



**HAL**  
open science

## Etude simulée d'un système de dessalement d'eau de mer et de production de froid par thermofrigopompe couplée à des panneaux solaires

Paul Byrne, Jacques Miriel, Laurent Serres, Redouane Ghouali

### ► To cite this version:

Paul Byrne, Jacques Miriel, Laurent Serres, Redouane Ghouali. Etude simulée d'un système de dessalement d'eau de mer et de production de froid par thermofrigopompe couplée à des panneaux solaires. 2ème Colloque International Francophone en Energétique et Mécanique, CIFEM 2012, 2012, Ouagadougou, Burkina Faso. pp.ART-1-48. hal-00729502

**HAL Id: hal-00729502**

**<https://hal.science/hal-00729502>**

Submitted on 7 Sep 2012

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## ETUDE SIMULEE D'UN SYSTEME DE DESSALEMENT D'EAU DE MER ET DE PRODUCTION DE FROID PAR THERMOFRIGOPOMPE COUPLEE A DES PANNEAUX SOLAIRES

Paul **BYRNE**<sup>a,\*</sup>, Jacques **MIRIEL**<sup>a</sup>, Laurent **SERRES**<sup>a</sup>, Redouane **GHOUBALI**<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Université Européenne de Bretagne

Equipe MTRhéo – Laboratoire LGCGM - INSA de Rennes et Université de Rennes1

IUT Génie Civil – 3 rue du Clos Courtel – BP 90422 – 35704 Rennes Cedex 7

### RÉSUMÉ

L'accès à l'eau potable est un des enjeux majeurs des prochaines décennies. La recherche sur les technologies de dessalement à forte efficacité énergétique doit donc être particulièrement active. Cet article présente un système de thermofrigopompe produisant simultanément du froid pour une enceinte réfrigérée et de la chaleur utilisée par une unité de dessalement par distillation membranaire. L'énergie électrique est fournie par des panneaux photovoltaïques pour une possible implantation en site isolé. Ce système a été modélisé à l'aide des logiciels Trnsys et EES. Les simulations montrent des résultats de ratios de production d'eau potable assez faibles. Toutefois, les pistes d'amélioration de l'efficacité du système s'avèrent nombreuses.

*Mots Clés : Simulation, thermofrigopompe, froid, dessalement*

### NOMENCLATURE

#### Symboles :

Lettres latines :

A	surface, m <sup>2</sup>
B	besoins thermiques, Wh
C	consommation, Wh
COP	coefficient de performance frigorifique, -
C <sub>p</sub>	chaleur spécifique, J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
c <sub>sel</sub>	fraction molaire en sel, -
d	diamètre, m
D <sub>v/a</sub>	coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air, -
f <sub>t</sub>	facteur taille, -
h	enthalpie, J.kg <sup>-1</sup>
J <sub>v</sub>	flux de vapeur, kg.s <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup>
K	perméabilité, kg.s <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> .Pa <sup>-1</sup>
Kn	nombre de Knudsen, -
L	longueur caractéristique, m
l <sub>pm</sub>	libre parcours moyen, m
M	masse molaire, kg.mol <sup>-1</sup>
ṁ	débit massique, kg.s <sup>-1</sup>
m	masse, kg
Nu	nombre de Nusselt, -
p	pression, Pa
P	puissance, W
Pr	nombre de Prandtl, -
Q <sub>v</sub>	débit volumique, m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
R	résistance thermique, m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup>
Re	nombre de Reynolds, -
R <sub>u</sub>	constante des gaz parfaits, J.mol <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
T	température, °C

t<sub>fct</sub> temps de fonctionnement, s

Lettres grecques :

χ	tortuosité, -
δ	épaisseur, m
ε	porosité, -
λ	conductivité, W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
μ	viscosité dynamique, Pa.s
ρ	masse volumique, kg.m <sup>-3</sup>

Indices / Exposants :

a	air
c	chaud
cd	condensation
e	entrée
el	électrique
ev	évaporation
f	froid
fct	fonctionnement
h	hydraulique
la	lame d'air
m	membrane
mol	molécule
p	pore
s	sortie
T	totale
v	vapeur
scm	surface chaude membrane
sfm	surface froide membrane

\* auteur correspondant : Tel: +33 2 23 23 42 97 ; Fax: +33 2 23 23 40 51  
 Adresse électronique : paul.byrne@univ-rennes1.fr

