

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en
« génie mécanique »

présenté par

KADRI Fayçal

et

ZERZAR Abdasselem



ÉTUDE D'UN SYSTÈME DE DESSALEMENT
PAR UN PROCÉDÉ
D'HUMIDIFICATION/DÉSHUMIDIFICATION
D'AIR COUPLÉ À DES CAPTEURS
SOLAIRES

ENP 2015

Mr. M.A. AIT-ALI ENP (Président)
Mr. M. BOUBEKEUR ENP (Examinateur)
Mr. H. BENNOUR ENP (Promoteur)

Je profite de cette occasion pour dédier ce modeste travail :

À celle qui m'est chère et qui m'a appris beaucoup...Ma mère ;

À celui qui m'a appris comment affronter la vie en souriant...Mon
père ;

À Mes sœurs et frères ;

À toute ma famille et mes proches ;

À tous mes amis chacun par son nom ;

À tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

KADRI Fayçal

Je profite de cette occasion pour dédier ce modeste travail :

À celle qui m'est chère et qui m'a appris beaucoup...Ma mère ;

À celui qui m'a appris comment affronter la vie en souriant...Mon
père ;

À Mes sœurs et frères ;

À toute ma famille et mes proches ;

À tous mes amis chacun par son nom ;

À tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

ZERZAR Abdessalam

Remerciements

Avant tout, nous remercions ALLAH tout puissant de nous avoir donné la volonté et le courage de mener à bien ce travail.

Nous tenons à remercier en premier lieu notre promoteur Mr. H.BENNOUR pour la confiance qu'il a placé en nous, pour sa permanente disponibilité, son investissement et ses précieux conseils qui nous ont guidés dans l'élaboration de ce travail.

Nous adressons également nos remerciements à tous les membres du jury qui ont pris le soin de consulter notre document, et de juger notre travail.

Nous adressons également nos remerciements à tous les enseignants qui ont participé à notre formation et l'aide qu'ils nous ont fournie pendant la période d'étude.

ملخص :

في هذه الدراسة، قمنا بنمذجة المبادلات الحرارية والمادية في مكونات نظام تحلية المياه عن طريق الترطيب وإزالة الرطوبة من الهواء باستعمال الطاقة الشمسية. لهذا الغرض اخترنا ثلاث حالات، أجريت المحاكاة باستخدام برنامج MATLAB. قمنا بدراسة تأثير عدة عوامل على أداء النظام. لقد تم إثبات أن الحالات التي يتم فيها منح الطاقة للماء أكثر فعالية من تلك التي تمنح فيها للهواء.
الكلمات المفتاحية: تحلية المياه، الترطيب، إزالة الرطوبة، الطاقة الشمسية.

résumé :

Dans cette étude, nous avons modélisé les transferts d'énergie et de matière au sein des composants de systèmes de dessalement par humidification déshumidification de l'air, utilisant l'énergie solaire. Nous avons considéré à cet effet trois variantes. Des simulations ont été effectuées à l'aide du logiciel MATLAB. Nous avons ainsi analysé l'influence de divers paramètres sur les performances du système. Il a été établi notamment que les variantes dans lesquelles l'énergie est fournie à l'eau sont bien plus performantes que celle où cette énergie est fournie à l'air.

Mots clés : dessalement, humidification, déshumidification, énergie solaire.

abstract

In this study, we modeled energy and matter transfers in components of air humidification dehumidification desalination system using solar energy. We considered for this purpose three options. Simulations were performed using MATLAB. We have analyzed the influence of various parameters on the system's performances. It is established that the particular options in which power is supplied to water are much more efficient than that in which the energy is supplied to air.

Key words : desalination, humidification, dehumidification, solar energy.

Table des matières

Table des matières	v
Table des figures	ix
Liste des tableaux	xi
Nomenclature	xiv
Introduction générale	1
I Présentation des différents procédés de dessalement de l'eau	3
I.1 Introduction :	4
I.2 Les différents procédés de dessalement	4
I.2.1 Les Procédés à Membranes	4
I.2.1.1 Osmose inverse	4
I.2.1.2 Procédé de dessalement par électrodialyse	6
I.2.2 Les procédés thermiques	8
I.2.2.1 Procédé de dessalement par distillation multistage (MSF)	8
I.2.2.2 procédé de dessalement par distillation à multiple effet (DME)	10

I.2.2.3	Procédé de dessalement par distillation et compression de vapeur	12
I.3	Dessalement en Algérie	13
I.4	Motivation	15
I.4.1	dessalement solaire	16
I.4.2	Dessalement pour les régions en développement	17
I.5	Qu'est-ce qu'un procédé de dessalement par humidification déshumidification	18
I.6	Types de cycle de dessalement par humidification-déshumidification	19
II Modélisation des transferts de matière et d'énergie au sein des composants des systèmes de dessalement par humidification déshumidification de l'air		22
II.1	Introduction	23
II.2	Hypothèses générales	23
II.3	Modélisation	24
II.3.1	Modélisation de l'humidificateur	24
II.3.1.1	Bilans de matière pour l'humidificateur	25
II.3.1.2	Bilans d'énergie pour l'humidificateur	26
II.3.2	Modélisation du déshumidificateur	29
II.3.2.1	Bilans de matière pour le déshumidificateur	30
II.3.2.2	Bilan d'énergie pour le déshumidificateur	31
II.3.2.3	Evaluation de la température du condensat T_p	32
II.4	Performances du système	34
II.5	Procédure de calcul	35
II.5.1	Introduction des données de base :	35
II.5.2	Introduction des paramètres	35

II.5.3	Calcul de l'humidificateur	36
II.5.3.1	Détermination des propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau aux entrées de l'humidificateur	36
II.5.3.2	Détermination des propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau aux sorties de l'humidificateur	37
II.5.4	Calcul du déshumidificateur	38
III Résultats et discussion		39
III.1	Introduction	40
III.1.1	Effet d'une variation de l'efficacité de l'humidificateur ε_H ou de celle du déshumidificateur ε_D sur l'évolution des performances des trois variantes étudiées	41
III.1.2	Effet d'une variation de la salinité sur les performances du sys- tème de dessalement par HD	47
III.1.3	Effet d'une variation de la température de l'eau d'alimentation T_{weD} (température minimale) sur l'évolution des performances du procédé de dessalement par HD	49
III.1.4	Effet d'une variation des conditions ambiantes sur l'évolution des performances du procédé de dessalement HD	52
III.1.5	Effet d'une variation de la température maximale de l'eau T_{weH} sur l'évolution des performances des variantes I et II	54
III.1.6	Effet d'une variation de la température maximale T_{aeD} sur l'évo- lution des performances de la variante III	55
Conclusion		57
References		59

Annexes	61
A Calcul des propriétés thermodynamiques	62
A.1 Humidité spécifique	62
A.2 Humidité relative	63
A.3 Enthalpie	63
A.4 Température de condensat T_p	64
A.5 Calcul de la température du bulbe humide :	64
A.6 REFPROP	65
A.7 airH2O	65
B Propriétés de l'eau saline	67
C Code MATLAB pour la variante II (CAOW-WH)	69

Table des figures

I.1	schéma de principe du procédé de dessalement par osmose inverse [1].	5
I.2	schéma de principe du procédé de dessalement par électrodialyse [2]	7
I.3	Schéma de principe du procédé de dessalement MSF [2].	9
I.4	Schéma de principe du procédé de dessalement DME [2]	11
I.5	schéma de principe d'un procédé de dessalement par distillation par compression mécanique de vapeur [2]	12
I.6	Carte géographique du manque d'eau dans le monde [8].	17
I.7	Carte mondiale de l'insolation [8].	17
I.8	schéma d'un cycle OAOW-WH	20
I.9	schéma d'un cycle CAOW-WH	20
I.10	schéma d'un cycle CAOW-AH	21
I.11	schéma d'un cycle OAOW-AH	21
II.1	Représentation schématique d'un volume de contrôle autour de l'humidificateur	25
II.2	Représentation schématique d'un volume de contrôle autour du déshumidificateur	30

III.1 Effet de l'efficacité de l'humidificateur ε_H et de celle du déshumidificateur ε_D sur l'évolution du coefficient de performance GOR	42
III.2 Effet de l'efficacité de l'humidificateur ε_H et de celle du déshumidificateur ε_D sur l'évolution du taux de production de condensat m_p	44
III.3 les performances de système en fonction des efficacités des échangeurs	47
III.4 Effet de la salinité S sur l'évolution du coefficient de performance GOR et le taux de production de condensat m_p	49
III.5 Effet de la température de l'eau à l'entrée du déshumidificateur T_{weD} sur l'évolution du coefficient de performance GOR et le taux de production de condensat m_p	51
III.6 Effet des conditions ambiantes T_{aeH} et ϕ_{eH} sur l'évolution des coefficients de performance	53
III.7 Effet de la température de l'eau à l'entrée de l'humidificateur T_{weH} sur les performances des variantes I et II	55
III.8 Effet de la température de l'air à la sortie du réchauffeur T_{aeD} sur les performances de la variante III	56
B.1 effet de la variation de la salinité sur le coefficient de performance GOR [8]	68

Liste des tableaux

I.1	Les stations de dessalement d'eau de mer en Algérie[6]	15
-----	--	----

Nomenclature

Symboles romains

\dot{H}	flux d'enthalpie [kW]
\dot{m}	débit massique [kg/s]
\dot{m}_s	débit de saumure à la sortie de l'humidificateur
c_p	Chaleur spécifique à pression constante [kJ/kg.K]
h	enthalpie spécifique (par kg d'air sec pour l'air humide, par kg d'eau pour l'eau) [kJ/kg]
h_g	Enthalpie spécifique de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide [kJ/kg]
m_p	Taux de production de condensat par kg d'eau traitée
m_r	rapport de débit d'eau sur le débit d'air sec
P	Pression [kPa]
S	Salinité [kg de sel / kg d'eau]
T	température [K]

Symboles grecs

ω	humidité spécifique de l'air [kg de vapeur d'eau/kg d'air sec]
----------	--

ϕ humidité relative de l'air

ε efficacité d'une transformation

indices supérieurs

id idéal

wb Température de bulbe humide (wet bulb temperature) [K]

indices inférieurs

a Air

D Déshumidificateur

e Entrée

f Liquide saturé

H Humidificateur

ma Air humide (moist air)

p produit (condensat)

s Sortie

w Eau (water)

max maximum

opt optimale

Acronymes / abréviations

AH avec réchauffage d'air (air heated)

CAOW-AH variante (III)

CAOW-WH variante (II)

DME procédé de dessalement par distillation à multi-effets

ED procédé de dessalement par Electrolyse

GOR coefficient de performance (gained output ratio)

MSF procédé de dessalement par distillation multistage (multi stage flash)

OAOW-WH variante (I)

OI procédé de dessalement par osmose inverse

SER Source d'énergie renouvelable

TBT Température maximale de la saumure (top brine temperature)

TSD concentration totale en matière solide

WH avec réchauffage d'eau (water heated)

Introduction générale

Du fait du développement technologique et de la démographie galopante dans le monde, les besoins en eau augmentent sans cesse, aussi bien pour l'industrie, l'agriculture que l'usage domestique. Plusieurs régions souffrent d'une pénurie d'eau, des régions souvent isolées, à climat aride ou semi-aride, disposant de ressources en eaux salines. Les conditions dans ces régions sont spécifiques et nécessitent le choix de technologies de dessalement appropriées.

Les technologies de dessalement conventionnelles sont très énergivores, polluantes, et nécessitent une infrastructure importante et une alimentation continue en énergie noble non disponible dans ces régions. Ces conditions ne sont pas faciles à réaliser partout, notamment dans les zones déshéritées où les fonds manquent pour l'infrastructure et les sources d'énergie adaptées à ces technologies inexistantes.

Le procédé de dessalement par humidification-déshumidification de l'air est tout désigné pour ces régions en développement, car étant simple à réaliser et comportant un nombre réduit de composants pouvant être réalisés de diverses façons toutes aussi simples les unes que les autres. Les températures de chauffage peuvent être assez basses (jusqu'à 60°C), plusieurs sources d'énergie pourraient convenir à ce procédé. Mais celle qui paraît être la plus adaptée, reste indiscutablement l'énergie solaire, et par bonheur, les régions concernées en sont en général bien dotées. Le procédé n'est pas adapté à

de grandes capacités de production, mais il peut traiter des eaux de n'importe quelle salinité.

Notre étude a pour objectif d'analyser plusieurs variantes d'un procédé de dessalement par humidification-déshumidification de l'air, alimenté en énergie solaire. Il s'agira d'étudier l'influence d'un certain nombre de paramètres opératoires sur les performances des variantes considérées.

Ce travail est organisé de la manière suivante :

Au chapitre I, nous ferons une présentation des différents procédés de dessalement et nous rappellerons quelques données en relation avec le problème de l'eau dans le monde et en Algérie.

Le chapitre II sera consacré à la modélisation des transferts de matière et d'énergie dans les composants principaux du procédé. Une procédure de simulation basée sur les modèles construits sera décrite à la fin du chapitre.

Les résultats des simulations effectuées seront présentés et commentés au chapitre III.

Chapitre **I**

Présentation des différents procédés de
dessalement de l'eau

I.1 Introduction :

Avant d'entamer l'analyse du procédé de dessalement par humidification déshumidification de l'air, l'analyse qui fera l'objet de chapitre suivant, il est utile de présenter les différents procédés de dessalement et de les caractériser pour voir, dans quelles applications le procédé HD pourra entrer en concurrence avec les autres.

I.2 Les différents procédés de dessalement

Les procédés de dessalement se répartissent en deux grandes catégories ; d'une part, nous avons les procédés à distillation, qui nécessitent un changement de phase (évaporation/condensation), et d'autre part, les procédés à membranes, qui font appel à des membranes sélectives qui sous l'action d'une force généralisée sépare partiellement l'eau du sel (filtration).

I.2.1 Les Procédés à Membranes

Les principaux procédés à membranes utilisés dans le domaine du dessalement sont : l'osmose inverse et l'électrodialyse.

I.2.1.1 Osmose inverse

Le procédé de dessalement par osmose inverse est basé sur l'utilisation des membranes semi-perméables (fig I.1 ci-dessous) . Ces membranes permettent le passage de l'eau mais sont imperméables aux sels. Dans des circonstances normales, lorsqu'une telle membrane est utilisée pour séparer deux solutions de différentes concentrations en sel, l'eau passe de la moins concentrée à la plus concentrée. Ce processus, appelé osmose, est un phénomène naturel. Cependant, si l'on exerce une pression suffisante sur la cuve à concentration plus élevée, il est possible d'inverser la direction de passage

de l'eau à travers la membrane, qui passera maintenant du côté à concentration plus élevée vers le côté de plus faible concentration. C'est le principe de l'osmose inverse. La pression à exercer, nécessaire pour provoquer cette inversion du flux, est déterminée par une propriété de la solution appelée "*pression osmotique*". cette pression osmotique est d'autant plus élevée que la salinité de la solution est grande. Ainsi, la pression et par suite la puissance de pompage nécessaire dans un procédé d'osmose inverse sont bien plus élevées pour le dessalement de l'eau de mer que pour celui d'une eau saumâtre.

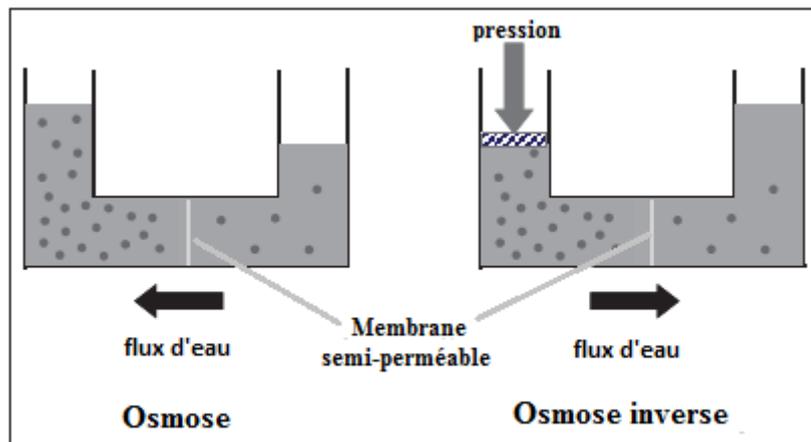


FIGURE I.1 – schéma de principe du procédé de dessalement par osmose inverse [1].

Avantages du procédé de dessalement par osmose inverse :

- Technologie mature, ayant fait ses preuves avec succès.
- Peut être utilisé pour le dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres.
- Consomme moins d'énergie que les procédés thermiques.
- Coût d'investissement plus faible que les procédés thermiques.
- Nécessite moins d'eau d'alimentation que les procédés thermiques.
- Installations de plus petite taille que les procédés thermiques.
- Les membranes produites par différents fabricants sont interchangeables, ce qui permet de ne pas dépendre d'un seul fabricant.

- Démarrage et arrêt rapides.

Inconvénients du procédé de dessalement par osmose inverse :

- Exploitation qui demande un niveau de compétence plus élevé que pour les procédés thermiques.
- Encrassement rapide des membranes.
- Variation fréquente des régimes de fonctionnement pouvant réduire la durée de vie des membranes.

I.2.1.2 Procédé de dessalement par électrodialyse

Si un liquide riche en ions est soumis à un champ électrique grâce à deux électrodes entre lesquelles on applique une différence de potentiel continue, les cations vont se diriger vers la cathode tandis que les anions vont se diriger vers l'anode. Si rien ne s'oppose à leur mouvement, les ions viennent se décharger sur les électrodes de signe contraire, il y a alors électrolyse.

L'électrodialyse repose sur la mise au point et l'utilisation des membranes imperméables à l'eau et sélectives pour les ions. Ainsi, seuls les anions peuvent traverser une membrane anionique, et seuls les cations peuvent traverser une membrane cationique. Pour construire un électro-dialyseur, on place dans un bac des membranes anioniques en alternance avec des membranes cationiques (voir figure I.2 ci-dessous). Lorsque le bac est rempli d'une solution, on crée une différence de potentiel continue entre le premier et le dernier compartiment pour créer une filtration de l'eau salée.

