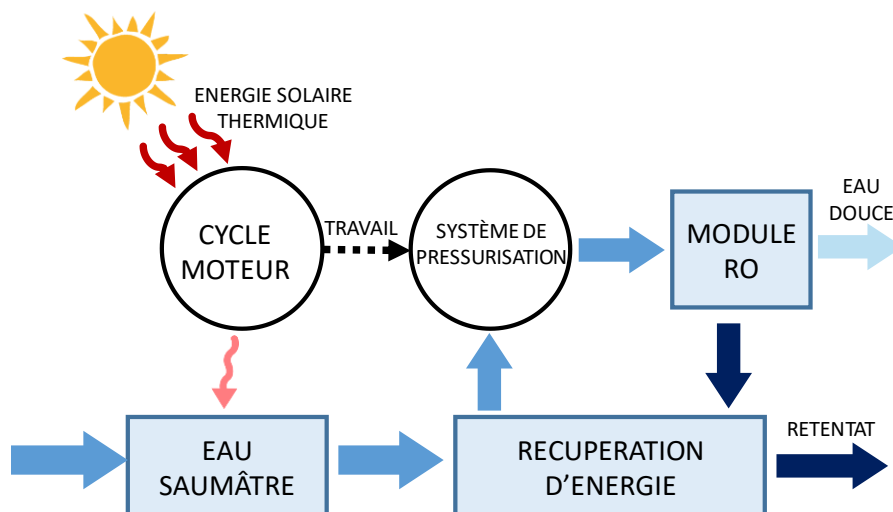


Figure II-2 : Schéma blocs du procédé thermo-hydraulique de dessalement d'eaux saumâtres

Le cycle moteur est composé d'un évaporateur alimenté par la source chaude solaire et d'un condenseur refroidi par l'eau saumâtre alimentant le procédé. La circulation du fluide de travail dans ce cycle est assurée par un vérin hydraulique double effet à deux chambres. Le rôle du cycle moteur est de convertir la chaleur fournie au système en travail d'expansion et de détente, permettant, via des cylindres de transfert, la pressurisation hydraulique directe de l'eau saumâtre nécessaire au fonctionnement de la membrane d'osmose inverse. L'énergie hydraulique du rétentat à la sortie de la membrane est récupérée par un vérin hydraulique symétrique double effet à trois chambres pour assurer d'une part le pompage de l'eau à traiter, et d'autre part le remplissage du cylindre de transfert. Ce cycle moteur a donc un fonctionnement comparable à celui d'un ORC, à la différence que la détente s'effectue directement dans le réservoir de transfert, et que la pressurisation du fluide de transfert liquide du condenseur vers l'évaporateur est réalisée par un second vérin hydraulique double effet alimenté par la vapeur haute pression de l'évaporateur. Le procédé global est schématisé dans la Figure II-3.

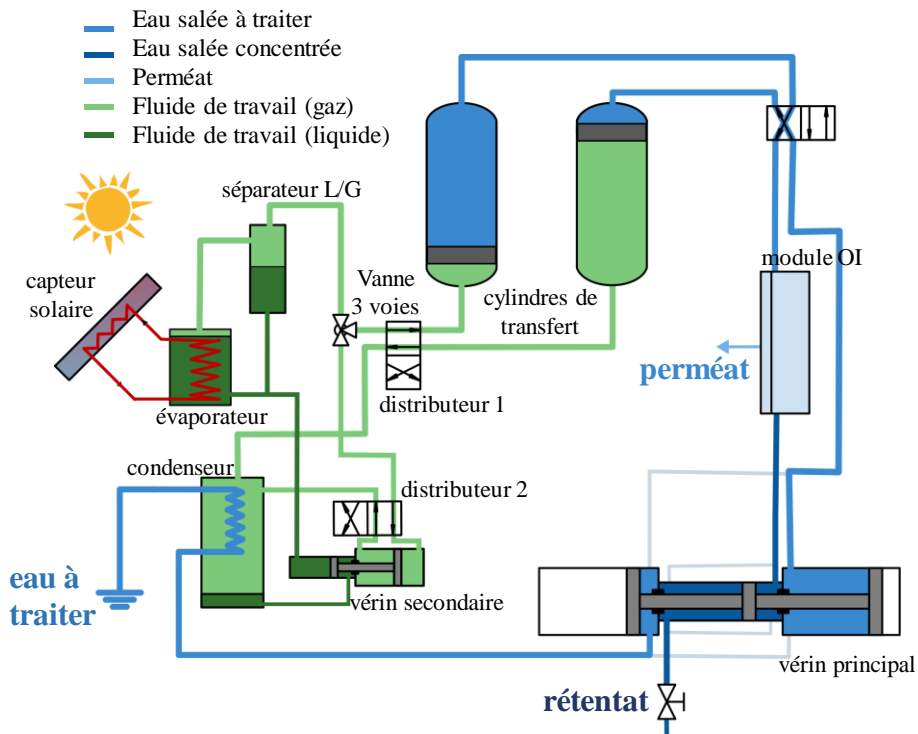


Figure II-3 : Schéma détaillé du procédé thermo-hydraulique

II. B. 1. Le module d'osmose inverse

Le module membranaire présenté Figure II-4 est composé d'une membrane d'osmose inverse pour le traitement d'eaux saumâtres, alimentée en eau salée à haute pression par le cylindre de transfert. Le module membranaire comprend deux sorties d'eau : une sortie d'eau salée plus concentrée, le rétentat ou concentrat, encore à haute pression, et une sortie d'eau dessalée, le perméat, recueilli à pression atmosphérique pour un éventuel post-traitement non abordé dans cette étude.

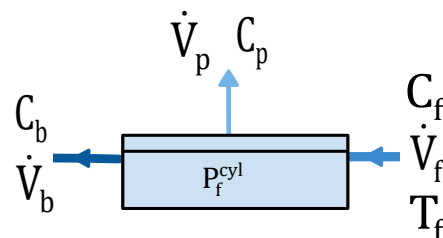


Figure II-4 : Schématisation et grandeurs d'entrée et de sortie de la membrane d'osmose inverse

II. B. 2. Le cycle moteur

Dans le cycle moteur qui s'apparente à un cycle organique de Rankine, l'évaporateur est entièrement rempli de fluide de travail sous forme de liquide saturé, et est alimenté en énergie thermique par un capteur solaire plan. L'énergie solaire collectée est transférée à l'évaporateur à une température variant de 40 à 90°C par un fluide caloporteur dont le débit est réglé à une valeur définie de l'ordre de 50 L.h⁻¹.m⁻². La vapeur générée par l'évaporateur est acheminée dans un réservoir tampon (ou séparateur Liquide/Vapeur, L/V) situé à un niveau supérieur et contenant du fluide de travail à l'état liquide et vapeur. Une vanne permet de transférer le gaz sous pression de ce séparateur vers le cylindre de transfert.

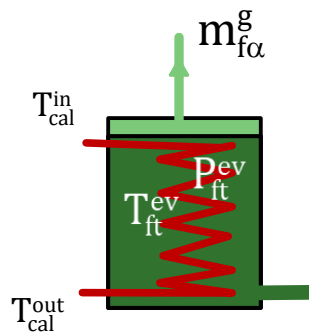


Figure II-5 : Schématisation et grandeurs d'entrée et de sortie de l'évaporateur

Le condenseur est entièrement rempli de fluide de travail à l'état vapeur, et le liquide condensé est transféré dans un réservoir situé à un niveau inférieur. Le condenseur est refroidi par l'eau saumâtre à dessaler entrante dans le procédé à une température variant dans une gamme de 10 à 30 °C.

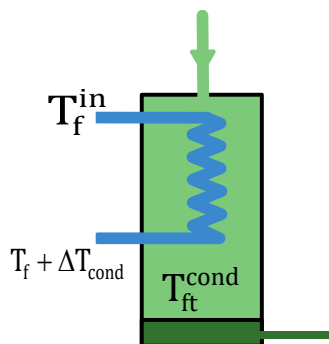


Figure II-6 : Schématisation et grandeurs d'entrée et de sortie du condenseur

Lorsque le niveau de liquide dans la bouteille de mélange est inférieur à un seuil limite, le vérin hydraulique secondaire remplit ce dernier de fluide de travail à l'état liquide en provenance du

réservoir de liquide du condenseur. Ce vérin est actionné par de la vapeur haute pression provenant de l'évaporateur. La chambre du vérin qui reçoit la vapeur est plus grande que celle dans laquelle est contenue le liquide. La surface du piston moteur étant donc plus importante que celle du piston récepteur, l'équilibre des forces est respecté et le piston peut alors se mettre en mouvement pour assurer la circulation du liquide.

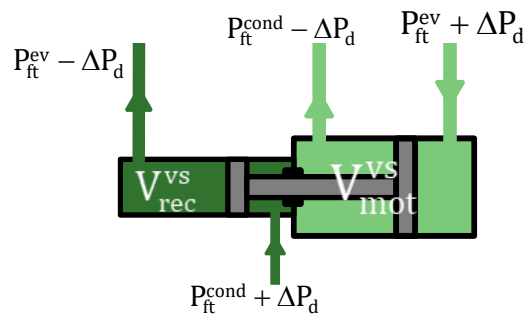


Figure II-7 : Schématisation et grandeurs d'entrée et de sortie du vérin secondaire

II. B. 3. Les cylindres de transfert

Les cylindres de transfert sont des réservoirs dans lesquels l'eau et le fluide de travail sont séparés physiquement par une paroi mobile ou élastique (piston, membrane ou vessie déformable, ...) et sont schématisés Figure II-8.

Dans un premier temps, la vapeur provenant de l'évaporateur remplit peu à peu le cylindre de transfert, initialement rempli d'eau à traiter à basse pression. Ce réservoir "hydropneumatique" se pressurise peu à peu à la pression correspondante à celle de l'évaporateur et transmet cette pression via la paroi mobile à l'eau saumâtre. L'eau salée de ce réservoir sous haute pression alimente alors la membrane d'osmose inverse.

Dans un second temps, lorsque le cylindre est complètement rempli de vapeur et vidé en eau saumâtre, le processus est inversé en connectant le cylindre au condenseur et en procédant au remplissage en eau saumâtre à traiter via la vérin hydraulique principal. Au fur et à mesure que le cylindre se remplit en eau, la vapeur à basse pression est expulsée vers le condenseur jusqu'à ce qu'il ne reste plus que l'eau à traiter dans le cylindre.

Le procédé est composé de deux cylindres de transfert en opposition de phases (lorsque l'un est rempli d'eau à traiter, l'autre est rempli de vapeur de fluide de travail) pour permettre un fonctionnement continu du procédé, leurs rôles sont ainsi inversés à la fin de chaque demi-cycle.

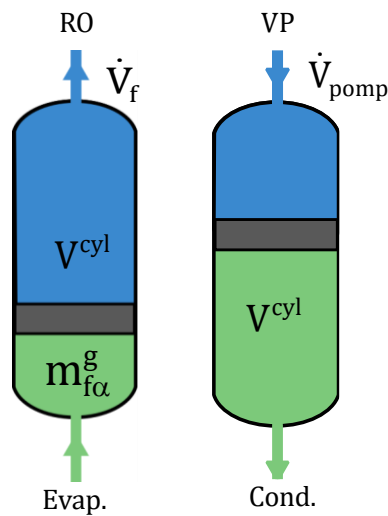


Figure II-8 : Schématisation et grandeurs d'entrée et de sortie des cylindres de transfert durant la phase de pressurisation et la phase de remplissage

II. B. 4. Le vérin principal

Le vérin principal est composé de trois pistons comme le montre la Figure II-9. Un piston moteur est actionné par le rétentat encore sous pression à la sortie de la membrane, solidaire de deux pistons récepteurs assurant alternativement l'aspiration de l'eau saumâtre pour l'un, et pressurant l'eau saumâtre alimentant le cylindre de transfert connecté au condenseur pour l'autre. Le vérin est conçu de manière symétrique, c'est-à-dire avec le piston moteur au centre, solidaire de deux pistons récepteurs aux extrémités, pour assurer l'égalité des volumes balayés par les pistons dans les deux sens de déplacement. Les surfaces des pistons récepteurs sont supérieures à celle du piston moteur pour que l'équilibre des forces soit respecté, compte tenu des pressions et volumes différents balayés par les pistons.

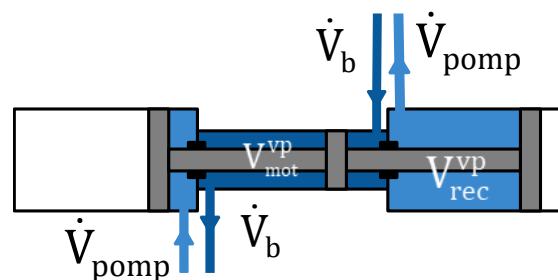


Figure II-9 : Schématisation et grandeurs d'entrée et de sortie du vérin principal

II. C. Principe de fonctionnement

Le fonctionnement de ce procédé est basé sur le cycle thermodynamique suivi par le fluide de travail et se caractérise par une alternance de demi-cycles composés de deux phases principales qui s'enchaînent tout au long du fonctionnement du procédé.

II. C. 1. Première phase : phase alpha

La première phase est une phase de pressurisation à pression quasi-constante du cylindre de transfert n°1 (Figure II-10). La vanne qui sépare le séparateur L/V et le cylindre de transfert n°1 est ouverte, ainsi le fluide de travail à l'état de vapeur haute pression est transféré dans le cylindre de transfert n°1 au fur et à mesure de son évaporation. L'eau salée contenue dans ce cylindre de transfert, alors sous haute pression, est envoyée dans la membrane d'osmose inverse. En sortie du module d'osmose inverse, le rétentat à haute pression pressurise la chambre motrice du vérin principal, actionnant ainsi le piston moteur et les pistons récepteurs solidaires. Ces derniers vont d'une part pomper l'eau à traiter par aspiration dans une des chambres réceptrices, et d'autre part remplir le cylindre de transfert n°2 en eau salée qui était contenue dans la seconde chambre réceptrice (remplie au cycle précédent). Le second cylindre se remplissant d'eau, le fluide de travail à l'état vapeur basse pression qu'il contenait initialement est transféré vers le condenseur pour subir une condensation. Le liquide condensé est alors accumulé dans un réservoir positionné en partie inférieure du condenseur, en attente d'un transfert vers l'évaporateur réalisé par le vérin secondaire.

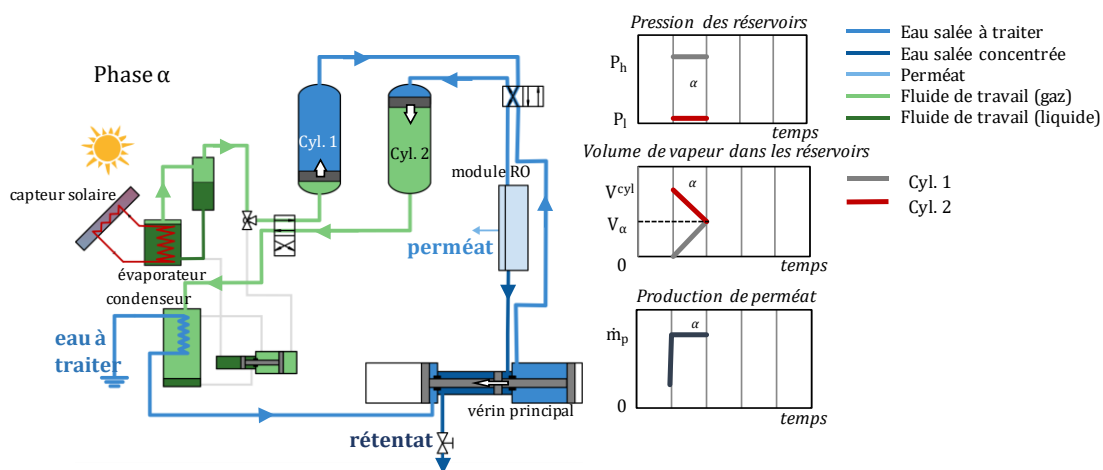


Figure II-10 : Schéma de fonctionnement du procédé durant la phase alpha et diagrammes des pressions et volumes de vapeur dans les cylindres et du débit de perméat

II. C. 2. Seconde phase : phase beta

Lors de la seconde phase (Figure II-11), la connexion entre l'évaporateur et le cylindre de transfert n°1 est coupée par fermeture de la vanne. La vapeur haute pression contenue dans le cylindre se détend jusqu'à ce que ce dernier soit rempli de vapeur et vide en eau. Durant cette phase, l'eau saumâtre alimente la membrane avec une pression décroissante permettant une production de perméat tant que la pression reste supérieure à la pression osmotique. Le rétentat continue de remplir la chambre motrice du vérin principal et assure ainsi le pompage de l'eau salée et le remplissage du second cylindre jusqu'à l'atteinte de la fin de course du piston.

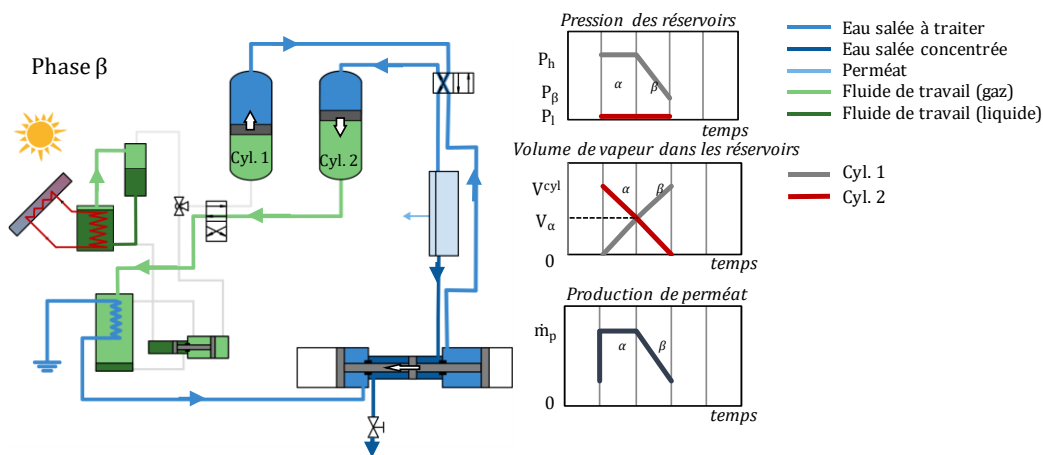


Figure II-11 : Schéma de fonctionnement du procédé durant la phase β et diagrammes des pressions et volumes de vapeur dans les cylindres et du débit de perméat

À la fin de cette seconde phase beta, le premier cylindre est complètement rempli de vapeur ainsi détendue à une pression finale appelée pression fin beta P_{β} , le second cylindre est rempli d'eau saumâtre à traiter, et le vérin principal est en fin de course. Le rôle des cylindres de transfert est alors inversé en actionnant les distributeurs des alimentations des cylindres en vapeur et du vérin principal en eau. Le demi-cycle est alors terminé et un autre commence immédiatement jusqu'à réaliser un cycle complet de fonctionnement. Tout au long du cycle, le débit de rétentat à la sortie du vérin principal est maintenu constant afin d'assurer une vitesse de déplacement des pistons constante.

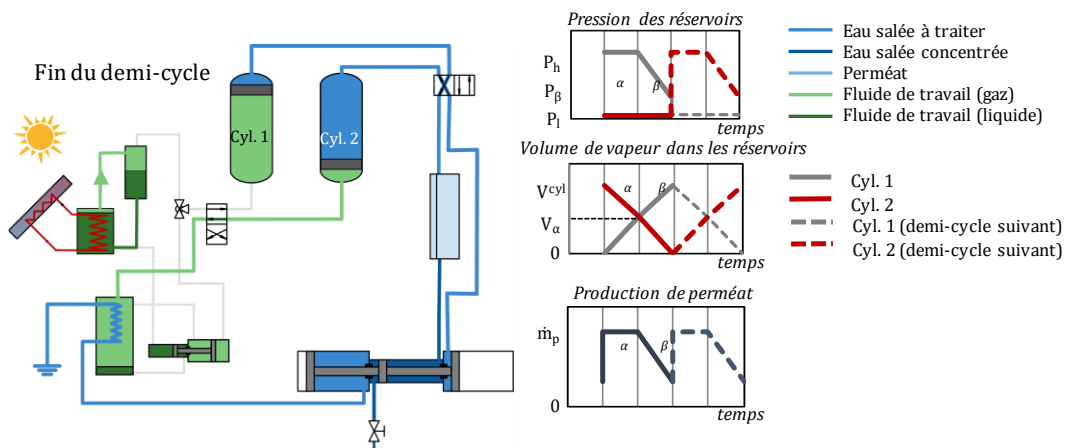


Figure II-12 : Schéma du procédé à la fin du demi-cycle et diagrammes des pressions et volumes de vapeur dans les cylindres et du débit de perméat

II. C. 3. Phase de remplissage

Indépendamment de ces deux phases alpha et beta, une troisième phase dite de remplissage est nécessaire afin de maintenir un fonctionnement correct du cycle moteur, en particulier de l'évaporateur. En effet, celui-ci se vide progressivement au cours des cycles, et il est donc nécessaire d'y maintenir un niveau correct de fluide de travail liquide pour assurer une production continue de vapeur. Ce remplissage est réalisé par le vérin secondaire qui permet quant à lui de transférer et pressuriser le fluide de travail à l'état liquide du condenseur (à basse pression) vers l'évaporateur (à haute pression). Cette phase est schématisée Figure II-13.

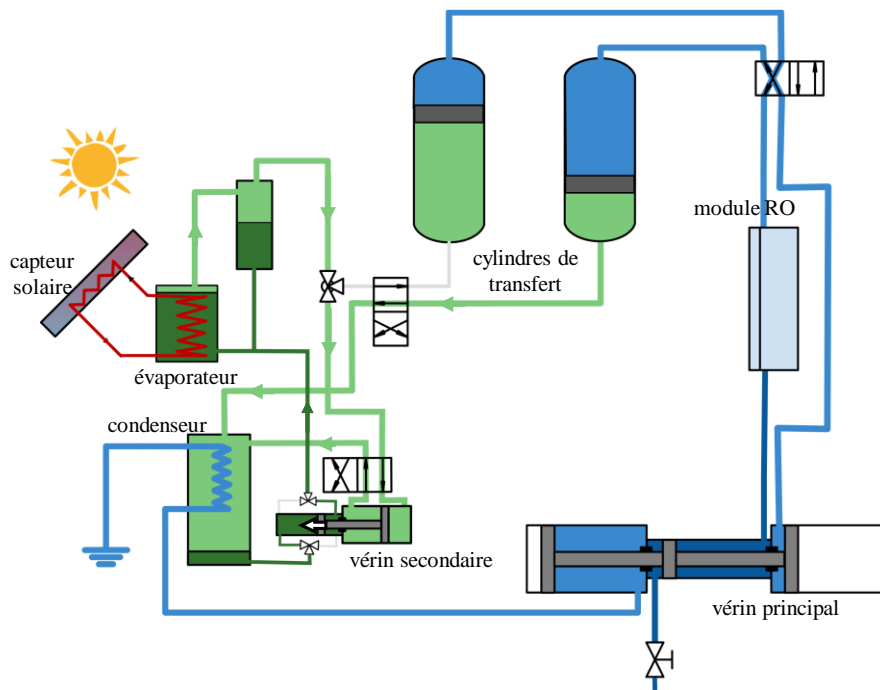


Figure II-13 : Schéma de principe de la phase de remplissage du procédé

La chambre de vérin moteur est alimentée par le fluide de travail à l'état vapeur à haute pression soutiré à la bouteille séparatrice de l'évaporateur. Le piston de la chambre réceptrice, de diamètre inférieur, permet de pomper le fluide de travail liquide du condenseur et de le pressuriser à une pression supérieure à la pression de l'évaporateur. Le soutirage de la vapeur HP pour l'alimentation de ce vérin est activé via une vanne lorsque le niveau de liquide dans la bouteille de mélange de l'évaporateur est inférieur à une certaine limite basse et est désactivé lorsque que le niveau atteint une valeur haute.

II. C. 4. Problématiques scientifiques liées à la gestion cyclique du procédé

L'architecture de ce procédé tel que présenté doit ainsi permettre un fonctionnement continu et autonome du cycle thermodynamique en assurant une récupération de l'énergie hydraulique du rétentat. Cependant, le caractère cyclique de fonctionnement du procédé soulève des problématiques particulières liées d'une part à la gestion et au contrôle du procédé, et d'autre part au dimensionnement des composants soumis à de fortes variations des conditions opératoires.

En effet, le procédé présenté dans ce chapitre est soumis à des instationnarités à diverses échelles :

- D'une part au niveau de la ressource énergétique, l'énergie solaire thermique, par définition variable qui est convertie en travail hydraulique par le cycle moteur. Cette variabilité (à l'échelle

de la journée) et son intermittence (à une échelle infra horaire) impliquent un comportement dynamique complexe de l'évaporateur et impactent le fonctionnement du cycle moteur thermodynamique. En effet, le fonctionnement au fil du soleil implique un impact probable sur la dynamique de pressurisation de l'évaporateur. La source de chaleur étant variable, la puissance fournie à l'évaporateur varie donc au cours de la journée, impliquant une variation de la pression et de la température d'évaporation. Pour répondre à cette problématique, une modélisation dynamique est mise en place pour étudier les impacts de ces variations de conditions opératoires sur les cycles et donc sur les performances globales du procédé. Une étude de sensibilité est également nécessaire afin d'évaluer l'impact de ces conditions opératoires sur le dimensionnement des composants du procédé et d'assurer un fonctionnement optimal.

- D'autre part, les cycles intrinsèques au fonctionnement du procédé (à l'échelle de la minute), induisent de fortes variations de conditions de pression, de débits, de concentrations et de température qui sont imposées aux composants du procédé, et en particulier à la membrane d'osmose inverse qui est soumise à de fortes variations de pression et de débit. En effet, la membrane d'osmose inverse est un point clé du procédé, et malgré son utilisation très répandue et les nombreuses études sur le sujet, son comportement dans des conditions de fonctionnement sous pression fortement variable reste peu connu. Ainsi, une modélisation dynamique et une étude expérimentale du module d'osmose inverse est nécessaire pour évaluer les impacts des pics de pression caractéristiques du cycle thermo-hydraulique du procédé sur les performances de la membrane.

Il est donc indispensable d'étudier la dynamique globale, qui comprend la source d'alimentation variable et l'aspect alternatif du cycle pour analyser le comportement du procédé et déterminer ses performances. Il existe certains paramètres de contrôle comme le débit de rétentat à la sortie du vérin principal et la pression de phase beta dont l'influence doit être évaluée pour envisager un contrôle-commande du procédé.

II. D. Etude de pré-dimensionnement des composants

Une étude numérique préliminaire est ici réalisée pour établir un pré-dimensionnement des composants du procédé et caractériser les plages de fonctionnement optimales (débits, pressions, ...) pour ce dimensionnement. Un modèle nodal basé sur une approche quasi-statique a ainsi été développé et implémenté sous l'environnement de simulation EES (Engineering Equations Solver)

pour déterminer les caractéristiques géométriques des différents composants du procédé, les conditions opératoires, et réaliser une première étude de sensibilité paramétrique.

II. D. 1. Modèle quasi-statique

Le modèle présenté ci-après, de type nodal « OD » est basé sur des équations d'état du fluide de travail et sous les hypothèses suivantes :

- tous les composants et conduites sont supposés adiabatiques,
- les pertes de charges dans les conduites et dans la membrane d'osmose inverse sont négligées,
- la détente des vapeurs dans les cylindres de transfert lors de la phase beta est considérée comme isentropique,
- le fluide de travail est supposé à l'état saturé dans l'évaporateur et le condenseur

Dans un tel modèle simplifié, les différentes grandeurs caractérisant le fonctionnement des différents composants sont présentées dans le Tableau II.1.

Tableau II.1 : Tableau récapitulatif des valeurs des données d'entrée et de sortie des différents modules

Module	Entrées	Sorties
Collecteur et évaporateur	G, T_{amb}	$P_{ft}^{ev}, T_{ft}^{ev}, \dot{m}_{fo}^g$
Cylindres de transfert	\dot{m}_{fo}^g, V^{cyl}	P_f^{cyl}
Condenseur	T_f	$P_{ft}^{cond}, T_{ft}^{cond}$
Module d'osmose inverse	$P_f^{cyl}, C_f, T_f, \dot{V}_f^{cyl}$	$C_b, C_p, \dot{V}_p, \dot{V}_b$
Vérin principal	$\dot{V}_b, P_b^{RO}, P_{pomp}$	\dot{V}_{pomp}
Vérin secondaire	$P_{ft}^{cond}, P_{ft}^{ev}, h_g^{ev}$	$\dot{m}_g^{vs}, \dot{m}_l^{vs}$

II. D. 1. a. La membrane d'osmose inverse

Le module d'osmose inverse est ici modélisé suivant un modèle simplifié basé sur une loi de transfert de type Darcy et proposé par le fabricant de membrane DOW [102]. Cette relation permet de déterminer le débit de perméat produit par la membrane, de surface A_m et caractérisée par une perméabilité L_w donnée, sous une pression transmembranaire moyenne, une température et une concentration d'entrée d'eau salée données :

$$\dot{V}_p = L_w A_m K_T (\Delta P - \overline{\Delta \pi}) \quad (II.1)$$

où K_T est un facteur de correction sur la température de l'eau. Le taux de recouvrement, ou taux de conversion, Y caractérise le volume de perméat produit par la membrane, rapporté au volume d'eau à traiter dans la membrane. Ce dernier volume correspond à celui des cylindres de transfert.

$$Y = \frac{V_p}{V^{cyl}} = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}_f^{cyl}} \quad (II.2)$$

La concentration de sel dans le rétentat est calculée par un bilan de conservation matière sur le sel, en considérant que l'intégralité du sel dans l'eau à l'entrée de la membrane est contenue dans le rétentat (taux de rejection de 1).

$$C_b = C_f \frac{V_f^{cyl}}{V_b} \quad (II.3)$$

La durée du demi-cycle est déterminée à partir du volume rapporté au débit volumique de perméat produit calculés dans les éq (II.1) et (II.2) .

$$\Delta t_{dc} = \frac{V_p}{\dot{V}_p} \quad (II.4)$$

II. D. 1. b. L'évaporateur

Le modèle de l'évaporateur est basé sur la notion d'efficacité d'échangeur et la différence de température logarithmique moyenne entre le fluide de travail et le fluide caloporteur dans l'évaporateur ΔT_{lm} .

$$\epsilon_{ev} = \frac{T_{cal}^{in} - (T_{ft}^{ev} + \Delta T_{pinch}^{ev})}{T_{cal}^{in} - T_{ft}^{ev}} \quad (II.5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{cal}^{in} - (T_{ft}^{ev} + \Delta T_{pinch}^{ev})}{\ln \left(\frac{T_{cal}^{in} - T_{ft}^{ev}}{\Delta T_{pinch}^{ev}} \right)} \quad (II.6)$$

Où ΔT_{pinch}^{ev} est la différence de température minimale entre le caloporteur et le fluide de travail dans l'évaporateur :

$$\Delta T_{\text{pinch}}^{\text{ev}} = T_{\text{cal}}^{\text{out}} - T_{\text{ft}}^{\text{ev}} \quad (\text{II.7})$$

La puissance thermique fournie à l'évaporateur est obtenue à partir de cette différence de température logarithmique moyenne et d'un coefficient d'échange global surfacique K_{ev} .

$$\dot{Q}_{\text{cal}} = K_{\text{ev}} A_{\text{ev}} \Delta T_{\text{lm}} \quad (\text{II.8})$$

II. D. 1. c. Le condenseur

Le modèle du condenseur est analogue à celui de l'évaporateur en considérant l'efficacité du condenseur. Il permet de déterminer la température de sortie de l'eau saumâtre et la température de condensation par l'éq. (II.9).

$$\varepsilon_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{ft}}^{\text{cond}} - (\Delta T_{\text{pinch}}^{\text{cond}} + T_f)}{T_{\text{ft}}^{\text{cond}} - T_f} \quad (\text{II.9})$$

Où $\Delta T_{\text{pinch}}^{\text{cond}}$ est la différence de température minimale entre l'eau et le fluide de travail dans le condenseur :

$$\Delta T_{\text{pinch}}^{\text{cond}} = T_{\text{ft}}^{\text{cond}} - T_f^{\text{out}} \quad (\text{II.10})$$

La principale différence réside dans le calcul de l'efficacité qui n'est pas imposée dans ce cas puisque la température d'entrée du caloporteur (l'eau) est fixée comme condition opératoire. L'efficacité est donc calculée à partir du coefficient d'échange surfacique K_{cond} .

$$\varepsilon_{\text{cond}} = 1 - \exp\left(\frac{-K_{\text{cond}} S_{\text{cond}}}{\frac{V^{\text{cyl}}}{\Delta t_{\text{dc}}} C_{p_{\text{eau}}}}\right) \quad (\text{II.11})$$

La puissance est calculée en fixant le débit d'eau pompée par le vérin et utilisée comme caloporteur de refroidissement du condenseur.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \frac{V^{\text{cyl}}}{\Delta t_{\text{dc}}} C_{p_{\text{eau}}} (T_{\text{ft}}^{\text{cond}} - (\Delta T_{\text{cond}} + T_f)) = K_{\text{cond}} A_{\text{cond}} \left(T_{\text{ft}}^{\text{cond}} - \left(T_f + \frac{\Delta T_{\text{cond}}}{2} \right) \right) \quad (\text{II.12})$$

II. D. 1. d. Le cylindre de transfert

La masse de fluide de travail dans le cylindre à la fin de la phase α est déterminée à partir d'une équation d'état du fluide et en considérant que la vapeur occupe tout le volume du cylindre à la pression finale $P_{f\beta}$ du demi-cycle fixée au préalable par le dimensionnement du vérin. La masse de fluide de travail sous forme vapeur calculée tient compte de la masse de gaz condensée le long des parois pendant la phase de pressurisation m_{cond} .

$$m_{f\alpha}^g = \frac{V^{cyl} - m_{cond} v_{sat}^l(P_{f\beta})}{v_{sat}^g(P_{f\beta})} \quad (II.13)$$

Une partie de la masse de fluide de travail se condense lors de la pressurisation et de la détente du gaz dans le cylindre de transfert. Elle est estimée en considérant la chaleur de condensation qui permet d'élever la température de la paroi du cylindre en contact avec le gaz de sa valeur initiale à la température du gaz.

$$m_{cond} = m_{paroi} (V_{f\alpha}) C_{p_{paroi}} \frac{T_{p_{f\alpha}} - T_{p_0}}{\Delta h_{cond}(P_{f\alpha})} \quad \text{avec} \quad T_{p_{f\alpha}} = T_{sat}^g(P_{f\alpha}) \quad (II.14)$$

Le débit volumique d'eau pompée \dot{V}_f^{cyl} par le vérin principal et transférée dans le second cylindre peut être obtenu par le débit de rétentat \dot{V}_b et le rapport des volumes ou des sections des chambres du vérin.

$$\dot{V}_f^{cyl} = \frac{\dot{V}_b}{V_{mot}^{vp}} V_{rec}^{vp} \quad (II.15)$$

II. D. 1. e. Les vérins hydrauliques

Les vérins sont modélisés par l'intermédiaire d'une équation d'équilibre des forces motrices et résistantes appliquée sur les deux faces des pistons (côté moteur et coté récepteur), et en considérant des pertes de charge liées aux distributeurs ou clapets associés au vérin. Un rendement mécanique du vérin k_f est considéré pour tenir compte des frottements :

$$F_{mot}^{vp} = [A_{mot}^{vp} (P_{f\beta} - \Delta P_d) + (P_{puits} - \Delta P_d)] k_f \quad (II.16)$$

$$F_{rec}^{vp} = A_{mot}^{vp} (P_b^{out}) + A_{mot}^{vp} (P_{ft}^{cond} + \Delta P_d) \quad (II.17)$$

Le vérin secondaire n'étant pas symétrique, les forces appliquées diffèrent selon la direction du piston puisque l'une des faces de chacun des deux pistons est diminuée par la section de la tige centrale A_{tige} .

Si $v > 0$

$$F_{mot}^{vs} = [A_{mot}^{vs} (P_{ft}^{ev} - \Delta P_d) + (A_{rec}^{vs} - A_{tige}) (P_{ft}^{cond} - \Delta P_d)] k_f \quad (II.18)$$

$$F_{rec}^{vs} = (A_{mot}^{vs} - A_{tige}) (P_{ft}^{cond} + \Delta P_d) + A_{ret}^{vs} (P_{ft}^{ev} + \Delta P_d) \quad (II.19)$$

Si $v < 0$

$$F_{mot}^{vs} = [(A_{mot}^{vs} - A_{tige}) (P_{ft}^{ev} - \Delta P_d) + A_{ret}^{vs} (P_{ft}^{cond} - \Delta P_d)] k_f \quad (II.20)$$

$$F_{rec}^{vs} = A_{mot}^{vs} (P_{ft}^{cond} + \Delta P_d) + (A_{rec}^{vs} - A_{tige}) (P_{ft}^{ev} + \Delta P_d) \quad (II.21)$$

Ce modèle ainsi basé sur les bilans et équations d'état a ensuite été implémenté dans le logiciel EES pour produire un outil de dimensionnement du procédé.

II. D. 2. Dimensionnement

La modélisation décrite précédemment a permis de mettre en place un outil de simulation sous l'environnement EES permettant d'établir le dimensionnement du procédé. Le logiciel EES est un outil de compilation acausal qui permet de résoudre des systèmes d'équations non linéaires. Ces études de dimensionnement ont été réalisées à l'aide de l'outil de simulation lors du stage de fin d'études d'ingénieur de F. Bonzoms en 2019 [103].

II. D. 2. a. Données d'entrée

Les données d'entrée du modèle permettant le dimensionnement ont été sélectionnées pour correspondre à des conditions réelles de dessalement d'une lagune ou d'eaux souterraines dans la région de Perpignan (France). Ces données sont résumées dans le Tableau II.2 pour les conditions opératoires et dans le Tableau II.3 pour les paramètres.

Tableau II.2 : Tableau récapitulatif des valeurs des conditions opératoires pour le dimensionnement

Grandeur	Désignation	Valeur	Unité
Concentration de l'eau à traiter	C_f	4	$g.L^{-1}$
Température de l'eau	T_f	18	$^{\circ}C$
Ensoleillement moyen	G	700	$W.m^{-2}$

Tableau II.3 : Tableau récapitulatif des valeurs des paramètres pour le dimensionnement

Grandeur	Désignation	Valeur	Unité
Course vérin principal	C_{VP}	0.2	m
Course vérin secondaire	C_{VS}	0.1	m
Vitesse maximale des vérins	v_{max}	5.10^{-3}	$m.s^{-1}$
Fluide de travail	ft	Dioxyde de soufre (SO_2)	-
Volume unitaire des réservoirs de transfert	V_{cyl}	3	litres
Rendement mécanique des vérins	k_f	0.85	-
Efficacité de l'évaporateur	ϵ_{evap}	0.7	-

Le dioxyde de soufre a été choisi comme fluide de travail pour ses conditions d'évaporation à basse température (pression variant de 8 à 19 bars pour des températures variant de 50 à 90°C). Le butane a également été étudié en raison de ses conditions de saturation similaires, avec l'avantage d'avoir une pression de saturation plus faible que le dioxyde de soufre, mais finalement abandonné pour ses propriétés chimiques (fluide explosif) impliquant des contraintes d'utilisation (normes ATEX). Les conditions de saturation de ces deux fluides sont représentées sur des diagrammes (P,T) dans la Figure II-14.

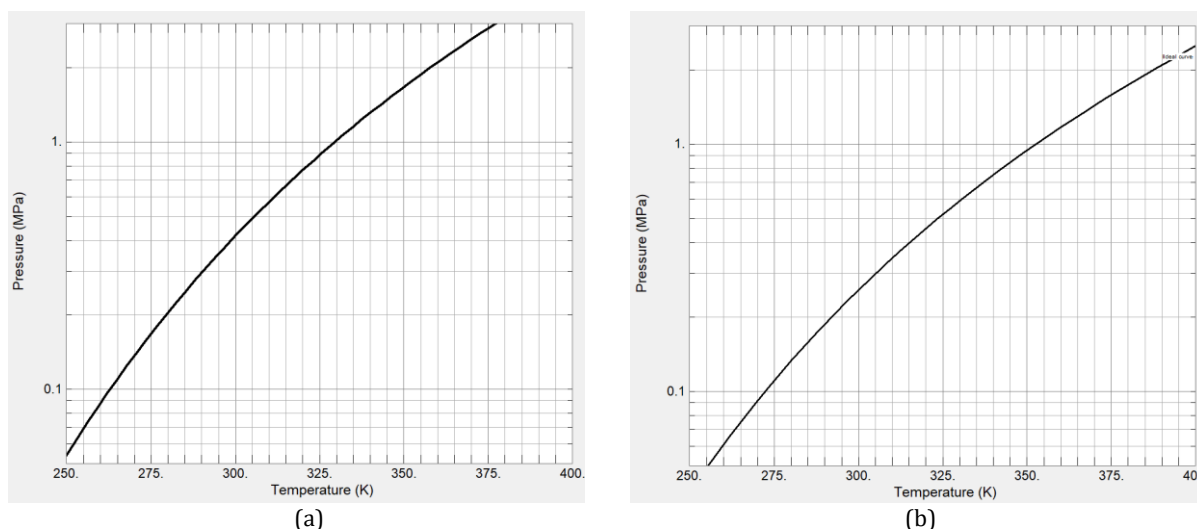


Figure II-14 : Diagramme (P,T) du dioxyde de soufre SO_2 (a) et du butane C_4H_{10} [104]

II. D. 2. b. Méthode de dimensionnement

La procédure de dimensionnement consiste à déterminer en premier lieu les diamètres des pistons des vérins, les surfaces d'échange de l'évaporateur et du condenseur et la surface nécessaire de capteurs solaires.

La durée du demi-cycle est obtenue en considérant la course du vérin principal et une vitesse maximale du piston fixée. Ces calculs permettent ainsi de déterminer la durée de remplissage ou de vidange du cylindre de transfert et des différentes chambres du vérin principal.

$$\Delta t_{dc}^{\min} = \frac{V^{VP \max}}{c^{VP}} \quad (II.22)$$

Le volume des chambres réceptrices V_{rec}^{VP} du vérin principal doit être équivalent au volume d'eau à traiter dans un cylindre :

$$V_{rec}^{VP} = V^{cyl} \quad (II.23)$$

La pression dans le condenseur est la pression de saturation du fluide de travail à la température du condenseur, déterminée par les conditions d'échange thermique avec l'eau salée constituant le caloporteur de refroidissement (eqs (II.9), (II.11) et (II.12)).

$$P_{ft}^{cond} = P_{sat}(T_{ft}^{cond}) \quad (II.24)$$

La connaissance de cette pression permet ensuite de vérifier l'équilibre des forces présenté éq.(II.19) et (II.21) et d'en déduire les diamètres des pistons du vérin principal.

Une fois la taille des vérins déterminée, la pression de fin de cycle minimum $P_{f\beta\min}$ peut également être déterminée. Celle-ci correspond à la pression minimale imposée par le rétentat dans la chambre motrice du vérin principal qui permette au piston de rester en mouvement jusqu'à la fin de sa course. La masse totale de fluide de travail à évaporer et à transférer dans le cylindre est également déterminée par l'éq. (II.13) afin d'évaluer par la suite la consommation énergétique du procédé et la surface de collecteur à installer. La puissance maximale à l'évaporateur est définie pour assurer un temps de cycle pour lequel la vitesse du piston du vérin principal reste inférieure à la consigne fixée $v^{VP\max}$. Elle est calculée à partir de la masse de fluide de travail à évaporer. Cette puissance permet ainsi d'estimer la surface d'échange nécessaire de l'évaporateur et de choisir un modèle adéquat disponible sur le marché.

$$A_{ev} = \frac{\dot{Q}_{cal}^{max}}{K_{ev} \Delta T_{lm_{ev}}^{max}} \quad (II.25)$$

La puissance maximale à fournir à l'évaporateur permet également de déterminer la surface de capteurs solaires nécessaire au fonctionnement du procédé avec un rendement de capteur calculé par l'éq. (II.26).

$$A_{cap} = \frac{\dot{Q}_{cal}^{max}}{G \eta_{capt}} \quad (II.26)$$

Une étude paramétrique a ensuite été réalisée pour déterminer les caractéristiques de la membrane (produit $L_w A_m$) et le diamètre du piston moteur du vérin principal optimaux pour lesquels la productivité spécifique en eau douce est maximale et la consommation énergétique spécifique est minimale.

II. D. 2. c. Résultats du dimensionnement

Un des objectifs de cette étude préliminaire est de déterminer un dimensionnement optimal du piston moteur du vérin principal conduisant aux meilleures performances, c'est-à-dire la productivité spécifique la plus élevée sous les contraintes et conditions de fonctionnement explicités au Tableau II.2.

Un des paramètres choisis pour mener cette optimisation est la durée de demi-cycle. Ce paramètre opératoire est conditionné pour un dimensionnement donné par la pression de fonctionnement de l'évaporateur (et donc sa température), ainsi que par la puissance thermique à fournir. En effet, une pression plus élevée dans l'évaporateur induit une production de perméat plus importante, et donc une vidange des cylindres et une vitesse du vérin principal plus importantes. A l'inverse, un cyclage plus lent impose de travailler avec des pressions de fonctionnement d'évaporateur relativement basses, risquant de ne plus être suffisantes pour mettre en mouvement le piston du vérin principal. La Figure II-15 montre l'évolution de la productivité du procédé en fonction de la pression de l'évaporateur et du diamètre du piston moteur. On constate que le diamètre du piston moteur correspondant à la productivité spécifique optimale se situe entre 100 et 110 mm. Il apparaît également que des diamètres supérieurs à 110 mm ne permettent pas de simuler des pressions trop faibles (plus la pression est faible, plus la gamme possible de tailles de piston est restreinte). Cette observation traduit une gamme de puissance de fonctionnement plus réduite puisque plus la puissance à l'évaporateur est faible, plus la pression dans l'évaporateur est faible. Ainsi un diamètre

de 100 mm correspondant à une valeur standard industrielle a été choisi pour la suite de l'étude du procédé.