## 1. INTRODUCTION

Deux des enjeux majeurs des prochaines décennies sont l'accès à l'eau potable, notamment en site isolé, et l'utilisation rationnelle de l'énergie. Dans un but social et industriel, il paraît donc vital de développer de nouvelles installations de production d'eau potable à forte efficacité énergétique. Plusieurs systèmes étudiés dans la littérature scientifique sont dans cette optique et s'approchent du système étudié dans la présente publication. Par exemple, Cherif et al. propose une solution de couplage d'un champ photovoltaïque, d'une éolienne avec une unité de dessalement par osmose inverse [1]. Slesarenko présente un système de dessalement d'eau de mer par évaporation puis condensation à l'aide d'une pompe à chaleur [2]. Notre équipe de recherche travaille sur des procédés de chauffage et de rafraîchissement simultanés par thermofrigopompe (TFP) sur les aspects de modélisation [3], [4] et expérimental [5], [6]. Une thermofrigopompe (machine frigorifique produisant de la chaleur et du froid utiles) à haute température peut permettre de produire la chaleur nécessaire au dessalement d'eau de mer ou plus généralement à la distillation d'eau saumâtre par un procédé membranaire et simultanément rafraîchir un espace. Un lieu d'application d'un tel système serait par exemple un dispensaire dans lequel se trouveraient une salle de soins rafraîchie ou une armoire réfrigérée et une unité de production d'eau potable.

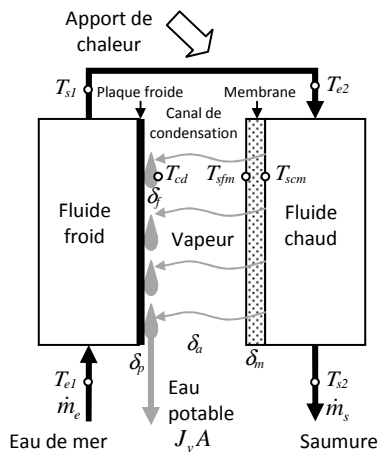


Fig. 1. Principe de la distillation membranaire

Différentes méthodes sont utilisées pour le dessalement [7] : la distillation, l'humidification-déshumidification d'air, l'osmose inverse, l'électrodialyse... La distillation membranaire (figure 1), choisie pour cette étude, est apparue à la fin des années 1960 grâce aux progrès réalisés dans la fabrication de membranes [8]. Elle fait partie des dernières évolutions du dessalement par procédé thermique. Cette technique repose sur le principe de migration de vapeur d'eau à travers une membrane microporeuse hydrophobe par différence de pression de vapeur entre une solution surchauffée et l'air contenu dans un canal de condensation. Ce dernier est refroidi par la solution à température initiale ou par un autre milieu à faible température. Pour des membranes ayant des diamètres de pores de l'ordre du micromètre, le transfert de masse à travers la membrane est considéré comme étant géré principalement par les

mécanismes de la diffusion moléculaire. Ce type de transfert est défini par une prépondérance des collisions entre molécules par rapport aux collisions entre les molécules et les parois internes de la structure poreuse [9].

Le système de thermofrigopompe peut également être utilisé pour produire du froid positif pour la conservation de denrées alimentaires ou le conditionnement d'air, qui représente un besoin important dans les régions proches de l'équateur. En restant dans le cas d'un cycle monoétagé, l'écart de température entre les sources froide et chaude impose de choisir un fluide frigorigène ayant une température critique suffisamment élevée (environ 130°C) pour réaliser le réchauffage de la solution à des températures entre 40 et 70°C. Dans cette étude, le fluide choisi est l'isobutane (R600a).

Le bloc compresseur de la machine frigorifique peut être entraîné par un moteur à aimants permanents, alimenté en courant continu 12 ou 24 V par des panneaux photovoltaïques associés à un système de batteries [10]. Les moteurs à aimants permanents sont aujourd'hui l'objet d'un développement notable du fait de leur forte efficacité énergétique, de leurs faibles nuisances sur le plan acoustique et de leur longévité grâce à des forces de frottement quasi-nulles entre le rotor et le stator. Certaines petites installations de réfrigération utilisent déjà ce genre de moteur à courant continu pour entraîner le compresseur. L'association d'une thermofrigopompe à des panneaux solaires photovoltaïques confèrera une autonomie de fonctionnement à ce système. Une telle installation combinant ces technologies innovantes peut trouver des applications dans la marine, l'aide médicale d'urgence ou l'amélioration des conditions de vie des populations en site isolé.