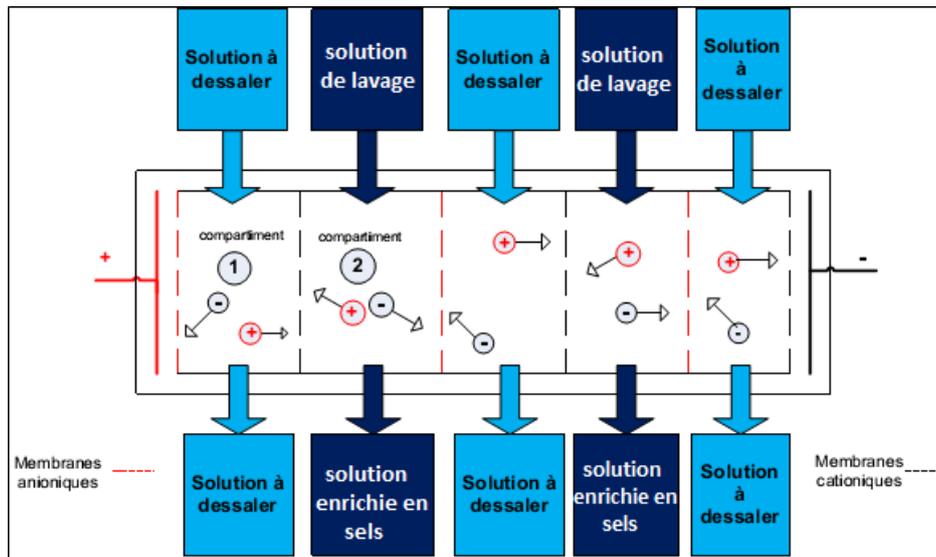


FIGURE I.2 – schéma de principe du procédé de dessalement par électrodialyse [2]

Avantages du procédé de dessalement par électrodialyse :

- Technologie mature comme l'osmose inverse.
- Consomme également moins d'énergie que les procédés thermiques.
- Coût d'investissement plus faible que les procédés thermiques.
- Nécessite moins d'eau d'alimentation que les procédés thermiques.
- Nécessite une pression de fonctionnement plus faible que le procédé par osmose inverse.
- Installation de plus petite taille que les procédés thermiques.
- Démarrage et arrêt rapides.

Inconvénients du procédé de dessalement par électrodialyse :

- Plus adapté à une eau d'alimentation dont la concentration en sel TSD entre 0.4 et 3 g/l.
- L'eau produite peut contenir encors de 10 à 50% de sel qu'elle avait au départ, alors que dans le cas l'osmose inverse il n'en reste que de 1 à 10%.

- Les particules non chargées ne peuvent être éliminées, le procédé ne peut donc pas éliminer la silice, contrairement au procédé (OI) qui l'élimine à 90%.

I.2.2 Les procédés thermiques

Les procédés de dessalement thermiques utilisent la chaleur pour évaporer l'eau à partir d'une solution à forte concentration en sel, la vapeur d'eau est ensuite condensée et le condensat récupéré.

I.2.2.1 Procédé de dessalement par distillation multistage (MSF)

Le procédé MSF est celui dont la capacité mondiale installée est la plus importante. La technologie de ce procédé utilise une succession de modules où on fait régner une pression qui va en décroissant (fig I.3).

L'eau est pressurisée puis portée à sa température maximale (TBT : température maximale de saumure) dans le réchauffeur principal. A l'entrée du premier module, où la pression est légèrement au-dessous de la pression de saturation de l'eau, une partie de cette eau s'évapore. Cette vapeur monte dans le module et rencontre un faisceau de tubes condenseurs, où elle se condense en cédant sa chaleur latente à l'eau plus froide circulant à l'intérieur des tubes, qui se réchauffe de son côté avant d'atteindre le module suivant. Le condensat est collecté et transporté dans des bacs spéciaux. L'opération se répète dans tous les modules, l'un après l'autre à mesure que leur pression décroît jusqu'au bout de la chaîne [1, 3, 4].

Avant que les autres procédés de dessalement par distillation n'entrent en concurrence avec lui, le procédé MSF était le seul à être commercialisé pour les applications de dessalement d'eau de mer à grande échelle, ce qui explique sa popularité et le fait qu'il couvre actuellement plus de 80% de la capacité installée dédiées aux procédés thermiques [5].

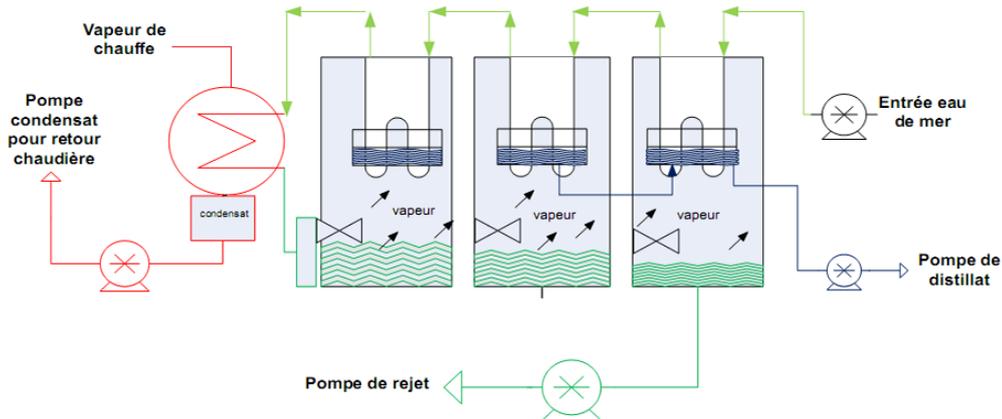


FIGURE I.3 – Schéma de principe du procédé de dessalement MSF [2].

Avantages de procédé de dessalement par distillation multistage :

- Procédé évolutif, fiable, et robuste, ce qui lui vaut de disposer de la plus grande capacité installée parmi tous les procédés de dessalement.
- Prétraitement moins lourd que le procédé de l'osmose inverse.
- Produit une eau très pure (faible TSD).

Inconvénients de procédé de dessalement par distillation multistage :

- Consommation d'énergie spécifique très élevée dans le cas des unités de petite capacité.
- Taux de production d'eau fraîche très faible, de l'ordre 10 à 15% de la quantité d'eau d'alimentation. Les besoins élevés en eau de refroidissement rend ces installations plus adaptées aux zones côtières.
- L'énergie nécessaire étant moins dépendante de la salinité que dans le cas des procédés à membranes, ce procédé est donc peu économique pour le dessalement des eaux saumâtres.
- Les besoins en produits chimiques pour la re-minéralisation sont élevés comparativement au procédé d'osmose inverse.

- Les unités de petite capacité sont plus coûteuse comparativement aux installations d'osmose inverse et de distillation par multiple effet.
- Des pressions relativement précises doivent être réalisées dans les modules pour stabiliser le fonctionnement du système, ce qui n'est pas facile si on utilise l'énergie solaire, qui est une source variable sans prévoir de stockage thermique [5].

I.2.2.2 procédé de dessalement par distillation à multiple effet (DME)

Ce procédé partage avec le MSF décrit ci-dessus le fait que l'eau de mer est introduite successivement dans des chambres, cette fois ci appelé "effet", où la pression va en décroissant [3].

Typiquement de 8 à 16 effets sont utilisés pour minimiser la consommation de l'énergie [1]. L'eau de mer est pulvérisée sur un faisceau de tubes évaporateurs, à l'intérieur desquels circule de la vapeur provenant de la source de chaleur, ce qui provoque la vaporisation d'une partie de l'eau pulvérisée. La vapeur générée est introduite dans l'effet suivant où elle va se condenser en cédant sa chaleur latente à l'eau de mer pulvérisée à une pression plus basse, Le processus se reproduit ainsi jusqu'au dernier effet où la vapeur entre dans le condenseur qui sert ici seulement à préchauffer l'eau de mer. Dans chaque effet, une partie de la saumûre se transformera en vapeur par effet flash du fait de la dépression qui se produit lors de la transition d'un effet à l'effet suivant cette partie de l'eau évaporée ne représente cependant qu'une faible contribution à la production totale du système [3].

Le distillat de chaque étape est recueilli dans un récupérateur commun puis transporté pour subir un post-traitement dont le but est de potabiliser l'eau produite (fig I.4).

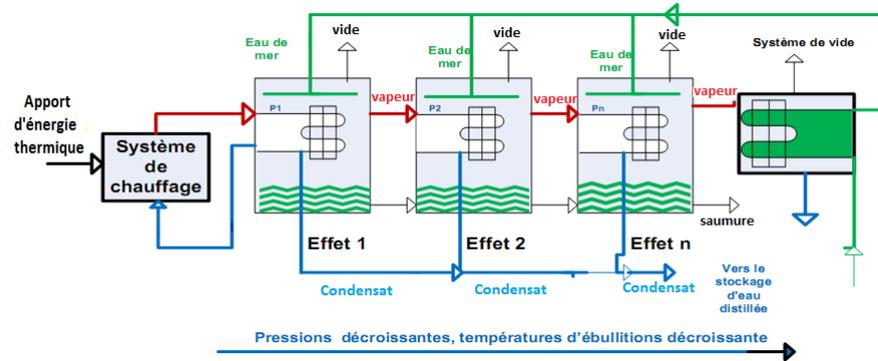


FIGURE I.4 – Schéma de principe du procédé de dessalement DME [2]

Avantages de procédé de dessalement par multiple effet :

- Actuellement, de très faibles chutes de températures par effet, de l'ordre de, 1.5 à 2.5°C ont été atteintes. Ceci permet l'utilisation d'un nombre d'effet relativement important et améliore sensiblement le coefficient de performance de l'installation même avec une température maximale aussi basse que 70°C
- Technologie à degré de maturité élevé ayant donné naissance à des centaines d'installations en fonctionnement dans le monde avec une fiabilité remarquable.
- Rendements thermodynamiques plus élevés que le MSF à des températures relativement basses. ce qui lui donne un avantage naturel pour le couplage solaire et géothermique.

Inconvénients de procédé de dessalement par multiple effet :

- Comme dans le cas du procédé MSF le procédé DME à une consommation d'énergie spécifique plus importante que celle d'un procédé de dessalement par osmose inverse.
- Il n'est rentable que si une source d'énergie thermique gratuite ou à faible coût est disponible.
- Comme pour le procédé MSF, le taux de production d'eau fraîche très faible, de l'ordre 15 à 25% de la quantité d'eau d'approvisionnement. Les besoins élevés en

eau de refroidissement rend ces installations plus adaptées aux zones côtières.

- Peu rentable pour le dessalement des eaux saumâtres pour les mêmes raisons que le MSF par rapport à l'OI et à l'ED.
- Par rapport aux installations OI, les unités de petite installations sont onéreuses.
- Les besoins en produits chimiques pour la re-minéralisation sont élevés comparativement au procédé d'osmose inverse.

I.2.2.3 Procédé de dessalement par distillation et compression de vapeur

Ce procédé peut être à un seul ou à plusieurs effets, à compression mécanique ou thermique. L'eau de mer est d'abord préchauffée jusqu'à ébullition dans un échangeur grâce à une source de chaleur, la vapeur ainsi produite est aspirée puis comprimée à l'aide d'un compresseur. La vapeur est ensuite forcée à s'écouler dans des faisceaux de tubes refroidis grâce à l'eau d'alimentation pulvérisée sur leur surface. A l'intérieur des tubes la vapeur se condense alors pour former un distillat (fig I.5).

Ce procédé connaît surtout des applications industrielles.

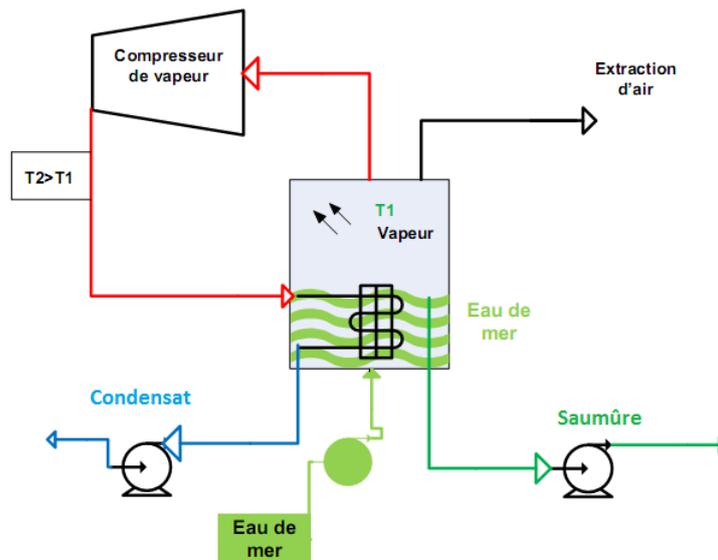


FIGURE I.5 – schéma de principe d'un procédé de dessalement par distillation par compression mécanique de vapeur [2]

Avantages de procédé de dessalement par distillation et compression de vapeur :

- Grande maturité technologique du procédé.
- Adapté à des applications de faibles capacités de production.
- Taux de production d'eau fraîche élevé jusqu'à 40% de la quantité d'eau d'approvisionnement.
- à l'instar des tous les procédés de dessalement par distillation, le procédé à compression de vapeur n'est pas aussi exigeant en pré-traitement que le procédé d'osmose inverse.
- Nécessite un prétraitement minimal par rapport au procédé OI.
- Produit une eau très faible en TSD.

Inconvénients :

- Consommation d'énergie relativement élevée (par rapport à l'osmose inverse), recommandé pour les installations de petite capacité en zones rurales.
- Nécessite quasiment la même énergie pour le dessalement de l'eau de mer que pour le dessalement d'une eau saumâtre, ce qui en fait un choix peu économique pour le dessalement des eaux saumâtres.

I.3 Dessalement en Algérie

L'Algérie, avec sa superficie de 2 381 741 km² est divisée en 48 wilayas, dont près de 80% du territoire représente une zone désertique.

L'Algérie est un pays semi-aride, voire même aride (200 à 400 mm de précipitation par an) et les ressources en eau sont faibles, irrégulières et localisées dans la bande côtière. L'apport total des précipitations serait de l'ordre de 100 milliards de m³ en

écoulements superficiels, et seulement 6 milliards de m^3 sont mobilisables en tenant compte des sites favorables techniquement (hydrologie, topographie, géologie) [6].

Comme de nombreux autres pays, l'Algérie est confrontée à un problème de pénurie d'eau. Le manque de précipitation pénalise la politique de l'eau principalement fondée sur les précipitations harnais (barrages et réserves) [7].

La demande en eau douce, croit chaque année de 4 à 5%, tandis que les ressources naturelles restent invariables pour ne pas dire qu'elles diminuent (problème de pollution de plus en plus grand). Cette équation montre que bientôt la demande sera supérieure aux ressources.

Le recours au dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres dans le cadre de la rénovation des choix et des modes de gestion de l'eau, est promue comme une alternative stratégique permettant de sécuriser l'alimentation en eau potable de certaines villes du littoral et d'agglomérations proches. Un programme d'installation d'unités de dessalement de l'eau de mer a ainsi été arrêté puis rapidement mis en œuvre.

Le tableau I.1 montre les différentes stations de dessalement à grande échelle qui existent en Algérie.

TABLE I.1 – Les stations de dessalement d’eau de mer en Algérie[6]

Nom	Wilaya	année de mise en service	Capacité (m^3/j)
kahrama Arzew	Oran	2005	90000
EL Hamma	Alger	2008	200000
skikda	skikda	2009	100000
Beni-Saf	Ain Temouchent	2009	200000
Mostaganem	Mostaganem	2010	200000
Honaine	Tlemcen	2010	200000
Ouled Ben Ayad	Alger	2010	120000
Douaouda	Alger	2010	120000
Cap Djenet	Boumerdes	2010	100000
Mactaa	Oran	2010	500000
Oued Sebt	Tipaza	2010	100000
Tenès	Chlef	2010	200000
Echatt	Tarf	2011	50000
Total	Total		2260 000

I.4 Motivation

Selon un rapport des Nations Unies sur le développement mondial de l’eau, il y a actuellement plus d’un milliard de personnes qui n’ont pas accès à l’eau potable en quantité suffisante. Selon l’UNICEF, près de 5000 enfants meurent chaque jour en raison de l’eau insalubre [8].

La demande en eau croit chaque année avec l’augmentation de la population et le développement de l’industrie. De plus, les ressources sont de plus en plus limitées à cause des problèmes de pollution. Il devient clair que la situation actuelle de l’eau ne

fera qu'empirer.

Un des objectifs du Millénaire pour le développement défini lors du sommet de l'ONU en 2000 était de réduire de moitié la population de personnes qui n'ont pas accès à l'eau potable [9]. En dépit le fait qu'il existe diverses technologies de dessalement, ayant toutes atteint un haut degré de maturité il est difficile de les implanter dans certaines régions en développement, qui n'ont pas les moyens de faire face aux coûts de leurs infrastructures importantes et à leur consommation d'énergie ; ce contexte stimule les efforts de créativité et d'innovation pour trouver de nouveaux procédés de dessalement moins exigeants en infrastructures et moins énergivores.

I.4.1 dessalement solaire

Il est clair que les zones les plus arides et les plus chaudes sont celles qui sont les victimes des pénuries d'eau les plus graves. Il se trouve que ce sont également celles qui en enregistrent les taux d'insolations les plus élevés. (voir les figures I.6, I.7) Ces zones sont souvent des régions en développement situées près de l'équateur, et l'idée d'utiliser l'énergie solaire pour conduire les systèmes de dessalement mérite toute la considération et pourra aider à trouver une solution au problème de l'eau dans ces régions.

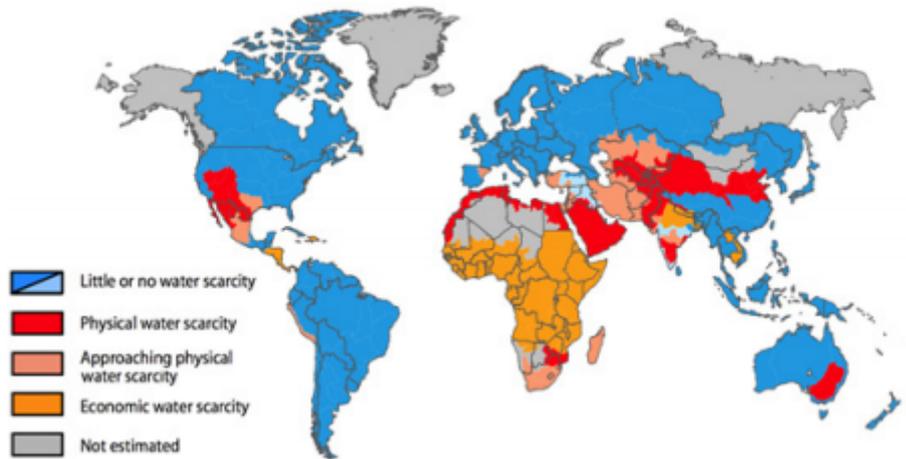


FIGURE I.6 – Carte géographique du manque d'eau dans le monde [8].