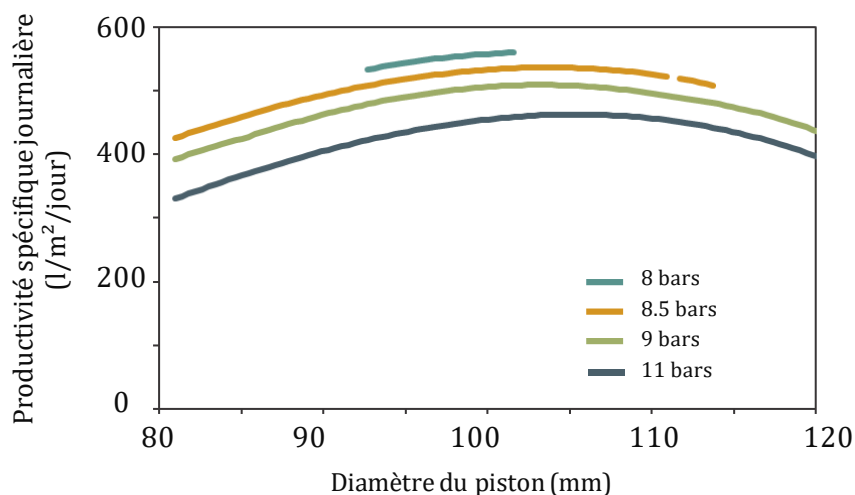


Figure II-15 : Productivité spécifique en fonction du diamètre du vérin principal moteur et de la puissance à l'évaporateur pour une eau saumâtre à 18°C et d'une salinité de 4 g.L⁻¹

Le produit ($L_w A_m$) de la membrane correspondant au produit de la perméabilité de la membrane et de sa surface est également une grandeur importante impactant les performances de la membrane. L'influence de ce paramètre sur la durée du demi-cycle est présentée Figure II-16. Ce produit ($L_w A_m$) est sélectionné suivant les performances et la gamme d'utilisation qu'offre la membrane.

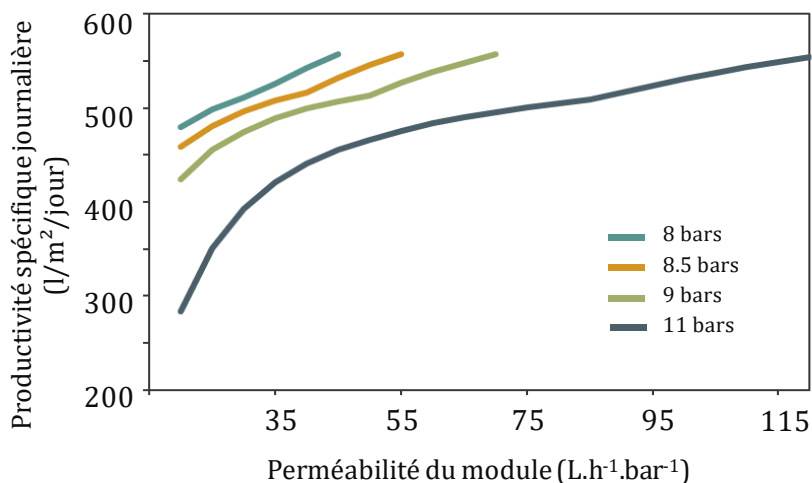


Figure II-16 : Influence du produit $L_w A_m$ de la membrane sur la productivité spécifique pour plusieurs puissances à l'évaporateur

La valeur finalement choisie pour ce paramètre est 46 L.h⁻¹.bar⁻¹, elle correspond aux caractéristiques d'une membrane existante sur le marché (DOW Filmtec BW30-4040). Comme le montre la Figure II-16, cette valeur permet de balayer une large gamme de fonctionnement du procédé avec des

pressions dans l'évaporateur de 8 à 11 bars induisant des durées de demi-cycle variant de 40 à 100 secondes qui permettent des productivités spécifiques supérieures aux objectifs fixés de 500 L.m⁻².jour⁻¹. Plus le produit $L_w A_m$ est important, plus le procédé pourra fonctionner à des températures plus basses pour une même salinité.

Le Tableau II.4 regroupe les caractéristiques du dimensionnement établi lors de cette étude. Ce pré-dimensionnement permet ainsi de donner une idée plus précise de la taille de ce procédé et de ses performances potentielles.

Tableau II.4 : Valeurs choisies des paramètres de dimensionnement du procédé

Grandeur	Désignation	Valeur	Unité
Diamètre moteur vérin principal	\varnothing_{mot}^{vp}	100	mm
Diamètre récepteur vérin principal	\varnothing_{rec}^{vp}	140	mm
Diamètre moteur vérin secondaire	\varnothing_{mot}^{vs}	55	mm
Diamètre récepteur vérin secondaire	\varnothing_{rec}^{vs}	30	mm
LS membrane	$L_w A_m$	46	l.h ⁻¹ .bar ⁻¹
Surface du capteur solaire	A_{cap}	1.5	m ²
Surface d'échange du condenseur	A_{cond}	0.98	m ²
Surface d'échange de l'évaporateur	A_{ev}	2.39	m ²

Le comportement du procédé a ensuite été simulé par ce modèle simplifié quasi-statique sur une journée entière avec un ensoleillement variable correspondant aux données météo réelles du site de Perpignan (France). La production d'eau douce cumulée obtenue au cours de la journée par le procédé soumis à une irradiation solaire variable est représentée Figure II-17.

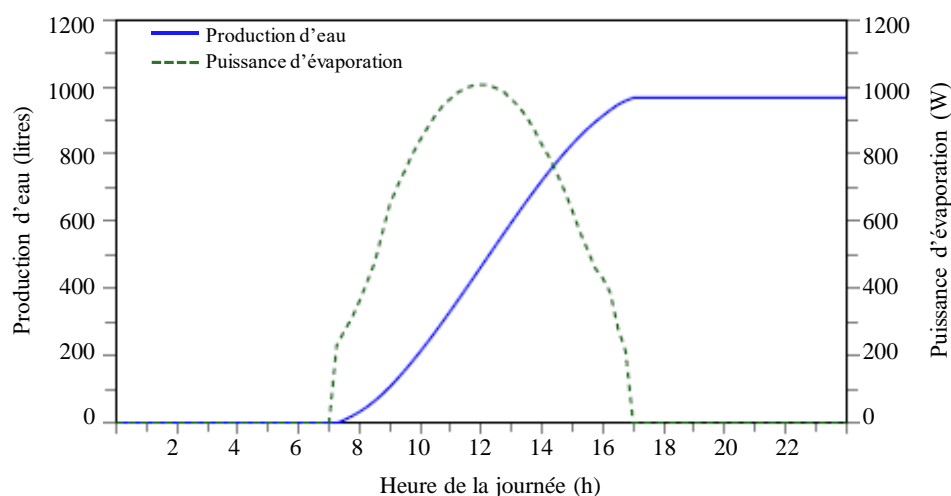


Figure II-17 : Production d'eau traitée et puissance à l'évaporateur au cours de la journée avec des données d'ensoleillement réelles

Ces premiers résultats indiquent que le procédé est capable d'atteindre une production spécifique de 645 L.m⁻² de capteurs solaires pour cette journée, avec une consommation d'énergie spécifique moyenne calculée éq.(II.27) d'environ 6.4 kWh_{th}.m⁻³.

$$CES = \frac{\dot{Q}_{cal}}{\dot{V}_p} \tag{II.27}$$

À partir de ce dimensionnement, une étude de sensibilité paramétrique a été menée afin de déterminer l'influence de certaines conditions opératoires telles que la température ou la salinité de l'eau salée sur les performances du procédé.

II. D. 3. Étude de sensibilité paramétrique

La sensibilité des performances du procédé aux paramètres de fonctionnement est ici étudiée pour le dimensionnement établi précédemment.

La Figure II-18 montre pour un tel dimensionnement l'impact de la température de fonctionnement de l'évaporateur sur la durée du demi-cycle et la puissance à fournir à l'évaporateur durant la première phase alpha. On constate bien que la durée de demi-cycle diminue lorsque la température d'évaporation et la puissance fournie à l'évaporation augmentent.

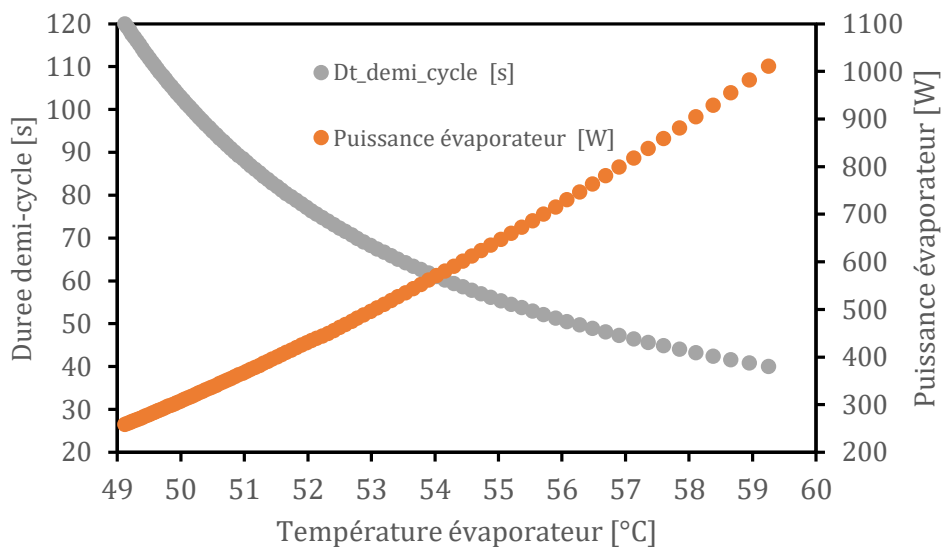


Figure II-18 : Évolution de la puissance thermique à fournir à l'évaporateur et de la durée de demi-cycle en fonction de la température d'évaporation

De même, la température de fonctionnement de l'évaporateur impacte de manière significative les performances du procédé. La Figure II-19 montre qu'il est préférable de fonctionner avec des températures à l'évaporateur les plus faibles possibles pour obtenir des performances de plus en plus intéressantes. Sur cette figure, on constate une rupture de pente sur les courbes due à l'apparition d'une phase beta dans le cyclage du procédé. Cette phase beta a pour effet de limiter la consommation énergétique spécifique et de maintenir à une valeur élevée la production spécifique d'eau douce par le procédé. En effet, ce changement de pente traduit une meilleure utilisation de la quantité d'énergie fournie avec l'ajout de la phase de détente. Ainsi, lorsque la pression d'évaporation devient inférieure à la pression de consigne de fin de phase beta fixée (ici de l'ordre de 8.8 bars), il n'y a plus de phase beta et le cyclage ne comporte plus qu'une phase de fonctionnement (phase alpha), donc sans phase de détente des vapeurs dans les cylindres de transfert pressurant l'eau salée.

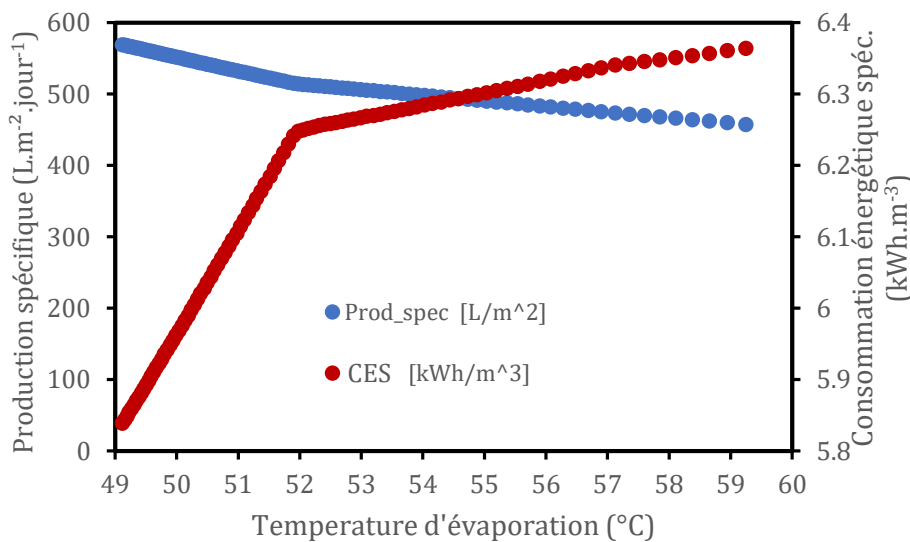


Figure II-19 : Évolution de la de la productivité et de la consommation énergétique spécifique du procédé en fonction de la température d'évaporation

La Figure II-20 montre l'influence de la température de l'eau salée à traiter sur la consommation d'énergie spécifique et la productivité spécifique. On observe que la productivité est plus importante lorsque les températures d'eau sont plus basses, tandis que la CES augmente avec cette température d'eau. Cette augmentation s'explique par la hausse de la pression du condenseur, augmentant ainsi la consommation d'énergie du cycle moteur.

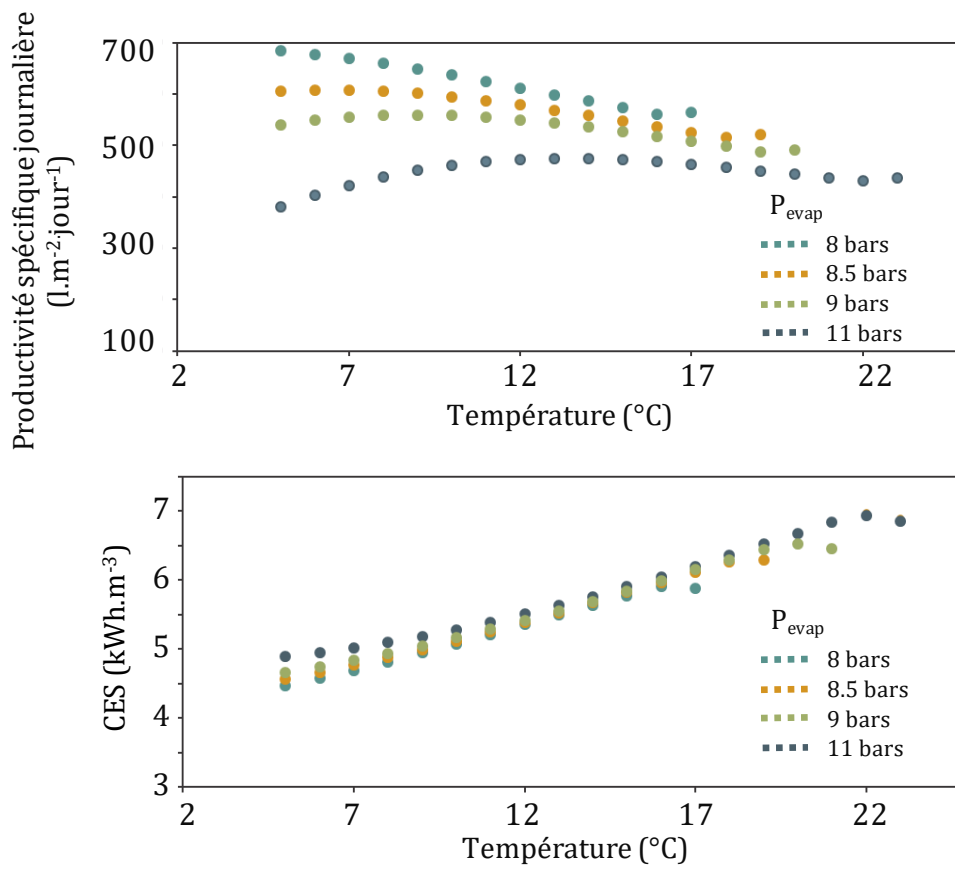


Figure II-20 : Influence de la température de l'eau à traiter sur la CES et la productivité spécifique

L'influence de la salinité de l'eau à traiter sur ces deux mêmes performances est présentée Figure II-21. L'augmentation de la salinité se traduit par une baisse des performances, c'est-à-dire une diminution de la productivité spécifique et une augmentation de la consommation d'énergie spécifique. Cette évolution s'explique par l'augmentation de la pression osmotique, et donc par la diminution de la pression transmembranaire, diminuant ainsi la production de perméat de la membrane. L'augmentation de la consommation d'énergie spécifique est cependant faible, étant donné la plage de variation de la salinité.

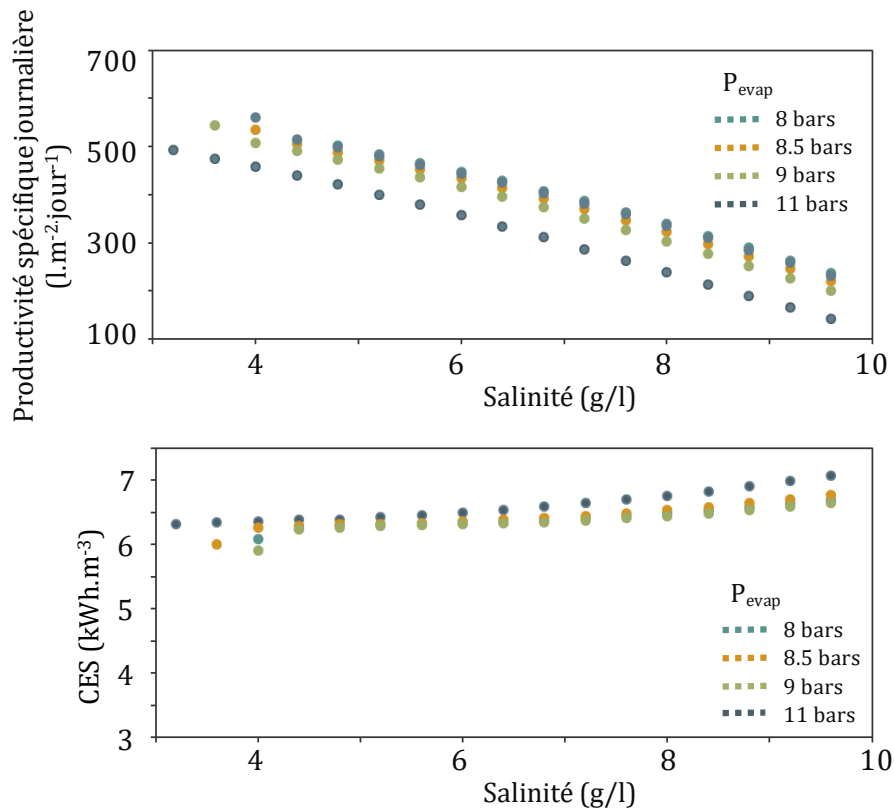


Figure II-21 : Influence de la salinité de l'eau à traiter sur la CES et la productivité spécifique

Cette étude de sensibilité a ainsi permis d'évaluer l'impact des conditions opératoires du procédé sur ses performances. Ces résultats préliminaires indiquent de grandes variations de la productivité spécifique suivant la température et la salinité de l'eau à traiter, et donc qu'il est nécessaire d'adapter le dimensionnement des vérins suivant la gamme de salinité et de température d'eau à traiter.

II. E. Conclusion

Dans ce chapitre, le procédé thermo-hydraulique de dessalement d'eaux saumâtres a été présenté et son fonctionnement cyclique décrit. Une première modélisation simplifiée basée sur des équations statiques a été développée, permettant ainsi d'obtenir un outil numérique d'analyse du procédé. Un premier dimensionnement du procédé a ainsi pu être réalisé à l'aide de cet outil, et une première évaluation de la faisabilité thermodynamique et technique du procédé a pu être établie pour des points de fonctionnement donnés et au cours d'une journée complète. Une étude de sensibilité paramétrique

aux conditions opératoires a également été effectuée afin de dégager des optimums de fonctionnement et d'analyser le comportement du procédé, ainsi que ses performances. Il a ainsi été montré que la productivité spécifique d'eau douce admet un maximum pour une température d'eau à traiter de 13°C, et qu'elle diminue si la salinité de l'eau à traiter est plus importante. L'augmentation de la salinité et de la température de l'eau en entrée du procédé accroît significativement la consommation d'énergie spécifique du procédé, cet indicateur étant plus sensible à la température de l'eau.

Ces premiers résultats indiquent une productivité journalière d'environ 645 L.m⁻² avec une consommation d'énergie thermique spécifique de l'ordre de 6.4 kWh_{th}.m⁻³. Ce sont des performances comparables à celles des procédés existants de même échelle présentés dans le chapitre précédent, mais l'intérêt d'un tel procédé est lié à sa capacité d'exploiter de la chaleur de bas niveau de température. En effet, cette étude préliminaire montre que le procédé peut fonctionner avec des températures de 50 à 60°C, le rendant ainsi intéressant pour exploiter des rejets thermiques ou de la chaleur solaire délivrée par de simples collecteurs plans. La suite de ces travaux consiste à renforcer les évaluations du potentiel de ce procédé thermo-hydraulique au moyen d'une modélisation dynamique plus fine avec des hypothèses plus restrictives. Plus particulièrement, le fonctionnement de la membrane d'osmose inverse sous des conditions opératoires fortement variables constitue une problématique technologique majeure qu'il est nécessaire d'évaluer par le biais d'un modèle dynamique plus fin.

Chapitre III - Étude numérique et expérimentale du module d'osmose inverse

III. A. Etat de l'art des travaux sur les membranes d'osmose inverse en régime dynamique

Des études portant sur la modélisation et l'expérimentation des membranes d'osmose inverse opérant dans des conditions de fonctionnement dynamiques sont ici analysées et discutées. Ces études particulières sont peu abondantes dans la littérature scientifique, et les divers modèles de comportement de membrane d'osmose inverse ne sont pas adaptés à la dynamique particulière du procédé qui fait l'objet de ces travaux. Ces études montrent cependant que le phénomène d'osmose inverse opéré dans des conditions dynamiques se voit affecté par cette dynamique. Certaines problématiques liées à ce type de régime de fonctionnement ont été soulevées par divers auteurs comme la compaction de la membrane [105], l'augmentation de la concentration en sel à la membrane et le développement de la couche limite diffusive [33]. Cette couche limite diffusive, appelée aussi couche de polarisation, est bien connue dans les régimes de fonctionnement stationnaires [106], mais a été peu étudiée en régime instationnaire. Kim et al. [107] ont en effet montré la pertinence de la théorie de film, loi permettant de calculer cette couche limite en régime stationnaire. Pour cela, ils ont comparé les résultats d'un modèle analytique avec ceux d'un modèle numérique à deux dimensions basé sur les équations de convection-diffusion, et les ont validés expérimentalement. Les mécanismes d'osmose inverse sous des conditions de pression variable ont ainsi été étudiés pour des applications de dessalement exploitant l'énergie solaire photovoltaïque sans stockage [105] ou de traitement d'eaux usées [108]. Ces études montrent que la dynamique des conditions de fonctionnement a effectivement un impact sur la concentration à la paroi de la membrane. Plusieurs modèles transitoires basés sur la théorie du film, ont été développés en considérant l'hypothèse d'une couche limite diffusive établie. Rodgers et al. [109] ont travaillé sur un modèle dynamique et ont mené des expériences sur un procédé d'ultrafiltration dont la membrane est soumise à des pics de pression. Ils ont ainsi étudié les conséquences de ces pics de pression sur cette couche limite diffusive et son impact sur les performances, et ont démontré que des pics de pression transmembranaire négative (pression dans le canal d'alimentation plus faible que dans le canal de perméat) pouvaient accroître la production de perméat et atténuer les effets de polarisation. Il a également été montré que le modèle statique développé par le constructeur de membrane DOW implémenté dans le logiciel ROSA, très utilisé par les industriels, n'est pas adapté à des régimes dynamiques où les variations de pression et de débits se produisent sur une échelle de temps inférieure à la dizaine de minutes [105].

Un autre modèle dynamique a été développé par Al-Haj Ali et al. [110], basé sur un modèle applicable aux membranes tubulaires.

Ces travaux ont montré que des changements brusques et importants (75 % de la valeur initiale) du débit d'alimentation de la membrane d'osmose inverse influencent la couche limite diffusive et donc le flux de perméat de manière non linéaire. Une étude expérimentale menée par Cheddie et al. [50] a été réalisée sur une membrane d'osmose inverse utilisée dans un procédé de dessalement alimenté par l'énergie des vagues. La particularité de ce procédé est liée à la variation de forme sinusoïdale appliquée à la membrane. La modélisation dynamique de ce procédé a montré qu'une telle variation de pression (périodique dans cette étude) avait pour effet de minimiser les effets de polarisation sur la membrane et d'améliorer ses performances en terme de production d'eau.

Pour conclure, ces diverses études laissent à penser que l'impact des conditions de fonctionnement fortement dynamique sur les membranes d'osmose inverse doit être pris en compte et finement analysé. Ces variations de conditions opératoires doivent donc être intégrées dans la modélisation de la membrane pour avoir une meilleure estimation de ses performances.

III. B. Modélisation de la membrane en régime dynamique

Le système étudié, détaillé en Figure III-1, est décomposé en trois parties : le canal d'alimentation d'épaisseur (th_f) dans lequel circule l'eau salée à traiter, la membrane semi-perméable et le canal de perméat, dans lequel circule l'eau pure. L'eau dans les deux canaux circule le long de la membrane et dans la même direction. Pour réaliser la modélisation dynamique, la membrane est considérée déroulée afin d'obtenir une géométrie d'écoulement de l'eau le long d'un plan de longueur L et de largeur W et sur une épaisseur correspondant au demi-canal.

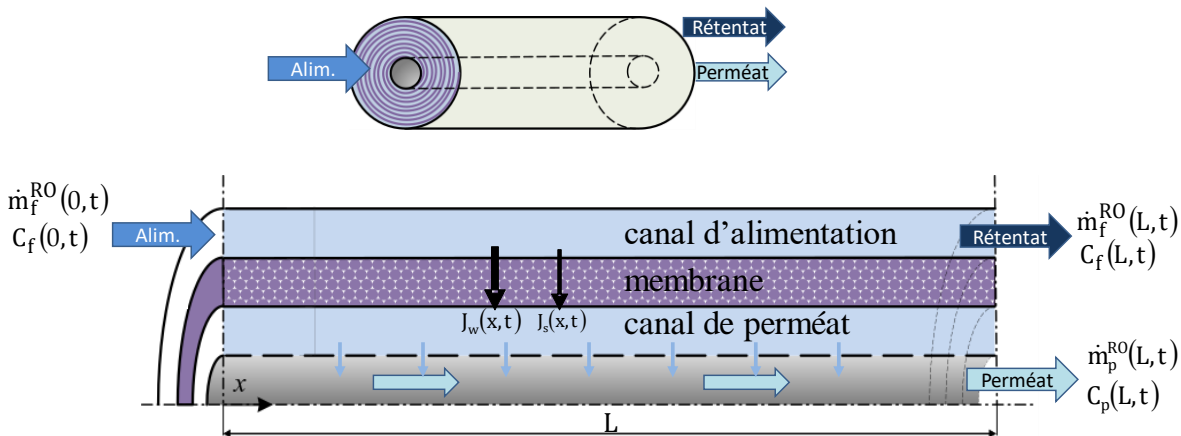


Figure III-1 : Schéma descriptif du modèle de la membrane

III. B. 1. Hypothèses

Les hypothèses suivantes ont été considérées pour l'établissement du modèle dynamique :

- les fluides sont considérés incompressibles,
- la compaction dans la membrane est négligée,
- la pression est homogène dans le canal de perméat,
- la concentration en sel dans le canal de perméat est constante sur la hauteur du canal et homogène suivant la hauteur du canal,
- le module est considéré isotherme,

III. B. 2. Conservation de la masse

La conservation de la masse totale d'eau entre l'entrée et les sorties de la membrane peut s'exprimer par :

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^L M(x) dx \right] = \dot{m}_f(0, t) - \dot{m}_f(L, t) - \dot{m}_p(L, t) \quad (\text{III.1})$$

En considérant la solution incompressible et indilatable dans les canaux, ce bilan devient :

$$\dot{m}_f(0, t) = \dot{m}_f(L, t) + \dot{m}_p(L, t) \quad (\text{III.2})$$

De la même façon, il est possible d'exprimer la conservation de la masse de sel dissous entre les sorties et l'entrée de la membrane par le bilan matière (III.3).

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^L M(x) C(x, t) dx \right] = \dot{m}_f(0, t) C_f(0, t) - \left[\dot{m}_f(L, t) C_f(L, t) + \dot{m}_p(L, t) C_p(L, t) \right] \quad (\text{III.3})$$

Ce bilan s'applique également au canal d'alimentation et au canal de perméat respectivement :

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^L M_f(x) C_f(x, t) dx \right] = \dot{m}_f(0, t) C_f(0, t) - \left(\dot{m}_f(L, t) C_f(L, t) + W \int_0^L \rho_s(x, t) J_s(x, t) dx \right) \quad (\text{III.4})$$

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^L M_p(x) C_p(x, t) dx \right] = W \int_0^L \rho_s(x, t) J_s(x, t) dx - \dot{m}_p(L, t) C_p(L, t) \quad (\text{III.5})$$

Le débit de perméat s'exprime à partir du flux d'eau J_w et du flux J_s de sel à travers la membrane, variant tous deux le long de celle-ci :

$$\dot{m}_p(L, t) = W \left(\rho_w \int_0^L J_w(x, t) dx + \int_0^L \rho_s(x, t) J_s(x, t) dx \right) \quad (\text{III.6})$$

À partir de ces équations, il est ainsi possible de déterminer les débits massiques et les concentrations dans le concentrat et le perméat, en considérant connus les flux d'eau J_w et de sel J_s à travers la membrane, dont les expressions sont explicitées ci-après.

III. B. 3. Transferts membranaires

Les transferts de matière à travers la membrane peuvent être décomposés selon deux catégories : le transfert de solvant et le transfert de soluté. Lonsdale et al. [111] ont développé des lois de transfert appliquées aux membranes semi-perméables permettant de déterminer ces deux flux. Le flux de solvant (éq. (III.7)) est modélisé selon une loi de type Darcy dont la force motrice est la différence nette de pression transmembranaire :

$$J_w(x, t) = L_w \Delta P_{TM}(x, t) \quad (\text{III.7})$$

La différence nette de pression transmembranaire ΔP_{TM} correspond à la différence de pression hydraulique appliquée de part et d'autre de la paroi de la membrane diminuée de la différence de pression osmotique régnant de chaque côté de la membrane :

$$\Delta P_{TM}(x, t) = (P_f(x, t) - P_p(x, t)) - (\pi_m(x, t) - \pi_p(x, t)) = \Delta P_m(x, t) - \Delta \pi(x, t) \quad (\text{III.8})$$

La pression osmotique est quant à elle directement liée à la concentration en sel de l'eau comme le décrit l'éq. (III.9) dérivant de la relation de Van't Hoff [20] :

$$\pi = iCRT \quad (\text{III.9})$$

où C correspond à la concentration molaire du soluté dans la solution et i au nombre d'espèces d'ions obtenus par dissociation du soluté. Cette dernière grandeur est corrigée par un coefficient de dissociation ϕ dans les cas des solutions ioniques.

Ainsi, la différence de pression osmotique de part et d'autre de la membrane peut alors s'écrire dans le cas de l'eau salée et pour des concentrations massiques [112] :

$$\Delta\pi(x,t) = 2 \frac{\phi RT}{\hat{V}_{NaCl}} (C_m(x,t) - C_p(x,t)) \quad (III.10)$$

où $C_m(x,t)$ est la concentration à la paroi de la membrane, $C_p(x,t)$ la concentration du perméat et \hat{V}_{NaCl} le volume molaire du sel.

L'éq. (III.10) montre ainsi qu'une diffusion d'eau à travers la membrane ne peut se produire du côté le plus concentré vers le compartiment le moins concentré, qui est l'objectif du dessalement, que si la différence de pression hydraulique est supérieure à la différence de pression osmotique.

Le flux de soluté (éq.(III.11)) est quant à lui soumis à une loi transfert de type Fick, et dépend de la différence de concentration en sel à la paroi des deux côtés de la membrane.

$$J_s(x,t) = L_s(C_m(x,t) - C_p(x,t)) \quad (III.11)$$

Il apparaît donc, de ces quelques équations, que les flux de perméat et de sel à travers la membrane dépendent principalement de la concentration en sel C_m à la paroi de la membrane. La concentration à la paroi est différente de la concentration dans le canal d'alimentation du fait du développement d'une couche limite diffusive qui se développe à la paroi de la membrane, impliquant alors une hausse de la concentration en sel dans celle-ci.

III. B. 4. Couche limite diffusive de polarisation

Lors de l'écoulement dans le module, une couche limite diffusive se forme le long de la membrane. Ce phénomène, aussi appelé polarisation, a pour effet d'augmenter localement la concentration en sel, comme la montre la Figure III-2.

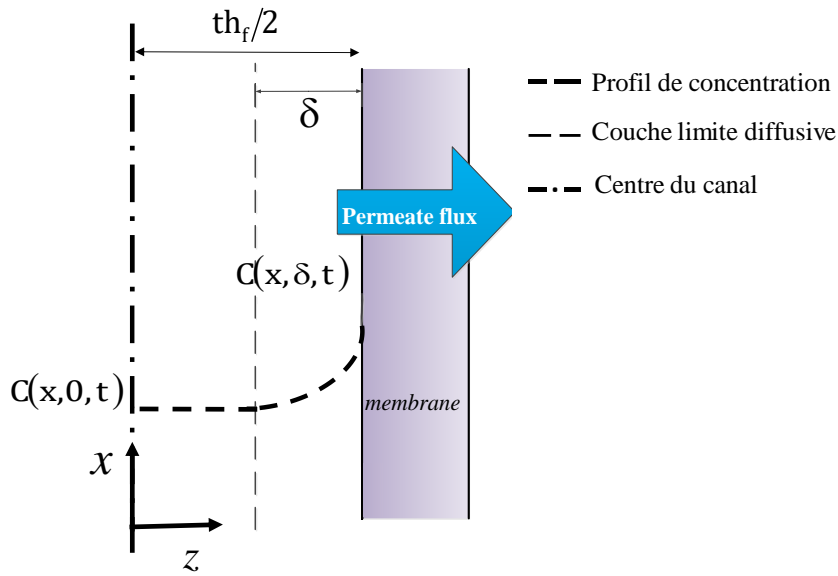


Figure III-2 : Représentation de la couche limite diffusive

L'évolution de la concentration dans la couche limite diffusive qui se développe au voisinage de la membrane s'exprime selon une équation de type convection-diffusion [50] :

$$\frac{\partial C(x, z, t)}{\partial t} = -J_w(x, t) \frac{\partial C(x, z, t)}{\partial z} + D_s(x, t) \frac{\partial^2 C(x, z, t)}{\partial z^2} \quad (\text{III.12})$$

Avec la condition limite à l'interface avec la membrane ($z = \delta$) :

$$J_s(x, t) = J_w(x, t) C(x, \delta, t) - D_s(x, t) \frac{dC(x, \delta, t)}{dz} \quad (\text{III.13})$$

et à l'extrémité de la couche limite ($z=0$) :

$$C(x, 0, t) = C_f(x, t) \quad (\text{III.14})$$

et la condition initiale :

$$C(x, z, 0) = C_f(x, 0) \quad (\text{III.15})$$

L'épaisseur de la couche limite diffusive δ est déterminée en fonction du nombre de Sherwood et du diamètre hydraulique dh de l'écoulement [113] égal ici à la moitié de l'épaisseur du canal :

$$\delta(x, t) = \frac{dh}{Sh(x, t)} \quad (\text{III.16})$$

Le nombre de Sherwood peut être obtenu par une corrélation développée par Schock et Miquel [114] appliquée aux modules membranaires spiralés en régime laminaire, valide pour de faibles nombres de Reynolds ($100 \leq Re \leq 3000$) :

$$Sh(x, t) = 0.065 Re(x, t)^{0.875} Sc(x, t)^{0.25} \quad (III.17)$$

La diffusivité du sel dans l'eau est également caractérisée par une corrélation développée par Koroneos et al. [113] appliquée aux membranes spiralées et dépend de la concentration en sel et de la température de l'eau à traiter :

$$D_s(x, t) = 6.725 \times 10^{-6} \exp\left(0.1546 \times 10^{-3} C_f(x, t) - \frac{2513}{T_f}\right) \quad (III.18)$$

Si le temps caractéristique d'établissement de la couche limite diffusive est faible en comparaison des échelles de temps caractéristiques de la dynamique du système, on peut considérer que cette couche limite est établie et que l'évolution du flux d'eau et de sel ne dépendent que de la concentration $C_m(x, t)$ à la paroi de la membrane résultant de la résolution de l'équation de diffusion (III.12) en régime permanent [107] :

$$J_w(x, t) = \frac{D_s(x, t)}{\delta(x, t)} \ln\left(\frac{C_m(x, t) - C_p(x, t)}{C_f(x, t) - C_p(x, t)}\right) \quad (III.19)$$

où

$$C_m(x, t) = C(x, \delta, t) \quad (III.20)$$

Lorsque les débits d'alimentation appliqués au module sont faibles, comme c'est le cas dans le banc d'essai développé par la suite pour caractériser la membrane d'osmose inverse, un faible nombre de Sherwood est obtenu, impliquant alors une épaisseur de couche limite importante, pouvant se développer sur toute la largeur du canal. Dans ce cas, un calcul différent des profils de concentrations dans le canal d'alimentation est nécessaire (Figure III-3).

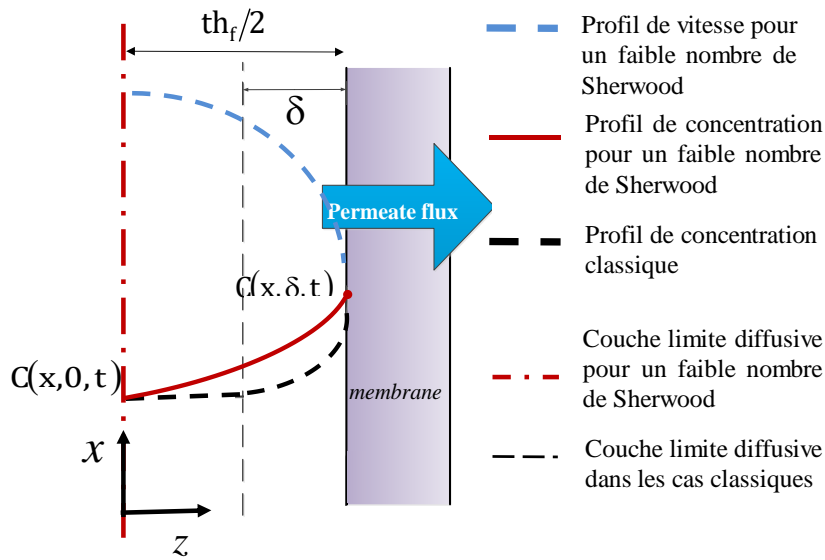


Figure III-3 : Schématisation des profils de concentrations dans le cas de différents régimes d'écoulement

Le débit massique de sel dans le canal d'alimentation est alors calculé par intégration du profil de vitesse considéré comme parabolique, et de concentration dans l'épaisseur de la couche limite égale à la demi-épaisseur du canal :

$$C_f(x, t) \dot{m}_f(x, t) = \rho_f \frac{th_f W}{2} \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u(x, z, t) C(x, z, t) dz \quad \text{avec} \quad \delta = \frac{th_f}{2} \quad (\text{III.21})$$

où le profil de vitesse est exprimé en fonction de la vitesse maximale $u_c(z=0)$ de l'eau dans le canal, sachant qu'elle est nulle à la paroi en $z=\delta$:

$$u(x, z, t) = \frac{u_c(x, t)}{\delta} \left(\delta - \frac{z^2}{\delta} \right) \quad (\text{III.22})$$

et :

$$C(x, z, t) = (C(x, 0, t) - C_p(x, t)) \exp\left(\frac{J_w(x, t)z}{D_s}\right) + C_p(x, t) \quad (\text{III.23})$$

La vitesse maximale u_c au centre du canal est calculée en exprimant le débit moyen dans la moitié du canal en fonction du profil de vitesse :

$$\dot{m}_b(x,t) = \rho_b \frac{th_f W}{2} \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u(x,z,t) dz \quad (III.24)$$

Les concentrations, faibles dans le demi canal $C(x,0,t)$ et maximales à la paroi $C(x,\delta,t)$, peuvent alors être obtenues par résolution des équations (III.19), (III.21) et (III.23). Ces concentrations permettent ensuite de déterminer les flux d'eau et de sel, J_w et J_s à travers la membrane.

III. B. 5. Discrétisation de la membrane

Pour les différents composants du procédé, une modélisation de type nodale est utilisée, ce qui implique de considérer les différentes grandeurs physiques comme homogènes dans le volume de contrôle étudié. Appliqué au module d'osmose inverse, ce type de modélisation implique de considérer les différentes grandeurs également uniformes dans chaque canal du module. Or, ce type de modélisation ne semble pas pertinent dans le cas présent puisque la concentration en sel et le débit subissent des variations significatives le long du module d'osmose inverse. Ces variations, provoquées par les transferts d'eau et de sel à travers la membrane, s'observent même lorsque le régime de fonctionnement du module est établi.

Pour représenter au mieux ces évolutions, l'unité d'osmose inverse a donc été discrétisée dans le sens de la longueur en N éléments de longueur Δx comme le décrit la Figure III-4.

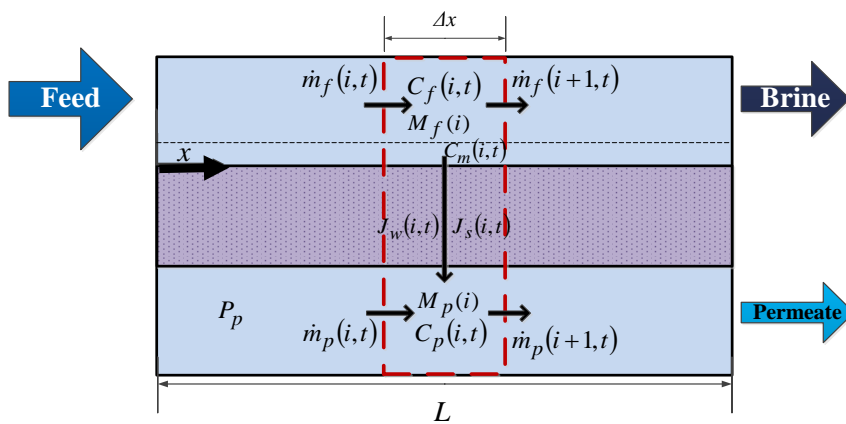


Figure III-4 : Schéma de discrétisation spatiale de la membrane

Dans chaque élément i de longueur Δx , les bilans de conservation de masse totale (éq.(III.25)) et d'espèce (éq. (III.26) et (III.27)) présentés précédemment ont respectivement été appliqués au canal d'eau salée, à la membrane et au canal de perméat :

- Conservation de la masse totale dans le canal d'alimentation :

$$\dot{m}_f(i+1,t) = \dot{m}_f(i,t) - [\rho_w J_w(i,t) + \rho_s(i,t) J_s(i,t)] dA_m \quad (III.25)$$

- Conservation de la masse de sel dans le canal d'alimentation :

$$M_f(i) \frac{C_f(i,t+1) - C_f(i,t)}{\Delta t} = \dot{m}_f(i,t) C_f(i,t) - \dot{m}_f(i+1,t) C_f(i+1,t) - \rho_s(i,t) J_s(i,t) dA_m \quad (III.26)$$

- Conservation de la masse de sel dans le canal de perméat :

$$M_p(i) \frac{C_p(i,t+1) - C_p(i,t)}{\Delta t} = \dot{m}_p(i,t) C_p(i,t) + \rho_s(i,t) J_s(i,t) dA_m - \dot{m}_p(i+1,t) C_p(i+1,t) \quad (III.27)$$

Ces équations de bilans permettent ainsi de caractériser l'évolution du profil de concentration dans le canal d'alimentation le long de la membrane, de déterminer le débit et la concentration en sel du rétentat et le débit de perméat produit par la membrane soumise à une pression et un débit d'alimentation en eau salée variables.

III. C. Validation expérimentale du modèle d'osmose inverse

Le module membranaire est un élément clé du procédé étudié. La modélisation d'un tel composant en régime dynamique, développée précédemment, nécessite une validation expérimentale. A cet effet, un banc de test a été conçu, construit et instrumenté au laboratoire PROMES afin de mener une comparaison entre des résultats expérimentaux et les simulations réalisées avec le langage Python à partir du modèle dynamique de la membrane d'osmose inverse. Ces expériences vont également permettre d'identifier certains paramètres du modèle pour son intégration dans le modèle global du procédé. Le modèle calibré et validé sera ensuite utilisé pour analyser et évaluer l'impact de la dynamique d'établissement de la couche limite de polarisation le long de la paroi de la membrane.

III. C. 1. Banc expérimental de test du module d'osmose inverse

III. C. 1. a. Description du banc d'essai

Afin d'évaluer l'impact des régimes variables de fonctionnement en pression et en débit sur la membrane, un banc d'essai a été conçu, monté et expérimenté.

Ce banc expérimental est composé de deux réservoirs, l'un d'alimentation sous pression contenant l'eau salée à traiter, et le second de décharge à la pression atmosphérique contenant le rétentat (Figure III-5). Un module membranaire est installé entre les deux réservoirs et le perméat produit est recueilli dans un récipient, installé sur une balance pour suivre l'évolution de la masse de perméat produit.