Cet article présente en détail la modélisation de l'unité de dessalement à l'aide d'EES (Engineering Equation Solver). Le logiciel EES est un solveur d'équations qui dispose de fonctions internes de calcul des propriétés thermophysiques des fluides et des matériaux. La modélisation des transferts couplés de chaleur et de masse du système membranaire est réalisée d'après les équations de la publication de Alklaibi et Lior [11]. Le modèle est validé par comparaison avec les résultats de la thèse de Banat [12]. Des modèles simples de thermofrigopompe (réalisé avec EES), de besoins de froid, de panneaux photovoltaïques et de batteries de stockage sont couplés à l'unité de dessalement à l'aide du logiciel Trnsys. Le modèle de thermofrigopompe est tiré des caractéristiques d'un compresseur ATEX disponible dans le commerce. Notre étude aboutit à l'évaluation des consommations électriques, de la production d'eau potable et de la performance globale de ce système par rapport à d'autres systèmes présentés dans la littérature.

## 2. PRESENTATION DU MODELE

### 2.1. MODELE GLOBAL

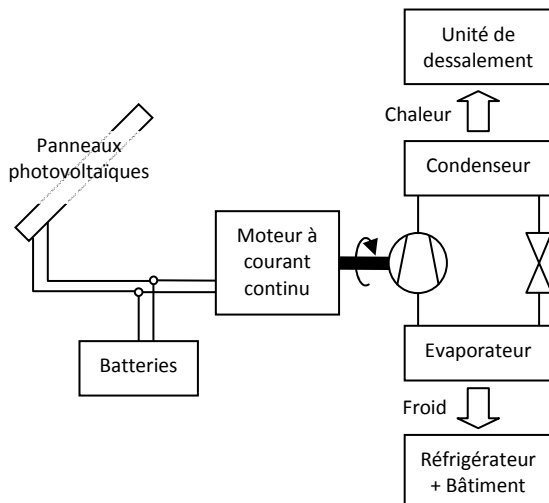
Le schéma global de l'installation est présenté sur la figure 2. Le système de production d'électricité est modélisé sous Trnsys à l'aide du type 194 pour les panneaux photovoltaïques et du type 47a pour le système de stockage d'électricité. Un modèle de réfrigérateur placé dans un local a été réalisé à l'aide du type 56 (modèle de bâtiment multizone). Une enceinte réfrigérée d'1 m<sup>3</sup> constitue une première zone thermique

contenue dans un local de 27 m<sup>3</sup> constituant une seconde zone. Les parois de l'enceinte réfrigérée sont modélisées par 5 cm de polystyrène expansé de conductivité 0,039 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. Les caractéristiques des parois du local sont présentées dans le tableau 1. Un double vitrage d'1 m<sup>2</sup> de surface et de coefficient de déperdition U<sub>w</sub> égal à 2,95 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup> est placé sur la façade sud du local.

**Tableau 1. Caractéristiques des parois du local**

Matériaux	Épaisseur (cm)	Conductivité (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
Enduit intérieur plâtre	1,5	0,35
Bloc béton	20	1,05
Polystyrène expansé	7	0,039
Enduit extérieur mortier	1,5	1,15

Un lecteur de données climatiques est connecté aux modèles de panneaux photovoltaïques et au modèle de bâtiment. Le climat choisi est celui d'Ouagadougou (Burkina-Faso). Le reste des composants est modélisé à l'aide du solveur d'équation EES : le compresseur et son moteur électrique, le condenseur fournissant la chaleur nécessaire au dessalement, le détendeur et l'évaporateur fournissant de l'énergie frigorifique au modèle de réfrigérateur.