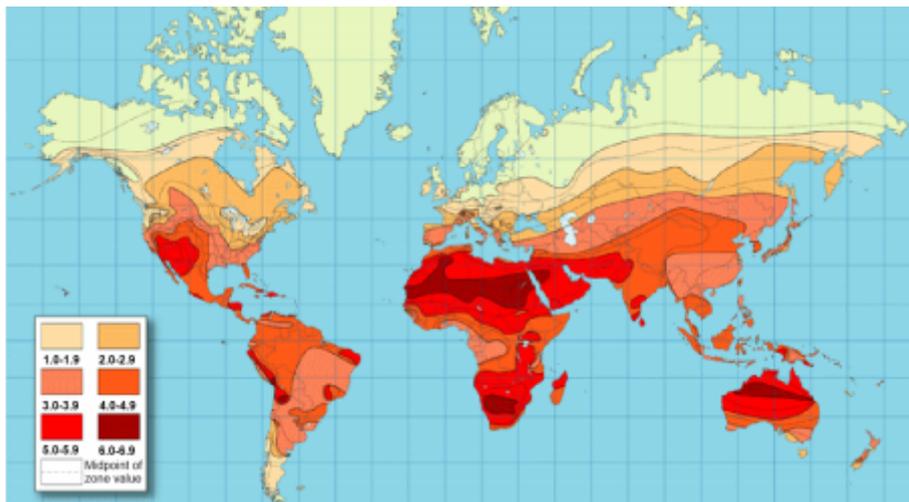


FIGURE I.7 – Carte mondiale de l'insolation [8].

I.4.2 Dessalement pour les régions en développement

Pour les régions en développement, plusieurs options de dessalement peuvent être envisagées :

- La distillation solaire est bien connue depuis longtemps. Grâce à sa simplicité, elle est utilisée partout dans le monde pour produire de l'eau fraîche. Son taux de production est faible et nécessite donc de vastes superficies de captage.

-Des systèmes utilisant l'osmose inverse peuvent être construits et installés à petite échelle afin de pouvoir être alimentés par des énergies renouvelables (éolienne, solaire). Ces systèmes prennent une grande importance dans les recherches actuelles, mais restent très coûteux.

Le dessalement par Humidification-Déshumidification de l'air représente une autre option dont les nombreux avantages en font l'objet de toutes les attentions ces dernières années. Tout d'abord, l'équipement nécessaire est simple ; il pourrait même être construit en grande partie à l'aide de matériaux disponibles localement, le procédé ne nécessite aucune infrastructure importante. Ensuite, le procédé peut être piloté entièrement à l'énergie solaire à basse température, qui est relativement peu coûteuse, son besoin en énergie électrique est minime. Par ailleurs, c'est un procédé qui ne produit aucune pollution et n'a aucun impact sur l'environnement. Enfin, il faut noter que comme les procédés de distillation, l'eau produite est d'une très haute pureté.

I.5 Qu'est-ce qu'un procédé de dessalement par humidification déshumidification

le dessalement par humidification déshumidification est un procédé qui reproduit une partie des processus impliqués dans le cycle naturel de l'eau. Dans le cycle de l'eau, l'énergie du soleil est utilisée pour évaporer l'eau des océans et autres grandes étendues d'eau, et la vapeur se mélange alors avec l'air. Lorsque la température de l'air descend, la quantité d'humidité que l'air peut contenir diminue et la vapeur précipite sous forme de pluie. L'eau douce est ensuite recueillie et utilisée.

Un distillateur solaire est la forme la plus basique d'un cycle d'humidification-déshumidification [8]. L'évaporation de l'eau se fait grâce à l'énergie solaire, la vapeur contenue dans l'air humide se recondense au contact d'une surface plus froide. L'eau

fraîche est ainsi obtenue en recueillant le condensat. Malheureusement, l'efficacité énergétique d'un distillateur est faible. Lorsque l'eau évaporée grâce à l'énergie solaire captée par le distillateur se recondense, la chaleur latente qui a servi à sa vaporisation sera dissipée dans l'environnement. Cet inconvénient est éliminé dans le procédé de dessalement par humidification-déshumidification, où la chaleur latente de vaporisation est réutilisée dans le déshumidificateur pour préchauffer l'eau d'alimentation, ce qui est de nature à conférer au système de meilleures performances.

I.6 Types de cycle de dessalement par humidification-déshumidification

Un procédé dessalement par humidification-déshumidification comprend principalement trois éléments : un humidificateur, un déshumidificateur et un capteur solaire. Le procédé est fondé sur un échange de chaleur et de matière par contact entre un écoulement d'eau et un écoulement d'air dans l'humidificateur et un échange de chaleur entre les même écoulement à travers une parois de séparation, avec condensation du coté air, dans le déshumidificateur. L'écoulement d'air aussi bien que l'écoulement d'eau peuvent avoir lieu chacun en boucle fermée ou en boucle ouverte. L'énergie nécessaire pour l'humidification de l'air, peut être fournie soit à l'eau soit à l'air.

Les différentes façons dont seront combinés ces quatre paramètres donneront lieu aux différentes variantes du procédé. Ainsi, une première variante est obtenue lorsque l'énergie est fournie à l'eau avec les deux écoulements circulant en boucles ouvertes, une telle variante sera désignée par le sigle " OAOW-WH" pour (Open Air Open Water- Water Heated) le schéma de principe de cette vaiante est présenté à la figure I.8 ci-dessous.

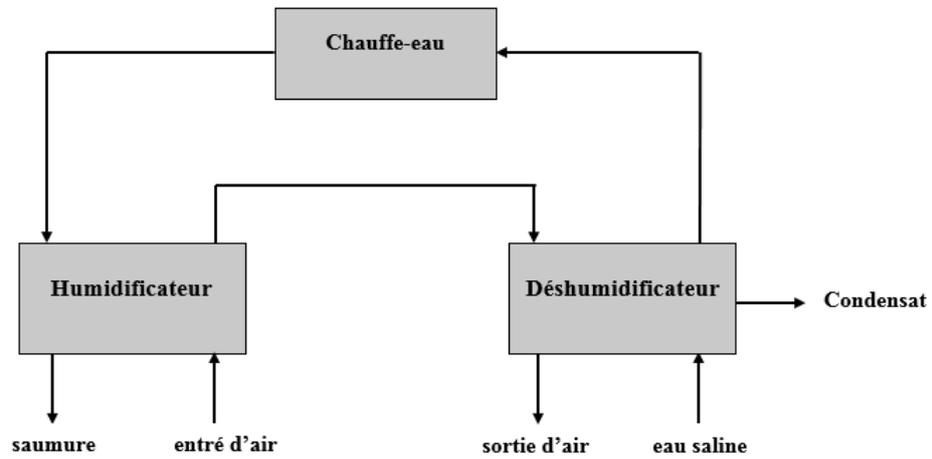


FIGURE I.8 – schéma d'un cycle OAOW-WH

de la même manière on peut définir :

La variante II : "CAOW-WH" pour (Closed Air Open Water-Water Heated) figI.9

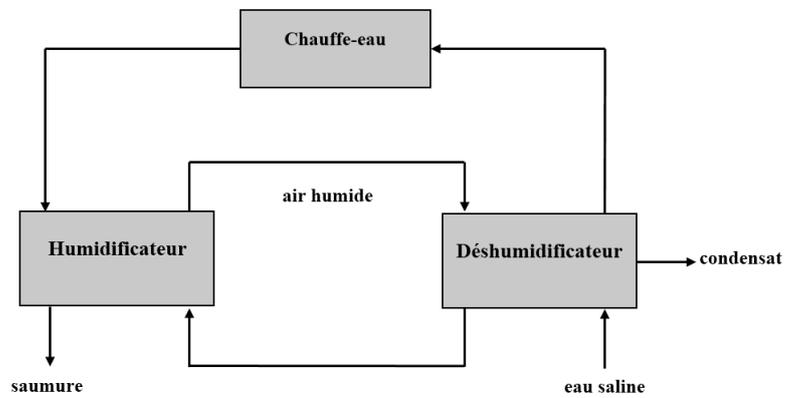


FIGURE I.9 – schéma d'un cycle CAOW-WH

La variante III : “CAOW-AH” pour (Closed Air Open Water-Air Heated) figI.10

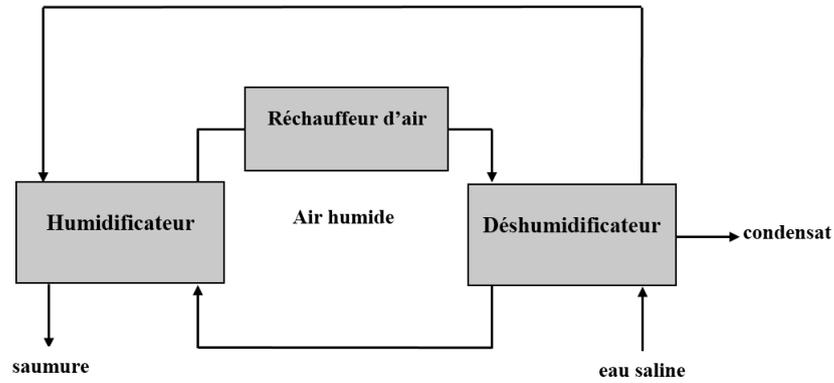


FIGURE I.10 – schéma d'un cycle CAOW-AH

La variante IV : “OAOW-AH” pour (Open Air Open Water- Air Heated) figI.11

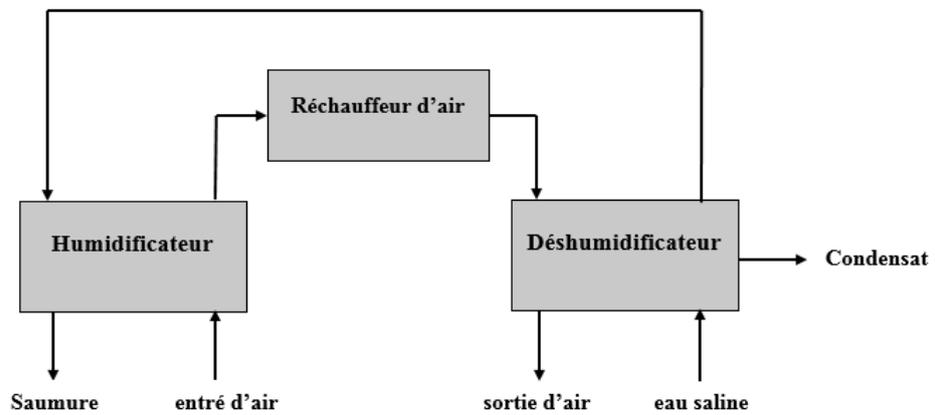


FIGURE I.11 – schéma d'un cycle OAOW-AH

Chapitre **II**

Modélisation des transferts de matière et
d'énergie au sein des composants des
systèmes de dessalement par humidification
déshumidification de l'air

II.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons étudier trois variantes d'un procédé de dessalement par humidification déshumidification de l'air :

Une première variante à boucle ouverte aussi bien pour l'eau que pour l'air, avec chauffage de l'eau dans un capteur solaire ; cette variante sera désignée par système OAOW-WH (variante I définie précédemment au chapitre I)

Une deuxième variante à boucle d'eau ouverte et chauffage d'eau comme dans la première, et à boucle d'air fermée, elle sera désignée par système CAOW-WH (voir variante II chapitre I)

Une troisième variante à boucle d'eau ouverte et boucle d'air fermée avec chauffage de l'air entre l'humidificateur et le déshumidificateur, cette dernière variante sera désignée par système CAOW-AH (voir variante III chapitre I).

Cette étude va s'appuyer principalement sur la modélisation des transferts d'énergie et de matière dans l'humidificateur et le déshumidificateur de l'installation

II.2 Hypothèses générales

Les analyses qui vont suivre sont basées principalement sur des bilans de matière et d'énergie qui nécessitent la connaissance des états thermodynamiques des fluides impliqués dans les différentes transformations qui ont lieu à travers le système ; ces fluides sont :

- **L'eau**, qui sera modélisée en tant que substance pure dont les propriétés thermodynamiques seront déterminées grâce au logiciel REFPROP, conçu à l'origine pour les fluides frigorigènes et utilisé donc dans des systèmes frigorifiques.
- **L'air humide**, considéré comme un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Ce mélange sera traité comme un gaz parfait dont les propriétés extensives sont

obtenues en sommant celles correspondantes des contenus en air sec (composé de 78.12% de N_2 ; 0.92% d'Ar et 20.96% d' O_2 en volume) et en vapeur d'eau.

- Toutes les analyses concernent le fonctionnement des systèmes en régime permanent.
- Du côté air, la pression est considérée partout égale à la pression atmosphérique.
- On néglige partout l'énergie cinétique et l'énergie potentielle des écoulements.
- On néglige également les énergies consommées par la pompe et le ventilateur devant les variations d'enthalpie à travers les différents composants du système.
- l'humidificateur et le déshumidificateur sont considérés comme adiabatiques. Ceci peut être obtenu avec une bonne isolation thermique de ces équipements.
- L'air humide est considéré saturé à la sortie de l'humidificateur et du déshumidificateur.
- La température du condensat est obtenue en moyennant les températures du bulbe humide à l'entrée et à la sortie du déshumidificateur.

II.3 Modélisation

Les transferts de matière et d'énergie entre l'air et l'eau se produisent au niveau de l'humidificateur et du déshumidificateur. Ce sont donc les deux parties du système qui seront concernées par la modélisation de ces phénomènes de transfert.

II.3.1 Modélisation de l'humidificateur

Au sein de l'humidificateur, on réalise les conditions permettant un contact direct entre l'eau et l'air qui circulent en contre-courant de telle manière qu'à sa sortie l'air sera saturé. La figure ci-après représente schématiquement un tel humidificateur. En

pointillé, nous y avons ajouté les limites d'un volume de contrôle autour de l'humidificateur avec les indices désignant les entrées et les sorties des écoulements d'eau et d'air humide.

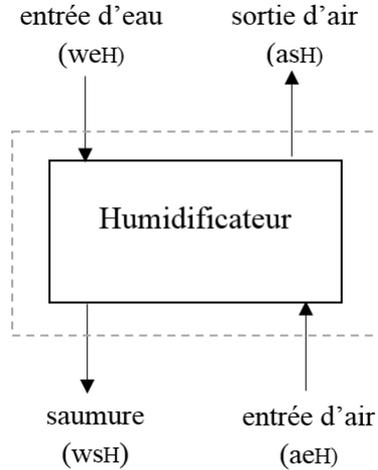


FIGURE II.1 – Représentation schématique d'un volume de contrôle autour de l'humidificateur

II.3.1.1 Bilans de matière pour l'humidificateur

Le débit d'air sec \dot{m}_a se conservant à travers l'ensemble du système, nous aurons à établir uniquement les bilans de matière sur l'eau.

Avec :

$$\dot{m}_{aeH} = \dot{m}_{asH} = \dot{m}_a \quad (\text{II.1})$$

on aura donc à travers l'humidificateur :

$$\dot{m}_{weH} + \dot{m}_a \omega_{eH} = \dot{m}_{wsH} + \dot{m}_a \omega_{sH} \quad (\text{II.2})$$

Où :

\dot{m}_{weH} , représente le débit d'eau à l'entrée de l'humidificateur.

\dot{m}_{wsH} , représente le débit d'eau à la sortie de l'humidificateur.

$\dot{m}_a \omega_{eH}$, le débit de vapeur accompagnant l'air humide à l'entrée de l'humidificateur.

$\dot{m}_a \omega_{sH}$, le débit de vapeur accompagnant l'air humide à la sortie de l'humidificateur.

En notant que le débit d'eau à l'entrée de l'humidificateur correspond au débit d'eau à traiter $\dot{m}_{weH} = \dot{m}_w$, et celui à sa sortie, au débit de saumure rejeté $\dot{m}_{wsH} = \dot{m}_S$, l'équation(II.2) peut être résolue pour calculer ce dernier :

$$\dot{m}_S = \dot{m}_w - \dot{m}_a(\omega_{sH} - \omega_{eH}) \quad (\text{II.3})$$

En divisant par \dot{m}_a , cette équation devient :

$$\frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_a} = m_r - (\omega_{sH} - \omega_{eH}) \quad (\text{II.4})$$

Où on a posé :

$$m_r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (\text{II.5})$$

Ce paramètre, qui représente la quantité d'eau nécessaire pour humidifier puis déshumidifier un kilogramme d'air, sera utilisé comme variable dans l'analyse paramétrique du procédé afin d'établir son impact sur les performances du système.

II.3.1.2 Bilans d'énergie pour l'humidificateur

Avec les hypothèses énumérées dans le paragraphe (II.2) ci-dessus, le bilan d'énergie pour un volume de contrôle autour de l'humidificateur donne :

$$\dot{m}_a h_{aeH} + \dot{m}_{weH} h_{weH} = \dot{m}_a h_{asH} + \dot{m}_{wsH} h_{wsH} \quad (\text{II.6})$$

où :

h_{weH} représente l'enthalpie spécifique de l'eau à l'entrée de l'humidificateur, elle est fonction seulement de la température de l'eau à l'entrée de l'humidificateur T_{weH} .
 h_{wsH} , l'enthalpie spécifique de l'eau à la sortie de l'humidificateur dépendant uniquement de sa température T_{wsH} .

h_{aeH} et h_{asH} , les enthalpies spécifiques de l'air humide respectivement à l'entrée et à la sortie de l'humidificateur, exprimées en kJ/kg d'air sec.

L'enthalpie spécifique de l'air humide à la température (T) exprimée en °C, ayant une humidité spécifique ω , est donnée par l'expression :

$$h_a = c_{pa}T + \omega h_g(T) \quad (\text{II.7})$$

où :

c_{pa} est la chaleur spécifique de l'air sec considérée tout au long de cette étude constante et égale à 1.0055 kJ/kg.K.

$h_g(T)$ est l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide à la température (T). Dans la présente analyse, nous avons utilisé pour le calcul de cette grandeur l'expression suivante [11] :

$$h_g(T) = 2500.9 + 1.82T \quad (\text{II.8})$$

avec h_g en kJ/kg et T en °C.

Ainsi, les enthalpies h_{aeH} et h_{asH} dépendent respectivement de T_{aeH} et ω_{aeH} , pour la première et seulement de T_{asH} pour la deuxième, étant donné qu'à la sortie de l'humidificateur l'air est considéré comme étant saturé.

