

# Etude du comportement et modélisation d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires

Laura GUIMARD<sup>1,2\*</sup>, Philippe BANDELIER<sup>1</sup>, Christian JALLUT<sup>2</sup>

<sup>1</sup> CEA, LITEN – Laboratoire des Systèmes Thermiques et Thermodynamiques  
17, rue des Martyrs – 38054 Grenoble Cedex 9, France

<sup>2</sup> Univ Lyon, Université Claude Bernard Lyon 1, CNRS, LAGEP UMR 5007, 43 boulevard du 11 novembre 1918, F-69100, VILLEURBANNE, France

\* (auteur correspondant : [laura.guimard@cea.fr](mailto:laura.guimard@cea.fr))

## Résumé

Le dessalement d'eau de mer est aujourd'hui largement utilisé pour produire de l'eau douce. Bien que les installations de distillation à multiple-effet soient des technologies matures, la source d'énergie utilisée au premier effet est décisive dans le bilan environnemental. Pour diminuer l'impact, il faudrait coupler l'installation avec des énergies primaires non polluantes et renouvelables ou bien en aval d'un procédé rejetant de la chaleur. La modélisation en dynamique permet de prédire les performances d'un tel couplage pour prendre en compte le caractère intermittent de la source. Le modèle se base sur des équations de conservation d'énergie et de masse et inclut des corrélations expérimentales pour les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer et le système de compression de vapeur optionnel.

## Nomenclature

$A_{\text{ext}}$	Surface d'échange côté évaporation, $m^2$
$A_{\text{int}}$	Surface d'échange côté liquéfaction, $m^2$
$C_p$	Capacité calorifique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$C_{p\text{eq}}$	Capacité calorifique massique équivalente, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$g$	Constante gravitationnelle, $m.s^{-2}$
$h$	Enthalpie massique, $J.kg^{-1}$
$h_{\text{iv}}$	Enthalpie massique de vaporisation, $J.kg^{-1}$
$k$	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$L_t$	Longueur des tubes, $m$
$m$	Masse, $kg$
$\dot{m}$	Débit massique, $kg.s^{-1}$
$P$	Puissance, $W$
PCF	Facteur de correction de pression, -
Pr	Nombre de Prandtl, -
Re	Nombre de Reynolds, -
$Re_n$	Rapport d'entraînement, -
$R_f$	Coefficient d'encrassement total, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$R_g$	Constante des gaz parfaits, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$r_d$	Paramètre défini dans l'équation (6), $m$
$r_i$	Paramètre défini dans l'équation (7), $m$
$r_t$	Paramètre défini dans l'équation (8), $m$
$S$	Salinité, $g.kg^{-1}$
$T$	Température, $K$
TCF	Facteur de correction de température, -
$U$	Coefficient de transfert total, $W.m^{-2}.K^{-1}$

$V$  Volume,  $m^3$

## Symboles grecs

$\alpha$	Coefficient de transfert, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$\Delta T$	Ecart de température, $K$
$\gamma$	Rapport des capacités calorifiques
$\lambda$	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$\nu$	Viscosité cinématique $m^2.s^{-1}$
$\theta$	Angle de contact, $^\circ$
$\rho$	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
$\sigma$	Tension superficielle, $N.m^{-1}$

## Indices

acc	Accumulation
b	Saumure
c	Condenseur
d	Distillat
ev	Vapeur entraînée
evap	Côté évaporation
ext	Vers l'extérieur
feed	Eau de mer arrosant les tubes
i	Numéro de l'effet
in	Entrant
liq	Côté liquéfaction
m	Vapeur motrice
out	Sortant
s	Vapeur comprimée
T	Total
v	Vapeur

# 1. Introduction

Recouvrant les trois quarts de la planète, l'eau est l'une des ressources les plus abondantes sur Terre. Malheureusement, 97% de cette eau est de l'eau salée, l'eau douce étant présente dans les nappes souterraines, rivières et lacs mais aussi piégée, en particulier aux pôles, sous forme de glace. Les effets combinés de l'accroissement démographique, de l'évolution du mode de vie et des ressources d'eau douce limitées rendent le dessalement industriel de l'eau de mer particulièrement attrayant pour pallier le manque d'eau dans les régions arides et pendant les périodes de sécheresse.