**Fig. 2. Schéma du système de dessalement par TFP**

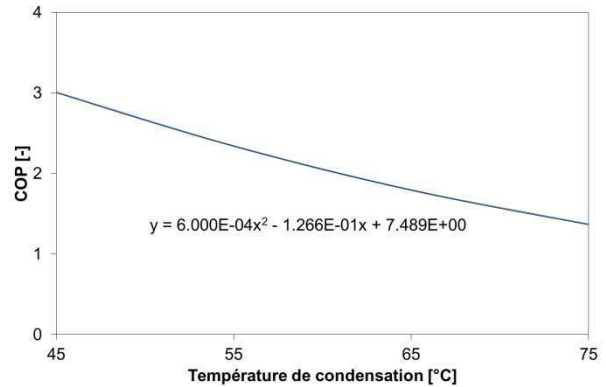
## 2.2. MODELE DE TFP

En l'état actuel de ce projet de recherche, le moteur à courant continu n'a pas été modélisé. Les performances d'un compresseur semi-hermétique fonctionnant au R600a ont été obtenues à partir du logiciel de dimensionnement d'un fabricant de compresseurs ATEX. Dans la gamme de compresseurs disponible, le choix s'est porté sur celui de plus faible puissance. Le temps de fonctionnement de la TFP sur chaque pas de temps permet de gérer le surdimensionnement du compresseur par rapport aux besoins en froid. Il permet de calculer la consommation électrique du compresseur sur chaque pas de temps en fonction des besoins en froid d'après les équations (1) et (2).

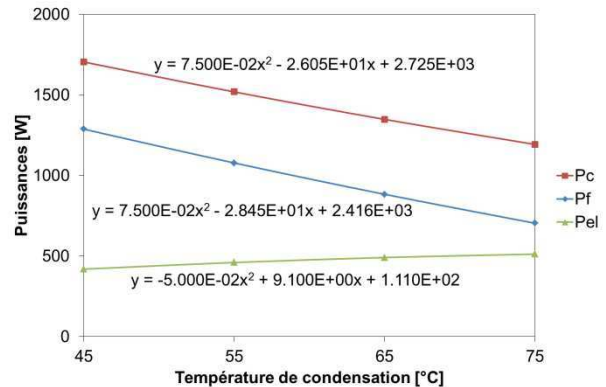
$$t_{fct} = \frac{B_f}{P_f} \quad (1)$$

$$C_{el} = P_{el} t_{fct} \quad (2)$$

Les évolutions du coefficient de performance et des puissances thermique et électrique sont présentées respectivement sur les figures 3 et 4. Les valeurs sont calculées pour une température d'évaporation de 0°C, une surchauffe de 5 K et un sous-refroidissement de 2 K. La température d'évaporation est supposée constante car l'évaporateur se situe à l'intérieur de l'enceinte du réfrigérateur modélisée comme étant parfaitement régulée à une température de 5°C. De ce fait, lorsque la température de condensation varie de 45 à 75°C, les performances diminuent. L'écart entre la température de condensation et la température de sortie du fluide chaud correspondant à  $T_{e2}$  (pincement de l'échangeur) est supposé constant et égal à 5 K.



**Fig. 3. Evolution du COP en fonction de la température de condensation de la TFP**



**Fig. 4. Evolution des puissances en fonction de la température de condensation de la TFP**

## 2.3. MODELE D'UNITE DE DESSALEMENT

Le modèle d'unité de dessalement est bâti d'après l'étude expérimentale des travaux de thèse de Banat [12] et les équations de l'étude simulée sont tirées de la publication d'Alklaibi et Lior [11] qui s'appuient sur ces mêmes travaux de thèse. Le modèle est monodimensionnel dans le sens du flux de vapeur et fonctionne en régime permanent.

### 2.3.1. Transfert de vapeur

Le flux de vapeur à travers la membrane est défini par la loi de Stefan (équation (3)).

$$J_v = K \Delta p_v \quad (3)$$

Celui-ci dépend de la perméabilité de la membrane  $K$  et de la différence de pression de vapeur saturante de part et d'autre de celle-ci  $\Delta P_v$ . Les pressions de vapeur saturante sont calculées grâce à la fonction interne

d'EES faisant appel à la base de données des propriétés thermophysiques des fluides. La loi de Raoult est utilisée pour prendre en compte l'effet de la présence de sel dans la solution en contact avec la surface chaude de la membrane (équation (4)). Celle-ci dépend de la fraction molaire en sel  $c_{sel}$ .

$$P_{v,scm} = (1 - c_{sel})P_v(T_{scm}) \quad (4)$$

La perméabilité de la membrane est donnée par l'équation (5) dans laquelle  $\delta_m$  (l'épaisseur)  $\varepsilon$  (la porosité) et  $\chi$  (la tortuosité) sont des constantes du matériau membranaire,  $D_{v/a}$  est le coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air (équation (6)),  $P_{a,moy}$  et  $T_{a,moy}$  sont respectivement les moyennes de la pression partielle d'air et de la température dans la membrane et  $P_T$  est la pression totale.