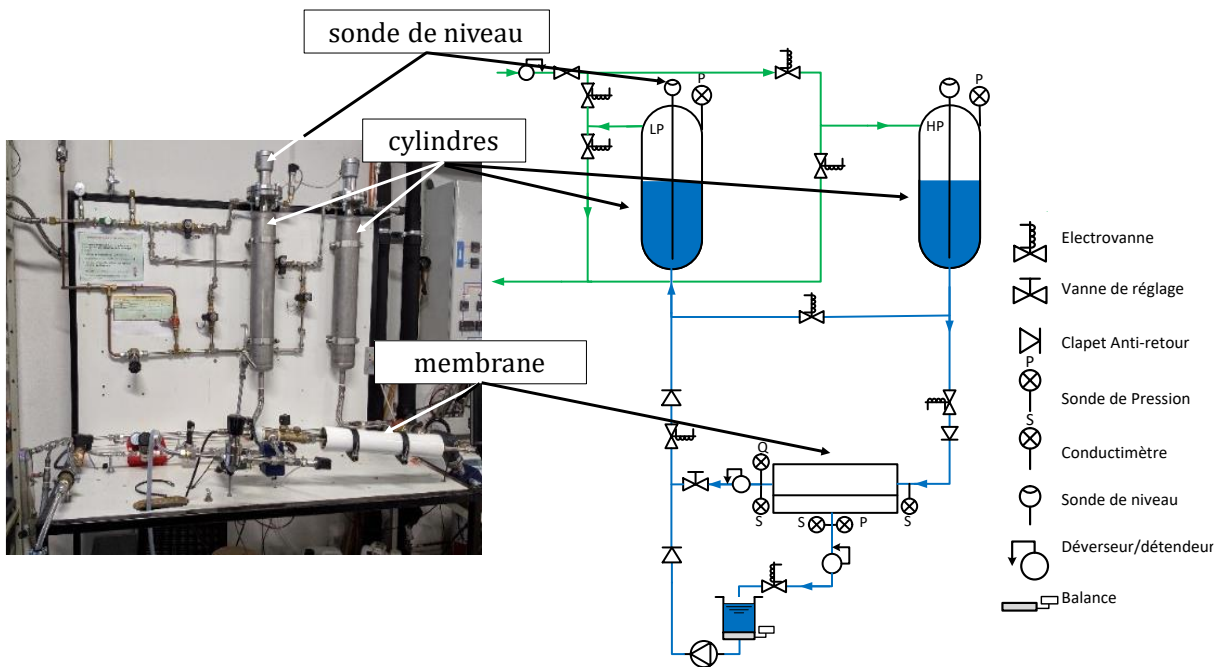


Figure III-5 : Banc expérimental : photographie et diagramme schématique

Le banc d'essai est dimensionné pour traiter des eaux saumâtres de 1 à 10 g.L⁻¹ avec une pression opératoire maximale de 15 bars dans les réservoirs. Les caractéristiques techniques de la membrane sont résumées dans le Tableau III.1. Il s'agit d'une membrane commercialisée par le constructeur DOW Chemicals référencée TW30-2514, dont la fiche technique est disponible dans l'Annexe 1, conçue pour des faibles salinités et de faibles débits.

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la membrane

Caractéristiques de la membrane	Valeurs (TW30-2514)
Épaisseur des canaux	0.7 mm
Surface active A_m	0.59 m ²
Longueur L	0.295 m
Débit d'alimentation maximal	1.4 m ³ .h ⁻¹

Les différentes grandeurs mesurées sur ce banc sont la pression dans les deux réservoirs d'eau salée, les débits de rétentat et de perméat, et la concentration en sel des flux aux bornes de la membrane (alimentation, rétentat et perméat, voir Figure III-5). Les mesures de pression sont obtenues par des sondes de pression dans le ciel gazeux des réservoirs et les concentrations en sel par des conductimètres. Le débit de perméat est quant à lui obtenu par la mesure de l'évolution de la masse du perméat produit par la membrane, recueilli dans un récipient, et pesé en continu. Un débitmètre à turbine est également installé sur la conduite de rétentat pour obtenir une mesure du débit d'eau saumâtre concentrée. Le Tableau III.2 précise le type, les gammes et la précision de mesure de chaque capteur utilisé pour ce banc.

Tableau III.2 : Caractéristiques des capteurs installés sur le banc d'essai

Quantité	Capteur	Reference	Gamme	Précision
2	Pression	KROHNE Optibar 1010C	0-25 bars	±0.25% pleine échelle
1	Pression	KELLER PAA-23S	0-5 bars	±0.2% pleine échelle
2	Conductimètre	JUMO CTI-750	0-20 mS/cm	±0.5% pleine échelle
1	Conductimètre	KROHNE Cond3200	1-1000 µS/cm	±3% de la mesure
1	Débitmètre	KOBOLD DRH-1515	0.3- 2.8 L/min	±2.5% pleine échelle
1	Balance	SCAIME AL5	0-5 kg	±0.017% pleine échelle
2	Sondes Niveau	ENDRESS HAUSER	0.1-500 mm	±0.1% de la mesure

Pour être en accord avec le fonctionnement du procédé, le débit de rétentat est régulé et maintenu constant. Ainsi, un détendeur suivi d'une vanne de réglage a été installé sur la conduite de rétentat. Le réservoir de décharge étant maintenu à pression atmosphérique, le détendeur régule la pression amont de la vanne de réglage et permet ainsi de la faire fonctionner sous une perte de charge constante. Ainsi, le débit de l'eau saumâtre en sortie du module reste constant, et ce, indépendamment de la pression en sortie du module d'osmose inverse.

Certains problèmes techniques ont cependant été rencontrés lors des mesures de salinité par les conductimètres. En effet, les premiers capteurs installés utilisaient une mesure par conduction, impliquant une géométrie tubulaire du capteur (Figure III-6.a). Or, cette géométrie s'est avérée incompatible avec l'installation puisque la méthode de pressurisation de l'eau salée, directement par

l'azote sans séparation, génère des bulles de gaz dans l'eau lors de la pressurisation du réservoir. Ces bulles se piégeaient dans les tubes des conductimètres, faussant alors les mesures. La mesure de conductivité par induction a par la suite été choisie (Figure III-6.b.) pour pallier à cette problématique, et s'est avérée être une bonne solution puisque les mesures fournies furent plus stables et cohérentes.



Figure III-6 : Différents conductimètres utilisés. a : Conductif (KHRONE Smartcond1200), b : Inductif (JUMO CTI750)

III. C. 1. b. Pilotage du banc expérimental

Le banc d'essai est contrôlé via une interface informatique développée sous l'environnement LABVIEW® présenté Figure III-7. Cette interface permet de visualiser les niveaux d'eau et la pression dans les réservoirs, et de piloter l'ouverture des électrovannes en temps réel. La commande des électrovannes permet ainsi de réaliser des tests à pression d'alimentation constante puis décroissante en laissant l'azote se détendre dans le réservoir d'alimentation, comme c'est le cas dans le procédé de dessalement thermo-hydraulique étudié. D'autres électrovannes et une pompe de circulation permettent ensuite de mélanger le perméat avec le rétentat dans le réservoir de décharge, et de transférer l'eau salée obtenue du réservoir de décharge vers le réservoir d'alimentation pour un nouveau test.

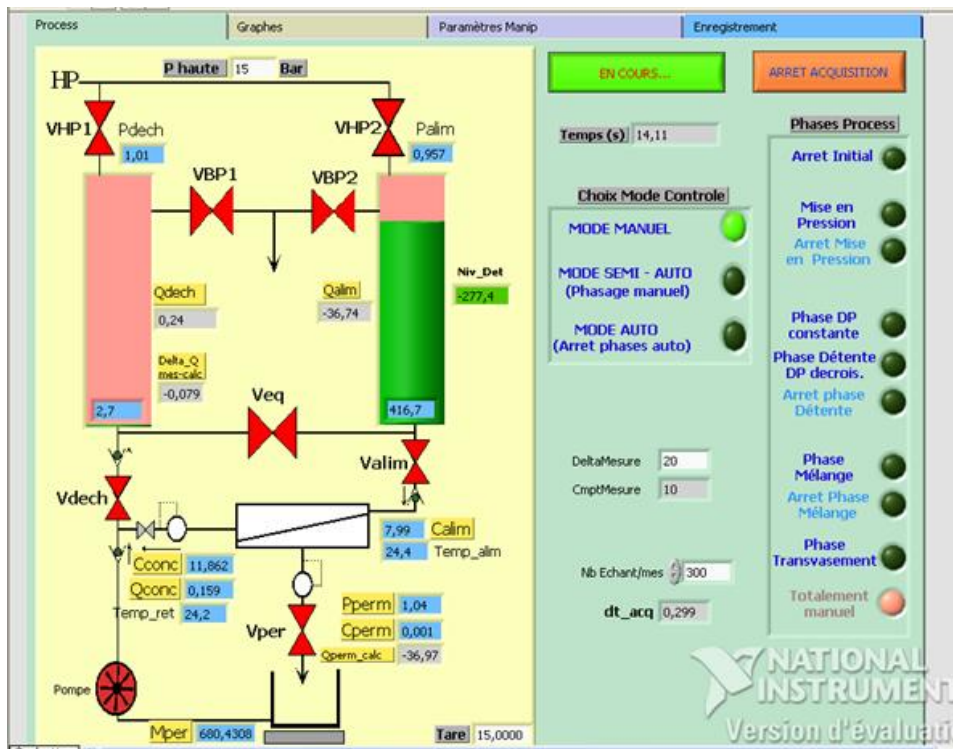


Figure III-7 : Capture d'écran de l'interface de commande LABVIEW® du banc d'essai

Une partie de l'interface permet aussi de suivre en temps réel les mesures de pression, de débit et de concentration, tout en procédant à leur enregistrement dans un fichier de mesures pour être exploitées et comparées avec les résultats de simulation.

Certaines données expérimentales sont mesurées directement par les capteurs, tandis que d'autres sont issues d'un post traitement des données par le logiciel d'acquisition. Les débits d'alimentation et de rétentat de la membrane, correspondant au débits sortants des réservoirs, sont calculés à partir de mesures du niveau d'eau dans ces derniers par des sondes de niveaux capacitives (voir Figure III-5). Cela permet de fournir une mesure redondante avec le débitmètre du rétentat et la balance sur laquelle est recueilli le perméat. On considère également que la pression à l'entrée de la membrane est équivalente à la pression dans le réservoir d'alimentation, c'est-à-dire que les pertes de charges sont négligeables entre ces deux éléments.

III. C. 2. Comparaisons avec les résultats de simulation

Les expérimentations ont été réalisées dans des conditions similaires au fonctionnement du procédé, de manière à étudier l'impact de la dynamique des cycles sur le fonctionnement et les performances de la membrane d'osmose inverse. Les expérimentations réalisées en maintenant constante la pression d'alimentation du module en eau salée, ont permis de réaliser une identification paramétrique des caractéristiques de la membrane afin de calibrer le modèle dynamique du module d'osmose inverse. Ces premières expériences ont été réalisées pour trois pressions différentes (7, 10 et 12 bars) pour une salinité de 4 g.L⁻¹ et un débit de rétentat de 0.15 L.min⁻¹. Le paramètre identifié sur le banc d'essai est la perméabilité à l'eau L_w de la membrane, tandis que la perméabilité au sel L_s est déterminée à partir des données du constructeur, ces deux grandeurs étant intrinsèques à la membrane. Ces paramètres peuvent être calculés à partir des lois de transfert (éqs. (III.7) et (III.11)) par les mesures de débits, de pressions et de concentrations. Les perméabilités ainsi déterminées sont en accord avec les valeurs trouvées dans la littérature [50], [108], [115], [116]. Un coefficient correctif a également été appliqué à la corrélation de la diffusivité au sel dans la membrane détaillée éq. (III.18) :

$$D_s(x,t) = k_{Ds} \cdot 6.725 \times 10^{-6} \exp\left(0.1546 \times 10^{-3} C_f(x,t) - \frac{2513}{T_f}\right) \quad (III.28)$$

Tableau III.3 : Caractéristiques de la membrane identifiées expérimentalement

Grandeur	Désignation	Valeur identifiée	Unité
Perméabilité à l'eau	L_w	$1.7 \cdot 10^{-11}$	$m^3 \cdot m^{-2} \cdot Pa^{-1} \cdot s^{-1}$
		6	$L \cdot m^{-2} \cdot h^{-1} \cdot bar^{-1}$
Perméabilité au sel	L_s	$6 \cdot 10^{-8}$	$m \cdot s^{-1}$
Correction sur la diffusivité au sel	k_{Ds}	2.7	-

Pour établir une comparaison pertinente entre les valeurs simulées et expérimentales, les grandeurs de sortie étudiées ont été normalisées par rapport à la valeur d'entrée. Ainsi, la concentration en sel du rétentat a été normalisée par rapport à la concentration d'alimentation maintenue constante. La seconde grandeur étudiée, le débit de perméat, a été normalisé par rapport au débit d'alimentation de la membrane. Ces deux grandeurs adimensionnées définissent donc un taux de concentration C_{dim} (éq.(III.29)) et un taux de conversion Y (éq. (III.30)).

$$C_{dim} = \frac{C_b}{C_f} \tag{III.29}$$

$$Y = \frac{\dot{m}_p^{RO}}{\dot{m}_f^{RO}} \tag{III.30}$$

L'évolution dynamique des deux grandeurs ainsi définies a été étudiée expérimentalement selon des conditions opératoires se rapprochant de celles des cycles de fonctionnement du procédé. Ces essais sont caractérisés par une phase à pression constante suivie d'une phase à pression décroissante réalisée par la détente de l'azote dans le réservoir d'alimentation. Nous présentons ici trois tests réalisés à différentes pressions initiales de 7, 10 et 12 bars, comme le décrit la Figure III-8.

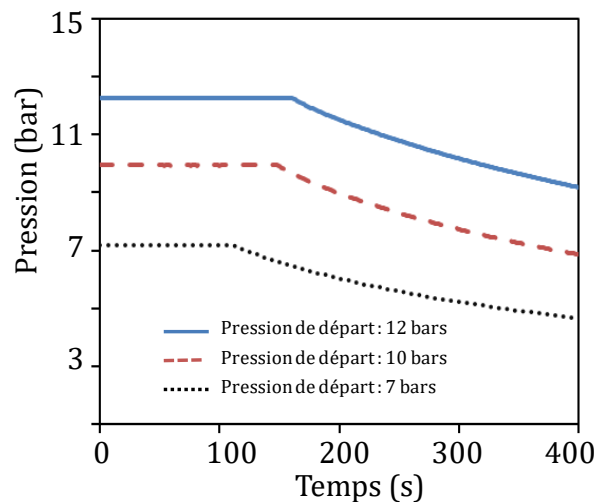


Figure III-8 : Différentes évolutions de pression d'alimentation en eau salée de la membrane pour la validation expérimentale

La salinité de l'eau d'alimentation a été maintenue à 4 g.L⁻¹ et le débit de rétentat réglé à 0.15 L.min⁻¹, correspondant à un débit de rétentat rapporté à la surface de membrane installée de 0.25 L.min⁻¹.m⁻². Ce débit surfacique, plus élevé que celui appliqué au procédé de dessalement étudié de 0.05 L.min⁻¹.m⁻², a été contraint par la gamme de réglage de débit possible offerte par l'ensemble détendeur-vanne installé sur le banc d'essai. Si l'on compare les vitesses débitantes dans le canal d'alimentation, on constate que celle du banc d'essai (1.8 mm.s⁻¹) est plus faible que celle du prototype (6.26 mm.s⁻¹).

La comparaison des taux de concentration et de recouvrement obtenus expérimentalement et numériquement est présentée dans la Figure III-9, pour les trois évolutions de pression d'alimentation en eau.

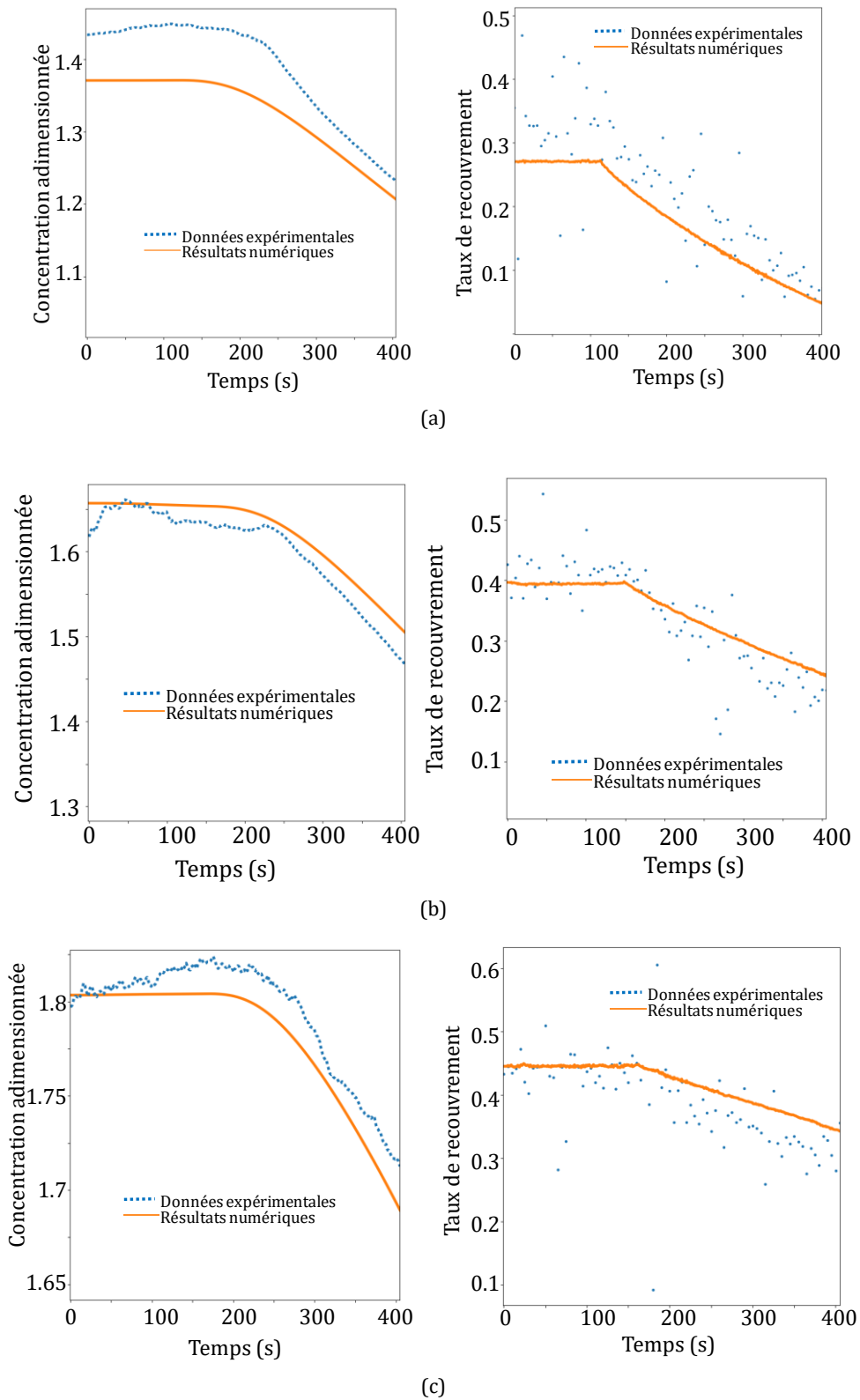


Figure III-9 : Comparaison entre les résultats des expérimentations et des simulations pour différentes pressions de départ. (a) : 7 bars, (b) : 10 bars, (c) : 12 bars

La Figure III-9 montre que les évolutions temporelles des taux de recouvrement et de concentration du rétentat suivent les profils de pression appliqués au cours du temps. Pour le taux de concentration du rétentat, l'écart quadratique moyen entre les résultats numériques et les données expérimentales est inférieur à 5 %. Pour le taux de recouvrement, l'écart est plus important mais reste inférieur à 20 %, excepté pour le test à 7 bars pour lequel l'écart atteint 34 %. Cette forte dispersion des points expérimentaux observée est liée aux faibles débits de rétentat mis en jeu, accentuant les incertitudes de mesure. Ces graphes montrent cependant une bonne adéquation entre les résultats des simulations issus du modèle dynamique discrétisé et les résultats expérimentaux, permettant ainsi de considérer le modèle dynamique comme valide pour représenter le comportement du module d'osmose inverse soumis à des conditions variables de fonctionnement. Ce modèle ainsi validé peut ainsi être exploité pour décrire le comportement et évaluer les impacts de la dynamique de fonctionnement du procédé sur la membrane.

III. D. Etude de sensibilité paramétrique aux conditions opératoires sur la membrane d'osmose inverse

L'outil de simulation du module d'osmose inverse ainsi développé est ici exploité pour évaluer son comportement sous différentes conditions opératoires correspondant aux cycles de fonctionnement du procédé.

III. D. 1. Impact de la pression et du débit de rétentat

Dans un premier temps, il est étudié l'influence du débit de rétentat et de la dynamique de la pression d'alimentation appliquée sur le taux de recouvrement à la sortie de la membrane. Des évolutions de pressions simulées, similaires à celles réalisées sur le banc d'essai, ont été appliquées avec différentes pressions initiales (Figure III-10a). L'évolution du taux de recouvrement obtenu pour ces différents profils de pression appliqués est représenté sur les Figure III-10 b et c pour deux débits de rétentat fixés.

Il apparaît qu'un échelon de pression rapide appliqué sur la membrane induit un pic de production de perméat durant un court instant qui décroît et finit par se stabiliser par la suite, du fait de la pression constante appliquée. Ce phénomène peut s'expliquer par un temps d'établissement de la couche limite de polarisation plus long. Cette hypothèse est vérifiée par des simulations réalisées à débit plus

important durant lesquelles cette surproduction est moins marquée, puisque la couche limite est plus petite (vitesse débitante plus élevée). L'amplitude de pression de l'échelon appliqué a également un impact sur ce phénomène, puisque le pic est également moins prédominant dans le cas de pressions plus faibles. L'augmentation du débit de rétentat en sortie de membrane a également pour conséquence une diminution importante du taux de conversion qui varie globalement ici de 0.36 à 0.24 pour 12 bars de pression appliquée, cette évolution peut s'expliquer par la diminution du temps de séjour de l'eau salée dans la membrane pour les débits plus importants.

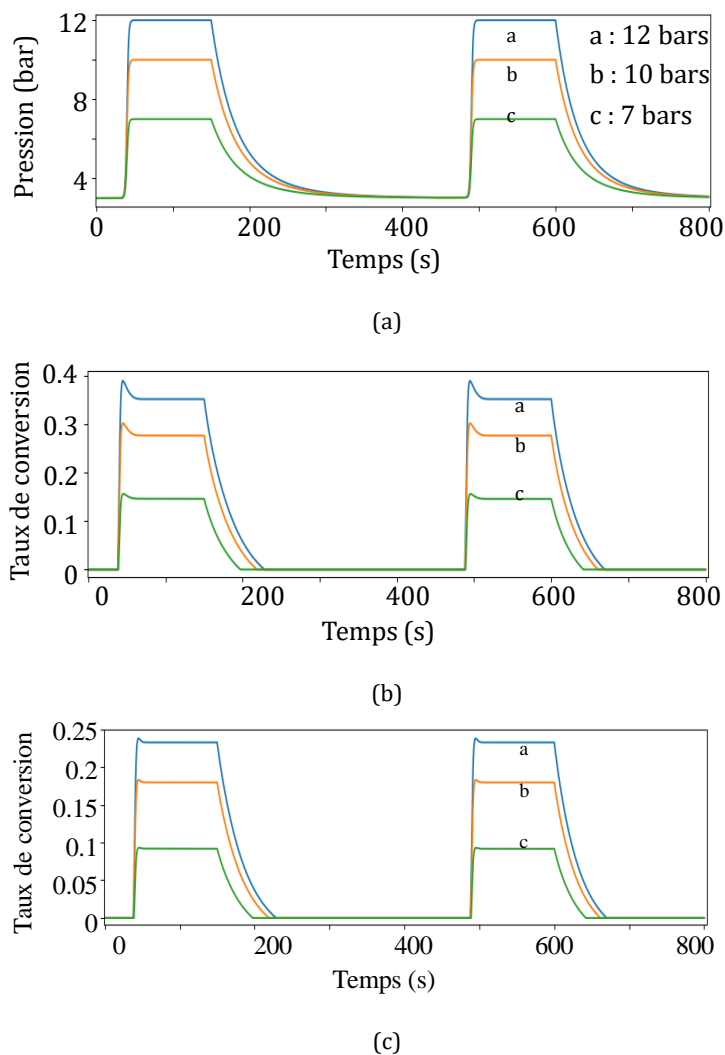


Figure III-10 : Taux de conversion (ou recouvrement) pour différentes dynamiques de pression d'alimentation appliqué au module d'osmose inverse. (a) : Profils de pression appliqués, (b) : taux de conversion pour un débit de rétentat de 0.3 L.min⁻¹, (c) : taux de conversion pour un débit de rétentat de 0.6 L.min⁻¹

III. D. 2. Étude locale d'établissement des profils de concentration le long de la membrane

Parmi les simulations présentées dans la section précédente, l'essai réalisé sous un échelon de pression à 12 bars avec un débit de rétentat de 0.3 L.min⁻¹ a été sélectionné pour étudier plus particulièrement la dynamique d'établissement locale de la couche limite diffusive le long de la membrane et son impact sur la production de perméat. Plusieurs temps dans cet essai numérique ont été sélectionnés pour cette étude des profils longitudinaux (Figure III-11).

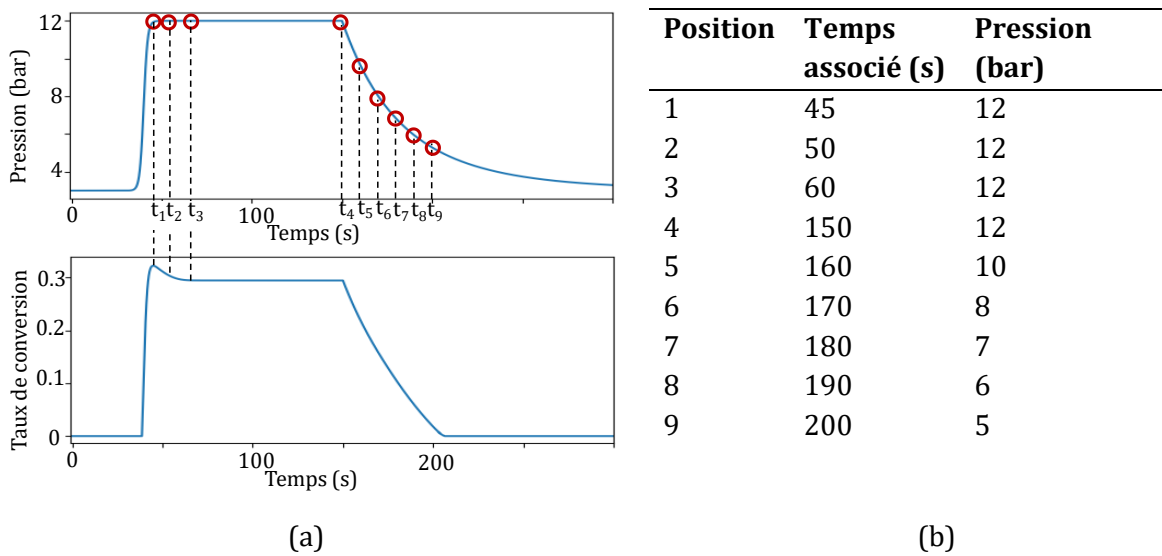


Figure III-11 : (a) Positions temporelles sur le profil de créneau de pression appliquée utilisées pour l'étude des profils longitudinaux, (b) : Valeurs des pressions aux différents instants considérés

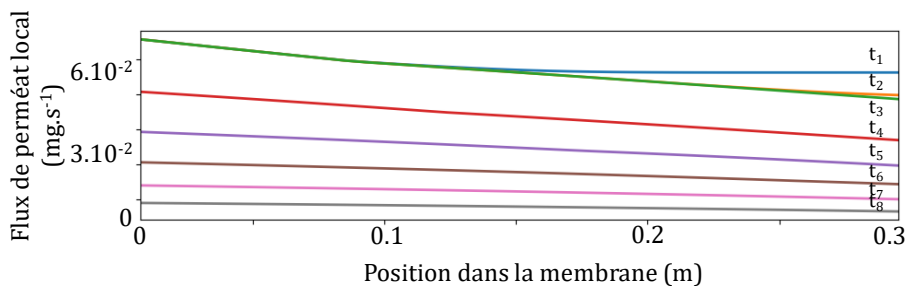
Pour caractériser la capacité de la membrane à permettre localement un flux de perméat, un taux de saturation S_m est défini par l'éq. (III.31) comme le rapport entre la concentration locale à la paroi de la membrane et la concentration maximale C_{max} atteignable à la paroi de la membrane (eq.(III.32)). Cette concentration maximale correspond à la concentration pour laquelle la pression osmotique est égale à la pression transmembranaire appliquée.

$$S_m(x,t) = \frac{C_m(x,t)}{C_{\max}(x,t)} \tag{III.31}$$

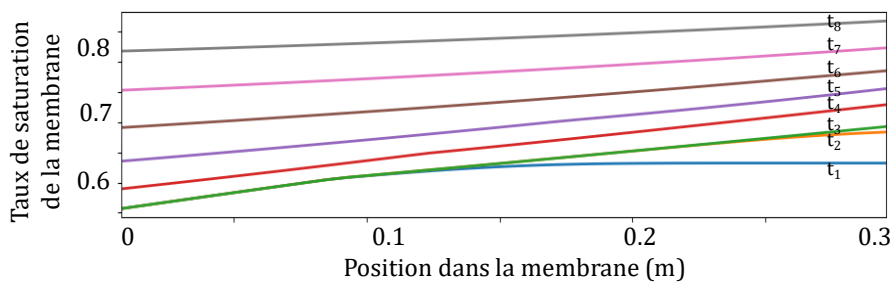
$$C_{\max}(x,t) = \frac{\Delta P_m(x,t)}{2\phi \frac{\rho_{\text{NaCl}}}{M_{\text{NaCl}}} RT} \tag{III.32}$$

L'intérêt de l'introduction de ce taux de saturation est de représenter également le degré de polarisation de la couche limite dont l'épaisseur correspond alors à l'épaisseur du canal. Ainsi, lorsque ce taux atteint la valeur de 1, la concentration maximale à la paroi est atteinte et le mécanisme de transfert de l'eau à travers la membrane ne se produit plus. Le flux de perméat devient alors nul.

Les tracés de la Figure III-12 montrent les évolutions du taux de recouvrement et du flux de perméat le long de la membrane pour plusieurs instants du profil décroissant de pression, excepté pour les trois premiers instants qui ont été pris à la même pression (1^{ère} phase) pour observer la dynamique d'établissement. Les autres positions temporelles permettent quant à elles d'étudier les évolutions pendant la phase de détente.



(a)



(b)

Figure III-12 : Évolutions longitudinales pour différents instants. (a) Flux de perméat, (b) Taux de saturation de la membrane

Il apparaît de ces figures que l'impact des variations de pression sur le flux de perméat et la concentration à la membrane n'est pas négligeable. A pression constante, la couche limite s'établit au bout d'environ 15 secondes. Les variations ont tendance à être plus importantes à l'entrée du canal, et à haute pression puis, au fur et à mesure que la pression diminue, la concentration à la membrane et le flux de perméat s'homogénéisent le long du canal.

Les variations de concentration dans le canal d'alimentation de la membrane ont été représentées dans la Figure III-13 pour plusieurs instants, correspondant aux pressions de 12, 10 et 8 bars. Pour la première carte (à plus haute pression), on constate une forte augmentation de la concentration au voisinage de la membrane. Ces variations deviennent plus importantes vers la sortie du canal et la concentration semble globalement liée aux lignes de courant dans la largeur du canal (paraboliques puisque la couche limite occupe tout le canal).

On peut également observer que ces variations s'atténuent au fur et à mesure que la pression dans le canal diminue, montrant ainsi l'impact de ce paramètre sur l'importance du phénomène de polarisation.

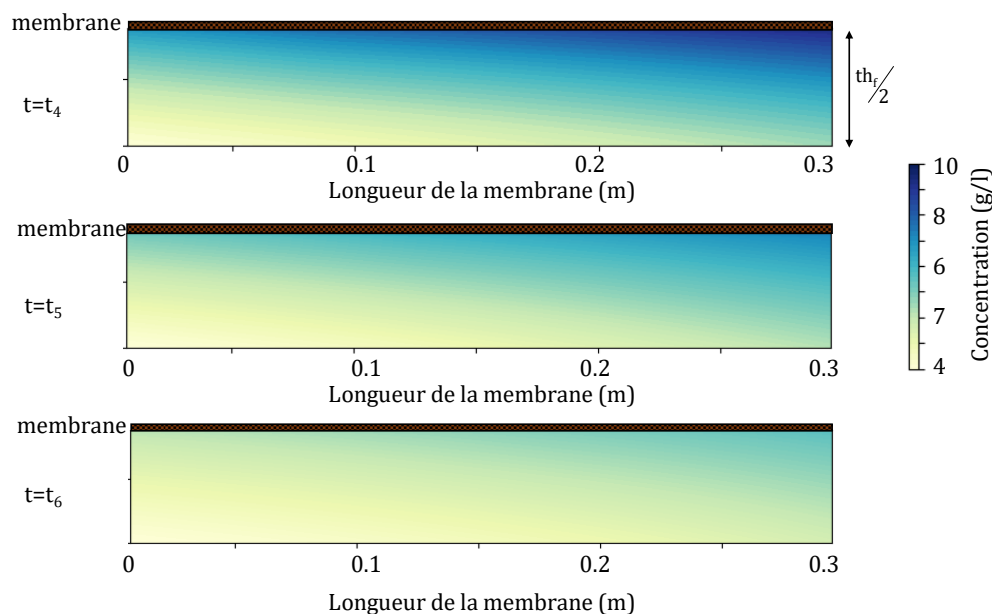


Figure III-13 : Cartographies de la concentration dans le demi-canal d'alimentation de la membrane à plusieurs instants

III. E. Conclusion

Dans cette partie, un modèle dynamique de la membrane a été développé et validé expérimentalement sur un banc d'essai conçu au laboratoire PROMES. Le modèle 1D établi est basé sur des lois de conservation de la masse et de l'espèce et des lois de transfert membranaire. Une modélisation plus fine de la couche limite diffusive a été réalisée pour les faibles débits, de manière à représenter au mieux les variations de concentration au voisinage de la membrane et l'effet de la dynamique sur celle-ci. La validation expérimentale a ensuite permis d'identifier les paramètres du modèle de la membrane et de l'exploiter pour étudier les variations locales et l'influence de la dynamique sur ses performances. Il apparaît que la dynamique de la pression a un impact sur le comportement de la membrane et que ses performances se dégradent fortement au fur et à mesure de la détente. La couche limite diffusive est notamment impactée par la pression et le débit, et on constate que, pour les hautes pressions, celle-ci devient importante et impacte de manière significative les transferts à travers la membrane. Un modèle des autres composants est ensuite développé pour donner lieu à un modèle du procédé complet ainsi partiellement validé.

Chapitre IV - Modélisation dynamique globale du procédé

IV. A. Introduction

Un des objectifs de ces travaux étant le développement d'un outil de simulation dynamique du procédé, une modélisation dynamique de l'ensemble du procédé a été établie pour évaluer l'impact de la variabilité de la ressource solaire ainsi que de son fonctionnement intrinsèquement cyclique sur ses performances. Cet outil s'appuie sur des modélisations individuelles de chaque composant du procédé couplées par la suite dans un modèle global. Contrairement à la membrane d'osmose inverse, les éléments principaux du système font l'objet d'une modélisation 0D. Dans cette section, le modèle des composants est détaillé, puis le couplage de ces différents modèles de composants avec celui de la membrane pour former un modèle global du procédé, est pour finir établi.

IV. B. Modèle des composants

La modélisation du procédé a été réalisée par une approche 0D de type nodale. Chaque composant, hormis la membrane d'osmose inverse, est modélisé en considérant que la pression et la température sont uniformes dans les volumes de contrôle considérés. Concernant la membrane, qui fait par la suite l'objet d'une étude approfondie, une discrétisation spatiale a été réalisée pour tenir compte de l'évolution des profils de concentration, des débits et de la pression le long de la membrane. Les composants sont ensuite connectés par leurs entrées et leurs sorties. Les modèles ont été établis en considérant les hypothèses générales suivantes :

- Les phases liquide et vapeur sont à l'équilibre thermique dans l'évaporateur et le condenseur,
- Les pertes de charges liées aux écoulements dans les conduites dans les réservoirs, l'évaporateur, le condenseur et les vérins hydrauliques sont négligées, seules sont prises en compte les pertes de charges dans les vannes, distributeurs et clapets,
- Les conduites, les vérins et le condenseur sont adiabatiques,
- Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligées,
- Les liquides sont incompressibles

IV. B. 1. L'évaporateur

L'évaporateur est chauffé par un capteur solaire plan et via un fluide caloporteur dont le débit de circulation est considéré constant. L'évaporateur est un échangeur de chaleur à fluides séparés dans lequel le fluide de travail est chauffé par la paroi de ce dernier, elle-même chauffée par le fluide

caloporteur en provenance du capteur solaire, comme présenté Figure IV-1. Il faut noter que dans la Figure II-2 schématisant le procédé global, le composant évaporateur est représenté par un évaporateur noyé (rempli de fluide de travail liquide) connecté avec une bouteille de séparation dans laquelle le fluide de travail est présent sous les formes de liquide et de vapeur en équilibre thermique entre elles. Dans le modèle développé pour ce système et présenté ici, l'évaporateur est modélisé de manière plus simple par un volume unique avec une partie de la paroi chauffée (celle en contact avec le fluide de travail liquide), tandis que l'autre partie est isolée, ceci afin de représenter une zone thermiquement active correspondant à l'évaporateur noyé, et l'autre non active correspondant à la bouteille de séparation. Ce modèle regroupe donc ces deux éléments en un seul composant, en considérant que l'équilibre thermique est établi dans le volume de contrôle correspondant au fluide de travail (phase liquide et phase vapeur).

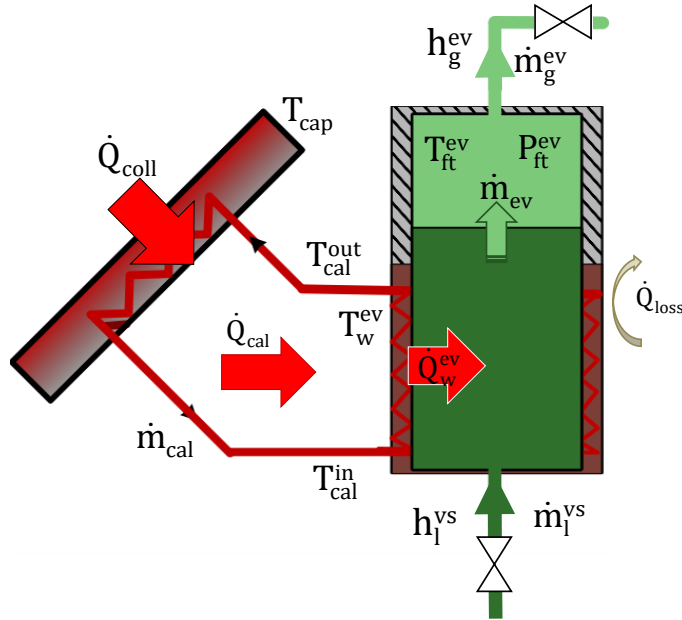


Figure IV-1 : Description du modèle évaporateur et capteur plan

Dans un premier temps, un bilan 1^{er} principe (éq.(IV.1)) est appliqué au collecteur solaire en considérant une température homogène T_{cap} du capteur et une masse thermique équivalente ($m_{cap} \cdot C_{p_{cap}}$). Ce bilan thermique tient compte de la fraction du flux solaire absorbée par le capteur \dot{Q}_{coll} et du flux thermique transmis au caloporteur \dot{Q}_{cal} .

$$m_{cap} C_{p_{cap}} \frac{dT_{cap}}{dt} = \dot{Q}_{coll} - \dot{Q}_{cal} \quad (IV.1)$$

Le flux solaire collecté et absorbé par le capteur plan de surface A_{cap} s'exprime en fonction du rendement de capteur η_{cap} , lui-même fonction du rendement optique du capteur et de l'irradiation incidente globale G normale au plan du capteur.

$$\dot{Q}_{\text{coll}} = GA_{\text{cap}} \eta_{\text{cap}} = GA_{\text{cap}} \left(\eta_{\text{opt}} - \frac{a_1(T_{\text{cap}} - T_{\text{amb}})}{G} - \frac{a_2(T_{\text{cap}} - T_{\text{amb}})^2}{G} \right) \quad (\text{IV.2})$$

où a_1 et a_2 sont respectivement les coefficients de perte thermique linéaire et quadratique du capteur solaire en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-2}$. Ce sont des paramètres intrinsèques au collecteur qui quantifient les échanges thermiques entre le panneau et le milieu ambiant. Le flux de chaleur transmis à la paroi de l'évaporateur par le fluide caloporteur chauffé par le capteur est exprimé par l'éq. (IV.3) :

$$\dot{Q}_{\text{cal}} = \dot{m}_{\text{cal}} C_{p,\text{cal}} (T_{\text{cal}}^{\text{in}} - T_{\text{cal}}^{\text{out}}) \quad (\text{IV.3})$$

Un bilan basé sur le premier principe est également appliqué à la paroi de l'évaporateur, dont la température T_w^{ev} est également supposée homogène :

$$m_w^{\text{ev}} C_{p,\text{steel}} \frac{dT_w^{\text{ev}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{cal}} - \dot{Q}_w^{\text{ev}} - \dot{Q}_{\text{loss}} \quad (\text{IV.4})$$

Dans ce bilan apparaissent les flux de chaleur reçus par le caloporteur provenant du capteur plan \dot{Q}_{cal} , et celui transmis par la paroi au fluide de travail dans l'évaporateur de celui-ci \dot{Q}_w^{ev} . Bien que l'évaporateur soit isolé thermiquement, on considère des pertes thermiques par convection vers l'extérieur \dot{Q}_{loss} , telles que :

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = K_{\text{loss}} (T_w^{\text{ev}} - T_{\text{amb}}) \quad (\text{IV.5})$$

Pour caractériser la qualité des échanges thermiques entre la paroi de l'évaporateur et le fluide caloporteur, une efficacité d'échangeur ε^{ev} est prise en compte. Cette efficacité exprime, comme le décrit l'éq.(IV.6), le ratio de l'écart de température subi par le caloporteur à celui maximal qu'il subirait si l'échange était parfait. Par la suite, cette efficacité permet d'exprimer la différence de température d'entrée et de sortie du caloporteur en fonction de la température moyenne du capteur plan T_{cap} et de l'évaporateur T_w^{ev} (éq. (IV.7)).

$$\varepsilon^{ev} = \frac{T_{cal}^{in} - T_{cal}^{out}}{T_{cal}^{in} - T_w^{ev}} \quad (IV.6)$$

$$T_{cal}^{in} - T_{cal}^{out} = \frac{2\varepsilon^{ev}}{2 - \varepsilon^{ev}} (T_{cap} - T_w^{ev}) \quad (IV.7)$$

où la température moyenne du capteur est définie par :

$$T_{cap} = \frac{T_{cal}^{in} + T_{cal}^{out}}{2} \quad (IV.8)$$

Il est ainsi possible, à partir des équations (IV.6) et (IV.7), d'exprimer le flux de chaleur transmis par le caloporteur \dot{Q}_{cal} en fonction de l'efficacité d'échangeur et des températures moyennes du capteur et de la paroi de l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{cal} = \dot{m}_{cal} C_{p_{cal}} \frac{2\varepsilon^{ev}}{2 - \varepsilon^{ev}} (T_w^{ev} - T_{cap}) \quad (IV.9)$$

La puissance thermique transférée au fluide de travail par la paroi de l'évaporateur \dot{Q}_w^{ev} est calculée en considérant un échange convectif entre ces deux éléments :

$$\dot{Q}_w^{ev} = (K_g A_{ev}) (T_w^{ev} - T_{ft}^{ev}) \quad (IV.10)$$

Les variations de masse du gaz et du liquide dans l'évaporateur, supposé en équilibre thermique, sont ensuite calculées par les deux bilans massiques :

$$\frac{dm_g^{ev}}{dt} = \dot{m}_{ev} - \dot{m}_g^{ev} \quad (IV.11)$$

$$\text{et } \frac{dm_l^{ev}}{dt} = \dot{m}_l^{vs} - \dot{m}_{ev} \quad (IV.12)$$

Le débit de vapeur \dot{m}_g^{ev} sortant de l'évaporateur pour remplir le cylindre de transfert est déterminé par les conditions d'écoulement à travers une vanne, caractérisée par un coefficient de débit K_v , et soumis à la différence de pression régnant entre l'évaporateur et le réservoir. Ce débit à travers la vanne est calculé par l'équation donnée par le constructeur Asco [117], en considérant un régime d'écoulement subsonique, c'est-à-dire lorsque la pression en sortie de vanne (celle du cylindre de transfert) est supérieure à la moitié de la pression amont (celle de l'évaporateur) comme décrit par l'éq. (IV. 13).

$$\dot{m}_g^{ev} = 514 K_v \rho_g^{ev} \sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_g^{ev}} \frac{(P_{ft}^{ev} - P_{ft}^{cyl}) P_{ft}^{cyl}}{T_g^{ev}}} \quad (IV.13)$$

Le débit d'évaporation \dot{m}_{ev} du fluide de travail liquide dans l'évaporateur est quant à lui déterminé par une loi cinétique, qui est fonction de l'affinité de changement de phase [118], traduisant le déséquilibre thermodynamique entre la phase vapeur à la pression réelle P_{ft}^{ev} de l'évaporateur et la phase liquide considérée à la pression de saturation correspondant à la température de l'évaporateur T_{ft}^{ev} . Ce déséquilibre thermodynamique est créé lorsque l'évaporateur échange de la matière avec son environnement. Cette loi cinétique peut être exprimée par l'éq.(IV.14) en fonction de la pression de l'évaporateur et de la pression de saturation à la température du fluide de travail dans l'évaporateur :

$$\dot{m}_{ev} = Kcin_{ev} \ln\left(\frac{P_{sat}(T_{ft}^{ev})}{P_{ft}^{ev}}\right) \quad (IV.14)$$

où $Kcin_{ev}$ est un coefficient cinétique, paramètre ajustable du modèle de l'évaporateur qui dépend de la qualité de l'échange à la paroi et du fluide de travail. La variation d'énergie interne totale du fluide de travail est appliquée sur le volume de contrôle V^{ev} correspondant au volume total occupé par le fluide de travail dans l'évaporateur et qui échange de la chaleur avec la paroi et de la matière (entrée de liquide et sortie de vapeur) avec les autres composants du procédé :

$$\frac{dU^{ev}}{dt} = \dot{Q}_w^{ev} + \dot{m}_l^{ys} h_l^{ys} - \dot{m}_{ev} h_g^{ev} \quad (IV.15)$$

Les volumes des phases vapeur et liquide sont reliés par la relation :

$$V_{ft}^{ev} = V_l^{ev} + V_g^{ev} \quad (IV.16)$$

Les évolutions de ces volumes sont déduites à partir des bilans massiques ((IV.11) et (IV.12)) et des masses volumiques du liquide ρ_l^{ev} saturé à la température de l'évaporateur T_{ft}^{ev} et celle de la vapeur à la même température et à la pression P_{ft}^{ev} :

- pour la phase liquide :

$$V_l^{ev} = \frac{m_l^{ev}}{\rho_{lsat}^{ev}(T_{ft}^{ev})} \quad (IV.17)$$

- pour la phase vapeur :

$$V_g^{ev} = \frac{m_g^{ev}}{\rho_g^{ev}(P_{ft}^{ev}, T_{ft}^{ev})} \quad (IV.18)$$

La bibliothèque de fonctions thermodynamiques *CoolProp*, disponible en open source [119] est utilisée pour déterminer l'état thermodynamique des fluides à partir de deux grandeurs thermodynamiques intensives. La liste de ces variables calculables est donnée par le Tableau IV.1.