En divisant les deux membres de l'équation (II.6) par le débit d'air \dot{m}_a et en tenant compte des équations (II.4),(II.7) et (II.8), on peut reformuler le bilan d'énergie dans

l'humidificateur comme suit :

$$m_r h_{weH} - [m_r - (\omega_{sH} - \omega_{eH})] h_{wsH} = c_{pa} (T_{asH} - T_{aeH}) + 2500.9 (\omega_{sH} - \omega_{eH}) + 1.82 (\omega_{sH} T_{asH} - \omega_{eH} T_{aeH}) \quad (\text{II.9})$$

Système (OAOW-WH) Dans ce cas, la température de l'eau à l'entrée de l'humidificateur T_{weH} est donnée; sa valeur correspond à celle que nous choisissons de fixer à la sortie du réchauffeur d'eau solaire. On connaît également la température de l'air à l'entrée (T_{aeH}) de même que son humidité relative à cet endroit, soit ϕ_{eH} , ce qui fixe l'humidité spécifique ω_{eH} . On sait enfin qu'à la sortie de l'humidificateur, l'air est saturé, ce qui rend son humidité spécifique fonction seulement de la température T_{asH} , soit donc : $\omega_{sH}(T_{asH})$.

Par conséquent, l'équation (II.9) ne comporte que deux inconnues : T_{wsH} et T_{asH} . Il nous faut donc une équation supplémentaire pour compléter le modèle mathématique de l'humidificateur.

Ce problème est résolu par l'introduction de l'efficacité de l'humidificateur qui est représentée par :

$$\varepsilon_H = \max(\varepsilon_{wH}, \varepsilon_{aH}) \quad (\text{II.10})$$

avec par définition :

pour l'eau :

$$\varepsilon_{wH} = \frac{\dot{m}_{weH} h_{weH} - \dot{m}_{wsH} h_{wsH}}{\dot{m}_{weH} h_{weH} - \dot{m}_{wsH}^* h_{wsH}^{id}} \quad (\text{II.11})$$

Ou, en faisant appel aux bilans de matière (eq II.3) :

$$\varepsilon_{wH} = \frac{\dot{m}_w h_{weH} - [\dot{m}_w - \dot{m}_a (\omega_{sH} - \omega_{eH})] h_{wsH}}{\dot{m}_w h_{weH} - [\dot{m}_w - \dot{m}_a (\omega_{sH}^* - \omega_{eH})] h_{wsH}^{id}} \quad (\text{II.12})$$

Soit encore en divisant par le débit d'air sec \dot{m}_a :

$$\varepsilon_{wH} = \frac{m_r h_{weH} - [m_r - (\omega_{sH} - \omega_{eH})] h_{wsH}}{m_r h_{weH} - [m_r - (\omega_{sH}^* - \omega_{eH})] h_{wsH}^{id}} \quad (\text{II.13})$$

Et pour l'air :

$$\varepsilon_{aH} = \frac{h_{asH} - h_{aeH}}{h_{asH}^{id} - h_{aeH}} \quad (\text{II.14})$$

soient encore en faisant appel aux équations (II.7) et (II.8) :

$$\varepsilon_{aH} = \frac{c_{pa}(T_{asH} - T_{aeH}) + 2500.9(\omega_{sH} - \omega_{eH}) + 1.82(\omega_{sH}T_{asH} - \omega_{eH}T_{aeH})}{c_{pa}(T_{asH}^{id} - T_{aeH}) + 2500.9(\omega_{sH}^{id} - \omega_{eH}) + 1.82(\omega_{sH}^{id}T_{asH}^{id} - \omega_{eH}T_{aeH})} \quad (\text{II.15})$$

Dans ces expressions de l'efficacité, on a :

- dans les équations (II.11), (II.12) et (II.13)

$$T_{wsH}^{id} = T_{aeH} \text{ et } h_{wsH}^{id} = h_w(T_{aeH}) \text{ et } \omega_{sH}^* = \omega(\varphi = 1, T_{asH}(T_{wsH} = T_{aeH}))$$

- et dans les équations (II.14) et (II.15)

$$T_{asH}^{id} = T_{weH} \text{ et } \omega_{sH}^{id} = \omega(\varphi = 1, T_{weH}) \text{ et } h_{asH}^{id} = h_a(\varphi = 1, T_{weH})$$

Pour déterminer laquelle des deux efficacités est supérieure, nous remarquons que les numérateurs sont équivalents (voir bilan d'énergie equation II.6), il suffira donc de comparer les dénominateurs.

II.3.2 Modélisation du déshumidificateur

Le rôle principal du déshumidificateur consiste à récupérer l'humidité de l'air sous forme de condensat. Pour ce faire, on utilise l'eau à dessaler qui arrive au niveau de température le plus bas dans le système.

Ainsi donc, le déshumidificateur sera modélisé comme un échangeur de chaleur à

surface avec condensation du côté air. Il est représenté schématiquement à la figure II.2 ci-dessous, qui montre en plus des entrées et des sorties des écoulements d'air et d'eau, une sortie (p) par laquelle l'eau fraîche produite par condensation sera récupérée.

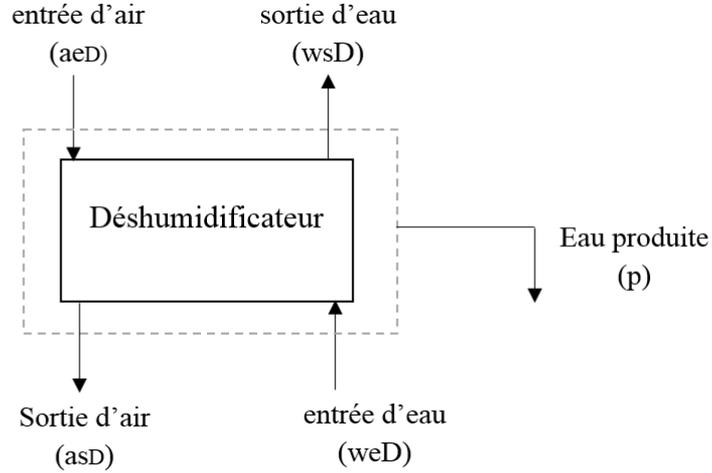


FIGURE II.2 – Représentation schématique d'un volume de contrôle autour du déshumidificateur

II.3.2.1 Bilans de matière pour le déshumidificateur

Comme dans le cas de l'humidificateur, le débit d'air reste le même à travers le système, le bilan massique pour l'eau s'écrira quant à lui comme suit :

$$\dot{m}_{weD} + \dot{m}_a \omega_{eD} = \dot{m}_{wsD} + \dot{m}_a \omega_{sD} + \dot{m}_p \quad (\text{II.16})$$

où :

\dot{m}_{weD} représente le débit d'eau à l'entrée du déshumidificateur.

\dot{m}_{wsD} représente le débit d'eau à la sortie du déshumidificateur.

$\dot{m}_a \omega_{eD}$, le débit de vapeur accompagnant l'air humide à l'entrée du déshumidificateur.

$\dot{m}_a \omega_{sD}$, le débit de vapeur accompagnant l'air humide à la sortie du déshumidificateur.

En notant que $\dot{m}_{weD} = \dot{m}_{wsD} = \dot{m}_w$, l'expression ci-dessus peut se mettre sous la

forme :

$$\dot{m}_p = \dot{m}_a(\omega_{eD} - \omega_{sD}) \quad (\text{II.17})$$

où :

\dot{m}_p représente le débit d'eau fraîche produite.

ω_{eD} et ω_{sD} , les humidités spécifiques de l'air à l'entrée et à la sortie du déshumidificateur respectivement.

II.3.2.2 Bilan d'énergie pour le déshumidificateur

Avec les mêmes hypothèses générales que pour l'humidificateur, énumérées dans le paragraphe (II.2) ci-dessus, le bilan d'énergie a pour expression dans ce cas :

$$\dot{m}_w h_{weD} + \dot{m}_a h_{aeD} = \dot{m}_w h_{wsD} + \dot{m}_a h_{asD} + \dot{m}_p h_p \quad (\text{II.18})$$

En divisant par le débit d'air \dot{m}_a et en tenant compte des équations (II.7) (II.8) et (II.17), l'équation (II.18) se mettra après quelques réarrangements sous la forme :

$$\begin{aligned} m_r(h_{wsD} - h_{weD}) = c_{pa}(T_{aeD} - T_{asD}) + (2500.9 + h_p)(\omega_{eD} - \omega_{sD}) + \\ + 1.82(\omega_{eD}T_{aeD} - \omega_{sD}T_{asD}) \quad (\text{II.19}) \end{aligned}$$

Dans cette expression, l'enthalpie du condensat à la sortie du déshumidificateur h_p dépend uniquement de la température de ce condensat T_p . Dans la présente analyse, cette température est évaluée comme la moyenne intégrée des températures de bulbe humide de l'air entre l'entrée et la sortie du déshumidificateur par la procédure décrite ci-après.

II.3.2.3 Evaluation de la température du condensat T_p

Soit T^{wb} la température de bulbe humide de l'air à un endroit donné du déshumidificateur et $d\dot{m}_p$ le taux de production de condensat à cette température, l'enthalpie correspondante à cette quantité de condensat est donnée par l'expression :

$$d\dot{H}_p = h_f d\dot{m}_p = h_f m_a d\omega \quad (\text{II.20})$$

où :

h_f est l'enthalpie du liquide saturé à T^{wb}

$d\omega$, la variation élémentaire de l'humidité spécifique de l'air à T^{wb}

Tout au long du déshumidificateur, la condensation se produira à une température de bulbe humide qui variera d'une valeur T_{aeD}^{wb} à l'entrée jusqu'à une valeur T_{asD}^{wb} à la sortie. Par conséquent, l'enthalpie du condensat cumulée entre l'entrée et la sortie du déshumidificateur s'obtient par intégration de l'expression II.20 entre T_{asD}^{wb} et T_{aeD}^{wb} , soit :

$$\dot{H}_p = \dot{m}_a \int_{T_{asD}^{wb}}^{T_{aeD}^{wb}} h_f(T^{wb}) \frac{d\omega}{dT^{wb}} dT^{wb} \quad (\text{II.21})$$

L'intégrale ci-dessus sera calculée par intégration numérique. Ensuite, on calcule l'enthalpie spécifique moyenne du condensat produit :

$$h_p = \frac{\dot{H}_p}{\dot{m}_p} \quad (\text{II.22})$$

Puis, on détermine la température de bulbe humide moyenne du condensat :

$$T_p = T(h_p) \quad (\text{II.23})$$

Dans le cas de la variante I (OAOW-WH), l'état thermodynamique de l'air à

l'entrée du déshumidificateur est connu, puisqu'il correspond à son état à la sortie de l'humidificateur, calculé au préalable. On connaît donc dans ce cas la température $T_{aeD} = T_{asH}$ et l'humidité spécifique $\omega_{eD} = \omega_{sH}$ avec $\phi = 1$.

Dans le cas de la variante III (CAOW-AH), l'état thermodynamique de l'air à l'entrée du déshumidificateur est fixé par le choix d'une valeur pour la température de l'air à la sortie du réchauffeur et son humidité spécifique à cet endroit connue à partir du calcul de l'humidificateur. En remarquant que dans le cas de la variante II (CAOW-WH) les conditions thermodynamiques de l'air humide à l'entrée du déshumidificateur sont les mêmes que celles à la sortie de l'humidificateur, comme dans le cas de la variante I, nous pouvons conclure que dans les trois variantes étudiées les conditions thermodynamiques de l'air et de l'eau à l'entrée du déshumidificateur sont connues. Par ailleurs, l'état du condensat ne dépendant, comme nous venons de l'établir, que des états de l'air à l'entrée et à la sortie du déshumidificateur, l'expression du bilan d'énergie (eq II.19) comporte deux inconnues qui sont les températures de sortie de l'air T_{asD} et de l'eau T_{wsD} .

Aussi, comme dans le cas de l'humidificateur, le problème du déshumidificateur pourra être résolu si nous connaissons son efficacité, définie par :

$$\varepsilon_D = \max(\varepsilon_{wD}, \varepsilon_{aD}) \quad (\text{II.24})$$

avec :

$$\varepsilon_{wD} = \frac{h_{wsD} - h_{weD}}{h_{wsD}^{id} - h_{weD}} \quad (\text{II.25})$$

et

$$\varepsilon_{aD} = \frac{h_{aeD} - h_{asD} - (\omega_{eD} - \omega_{sD})h_p}{h_{aeD} - h_{asD}^{id} - (\omega_{eD} - \omega_{sD}^{id})h_p^{id}} \quad (\text{II.26})$$

où

$$h_{wsD}^{id} = h_{wsD}(T_{aeD}).$$

$$h_{asD}^{id} = h_{asD}(T_{weD}).$$

$$\omega_{sD}^{id} = \omega_{sD}(T_{weD}).$$

$$h_p^{id} = h_p(T_p^{id}) = h_p(T_{aeD}, T_{weD}).$$

Dans le cas des variantes I et II , le calcul du déshumidificateur se fera après celui de l'humidificateur, puisque nous avons besoin de calculer ce dernier pour déterminer les conditions d'entrée d'air dans le déshumidificateur.

En revanche, dans le cas de la variante III, les conditions de l'air à l'entrée du déshumidificateur sont connues, on peut donc calculer en premier le déshumidificateur pour déterminer les températures de l'eau et de l'air à sa sortie, températures dont la connaissance est nécessaire pour entamer les calculs concernant l'humidificateur.

II.4 Performances du système

Les indicateurs de performance les plus utilisés dans littérature pour les procédés de dessalement thermiques sont le coefficient de performance désigné par les lettres GOR pour (gained output ratio) et le taux de production de condensat m_p .

Coefficient de performance GOR :

Ce coefficient est défini comme le rapport entre la chaleur latente utilisée pour évaporer l'eau produite sur l'énergie fournie au niveau du capteur solaire au fluide chauffé (l'eau ou l'air), ce rapport sera donc donné par l'expression suivante :

$$GOR = \frac{\dot{m}_p h_{fg}}{Q_{in}} \quad (\text{II.27})$$

h_{fg} La chaleur latente de vaporisation.

Taux de production de condensat m_p :

Il est défini comme la quantité de condensat produite par kilogramme d'eau d'alimentation. Il est donné par l'expression suivante :

$$m_p = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_w} \quad (\text{II.28})$$

\dot{m}_w étant le débit d'eau avec lequel on alimente le système.

\dot{m}_p le débit de condensat produit.

II.5 Procédure de calcul

II.5.1 Introduction des données de base :

- Pression de l'eau d'alimentation $P_w = 1MPa$
- Pression de l'air $P_a = 1atm$

II.5.2 Introduction des paramètres

- Efficacité de l'humidificateur ε_H
- Efficacité du déshumidificateur ε_D
- Température de l'air à l'entrée de l'humidificateur T_{aeH}
- Humidité relative de l'air à l'entrée de l'humidificateur ϕ_{eH}
- Température de l'eau à la sortie du chauffe-eau T_{weH}
- Température de l'air à la sortie du réchauffeur d'air T_{aeD}
- Rapport des débits $m_r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$
- Température de l'eau d'alimentation T_{weD}
- salinité de l'eau S

II.5.3 Calcul de l'humidificateur

II.5.3.1 Détermination des propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau aux entrées de l'humidificateur

.

Dans le cas de la variante I à boucle d'air ouverte (OAOW-WH) :

- l'air est admis dans l'humidificateur aux conditions atmosphériques, on calcule donc ses propriétés thermodynamiques ω_{eH} ; h_{aeH} .
- on fait de même avec l'enthalpie de l'eau à l'entrée de l'humidificateur h_{weH} , puisque son état à cet endroit est défini par la température de l'eau à la sortie du réchauffeur.

Dans le cas de la variante II à boucle d'air fermée avec réchauffage d'eau (CAOW-WH) :

- L'état thermodynamique de l'air à l'entrée de l'humidificateur est dans ce cas le même que son état à la sortie du déshumidificateur. Il sera donc déterminé en procédant par itérations successives : on commence par une valeur initiale de cette température égale à celle de l'eau à l'entrée du déshumidificateur soit $T_{aeH} = T_{weD}$. Ensuite, on exécute la procédure de calcul pour l'humidificateur puis le déshumidificateur et on effectue un test de vérification sur la température de l'air à la sortie du déshumidificateur et on reprend la procédure en posant $T_{aeH} = T_{asD}$ jusqu'à ce que la valeur de T_{asD} obtenue pour deux itérations successives soit la même à 0.01°C près.
- l'enthalpie de l'eau à l'entrée de l'humidificateur h_{weH} se détermine comme dans la première variante ci-dessus .

Dans le cas de la variante III à boucle d'air fermée avec réchauffage d'air (CAOW-AH) : pour cette variante, l'humidificateur ne pourra être calculé qu'après avoir déterminé

les températures de l'eau et de l'air aux sorties du déshumidificateur, soit T_{wsD} et T_{asD} , qui sont les mêmes que celles de l'eau et de l'air aux entrées de l'humidificateur, soit T_{weH} et T_{aeH} respectivement. Dans ce cas, la procédure de calcul doit commencer par le déshumidificateur (voir § II.5.4 ci-dessus)

II.5.3.2 Détermination des propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau aux sorties de l'humidificateur

Hypothèse : L'humidificateur sert à refroidir l'eau, dans ce cas son efficacité sera représentée par : ε_{wH} .

Pour une valeur de l'efficacité, on calcule l'enthalpie de l'eau à la sortie de l'humidificateur h_{wsH} , et par suite sa température T_{wsH} .

A partir du bilan d'énergie, on calcule l'enthalpie de l'air h_{asH} et par suite sa température T_{asH} et son humidité spécifique ω_{sH} à la sortie de l'humidificateur.

Test de validation de l'expression à utiliser pour définir l'efficacité de l'humidificateur et détermination définitive des états de l'eau et de l'air aux sorties de l'humidificateur :

On recalcule l'efficacité de l'humidificateur en supposant cette fois-ci qu'il joue le rôle de réchauffeur pour l'air, dans ce cas son efficacité sera représentée par : ε_{aH} .

Ensuite on compare cette dernière valeur à celle déjà supposée ε_{wH} .

Si $\varepsilon_{aH} < \varepsilon_{wH}$, alors on pose $\varepsilon_H = \varepsilon_{wH}$, et on valide les calculs effectués.

Si $\varepsilon_{aH} > \varepsilon_{wH}$, alors on pose $\varepsilon_H = \varepsilon_{aH}$, et on recalcule l'enthalpie de l'air à la sortie h_{asH} et par suite sa température T_{asH} et son humidité spécifique ω_{sH} . Enfin, à partir du bilan d'énergie on détermine l'enthalpie spécifique de la saumure h_{wsH} et sa température T_{wsH} à la sortie de l'humidificateur.