$$K = \frac{\varepsilon D_{v/a} M_v P_T}{\chi \delta_m P_{a,moy} R(T_{m,moy} + 273,15)} \quad (5)$$

$$D_{v/a} = \frac{\lambda_v}{\rho_v C p_v} \quad (6)$$

Ce modèle de diffusion, de type moléculaire, n'est valide que pour des valeurs du nombre de Knudsen  $Kn$  (équation (7)) inférieures à 0,01 [12]. Ce nombre est le rapport du libre parcours moyen  $l_{pm}$  (équation (8)) sur le diamètre des pores  $d_p$ . Dans notre étude, le libre parcours moyen est inférieur à 90 nm. Ceci impose donc un diamètre de pore supérieur à 9  $\mu$ m.

$$Kn = \frac{l_{pm}}{d_p} \quad (7)$$

$$l_{pm} = \frac{R_u T_{m,moy}}{\pi \sqrt{2} d_{mol}^2 P_T} \quad (8)$$

### 2.3.2. Transfert de chaleur

Le fluide chaud transfère une partie de sa chaleur au fluide froid à travers la membrane, la lame d'air, le film liquide et la plaque froide. L'autre partie de la chaleur cédée est contenue dans la masse d'eau potable produite, évacuée du système. La résistance thermique à travers la membrane  $R_{mT}$  (équation (9)) dépend de deux flux de chaleur identifiables. Celui passant par la partie solide de la structure poreuse (correspondant à la résistance  $R_m$  de l'équation (10)) et la chaleur contenue dans le flux de vapeur ( $R_v$  de l'équation (11)).

$$R_{mT} = \frac{R_m R_v}{R_m + R_v} \quad (9)$$

$$R_m = \frac{\delta_m}{\varepsilon \lambda_a + (1 - \varepsilon) \lambda_m} \quad (10)$$

$$R_v = \frac{1}{J_v C p_v} \quad (11)$$

A travers la lame d'air, il est supposé que le flux convectif est totalement porté par la vapeur d'eau et le flux de chaleur par conduction se produit uniquement à travers la couche d'air. La résistance correspondante est calculée grâce aux équations (11), (12) et (13).

$$R_{la} = \frac{R_a R_v}{R_a + R_v} \quad (12)$$

$$R_a = \frac{\delta_a}{\lambda_a} \quad (13)$$

Suivant le schéma de la figure 1, la solution saline subit, dans le premier canal, un réchauffement régi par l'équation (14).

$$\dot{m}_e C p (T_{s1} - T_{e1}) = J_v A \Delta h_{cd} + \frac{A(T_{sfm} - T_{cd})}{R_{la}} \quad (14)$$

Puis, le modèle de TFP délivre une puissance calorifique afin d'augmenter la température de cette solution jusqu'à la consigne définie par l'utilisateur. On simule ici le fonctionnement d'un échangeur parfait (Equation (15)).

$$\dot{m}_e C p (T_{e2} - T_{s1}) = P_c \quad (15)$$

Le second canal dispose de la paroi poreuse. La solution perd de la masse et de la chaleur à travers la membrane (équation (16)).

$$\left( \frac{\dot{m}_e + \dot{m}_s}{2} \right) C p (T_{e2} - T_{s2}) = J_v A \Delta h_{ev} + \frac{A(T_{scm} - T_{sfm})}{R_{mT}} \quad (16)$$

Le bilan de masse est donné par l'équation 17.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s + J_v A \quad (17)$$

### 2.3.3. Validation du modèle

Le modèle d'unité de dessalement que nous avons développé est construit sur la base du prototype expérimental de la thèse de Banat [12]. La courbe de validation du flux surfacique de vapeur en fonction de la température d'entrée d'eau chaude se trouve sur la figure 5. Le modèle est en très bonne concordance avec les résultats des travaux de Banat. Les valeurs minimales et maximales (Banat mini et Banat maxi) sont celles d'une série de tests de reproductibilité réalisés pour plusieurs membranes de même facture avec de l'eau pure. Les valeurs expérimentales (Banat exp) correspondent aux essais avec de l'eau salée. La salinité de la solution en entrée est de 35 g/kg. Celle-ci a peu d'influence sur le flux de vapeur.