Tableau IV.1 : Liste des grandeurs d'entrée et de sortie des fonctions de la bibliothèque CoolProp

Grandeur	Désignation	Unité
Température	T	K
Pression	P	Pa
Enthalpie spécifique	h	J.kg ⁻¹
Energie interne spécifique	u	J.kg ⁻¹
Masse volumique	ρ	kg.m ⁻³
Entropie spécifique	s	J.K ⁻¹ .kg ⁻¹

Il est à noter que le couple de variables (Pression, Température) ne permet pas de calculer un état thermodynamique si le fluide est à saturation. C'est pourquoi, dans les équations qui suivent, la masse volumique est de préférence utilisée comme grandeur d'entrée. L'énergie interne totale du fluide de travail dans l'évaporateur est exprimée par la somme de l'énergie interne du gaz et de celle du liquide par l'éq. (IV.19).

$$U^{ev} = m_l^{ev} u_l^{ev}(T_{ft}^{ev}, \rho_l^{ev}) + m_g^{ev} u_g^{ev}(T_{ft}^{ev}, \rho_g^{ev}) \quad (IV.19)$$

De même, la pression de vapeur, également celle du liquide, est obtenue à partir de la température de l'évaporateur et de la densité de la vapeur (éq. (IV.20)).

$$P_{ft}^{ev} = f(T_{ft}^{ev}, \rho_g^{ev}) \quad (IV.20)$$

IV. B. 2. Le condenseur

Le modèle du condenseur est similaire à celui de l'évaporateur avec cependant une hypothèse supplémentaire. Cette hypothèse concerne le volume de liquide dans le condenseur considéré très faible et toujours constant tout au long du fonctionnement du procédé. En effet, il est considéré que la totalité du gaz qui est condensé est évacuée au fur et à mesure du condenseur par gravité vers un réservoir, duquel il est ensuite soutiré et pressurisé par le vérin secondaire pour remplir l'évaporateur

(Figure IV-2). Une fraction de liquide minimale χ^{cond} est tout de même considérée pour satisfaire l'existence d'un équilibre thermodynamique dans le condenseur, afin d'évaluer le déséquilibre thermodynamique déterminant le débit de condensation de la vapeur.

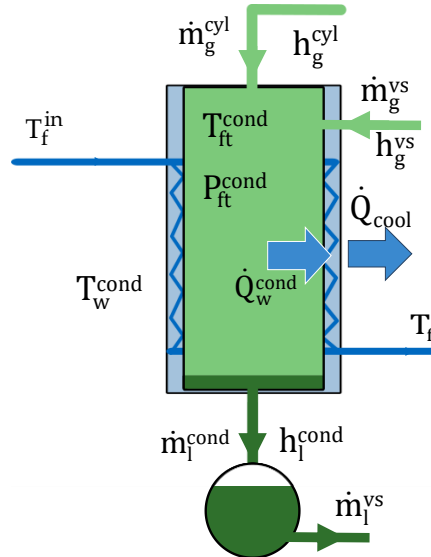


Figure IV-2 : Description du modèle condenseur

Le caloporteur évacuant la chaleur du condenseur est l'eau saumâtre à traiter, dont la température à l'entrée du condenseur est égale à la température de pompage de l'eau, fixée et dépendante pour un lieu donné. Le flux évacué est ainsi exprimé dans l'éq.(IV.21):

$$\dot{Q}_{\text{cool}} = \dot{m}_f C_{p_f} (T_f - T_f^{\text{in}}) \quad (\text{IV.21})$$

Les températures, la pression et les masses respectives de gaz et de liquide dans le condenseur sont calculées par le système équations suivant composé de bilans de conservation de masse et d'énergie.

- Bilan thermique à la paroi :

$$m_w^{\text{cond}} C_{p_{\text{steel}}} \frac{dT_w^{\text{cond}}}{dt} = \dot{Q}_w^{\text{cond}} - \dot{Q}_{\text{cool}} \quad (\text{IV.22})$$

- Conservation de la masse :

$$\frac{dm_g^{\text{cond}}}{dt} = \dot{m}_g^{\text{cyl}} - \dot{m}_{\text{cond}} \quad (\text{IV.23})$$

- Variation d'énergie interne du fluide de travail :

$$\frac{dU^{\text{cond}}}{dt} = -\dot{Q}_w^{\text{cond}} - \dot{m}_l^{\text{cond}} h_l^{\text{cond}} + \dot{m}_g^{\text{cyl}} h_g^{\text{cyl}} + \dot{m}_g^{\text{vs}} h_g^{\text{vs}} \quad (\text{IV.24})$$

avec

$$U^{\text{cond}} = m_l^{\text{cond}} u_l^{\text{cond}}(T_{\text{ft}}^{\text{cond}}, \rho_l^{\text{cond}}) + m_g^{\text{cond}} u_g^{\text{cond}}(T_{\text{ft}}^{\text{cond}}, \rho_g^{\text{cond}}) \quad (\text{IV.25})$$

- Pression du condenseur :

$$P_{\text{ft}}^{\text{cond}} = f(T_{\text{ft}}^{\text{cond}}, \rho_g^{\text{cond}}) \quad (\text{IV.26})$$

avec

$$\rho_g^{\text{cond}} = \frac{m_g^{\text{cond}}}{V^{\text{cond}} - V_l^{\text{cond}}} \quad \text{où} \quad V_l^{\text{cond}} = \chi^{\text{cond}} V^{\text{cond}} \quad (\text{IV.27})$$

Le débit de gaz condensé est également calculé par une loi cinétique, en fonction du déséquilibre thermodynamique entre la phase vapeur à la pression $P_{\text{ft}}^{\text{cond}}$ et la phase liquide considérée à la pression de saturation $P_{\text{sat}}(T_{\text{ft}}^{\text{cond}})$ correspondant à la température du condenseur :

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \dot{m}_l^{\text{cond}} = K \text{cin}_{\text{cond}} \ln\left(\frac{P_{\text{ft}}^{\text{cond}}}{P_{\text{sat}}(T_{\text{ft}}^{\text{cond}})}\right) \quad (\text{IV.28})$$

où $K \text{cin}_{\text{cond}}$ est une constante cinétique de condensation, constituant également un paramètre ajustable du modèle du condenseur.

IV. B. 3. Les cylindres de transfert

Pour la modélisation des cylindres de transfert, on considère deux compartiments séparés physiquement par une paroi parfaitement étanche : l'un rempli de fluide de travail principalement sous forme vapeur, et l'autre rempli d'eau salée à traiter.

Les frottements sont négligés lors de la transmission de l'énergie mécanique de la phase vapeur vers l'eau, et vice versa ; l'équilibre des pressions entre le fluide de travail gazeux et l'eau salée est donc supposé vérifié en permanence.

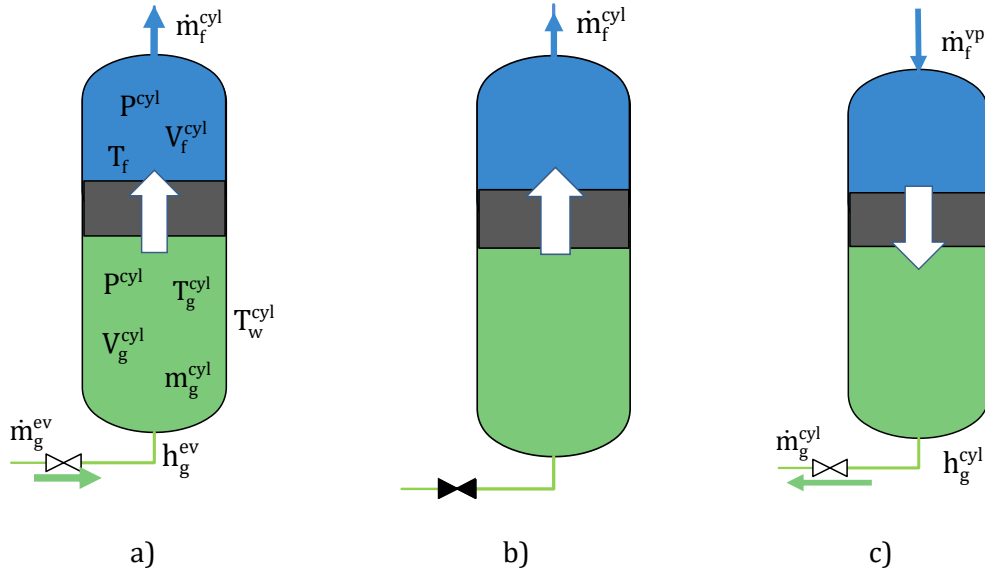


Figure IV-3 : Description du modèle des cylindres de transfert. a : pressurisation, b : détente du gaz, c : remplissage d'eau à traiter

Les variations de volume des compartiments, équivalentes en valeur absolue, sont déterminées par l'éq.(IV.29) à partir du débit d'eau à traiter entrant ou sortant du réservoir selon les phases :

$$\frac{dV_g^{cyl}}{dt} = -\frac{dV_f^{cyl}}{dt} = \frac{\dot{m}_f^{cyl}}{\rho_f} \quad (IV.29)$$

Pendant les phases de pressurisation et de détente, durant lesquelles les cylindres sont remplis de vapeur haute pression à saturation provenant de l'évaporateur, il est possible qu'une certaine quantité de vapeur se condense au contact des parois, préalablement refroidies par leur contact avec l'eau à traiter durant le précédent demi-cycle. Cette condensation est prise en compte pour la modélisation des réservoirs de transfert, notamment dans le bilan de conservation de masse pour la partie contenant du gaz (éq.(IV.30)) :

$$\frac{dm_g^{cyl}}{dt} = \dot{m}_g^{ev} - \dot{m}_{cond}^{cyl} \quad (IV.30)$$

La masse de vapeur présente dans le réservoir est également exprimée en fonction de sa densité, elle-même obtenue par une équation d'état CoolProp, avec pour paramètre l'énergie interne et la pression du gaz.

$$m_g^{cyl} = V_g^{cyl} \rho_g^{cyl}(u_g^{cyl}, p_g^{cyl}) \quad (IV.31)$$

Le débit de condensation du fluide de travail pouvant se produire au contact avec la paroi est également déterminé par une loi cinétique en fonction de la pression du gaz et de la pression de saturation à la température des parois du réservoir :

$$\dot{m}_{\text{cond}}^{\text{cyl}} = K \text{cin}_{\text{cond}} \ln \left(\frac{P_g^{\text{cyl}}}{P_{\text{sat}}(T_w^{\text{cyl}})} \right) \quad (\text{IV.32})$$

La température des parois du réservoir T_w^{cyl} , considérée comme homogène, peut être calculée par le bilan d'énergie exprimé à la paroi par l'éq.(IV.33).

$$m_w^{\text{cyl}} C_{p_{\text{steel}}} \frac{dT_w^{\text{cyl}}}{dt} = \dot{m}_{\text{cond}}^{\text{cyl}} \Delta h_{\text{cond}}(T_{\text{sat}}(P_g^{\text{cyl}})) - \dot{Q}_{\text{loss}} \quad (\text{IV.33})$$

Les paramètres thermodynamiques restant à calculer dans la partie fluide de travail sont obtenus par un bilan d'énergie interne et une équation d'état CoolProp :

$$\frac{d(m_g^{\text{cyl}} u_g^{\text{cyl}})}{dt} = \dot{m}_g^{\text{ev}} h_g^{\text{ev}} + \dot{m}_{\text{cond}}^{\text{cyl}} \Delta h_{\text{cond}}(T_{\text{sat}}(P_g^{\text{cyl}})) - P_g^{\text{cyl}} \frac{dV_g^{\text{cyl}}}{dt} \quad (\text{IV.34})$$

$$\text{et } T_g^{\text{cyl}} = f(u_g^{\text{cyl}}, P_g^{\text{cyl}}) \quad (\text{IV.35})$$

La pression du fluide de travail à la fin de la phase beta $P_{f\beta}$ est un paramètre de contrôle, fixé au préalable pour contrôler le procédé. Il impose en effet le volume de remplissage du cylindre en vapeur qui doit être obtenu pour arrêter la phase alpha et démarrer la phase beta de détente. Le volume qu'occupe la vapeur à la fin de la phase alpha doit donc être estimé en fonction de cette pression de consigne afin de fermer la vanne connectant l'évaporateur au cylindre. La vapeur contenue dans le cylindre va ainsi se détendre jusqu'à la pression choisie $P_{f\beta}$, pour laquelle le cylindre est plein de vapeur de fluide de travail détendue. L'hypothèse d'une détente isentropique, en négligeant la condensation de la vapeur sur la paroi du réservoir, permet de déterminer de manière plus aisée ce volume de vapeur dans le réservoir en fin de phase alpha au point de fermeture :

$$s_{f\alpha}(P_{f\alpha}, \rho_{f\alpha}) = s_{f\beta}(P_{f\beta}, \rho_{f\beta}) \quad (\text{IV.36})$$

$$\text{avec } \rho_{f\alpha} = \frac{m_{g_{f\alpha}}}{V_{f\alpha}} \quad \text{et} \quad \rho_{f\beta} = \frac{m_{g_{f\alpha}}}{V^{\text{cyl}}}$$

Le calcul de l'entropie à la fin de la phase beta correspondant donc à celle de fin de phase alpha permet ainsi de déduire le volume de gaz dans le réservoir à atteindre pour fermer la vanne :

$$V_{g_{f\alpha}} = \frac{m_{g_{f\alpha}}}{\rho_{f\alpha}(s_{f\omega} P_{f\alpha})} \tag{IV.37}$$

IV. B. 4. Les vérins hydrauliques

Les vérins hydrauliques étant considérés adiabatiques et isothermes, les grandeurs d'entrée et de sortie calculées sont la pression et le débit massique.

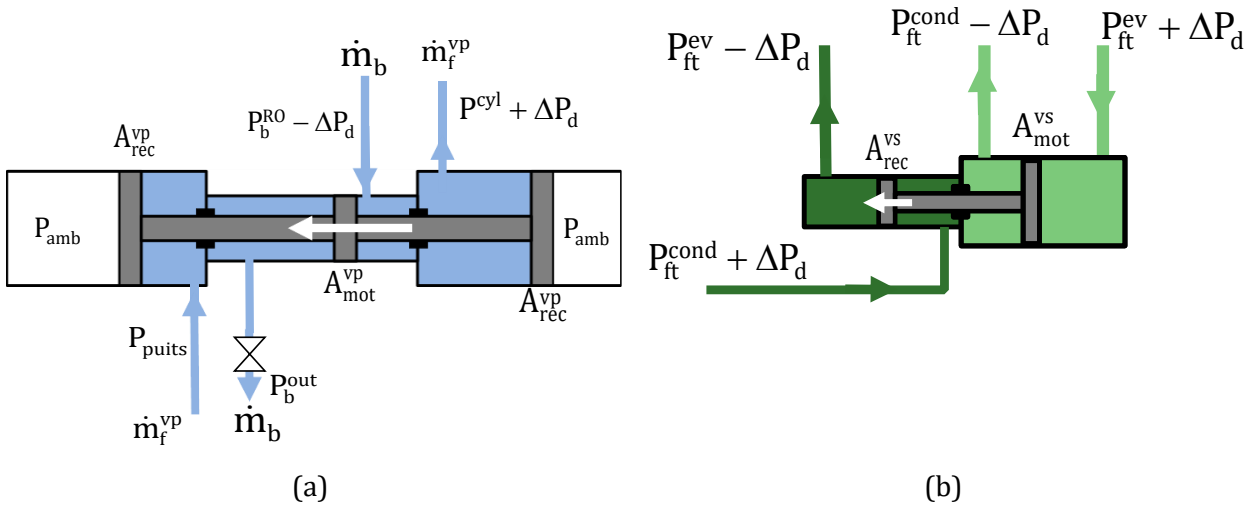


Figure IV-4 : Modèle des vérins hydrauliques. a : vérin principal, b : vérin de remplissage

Le modèle des vérins est basé sur l'équilibre des forces appliquées sur les pistons moteurs et récepteurs, en considérant le vérin se déplaçant à vitesse constante. Cet équilibre s'écrit pour le vérin principal en considérant les forces motrices et résistantes du vérin :

$$A_{mot}^{vp} (P_b^{RO} - \Delta P_d - P_{puits}) k_f = A_{rec}^{vp} (P_g^{cyl} + \Delta P_d - P_{puits}) \tag{IV.38}$$

où k_f est le rendement mécanique du vérin, qui peut être caractérisé par le ratio entre les forces de frottement F_f^{vp} et la force motrice :

$$k_f = 1 - \frac{F_f^{vp}}{A_{mot}^{vp} (P_b^{RO} - \Delta P_d - P_{puits})}$$

La pression du rétentat P_b^{vp} en sortie du vérin principal peut ainsi s'exprimer en fonction du rapport de surface des pistons, de la pression du rétentat à la sortie de la membrane d'osmose inverse et de la pression dans le réservoir connecté au condenseur :

$$P_b^{vp} = (P_b^{RO} - \Delta P_d) - (P_g^{cyl} + \Delta P_d - P_{puit}) \frac{A_{rec}^{vp}}{A_{mot}^{vp} \cdot k_f} \quad (IV.39)$$

Les débits volumiques entrant et sortant sont déterminés par l'égalité des vitesses des pistons moteur et récepteur :

$$\frac{\dot{V}_r}{A_{rec}^{vp}} = \frac{\dot{V}_m}{A_{mot}^{vp}} \quad (IV.40)$$

qui permet ainsi de déterminer le débit de pompage de l'eau saumâtre et de remplissage du cylindre de transfert à partir du débit de rétentat sortant du vérin. Ce dernier est contrôlé par la vanne de régulation de débit qui permet de contrôler la vitesse de déplacement du vérin :

$$\dot{m}_f^{vp} = \frac{A_{rec}^{vp}}{A_{mot}^{vp}} \dot{m}_b \frac{\rho_f}{\rho_b} \quad (IV.41)$$

De même, une équation d'équilibre des forces similaire est appliquée pour le vérin secondaire qui, lui, n'est composé que de deux chambres, une motrice et une réceptrice. La chambre motrice contient un piston de surface supérieure à celle du piston de la chambre réceptrice pour assurer la pressurisation du fluide de travail liquide soutiré au condenseur (Figure IV-4 b) :

$$A_{mot}^{vs} (P_{ft}^{ev} - \Delta P - (P_{ft}^{cond} + \Delta P)) k_f = A_{rec}^{vs} (P_{ft}^{ev} + \Delta P - (P_{ft}^{cond} - \Delta P_d)) \quad (IV.42)$$

Cette équation met en valeur l'importance du rapport entre les sections des pistons moteur et récepteur qui détermine si la pression dans la chambre réceptrice est suffisante pour qu'une circulation vers l'évaporateur ait lieu, en tenant compte des pertes de charges en amont et en aval de ce vérin.

IV. C. Modélisation globale du procédé

Une fois chaque modèle établi pour les différents composants hydrauliques et thermiques du procédé, il s'agit à présent d'assembler et d'intégrer ces modèles de composants pour aboutir au modèle global du procédé. La modélisation dynamique du procédé complet est réalisée par le couplage des modèles des principaux éléments du procédé. Chacun de ces modèles est considéré comme un module comprenant des variables d'entrée et de sortie, telles que le débit massique, l'état thermodynamique d'un fluide (pression, température, enthalpie, ...), la concentration en sel, la position des pistons, ... Ces variables sont détaillées pour chaque module dans le Tableau IV.2. Les modules considérés sont les suivants :

- Collecteur et évaporateur
- Cylindres de transfert
- Condenseur
- Module d'osmose inverse
- Vérin principal
- Vérin secondaire

Tableau IV.2 : Tableau récapitulatif des valeurs des données d'entrée et de sortie des différents modules

Module	Entrées	Sorties
Collecteur et évaporateur	G, T_{amb}	$T_{cap}, P_{ft}^{ev}, h_g^{ev}, \dot{m}_g^{ev}, y^{ev}$
Cylindres de transfert	h_g^{ev}, \dot{m}_g^{ev}	$h_g^{cyl}, \dot{m}_g^{cyl}, P_f^{cyl}$
Condenseur	$h_g^{cyl}, \dot{m}_l^{vs}, \dot{m}_g^{cyl}, T_f^{in}$	$P_{ft}^{cond}, h_g^{cond}, T_f$
Module d'osmose inverse	$P_f^{cyl}, \dot{m}_p, C_f, T_f$	$P_b^{RO}, C_b, C_p, \dot{m}_p$
Vérin principal	$\dot{m}_b, P_b^{RO}, P_{pump}$	P_b^{vp}, \dot{m}_f^{vp}
Vérin secondaire	$P_{ft}^{cond}, P_{ft}^{ev}, h_g^{ev}$	$\dot{m}_g^{vs}, \dot{m}_l^{vs}, h_g^{vs}, h_l^{vs}$

Les interactions entre les différents modules sont schématisées sur la Figure IV-5. Sont également représentées les conditions opératoires et les grandeurs de contrôle-commande qui constituent les entrées du modèle global. Ainsi, hormis les paramètres géométriques (volumes des cylindres, surfaces des échangeurs, surfaces des pistons, ...) et de fonctionnement (coefficients d'échange, coefficients cinétiques, coefficients de débit des vannes, ...) propres aux divers composants du procédé, le modèle a besoin pour fonctionner :

- des variables opératoires d'entrée suivantes : :
 - L'irradiation globale G dans le plan du capteur

- La température ambiante T_{amb}
- La concentration en sel de l'eau à traiter C_f
- La température de l'eau à traiter T_f
- des paramètres de contrôle du procédé suivants :
 - Le débit de rétentat \dot{m}_b permettant de contrôler la vitesse de déplacement du vérin principal
 - La pression $P_{f\beta}$ dans le cylindre de transfert à la fin de la phase β

Les variables de sortie que le modèle permet d'obtenir en retour sont :

- Le débit massique de perméat \dot{m}_p
- La concentration en sel du perméat C_p
- La concentration en sel du rétentat C_b
- Ainsi que toutes les variables de sortie des différents modules.

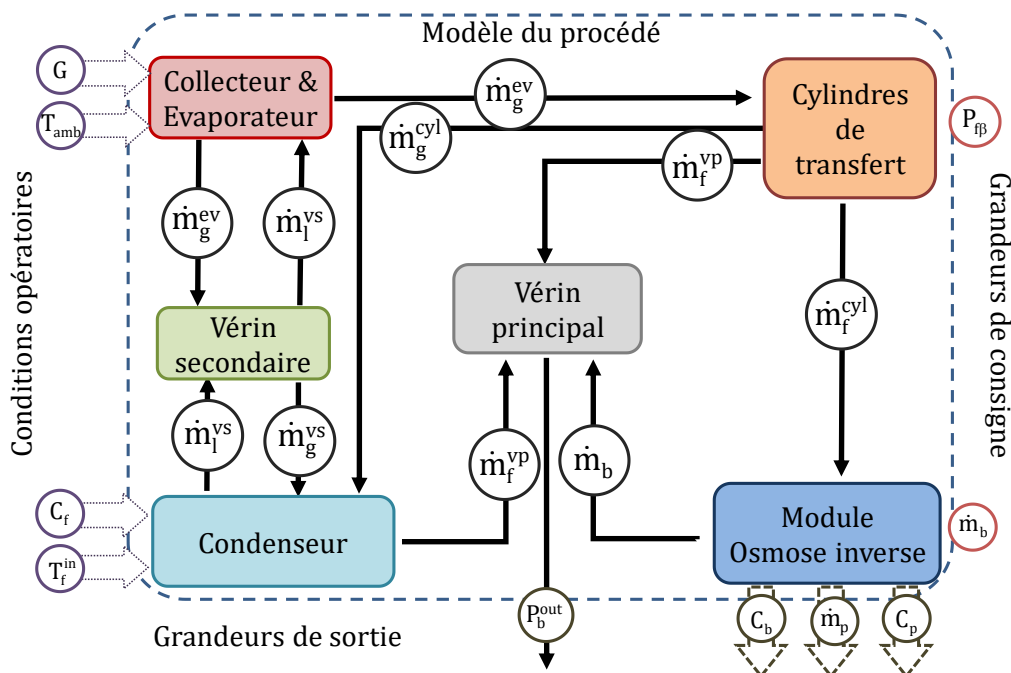


Figure IV-5 : Schéma simplifié des interactions entre les variables d'entrée et de sortie des différents modules du modèle

- Le modèle global du procédé comprend également un protocole de commande qui sera développé plus en détail dans le chapitre suivant. Le démarrage du procédé est conditionné par une

différence de température minimale entre l'entrée et la sortie du collecteur ΔT_{\min} , sans laquelle le débit de caloporteur est maintenu nul.

- L'ouverture de la vanne de sortie vapeur de l'évaporateur, qui permet de démarrer la phase alpha (pressurisation des cylindres de transfert) est conditionnée par une pression minimale P_{\min} des vapeurs à atteindre dans l'évaporateur.

La commande des distributeurs et des vannes qui permet les transitions entre les différentes phases du procédé est également liée aux conditions de pression, de température, de position (vérins) ou de volume, propres à chaque composant du procédé. Ainsi le contrôle-commande au niveau de l'évaporateur permettant de garantir son fonctionnement correct, se base sur un niveau de fluide de travail liquide dans l'évaporateur y^{ev} . Un niveau minimal dans l'évaporateur déclenche la phase de remplissage en actionnant le vérin secondaire qui permet de pomper et pressuriser le fluide de travail liquide du condenseur vers l'évaporateur. Celui-ci se met en mouvement lorsque le niveau devient inférieur à une limite y^{\min} et s'arrête lorsqu'il atteint un seuil y^{\max} . Cette opération est réalisée durant la phase β , pendant laquelle l'évaporateur n'est pas connecté à l'un des cylindres de transfert, afin de ne pas perturber leur pressurisation. De même, les cylindres de transfert sont pilotés par des conditions de volume de vapeur V_g^{cyl} (ou d'eau salée) sous haute pression. Lorsque le volume de vapeur atteint la valeur limite V_{fa} calculée par l'éq. (IV.37) pour obtenir la pression de consigne en fin de phase β $P_{f\beta}$, l'arrêt de la phase α est commandé par la fermeture de la vanne vapeur en sortie de l'évaporateur. La phase β , durant laquelle la vapeur se détend lentement dans le cylindre fermé, débute alors. Lorsque la vapeur s'est détendue jusqu'à la pression de consigne $P_{f\beta}$, occupant alors tout le volume du cylindre, le demi-cycle est terminé. L'inversion des distributeurs s'opère et un nouveau demi-cycle commence. L'algorithme qui détaille cette logique de contrôle-commande durant un demi-cycle est présenté Figure IV-6, et permet ainsi un enchaînement ininterrompu des phases, que ce soit sur quelques minutes ou sur une journée, sous réserve d'une puissance suffisante délivrée à l'évaporateur.

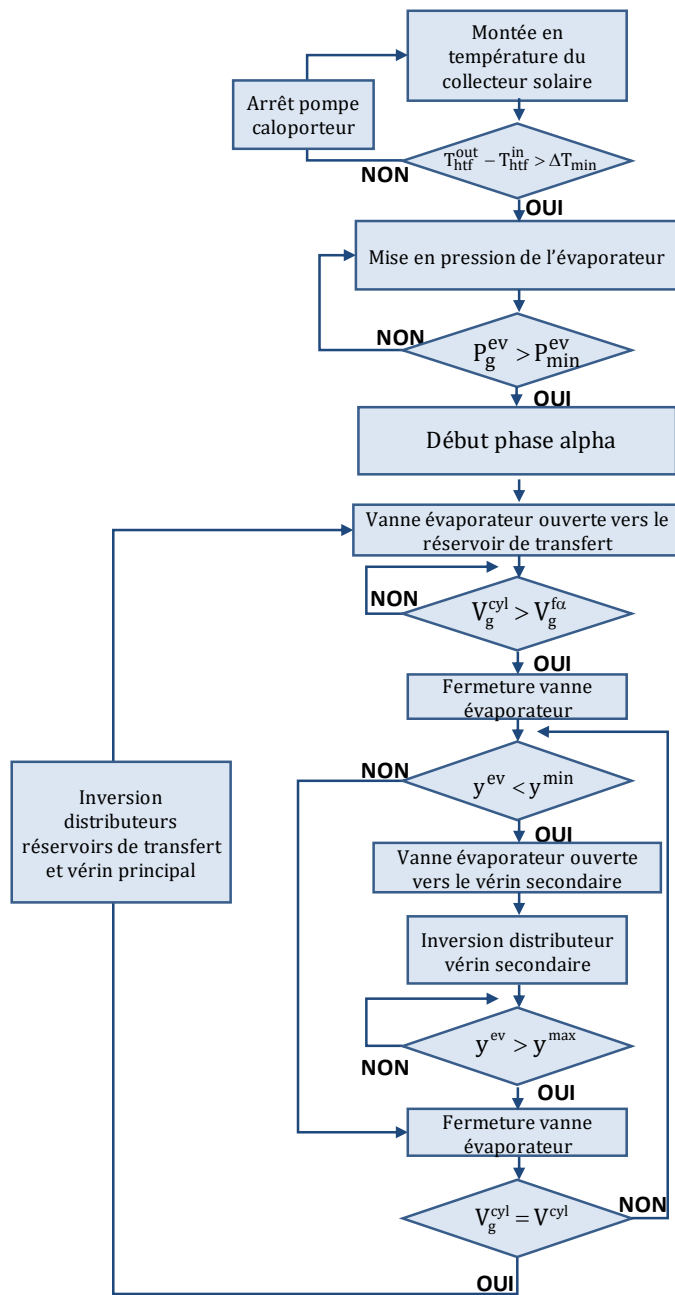


Figure IV-6 : Organigramme de commande du modèle

Le débit d'alimentation en eau saumâtre de la membrane d'osmose inverse est quant à lui obtenu par un calcul itératif, à partir du débit de rétentat imposé et des performances de la membrane d'osmose inverse selon l'algorithme de calcul présenté en Figure IV-7.

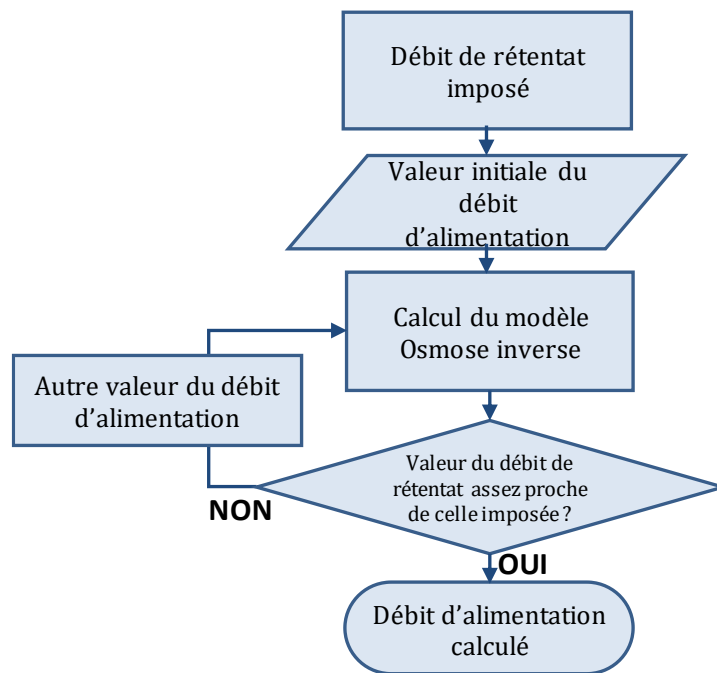


Figure IV-7 : Organigramme de calcul du débit d'alimentation dans la membrane

Ce modèle d'osmose inverse permet de déterminer le débit de rétentat par un calcul itératif, en faisant varier le débit d'alimentation de la membrane. En considérant une valeur initiale pour le débit d'alimentation, égale par exemple à une valeur deux fois supérieure au débit de rétentat de consigne fixé en supposant un taux de conversion de 50 %, l'algorithme itératif calcule alors les débits de perméat et de concentrat obtenus par la membrane soumise à la pression P_g^{cy1} du réservoir et le débit d'alimentation en eau salée résultant. Les calculs aboutissent alors à une valeur calculée du débit de rétentat qui est comparée à la valeur de consigne. Si la valeur calculée et la valeur imposée de ce débit de rétentat sont suffisamment proches (une erreur tolérable entre ces deux valeurs est préalablement définie), alors la valeur du débit d'alimentation qui avait été supposée est considérée comme valide. Sinon, une autre valeur du débit d'alimentation est fixée (suivant l'algorithme de résolution), et ainsi de suite jusqu'à ce que les calculs aboutissent à un débit de rétentat satisfaisant.

IV. D. Conclusion

Une modélisation dynamique des différents composants du procédé de dessalement est établie dans cette partie. Les composants contenant du fluide de travail (évaporateur, condenseur, cylindres de transfert) ont été modélisés par une approche nodale à partir des équations de conservation de la

masse et de l'énergie et des équations d'état de la bibliothèque d'équations CoolProp. Les vérins hydrauliques ont, quant à eux, été modélisés par des équations d'équilibre des forces. Une présentation du modèle du procédé global est ensuite proposée. De cette modélisation, les différents modèles des éléments du procédé communiquent entre eux par leurs variables d'entrée et de sortie, prenant ainsi en compte les interactions entre les composants. Une logique de contrôle-commande du procédé a également été développée dans cette modélisation pour intégrer des contraintes liées au fonctionnement du procédé, telles que le démarrage de la phase β ou de la phase de remplissage de l'évaporateur. Un algorithme itératif a également été établi pour déterminer les débits d'alimentation de la membrane et de perméat obtenu à partir du débit de rétentat imposé par la consigne. Le modèle complet du procédé global ainsi établi peut constituer un outil de simulations numériques pour évaluer et d'optimiser le procédé. Les simulations vont en effet permettre une analyse plus fine des interactions entre les divers composants et les dimensionner avec plus de précision en prenant en compte leur comportement dynamique lié à leur inertie, en vue d'élaborer un pilote de démonstration. L'objectif d'un tel modèle sera également d'évaluer différentes stratégies de pilotage et de pouvoir mettre en évidence d'éventuelles problématiques liées au contrôle-commande du procédé. Enfin, un tel modèle constituera un outil d'évaluation des performances en termes de productivité d'eau douce ou de consommation énergétique, dans des conditions réelles de fonctionnement sur plusieurs échelles de temps.

Chapitre V - Développement d'un outil numérique d'analyse et d'optimisation du procédé thermo-hydraulique

V. A. Introduction

La suite de ces travaux consiste à réaliser un outil de simulation dynamique du procédé de dessalement d'eaux saumâtres thermo-hydraulique à travers un programme informatique. Cet outil de simulation intègre les modèles dynamiques de chaque composant afin d'analyser le comportement et évaluer les performances du procédé dans diverses conditions opératoires liées à l'environnement (ressource solaire, température extérieure) et aux caractéristiques de l'eau saumâtre à dessaler (température et salinité). L'outil de simulation ainsi développé a, dans un premier temps, été utilisé pour évaluer le procédé sous des conditions de fonctionnement stationnaires, c'est-à-dire avec une puissance solaire fournie à l'évaporateur et une température ambiante constantes. Ces essais ont permis par la suite de mener une étude de sensibilité paramétrique pour optimiser le contrôle commande du procédé dans l'objectif de maximiser ses performances.

V. B. L'outil de simulation

V. B. 1. Environnement de Programmation

L'outil de simulation, développé dans le langage Python, dans lequel est implémenté le modèle des différents composants du procédé, permet de résoudre numériquement les équations détaillées dans les Chapitres III et IV. Python est un langage de programmation « libre » utilisé par une large communauté pour sa simplicité et son potentiel d'utilisation. Un grand nombre de bibliothèques en libre accès sont ainsi disponibles, notamment de nombreux modules permettant de résoudre des systèmes équations complexes, de tracer des graphes ou encore de traiter des données. Par exemple, les systèmes d'équations permettant d'obtenir les différentes grandeurs thermodynamiques dans l'évaporateur, les cylindres de transfert et le condenseur sont résolus par la fonction *fsolve* de la bibliothèque Python *SciPy*.

V. B. 2. Organisation de l'outil de simulation du procédé

Chaque composant du procédé est défini par un module contenant ses propres équations du modèle avec des grandeurs d'entrée et de sortie. Le programme principal permet ensuite de relier les entrées et les sorties des différents composants, et ainsi de calculer toutes les grandeurs de sortie de ces

éléments à chaque instant simulé. L'algorithme de résolution des équations est détaillé dans l'organigramme présenté Figure V-1 et Figure V-2. Les algorithmes de calcul des grandeurs de sortie spécifiques aux différents modules de composants sont détaillés en Annexe 2.

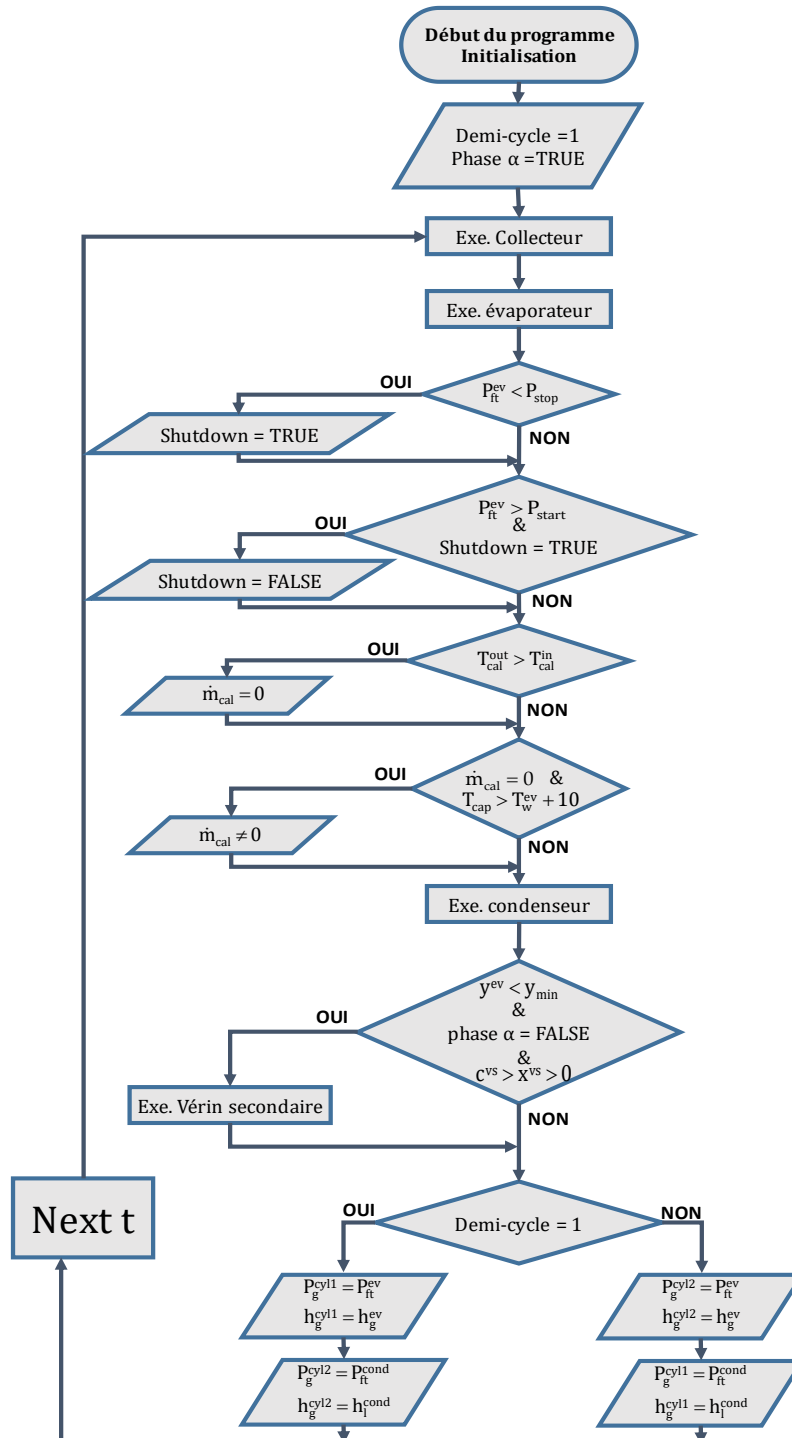


Figure V-1 : Algorithme détaillé du programme informatique principal (première partie)

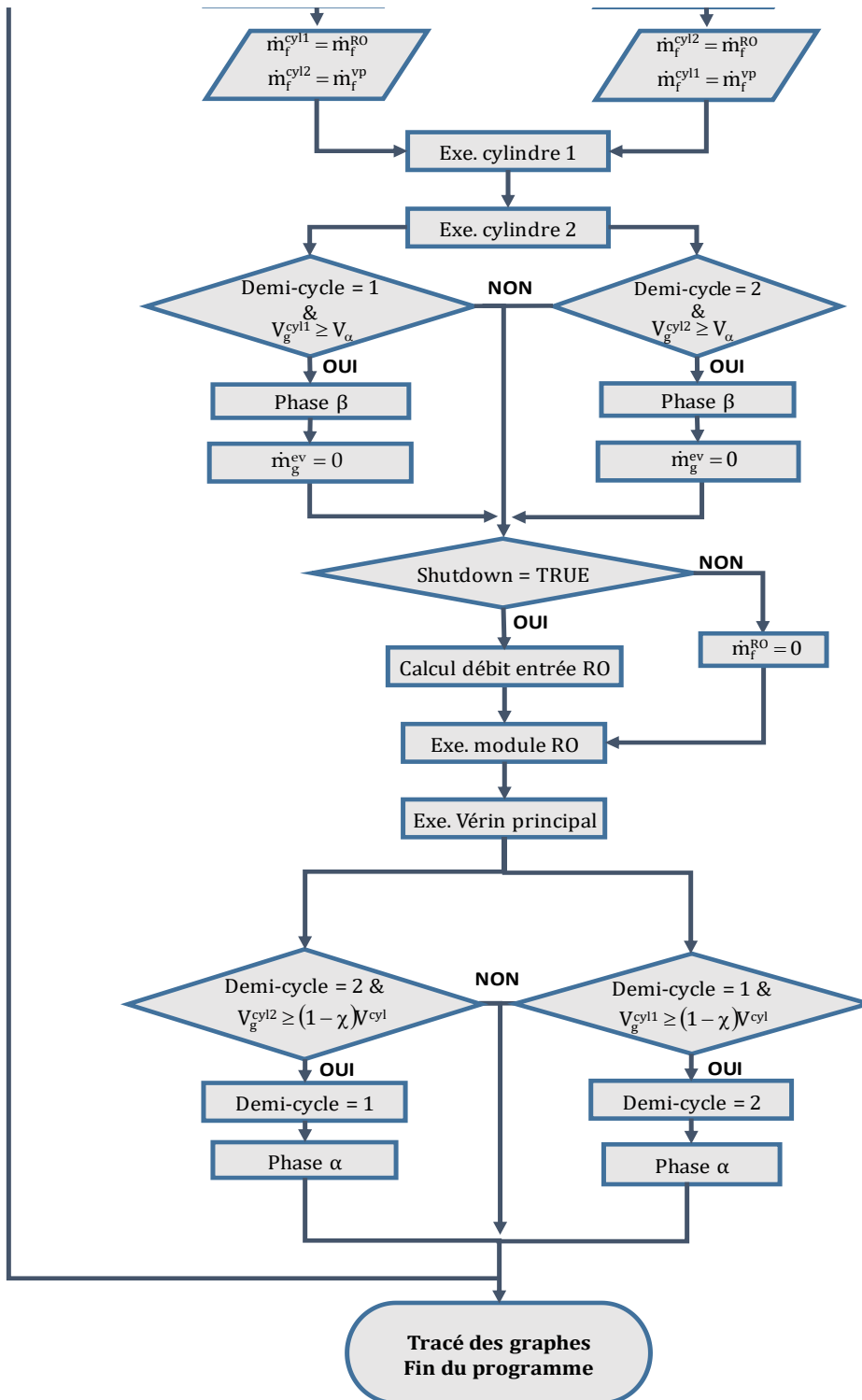


Figure V-2 : Algorithme détaillé du programme informatique principal (seconde partie)

V. B. 2. a. Stratégie de pilotage de l'évaporateur

Pour un fonctionnement plus efficace du procédé, la connexion entre l'évaporateur et le cylindre de transfert doit obéir à une stratégie de pilotage. Ainsi, une pression minimale dans l'évaporateur P_{stop} et une pression de démarrage P_{start} , avec $P_{stop} < P_{start}$, doivent être atteintes pour établir ou non la connexion entre le cylindre et l'évaporateur. Ces deux paramètres définissent une hystérésis de fonctionnement en pression pour le pilotage de la vanne de connexion. Ainsi, la vanne de connexion se ferme lorsque la pression dans l'évaporateur décroît en-dessous d'une valeur P_{stop} (Shutdown=TRUE) et s'ouvre lorsque la pression croît au-dessus de la pression de démarrage P_{start} (Shutdown=FALSE). L'évaporateur peut ainsi remonter en température et être reconnecté au cylindre seulement lorsque la pression est suffisante. Ce contrôle est particulièrement pertinent car il permet ainsi d'étendre la gamme de fonctionnement du procédé en exploitant son inertie en fin de journée, lorsque la ressource solaire décroît ou en cas d'intermittence.