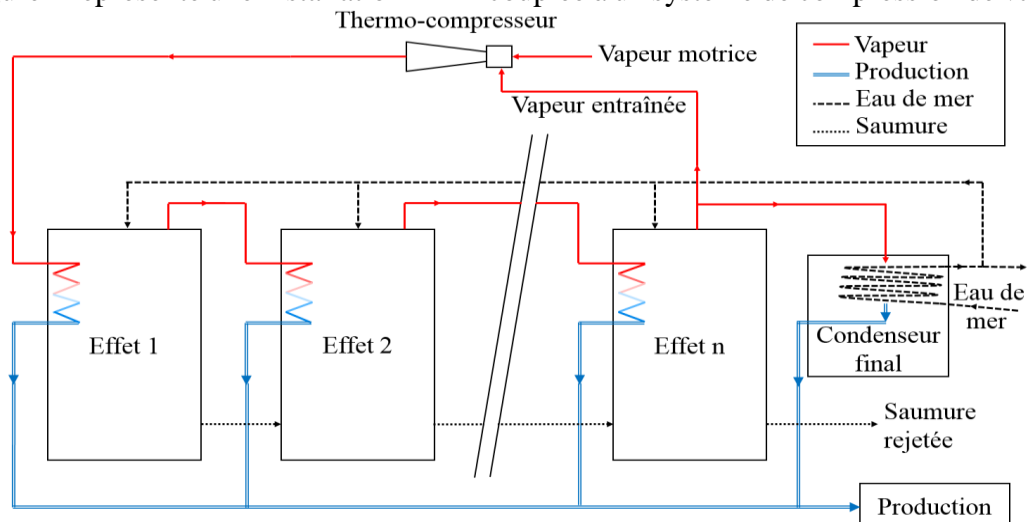
La distillation de l'eau salée grâce à un apport de chaleur est un procédé très ancien. En fournissant de l'énergie thermique à un système de dessalement, de l'eau salée est vaporisée. Le sel n'étant pas volatil, on obtient de l'eau pure en liquéfiant la vapeur produite. Le système fonctionne sous pression réduite pour limiter les phénomènes d'encrassement et de corrosion dont les effets augmentent avec la température. Le processus de distillation requiert un apport d'énergie conséquent afin de séparer les sels de l'eau de mer par vaporisation de l'eau. Une des solutions est de le coupler à des énergies renouvelables afin de réduire son impact environnemental et de ne pas épuiser les ressources de combustibles.

Dans cet article, nous faisons d'abord une description du procédé de dessalement étudié et des modèles existants, puis une présentation des différentes équations du modèle établi ainsi que la description des phénomènes physiques ayant lieu. Pour finir, nous présentons les premières conclusions de ce travail ainsi que les perspectives considérées.

## 2. Procédé de distillation à multiple-effet (MED)

Une installation MED (Multi-Effect Distillation) est composée d'un enchaînement de plusieurs enceintes, appelées effets, à des pressions et températures décroissantes. De la vapeur d'eau à une température de l'ordre de 70°C est introduite dans un échangeur de chaleur, appelé évapo-condenseur au niveau du 1<sup>er</sup> effet. L'énergie libérée par la liquéfaction de la vapeur permet de vaporiser l'eau de mer présente dans l'effet. La vapeur ainsi produite est envoyée vers le second effet afin d'être liquéfiée à son tour et provoquer l'évaporation de l'eau de mer présente. Ce processus est répété jusqu'au condenseur final.

La figure 1 représente une installation MED couplée à un système de compression de vapeur.