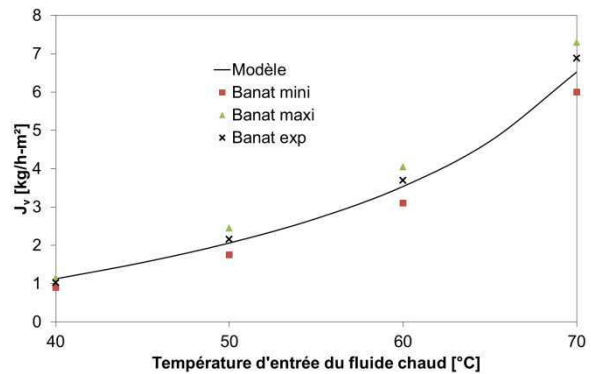


Fig. 5. Courbe de validation du modèle d'unité de dessalement

Les dimensions de la cellule de distillation membranaire modélisée sont répertoriées dans le tableau 2.

Tableau 2. Dimensions de la cellule

Longueur	16 cm
Largeur	10 cm
Épaisseur du canal chaud	1/16 pouce = 1,5875 mm
Épaisseur de la membrane	0,11 mm
Épaisseur du canal de condensation	10 mm
Épaisseur de la plaque froide	1,5 mm
Épaisseur du canal froid	1/16 pouce = 1,5875 mm

Les caractéristiques des matériaux de la membrane et de la plaque froide sont données dans le tableau 3. Dans la simulation, la membrane est supposée être en

polyfluorure de vinylidène (PVDF) et la plaque froide est en cuivre.

**Tableau 3. Caractéristiques des matériaux**

Porosité de la membrane	0,75
Tortuosité de la membrane	1,1
Conductivité de la membrane	0,18 W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Conductivité de la plaque froide	400 W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>

### 2.3.3. Adaptation du modèle au cadre de l'étude

Afin d'augmenter les performances de l'unité de dessalement modélisée, la longueur de la cellule est portée à 2 m, une dimension adaptée à une installation dans un local technique. Le débit utilisé dans la thèse de Banat est de 5,5 l/min. Dans le cadre de cette étude, un débit de 3,2 l/min est également modélisé afin d'augmenter le rapport de la masse d'eau potable produite par unité d'énergie électrique consommée tout en restant dans les limites du critère de validité de la corrélation utilisée pour le calcul du nombre de Nusselt en régime laminaire. Le critère de validité est donné par l'équation (18) et la corrélation par l'équation (19).

$$\text{RePr} \frac{d_h}{L} > 10 \quad (18)$$

$$\text{Nu} = 1,86 \left( \text{Re.Pr} \frac{d_h}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_{\text{moy}}}{\mu_{\text{paroi}}} \right)^{0,14} \quad (19)$$

Un facteur de taille est appliqué au système de dessalement afin d'adapter la puissance nécessaire au modèle d'unité de dessalement  $P_{c\text{-ref}}$  à la puissance disponible au condenseur  $P_c$  de la TFP suivant l'équation (20).

$$f_t = \frac{P_c}{P_{c\text{-ref}}} \quad (20)$$

Le facteur de taille et le temps de fonctionnement de la TFP rentrent en compte dans le calcul de la masse d'eau potable produite sur chaque pas de temps de simulation (équation (21)).

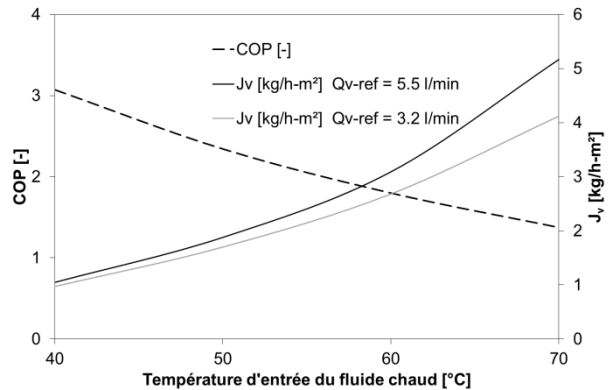
$$m_{\text{eau}} = J_v A f_t t_{\text{fct}} \quad (21)$$