De même, la pompe de circulation du caloporteur est coupée ($\dot{m}_{cal} = 0$) lorsque la température d'entrée du caloporteur du capteur plan est supérieure ou égale à sa température de sortie, ce qui peut se produire dans le cas d'un ensoleillement insuffisant. Cette pompe est redémarrée lorsque la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur atteint une valeur suffisante de l'ordre de 5 à 10°C.

V. B. 2. b. Gestion des phases du cycle

Des tests sont également effectués afin de connaître dans quelle phase du demi-cycle se situe le procédé, puisque celles-ci conditionnent les entrées et sorties des modules. Par exemple, le débit de vapeur de fluide de travail peut être soit entrant soit sortant d'un des cylindres de transfert selon les demi-cycles. Dans ce cas, s'il est entrant, le débit peut être positif s'il s'agit de la phase α du demi-cycle, ou nul s'il s'agit par contre de la phase β .

Par ailleurs, afin de déterminer le débit d'eau saumâtre alimentant le module d'osmose inverse (donc sortant du cylindre de transfert) à partir de la pression d'alimentation (identique à la pression de vapeur régnant dans le cylindre pressurisé) et du débit de rétentat imposé, une procédure itérative de calcul est réalisée dans le code de simulation du module d'osmose inverse (cf partie III.D). Cette partie du programme permet ainsi de contrôler le débit de rétentat et de maintenir une vitesse de déplacement des vérins constante, impactant alors les conditions de remplissage du second cylindre.

Le demi-cycle est considéré terminé lorsque le volume de vapeur dans le cylindre haute pression a atteint un volume correspondant au volume total du cylindre diminué d'un volume mort χ .

V. B. 3. Évaluation du procédé sous irradiation solaire constante

Les premières simulations du procédé global ont été réalisées en imposant une puissance constante délivrée par le capteur solaire. Ces tests permettent ainsi d'étudier les cycles de fonctionnement sur plusieurs minutes et d'observer le comportement des différents éléments du procédé sur des petits intervalles de temps. Les conditions extérieures et les paramètres géométriques considérés pour ces simulations sont identiques à ceux considérés ou obtenus par l'outil de dimensionnement quasi-statique décrit au Chapitre II. Ces paramètres de simulation sont résumés dans le Tableau V.1. et les conditions opératoires sont rassemblées dans le Tableau V.2. Pour ces tests, la fin des demi-cycles est contrôlée pour que la pression de fin de phase beta P_{β} atteigne 8 bars. Cette pression détermine également la durée de la phase de pressurisation alpha, et par la suite la durée de la détente des vapeurs dans le cylindre puisque l'instant de fermeture de la vanne est conditionné par cette pression de fin de phase beta.

Tableau V.1 : Données techniques du procédé et des paramètres de simulation

Grandeur	Désignation	Valeur	Unité
Course vérin principal	c^{VP}	0.2	m
Course vérin secondaire	c^{VS}	0.1	m
Surface de capteurs solaires	A_{cap}	1.5	m ²
Fluide de travail	ft	SO ₂	-
Volume unitaire des réservoirs	V_{cyl}	3	litres
Coefficient de pertes thermiques linéaire	a_1	3.72	W.m ⁻² .K ⁻¹
Coefficient de pertes thermiques quadratique	a_2	0.018	W.m ⁻² .K ⁻²
Coefficient de frottement des pistons	k_f	0.85	-
Coefficient global de transfert de chaleur (évaporateur, condenseur)	K_g	1000	W.m ⁻² .K ⁻¹
Coefficient d'affinité chimique (évaporateur)	$K_{cin_{vap}}$	0.8	kg.s ⁻¹
Coefficient d'affinité chimique (condenseur)	$K_{cin_{cond}}$	1.6	kg.s ⁻¹
Efficacité d'échangeur	$\epsilon_{ev}, \epsilon_{cond}$	0.7	-
Volume mort	χ	0.03	litre
Pas de temps	dt	0.1	s

Tableau V.2 : Conditions opératoires des simulations à puissance constante

Grandeur	Désignation	Valeur	Unité
Concentration de l'eau à traiter	C_f	4	$g.L^{-1}$
Température de l'eau	T_f	18	$^{\circ}C$
Pression de fin de phase beta	$P_{f\beta}$	8	bar
Débit de rétentat	\dot{m}_b	1.8	$L.min^{-1}$
Puissance fournie à l'évaporateur	\dot{Q}_{coll}	530	W
Ensoleillement moyen	\bar{G}	700	$W.m^{-2}$

Les résultats de la simulation réalisée avec ces différents paramètres sont représentés dans les figures suivantes. La simulation est réalisée ici sur 300 secondes à partir de l'atteinte du régime établi, ce qui représente entre 4 et 5 cycles pour cette puissance. Les Figure V-3 et Figure V-4 présentent l'évolution des pressions régnant dans l'évaporateur, les deux cylindres de transfert et le condenseur respectivement au cours de 3 cycles et d'un seul cycle de fonctionnement du procédé.

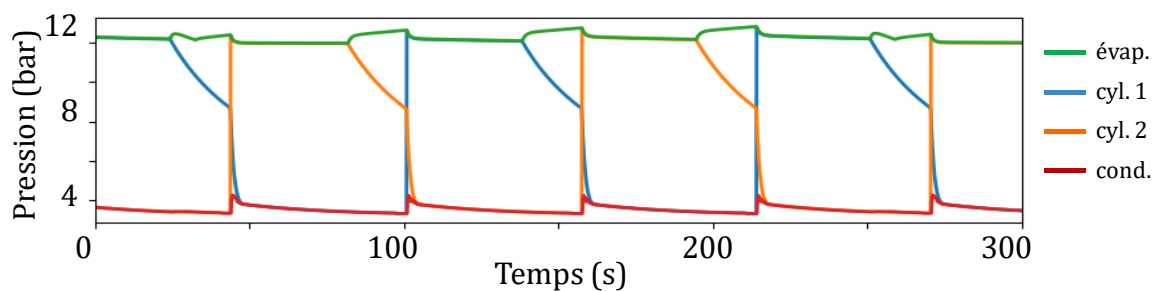


Figure V-3 : Pressions simulées sur 300 secondes dans les différents composants à puissance constante

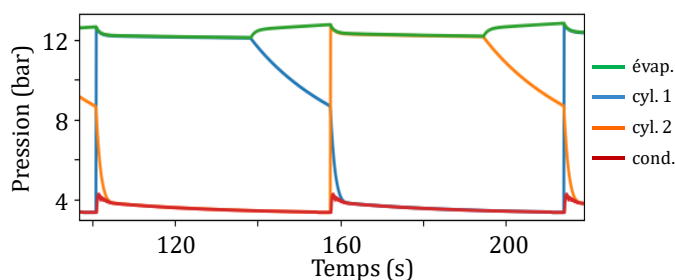


Figure V-4 : Pressions simulées dans les différents composants pendant un cycle

Ces résultats montrent que l'évaporateur fonctionne pendant la phase α avec une pression quasiment constante d'environ 12 bars puis, lorsqu'il est déconnecté et arrête de pressuriser le cylindre, celui-ci retrouve son équilibre thermodynamique et sa pression augmente.

On peut également visualiser le mode de fonctionnement typique du condenseur, qui opère avec une pression de condensation se stabilisant vers 3.5 bars après connexion avec le cylindre se remplissant d'eau saumâtre. A la fin de chaque demi-cycle, le condenseur subit une brusque élévation de pression lors de l'ouverture de la vanne qui relie le condenseur à ce cylindre de transfert où règne la pression de fin de phase beta P_{β} . Ce pic de pression s'estompe cependant rapidement, témoignant d'un refroidissement efficace du condenseur et d'un dimensionnement correct des chambres du vérin principal, qui conditionne la vitesse du piston et donc le débit de pompage de l'eau (faisant office de caloporteur pour le condenseur).

Il est également possible d'identifier sur ce graphe la phase de remplissage de l'évaporateur en fluide de travail qui est réalisée durant une phase beta du cycle. Lors de cette phase de remplissage, on peut observer une légère chute de la pression de l'évaporateur (à environ 40 s et 260 s) tandis qu'elle augmente en l'absence de cette phase. Cette chute est causée par le soutirage de vapeur dans l'évaporateur pour permettre la mise en mouvement du vérin secondaire et l'introduction de fluide de travail liquide à la température du condenseur dans l'évaporateur.

L'évolution des températures caractéristiques de ces cycles est représentée dans la Figure V-5 pour 300 secondes et Figure V-6 pour 100 secondes. La température dans l'évaporateur est quasi-constante durant les différentes phases, et semble être moins sensible au cours du cyclage du procédé, du fait de son inertie thermique, contrairement à la température des vapeurs dans les réservoirs qui subit de fortes variations entre 47°C et 27°C, du fait de leur détente.

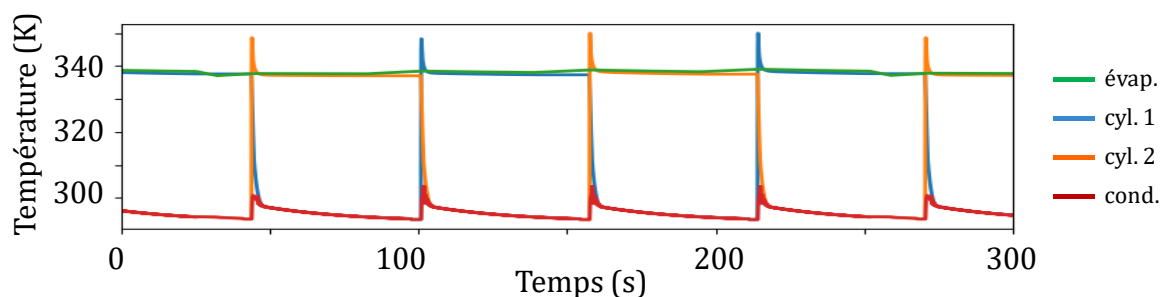


Figure V-5 : Températures simulées dans les différents composants

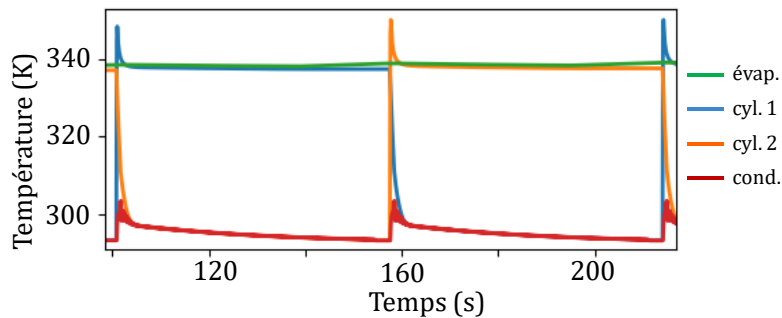


Figure V-6 : Températures simulées dans les différents composants pendant un cycle

La Figure V-7 permet de visualiser la course des pistons des vérins principal et secondaire, leurs positions et leur correspondance avec les fractions volumiques dans les cylindres et l'évaporateur. Il apparaît, dans ces conditions de fonctionnement, que le vérin principal atteint la fin de sa course sur tous les cycles représentés, démontrant que le vérin est bien dimensionné puisque les forces motrices appliquées aux pistons sont toujours supérieures aux forces résistantes. Il apparaît cependant que le piston arrive en fin de course avec une légère avance par rapport à la fin visée de la phase de détente des vapeurs dans le cylindre, correspondant à la fin de phase beta. Cette avance se traduit alors par un remplissage du second cylindre effectué plus rapidement, conséquence d'une vitesse plus importante du piston due à un débit de rétentat réglé à une valeur légèrement trop élevée. Pour le vérin secondaire dédié au transfert du fluide de travail du condenseur vers l'évaporateur, on peut voir que celui-ci effectue un seul aller, avec une vitesse relativement plus importante (14 mm.s^{-1}), et reste dans sa position de fin de course tant que le niveau de fluide de travail dans l'évaporateur n'a pas atteint une valeur minimale (ici 60 % de liquide).

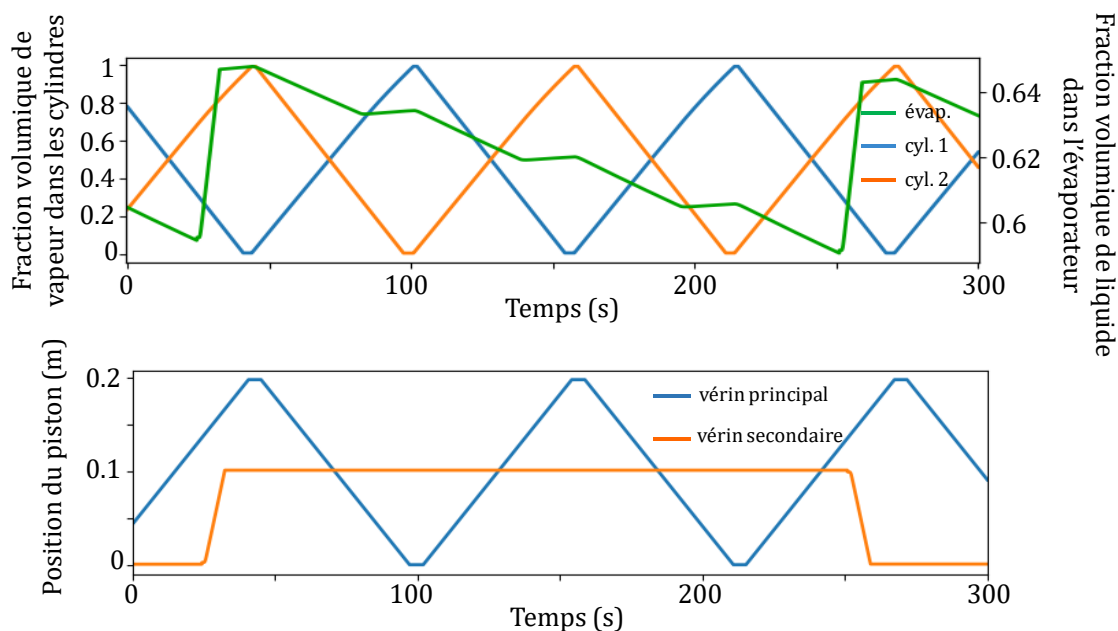


Figure V-7 : Fractions volumiques dans les cylindres et l'évaporateur et position des pistons des vérins au cours de la simulation

L'évolution du débit de perméat produit au cours des cycles est représentée Figure V-8. Le débit de perméat varie au cours de chaque demi cycle entre 1.5 et 0.8 L.min⁻¹. On peut constater qu'il n'est jamais nul car la pression de fin de détente régnant dans le cylindre pressurisé est toujours supérieure à la pression osmotique de l'eau à traiter (ici de l'ordre de 3 bars).

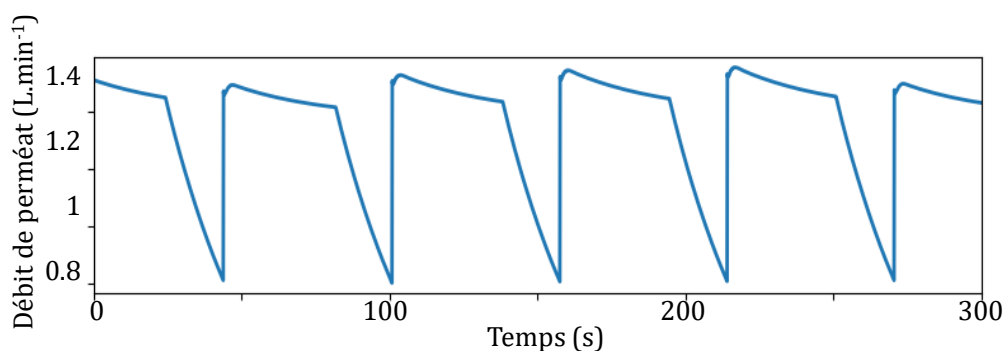


Figure V-8 : Débit de perméat au cours de la simulation

On constate également que la production d'eau douce est plus faible après une phase de remplissage de l'évaporateur en fluide de travail (2nd demi-cycle) induisant une baisse de pression et de température de l'évaporateur, réduisant alors la pression transmembranaire nette appliquée au module d'osmose inverse.

Il semble également pertinent de visualiser dans un diagramme (P-V), sur la Figure V-9, les différentes transformations et états thermodynamiques que suit le fluide travail dans le cylindre de transfert au cours d'un cycle complet : pressurisation constante (phase alpha), détente (phase beta), dépressurisation et refoulement vers le condenseur.

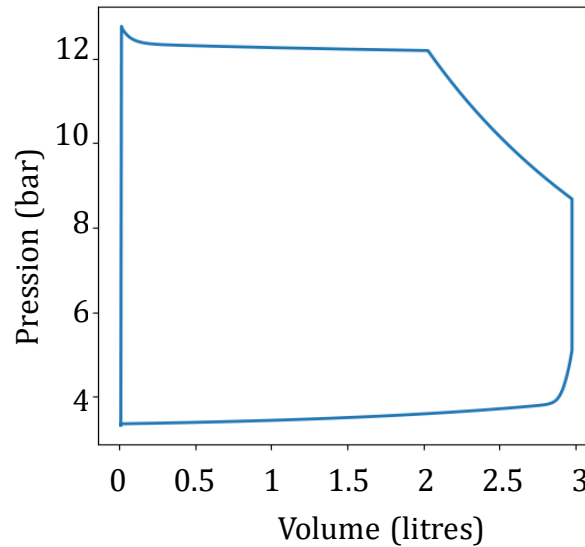


Figure V-9 : Diagramme (P-V) de l'évolution du fluide travail dans le cylindre de transfert

L'aire du cycle décrit par le fluide de travail correspond au travail hydraulique fourni par le fluide et transmis à l'eau saumâtre par demi-cycle W_{cyl} dans un seul cylindre. Il est évalué ici par la méthode des trapèzes à environ 2.4 kJ. Le cycle ayant une durée Δt_{cycle} de 140 secondes, la puissance hydraulique moyenne \dot{W}_{cyl} mise en jeu par un seul cylindre peut ainsi être estimée à 20.8 W par la relation :

$$\dot{W}_{cyl} = \frac{W_{cyl}}{\Delta t_{cycle}} \quad (V.1)$$

Un rendement du cycle moteur peut également être déduit en connaissant l'énergie thermique transférée par le caloporteur du collecteur à l'évaporateur Q_{cal} au cours de 2 demi-cycles, qui est ici de 6 kJ, et le travail hydraulique transmis par les deux cylindres assurant la pressurisation de l'eau, par l'équation :

$$\eta_{cycle} = \frac{2W_{cyl}}{Q_{cal}} \quad (V.2)$$

Le rendement du cycle ainsi calculé par l'équation (V.2) est d'environ 8 %. Ce rendement peut être rapporté au rendement de Carnot η_{Carnot} pour exprimer le rendement second principe η_{II} :

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\eta_{\text{cycle}}}{\eta_{\text{Carnot}}} = \frac{\eta_{\text{cycle}}}{\left(1 - \frac{T_f}{T_{\text{cal}}^{\text{in}}}\right)} \quad (\text{V.3})$$

Le rendement second principe ainsi calculé s'élève à 56 %. Cette valeur est assez élevée en comparaison avec les ORC traditionnels (environ 45 %). En effet, le travail produit est directement fourni à l'eau avec un rendement de transmission que l'on peut espérer très haut, les pertes mécaniques étant uniquement du fait du moyen de transmission (faibles pour une membrane par exemple).

Ces résultats de simulation, obtenus sur une période de quelques minutes, démontrent le fonctionnement très cyclique du procédé opérant avec une puissance thermique constante fournie aux collecteurs. Ces premiers résultats valident le dimensionnement effectué en amont, et permettent de démontrer le potentiel énergétique de ce procédé vis-à-vis des autres systèmes de type ORC.

V. C. Optimisation du procédé

Les simulations présentées dans la section précédente ont été réalisées en fixant une valeur prédéfinie de la pression de consigne de fin de phase beta et le débit de rétentat réglant la vitesse du vérin principal. Des simulations complémentaires ont cependant montré que, suivant la puissance thermique fournie à l'évaporateur, il était intéressant de faire varier cette pression de consigne et d'adapter en conséquence le débit de rétentat pour augmenter la productivité en eau douce du procédé.

V. C. 1. Établissement d'une loi de consigne de pilotage de la phase beta

Une étude de sensibilité a été menée pour déterminer comment la pression de consigne de fin de phase beta impactait les performances du procédé. Pour rappel, cette grandeur permet de contrôler la fin de phase alpha et le démarrage de la phase beta par la mesure de volume de vapeur dans le cylindre. Le volume de vapeur correspondant à la fin de la phase alpha est la consigne permettant de fermer la vanne de connexion avec l'évaporateur. Il peut être déterminé en supposant une détente isentropique.

En effet, si l'entropie de la vapeur reste idéalement inchangée durant la détente, alors la relation suivante peut être considérée (rappel de l'éq.(IV.36)) :

$$s_{f\alpha}(P_{f\alpha}, \rho_{f\alpha}) = s_{f\beta}(P_{f\beta}, \rho_{f\beta}) \quad (V.4)$$

La seule inconnue de cette équation étant la densité de la vapeur à la fin de la phase alpha $\rho_{f\alpha}$ qui permet de remonter au volume de vapeur à contrôler, sachant que la masse de vapeur reste également inchangée toute au long de la détente si l'on néglige la condensation de la vapeur durant cette phase.

Cette étude a également pour objectif de dégager une loi de consigne pour piloter cette transition de phase qui permette d'obtenir de meilleures performances. Ainsi, plusieurs pressions de fin de phase beta ont été testées pour une même puissance thermique apportée aux collecteurs, puis le processus a été réitéré en faisant varier cette puissance. Les productivités spécifiques en eau douce du procédé ramenées à la surface de collecteurs ont ensuite été comparées entre elles et, pour chaque puissance testée, la pression de fin de phase beta permettant d'obtenir la meilleure productivité a été retenue. Les résultats de cette étude paramétrique sont présentés Figure V-10.

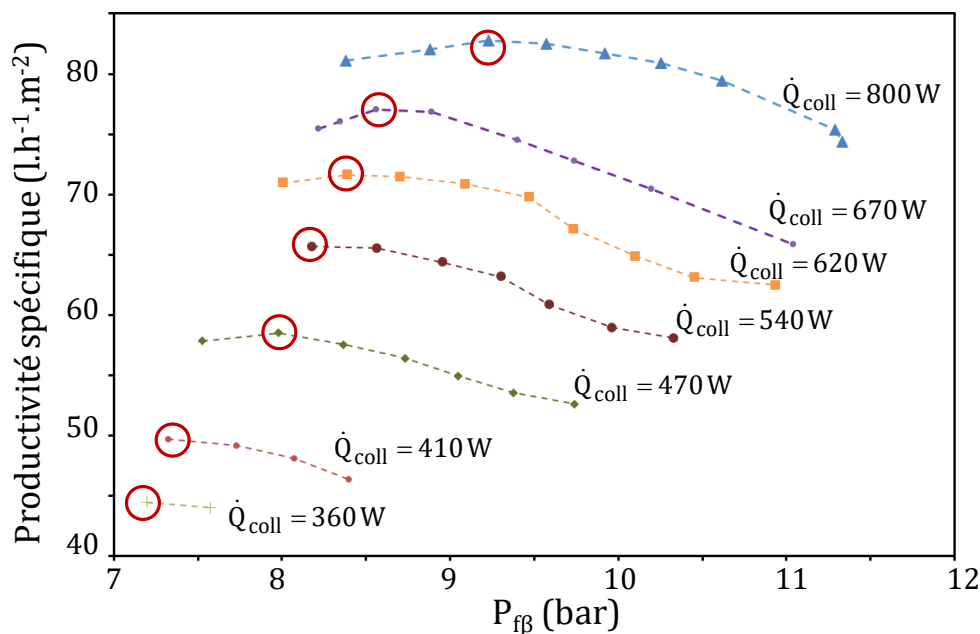


Figure V-10 : Evolution de la productivité spécifique en eau douce par m^2 de collecteur solaire en fonction de la pression de consigne de fin de phase beta pour plusieurs puissances fournies à l'évaporateur

La gamme de puissances collectées par le capteur testée correspond à un ensoleillement de 500 à 1000 $W \cdot m^{-2}$ pour 1.5 m^2 de collecteurs solaires. Ces valeurs correspondent à la gamme d'irradiation solaire usuelle. Pour chaque point de fonctionnement testé, une valeur du débit de rétentat est déterminée

pour que la fin de course du vérin principal coïncide avec la vidange totale du cylindre sous haute pression.

L'évolution de la productivité d'eau douce du procédé est croissante avec la pression de consigne de fin de phase beta, elle atteint un maximum puis décroît. Cette évolution s'explique par le fait que l'augmentation de la pression à la fin de la détente implique que le module d'osmose inverse opère avec une pression transmembranaire qui est en moyenne durant cette phase beta plus importante, et permet donc une production de perméat plus importante. Cependant cette tendance s'inverse lorsque la pression de consigne devient trop élevée. En effet, l'augmentation de la production de perméat implique une réduction de la durée des demi-cycles de pressurisation, obligeant à augmenter le débit de rétentat contrôlé par la vanne de décharge afin d'assurer que le vérin principal achève bien sa course. C'est cette augmentation du débit de rétentat, qui accroît également la vitesse de déplacement du piston, qui induit la dégradation des performances de la membrane et donc une production de perméat moins importante. Les courbes de productivité en fonction de la pression de fin de phase β présentent pour chaque puissance un maximum situé entre 7 et 10 bars. L'évolution de ces maxima, identifiés par des cercles rouges, montre que la pression de consigne optimale de fin de phase beta augmente de manière quasi linéaire avec la puissance collectée.

De cette étude, une loi de commande permettant de fixer la pression de consigne de fin de phase beta, qui pilote in fine la vanne de connexion évaporateur-cylindre de transfert, en fonction de la puissance d'évaporation, a été établie. Une loi de commande du débit de rétentat a également été développée pour assurer l'arrivée en fin de course du vérin principal pour chaque variation de la pression de fin de phase beta. Ces lois sont représentées dans la Figure V-11.

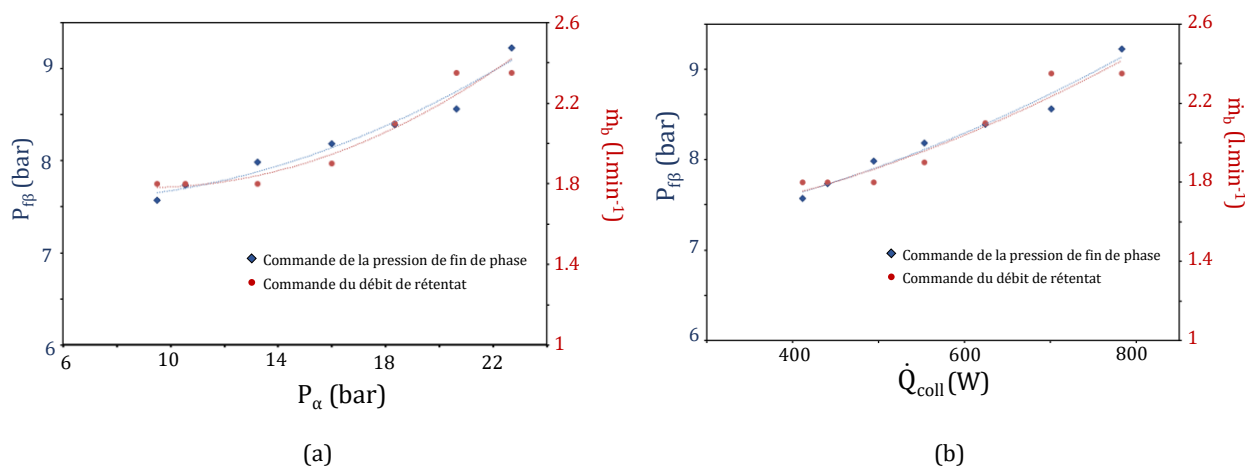


Figure V-11 : Lois de commande du débit de rétentat et de la pression fin de phase β (a) et de la puissance à l'évaporateur (b)

Les lois de pilotage de la vanne de connexion évaporateur-cylindre ainsi déterminées suivent des lois polynomiales de second degré. Les deux grandeurs commandées sont donc strictement croissantes lorsque la puissance collectée et la pression à l'évaporateur augmentent.

V. C. 2. Impact des lois de commande sur les performances du procédé

Ces lois de commande sur la pression de fin de phase β et le débit de rétentat sont ici évaluées afin d'en mesurer l'impact sur les performances du procédé et la pertinence de leur intégration dans la stratégie de pilotage du procédé.

Des simulations ont donc été réalisées sur une journée complète sans passage nuageux, en considérant une variation parabolique de l'irradiation solaire de 500 à 1000 W.m^{-2} au cours de la journée. Les résultats de simulations avec cette loi de pilotage ont été dans un premier temps comparés avec ceux obtenus en considérant une pression de consigne de fin de phase β fixée constante à 8 bars. Les débits de perméat moyens obtenus par cycle lors de ces deux simulations sont comparés dans la Figure V-12.

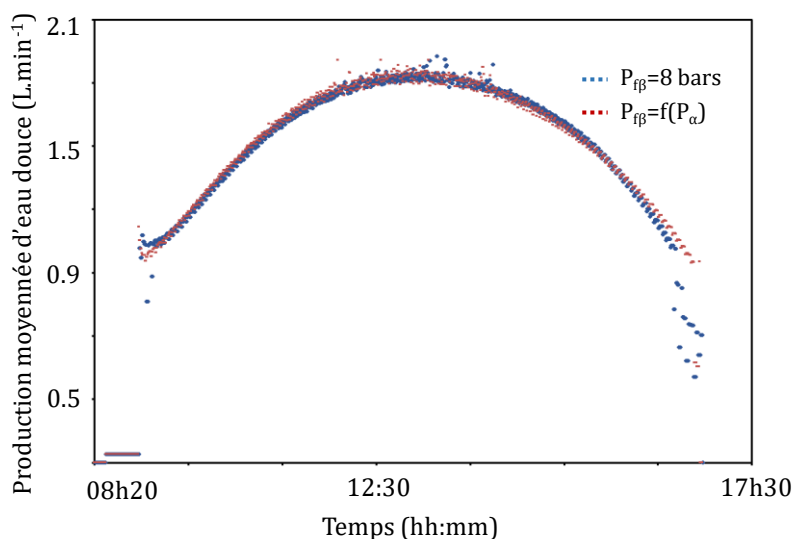


Figure V-12 : Comparaison des débits de perméat moyens simulés avec et sans la loi de commande

On observe sur la Figure V-12 que le débit de perméat résultant des simulations intégrant la loi de commande est légèrement supérieur. Plusieurs comparaisons quantitatives ont été effectuées avec des pressions de fin de phase β fixées entre 7 et 10 bars, portant sur la productivité et la consommation d'énergie spécifique. Les résultats de cette étude paramétrique sont présentés dans le Tableau V.3.

Tableau V.3 : Tableau comparatif des productivités obtenues en fonction des lois de commande de la pression de consigne de fin de phase beta appliquée (constante ou variable avec la pression de l'évaporateur)

Pfβ (bar)	Productivité (litres)	CES (kWh.m⁻³)	P_{start} (bar)	P_{stop} (bar)
7	503	5.8	9.5	9
8	501	6.2	9.5	9.2
9	477	6.6	10.5	9.7
10	470	7.08	10.5	10.2
f(P _α)	507	5.95	9.5	9

Les résultats montrent que plus la pression de consigne fixée est faible, plus la productivité est importante. Cette tendance s'explique par le fait qu'une pression de consigne plus faible permet de faire fonctionner le procédé sur une plus large gamme de puissances. Autrement dit, une consigne de 7 bars sur la pression de fin détente donne lieu à un fonctionnement moins optimal (production horaire plus faible) mais plus long, c'est-à-dire que le système démarre plus tôt et s'arrête plus tard. D'autre part, on peut également constater que plus la pression de la fin de détente est faible, et plus la consommation énergétique spécifique (CES) est faible, puisque le potentiel énergétique de détente des vapeurs est mieux exploité. Il apparaît également que l'intégration de ces lois de commande dans le pilotage du procédé permet d'augmenter légèrement la productivité du procédé par rapport à une stratégie de pilotage où la pression de consigne est maintenue à une valeur la plus basse possible, c'est-à-dire 7 bars. La CES est quant à elle légèrement plus élevée. Les performances maximales du procédé ainsi obtenues dans ces conditions de fonctionnement sont une productivité de 507 litres.m⁻².jour⁻¹ et une CES d'environ 6 kWh_{th}.m⁻³.

V. D. Analyse du comportement et des performances du procédé opérant dans des conditions climatiques nominales

Les données d'irradiation solaire et de température considérées pour les simulations sont celles correspondantes à Perpignan (France) acquises durant la période d'août 2004. Ces données ont été recueillies au moyen d'un pyromètre mesurant l'éclairement solaire direct I_h et diffus D_h sur un plan horizontal. La somme de ces deux grandeurs donne l'irradiation globale horizontale G_h . Le flux solaire global G_0 reçu par un capteur incliné orienté plein sud peut s'exprimer par l'équation (V.5) en fonction de l'angle d'inclinaison β_c et de l'azimut du capteur, de la hauteur et de l'azimut du soleil dans le ciel dépendant de la latitude du lieu, du jour de l'année et de l'heure considérés [120].

$$G_{\theta}(t) = I_h(t) \cdot \cos\theta(t) + \left(\frac{1 + \cos\beta_c}{2}\right) D_h(t) + al \left(\frac{1 - \cos\beta_c}{2}\right) G_h(t) \quad (V.5)$$

où θ est l'angle d'incidence des rayons du soleil qui est fonction de l'inclinaison β_c , de l'azimut du capteur, de la hauteur du soleil en cours de journée et de al l'albédo du sol [121]. L'inclinaison β_c du collecteur solaire a été choisie à 40° , correspondant à la latitude du lieu considérée (Perpignan), valeur qui maximise l'énergie solaire reçue annuellement. Les données météorologiques, représentées dans la Figure V-13, correspondent à celle d'une journée idéale sans nuages avec une température extérieure variant entre 20 et 30°C . Le flux solaire est donc continu et atteint une valeur maximale d'environ $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$.

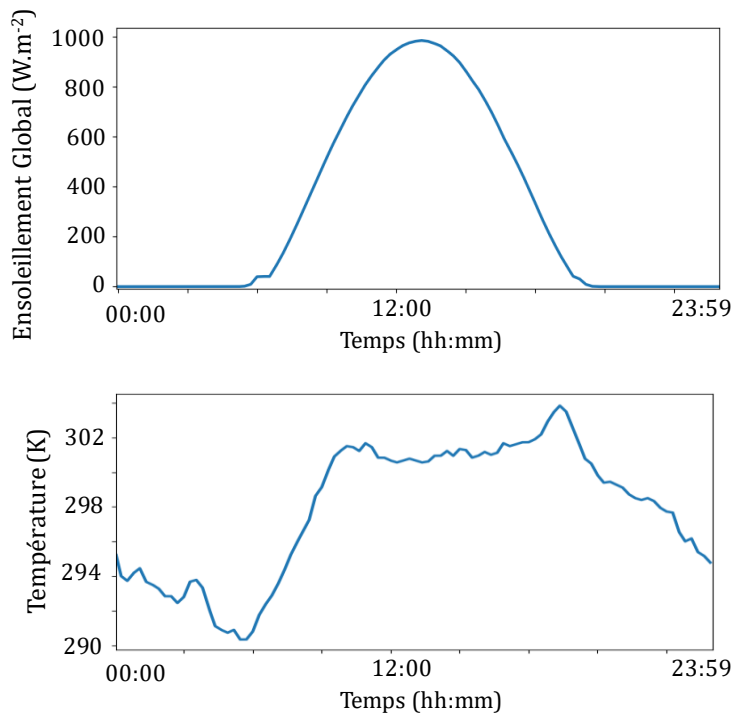


Figure V-13 : Données réelles d'ensoleillement et de température ambiante considérées pour la simulation

Des simulations intégrant les lois de commande déterminées précédemment ont ainsi été réalisées sur une journée entière avec ces données climatiques. La pression de consigne de fin de phase beta et le débit de rétentat pilotant la vitesse du vérin principal sont déterminés à chaque instant en fonction de la pression moyenne des vapeurs dans le cylindre durant la phase alpha du demi-cycle précédent.

La Figure V-14 présente les résultats d'une simulation réalisée sur 9 h d'ensoleillement (de 8 h à 17 h). Sont tracées la puissance thermique solaire collectée, la production moyennée par cycle et la qualité de l'eau produite au cours de la journée. On peut constater que ces deux dernières sont fortement influencées par l'irradiation solaire, et donc la puissance fournie à l'évaporateur.

Sur cette plage horaire, les résultats des simulations indiquent une production de 750 litres d'eau traitée qui, rapportée à la surface de capteurs solaires considérée, donne une productivité de $500 \text{ L}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{jour}^{-1}$. Cette production correspond aux besoins d'une communauté composée d'environ 10 et 30 familles [122]. La concentration du perméat varie entre 4.3 et $4.5 \text{ mg}\cdot\text{L}^{-1}$, ces valeurs sont largement inférieures au seuil de potabilité de l'eau situé à $250 \text{ mg}\cdot\text{L}^{-1}$. La consommation d'énergie thermique moyenne est calculée à $5.95 \text{ kWh}_{\text{th}}\cdot\text{m}^{-3}$ d'eau produite.

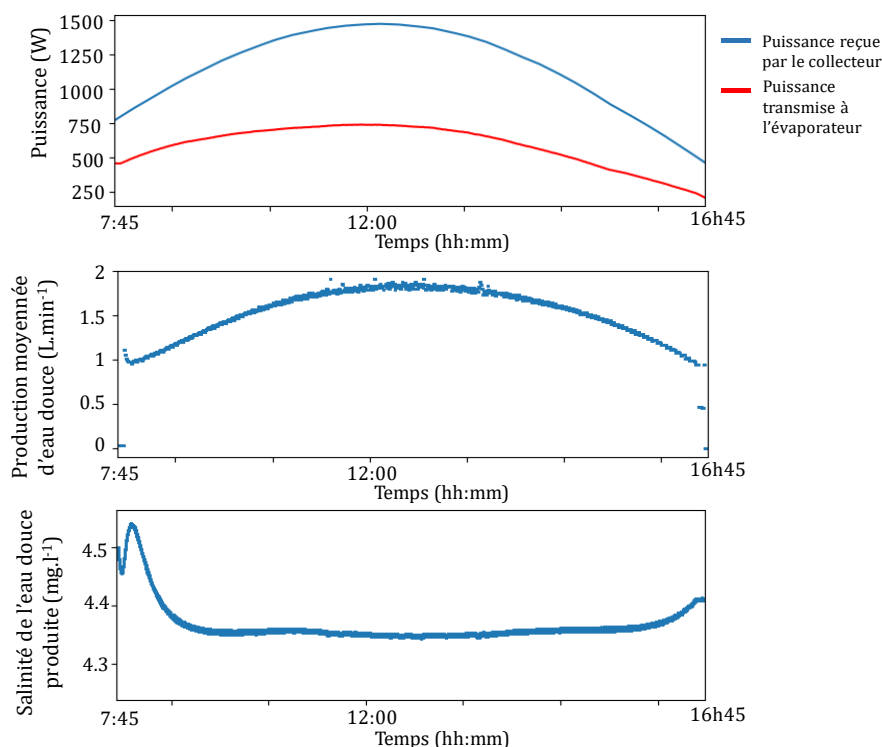


Figure V-14 : Résultats de simulations du comportement du procédé pour une journée ensoleillée

la Figure V-15 et la Figure V-16 représentent les évolutions respectives de la pression et de la température de l'évaporateur au cours de cette journée simulée. On constate que la pression de l'évaporateur varie entre 10 et 21 bars au cours de la journée, ce qui correspond à une variation de température d'évaporation de 45 à 90°C . Il apparaît également dans la Figure V-15 que plus la puissance thermique augmente et plus les cycles de fonctionnement deviennent courts. On peut

également constater que pour les plus hautes puissances, la perte de pression dans l'évaporateur lors de la connexion avec le cylindre de transfert devient de plus en plus importante. Ce phénomène s'explique par un débit de vapeur plus important à travers la vanne placée entre ces deux éléments. La température d'évaporation évolue quant à elle de manière plus stabilisée au fil des cycles avec des variations n'excédant pas 5°C. Cette stabilité peut laisser penser à une inertie thermique dans l'évaporateur réduisant l'impact des chutes de pression dans ce dernier sur sa température.

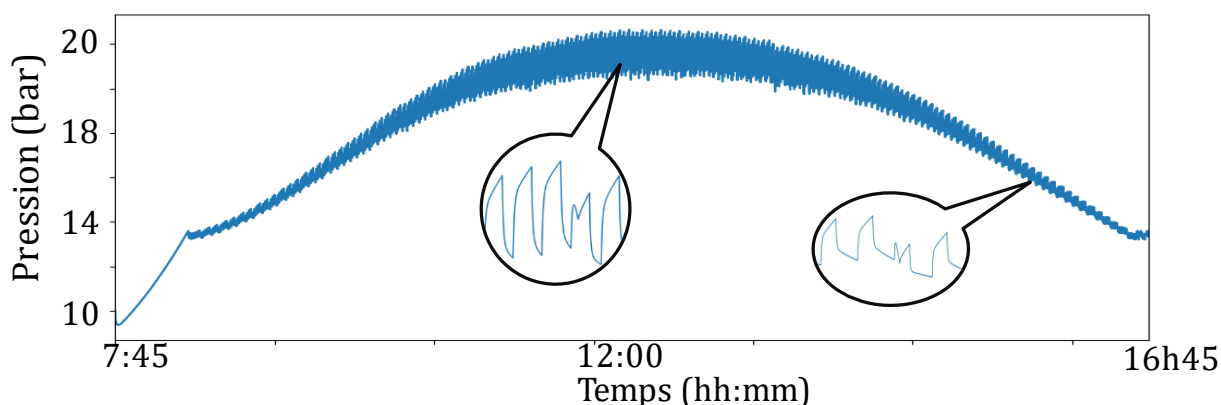


Figure V-15 : Evolution de la pression dans l'évaporateur au cours de la journée

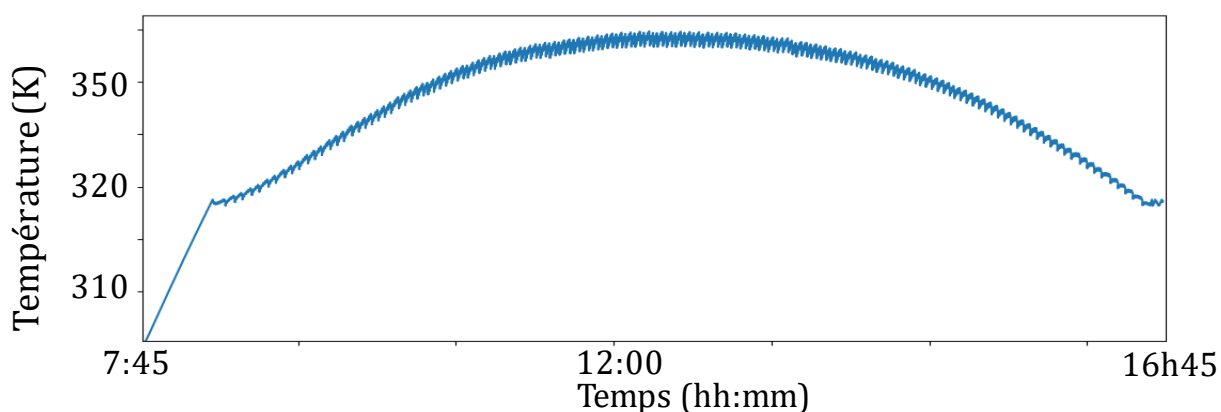


Figure V-16 : Evolution de la température dans l'évaporateur au cours de la journée

La Figure V-17 représente l'évolution de la température dans l'évaporateur en fonction de la puissance transmise par le collecteur. Ce graphe montre que la température ne suit pas la même évolution au cours de la journée pour une même puissance selon que celle-ci est croissante ou décroissante. En effet, lors de la montée en puissance (partie inférieure de la courbe), la température augmente

également jusqu'à atteindre un maximum autour de 360 K, puis, lorsque la puissance se met à diminuer, la température diminue avec une évolution plus lente que lors la montée.