L'énergie à fournir à une installation de distillation multiple-effet est principalement celle nécessaire à vaporiser l'eau de mer contenue dans le premier effet. Une amélioration importante possible concerne l'apport d'énergie nécessaire à ce premier effet. Actuellement, celle-ci provient principalement d'énergies fossiles, les combustibles étant soit brûlés directement dans une chaudière (rare car très coûteux) soit utilisés au niveau d'un cycle de Rankine ou d'un moteur à combustion interne. Dans les deux cas, l'énergie thermique nécessaire au premier effet est récupérée à la source froide de ces moteurs (systèmes de cogénération). Dans le cas où un thermo-compresseur est utilisé, l'apport d'énergie se fait sous forme de vapeur haute pression -quelques bars- à l'entrée de celui-ci. Si on considère le bilan environnemental global, ces options ne sont pas durables. Ainsi pour diminuer l'impact environnemental il faudrait coupler l'installation avec des énergies primaires moins polluantes, et surtout inépuisables et disponibles.

Le principal problème qui se pose concerne la réponse de l'installation lorsque l'énergie disponible fluctue. La modélisation en régime dynamique permet ainsi de prédire les performances d'un tel système entre deux états permanents.

### **3. Modèles existants**

Pour décrire et augmenter l'efficacité du processus, des modèles physiques ont été établis. Plusieurs travaux sur des modèles en régime permanent ont été réalisés. Notamment ceux de El-Dessouky et al. [1] qui sont les plus aboutis. Plus récemment, quelques auteurs ont publié des travaux, se basant en grande partie sur ceux de El-Dessouky et al., en modifiant certains aspects. Kouhikamali [2] a réalisé une étude paramétrique afin d'évaluer l'influence de la présence et la position de réchauffeurs d'eau de mer. Le but des travaux de Kamali et al. [3] était de présenter des techniques d'optimisation des processus associant des installations MED à un système de compression de vapeur pour augmenter les performances, ainsi que d'identifier les paramètres influant le plus sur les performances de l'installation. La différence avec les travaux de El-Dessouky et al. est qu'il s'agit d'une étude paramétrique d'une installation MED combinée à un système de compression de vapeur.

Concernant la modélisation en régime transitoire, les références sont plus rares. Les travaux les plus anciens sont ceux de El-Nashar et Qamhiyeh [4]. Leur modèle présente des résultats cohérents car il a été validé expérimentalement. Ils ont considéré que la différence de température entre deux effets consécutifs était constante et formulent l'hypothèse que l'eau de mer, arrosant les tubes, rentre dans chaque effet à la température de saturation de l'effet. Aly et Marwan [5] ont proposé une version améliorée des travaux précédents, ils considèrent toujours une surface d'échange identique pour tous les effets mais ils prennent en compte l'effet de l'accumulation d'eau dans l'effet. Cependant ils ne prennent pas en compte l'effet du flash de la saumure et du condensat entre deux effets, ni celui de l'inertie de la structure ; il n'y a pas de validation expérimentale. Plus récemment, Mazini et al. [6] ont associé un système de compression de vapeur au modèle légèrement amélioré de Aly et Marwan. Les hypothèses de base du modèle restent les mêmes que précédemment mais ils proposent une comparaison avec une installation en fonctionnement. Les travaux les plus approfondis sont ceux réalisés au CIEMAT par De la Calle et al. [7, 8]. Ils ont utilisé comme support de modélisation le langage orienté objet Modelica. Ils considèrent aussi une surface d'échange identique pour tous les effets, et prennent en compte l'effet flash dû à la différence de pression entre deux effets consécutifs. Leur modèle est dédié à la description d'une installation expérimentale et comporte certains paramètres spécifiques à celle-ci. Ils ne prennent pas en compte l'accumulation d'eau

dans les échangeurs ni l'inertie de la structure et considèrent que l'eau de mer entrant dans l'effet est à saturation.