## 3. RESULTATS

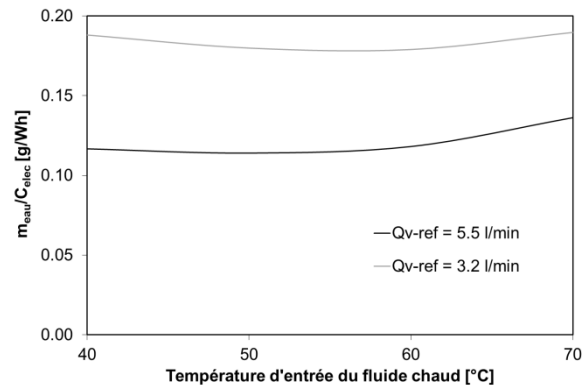
L'évolution du COP frigorifique et du flux de vapeur en fonction de la température d'entrée du fluide chaud est présentée sur la figure 6. Lorsque la température augmente, le COP diminue du fait de l'augmentation de l'écart de pressions de fonctionnement. Cette courbe est identique à celle de la figure 3. Il est néanmoins intéressant de la confronter à l'évolution du flux de vapeur. Le flux de vapeur augmente avec la température du fluide chaud. Plus cette température est élevée, plus les écarts de température et de pressions de vapeur saturante entre les deux surfaces de membrane sont élevés. Le flux de vapeur est également sensible au débit d'alimentation en eau de l'unité  $Q_v$ . Lorsque le débit diminue, l'écart des températures moyennes sur la hauteur de la cellule diminue et le flux de vapeur généré diminue également.

Les effets de la diminution du COP et de l'augmentation du flux de vapeur avec la température d'entrée du fluide chaud se compensent pour donner un ratio de production d'eau potable quasi-constant (figure 7). Ce ratio est défini comme étant le rapport de la masse d'eau produite par unité d'énergie électrique consommée. Il est calculé sur la première journée de simulation. Sa valeur augmente

en diminuant le débit d'alimentation de la cellule car d'après l'équation (15), la puissance calorifique est directement proportionnelle au débit d'eau salée. Le ratio de production d'eau potable est donc plus sensible à l'évolution de la puissance calorifique et électrique de la TFP qu'à celle du flux de vapeur.



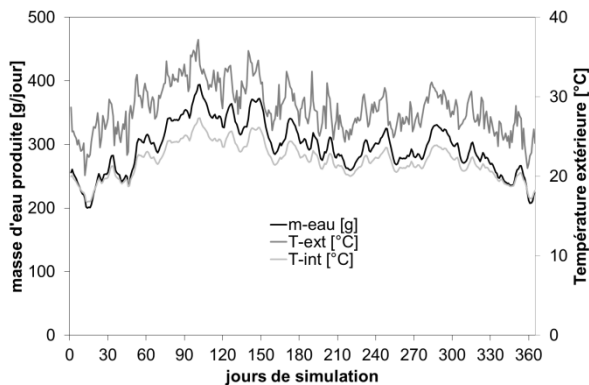
**Fig. 6. Evolution du coefficient de performance en fonction de la température d'entrée du fluide chaud**



**Fig. 7. Evolution du ratio de production d'eau potable en fonction de la température d'entrée du fluide chaud**

Enfin, une simulation annuelle menée avec le climat d'Ouagadougou est présentée sur la figure 8. L'évolution de la production d'eau potable suit les évolutions des températures extérieure et intérieure. Les besoins de froid du réfrigérateur augmentent avec la température intérieure et le temps de fonctionnement de l'unité de dessalement augmente en conséquence. La production totale annuelle d'eau potable atteint 108 kg pour une consommation électrique égale à 574 kWh. Le ratio de consommation revient à 5320 kWh/m<sup>3</sup>. L'énergie électrique sert à produire de la chaleur pour le dessalement mais avant tout à produire du froid. On pourrait croire que la chaleur produite est gratuite par rapport à un réfrigérateur classique. Cependant, il faut garder en mémoire que la performance du système de TFP pour le dessalement est inférieure à celle d'un réfrigérateur du fait de la température de source chaude plus élevée. Par ailleurs, un autre point de vue consiste à considérer que le système de production d'électricité est solaire et donc que l'énergie est gratuite. Pour autant, nous ne devons pas oublier de progresser sur le terrain de l'efficacité énergétique. Etant actuellement aux prémices du projet, aucun système de récupération de chaleur ou d'économie d'énergie n'a encore été mis en place dans le modèle de simulation. Si bien que si le compresseur était connecté au réseau électrique (et non

à des panneaux solaires) avec un tarif d'énergie de 0,01 €/kWh, le coût de revient de la production d'eau potable serait de 532 €/m<sup>3</sup>. Au bilan, les ratios de consommation et de coût ne sont pas satisfaisants. L'objectif que nous ambitionnons est de tendre vers des valeurs de ratios largement inférieures telles que celles publiées dans la littérature. Alklaibi et Lior [8] présentent des ratios de consommations de 1,25 kWh/m<sup>3</sup> sur la base d'une récupération de la chaleur d'un procédé industriel. En termes de coût, Charcosset [7] cite une évaluation d'environ 11 à 14 €/m<sup>3</sup> avec une production de chaleur par énergie solaire en incluant le coût de l'équipement.