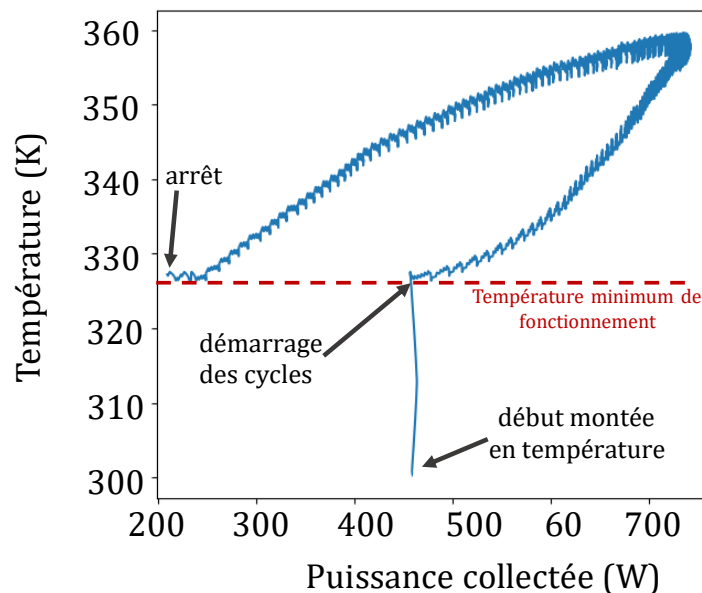


Figure V-17 : Evolution de température dans l'évaporateur en fonction de la puissance transmise à celui-ci

Cette évolution met en valeur l'impact de l'inertie thermique de l'évaporateur sur le fonctionnement du procédé. En effet, pendant la première partie de la journée, l'évaporateur a tendance à stocker de l'énergie thermique, et il la restitue au cours de la seconde partie de la journée. Cette tendance montre ainsi que l'inertie thermique de l'évaporateur permet au procédé de fonctionner avec des puissances thermiques bien plus faibles en fin de journée que la puissance thermique nécessaire à son démarrage. On peut ainsi constater que le procédé fonctionne correctement, tout au long d'une journée avec une puissance thermique de démarrage de l'ordre de 450 W et ce jusqu'à ce que la puissance transmise devienne inférieure à 220 W.

V. E. Conclusion

Dans ce chapitre, le développement de l'outil de simulation numérique a été présenté et ce dernier a été exploité sur différentes échelles de temps afin d'analyser le comportement du procédé et d'évaluer des stratégies de pilotage. Cet outil, qui a été développé dans un environnement de programmation utilisant le langage Python, et les algorithmes de simulation ont été décrits.

L'exploitation de cet outil de simulation a permis d'analyser le comportement du procédé opérant en premier lieu avec une puissance thermique constante fournie à l'évaporateur. Ces premières simulations dynamiques ont montré que le dimensionnement permettait un bon fonctionnement cyclique du procédé. Une étude de sensibilité paramétrique sur la pression de consigne de fin de phase beta a permis d'identifier que cette grandeur constitue un paramètre de pilotage du procédé impactant la productivité spécifique et la consommation énergétique de ce dernier. L'étude de ce paramètre de contrôle a abouti à une loi de commande permettant de maximiser les performances du procédé en fonction de la puissance reçue. Des simulations sur la journée, en considérant une irradiation solaire variable, ont permis de vérifier que l'outil permettait d'évaluer en première approche les performances journalières du procédé. La comparaison de différentes stratégies de pilotage simulées avec des pressions de consigne de fin de phase β a montré que l'utilisation d'une loi adaptant cette pression de consigne permettait d'accroître la productivité spécifique du procédé à 507 Litres.m⁻².jour⁻¹ tout en conservant une CES de 6 kWh_{th}.m⁻³.

Le procédé a en premier lieu été simulé sur un journée entière dans des conditions climatiques favorables d'été correspondant au site de Perpignan. Les résultats de ces simulations ont permis d'analyser l'évolution du fonctionnement cyclique du procédé au fil de la journée, notamment due à l'augmentation puis la diminution progressive de l'irradiation solaire. Il a été montré que les cycles de pressurisation deviennent plus courts pour les fortes puissances, et que la température dans l'évaporateur subit peu les variations de pression du cycle. Il est également apparu que, lorsque le système est monté en température, l'inertie de l'évaporateur permet de fonctionner avec de faibles puissances, ce qui permet d'augmenter la productivité du système en autorisant quelques heures de fonctionnement supplémentaires. Ainsi, l'outil de simulation développé a permis d'estimer la productivité du procédé opérant pendant 9 heures de fonctionnement dans ces conditions climatiques à environ 500 litres par m² de capteur solaire avec une CES de 5.95 kWh_{th}.m⁻³.

La suite de ces travaux consiste à présent à évaluer, à l'aide de cet outil numérique, ce procédé optimisé, et d'analyser la sensibilité de ses performances aux conditions opératoires liées aux caractéristiques de l'eau saumâtre à traiter (salinité, température) et au site d'implantation du procédé (environnement climatique, ressource solaire, température extérieure, ...)

Chapitre VI - Analyse technico-économique du procédé

VI. A. Introduction

L'outil de simulation précédemment développé a permis de proposer des lois de commande et des stratégies de pilotage du procédé permettant d'en augmenter les performances. Une étude de sensibilité aux conditions opératoires spécifiques des sites d'implantation du procédé doit à présent être menée pour évaluer l'impact de ces conditions sur les performances, c'est-à-dire de la puissance thermique, de la température et de la salinité de l'eau à traiter.

Diverses implantations géographiques ont ensuite été choisies en fonction du degré de stress hydrique et des caractéristiques des ressources en eau, pour évaluer les performances du procédé opérant sous des conditions climatiques différentes. Enfin, une étude technico-économique est réalisée afin de comparer les coûts spécifiques et les performances du procédé avec ceux des procédés similaires présentés au Chapitre I.

VI. B. Etude de sensibilité aux conditions opératoires

Dans un premier temps, l'influence des paramètres opératoires est étudiée en comparaison des conditions nominales de fonctionnement du procédé, qui sont résumées dans le Tableau VI.1. Les paramètres paraissant pertinents à étudier sont la concentration et la température de l'eau saumâtre à traiter. La puissance collectée est également un paramètre important qui impacte directement le comportement du procédé : une puissance collectée d'environ 570 W correspondant à une irradiation solaire incidente moyenne de 800 W.m⁻² a été sélectionnée.

Tableau VI.1 : Conditions opératoires nominales pour l'étude de sensibilité aux conditions opératoires

Grandeur	Désignation	Valeur nominale	Plage de variation	Unité
Concentration de l'eau à traiter	C_f	4	2 - 10	g.L ⁻¹
Température de l'eau	T_f	18	10 - 22	°C
Puissance collectée	\dot{Q}_{coll}	570	400 - 800	W

Pour chaque test de sensibilité, un des paramètres est modifié tandis que les autres conditions opératoires sont maintenues fixées aux conditions nominales. Le débit de rétentat est quant à lui contrôlé en fonction de la pression moyenne des vapeurs dans le cylindre durant la phase alpha, et est adapté à chaque simulation pour assurer le bon fonctionnement du vérin principal. Les plages de

variation de la concentration et de la température de l'eau sont définies par rapport à l'étude préliminaire détaillée dans le chapitre II qui a défini les valeurs limites pour ces conditions opératoires. Cette étude a montré que le procédé pouvait fonctionner dans des conditions maximales de salinité de 10 g.L⁻¹ et de température d'eau de 22°C.

VI. B. 1. Sensibilité au profil d'irradiation

VI. B. 1. a. Impacts sur les performances

Pour évaluer l'impact de la puissance thermique, l'évolution thermodynamique que décrit le fluide de travail dans le cylindre de transfert a été représenté sur un diagramme (P-V) dans la Figure VI-1, mais pour plusieurs puissances thermiques alimentant l'évaporateur.

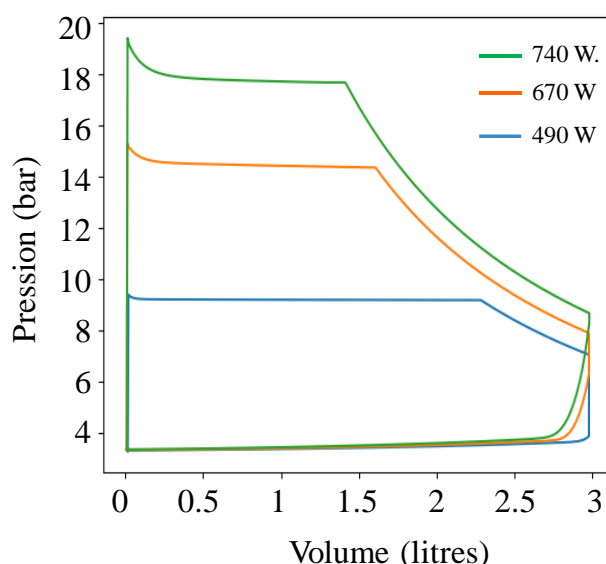


Figure VI-1 : Diagramme (P-V) du cycle du fluide de travail dans le cylindre de transfert pour différentes puissances collectées

La puissance la plus faible (490 W) correspond à la puissance de démarrage du procédé, tandis que la plus importante (740 W) correspond à celle permettant d'atteindre la plus haute pression d'évaporation de la journée. Ce diagramme (P, V) permet de visualiser la chute de pression au début de la phase α qui devient plus importante pour les puissances plus élevées. Il apparaît également que la pression du cylindre est plus longue à s'équilibrer avec la pression du condenseur lors de la phase de remplissage en eau saumâtre de ce cylindre dans le cas des plus hautes puissances. Dans ce cas, le condenseur semble devenir plus limitant puisque l'établissement de la basse pression dans le cylindre est plus progressif.

On peut également remarquer des différences dans la répartition des différentes phases à haute pression en fonction de la puissance appliquée. Pour de faibles puissances d'évaporation, le volume de vapeur occupant le cylindre à la fin de la phase α est plus grand, réduisant ainsi la durée de la phase β . Il apparaît également de ce diagramme que plus la puissance appliquée est élevée, plus la part du travail fourni par la phase beta augmente, montrant ainsi une meilleure utilisation de l'énergie.

L'influence de la puissance transmise par le collecteur sur le taux de recouvrement Y du module d'osmose inverse et les rendements thermodynamiques premier principe η_{cycle} et second principe η_{II} du cycle moteur sont représentés sur la Figure VI-2. Les rendement énergétique η_{cycle} du cycle et second principe sont déterminés par les relations (V.2) et (V.3) définies précédemment. Il apparaît que ces deux rendements thermodynamiques augmentent avec la puissance thermique alimentant l'évaporateur. Toutefois, l'influence de cette puissance est moins importante sur la productivité de la membrane (taux de recouvrement variant de 37 à 47 %) que sur le rendement du cycle (de 7 à 12 %) pour lequel on constate une augmentation de plus de 40 %. Le taux de recouvrement de la membrane est cependant plus impacté pour les faibles puissances. On observe également que le rendement second principe peut atteindre des valeurs très élevées de 60 %, démontrant la qualité thermodynamique du procédé.

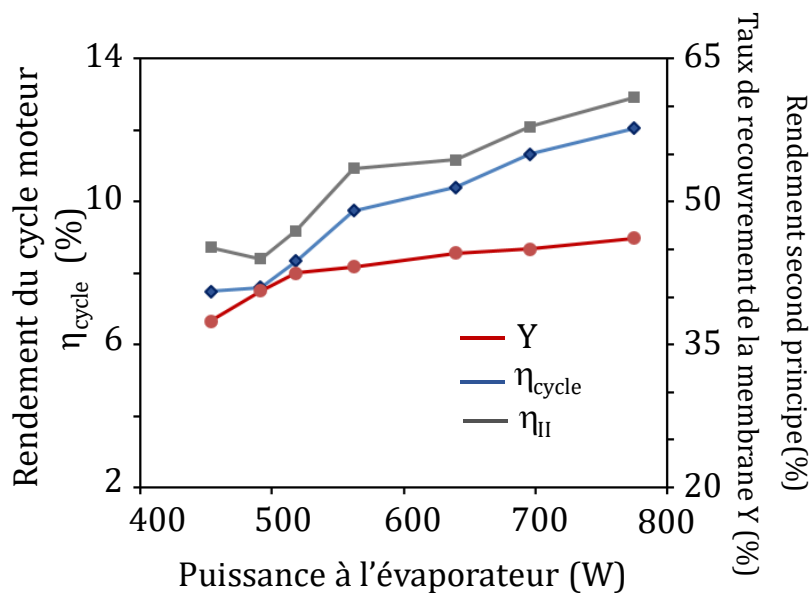


Figure VI-2 : Evolution des rendements du procédé en fonction de la puissance transmise à l'évaporateur

Ces courbes montrent que les performances globales du procédé augmentent avec la puissance apportée à l'évaporateur. Cette affirmation est corroborée par les simulations du procédé réalisées sur

une journée entière, notamment en observant l'évolution du débit de perméat produit qui augmente lorsque l'irradiation solaire augmente elle aussi.

VI. B. 1. b. Simulations sur une journée perturbée

Pour étudier le comportement du procédé dans des conditions d'ensoleillement différentes, d'autres données météo ont été choisies. Une journée particulièrement perturbée par des passages nuageux, caractérisée par un ensoleillement discontinu, a ainsi été sélectionnée. Les évolutions de l'irradiation solaire et de température pour une telle journée sont représentées dans la Figure VI-3.

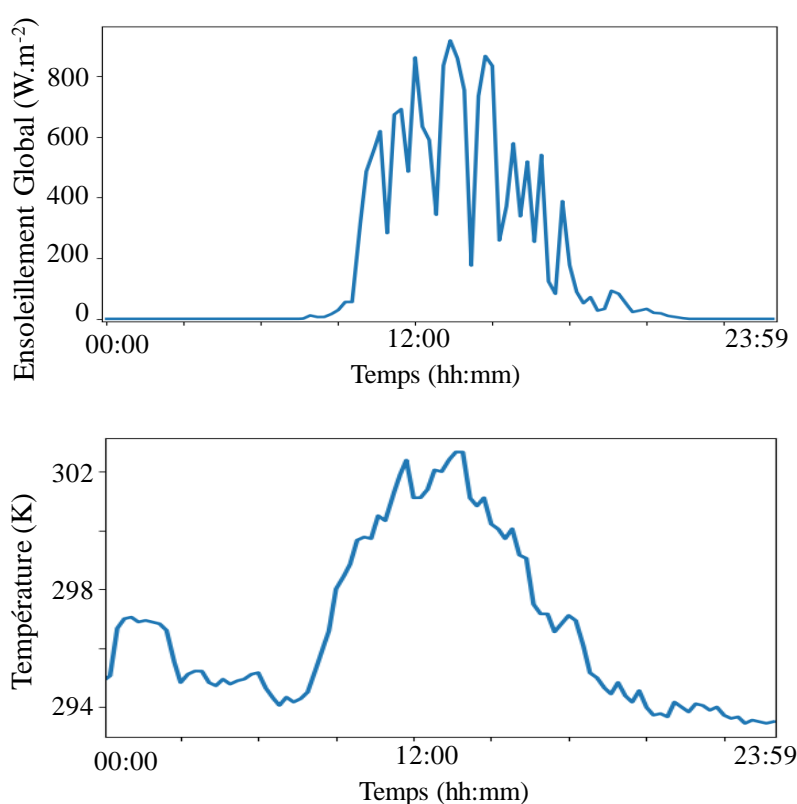


Figure VI-3 : Ensoleillement et température au cours d'une journée nuageuse à Perpignan

L'intérêt de cette simulation numérique est d'analyser la réaction du procédé à un apport discontinu de puissance à l'évaporateur. La journée étudiée est sujette à une irradiation incidente variant jusqu'à 900 W.m⁻² avec de nombreux passages nuageux faisant chuter brusquement cette irradiation à des valeurs inférieures à 200 W.m⁻². La température ambiante reste, quant à elle, plus stable, et varie de 21 à 29 °C.

L'impact de ces conditions climatiques sur le procédé est représenté dans la Figure VI-4, où on peut notamment observer comment évoluent la puissance thermique fournie par le collecteur à l'évaporateur, le débit de perméat moyen par cycle et la qualité de l'eau traitée.

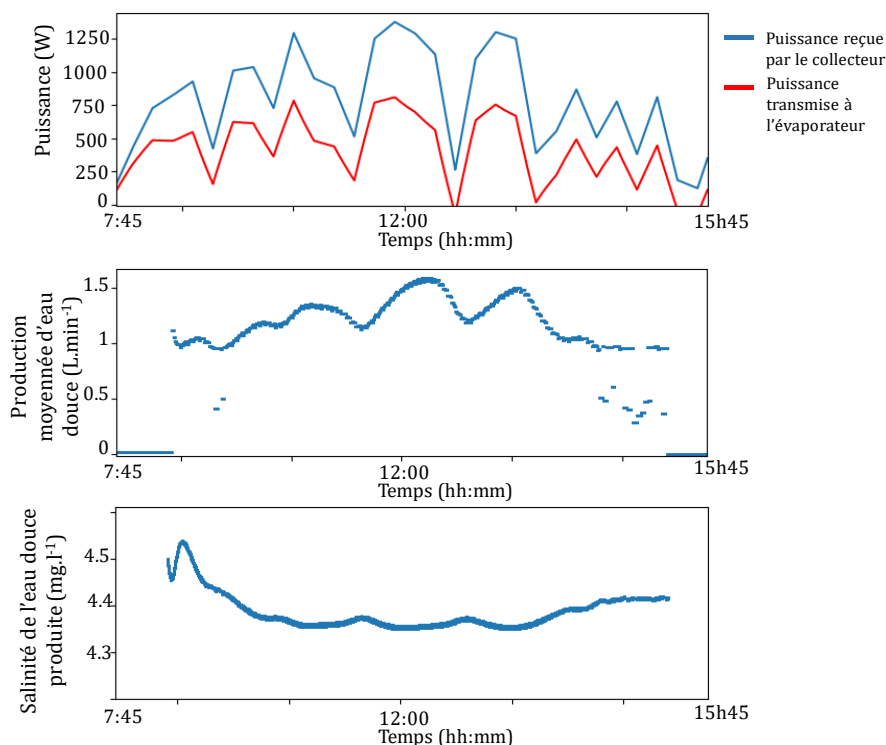


Figure VI-4 : Simulations de la puissance à l'évaporateur, du débit de perméat moyen et de la qualité du perméat réalisées sur une journée perturbée

Ces résultats montrent que le fonctionnement du procédé est peu impacté par de telles variations d'irradiation solaire : une fois le procédé démarré, son fonctionnement est quasiment continu sur toute la période simulée. Le débit de perméat moyen par cycle varie entre 1 et 1.5 L.min⁻¹ et la qualité de l'eau produite varie de 4.3 et 2.6 mg.L⁻¹. Le débit de perméat n'est jamais nul et la qualité de l'eau reste bien en-dessous du seuil de potabilité. La production de perméat reste néanmoins inférieure à celle obtenue pour une journée la plus ensoleillée. Le premier graphe de la Figure VI-4 montre les évolutions de la puissance reçue par le collecteur et la puissance transmise à l'évaporateur dont la différence représente le rendement du collecteur. On vérifie bien que ce rendement diminue pour les fortes puissances pour atteindre un minimum d'environ 50 %.

Ces graphes montrent également que pendant certains passages nuageux, bien que la puissance transmise à l'évaporateur devienne très faible voire nulle, le procédé continue de produire du perméat. Cette résilience du procédé est une fois de plus liée à l'inertie thermique du collecteur et de

l'évaporateur qui lui permet de fonctionner pendant ces intermittences, pour peu que la température de l'évaporateur soit suffisamment élevée, au minimum supérieure à 50°C.

La Figure VI-5 et la Figure VI-6 représentent les évolutions respectives de la pression et de la température au cours de cette journée nuageuse. La pression dans l'évaporateur varie entre 9 et 17 bars, ce qui correspond à une température du fluide de travail comprise entre 45 et 85 °C.

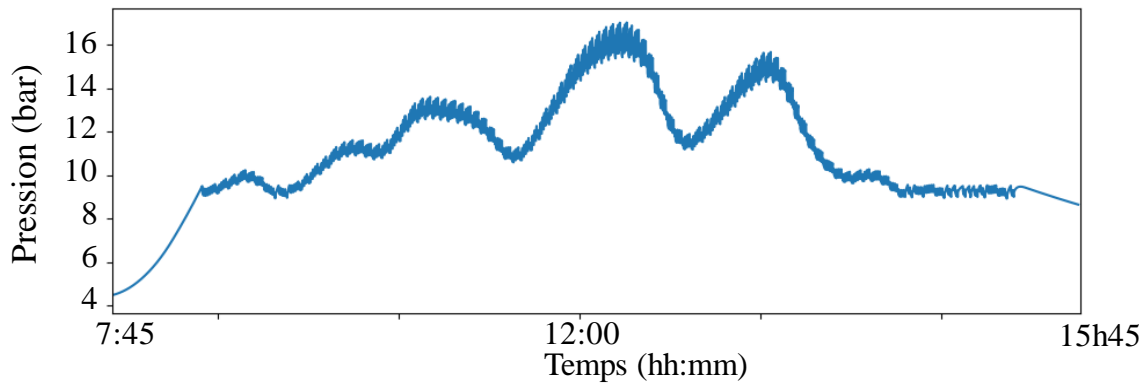


Figure VI-5 : Evolution de la pression simulée au cours de la journée nuageuse

Ces figures montrent que l'évaporateur est capable de fournir une pression suffisante même en cas de perturbations successives impliquant des chutes de puissance. On peut aussi noter que pour des variations brusques de puissance d'environ 700 W (par exemple entre 12h et 13h30), la température de l'évaporateur chute seulement de 20 °C, mais reste à une température suffisante (supérieure à 45°C) pour permettre le fonctionnement du procédé.

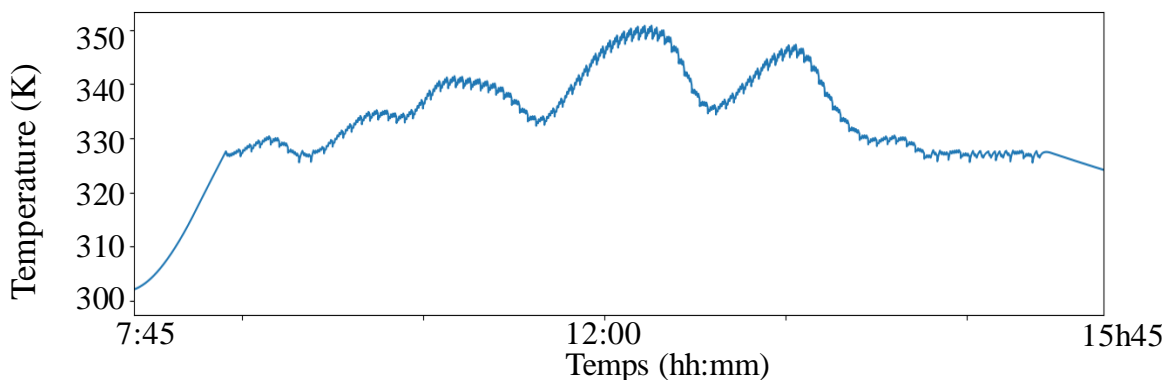


Figure VI-6 : Evolution de la température simulée au cours de la journée nuageuse

Les simulations réalisées montrent qu'il est possible d'obtenir une productivité spécifique journalière de 288 L.m⁻² et une CES de 5.8 kWh_{th}.m⁻³. La productivité spécifique est certes plus faible que pour la journée très ensoleillée mais reste tout de même très intéressante, et démontre la capacité du procédé à offrir des performances acceptables même en opérant dans des conditions d'ensoleillement défavorables.

On peut comparer la productivité spécifique rapportée à l'énergie fournie au collecteur par la relation :

$$\frac{\dot{V}_p}{\Delta t_{\text{jour}} \int G_{\theta} A_{\text{cap}} dt} \quad (\text{VI.1})$$

où \dot{V}_p est la production journalière et Δt_{jour} est le temps de fonctionnement du procédé sur la journée. Ces calculs montrent que pour la journée ensoleillée, la production s'élève à 186 litres.Wh⁻¹ tandis qu'elle est de 175 litres.Wh⁻¹ pour la journée perturbée. L'écart relatif entre ces deux valeurs est de 6 % et confirme que les performances du procédé sont peu impactées par la dynamique de l'ensoleillement.

VI. B. 2. Impact de la température de l'eau saumâtre à traiter

La température de l'eau saumâtre en entrée du procédé influence également les performances du procédé, et impacte en particulier le rendement du cycle thermodynamique moteur et le taux de recouvrement de la membrane. L'influence de cette température est présentée Figure VI-7.

Il apparaît que le rendement du cycle et le taux de recouvrement de la membrane sont décroissants lorsque la température de l'eau augmente. Ces performances semblent subir une dégradation plus importante pour des températures supérieures à 18°C, température considérée pour le dimensionnement du procédé. Ces évolutions s'expliquent, pour le cycle moteur, par la dégradation du rendement de Carnot, directement lié à la température de source froide du cycle, et pour la membrane, par l'augmentation de la pression osmotique, qui diminue alors la pression transmembranaire appliquée et donc la production de perméat.

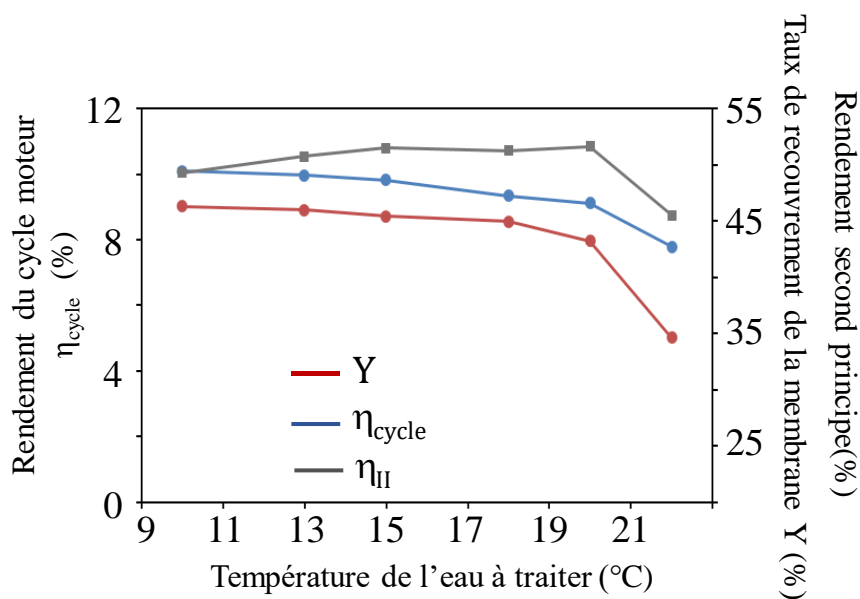


Figure VI-7 : Influence de la température d'alimentation sur les rendements du cycle moteur et sur le taux de recouvrement de la membrane

Le rendement du cycle moteur est globalement moins impacté par la température de l'eau, à savoir de 10 % à 7.6 %. L'explication peut venir d'un facteur supplémentaire : le débit de rétentat. Lorsque la température de l'eau augmente, le débit de rétentat doit être augmenté en conséquence pour assurer que le vérin arrive en fin de course : de 1.6 L.min⁻¹ pour une eau saumâtre à 10 °C, il doit alors être de 2.8 l.min⁻¹ pour une température de 22 °C. Ainsi, la vitesse du vérin est augmentée, de même que le débit de pompage de l'eau à traiter qui a une influence sur le flux de refroidissement du condenseur, atténuant ainsi l'effet de la hausse de température de l'eau sur ce dernier. Ces différentes évolutions se traduisent par une légère augmentation du rendement second-principe qui atteint un maximum d'environ 52 % pour une température de 20°C, puis se dégrade fortement à 22°C.

VI. B. 3. Sensibilité à la salinité de l'eau à traiter

Une étude numérique de sensibilité a également été menée pour différentes salinités d'alimentation pour étudier l'influence de ce paramètre sur les performances du procédé. La Figure VI-8 représente l'évolution du rendement du cycle et du taux de recouvrement en fonction de la salinité de l'eau à traiter.

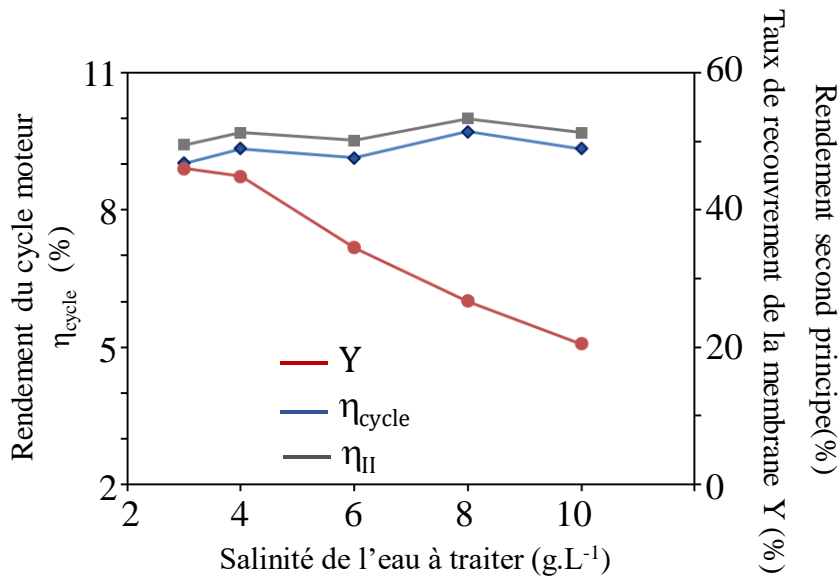


Figure VI-8 : Influence de la salinité d'alimentation sur le rendement du cycle moteur et sur le taux de recouvrement de la membrane

Ces courbes montrent que le taux de recouvrement de la membrane diminue fortement pour des salinités d'alimentation élevées. Cette évolution s'explique par l'augmentation de la pression osmotique de l'eau saumâtre et donc la diminution de la pression transmembranaire. La salinité de l'eau à traiter a cependant peu d'influence sur le rendement premier et second principe du cycle moteur. La seule incidence de l'augmentation de la salinité sur le cycle moteur est l'augmentation du débit de rétentat, entraînant un refroidissement du condenseur plus efficace, qui explique les légères variations observées.

Ces différentes analyses sur l'influence des conditions opératoires doivent par la suite permettre d'évaluer et identifier les zones géographiques du procédé pour lesquelles les conditions climatiques et les caractéristiques des ressources en eau sont les plus favorables pour implanter le procédé.

VI. C. Etude des zones d'implantation géographique pertinentes du procédé

Des recherches ont été menées pour étudier les régions dans lesquelles l'installation du procédé thermo-hydraulique semble pertinente vis-à-vis de ses paramètres géométriques. Le choix d'une zone

géographique différente de Perpignan va permettre d'évaluer son comportement dans un site où les conditions opératoires sont différentes des conditions nominales utilisées pour le dimensionnement.

VI. C. 1. Localisation des besoins en dessalement

Pour localiser les besoins en dessalement d'eaux saumâtres, deux types de données sont représentés sur la cartographie de la Figure VI-9. Cette figure permet de localiser d'une part les zones sans eaux souterraines propres à la consommation (en nuances de rouge), et d'autre part les régions dans lesquelles se trouvent des eaux souterraines saumâtres ou salines (<30 g.L⁻¹) (cerclées de noir).

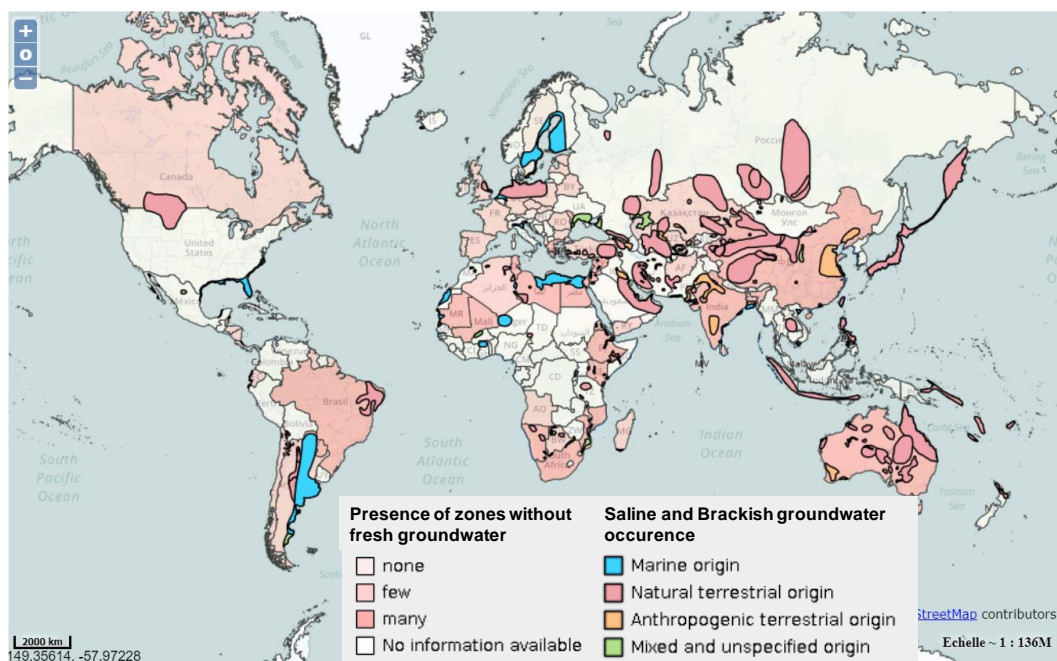


Figure VI-9 : Carte du monde présentant les pays en manque de ressources d'eau consommable et les régions possédant des eaux souterraines saumâtres ou salées [123]

D'après ces données, il semble que les régions les plus propices au dessalement d'eaux saumâtres sont situées en Afrique du Nord, en Afrique du Sud, au Moyen Orient, en Asie, en Australie et en Amérique du Sud. On constate que ces zones où les besoins en dessalement existent sont relativement nombreuses et étendues. Pour étudier l'implantation éventuelle du procédé de dessalement thermo-hydraulique dans ces zones, des données sur la salinité des eaux saumâtres souterraines et de surface ont été recherchées.

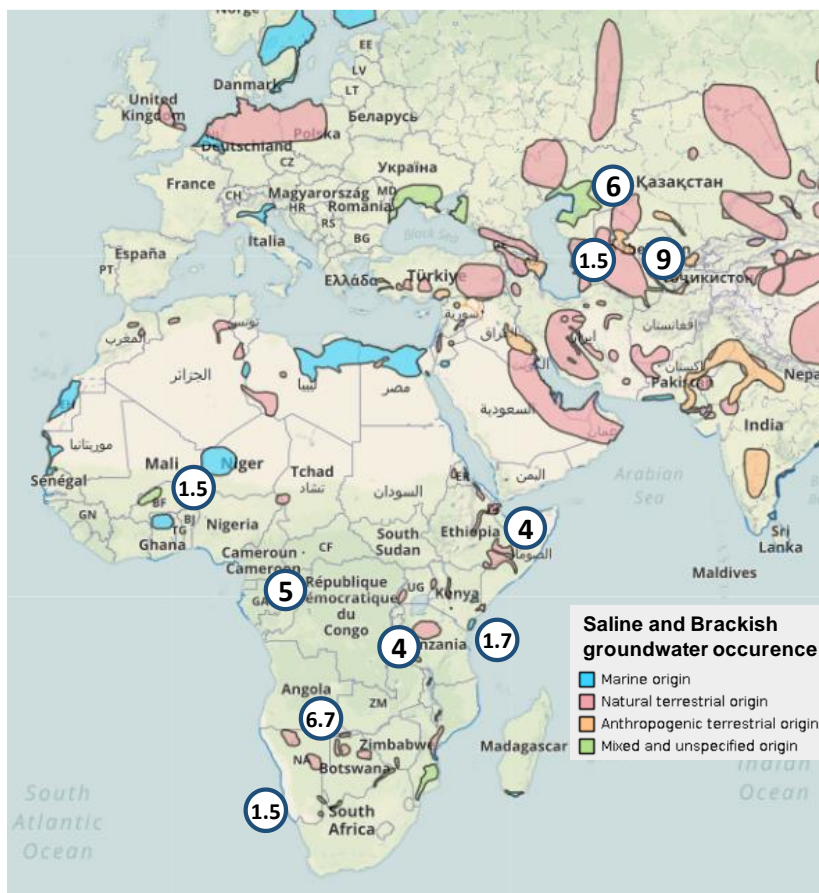


Figure VI-10 : Données de salinité des nappes dans les zones d’Afrique et Moyen-Orient où des ressources en eau saumâtres sont signalées (cercles bleus et blancs, en g.L⁻¹) [124], [125]

La base de données des conditions climatiques utilisée étant limitée à l’Europe, l’Afrique et le Moyen-Orient, la recherche de données s’est focalisée sur des zones du continent africain et du Moyen-Orient, pour lesquelles les ressources d’eaux saumâtres se caractérisent par une salinité variant de 1,5 à 9 g.L⁻¹ et qui bénéficient également d’un ensoleillement important (voir Figure I-17). Ces données sont présentées sur une carte dans la Figure VI-10. C’est donc ces régions qui ont été sélectionnées pour l’étude de l’implantation géographique du procédé.

Pour compléter ces données, il est également nécessaire de connaître la température de ces eaux saumâtres pour pouvoir effectuer des simulations avec des données réelles et évaluer les performances du procédé.

VI. C. 2. Température des eaux souterraines

Comme montré précédemment, la température de l'eau saumâtre constitue une condition opératoire qui impacte de façon significative les performances du procédé (cf § VI.B.2.). Cette donnée étant difficilement accessible, cette étude s'appuie sur les travaux de Benz et al. [126] qui ont montré que la différence de température entre les eaux souterraines et la température du sol en surface dépend directement de l'évapotranspiration et de la couverture neigeuse (Figure VI-11). Le premier phénomène (ΔT_{ET} sur la Figure VI-11a) étant essentiellement dû à la présence de forêts primaires, et le second à l'altitude et la latitude du lieu (ΔT_s sur la Figure VI-11a). Ainsi, les régions chaudes et désertiques possèdent des eaux souterraines dont la température diffère peu de la température de surface. Globalement, il apparaît de la Figure VI-11b que les facteurs prédominants de la température des eaux souterraines sont la latitude et le relief, cette température est en effet plus faible au fur et à mesure que le site considéré s'éloigne de l'équateur ou s'il se situe dans des régions où les reliefs sont plus importants (Cordillère des Andes, Himalaya, Cordillère australienne,...).

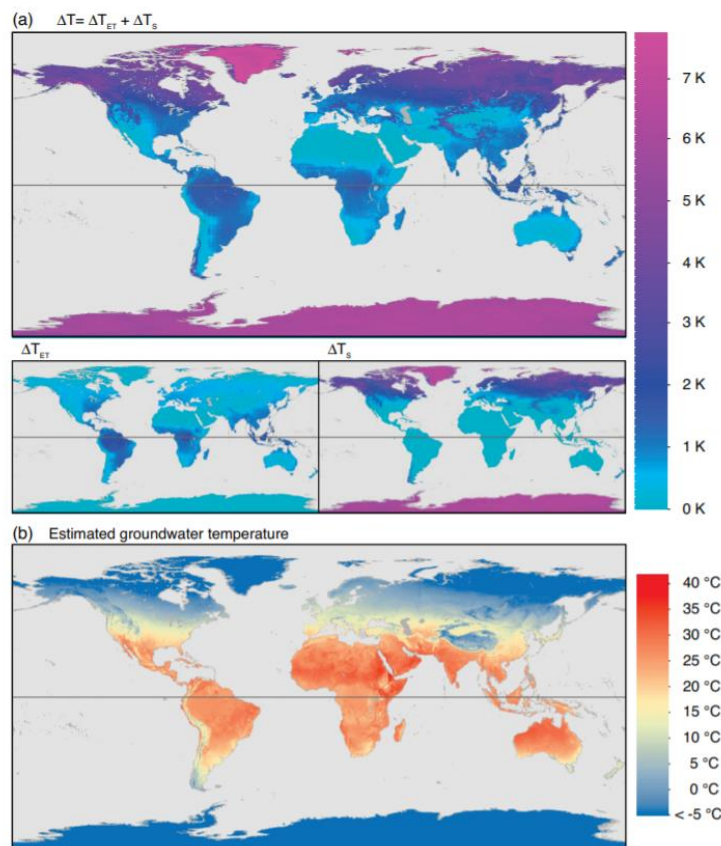


Figure VI-11 : Cartographie de la différence de température entre les eaux souterraines (profondeur <60 m) et la surface du fait de l'évapotranspiration et de la couverture neigeuse (a) et température des eaux souterraines estimée (b) [126]

Ainsi, il se trouve que les ressources en eau de certaines régions comme l'Afrique du Nord et le Proche-Orient peuvent atteindre des températures de 30 à 40 °C. Ces données sont corroborées par une étude de Risk et al. [127] dont les travaux rapportent une température des nappes phréatiques de 40°C aux Emirats Arabes Unis.

L'étude de l'influence de la température de l'eau présentée dans la partie VI. B. 2. a montré non seulement que le dimensionnement du procédé ainsi établi dans un premier temps (en considérant une température de 18°C pour l'eau saumâtre) ne permettait par un fonctionnement à des températures d'eau supérieures à 22 °C, mais également que dans la gamme d'étude, l'augmentation de cette température entraîne une dégradation des performances du procédé. Il semblerait donc que dans le cas présent, le continent Africain soit à exclure bien que les conditions climatiques y soient favorables et le stress hydrique important. Un autre dimensionnement devra être réalisé pour pouvoir envisager un fonctionnement dans cette partie du monde. Les zones dont la température correspond à la plage de fonctionnement du procédé ainsi dimensionné en premier lieu, sont celles dont la latitude est supérieure à 40°N ou à 40°S (en jaune et bleu sur la Figure VI-11.b).

Le Moyen-Orient, et plus particulièrement la région de la mer d'Aral (Kazakhstan), fait partie des zones particulièrement intéressantes pour l'étude de l'implantation du procédé, avec le dimensionnement établi, puisque qu'elle réunit les quatre conditions qui justifient et rendent possible son utilisation :

- Une situation de stress hydrique
- Des ressources en eaux saumâtres
- Un écart de température important entre la surface et les eaux souterraines
- Un ensoleillement global important

Toutes ces données étant disponibles, des simulations ont pu être réalisées pour un fonctionnement du procédé dans cette région, pour valeur d'exemple.

VI. C. 3. Simulation d'un fonctionnement en conditions réelles dans la région de la mer d'Aral (Moyen-Orient)

Les données météo utilisées pour la simulation correspondent au village de Kulandy (46.02°N, 59.88°E) situé en plaine près de la mer d'Aral, zone dans laquelle de nombreuses ressources d'eaux saumâtres sont signalées à des valeurs comprises entre 1 et 19 g.L⁻¹, dont certaines sont en surface, ce qui est particulièrement intéressant puisqu'elles permettent d'économiser de l'énergie de pompage. Le site considéré est notamment caractérisé par une eau saumâtre disponible à 6 g.L⁻¹ et dont la température est de 13°C [124]. Les conditions de la simulation sont résumées dans le Tableau VI.2.

Tableau VI.2 : Conditions opératoires de la simulation à Kulandy (KZ)

Grandeur	Désignation	Valeur	Unité
Concentration de l'eau à traiter	C_f	6	g.L^{-1}
Température de l'eau	T_f	13	$^{\circ}\text{C}$

Une journée a été sélectionnée en fonction des données climatiques disponibles dans la base de données du logiciel HELIOCLIM-3 du service web *SoDa* [128] dans laquelle des données sont disponibles pour une courte période (2004-2006). La journée du 14 avril 2004 a été choisie pour son ensoleillement dont l'allure est classique, peu perturbée. La température ambiante varie sur cette journée entre 13 et 22 $^{\circ}\text{C}$.

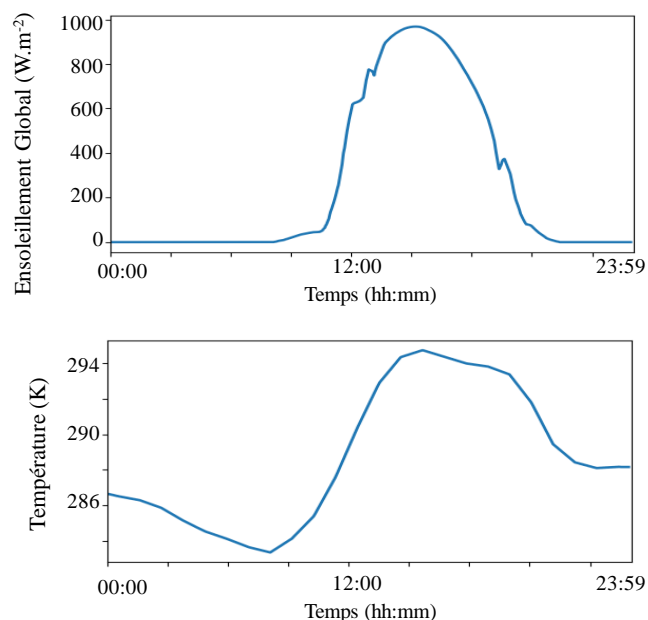


Figure VI-12 : Ensoleillement global incliné à 45° et température extérieure dans la région de la mer d’Aral (Kulandy) du 14 avril 2004 [128]

Les résultats de simulations pour ces conditions opératoires sont présentés dans la Figure VI-13 qui montre l'évolution des puissances reçue et transmise par le collecteur solaire, le débit de perméat moyen produit par cycle et la concentration du perméat.