## 4. Modèle proposé

### 4.1. Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer

La concentration en sels et la température ont un effet significatif sur les propriétés physiques et thermodynamiques de l'eau de mer et par conséquent sur les échanges. Sharqawy et al. [9] ont passé en revue les corrélations existantes dans la littérature, dans la gamme de température et de pression utilisées lors du fonctionnement d'une installation MED. Leurs travaux permettent ainsi de calculer, en fonction de la température et de la salinité, la masse volumique, la capacité calorifique massique, la conductivité thermique et la viscosité de l'eau de mer. On calcule également l'enthalpie massique de vaporisation et la pression de vapeur. Enfin, on en déduit l'enthalpie spécifique et l'écart ébullioscopique (*BPE* : Boiling Point Elevation).

Les propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur pures sont basées sur les études de l'IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam) de 1997 [10].

### 4.2. Equations de bilan au niveau d'un effet

La figure 2 représente un effet d'une installation MED et dresse la liste des grandeurs en entrée et en sortie.

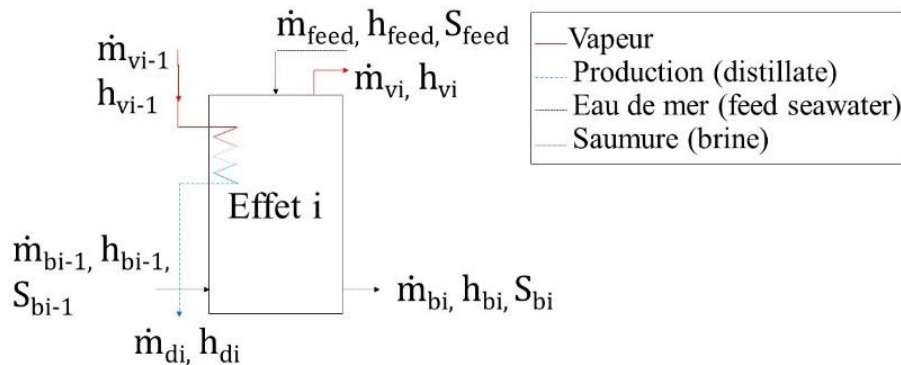


Figure 2 : Notations pour les flux entrants et sortants d'un effet

Les hypothèses principales sont les suivantes :

- l'effet est considéré comme un plateau théorique en régime transitoire du point de vue énergétique,
- la température et la pression sont uniformes,
- les flux sortants sont à l'équilibre thermodynamique.

Toute la vapeur injectée dans un effet est supposée saturée et se liquéfie sans sous-refroidissement, on peut donc écrire les équations de bilan de masse (1) et d'énergie (2) suivantes pour l'échangeur :

$$\dot{m}_{vi-1} = \dot{m}_{di} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{di} = \frac{U \cdot A_{ext}}{h_{vi-1}} * (T_{di} - T_{bi}) \quad (2)$$

Le débit de vapeur et sa température étant connus, on en déduit  $T_{bi}$ , la température de saturation de la saumure correspondant à l'effet  $i$  en supposant dans un premier temps que toute la surface des évaporateurs contribue à l'évaporation.  $U$  est calculé à partir de l'équation (3).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{evap}} + \frac{A_{ext} \ln(A_{ext}/A_{int})}{2\pi L_i \lambda} + \frac{A_{ext}}{\alpha_{liq} A_{int}} + \frac{1}{Rf} \quad (3)$$

Les coefficients de transfert  $\alpha_{evap}$  et  $\alpha_{liq}$  sont calculés à partir des corrélations développées par Gonda et al. [11] (équations (4) à (8)). Ces équations sont validées dans le cas de tubes verticaux en polymère qui sont utilisés dans une installation expérimentale disponible au CEA.