II.5.4 Calcul du déshumidificateur

Dans toutes les variantes, la température de l'eau à l'entrée du déshumidificateur est connue, elle nous permet donc de déterminer l'enthalpie à cet endroit h_{weD} .

Dans le cas de la variante I à boucle d'air ouverte (OAOW-WH) :

L'état thermodynamique de l'air à l'entrée du déshumidificateur est le même que son état à la sortie de l'humidificateur, état déjà défini suite au calcul de ce dernier.

Dans le cas de la variante II à boucle d'air fermée avec réchauffage d'eau (CAOW-WH) :

Là également, l'état de l'air reste le même entre la sortie de l'humidificateur et l'entrée du déshumidificateur, et le calcul des propriétés thermodynamiques de cet état suit la procédure itérative décrite plus haut au § II.5.3.1.

Dans le cas de la variante III à boucle d'air fermée avec réchauffage d'air (CAOW-AH) :

Calcul des propriétés thermodynamiques aux sorties en considérant un déshumidificateur idéal :

$$h_{wsD}^{id} = h_{wsD}(T_{aeD}).$$

$$h_{asD}^{id} = h_{asD}(T_{weD}).$$

$$\omega_{sD}^{id} = \omega_{sD}(T_{weD}).$$

$$T_p^{id} = T_p(T_{aeD}^{wb}; T_{asD}^{wb}).$$

$$h_p^{id} = h_p(T_p^{id}).$$

On procède de la même façon que dans l'humidificateur avec l'efficacité du déshumidificateur pour déterminer l'écoulement qui donne l'efficacité maximale et par suite utiliser la valeur de l'efficacité pour déterminer les conditions thermodynamiques de l'eau et de l'air à la sortie du déshumidificateur, ainsi que le taux de production de condensat m_p .

Chapitre **III**

Résultats et discussion

III.1 Introduction

Après avoir effectué plusieurs simulations sur la base du modèle mathématique présenté au chapitre II et des procédures de calcul décrites dans le même chapitre, simulations qui nous ont permis d'établir l'influence des paramètres pertinents sur les performances des systèmes analysés, nous allons à présent présenter les résultats principaux de ces simulations et les discuter.

Dans toutes les figures qui vont être présentées, le rapport de débit d'eau d'alimentation \dot{m}_w sur le débit d'air \dot{m}_a , soit m_r , a été choisi comme variable principale en fonction de laquelle seront présentés le coefficient de performance GOR et le taux de production de condensat par kilogramme d'eau d'alimentation m_p , les autres variables influentes interviennent comme paramètres pour nous permettre de mettre en évidence leur effet sur les performances des différentes variantes considérées.

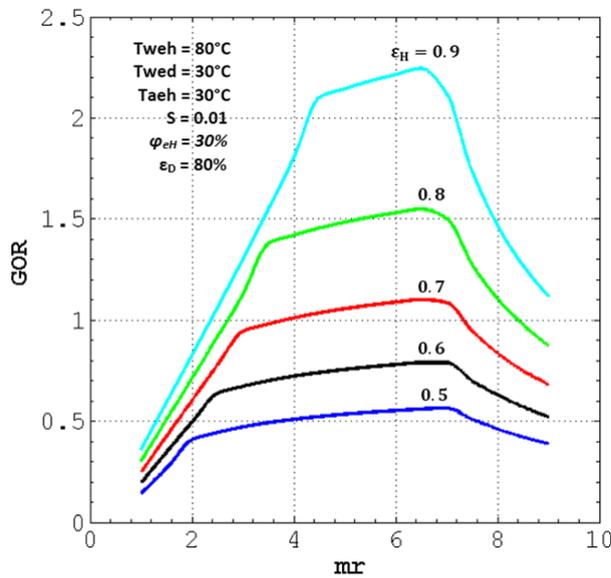
Notons de prime abord, comme observation principale, que quel que soit la variante considérée, le coefficient de performance GOR ainsi que le taux de production de condensat m_p admettent chacun un maximum qui correspond à une valeur bien définie de la variable m_r pour des conditions opératoires données. Plus encore, ces deux maxima correspondent à la même valeur de m_r , valeur qui sera donc optimale pour des conditions opératoires données. Cet optimum sera déplacé à chaque fois qu'on fera varier l'un des autres paramètres.

Nous allons donc maintenant analyser les différentes figures pour voir quel effet auront les efficacités des échangeurs ε_H et ε_D , les températures maximales (T_{weH} dans le cas des variantes avec réchauffage d'eau ou T_{aeD} dans le cas de la variante à air chaud) et minimale (T_{weD} ou T_{aeH}), l'humidité relative de l'air à l'entrée de l'humidificateur ϕ_{eH} dans le cas de la variante I à boucle d'air ouverte et enfin la salinité de l'eau à traiter, sur la valeur optimale de m_r .

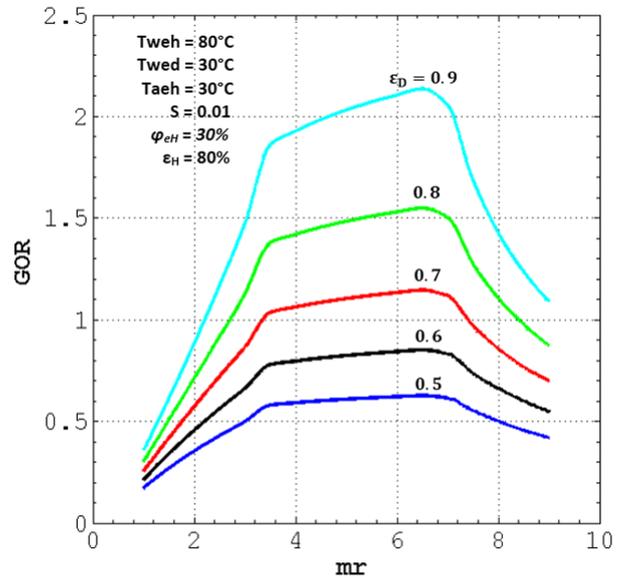
III.1.1 Effet d'une variation de l'efficacité de l'humidificateur ε_H ou de celle du déshumidificateur ε_D sur l'évolution des performances des trois variantes étudiées

Pour étudier l'effet de l'efficacité ε_H ou ε_D sur les courbes de performance des différentes variantes, nous avons fixé les conditions opératoires comme suit : Salinité $S = 0.01$ pour toutes les variantes.

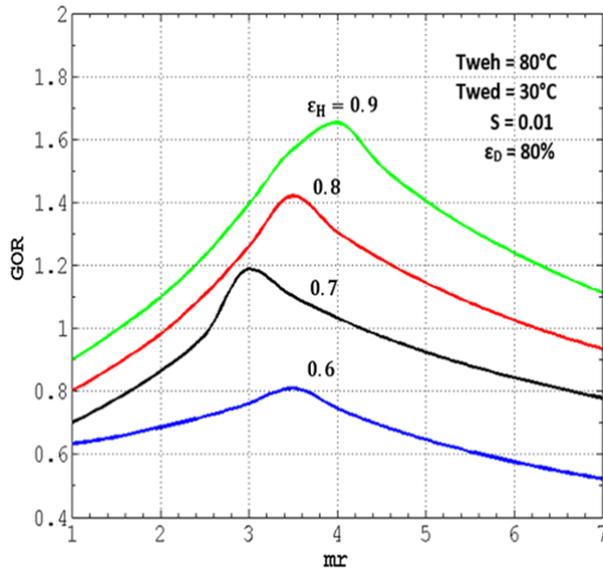
- $T_{weh} = 80^\circ\text{C}$ dans les deux variantes I et II avec réchauffage d'eau.
- $T_{wed} = 30^\circ\text{C}$ pour toutes les variantes.
- ε_D ou $\varepsilon_H = 80\%$.
- $T_{aeh} = 30^\circ\text{C}$ pour la variante I à boucle d'air ouverte.
- $\phi_{eH} = 30\%$



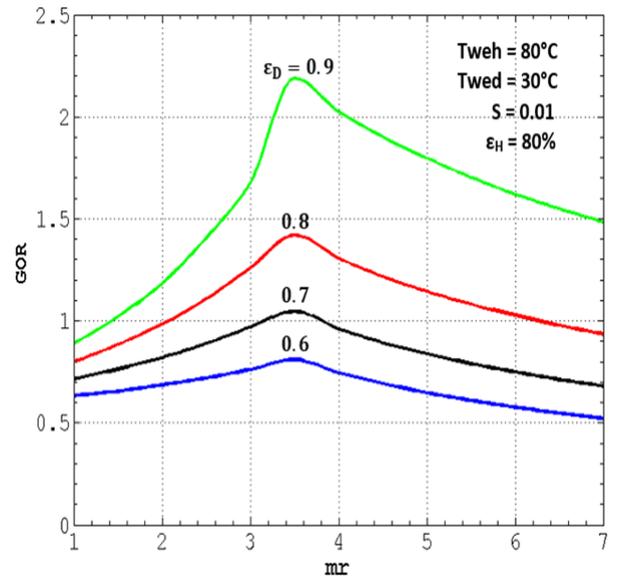
(a) OAOW-WH



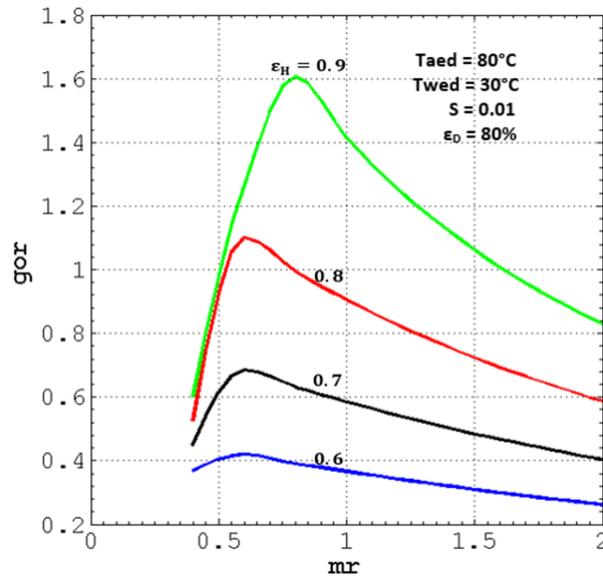
(b) OAOW-WH



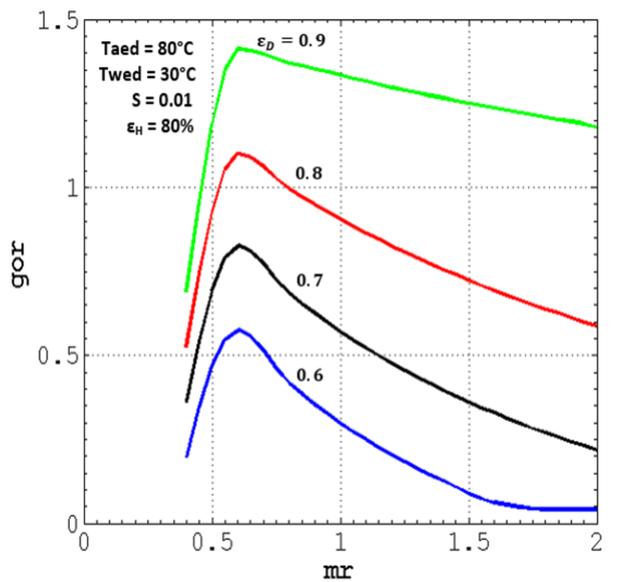
(c) CAOW-WH



(d) CAOW-WH

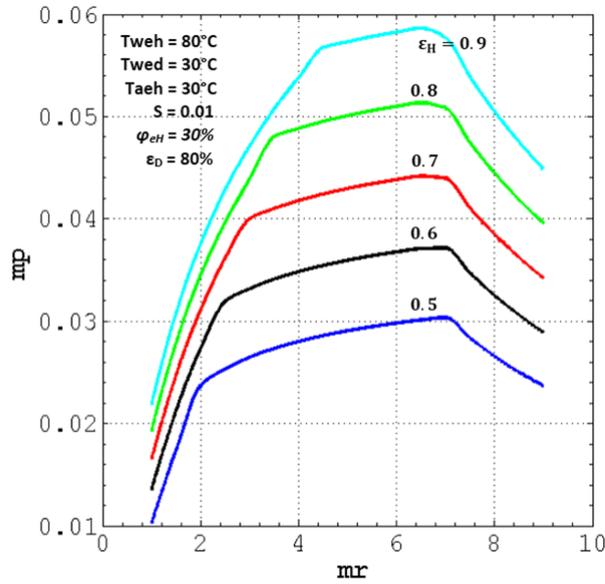


(a) CAOW-AH

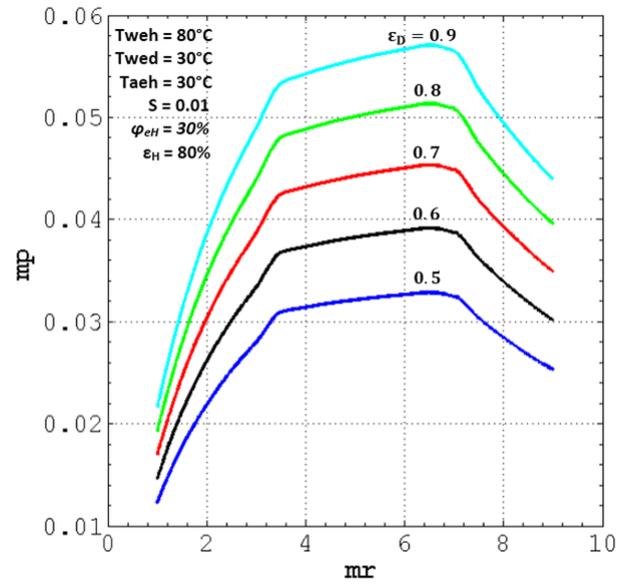


(b) CAOW-AH

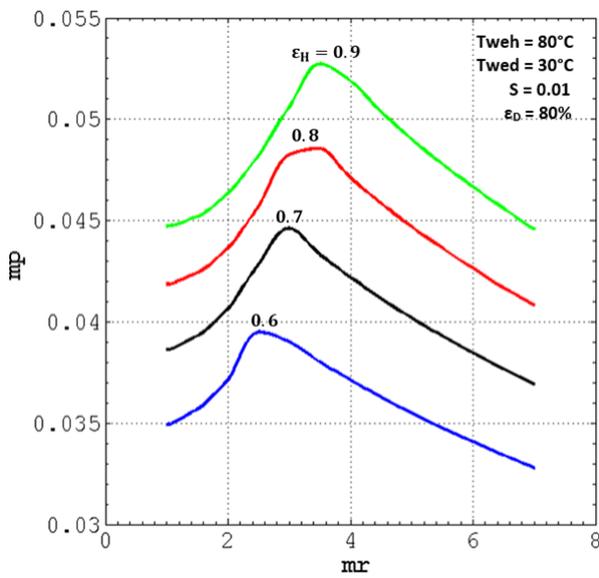
FIGURE III.1 – Effet de l'efficacité de l'humidificateur ϵ_H et de celle du déshumidificateur ϵ_D sur l'évolution du coefficient de performance GOR



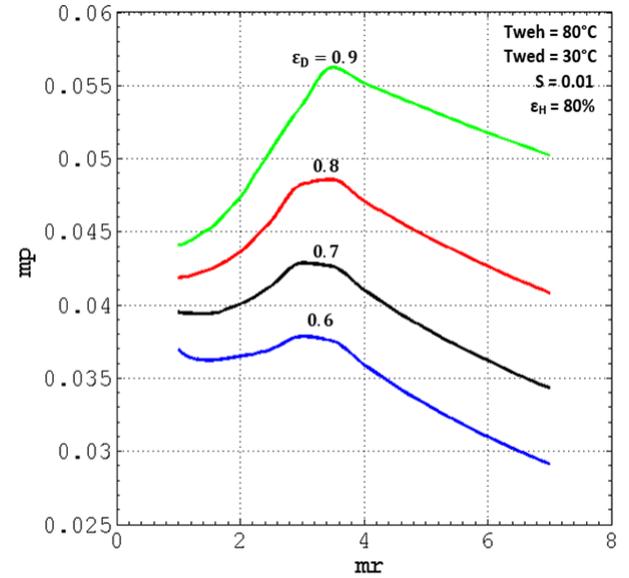
(a) OAOW-WH



(b) OAOW-WH



(c) CAOW-WH



(d) CAOW-WH

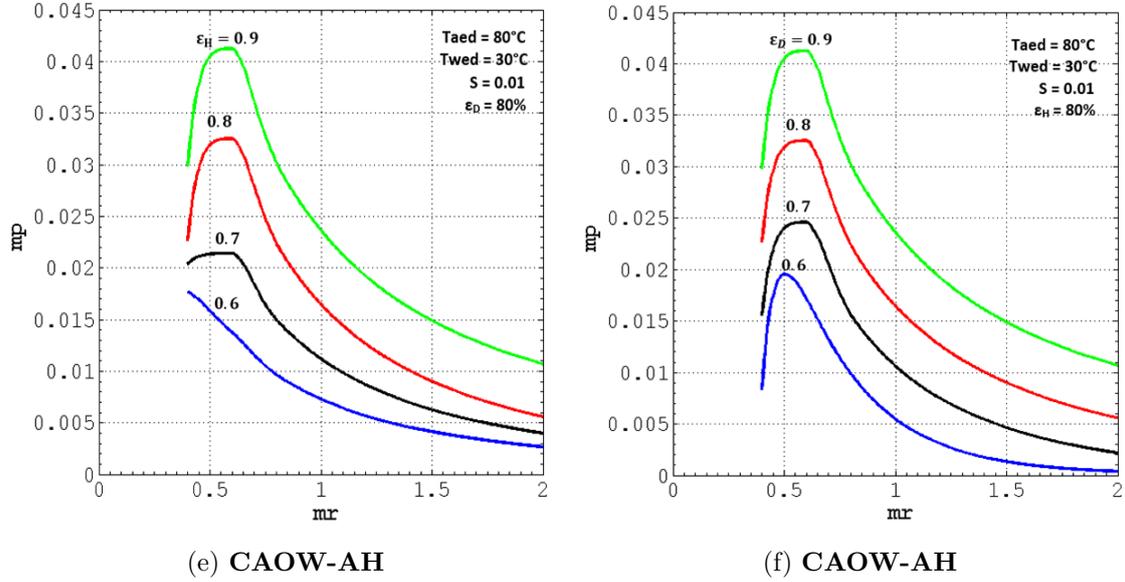


FIGURE III.2 – Effet de l’efficacité de l’humidificateur ε_H et de celle du déshumidificateur ε_D sur l’évolution du taux de production de condensat m_p

Les figures III.1a à III.1b présentent l’effet que peut avoir une variation de ε_H ou de ε_D sur le coefficient de performance GOR ; tandis que les figures III.2a à III.2f présentent leur effet sur le taux de production de condensat m_p et ce, pour les trois variantes étudiées.