**Fig. 8. Evolution de la masse d'eau produite et des températures intérieure et extérieure lors d'une simulation annuelle**

#### 4. CONCLUSION

Cette étude présente un système de dessalement couplé à une thermofrigopompe alimentée par des panneaux photovoltaïques. La production de froid par la TFP conditionne la production d'eau potable. Ce système a été modélisé à l'aide d'un couplage entre les logiciels Trnsys et EES. L'effort de développement s'est porté principalement sur l'unité de dessalement par distillation membranaire. Une bonne correspondance entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux de la thèse de Banat a été obtenue. L'étude simulée montre que lorsque le débit d'alimentation de l'unité augmente, le flux de vapeur généré augmente mais le ratio de la production d'eau potable par unité d'énergie électrique consommée diminue. A l'avenir, les limites de l'étude doivent être repoussées en termes de débit d'alimentation et de caractéristiques de membrane par la réalisation d'un prototype afin d'améliorer les performances du système jusqu'à atteindre des niveaux de ratios de consommation et de coût du même ordre de grandeur que ceux des autres systèmes de dessalement (distillation membranaire couplée à l'énergie solaire, osmose inverse, humidification-déshumidification...). En l'état actuel de ce projet de recherche, le moteur à courant continu n'a pas été modélisé. La mise au point du prototype permettra de valider cette option. D'autres

pistes d'étude paraissent intéressantes : le comportement du système avec d'autres types de besoins en froid tels que le rafraîchissement d'espaces, la mise en place d'un échangeur récupérateur entre les fluides chaud et froid ou d'une recirculation (avec mélange ou non) de la solution saline du fait de la faible sensibilité du système à la salinité [8]. L'étude d'autres cycles frigorifiques tels que le cycle transcritique du CO<sub>2</sub> ou des cycles bi-étagés doit également être réalisée afin d'optimiser les performances de la TFP.

#### REFERENCES

- [1] Cherif H, Belhadj J. Large-scale time evaluation for energy estimation of stand-alone hybrid photovoltaic-wind system feeding a reverse osmosis desalination unit. *Energy* 2011;36:6058-6067.
- [2] Slesarenko VV. Heat pumps as a source of heat energy for desalination of seawater. *Desalination* 2001;139:405-410.
- [3] Byrne P, Miriel J, Lénat Y. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO<sub>2</sub> as a working fluid. *International Journal of Refrigeration* 2009;32:1711-1723.
- [4] Byrne P, Miriel J, Lénat Y. Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling. *Building Simulation: An International Journal* 2012;5
- [5] Byrne P, Miriel J, Lénat Y. Experimental study of a heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 1: Basic concepts and performance verification. *Applied Energy* 2011;88:1841-1847.
- [6] Byrne P, Miriel J, Lénat Y. Experimental study of a heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 2: Dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique. *Applied Energy* 2011;88:3072–3078.
- [7] Charcosset C. A review of membrane processes and renewable energies for desalination. *Desalination* 2009;245:214–231.
- [8] Alklaibi AM, Lior N. Membrane-distillation desalination: status and potential. *Desalination* 2004;171:111-131.
- [9] Loussif N, Orfi J, Sene M, Sow O, Maré T, Adj M. Transferts couplés de chaleur et de masse dans une unité de dessalement par distillation membranaire. Actes du IXème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, Lille, France, 2009.
- [10] Axaopoulos PJ, Theodoridis MP. Design and experimental performance of a PV Ice-maker without battery. *Solar Energy* 2009;83:1360–1369.
- [11] Alklaibi AM, Lior N. Transport analysis of air-gap membrane distillation. *Journal of Membrane Science* 2005;255:239-253.
- [12] Banat FA. Membrane distillation for desalination and removal of volatile organic compounds from water. Doctoral Thesis, McGill University, Montreal, Canada; 1994.