$$\alpha_{evap} = 0.0135 \cdot Re^{0.4} \cdot Pr^{0.04} \cdot \left(\frac{v^2}{g \cdot k^3}\right)^{-1/3} \quad (4)$$

$$\alpha_{liq} = 4 \cdot \left(\frac{k}{r_d^{1/2} \cdot r_t^{1/4} \cdot r_i^{1/4}}\right) \cdot \left(\frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta}\right) \quad (5)$$

$$\text{avec } r_d = \left(\frac{\sigma}{\rho_v \cdot g}\right)^{1/2} \quad (6)$$

$$\text{avec } r_t = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{liq}}{\rho_d \cdot h_v \cdot \Delta T_{liq}} \quad (7)$$

Avec  $\Delta T_{liq}$  l'écart de température entre la liquéfaction et la paroi

$$\text{avec } r_i = \left(\frac{k \cdot T_{liq}}{\rho_v \cdot h_v^2}\right) \cdot \left(\frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta}\right) \cdot \left(\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}\right) \cdot \left(\frac{R_g \cdot T_{liq}}{2 \pi}\right)^{1/2} \quad (8)$$

A partir de la valeur de la température de saturation dans l'effet  $i$  ainsi calculée, il est possible d'en déduire la surface de l'évaporateur servant à réchauffer l'eau de mer entrante jusqu'à la saturation. En soustrayant ensuite cette surface à la surface totale, on peut ainsi obtenir la surface réelle qui contribue à l'évaporation. En la réinjectant dans l'équation (2) et en corrigeant le débit de distillat de l'équation (2) de la fraction consommée par le réchauffage, on peut, après plusieurs itérations, connaître la valeur de la température de saturation correspondante à l'effet  $i$  avec précision.

Le débit de saumure sortant est exprimé en fonction des différences de pression et de niveau de saumure entre deux effets consécutifs. Les équations (9) et (10) de bilan de masse et d'énergie dans un effet permettent de calculer le volume  $V_{bi}$  de saumure accumulé dans l'effet ainsi que le débit de vapeur formé  $\dot{m}_{vi}$ .

$$\dot{m}_{vi-1} + \dot{m}_{feed} + \dot{m}_{bi-1} = \dot{m}_{di} + \dot{m}_{bi} + \dot{m}_{vi} + \frac{d(\rho_{bi} V_{bi})}{dt} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{vi-1} h_{vi-1} + \dot{m}_{feed} h_{feed} + \dot{m}_{bi-1} h_{bi-1} = \dot{m}_{vi} h_{vi} + \dot{m}_{bi} h_{bi} + P_{ext,i} + P_{acc,i} + \frac{d(\rho_{bi} V_{bi} h_{bi})}{dt} \quad (10)$$

$P_{ext,i}$  exprime les pertes thermiques de l'installation et  $P_{acc,i}$  le terme d'accumulation, détaillé dans les équations (11) et (12).

$$P_{acc,i} = m_T C_{peq} \frac{dT_{bi}}{dt} \quad (11)$$

$$\text{avec } C_{peq} = \frac{\sum_n m_n C_{pn}}{m_T} \quad (12)$$

L'équation (11) traduit l'inertie thermique du système due aux matériaux (structure, enveloppe, etc.). On utilise une capacité calorifique massique équivalente calculée par pondération massique dans l'équation (12).

Comme la pression d'équilibre vapeur - eau salée est plus faible que celle de l'eau pure à la même température, la température d'ébullition à une pression donnée de l'eau salée est plus élevée que celle de l'eau. Cette température est calculée dans l'équation (13) à partir de l'écart ébullioscopique, soit le  $BPE$ . Il est fonction de la salinité et de la température [9].

$$T_{bi} = T_{vi,sat} + BPE_i \quad (13)$$

Une fois que tous les débits sortants et le volume de saumure dans l'effet  $i$  sont calculés, on peut en déduire la concentration en sels dans la saumure sortante. Celle-ci est plus concentrée en sels que l'eau de mer entrante dans le système, l'équation de bilan de sels (14) permet de calculer la concentration en sels. L'entraînement mécanique de sel par la vapeur sous forme de brouillard salin est négligé.