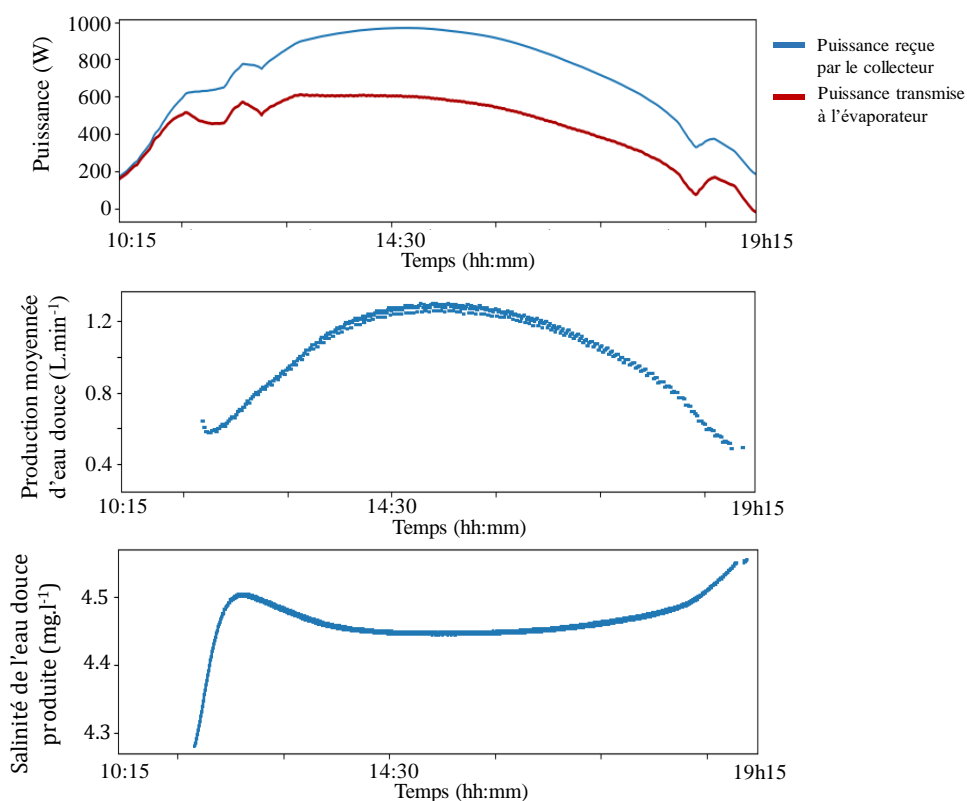


Figure VI-13 : Résultats de simulations pour un fonctionnement dans la région de la mer d'Aral.

Ces résultats indiquent que pour un fonctionnement d'environ 7h, le procédé permet de produire 436 litres d'eau traitée, soit 291 L.m⁻², et une consommation énergétique moyenne de 6.8 kWh_{th}.m⁻³. La qualité du perméat produit est également inférieure (5 mg.L⁻¹) car la salinité de l'eau à traiter est plus importante. La Figure VI-14 montre l'évolution du taux de recouvrement de la membrane au cours de la journée. On peut remarquer que ce taux varie à la fois au cours des cycles et au cours de la journée. Pour les hautes puissances, il varie de 0.5 à 0.2 et de 0.4 à 0.1 pour les plus faibles puissances. Son évolution suit l'allure de la pression dans les cylindres de transfert, et semble atteindre un maximum à 0.5.

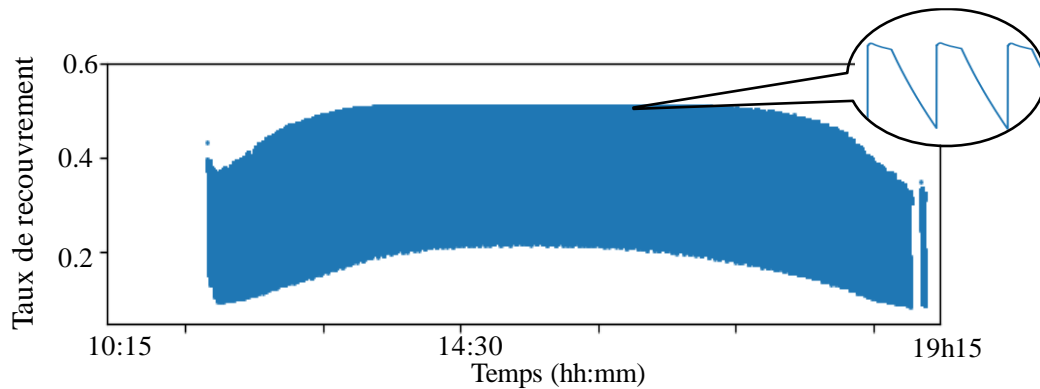


Figure VI-14 : Taux de recouvrement de la membrane au cours de la journée

Ces résultats montrent que l'outil de simulation permet ainsi de tester le fonctionnement du procédé dans des zones géographiques différentes où les conditions opératoires varient.

VI. D. Analyse et comparaison des coûts et performances

Pour conclure cette étude, les critères d'évaluation technico-économiques introduits dans le Chapitre I sont évalués et utilisés pour situer le procédé par rapport aux autres procédés du même type.

VI. D. 1. Comparaison de la consommation d'énergie spécifique

Dans la Figure VI-15, la CES du procédé thermo-hydraulique (STH-RO) est comparée avec celle des autres procédés solaires de dessalement d'eaux saumâtres en fonction de leur production journalière. L'énergie comparée est exprimée en kWh provenant de la ressource solaire (irradiation solaire) et rapportée au mètre cube d'eau traitée. Pour les procédés PV-ED, un rendement de 15 % de panneaux PV a été considéré pour la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique. Pour les procédés PV-RO, le même rendement de panneaux a été considéré, auquel est ajouté un rendement mécanique des pompes de pressurisation (conversion électrique-mécanique) de 70 %. Pour les ORC, un rendement de conversion thermique-mécanique a été considéré à 50 % du rendement de Carnot.

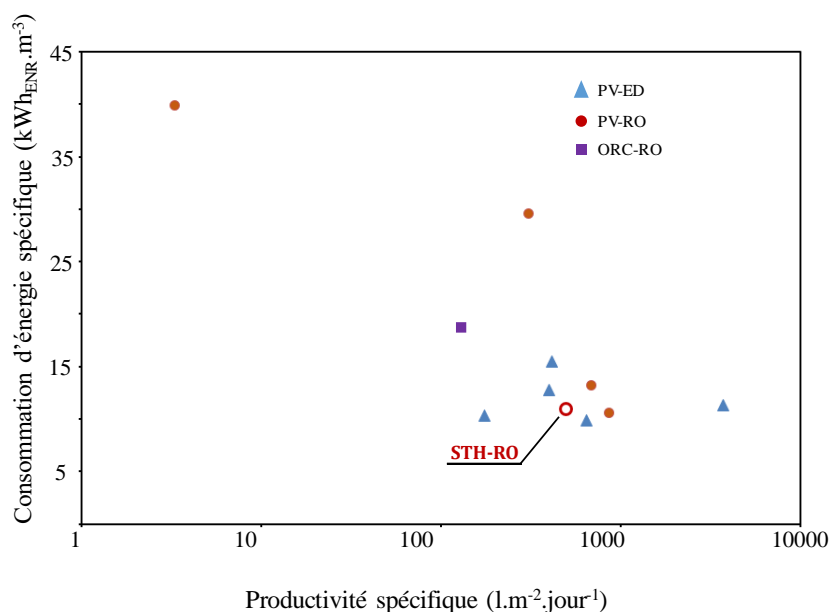


Figure VI-15 : Comparaison de la CES du procédé thermo-hydraulique avec les autres procédés de dessalement d'eaux saumâtres ENR en fonction de leur production journalière

Il apparaît de cette comparaison que le procédé STH-RO présente une CES de 5.95 kWh_{th}.m⁻³ (10 kWh_{th}.m⁻³ en prenant en compte le rendement du collecteur) qui est faible pour sa capacité de production, et globalement dans le même ordre de grandeur que celle des autres procédés RO (6 à 20 kWh_{ENR}.m⁻³). Son avantage par rapport aux procédés PV étant qu'il met en jeu des technologies plus simples et accessibles, et ne nécessite pas de stockage en permettant un « lissage » relatif de la production au fil de la journée.

VI. D. 2. Calcul du coût de production spécifique

Une analyse des coûts de production du procédé a également été menée dans le but d'évaluer sa pertinence technico-économique en comparaison des autres procédés et technologies présentés au Chapitre I. Un modèle de coût d'une unité de dessalement a donc été établi pour donner une estimation du coût de production spécifique. Ce modèle considéré est principalement basé sur l'étude menée par Marcovecchio et al. [129] pour évaluer un procédé de dessalement d'eau de mer par osmose inverse.

La méthodologie de ce modèle consiste à calculer dans un premier temps le coût total d'investissement du procédé, en prenant en compte le coût du prototype et du pompage de l'eau à traiter, puis à estimer les coûts opératoires. L'objectif de cette étude est de déterminer un coût de production actualisé du mètre cube d'eau douce produite.

Les coûts des différents éléments du prototype c_{proto} du procédé thermo-hydraulique actuellement en construction sont résumés dans le Tableau VI.3. La plus importante source de dépense concerne les prototypes des vérins hydrauliques dont le prix unitaire est très élevé, du fait d'une fabrication spécifique. Il est donc possible que cette dépense subisse une baisse significative dans le cas d'une fabrication industrielle du procédé.

Tableau VI.3 : Coûts associés au prototype du procédé

Composant ou service	prix (€ HT)
Capteur plan	200
Evaporateur	1 764
Condenseur	1 393
Vérins	17 800
Module OI (dont membrane)	600 (355)
Vannes/clapets	4 400
Tuyauterie/raccords	600
Autre matériel hydraulique	2 410
Fluide de travail	100
Matériel électrique et de pilotage	1000
Total matériel c_{mat}	30 267

Le coût de montage du prototype représente le coût du matériel c_{mat} auquel s'ajoute le prix de la main d'œuvre pour le montage c_{MO} :

$$c_{\text{proto}} = c_{\text{mat}} + c_{\text{MO}} \quad (\text{VI.2})$$

Le coût final de construction du procédé industrialisé c_{pf} est calculé à partir du coût du prototype auquel est appliqué un facteur d'industrialisation f_{ind} :

$$c_{\text{pf}} = f_{\text{ind}} c_{\text{proto}} \quad (\text{VI.3})$$

Le coût de l'eau à traiter et de son prétraitement c_{wip} est donné par [129] :

$$c_{\text{wip}} \geq 996 \cdot (\dot{V}_f)^{0.8} \quad (\text{VI.4})$$

où \dot{V}_f est le débit volumique journalier d'alimentation de la membrane, évalué à partir de la production journalière de perméat \dot{V}_p et d'un taux de recouvrement moyen \bar{Y} .

Ces équations permettent ainsi de calculer un coût total d'investissement TCC (pour *Total Capital Cost*) qui prend en compte les coûts indirects d'investissement (montage, taxes,...) estimés, en première approximation, à 20 % de la somme du coût du procédé et de l'eau à traiter [130] :

$$TCC = 1.2 * (c_{\text{capital}} + c_{\text{wip}}) \quad (\text{VI.5})$$

Un fois le coût total d'investissement calculé, il s'agit d'évaluer les coûts opératoires annuels. Ces coûts sont partagés entre les charges, le remplacement de la membrane, le remplacement des pièces, le traitement chimique, l'utilisation et la maintenance. Ils sont calculés par le modèle suivant :

- le coût des fonds propres (capital charges) c_{ci} estimés ici à 8 % du TCC [129], représente le coût des emprunts pour l'utilisation et la maintenance :

$$c_{\text{ci}} = 0.08.TCC \quad (\text{VI.6})$$

- le coût de remplacement de la membrane c_{rm} , dépend du taux de remplacement f_{rm} et du coût de la membrane:

$$c_{\text{rm}} = f_{\text{rm}} C_m \quad (\text{VI.7})$$

- le coût des pièces détachées $c_{\text{pièces}}$ dépend de la production journalière de perméat \dot{V}_p annualisée et d'un taux de disponibilité f_{disp} qui représente la part du temps de l'année pendant lequel le procédé fonctionne :

$$c_{\text{pièces}} = \dot{V}_p \cdot 365 \cdot f_{\text{disp}} \cdot 0.033 \quad (\text{VI.8})$$

- le coût du traitement chimique c_{ch} de l'eau saumâtre :

$$c_{\text{ch}} = Q_f \cdot 365 \cdot f_{\text{disp}} \cdot 0.018 \quad (\text{VI.9})$$

- le coût d'utilisation et de maintenance c_{OM} estimé à 4 % du TCC [131] :

$$c_{\text{OM}} = 0.04 * TCC \quad (\text{VI.10})$$

Ainsi, le coût opératoire annuel AOC est obtenu en sommant ces différents coûts unitaires :

$$AOC = c_{\text{ci}} + c_{\text{rm}} + c_{\text{pièces}} + c_{\text{ch}} + c_{\text{OM}} \quad (\text{VI.11})$$

Enfin, le coût spécifique de l'eau produite c_{sp} est obtenu à partir de ces coûts d'investissement annualisé par un facteur crf d'annuité constante et des coûts opératoires annuels :

$$c_{sp} = \frac{TCC * crf + AOC}{\dot{V}_p * 365} \quad (VI.12)$$

Le facteur d'annuité constante crf permet d'évaluer le coût annuel d'investissement du procédé en tenant compte de sa durée de vie DV et d'un taux d'intérêt annuel $i_{\%}$ [132]:

$$crf = \frac{i_{\%}(i_{\%} + 1)^{DV}}{(i_{\%} + 1)^{DV} - 1} \quad (VI.13)$$

Pour calculer ce coût spécifique de production, les paramètres d'entrée du modèle ont été estimés à partir de valeurs types trouvées dans la littérature, ces paramètres sont regroupés dans le Tableau VI.4. La durée de vie du procédé a été estimée à 20 ans et le facteur d'industrialisation à 20 %. La capacité de production journalière correspond à la production du procédé sur une journée ensoleillée type, tandis que le taux de recouvrement moyen est calculé sur différentes simulations journalières réalisées. Le taux de remplacement de la membrane de 20 % a été choisi par rapport à la littérature disponible [129].

Tableau VI.4 : Paramètres d'entrée du modèle de coût

grandeur	valeur
Durée de vie DV	20 ans
Facteur d'industrialisation f_{ind}	20 %
Capacité de production \dot{V}_p	0.75 m ³ .jour ⁻¹
Taux de perméat moyen \bar{Y}	40 %
Taux de remplacement membrane f_{rm}	20 %
Taux de disponibilité f_{disp}	90 %
Taux d'intérêt $i_{\%}$	0.78 %

On a ici considéré que le procédé peut fonctionner 90 % du temps de l'année, et le taux d'intérêt est celui de la France en 2018. Le Tableau VI.5 résume les différents coûts calculés à partir du modèle présenté ci-dessus. Le coût ainsi calculé de 8.5 \$.m⁻³ constitue une première approximation puisque le modèle d'évaluation technico-économique utilisé est générique et basé sur des équations empiriques.

Tableau VI.5 : Coûts de production du procédé calculés

grandeur	valeur
coûts d'investissement	
C_{pf}	6 697 \$
C_{wip}	228 \$
TCC	8 310 \$
coût opératoires	
C_{ci}	665 \$.an ⁻¹
C_{rm}	71 \$.an ⁻¹
$C_{pièces}$	180 \$.an ⁻¹
C_{ch}	4 \$.an ⁻¹
C_{OM}	665 \$.an ⁻¹
AOC	1 885 \$.an ⁻¹
coût total	
crf	0.1
C_{sp}	8.5 \$.m ⁻³

Le coût d'investissement est, quant à lui, dépendant de la région d'implantation, que ce soit concernant les taxes appliquées, le coût de la main d'œuvre pour le montage ou encore le taux d'intérêt.

La Figure VI-16 reprend les données de coûts spécifiques de production des procédés présentées au Chapitre I, auxquelles est ajouté celui du procédé solaire thermo-hydraulique étudié (STH-RO). Les coûts de production sont étudiés en fonction de la salinité de l'eau à traiter (Figure VI-16a) et de la productivité (Figure VI-16b). Il apparaît de ces figures que le coût estimé du procédé est plus important que celui des procédés PV-RO permettant de traiter la même salinité, mais reste bien inférieur à celui des procédés de distillation.

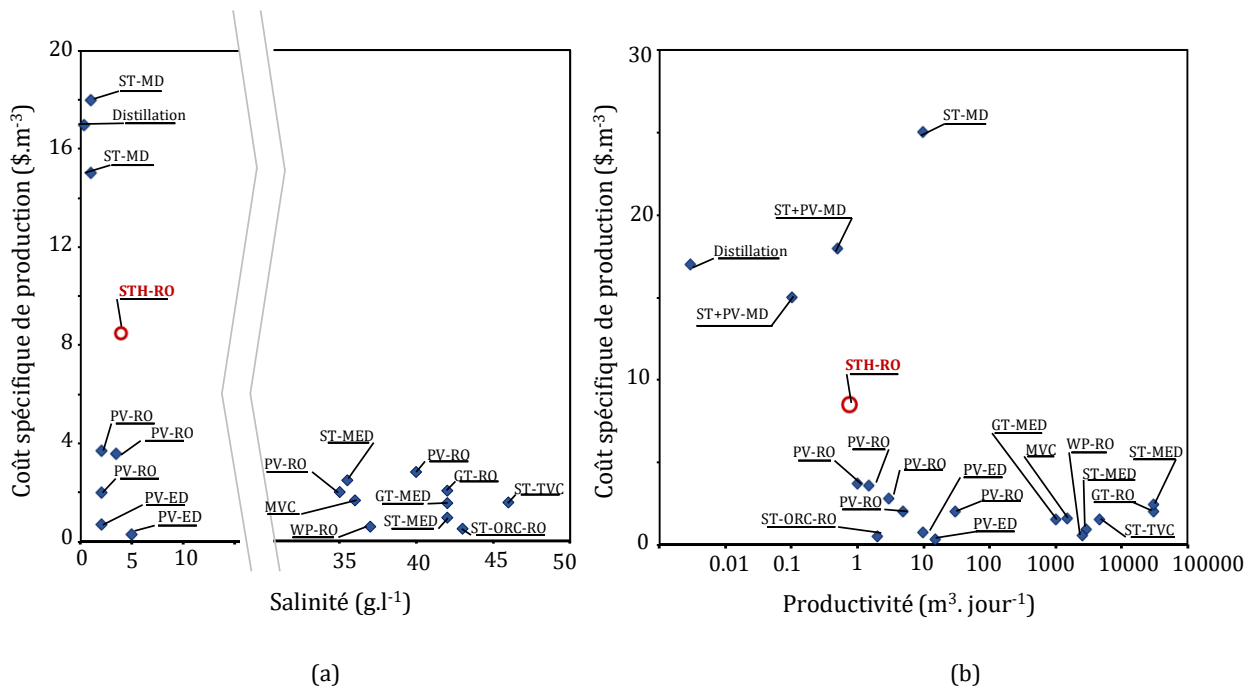


Figure VI-16 : Comparaison des coûts spécifiques de production. a : en fonction de la salinité, b : en fonction de la productivité du procédé

Cette étude économique est préliminaire puisque le prototype est actuellement en cours de développement et les coûts sont pour l'instant calculés pour une implantation en France. Des calculs plus précis doivent donc être effectués par la suite avec des facteurs moins génériques.

VI. E. Conclusion

Une analyse des performances techniques et économiques du procédé thermo-hydraulique est présentée dans ce chapitre. Une étude de sensibilité aux conditions opératoires a été réalisée dans un premier temps. L'évolution du rendement du cycle moteur et du taux de recouvrement de la membrane en fonction de la puissance fournie à l'évaporateur a été étudiée. Cette analyse a montré que ces deux grandeurs augmentent avec la puissance thermique introduite à l'évaporateur, ainsi que le débit de perméat moyen produit par cycle au cours de la journée. Des simulations sur une journée perturbée par des passages nuageux ont ensuite été réalisées. Les résultats de simulation montrent qu'à partir du moment où l'évaporateur du procédé est suffisamment monté en température, son inertie thermique lui permet d'assurer un fonctionnement continu malgré la baisse de puissance thermique fournie que les passages nuageux induisent.

La sensibilité à la concentration et à la température de l'eau saumâtre a ensuite été analysée et a démontré que l'augmentation de ces deux grandeurs opératoires induit une dégradation du taux de recouvrement, et que les variations de salinité ont peu d'influence sur le cycle.

Une recherche des implantations géographiques pertinentes du procédé, pour le dimensionnement considéré, a été ensuite réalisée. Celle-ci, couplée à une cartographie du stress hydrique et de la salinisation des ressources en eau a permis d'identifier les régions propices à l'installation d'un tel procédé de dessalement d'eaux saumâtres. Ces données ont été recoupées avec des données de température des eaux souterraines et de l'ensoleillement global, et ont conduit à choisir pour exemple un site d'étude près de la mer d'Aral au Kazakhstan pour simuler et évaluer ce procédé solaire thermo-hydraulique.

Le coût de production a, pour finir, été estimé par un modèle empirique proposé dans la littérature. A partir du coût du prototype actuellement développé à Perpignan, un coût de production de l'eau produite de 8.5 \$.m⁻³ a été évalué en première approximation. Ce coût reste très indicatif et permet de situer les performances technico-économiques du procédé par rapport aux procédés d'osmose inverse, avec une capacité de production et une salinité d'application similaires.

Conclusion générale

Le dessalement par osmose inverse alimenté par de l'énergie solaire thermique est un couplage pertinent qui offre des performances élevées pour des coûts d'investissement et d'opération faibles. Ces travaux de thèse ont porté sur l'étude d'un tel procédé dans lequel l'énergie solaire thermique basse température est convertie en travail hydraulique pour permettre la pressurisation de l'eau salée via un cycle moteur thermodynamique. La pressurisation de l'eau saumâtre à traiter est réalisée directement dans des cylindres de transfert par un fluide de travail via une membrane déformable ou un piston mobile. La faisabilité de ce procédé innovant a ainsi pu être démontrée numériquement au moyen d'une modélisation globale du procédé qui a permis d'analyser son comportement dynamique et d'en optimiser ses performances. Le modèle dynamique de l'ensemble des composants du procédé a ainsi permis de simuler le comportement du procédé sur des journées entières avec des conditions climatiques différentes, et d'analyser la sensibilité de ses performances à divers paramètres opératoires.

Dans le premier chapitre, un état de l'art des procédés de dessalement a été réalisé. Les différentes techniques, par changement de phase et par séparation membranaire, sont détaillées avec leurs avantages et leurs inconvénients. Les couplages de ces techniques avec les différents moyens de conversion de sources d'énergies renouvelables sont présentés et analysés. Cette étude préliminaire a montré que les procédés membranaires permettent une consommation globalement plus faible que les procédés de distillation. Plusieurs procédés couplant la technique de dessalement par osmose inverse avec l'énergie solaire thermique sont actuellement étudiés. Bien que présentant de bonnes performances, leur consommation d'énergie spécifique est fortement impactée par les pertes énergétiques successives induites par la chaîne de conversion entre les collecteurs solaires et la membrane.

Le second chapitre a été consacré à la description du procédé étudié et de son dimensionnement. Les différentes phases de fonctionnement ont été présentées et une étude préliminaire a été menée à partir d'un modèle simplifié basé sur des équations quasi-statiques. Ce premier outil de simulation a été utilisé pour déterminer un dimensionnement des divers composants du procédé et évaluer en première approximation l'influence des conditions opératoires sur ses performances. Un dimensionnement a donc été réalisé pour des conditions nominales correspondant à une salinité de 4 g.L^{-1} et une température d'eau de $18 \text{ }^\circ\text{C}$. Ce dimensionnement a permis d'optimiser la taille des pistons des vérins, ainsi que les surfaces d'échange de l'évaporateur et du condenseur, et la surface nécessaire de collecteurs solaires plans. Une première évaluation des performances a pu être réalisée, et a montré

dans un premier temps la faisabilité technique du procédé et sa pertinence, en comparaison d'autres procédés présentés dans l'état de l'art. L'outil a été ensuite utilisé pour effectuer une première analyse de sensibilité du procédé aux conditions opératoires, montrant ainsi le fort impact de la salinité et de la température de l'eau saumâtre sur la consommation d'énergie spécifique du procédé. Il a également été montré que la productivité spécifique du procédé ainsi dimensionnée est maximale pour une température d'eau de 13°C.

Un modèle dynamique du procédé a par la suite été développé et détaillé dans les troisième et quatrième chapitres. La modélisation nodale de chaque composant a été développée. Une attention particulière sur la membrane d'osmose inverse a été menée au chapitre III. La membrane a en effet fait l'objet d'une modélisation 1D plus spécifique, validée expérimentalement sur un banc de test développé et construit dans le cadre de ces travaux de thèse. Ce choix a été motivé par le peu d'études menées dans la littérature sur le comportement de membranes d'osmose inverse dans de telles dynamiques de fonctionnement. Les expériences ont permis de valider et de recalibrer le modèle dynamique de la membrane. Ce modèle a ensuite été exploité pour étudier la sensibilité des performances de la membrane au débit d'eau saumâtre et à la pression variable imposée. Cette étude a montré que ces deux paramètres ont un impact significatif sur le développement de la couche limite diffusive à la paroi de membrane.

Les modèles des différents composants ainsi développés ont ensuite été assemblés pour constituer un modèle global du procédé de dessalement dans lequel ils sont articulés par un algorithme de contrôle-commande. Ce contrôle-commande est principalement basé sur la régulation du débit de rétentat alimentant les vérins hydrauliques et le contrôle de l'enclenchement de la phase beta, pilotée par la fermeture de la vanne de connexion entre l'évaporateur et le cylindre de transfert. La fermeture de cette vanne permet d'obtenir une pression adéquate en fin de phase beta du demi-cycle correspondant à la détente du fluide de travail dans le cylindre.

L'outil de simulation résultant de cette modélisation dynamique est ensuite présenté dans le cinquième chapitre, ainsi que les algorithmes de calcul des modules des composants et de gestion des cycles du procédé. Cet outil, développé sous le langage de programmation Python, a ensuite été exploité pour optimiser dans un premier temps le fonctionnement du procédé. Des lois de commandes sur le débit de rétentat de la membrane et la pression de fin de phase β en fonction de la pression dans l'évaporateur ont ainsi pu être établies pour améliorer les performances. Cette optimisation a permis d'améliorer la productivité par rapport à une consigne de pression de fin de phase beta fixée à une valeur constante de 7 bars. Le comportement du procédé a ensuite été simulé sur une journée d'été à Perpignan. Les évolutions du débit de perméat, de la pression et de la température dans l'évaporateur

montrent un procédé cyclique dont la durée des cycles diminue avec l'augmentation de la puissance fournie à l'évaporateur. Ces simulations ont montré que le procédé est capable de produire, pour des conditions nominales et une journée ensoleillée, environ 507 litres par mètre carré de collecteur solaire et par jour, avec une consommation d'énergie spécifique de 6 kWh_{th} par mètre cube d'eau produite.

Dans le dernier chapitre, les variations des conditions opératoires ont été étudiées, et une analyse technico-économique a été réalisée. Dans le cas d'une journée perturbée par des passages nuageux, les simulations ont montré que l'inertie thermique du procédé permet d'assurer un fonctionnement continu malgré les fortes perturbations subies par des baisses importantes de puissance fournie à l'évaporateur. L'étude de la sensibilité à la température et à la salinité de l'eau a montré que l'augmentation de la salinité a peu d'influence sur le rendement du cycle moteur, mais diminue le taux de recouvrement de la membrane. Par contre, la température de l'eau a beaucoup plus d'impact sur les performances de la membrane et du procédé dimensionné pour une température nominale de 18°C : elles sont fortement dégradées pour des températures d'eau supérieures à 21°C.

Des zones pertinentes d'implantation du procédé ont ensuite été identifiées en tenant compte de l'ensoleillement, du stress hydrique, des ressources en eau saumâtre et de la température de celle-ci, comme par exemple un site situé au bord de la mer d'Aral au Kazakhstan. Des simulations réalisées avec les paramètres opératoires du site et des conditions climatiques réelles ont ainsi pu valider un fonctionnement correct du procédé dans des conditions opératoires autres que celles nominales pour lesquelles il a été dimensionné. Une première approximation du coût spécifique du procédé a été obtenue, de l'ordre de 8.5 \$ par mètre cube d'eau produite. Ce coût reste indicatif puisqu'il a été calculé à partir d'un prix de prototype et d'un modèle empirique.

Les travaux décrits dans cette thèse ont finalement montré que le procédé développé présente un potentiel très intéressant par rapport aux autres procédés de dessalement alimentés par des énergies renouvelables. C'est un procédé utilisant des technologies relativement simples qui peut fonctionner de manière autonome, en exploitant une source de chaleur basse température (50 – 80 °C). Il présente une consommation d'énergie spécifique relativement basse par rapport aux autres procédés solaires de dessalement et le rendement second principe du cycle moteur est assez élevé en comparaison des cycles ORC, démontrant que l'énergie solaire collectée est bien exploitée d'un point de vue thermodynamique.

Perspectives

Les résultats obtenus lors de cette étude laissent cependant en suspens certaines interrogations sur ce procédé. Premièrement, il serait en effet intéressant d'étudier expérimentalement le comportement de la membrane d'osmose inverse subissant de plus nombreux cycles successifs de pressurisation. Ces expériences permettraient d'étudier les impacts du fonctionnement dynamique sur un plus long terme, la résistance mécanique de la membrane n'étant pas prise en compte dans le modèle développé. De tels tests de « fatigue » permettraient de caractériser la résistance de la membrane à de très brusques variations de pression (de 3.5 à 22 bars pour les plus hautes puissances) et d'étudier les éventuels impacts sur les perméabilités ou sur le colmatage.

En ce qui concerne le procédé, d'autres dimensionnements de composants du procédé, notamment des vérins hydrauliques, doivent être développés en considérant des températures ou des salinités d'eaux saumâtres plus élevées. Il est en effet nécessaire de définir des gammes de dimensionnement pour adapter le fonctionnement du procédé à des zones types d'implantation géographique, et notamment dans les régions intertropicales à fort stress hydrique, caractérisées par un ensoleillement très important, mais avec des températures de nappes phréatiques saumâtres également très élevées (25 à 35°C). Les simulations devront également être réalisées sur des périodes plus longues (jusqu'à un an) pour pouvoir estimer un facteur de disponibilité du procédé et évaluer sa production annuelle pour le site considéré.

Des analyses thermodynamiques plus approfondies du procédé pourront également être menées pour analyser les différentes sources d'irréversibilité dans le cycle moteur. Les performances du procédé pourront ensuite être comparées à celle d'un procédé PV-RO opérant au fil du soleil sans batterie. Une comparaison technico-économique des deux procédés pourrait être menée via une étude numérique afin d'orienter, en fonction des conditions opératoires et géographiques, le choix vers l'un ou l'autre de ces procédés.

Enfin, un prototype du procédé financé par la SATT AxLR, actuellement en cours de construction au Laboratoire PROMES, doit permettre de valider la modélisation du procédé menée dans ce travail de thèse, et d'identifier certains paramètres ajustables du modèle global tels que les coefficients cinétiques d'évaporation et de condensation, les coefficients d'échanges, la condensation dans les cylindres de transfert, ... Si les résultats expérimentaux de ce prototype sont concluants, un démonstrateur de taille représentative d'une capacité de 5 à 10 m³ d'eau douce par jour sera dimensionné, développé et testé en conditions réelles et de manière totalement autonome sur un site local près de Perpignan.

Références

- [1] C. Montagnon and M. Héry, "Économie circulaire en 2040 - Quels impacts en santé et sécurité au travail ?", INRS. Avril. 2019.
- [2] C. J. Vörösmarty *et al.*, "Global threats to human water security and river biodiversity," *Nature*, vol. 467, pp. 555–561, 2010.
- [3] M. M. Mekonnen and A. Y. Hoekstra, "Four billion people facing severe water scarcity," *Sci. Adv.*, vol. 2, no. February, pp. 1–7, 2016.
- [4] T. Luo, R. Young, and P. Reig, "Aqueduct projected water stress country rankings," 2015.
- [5] W. E. Forum, "The Global Risks Report 2019," 2019.
- [6] "Progress on Drinking Water, Sanitation and Hygiene," 2017.
- [7] Solidarités Internationales, "Baromètre 2018 de l'eau," 2018.
- [8] S. Burn *et al.*, "Desalination techniques - A review of the opportunities for desalination in agriculture," *Desalination*, vol. 364, pp. 2–16, 2015.
- [9] H. Semmari, "Production d'électricité par procédé thermo-hydraulique. Application à l'exploitation de l'énergie thermique des mers.," Université de Perpignan Via Domitia, 2012.
- [10] R. Borgogno, "Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel," 2017.
- [11] M. A. Eltawil, Z. Zhengming, and L. Yuan, "A review of renewable energy technologies integrated with desalination systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 9, pp. 2245–2262, 2009.
- [12] CEA Saclay, "Mémento sur l'énergie / Energy Handbook," 2018.
- [13] B. Van der Bruggen and C. Vandecasteele, "Distillation vs. membrane filtration: Overview of process evolutions in seawater desalination," *Desalination*, vol. 143, no. 3, pp. 207–218, 2002.
- [14] V. Velmurugan, M. Gopalakrishnan, R. Raghu, and K. Srithar, "Single basin solar still with fin for enhancing productivity," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, pp. 2602–2608, 2008.
- [15] M. T. Ali, H. E. S. Fath, and P. R. Armstrong, "A comprehensive techno-economical review of indirect solar desalination," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 4187–4199, 2011.

- [16] A. Al-Karaghoul and L. L. Kazmerski, "Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination processes," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 343–356, 2013.
- [17] M. Marcovecchio, P. Aguirre, N. Scenna, and S. Mussati, "Global Optimal Design of Mechanical Vapor Compression (MVC)" *Desalination Process*, vol. 28, no. Mvc. Elsevier B.V., 2010.
- [18] M. A. Sharaf, A. S. Nafey, and L. García-rodríguez, "Thermo-economic analysis of solar thermal power cycles assisted MED-VC (multi effect distillation-vapor compression) desalination processes," *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 2753–2764, 2011.
- [19] Q. Ma and H. Lu, "Wind energy technologies integrated with desalination systems: Review and state-of-the-art," *Desalination*, vol. 277, no. 1–3, pp. 274–280, 2011.
- [20] Jean-Marie ROVEL, "Dessalement de l'eau de mer," *Techniques de l'Ingénieur*, vol. 33, no. 0, pp. 1–2, 2012.
- [21] Z. Taillefer, A. Scalzi, R. Stock, A. Tremblay, and P. Gleick, "Solar Desalination : A Comparative Analysis."
- [22] I. S. Al-Mutaz, "The continued challenge of capacity building in desalination," *Desalination*, vol. 141, no. 2, pp. 145–156, 2001.
- [23] H. Sharon and K. S. Reddy, "A review of solar energy driven desalination technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 41, pp. 1080–1118, 2015.
- [24] M. V. Rane and Y. S. Padiya, "Heat pump operated freeze concentration system with tubular heat exchanger for seawater desalination," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 15, no. 2, pp. 184–191, 2011.
- [25] J. W. Wu, M. J. Biggs, and E. J. Hu, "Thermodynamic analysis of an adsorption-based desalination cycle," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 88, no. 12, pp. 1541–1547, 2010.
- [26] A. A. Askalany, "Innovative mechanical vapor compression adsorption desalination (MVC-AD) system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 106, pp. 286–292, 2016.
- [27] C. Fernandez-gonzalez, A. Dominguez-ramos, and R. Iban, "Desalination by Renewable Energy-Powered Electrodialysis Processes," *Curr. Trends Futur. Dev. Membr.*, vol. Chapter 5, 2019.
- [28] P. Malek, J. M. Ortiz, and H. M. A. Schulte-Herbrüggen, "Decentralized desalination of brackish water using an electrodialysis system directly powered by wind energy," *Desalination*, vol. 377, pp. 54–64, 2016.
- [29] W. E. Katz, "The electrodialysis reversal (EDR) process," *Desalination*, vol. 28, pp. 31–40, 1979.

- [30] A. Alkhudhiri, N. Darwish, and N. Hilal, "Membrane distillation : A comprehensive review," *Desalination, Elsevier*, vol. 287, pp. 2–18, 2012.
- [31] C. Charcosset, "A review of membrane processes and renewable energies for desalination," *Desalination*, vol. 245, no. 1, pp. 214–231, 2009.
- [32] C. Cabassud and D. Wirth, "Membrane distillation for water desalination: How to chose an appropriate membrane?," *Desalination*, vol. 157, no. 1–3, pp. 307–314, 2003.
- [33] P. Aimar, P. Bacchin, and A. Maurel, "Filtration membranaire (OI , NF , UF , MFT) Aspects théoriques : mécanismes de transfert," *Techniques de l'ingénieur*, vol. 33, no. 0, 2013.
- [34] C. Li, Y. Goswami, and E. Stefanakos, "Solar assisted sea water desalination: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 136–163, 2013.
- [35] M. Qasim, M. Badrelzaman, N. N. Darwish, and N. A. Darwish, "Reverse osmosis desalination : A state-of-the-art review," vol. 459, no. December 2018, pp. 59–104, 2019.
- [36] D. Zhou, L. Zhu, Y. Fu, M. Zhu, and L. Xue, "Development of lower cost seawater desalination processes using nanofiltration technologies - A review," *Desalination*, vol. 376, no. 1219, pp. 109–116, 2015.
- [37] A. AlTae and A. O. Sharif, "Alternative design to dual stage NF seawater desalination using high rejection brackish water membranes," *Desalination*, vol. 1, no. 2–3, pp. 23–39, 2011.
- [38] S. Zhao, L. Zou, C. Y. Tang, and D. Mulcahy, "Recent developments in forward osmosis: Opportunities and challenges," *J. Memb. Sci.*, vol. 396, pp. 1–21, 2012.
- [39] S. Alex and C. Ouellet, "L'osmose directe et l'osmose inverse : Technologies ennemies ou complémentaires ?," *Vecteur Environ.*, no. December 2018, 2018.
- [40] A. Subramani and J. G. Jacangelo, "Emerging desalination technologies for water treatment: A critical review," *Water Research*, vol. 75. Elsevier Ltd, pp. 164–187, 05-May-2015.
- [41] M. L. Elsayed, O. Mesalhy, R. H. Mohammed, and L. C. Chow, "Transient and thermo-economic analysis of MED-MVC desalination system," *Energy*, vol. 167, pp. 283–296, 2019.
- [42] Enercon, "Enercon Desalination Systems -Sustainable solutions for drinking water production-," *Enercon energy for the world*, pp. 1–4.
- [43] G. L. Park, A. I. Schäfer, and B. S. Richards, "Renewable energy powered membrane technology : The effect of wind speed fluctuations on the performance of a wind-powered membrane system for brackish water desalination," *J. Memb. Sci.*, vol. 370, no. 1–2, pp. 34–44, 2011.

- [44] B. S. Richards, G. L. Park, T. Pietzsch, and A. I. Schäfer, "Renewable energy powered membrane technology: Brackish water desalination system operated using real wind fluctuations and energy buffering," *J. Memb. Sci.*, vol. 468, pp. 224–232, 2014.
- [45] E. A. F. A. Fadigas and J. R. Dias, "Desalination of water by reverse osmosis using gravitational potential energy and wind energy," *Desalination, Elsevier*, vol. 237, no. 1–3, pp. 140–146, 2009.
- [46] E. Rabinovitch, "Drinking with the wind," Novembre, 2008.
- [47] U. Plantikow, "Wind-powered MVC seawater desalination- operational results," *Desalination*, vol. 122, no. 2–3, pp. 291–299, 1999.
- [48] J. M. Veza, B. Pefiatea, and F. Castellanob, "Electrodialysis desalination designed for wind energy (on-grid tests)," *Desalination*, vol. 141, pp. 53–61, 2001.
- [49] V. Franzitta, D. Curto, D. Milone, and A. Viola, "The Desalination Process Driven by Wave Energy : A Challenge for the Future," *Energies*, pp. 1–16, 2016.
- [50] D. Cheddie, A. Maharajh, A. Ramkhalawan, and P. Persad, "Transient modeling of wave powered reverse osmosis," *Desalination*, vol. 260, no. 1–3, pp. 153–160, 2010.
- [51] M. Folley, B. Peñate Suarez, and T. Whittaker, "An autonomous wave-powered desalination system," *Desalination*, vol. 220, no. 1–3, pp. 412–421, 2008.
- [52] M. Folley and T. Whittaker, "The cost of water from an autonomous wave-powered desalination plant," *Renew. Energy*, vol. 34, no. 1, pp. 75–81, 2009.
- [53] A. Corsini, E. Tortora, and E. Cima, "Preliminary assessment of wave energy use in an off-grid minor island desalination plant," *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 789–796, 2015.
- [54] A. Christ, B. Rahimi, K. Regenauer-Lieb, and H. T. Chua, "Techno-economic analysis of geothermal desalination using Hot Sedimentary Aquifers: A pre-feasibility study for Western Australia," *Desalination*, vol. 404, pp. 167–181, 2017.
- [55] S. Loutatidou and H. A. Arafat, "Techno-economic analysis of MED and RO desalination powered by low-enthalpy geothermal energy," *Desalination*, vol. 365, pp. 277–292, 2015.
- [56] Y. Noorollahi, S. Taghipoor, and B. Sajadi, "Geothermal sea water desalination system (GSWDS) using abandoned oil/gas wells," *Geothermics*, vol. 67, pp. 66–75, 2017.
- [57] A. Pugsley, A. Zacharopoulos, J. D. Mondol, and M. Smyth, "Global applicability of solar desalination," *Renew. Energy*, vol. 88, pp. 200–219, 2016.
- [58] R. W. Hofste *et al.*, "Aqueduct 3.0: Updated Decision-Relevant Global Water Risk Indicators," *World Resour. Inst.*, no. July, pp. 1–53, 2019.

- [59] SolarGIS, "Global Horizontal Irradiation," 2017.
- [60] F. E. Ahmed, R. Hashaikeh, and N. Hilal, "Solar powered desalination – Technology , energy and future outlook," *Desalination*, vol. 453, no. November 2018, pp. 54–76, 2019.
- [61] F. Tata-ducru, "Dessalement de l'eau de mer: bilan des dernières avancées technologiques; bilan économique; analyse critique en fonction des contextes," pp. 1–15, 2009.
- [62] A. A. El-Sebaili, S. Aboul-Enein, M. R. I. Ramadan, and A. M. Khallaf, "Thermal performance of an active single basin solar still (ASBS) coupled to shallow solar pond (SSP)," *Desalination*, vol. 280, no. 1–3, pp. 183–190, 2011.
- [63] T. Arunkumar *et al.*, "An experimental study on a hemispherical solar still," *Desalination*, vol. 286, pp. 342–348, 2012.
- [64] H. J. Joo and H. Y. Kwak, "Performance evaluation of multi-effect distiller for optimized solar thermal desalination," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 491–499, 2013.
- [65] A. N. A. Mabrouk and H. E. S. Fath, "Experimental study of high-performance hybrid NF- MSF desalination pilot test unit driven by renewable energy," *Desalin. Water Treat.*, no. November 2014, pp. 37–41.
- [66] A. B. Pouyfaucou and L. García-rodríguez, "Solar thermal-powered desalination : A viable solution for a potential market," *Desalination*, vol. 435, no. August 2017, pp. 60–69, 2018.
- [67] M. Alhaj and S. G. Al-Ghamdi, "Reducing electric energy consumption in linear Fresnel collector solar fields coupled to thermal desalination plants by optimal mirror defocusing," *Heliyon*, vol. 4, no. 9, p. e00813, Sep. 2018.
- [68] M. H. Hamed, A. E. Kabeel, Z. M. Omara, and S. W. Sharshir, "Mathematical and experimental investigation of a solar humidification – dehumidification desalination unit," *Desalination*, vol. 358, pp. 9–17, 2015.
- [69] G. P. Narayan, M. H. Sharqawy, E. K. Summers, J. H. Lienhard, S. M. Zubair, and M. A. Antar, "The potential of solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water production," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 4, pp. 1187–1201, 2010.
- [70] M. Zamen *et al.*, "Experimental investigation of a two-stage solar humidification – dehumidification desalination process," *Desalination*, vol. 332, pp. 1–6, 2014.
- [71] S. Mitra, K. Srinivasan, P. Kumar, S. S. Murthy, and P. Dutta, "Solar driven Adsorption Desalination system," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 2261–2269, 2013.

- [72] K. C. Ng, K. Thu, Y. Kim, A. Chakraborty, and G. Amy, "Adsorption desalination: An emerging low-cost thermal desalination method," *Desalination*, vol. 308, pp. 161–179, 2013.
- [73] J. M. Ortiz, E. Expósito, F. Gallud, V. García-García, V. Á. Montiel, and A. Aldaz, "Desalination of underground brackish waters using an electro dialysis system powered directly by photovoltaic energy," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 92, pp. 1677–1688, 2008.
- [74] N. Ishimaru, "Solar photovoltaic desalination of brackish water in remote areas by electro dialysis," *Desalination*, vol. 98, pp. 485–493, 1994.
- [75] D. W. Bian *et al.*, "electro dialysis reversal desalination system for rural India," *Desalination*, vol. 452, no. August 2018, pp. 265–278, 2019.
- [76] M. R. Qtaishat and F. Banat, "Desalination by solar powered membrane distillation systems," *DES*, vol. 308, pp. 186–197, 2013.
- [77] F. Banat and N. Jwaied, "Economic evaluation of desalination by small-scale autonomous solar-powered membrane distillation units," *Desalination*, vol. 220, pp. 566–573, 2008.
- [78] H. E. S. Fath, S. M. Elsherbiny, A. A. Hassan, and M. Rommel, "PV and thermally driven small-scale , stand-alone solar desalination systems with very low maintenance needs," *Desalination*, vol. 225, pp. 58–69, 2008.
- [79] M. Abutayeh, C. Li, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, "Solar Desalination," in *Desalination : Water from water*, 2014, pp. 551–581.
- [80] M. A. Alghoul *et al.*, "Design and experimental performance of brackish water reverse osmosis desalination unit powered by 2 kW photovoltaic system," *Renew. Energy*, vol. 93, pp. 101–114, 2016.
- [81] S. M. Shalaby, "Reverse osmosis desalination powered by photovoltaic and solar Rankine cycle power systems: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, no. March 2016, pp. 789–797, 2017.
- [82] Mascara, "OSMODEL V1.5," 2015.
- [83] A. Ghermandi and R. Messalem, "Solar-driven desalination with reverse osmosis: the state of the art," *Desalin. Water Treat.*, vol. 7, no. 1–3, pp. 285–296, 2009.
- [84] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "On site experimental evaluation of a low-temperature solar organic Rankine cycle system for RO desalination," *Sol. Energy*, vol. 83, no. 5, pp. 646–656, 2009.