Tout d’abord, on peut observer à partir de ces figures pour les valeurs de ε_H et ε_D données, la valeur optimale de m_r est la plus petite dans la variante III à boucle d’air fermée avec réchauffage d’air (CAOW-AH). Cette valeur se situe autour de (0.5 à 0.6) (fig III.1a et III.1b et fig III.2e et III.2f). Ainsi par exemple, pour $\varepsilon_H = \varepsilon_D = 0.8$, on peut relever les valeurs : $(m_r)_{opt} = 0.6$, $(GOR)_{max} = 1.102$ et $(m_p)_{max} = 0.03252$.

Ensuite, dans le cas de la variante II à boucle d’air fermée, l’optimum se déplace vers des valeurs de m_r relativement plus élevées, entre 3 et 3.5 qui donnent des valeurs également améliorées des performances GOR et m_p (fig III.1c et III.1d , fig III.2c et III.2d). On a ainsi dans ce cas par exemple toujours pour $\varepsilon_H = \varepsilon_D = 0.8$: $(m_r)_{opt} = 3.5$; $(GOR)_{max} = 1.42$ et $(m_p)_{max} = 0.04856$.

Enfin, dans le cas de la variante I, avec les deux boucles ouvertes et réchauffage d'eau, les performances sont encore meilleures pour des valeurs de m_r largement plus grandes, pouvant atteindre 7. Toujours pour $\varepsilon_H = \varepsilon_D = 0.8$, on peut relever pour ce cas sur les figures III.1a et III.1b, III.2a et III.2b : $(m_r)_{opt} = 6.5$; $(GOR)_{max} = 1.55$ et $(m_p)_{max} = 0.05143$.

Si nous comparons les résultats obtenus pour les trois variantes avec un même débit d'air, en nous rappelant que : $\dot{m}_w = m_r \cdot \dot{m}_a$ et $\dot{m}_p = m_p \cdot \dot{m}_w = m_r \cdot m_p \cdot \dot{m}_a$. On obtient :

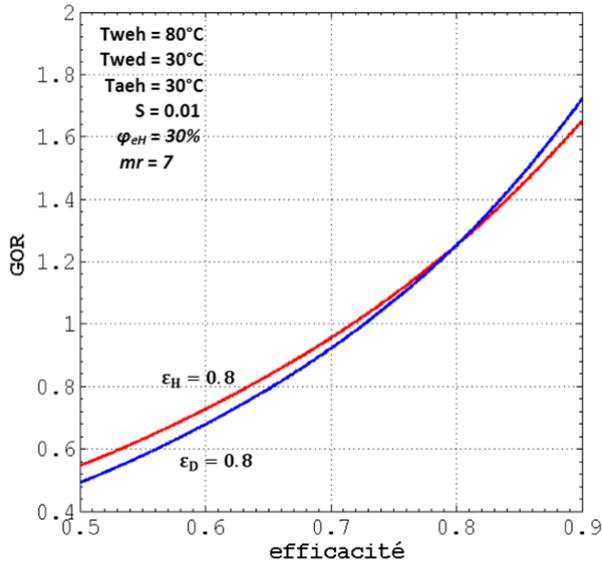
$\dot{m}_{pOAOW-WH} = 1.96 \dot{m}_{pCAOW-WH} = 17.13 \dot{m}_{pCAOW-AH}$ Ce qui signifie que pour un même débit d'air \dot{m}_a , lorsqu'on passe de la variante III à la variante I, le débit d'eau à traiter sera multiplié seulement par un facteur de 10.83 alors que le débit de condensat produit sera 17 fois plus important.

Remarquons cependant, que pour la variante I, le taux de croissance des performances est très rapide au début, jusqu'à des valeurs de m_r comprises entre 2 et 4 selon les niveaux d'efficacité de l'humidificateur et du déshumidificateur ; puis le taux de croissance devient beaucoup plus lent jusqu'à l'optimum qui est toujours proche de 7.

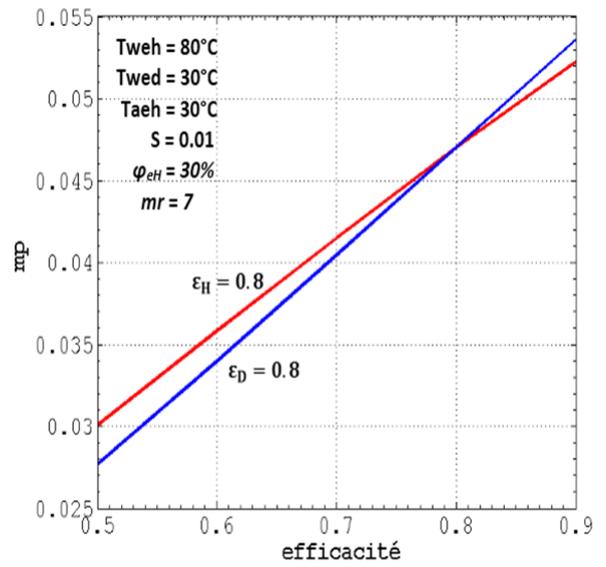
Dans toutes les variantes, les performances s'améliorent lorsqu'on augmente l'efficacité de l'humidificateur ou celle du déshumidificateur ou encore les deux efficacités en même temps.

Sur les figures III.3a à III.3f, nous avons représenté l'évolution du coefficient de performance GOR et du taux de production de condensat m_p alternativement en fonction de l'une des efficacités en fixant la valeur de l'autre à 0.8.

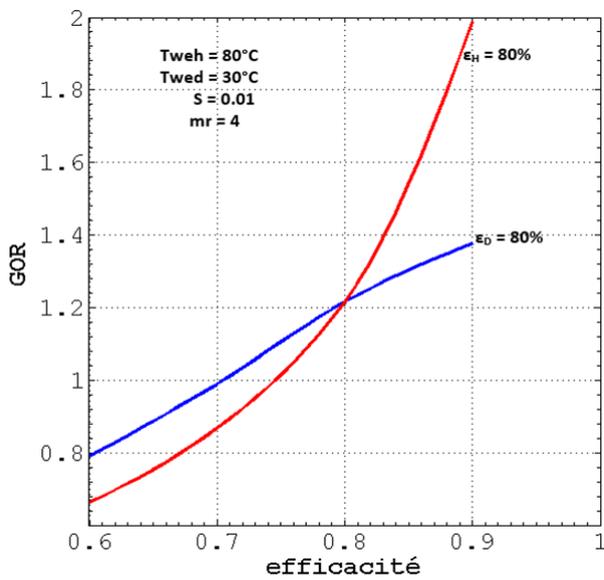
Nous remarquons sur ces figures qu'une variation de ε_H a plus d'effet sur les variantes I et III qu'une variation de ε_D . A l'inverse, une variation de ε_D a plus d'effet sur les performances de la variante II qu'une variation de ε_H .



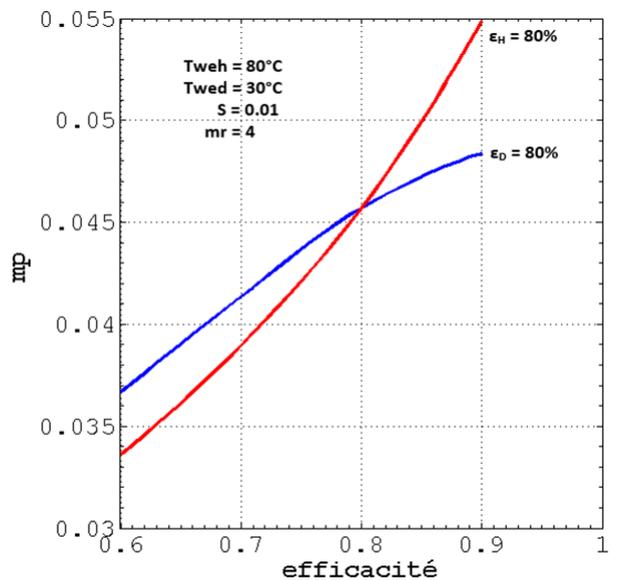
(a) OAOW-WH



(b) OAOW-WH



(c) CAOW-WH



(d) CAOW-WH

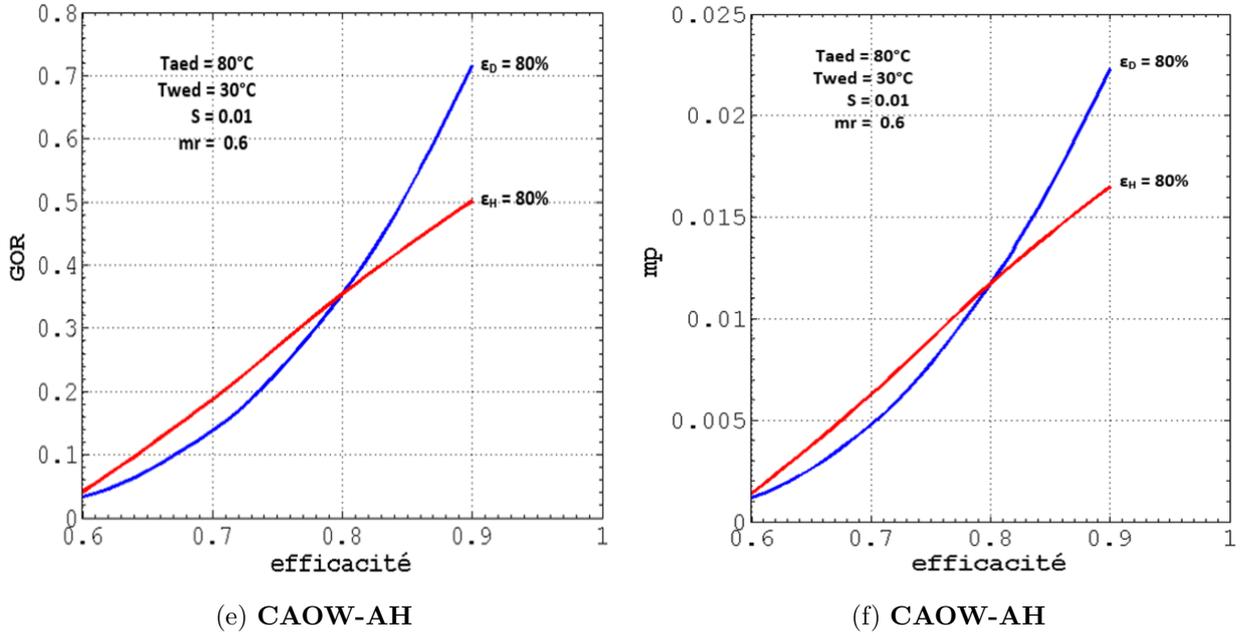
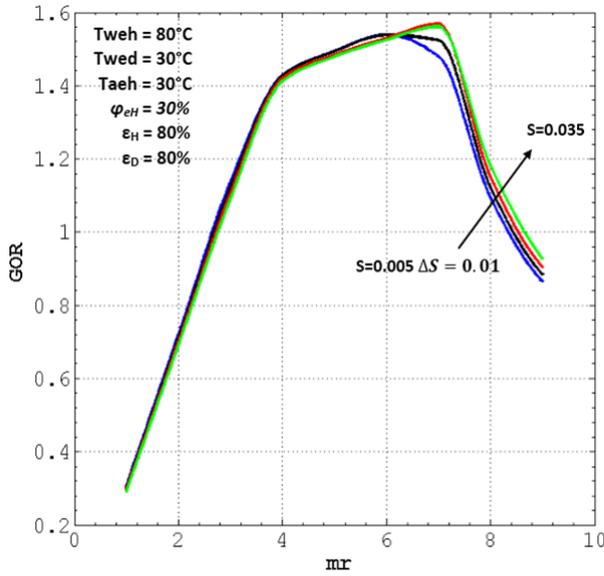


FIGURE III.3 – les performances de système en fonction des efficacités des échangeurs

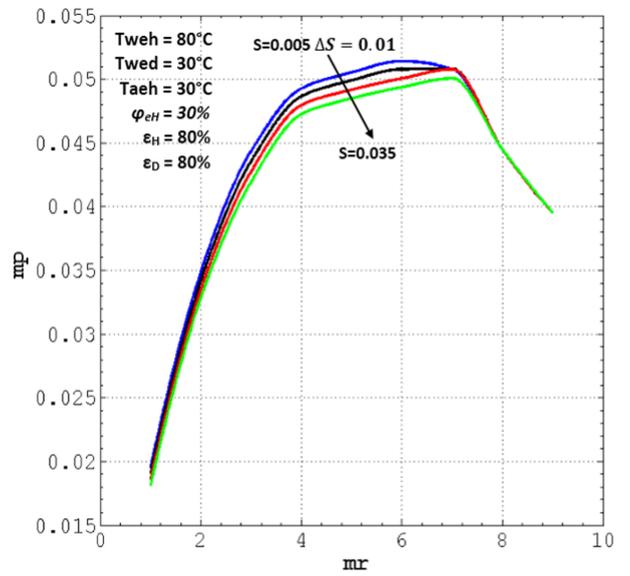
III.1.2 Effet d'une variation de la salinité sur les performances du système de dessalement par HD

Les figures III.4a à III.4f présentent l'effet de la salinité de l'eau à traiter sur l'évolution des courbes de performance pour les trois variantes. On voit immédiatement à partir de ces résultats que la salinité de l'eau n'a quasiment pas d'impact sur les performances du système de dessalement par HD et ce, pour toutes les variantes étudiées. En effet, les courbes paramétrées par la concentration en sel ne se séparent que très légèrement au voisinage de l'optimum en ce qui concerne le taux de production de condensat dans les trois variantes et pour le coefficient de performance dans les variantes I et III. Ce résultat a été également établi par d'autres auteurs [11] comme le montre la figure B.1 insérée à l'annexe B. Par conséquent, nous avons choisi de fixer la valeur de la salinité à $S=0.01$ pour l'établissement de tous les autres résultats de la présente analyse. Cette valeur de la salinité représente assez bien les réserves des eaux

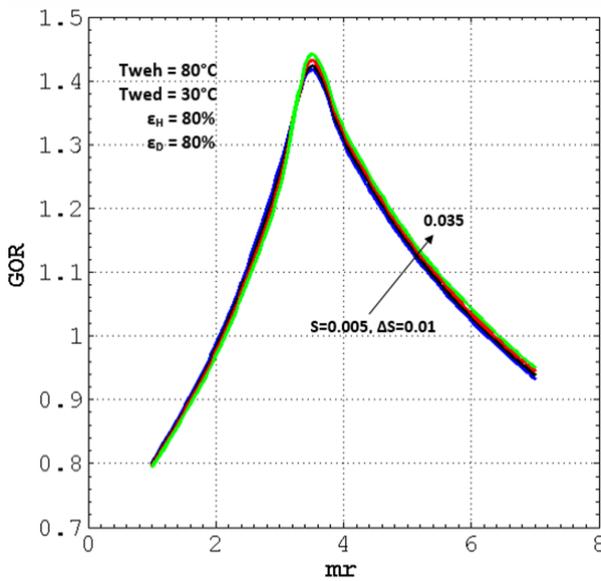
saumâtres pour lesquelles ce procédé est bien adapté.



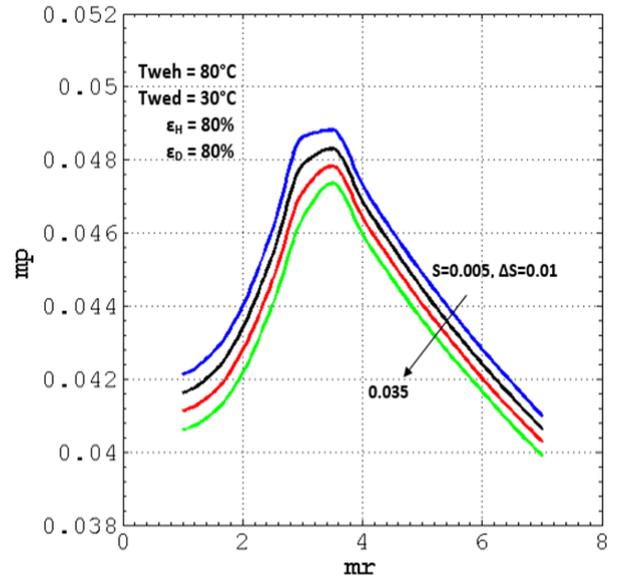
(a) OAOW-WH



(b) OAOW-WH



(c) CAOW-WH



(d) CAOW-WH

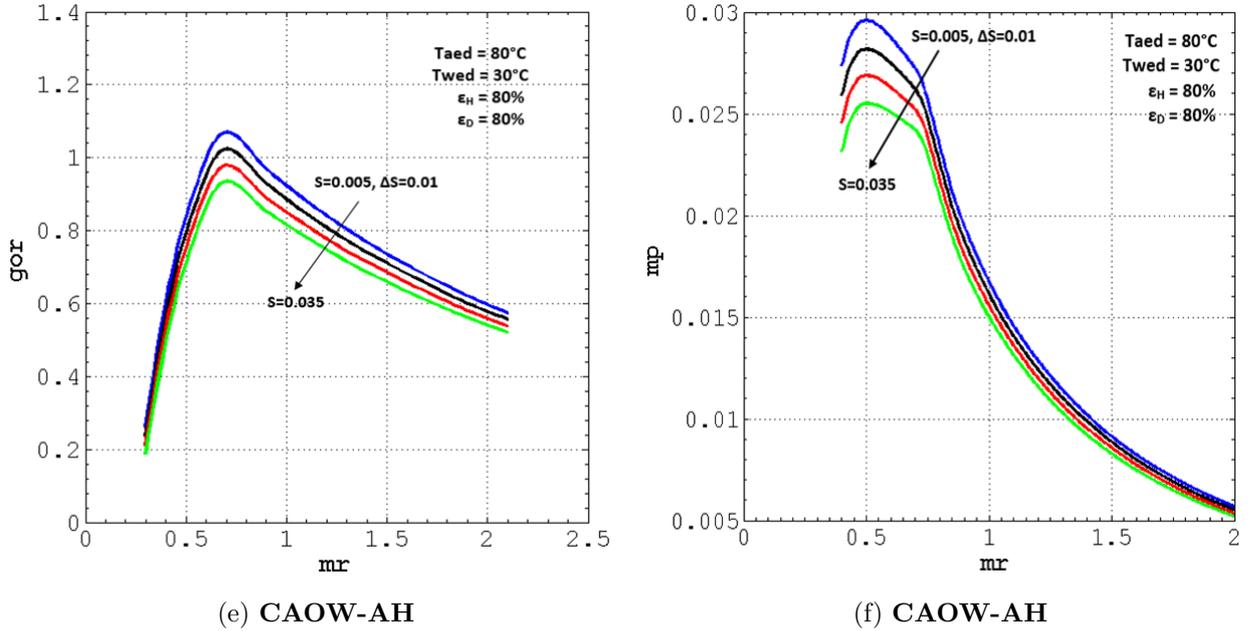
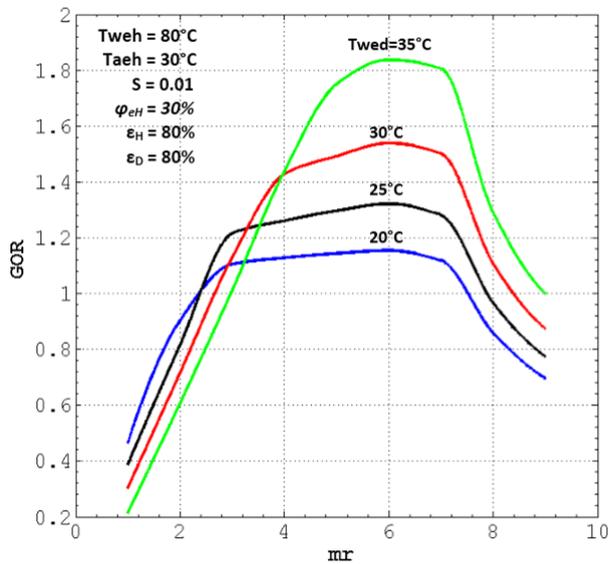