$$\dot{m}_{bi-1} \cdot S_{bi-1} + \dot{m}_{feed} \cdot S_{feed} = \dot{m}_{bi} \cdot S_{bi} + \frac{d(\rho_{bi} V_{bi} S_{bi})}{dt} \quad (14)$$

### 4.3. Equations de bilan pour le condenseur final

Le condenseur final permet de liquéfier la vapeur produite au dernier effet. L'enthalpie cédée lors du changement de phase permet de réchauffer l'eau de mer circulant dans celui-ci. L'eau de mer ainsi réchauffée est ensuite introduite en haut des différents effets.

$$\dot{m}_{vi-1} \cdot (h_{vi-1} - h_{d,c}) = P_{ext,c} + P_{acc,c} + \dot{m}_{feed,c} \cdot C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (15)$$

$$\text{Avec } P_{acc,c} = m_c C_{p,c} \frac{dT_{vc,sat}}{dt} \quad (16)$$

La température et le débit d'eau de mer entrants dans le condenseur étant connus, on peut ainsi déduire, à partir de l'équation (15), la température de l'eau de mer sortant du condenseur, et également celle de l'eau de mer alimentant les différents effets en l'absence de réchauffeurs intermédiaires, en régime transitoire.

### 4.4. Thermo-compresseur

La performance énergétique d'une installation peut être considérablement augmentée grâce à un système de compression de vapeur. Il utilise l'énergie cinétique d'une vapeur d'eau à haute pression injectée dans une tuyère, pour aspirer de la vapeur d'eau basse pression et ainsi obtenir un mélange de pression moyenne utilisable en tant que vapeur de chauffe au niveau du premier effet pour être liquéfiée et permettre la vaporisation de l'eau de mer.

Du fait de la réponse dynamique des thermo-compresseurs nettement plus rapide que celle des autres composants d'une installation MED, les équations dynamiques ne sont pas prises en compte dans le modèle. Cette hypothèse de réponse quasi instantanée du thermo-compresseur comparée au reste de l'installation a été validée avec la société Veolia-Sidem, fournisseur d'installations de dessalement. Les équations (17) à (19) développées par El-Dessouky et al. [1] sont utilisées.

L'efficacité d'un éjecteur à vapeur est caractérisée par le rapport d'entraînement,  $R_{en}$ , défini comme la masse de vapeur motrice par unité de masse de vapeur entraînée.

$$R_{en} = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{ev}} = 0.296 \cdot \frac{P_s^{1.19}}{P_{ev}^{1.04}} \cdot \left(\frac{P_m}{P_{ev}}\right)^{0.015} \cdot \frac{PCF}{TCF} \quad (17)$$

$$\text{avec } PCF = 3 \cdot 10^{-7} \cdot (P_m)^2 - 0.0009 \cdot P_m + 1.6101 \quad (18)$$

$$\text{avec } TCF = 2 \cdot 10^{-8} \cdot (T_{ev})^2 - 0.0006 \cdot T_{ev} + 1.0047 \quad (19)$$

Ces équations sont valables pour  $R_{en} \leq 4$ ,  $500 \geq T_{ev} > 10^\circ\text{C}$ ,  $3500 \geq P_m \geq 100$  kPa et  $6 \geq P_s / P_{ev} \geq 1.81$ . Ce modèle est validé si le fluide moteur est de la vapeur et le gaz entraîné est de la vapeur d'eau. Ce qui correspond bien à notre cas d'étude.

#### 4.5. Caractérisation des performances du système

Les performances globales d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation peuvent être caractérisées par les 3 paramètres suivants :

- le GOR (Gain Output Ratio) représentant la masse d'eau douce produite pour chaque kg de vapeur fournie au système,
- la puissance thermique consommée,
- la production en eau douce.