- [85] L. García-Rodríguez and A. M. Delgado-Torres, "Solar-powered Rankine cycles for fresh water production," *Desalination*, vol. 212, no. 1, pp. 319–327, 2007.
- [86] A. A. A. Attia, "Thermal analysis for system uses solar energy as a pressure source for reverse osmosis (RO) water desalination," *Sol. Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 2486–2493, 2012.
- [87] O. N. Igobo and P. A. Davies, "Isothermal Organic Rankine Cycle (ORC) driving Reverse Osmosis (RO) desalination : Experimental investigation and case study using R245fa working fl uid," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 136, no. January, pp. 740–746, 2018.
- [88] J. Nihill, A. Date, P. Lappas, and J. Velardo, "Investigating the prospects of water desalination using a thermal water pump coupled with reverse osmosis membrane," *Desalination*, vol. 445, no. August, pp. 256–265, 2018.
- [89] K. C. Ng, K. Thu, and Y. D. Kim, "Solar-assisted adsorption cycle for the production of cooling effect and potable water," *2nd Eur. Conf. Polygeneration*, pp. 1–20, 2011.
- [90] S. Kalogirou, "The potential of solar industrial process heat applications," *Appl. Energy*, vol. 76, no. 4, pp. 337–361, 2003.
- [91] G. E. Ahmad and J. Schmid, "Feasibility study of brackish water desalination in the Egyptian deserts and rural regions using PV systems," vol. 43, pp. 2641–2649, 2002.
- [92] M. Thomson and D. Infield, "A photovoltaic-powered seawater reverse-osmosis without batteries," *Desalination*, vol. 153, 2002.
- [93] B. S. Richards, D. P. S. Capão, W. G. Früh, and A. I. Schäfer, "Renewable energy powered membrane technology: Impact of solar irradiance fluctuations on performance of a brackish water reverse osmosis system," *Sep. Purif. Technol.*, vol. 156, pp. 379–390, 2015.
- [94] S. Cheah, "Photovoltaic Reverse Osmosis Desalination System," 2015.
- [95] B. Bouchekima, "A small solar desalination plant for the production of drinking water in remote arid areas of southern Algeria," *Desalination*, vol. 159, pp. 197–204, 2003.
- [96] A. M. El-Nashar and M. Samad, "The Solar Desalination Plant in Abu Dhabi: 13 Years of Performance and Operation History," *Renew. Energy*, vol. 14, no. 76, pp. 263–274, 1998.
- [97] E. Chafik, "Design of plants for solar desalination using the multi-stage heating / humidifying technique," *Desalination*, vol. 168, pp. 55–71, 2004.
- [98] J. J. Libert and A. Maurel, "Desalination and renewable energies-a few recent developments," *Desalination*, vol. 39, pp. 363–372, 1981.

- [99] M. Ibarra, A. Rovira, D. C. Alarcón-Padilla, G. Zaragoza, and J. Blanco, "Performance of a 5 kW_e Solar-only Organic Rankine Unit Coupled to a Reverse Osmosis Plant," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 2251–2260, 2014.
- [100] D. Stitou, S. Mauran, and N. Mazet, "Procédé de purification de l'eau par osmose inverse et installation mettant en oeuvre un tel procédé," Brevet FR 3029907 (A1), 2016.
- [101] D. Stitou, S. Mauran, and N. Mazet, "Système et procédé de purification de liquide par osmose inverse," Brevet FR 3059000 (A1), 2018.
- [102] DOW, *Water & Process Solutions, FILMTEC™ Reverse Osmosis Membranes: Technical Manual*. 2013.
- [103] F. Bonzoms, "Dessalement d'eau saumâtre par osmose inverse exploitant une source thermique à basse température," *Stage de fin d'études*, Sup'EnR 2019.
- [104] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.0," *Phys. Chem. Prop. ...*, 2010.
- [105] E. Dimitriou, P. Boutikos, E. S. Mohamed, and S. Koziel, "Theoretical performance prediction of a reverse osmosis desalination membrane element under variable operating conditions," *Desalination*, vol. 419, no. June, pp. 70–78, 2017.
- [106] T. K. Sherwood, P. L. T. Brian, and R. E. Fisher, "Desalination by reverse osmosis," *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 6, no. 1, pp. 2–12, 1967.
- [107] S. Kim and E. M. V Hoek, "Modeling concentration polarization in reverse osmosis processes," *Desalination*, vol. 186, no. 1–3, pp. 111–128, 2005.
- [108] M. A. Al-Obaidi and I. M. Mujtaba, "Steady state and dynamic modeling of spiral wound wastewater reverse osmosis process," *Comput. Chem. Eng.*, vol. 90, pp. 278–299, 2016.
- [109] V. G. J. Rodgers and R. E. Sparks, "Effect of transmembrane pressure pulsing on concentration polarization," *J. Memb. Sci.*, vol. 68, no. 1–2, pp. 149–168, 1992.
- [110] M. Al-haj Ali, A. Ajbar, E. Ali, and K. Alhumaizi, "Modeling the transient behavior of an experimental reverse osmosis tubular membrane," *Desalination*, vol. 245, no. 1, pp. 194–204, 2009.
- [111] H. K. Lonsdale, U. Merten, R. L. Riley, and J. Jay, "Transport Properties of Cellulose Acetate Osmotic Membranes *," *J. Appl. Polym. Sci.*, vol. 9, pp. 1341–1362, 1965.

- [112] A. Maurel, "Techniques séparatives à membranes - Considérations théoriques," *Techniques de l'Ingénieur*, vol. 33, no. 0, 2016.
- [113] C. Koroneos, A. Dompros, and G. Roumbas, "Renewable energy driven desalination systems modelling," *J. Clean. Prod.*, vol. 15, no. 5, pp. 449–464, 2007.
- [114] G. Schock and A. Miquel, "Mass transfer and pressure loss in spiral wound modules," *Desalination*, vol. 64, pp. 339–352, 1987.
- [115] G. M. Geise, H. Bum, A. C. Sagle, B. D. Freeman, and J. E. Mcgrath, "Water permeability and water/salt selectivity tradeoff in polymers for desalination," *J. Memb. Sci.*, vol. 369, no. 1–2, pp. 130–138, 2011.
- [116] B. Gu, X. Y. Xu, and C. S. Adjiman, "A predictive model for spiral wound reverse osmosis membrane modules: The effect of winding geometry and accurate geometric details," *Comput. Chem. Eng.*, vol. 96, pp. 248–265, 2017.
- [117] ASCO, "Débit, évaluation du coefficient de débit et du diamètre de passage," *Données Techniques.*, pp. 1–6.
- [118] I. Prigogine, P. Outer, and C. Herbo, "Affinity and reaction rate close to equilibrium," *React. rate close to Equilib.*, pp. 321–331, 1947.
- [119] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, pp. 2498–2508, 2014.
- [120] C. A. Gueymard, "FROM GLOBAL HORIZONTAL TO GLOBAL TILTED IRRADIANCE : HOW ACCURATE ARE SOLAR ENERGY ENGINEERING PREDICTIONS IN PRACTICE ?," *Sol. 2008 Conf., San Diego, CA, Am. Sol. Energy Soc.*, 2008.
- [121] J. Bernard, *Energie solaire : Calculs et optimisation*. 2011.
- [122] Y.-J. Jun, Y.-H. Song, and K.-S. Park, "A Study on the Prediction of the Optimum Performance of a Small-Scale Desalination System Using Solar Heat Energy," *Energies*, vol. 10, 2017.
- [123] Igrac, "Groundwater Quality." Site web: <https://www.un-igrac.org>.
- [124] R. Létolle and A. Chesterikoff, "Salinity of surface waters in the Aral Sea region," *Int. J. Salt Lake Res.*, vol. 8, pp. 293–306, 2000.
- [125] F. van Weert, J. van der Gun, and J. Reckman, "Global Overview of Saline Groundwater Occurrence and Genesis," IGRAC, 2009.

- [126] S. A. Benz, P. Bayer, and P. Blum, "Global patterns of shallow groundwater temperatures," *Environ. Res. Lett.*, vol. 12, 2017.
- [127] Z. S. Rizk and A. Alsharhan, "Water Resources in the United Arab Emirates," *Dev. Water Sci.*, vol. 5648, no. December, 2003.
- [128] SoDa Pro, "HELIOCLIM-3." Site web : <http://www.soda-pro.com> [Accès: 29-Oct-2019].
- [129] M. G. Marcovecchio, P. A. Aguirre, and N. J. Scenna, "Global optimal design of reverse osmosis networks for seawater desalination : modeling and algorithm," *Desalination*, vol. 184, no. May, pp. 259–271, 2005.
- [130] A. M. Helal, A. M. El-Nashar, E. Al-Katheeri, and S. Al-Malek, "Optimal design of hybrid RO / MSF desalination plants Part I : Modeling and algorithms," *Desalination*, vol. 154, pp. 43–66, 2003.
- [131] M. Papapetrou, A. Cipollina, U. La Commare, G. Micale, G. Zaragoza, and G. Kosmadakis, "Assessment of methodologies and data used to calculate desalination costs," *Desalination*, vol. 419, no. May, pp. 8–19, 2017.
- [132] M. Sarai Atab, A. J. Smallbone, and A. P. Roskilly, "An operational and economic study of a reverse osmosis desalination system for potable water and land irrigation," *Desalination*, vol. 397, pp. 174–184, 2016.

Annexe 1 : Fiche technique de la membrane montée sur le banc d'essai Filmtec TW30-2514



Product Information

LENNTECH

info@lennotech.com Tel. +31-152-610-900
www.lennotech.com Fax. +31-152-616-289

FILMTEC™ TW30-2514 Membranes

FILMTEC Small Commercial Elements

Features

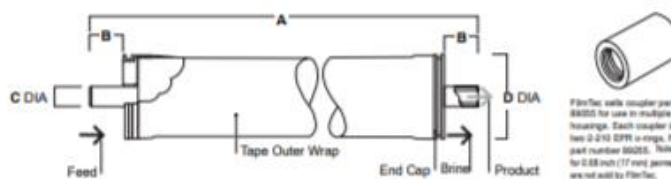
- FILMTEC™ reverse osmosis (RO) elements offer the highest quality water for small commercial systems purifying less than one gallon per minute (0.2 m³/d) of RO water.
- FILMTEC membranes are available in a variety of sizes to meet a wide range of space requirements.
 - FILMTEC XLE extra low energy elements operate at the lowest pressure in the industry, resulting in lower energy costs and enabling system builders to use lower cost components.
 - In addition to the highest quality water and the lowest energy costs, FILMTEC membranes also deliver savings by providing the industry's longest lasting and most reliable performance.

Product Specifications

Product	Part Number	Active Area ft ² (m ²)	Applied Pressure psig (bar)	Permeate Flow Rate gpd (m ³ /d)	Stabilized Salt Rejection (%)
TW30-2026	80635	7 (0.7)	225 (15.5)	220 (0.83)	99.5
TW30-2514	80639	7 (0.7)	225 (15.5)	200 (0.76)	99.5
TW30-2521	80641	13 (1.2)	225 (15.5)	325 (1.23)	99.5
XLE-2521	154530	13 (1.2)	100 (6.9)	365 (1.38)	99.0
TW30-4014	80605	20 (1.9)	225 (15.5)	525 (1.99)	99.5
TW30-4021	80608	36 (3.3)	225 (15.5)	900 (3.41)	99.5
XLE-4021	154540	36 (3.3)	100 (6.9)	1,025 (3.88)	99.0

1. Permeate flow and salt rejection based on the following test conditions: TW30 elements are tested on a 2,000 ppm NaCl feed stream, XLE performance based on a 500 ppm NaCl feed stream, pressure specified above, 77°F (25°C) and the following recovery rates; TW30-2026 – 10%, TW30-2521, XLE-2521, TW30-4021, XLE-4021 – 8%, TW30-2514, TW30-4014 – 5%.
2. Permeate flows for individual elements may vary +/-20%.
3. For the purpose of improvement, specifications may be updated periodically.

Figure 1



FilmTec sells coupler part number 88025 for use in multiple element housings. Each coupler includes two 2-210 OPR in rings. FilmTec part number 88025. Note: couplers for 0.88 inch (17 mm) permeate tubes are not sold by FilmTec.

Product	Maximum Feed Flow Rate gpm (m ³ /h)	Dimensions – Inches (mm)			
		A	B	C	D
TW30-2026 ¹	5 (1.1)	26.0 (660)	1.18 (30)	0.68 (17)	1.8 (46)
TW30-2514	6 (1.4)	14.0 (356)	1.19 (30)	0.75 (19)	2.4 (61)
TW30-2521	6 (1.4)	21.0 (533)	1.19 (30)	0.75 (19)	2.4 (61)
XLE-2521	6 (1.4)	21.0 (533)	1.19 (30)	0.75 (19)	2.4 (61)
TW30-4014	14 (3.2)	14.0 (356)	1.05 (27)	0.75 (19)	3.9 (99)
TW30-4021	14 (3.2)	21.0 (533)	1.05 (27)	0.75 (19)	3.9 (99)
XLE-4021	14 (3.2)	21.0 (533)	1.05 (27)	0.75 (19)	3.9 (99)

1. TW30-2026 has double o-rings on each end of the permeate tube. Couplers for 0.88 inch (17 mm) permeate tubes are not sold by FilmTec. 1 inch = 25.4 mm
2. Refer to FilmTec Design Guidelines for multiple-element systems.
3. TW30-2026 elements fit nominal 2.0 inch pressure vessels. TW30-2514, TW30-2521 and XLE-2521 elements fit nominal 2.5 inch I.D. pressure vessels. TW30-4014, TW30-4021, and XLE-4021 elements fit nominal 4 inch I.D. pressure vessels.

Annexe 1 : Fiche technique de la membrane montée sur le banc d'essai Filmtec TW30-2514 (suite)

Operating Limits

• Membrane Type	Polyamide Thin-Film Composite
• Maximum Operating Temperature	113°F (45°C)
• Maximum Operating Pressure	600 psig (41 bar)
• Maximum Pressure Drop	13 psig (0.9 bar)
• pH Range, Continuous Operation ^a	2 - 11
• pH Range, Short-Term Cleaning (30 min.) ^b	1 - 13
• Maximum Feed Silt Density Index (SDI)	5
• Free Chlorine Tolerance ^c	<0.1 ppm

^a Maximum temperature for continuous operation above pH 10 is 95°F (35°C).

^b Refer to Cleaning Guidelines in specification sheet 609-23010.

^c Under certain conditions, the presence of free chlorine and other oxidizing agents will cause premature membrane failure. Since oxidation damage is not covered under warranty, FilmTec recommends removing residual free chlorine by pretreatment prior to membrane exposure. Please refer to technical bulletin 609-22010 for more information.

Important Information

Proper start-up of reverse osmosis water treatment systems is essential to prepare the membranes for operating service and to prevent membrane damage due to overfeeding or hydraulic shock. Following the proper start-up sequence also helps ensure that system operating parameters conform to design specifications so that system water quality and productivity goals can be achieved.

Before initiating system start-up procedures, membrane pretreatment, loading of the membrane elements, instrument calibration and other system checks should be completed.

Please refer to the application information literature entitled "Start-Up Sequence" (Form No. 609-02077) for more information.

Operation Guidelines

Avoid any abrupt pressure or cross-flow variations on the spiral elements during start-up, shutdown, cleaning or other sequences to prevent possible membrane damage. During start-up, a gradual change from a standstill to operating state is recommended as follows:

- Feed pressure should be increased gradually over a 30-60 second time frame.
- Cross-flow velocity at set operating point should be achieved gradually over 15-20 seconds.
- Permeate obtained from first hour of operation should be discarded.

General Information

- Keep elements moist at all times after initial wetting.
- If operating limits and guidelines given in this bulletin are not strictly followed, the limited warranty will be null and void.
- To prevent biological growth during prolonged system shutdowns, it is recommended that membrane elements be immersed in a preservative solution.
- The customer is fully responsible for the effects of incompatible chemicals and lubricants on elements.
- Maximum pressure drop across an entire pressure vessel (housing) is 30 psi (2.1 bar).
- Avoid static permeate-side backpressure at all times.

Notice: The use of this product in and of itself does not necessarily guarantee the removal of cysts and pathogens from water. Effective cyst and pathogen reduction is dependent on the complete system design and on the operation and maintenance of the system.

Notice: No freedom from any patent owned by Seller or others is to be inferred. Because use conditions and applicable laws may differ from one location to another and may change with time, Customer is responsible for determining whether products and the information in this document are appropriate for Customer's use and for ensuring that Customer's workplace and disposal practices are in compliance with applicable laws and other governmental enactments. Seller assumes no obligation or liability for the information in this document. NO WARRANTIES ARE GIVEN; ALL IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE ARE EXPRESSLY EXCLUDED.



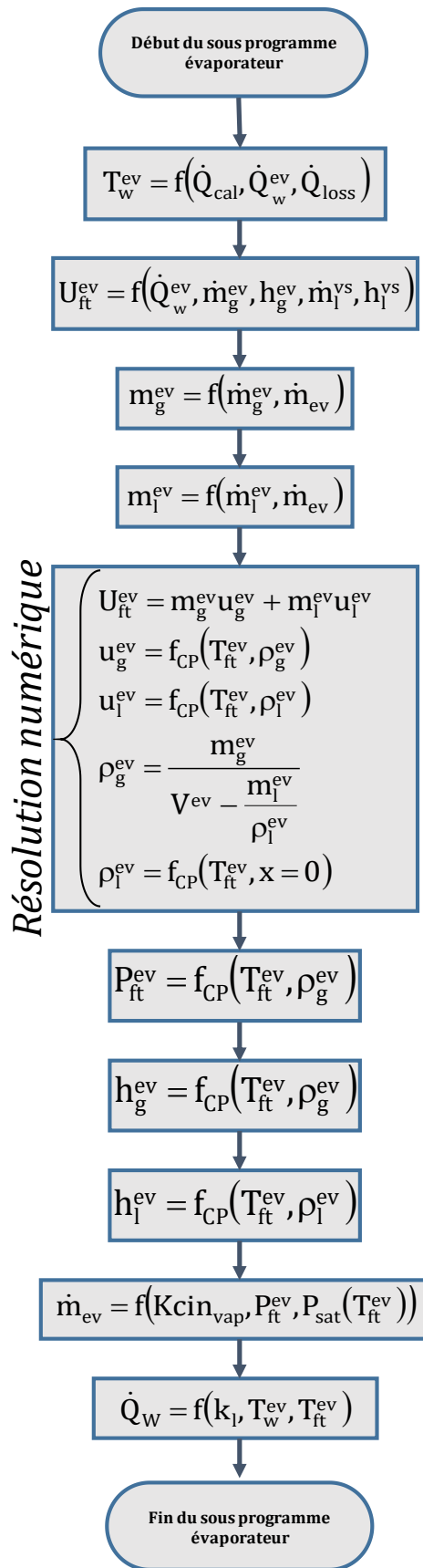
Annexe 2 : Algorithmes de calcul des modules des composants

Évaporateur

L'algorithme de calcul de l'évaporateur détermine dans un premier temps la température de la paroi T_w^{ev} , l'énergie interne du fluide de travail U_w^{ev} et les masses de gaz m_g^{ev} et de liquide m_l^{ev} . Ces grandeurs sont toutes issues de dérivées temporelles (éq. (IV.4),(IV.11),(IV.12) et (IV.15)), elles peuvent donc être calculées à partir de leurs paramètres au pas de temps précédent.

Ces grandeurs permettent ensuite, par résolution numérique, d'obtenir les énergies internes spécifiques du gaz u_g^{ev} et du liquide u_l^{ev} , leurs masses volumiques ρ_g^{ev} et ρ_l^{ev} et la température du fluide de travail T_{ft}^{ev} .

Ensuite, suffisamment de paramètres sont connus pour pouvoir calculer les grandeurs restantes : pression, enthalpies, débit d'évaporation et flux échangé avec la paroi.



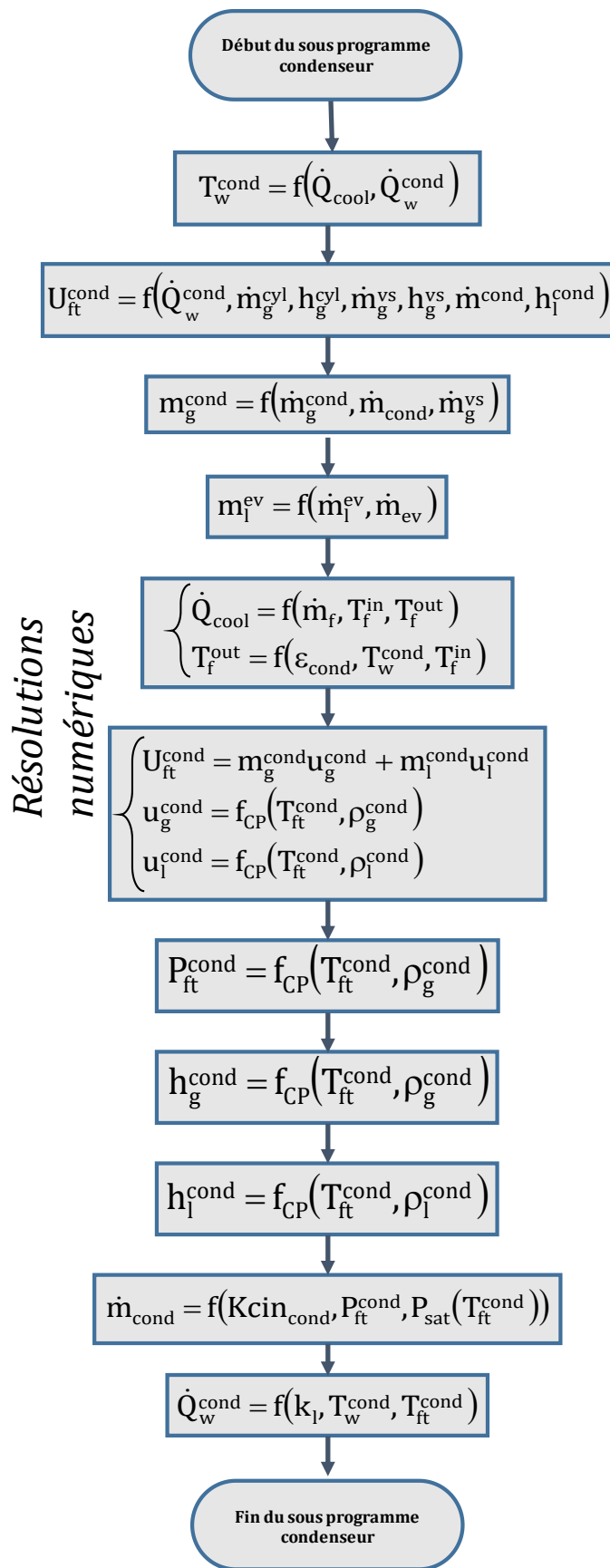
Condenseur

Le calcul du modèle du condenseur est très similaire à celui de l'évaporateur. Sont premièrement calculés la température à la paroi T_w^{cond} , l'énergie interne du fluide de travail $U_{\text{ft}}^{\text{cond}}$ et les masses de liquide et de gaz m_l^{cond} et m_g^{cond} à partir des différents paramètres au pas de temps précédent.

Comme pour l'évaporateur, une résolution numérique permet d'obtenir les énergies internes, la température et les masses volumiques des deux phases du fluide de travail.

Une seconde résolution est réalisée sur le caloporteur. Elle permet d'obtenir le flux de chaleur évacué \dot{Q}_{cool} et la température de sortie du caloporteur T_f^{out} en fonction sa température d'entrée de la température à la paroi et de l'efficacité d'échangeur.

Sont ensuite calculés la pression, les enthalpies spécifiques, le débit de condensation et le flux échangé entre la paroi et le fluide de travail.



Cylindres de transfert

La phase du cycle influe sur la méthode de calcul du modèle des cylindres de transfert. Les volumes de gaz et de liquide sont calculés dans un premier temps puisqu'ils sont indépendants des phases, et dépendent seulement des débits de gaz et d'eau saumâtres, qui sont des entrées du modèle.

- Phase de remplissage ($\dot{m}_f > 0$) :

Une seule résolution numérique permet de déterminer dans la partie vapeur l'énergie interne, l'enthalpie, le débit de gaz à travers la vanne évaporateur \dot{m}_g^{ev} , la masse de vapeur et sa masse volumique par le système d'équation ((IV.13), (IV.30), (IV.31) et (IV.34))

Ces différents paramètres permettent ainsi d'obtenir la température de la vapeur.

- Phase sous pression ($\dot{m}_f < 0$) :

Durant le demi-cycle correspondant à la mise sous pression de l'eau, le débit de condensation de vapeur contre la paroi \dot{m}^{cond} est tout d'abord calculé à partir des paramètres (pression et température de la vapeur) au pas de temps précédent. Cela permet d'obtenir l'échange thermique avec la paroi qui représente la chaleur dégagée par la condensation.

Comme pour l'évaporateur et le condenseur, la température de la paroi est ensuite calculée à partir des paramètres au pas de temps précédent.

- Phase alpha :

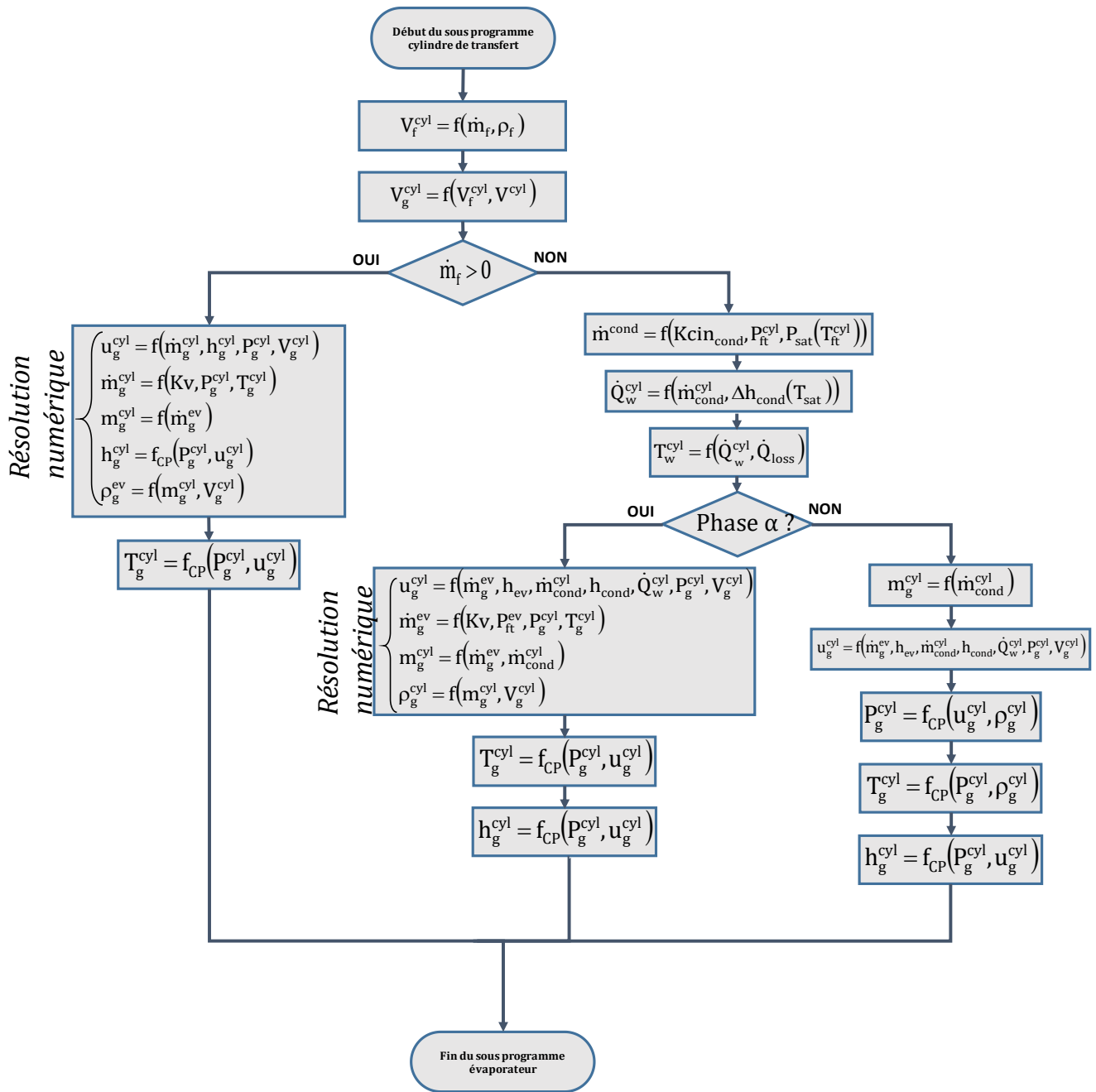
Pendant la phase alpha, la majorité des paramètres thermodynamiques de la vapeur sont obtenus par une résolution numérique, à savoir l'énergie interne, la masse, la pression, la masse volumique et le débit de vapeur à travers la vanne.

A partir de ces paramètres, la température et l'enthalpie du gaz sont ensuite calculés.

- Phase beta :

Durant la phase beta, une résolution n'est pas nécessaire puisqu'il n'y a pas de débit à travers la vanne évaporateur, et donc que la masse de fluide de travail ne varie pas ou très peu (on considère que les condensats sont évacués au fur et à mesure, on soustraie donc leur masse à la masse de vapeur calculée).

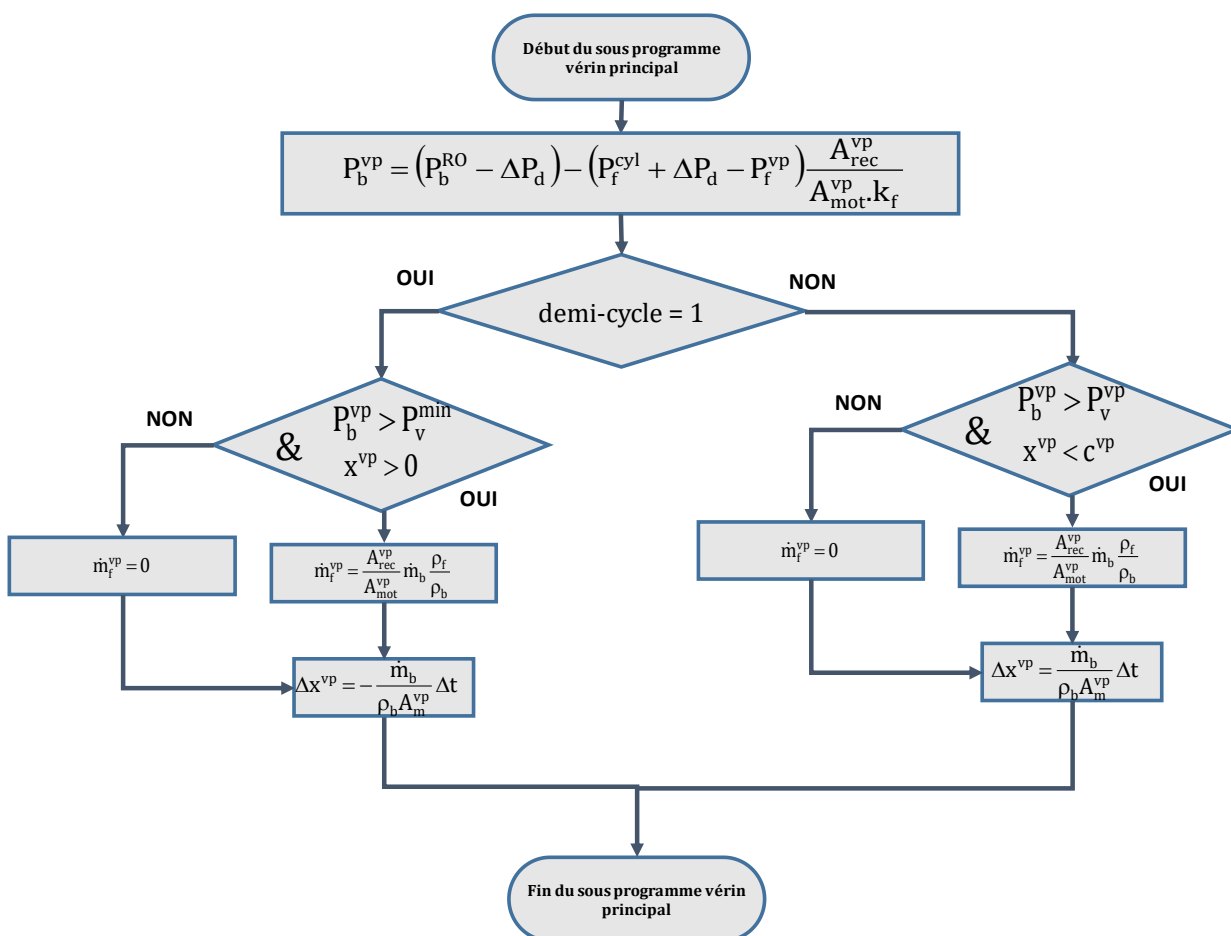
L'énergie interne spécifique, la pression, la température et l'enthalpie de la vapeur sont ensuite calculées à partir des éq. (IV.30), (IV.31), (IV.34) et (IV.35).



Vérin principal

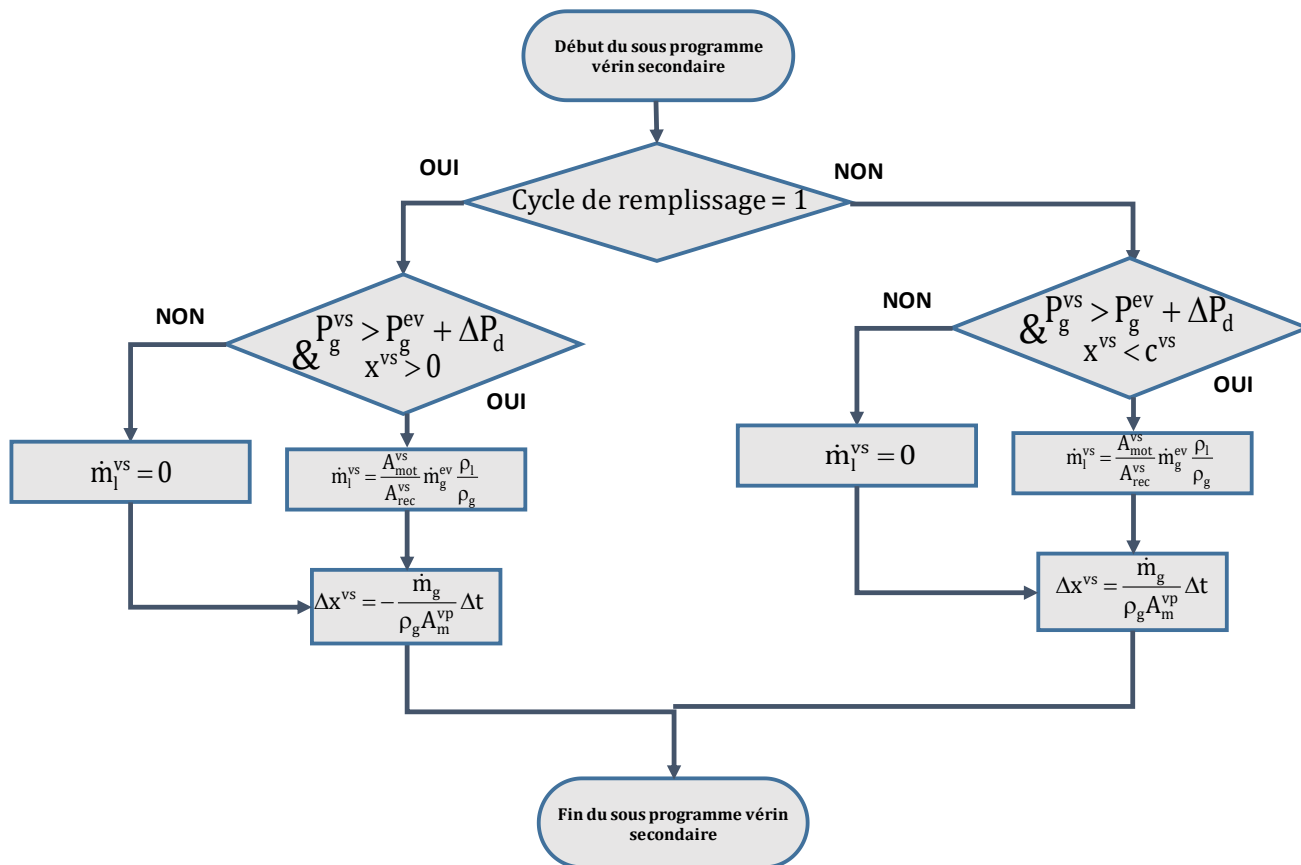
Les variables de sortie du vérin principal sont la pression du rétentat en sortie de la chambre motrice P_b^{vp} , le déplacement du piston Δx^{vp} et le débit de pompage et de remplissage \dot{m}_f^{vp} . La première est calculée à partir de l'équation d'équilibre des forces.

Le débit est calculé à partir du débit de rétentat et du rapport de surface des pistons moteur et récepteurs. Le déplacement du piston est obtenu à partir du débit de rétentat. Le déplacement est nul si la force motrice est plus faible que la force résistante, ce qui se manifeste par une pression de sortie du vérin plus faible que la pression de refoulement (pression atmosphérique + pertes de charges de la vanne de réglage), c'est-à-dire $P_b^{vp} < P_v^{min}$.



Vérin secondaire

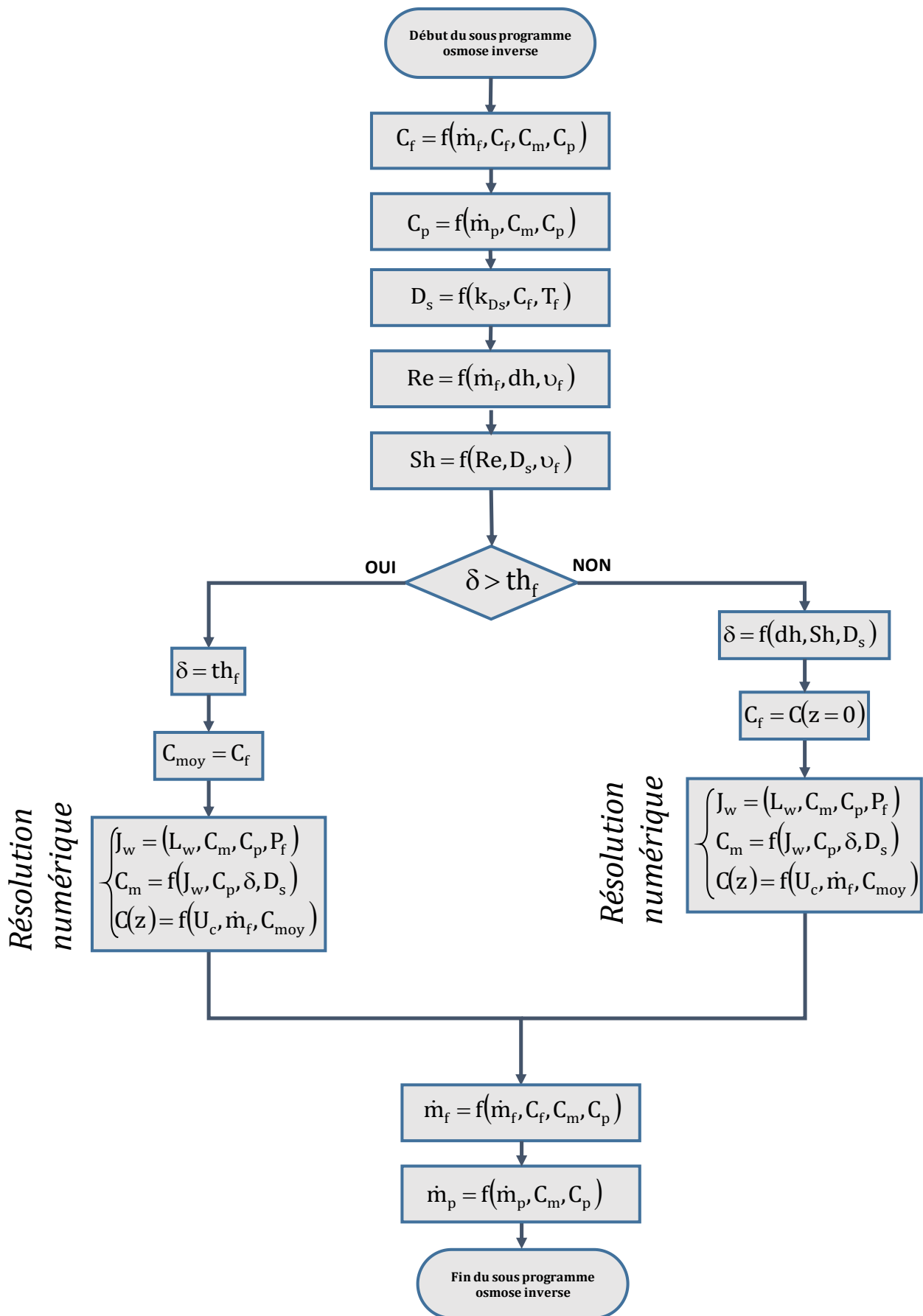
Le calcul du modèle du vérin secondaire est similaire à celui du vérin principal. Les paramètres de sortie sont la pression de refoulement P_g^{vs} et le déplacement du piston Δx^{vs} .



Module d'osmose inverse

Dans le module d'osmose inverse, les concentrations dans l'alimentation et dans le perméat sont dans un premier temps calculés à partir des éq. (III.4) et (III.5) puisqu'elles sont calculées par des dérivés (paramètres pris au pas de temps précédent). Les paramètres de l'écoulement sont ensuite calculés (nombre de Reynolds et de Sherwood Re et Sh et coefficient de diffusion D_s).

Une résolution numérique permet d'obtenir le flux de perméat J_w , la concentration à la membrane C_m et le profil de concentration dans le canal d'alimentation $C(z)$. La taille de la couche limite δ détermine la définition du paramètre C_f . Si la couche limite fait la taille du canal d'alimentation, alors la concentration calculée C_f représente la valeur moyenne du profil de concentration $C(z)$. Sinon, C_f représente la condition à la limite de la couche limite $C(z=0)$.



Résumé

L'osmose inverse est le mode de dessalement le plus utilisé actuellement pour sa faible consommation d'énergie. Les procédés d'osmose inverse alimentés par une source d'énergie solaire se développent de plus en plus, du fait de l'efficacité énergétique de ce procédé membranaire et de l'abondance de la ressource solaire, particulièrement importante dans les zones à faibles ressources en eau. Un procédé de dessalement thermo-hydraulique solaire est actuellement étudié, avec pour objectif d'assurer un traitement d'eaux saumâtres autonome à l'échelle d'un village décentralisé.

L'innovation de ce procédé réside dans l'utilisation d'une source de chaleur basse température convertie en énergie hydraulique par un cycle moteur dans lequel la détente d'un fluide de travail est directement utilisée pour la pressurisation de l'eau à traiter. Une modélisation dynamique de ce procédé a été réalisée pour donner lieu à un outil de simulation. Une attention particulière a été portée sur le modèle dynamique d'osmose inverse qui a été validé expérimentalement. Le comportement du procédé a ainsi pu être simulé sur quelques heures, puis sur une journée pour évaluer les aspects dynamiques de son fonctionnement et optimiser ses performances. Plusieurs implantations géographiques ont également été étudiées. Ces simulations ont montré que ce procédé permet de produire $500 \text{ L}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{jour}^{-1}$ avec une consommation d'énergie spécifique de $6 \text{ kWh}_{\text{th}}\cdot\text{m}^{-3}$ et pour un coût d'environ $8 \text{ \$}\cdot\text{m}^{-3}$ d'eau produite.

Abstract

Reverse osmosis is the most used desalination technique for its low energy consumption. Because of reverse osmosis efficiency and high solar irradiation in water stressed areas, solar driven reverse osmosis processes are constantly growing. A solar thermo-hydraulic desalination process is currently studied for autonomous community water supply.

This innovative process uses low temperature solar heat and convert it into hydraulic energy by an engine cycle. In this cycle, working fluid expansion is directly used to pressurize feed water. A dynamic modelling of this process has been carried out to allow its behavior simulations. A particular attention was given to the reverse osmosis modelling for which an experimental validation has been led. Process behavior was simulated over few minutes and one full day to assess dynamic aspects of its working cycles and optimize its performances. Several locations for its implantation have also been studied. Simulations showed this process is able to produce $500 \text{ L}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{day}^{-1}$ with a specific energy consumption about $6 \text{ kWh}_{\text{th}}\cdot\text{m}^{-3}$ and a cost about $8 \text{ \$}\cdot\text{m}^{-3}$ of produced fresh water.