FIGURE III.4 – Effet de la salinité S sur l'évolution du coefficient de performance GOR et le taux de production de condensat m_p

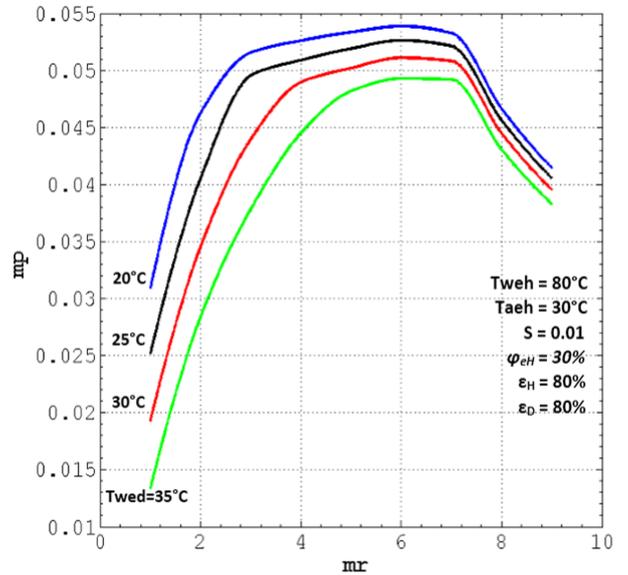
III.1.3 Effet d'une variation de la température de l'eau d'alimentation T_{weD} (température minimale) sur l'évolution des performances du procédé de dessalement par HD

Cette température dépend des conditions des réserves d'eau à traiter, et peut varier dans des limites assez restreintes. Nous avons opté ici pour une plage de variation allant de 20°C jusqu'à 40°C pouvant correspondre à des limites de température d'eau non exposée à la surface en hiver et en été respectivement. L'effet d'une variation de cette température sur les performances des trois variantes considérées est représenté aux figures III.5a à III.5f. On relève comme résultat saillant de l'analyse de ces figures que le coefficient de performance croît avec T_{weD} tandis que le taux de production de condensat décroît avec cette température. Remarquons cependant que ces tendances

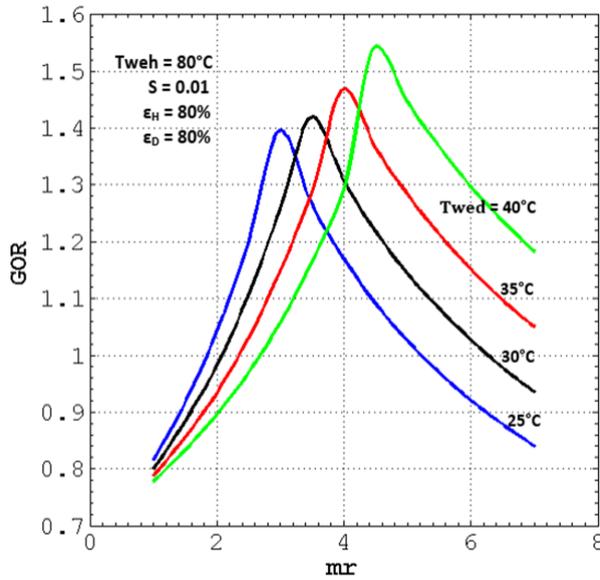
sont beaucoup plus prononcées sur les courbes de la figure III.5a représentant l'évolution du GOR pour la variante I et celles de la figure III.5d représentant l'évolution du taux de condensat m_p pour la variante II. Autrement dit, lorsque la température de l'eau d'alimentation augmente, le gain sur le coefficient de performance du procédé OAOW-WH (variante I) sera plus important que pour les autres variantes, tandis que la perte sur le taux de production de condensat sera plus important pour le procédé CAOW-WH (variante II).



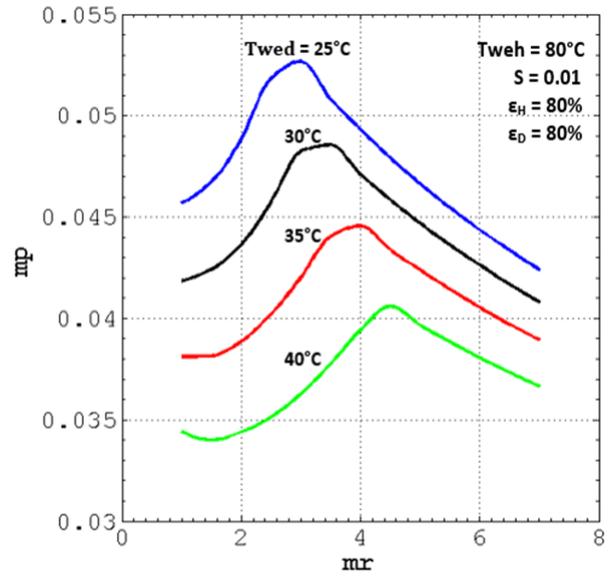
(a) OAOW-WH



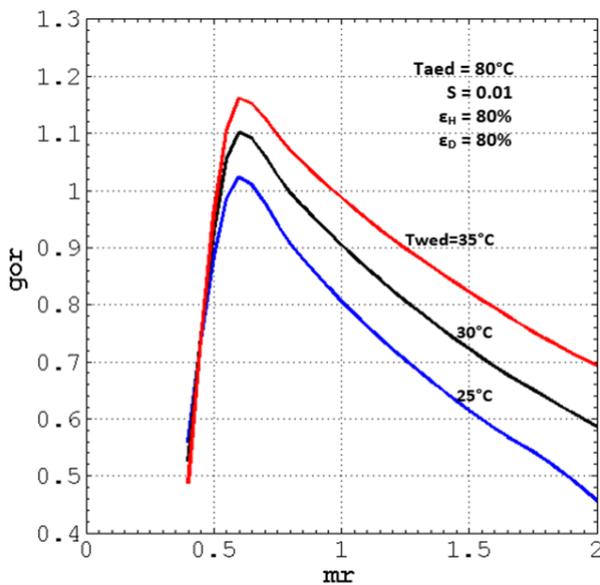
(b) OAOW-WH



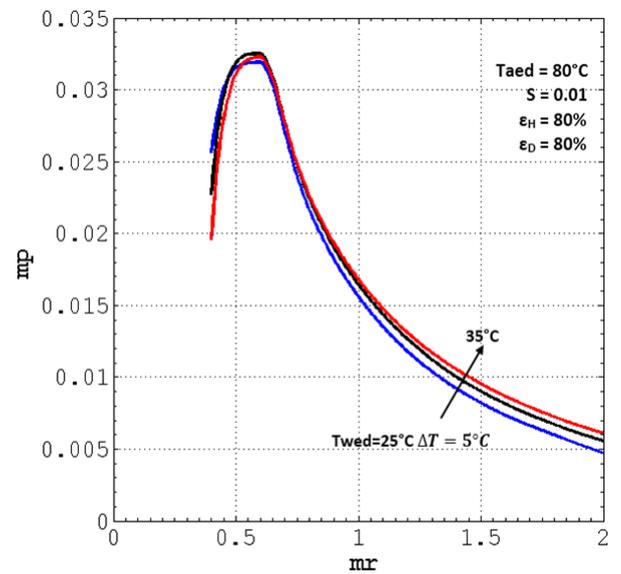
(c) CAOW-WH



(d) CAOW-WH



(e) CAOW-AH



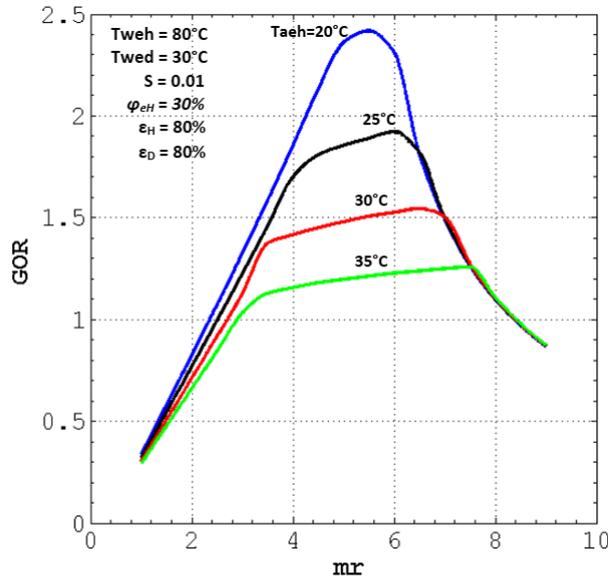
(f) (CAOW-AH)

FIGURE III.5 – Effet de la température de l'eau à l'entrée du déshumidificateur T_{weD} sur l'évolution du coefficient de performance GOR et le taux de production de condensat m_p

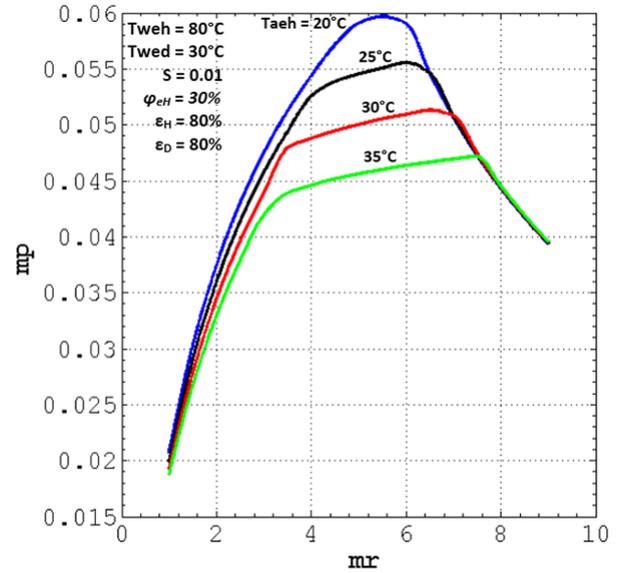
III.1.4 Effet d'une variation des conditions ambiantes sur l'évolution des performances du procédé de dessalement HD

Remarquons tout d'abord que seules les performances de la variante I (OAOW-WH) seront sensibles aux variations des conditions ambiantes, étant donné que l'air circule en boucle fermée dans les deux autres. L'effet de la température ambiante est présenté sur les figures III.6a et III.6b ; tandis que celui de l'humidité relative ambiante ϕ_{eH} est présenté sur les figures III.6c et III.6d .

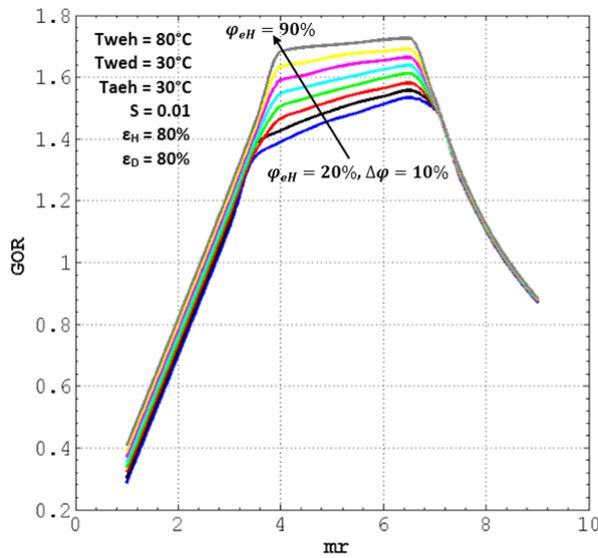
Les figures montrent que les performances du système sont moins sensibles à l'humidité relative, avec laquelle elles augmentent légèrement, qu'à la température, avec laquelle elles décroissent sensiblement. Ainsi, lorsque l'humidité relative passe de 20% à 90%, on enregistre un gain d'environ 12% sur le coefficient de performance GOR et de 4% seulement sur le taux de production de condensat. Ces gains sont portés à 90% pour le coefficient de performance GOR et 30% pour le taux de production de condensat, lorsque la température de l'air ambiant passe de 35°C à 20°C. On notera également que le coefficient de performance est plus sensible aux variations de la température ambiante que le taux de production de condensat qui décroît proportionnellement à l'élévation de la température ambiante.



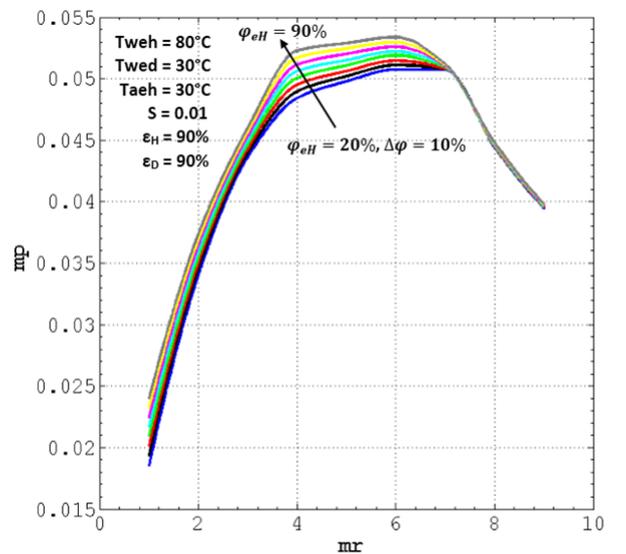
(a) OAOW-WH



(b) OAOW-WH



(c) OAOW-WH



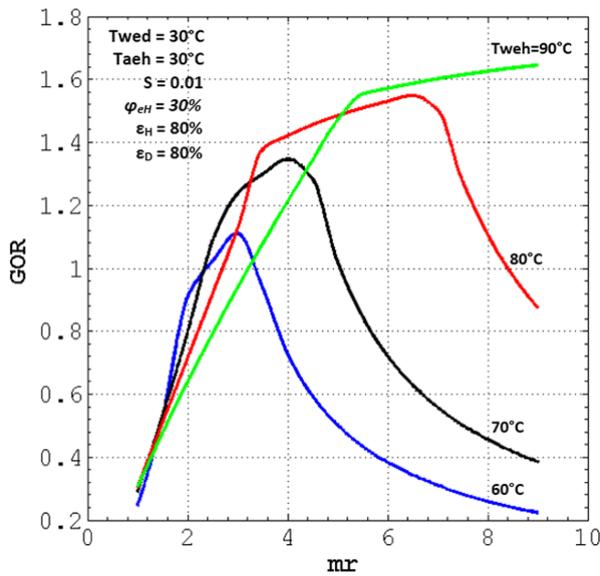
(d) OAOW-WH

FIGURE III.6 – Effet des conditions ambiantes T_{aeH} et ϕ_{eH} sur l'évolution des coefficients de performance

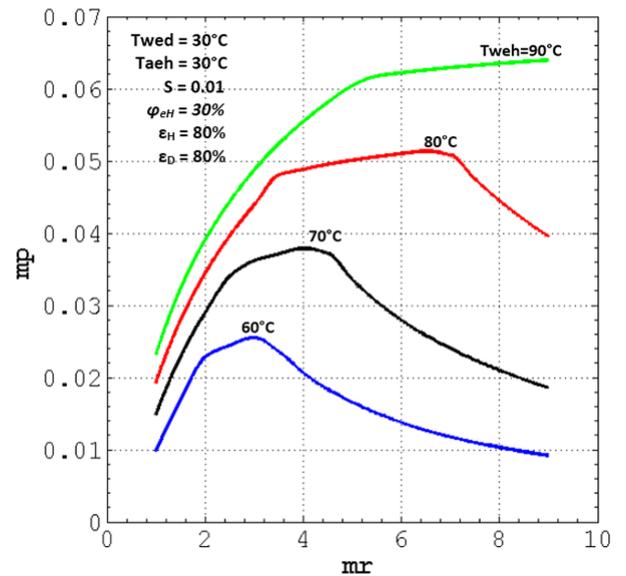
III.1.5 Effet d'une variation de la température maximale de l'eau T_{weH} sur l'évolution des performances des variantes I et II

Les résultats d'analyse de l'influence qu'à la température de l'eau à la sortie du capteur solaire T_{weH} sur les performances de la variante I sont présentés aux figures III.7a et III.7b, tandis que les figures III.7c et III.7d présentent cette influence sur les performances de la variante II.

Nous pouvons relever que d'une manière générale, l'optimum est déplacé vers des rapports de débits de plus en plus élevés avec l'augmentation de la température de l'eau à la sortie du capteur solaire. Cependant, alors que dans le cas de la variante I les performances (aussi bien le GOR que le taux de production de condensat m_p) augmentent sensiblement avec la température T_{weH} , on notera que dans le cas de la variante II, si cette tendance reste valable en ce qui concerne le taux de production de condensat, elle est inversée en ce qui concerne le coefficient de performance, qui décroît sensiblement lorsque la température T_{weH} augmente pour un procédé (CAOW-WH).