Un autre paramètre extrêmement important qui est considéré est la consommation spécifique pour les différentes pompes d'extraction des fluides. En première approximation, on considère qu'elle est constante. Cette hypothèse est parfaitement valide pour la pompe qui extrait la production, par contre, à débit d'appoint constant, si la production diminue, le débit de saumure à extraire augmente et donc le rapport entre la puissance de la pompe d'extraction de la saumure et le débit de production augmente. Une régulation du débit d'appoint en fonction de la production permet de corriger ce biais et de maintenir constante la consommation spécifique totale.

#### 4.6. Améliorations du modèle envisagées

L'appoint en eau de mer dans l'installation est prélevé à la sortie d'eau de mer du condenseur final et est ensuite réparti sur les effets en remontant la ligne de distillation à travers des réchauffeurs afin d'alimenter chaque effet à une température aussi proche que possible de la température de saturation. Le réchauffage consomme ainsi un peu de vapeur prélevée au long de la ligne qui ne participe plus au multiple-effet.

L'eau douce produite à chaque effet, se trouvant à la température de condensation de l'effet correspondant, est donc chaude. Afin de récupérer l'enthalpie correspondante, le distillat transite de l'effet de tête vers le dernier effet à travers des boîtes où la pression est réduite afin de le refroidir par effet flash. La vapeur générée est réintroduite dans la ligne multiple effet, ce qui compense en partie la perte provoquée par le réchauffage de l'eau de mer.

Deux options futures sont d'intégrer les équations concernant la production de vapeur par flash à partir du distillat ainsi que celles pour le réchauffage de l'appoint en eau de mer.

## 5. Conclusion et perspectives

Un modèle physique pour caractériser les performances d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires est proposé dans cet article. Un premier modèle a été réalisé avec le langage orienté objet Modelica. Ce travail a mis en évidence un certain nombre de problèmes liés au support choisi. Les principaux sont listés ci-dessous :

- problème d'initialisation du système fonctionnant en boucle fermée : plusieurs variables doivent être imposées, ce qui n'est pas représentatif du fonctionnement réel d'une installation,
- problèmes concernant la gestion du diphasique : le liquide entrant doit être à la température de saturation pour traiter le changement de phase, or dans la réalité il existe une perte d'énergie liée au réchauffement de l'eau de mer entrante jusqu'à atteindre la température de saturation,
- sous Dymola, il est impératif de déclarer les fluides utilisés, or l'eau salée n'est pas un fluide répertorié, ce qui complexifie grandement l'utilisation de ce support.

Nous avons donc récemment opté pour la solution de coder ce modèle sur Matlab. Les résultats seront ainsi présentés ultérieurement et confrontés à des résultats expérimentaux.

### Références

- [1] El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., *Fundamentals of salt water desalination*. Elsevier (2002).
- [2] Kouhikamali, R., Thermodynamic analysis of feed water pre-heaters in multiple effect distillation systems. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013), 1157–1163.
- [3] Kamali, et al., Thermodynamic design and parametric study of MED-TVC. *Desalination* 222 (2008), 596-604.
- [4] El-Nashar et al., Simulation of the performance of MES evaporators under unsteady state operating conditions. *Desalination* 79 (1990), 65–83.
- [5] Aly et Marwan, Dynamic response of multi-effect evaporators. *Desalination* 114 (1997), 189–196.
- [6] Mazini et al., Dynamic modeling of multi-effect desalination with thermal vapor compressor plant. *Desalination* 353 (2014), 98–108.
- [7] De la Calle et al., Dynamic modeling and performance of the first cell of a multi-effect distillation plant. *Applied Thermal Engineering* 70 (2014), 410–420.
- [8] De la Calle et al., Dynamic modeling and simulation of a solar-assisted multi-effect distillation plant. *Desalination* 357 (2015), 65–76.
- [9] Sharqawy et al., Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. *Desalination and Water Treatment* 16 (2010), 354–380.
- [10] IAPWS, Release on the IAPWS, Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, *Technical Report* (1997).
- [11] Gonda et al., SOLMED: heat transfer characterization. *Desalination and Water Treatment* 57 (2016), 23052–23065.