(a) OAOW-WH



(b) OAOW-WH

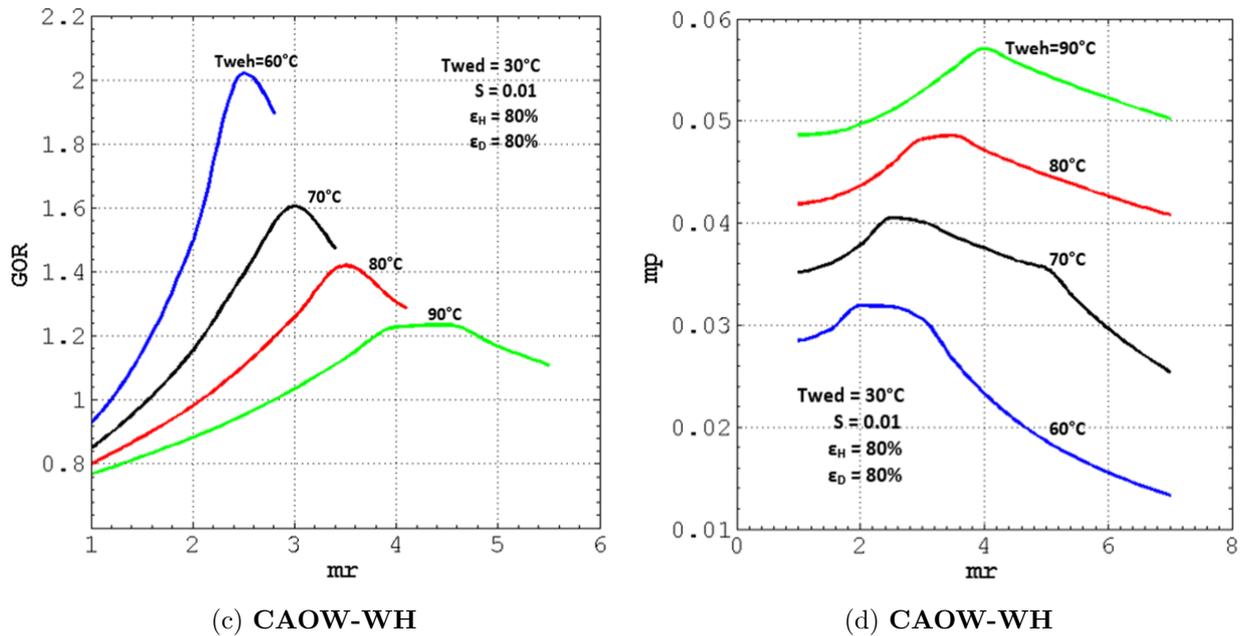


FIGURE III.7 – Effet de la température de l'eau à l'entrée de l'humidificateur T_{weH} sur les performances des variantes I et II

III.1.6 Effet d'une variation de la température maximale T_{aeD} sur l'évolution des performances de la variante III

Les résultats de l'analyse de l'effet d'une variation de la température de l'air à la sortie du réchauffeur sur les performances de la variante III sont présentés aux figures III.8a et III.8b. Les figures montrent que l'optimum reste quasiment inchangé lorsque la température de l'air varie, mais le coefficient de performance et le taux de production de condensat croissent tous les deux très sensiblement avec la température de l'air, avec une diminution de cette sensibilité pour le GOR à mesure que la température de l'air augmente et son maintien à peu près proportionnelle pour le taux de production de condensat.

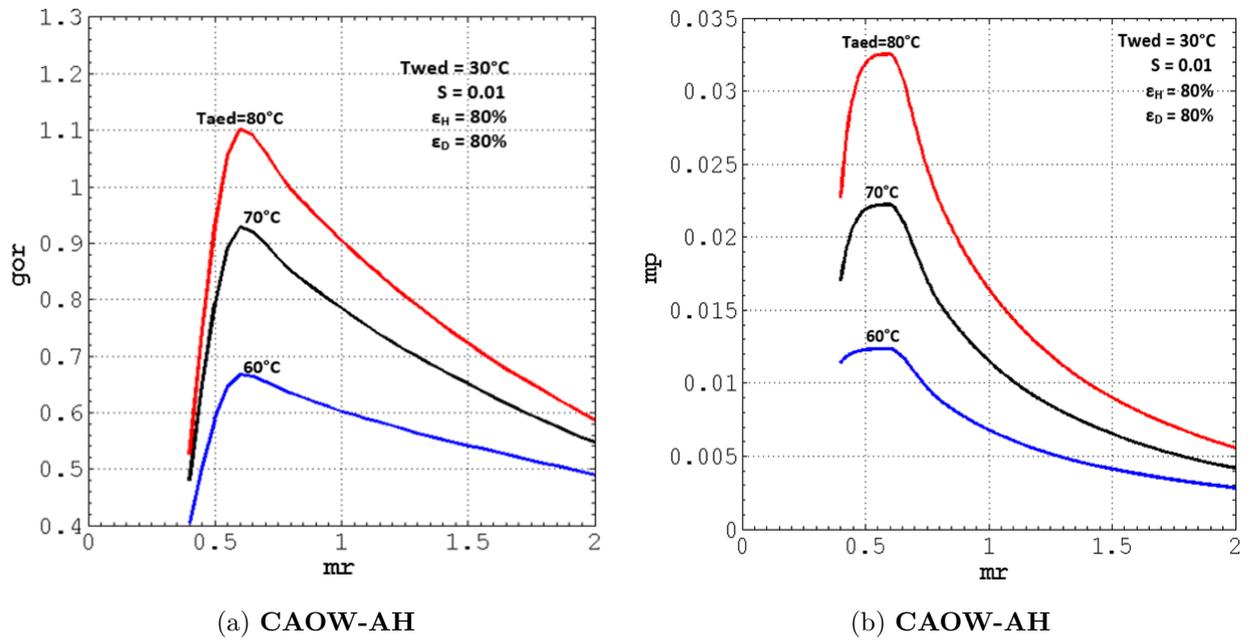


FIGURE III.8 – Effet de la température de l'air à la sortie du réchauffeur T_{aeD} sur les performances de la variante III

Conclusion Générale

Le procédé de dessalement par humidification déshumidification de l'air n'est pas envisageable pour des capacités de production importantes, comme les procédés conventionnels, avec lesquels il ne peut entrer en compétition. Il se contentera d'aller investir le terrain dont ils ne voudront pas ou qu'il leur est impossible d'investir pour des raisons économiques ou énergétiques. Il ira là où les gens ont appris par la force des choses à utiliser l'eau avec parcimonie, quand ils la trouvent. C'est un procédé pour les endroits qui, pour des raisons diverses, manquent terriblement d'une eau propre à la consommation. Mais où il y a des eaux salines et du soleil. Ceux-là, ils auront certainement la patience d'attendre que leurs petits récipients se remplissent. C'est un procédé qui peut être réalisé avec un équipement artisanal et peut donc être à la portée de tous ceux qui en ont besoin.

L'étude que nous avons menée a montré que le procédé de dessalement par humidification déshumidification peut traiter n'importe quelle eau, quelle que soit sa salinité. D'ailleurs, elle a même montré que les performances du procédé dépendaient très peu de la salinité. En revanche, elles sont très sensibles aux températures extrêmes du cycle. La température de l'eau d'alimentation, qui est d'autant plus avantageuse qu'elle est plus fraîche, étant donné que c'est grâce à sa fraîcheur que le condensat se forme dans le déshumidificateur. La température maximale, celle à la sortie du cap-

teur, est également un facteur déterminant, dans la mesure où c'est grâce à elle et l'énergie dont elle représente l'intensité que l'eau s'évapore dans l'humidificateur.

Dans notre étude, nous nous sommes limités à l'analyse énergétique des trois variantes considérés. Nous avons obtenu des résultats et nous les avons largement commentés au chapitre III. Nous aurions voulu effectuer un dimensionnement, même sommaire, d'une installation type pour évaluer réellement le potentiel pratique d'un tel procédé. Nous avons manqué d'informations et de temps pour les rechercher. Nous savons que le coût du capteur solaire n'est pas donné, même si c'est incomparable avec l'infrastructure qui accompagne un procédé de dessalement classique. Nous espérons que cette étude soit prolongée par d'autres qui traiteront de l'aspect dimensionnement et des aspects économiques.

References

- [1] A. Staff, *Desalination of Seawater : M61*, vol. 61. American Water Works Association, 2011.
- [2] M. ALAOUI, “Analyse d’un processus de dessalement d’eau de mer par utilisation des gaz dechappement issus d’une turbine a gaz,” Master’s thesis.
- [3] H. Khordagui, S. Damianidis, and V. Konstantianos, “Version révisée du rapport final, évaluation des meilleures technologies disponibles pour le dessalement en zones rurales/locales,”
- [4] N. Voutchkov, *Desalination engineering : planning and design*. McGraw Hill Professional, 2012.
- [5] S. A. Kalogirou, “Seawater desalination using renewable energy sources,” *Progress in energy and combustion science*, vol. 31, no. 3, pp. 242–281, 2005.
- [6] A. Kettab, “Les ressources en eau en algérie : stratégies, enjeux et vision,” *Desalination*, vol. 136, no. 1, pp. 25–33, 2001.
- [7] A. Sadi and S. Kehal, “Retrospectives and potential use of saline water desalination in algeria,” *Desalination*, vol. 152, no. 1, pp. 51–56, 2003.

-
- [8] K. H. Mistry *et al.*, *Second Law analysis and optimization of humidification-dehumidification desalination cycles*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2010.
- [9] “Water for people, water for life, executive summary, tech. rep., the united nations world water development report (2003).,”
- [10] J. Orfi, N. Galanis, and M. Laplante, “Air humidification–dehumidification for a water desalination system using solar energy,” *Desalination*, vol. 203, no. 1, pp. 471–481, 2007.
- [11] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoğlu, *Thermodynamics : an engineering approach*, vol. 5. McGraw-Hill New York, 2002.
- [12] R. Stull, “Wet-bulb temperature from relative humidity and air temperature,” *Journal of Applied Meteorology and climatology*, vol. 50, no. 11, pp. 2267–2269, 2011.
- [13] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “Nist reference fluid thermodynamic and transport properties–refprop,” 2002.
- [14] M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard, and S. M. Zubair, “Thermophysical properties of seawater : a review of existing correlations and data,” *Desalination and Water Treatment*, vol. 16, no. 1-3, pp. 354–380, 2010.

Annexes :

Annexe **A**

Calcul des propriétés thermodynamiques

Le terme "air humide" désigne un mélange d'air sec et de vapeur d'eau dans lequel l'air sec est traité comme s'il avait été un constituant pur.

Le mélange ainsi que chacun de ses deux constituants (la vapeur d'eau et l'air sec) se comportent comme des gaz parfaits, dans les conditions auxquelles ils sont soumis dans les applications du conditionnement d'air.

A.1 Humidité spécifique

L'humidité spécifique est définie par le rapport de la masse de vapeur présente dans l'air humide sur la masse d'air sec correspondante .

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{(M_v p_v V / \bar{R}T)}{(M_a p_a V / \bar{R}T)} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a}$$

Tel que :

$$M_v = 18 \text{ g/mole}$$

$$M_a = 28.97 \text{ g/mole}$$

et la pression de l'air humide $p = p_a + p_v$

p_a représente La pression partielle de l'air sec.

p_v représente La pression partielle de la vapeur.

Donc, on peut réécrit l'expression de l'humidité spécifique comme suit :

$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (\text{A.1})$$

A.2 Humidité relative

C'est le rapport de la masse de la vapeur d'eau contenue dans une certaine quantité d'air humide m_v à la masse de vapeur qu'elle pourrait contenir si elle était saturée à la même température m_g

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / RT}{P_g V / RT} = \frac{P_v}{P_g} \quad (\text{A.2})$$

La relation entre l'humidité spécifique et l'humidité relative :

$$\omega = 0.622 \frac{\phi P_v}{P - \phi P_v}$$

A.3 Enthalpie

$$\begin{aligned} \dot{H}_{ma} &= \dot{m}_a h_a(T, p_a) + \dot{m}_v h_v(T, p_v) \\ &= \dot{m}_a \left(h_a + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} h_v \right) \\ &= \dot{m}_a (h_a + \omega h_v) \\ &= \dot{m}_a h_{ma} \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

A.4 Température de condensat T_p

La température de condensat T_p est obtenue par l'intégration numérique effectuée dans MATLAB de l'expression II.21 combinée avec l'expression II.22, elle est donnée par [8] :

$$T_p = 0.0045176T_{aeD}^2 + 0.0045175T_{asD}^2 - 0.0088626T_{aeD}T_{asD} + 0.45625T_{aeD} + 0.45626T_{asD} + 10.4835 \quad (\text{A.4})$$

Où les températures T_p , T_{aeD} , T_{asD} sont en [K].

A.5 Calcul de la température du bulbe humide :

STULL [12] a proposé une équation empirique pour la température du bulbe humide en fonction de la température de l'air et de l'humidité relative, cette équation est la suivante :

$$T^{wb} = T \operatorname{atan}[0.151977(RH\% + 8.313659)^{1/2}] - \operatorname{atan}(RH\% - 1.676331) + \operatorname{atan}(T + RH\%) + 0.00391838(RH\%)^{3/2} \operatorname{atan}(0.023101RH\%) - 4.686035 \quad (\text{A.5})$$

Avec :

T^{wb} : température humide en °C.

T : température du bulbe sec de l'air en °C.

$RH\%$: humidité relative en % (ex : 60%).

A.6 REFPROP

REFPROP est un acronyme de REFerence fluid PROPERTIES. Ce programme, élaboré par “National Institute of Standards and Technology (NIST)”, calcule les propriétés thermodynamiques pour les fluides et leurs mélanges. REFPROP est basé sur des modèles de fluides purs et les mélanges les plus précis actuellement disponibles [13].

Refprop.m : fichier d’interface fourni par REFPROP afin de rechercher des données de propriétés thermodynamiques directement à partir de Matlab.

exemple de calcul par **Refprop.m** : calcul de l’enthalpie

```
%donne la valeur de l'enthalpie de la vapeur saturée d'eau en
    [J/kg] à une température de 373.15 K, avec Q la fraction de
    vapeur.
```

```
h=refpropm('H','T',373.15,'Q',1,'water')
```

A.7 airH2O

airH2O est une fonction qui donne les propriétés de l’air humide à partir de REFPROP, elle considère l’air humide comme un mélange d’air et de vapeur d’eau. Ce mélange sera traité comme un gaz parfait dont les propriétés extensives sont obtenues en sommant celles correspondantes des contenus en air sec (composé de 78.12% de N_2 ; 0.92% d’Ar et 20.96% d’ O_2 en volume) et en vapeur d’eau.

code Matlab

```
%calcul des propriétés de l'air humide basé sur une
    temperature donnée (K), pression(kPa) et une humidité
    spécifique w.
```

```
function b = airH2O(prop,T,P,w)
```

```
%calcul des propriétés de l'air sec considéré comme mélange
des gaz parfaits.
ba = refpropm(prop, 'T',T, 'P',P, 'nitrogen', 'argon', 'oxygen',
,[0.78120 0.00920 0.20960]);
%calcul des propriétés de la vapeur d'eau
bv = refpropm(prop, 'T',T, 'Q',1, 'water');
b = ba + w*bv;
end
```

Annexe **B**

Propriétés de l'eau saline

Les propriétés d'eau saline ont été évaluées en utilisant les formulations présentées dans [14], pour l'enthalpie la formule est donnée par :

$$h_w(T, P) = h^\circ(T, P) + S[(27.06262 + S) + (4.83568 + S)t] \quad [kJ/kg] \quad (B.1)$$

Où :

h° est l'enthalpie de l'eau pure en [kJ/kg]

t température de l'eau saline en degré °C

S (kg de sel/kg d'eau).

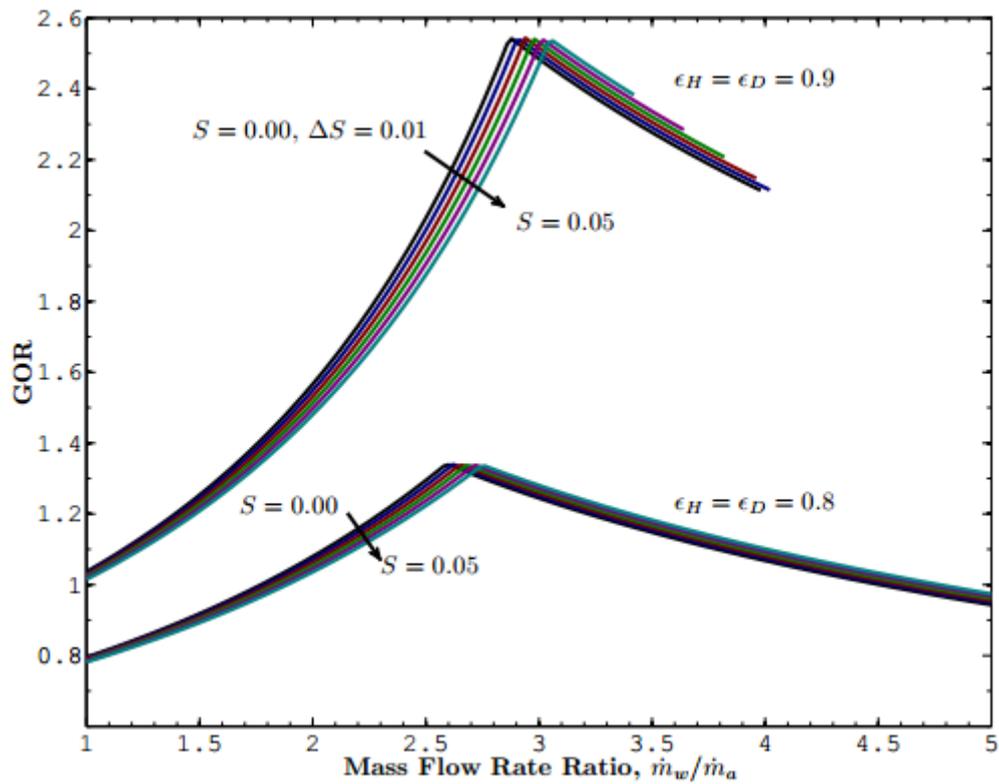


FIGURE B.1 – effet de la variation de la salinité sur le coefficient de performance GOR [8]

Annexe C

Code MATLAB pour la variante II (CAOW-WH)

```
clc
clear all
fontsize1=18;
fontsize2=14;
markersize=20;
%set(0,'defaultfigure') pour obtenir toutes les options
set(0,'defaultFigureColor',[1 1 1]);
set(00,'defaultFigurePosition',[300 100 600 600]);
%set(0,defaultline) pour obtenir toutes les options
set(0,'defaultLineLineWidth',2);
set(0,'defaultLineColor','b');
%set(0,'defaultTestcolor') pour obtenir toutes les options
set(0,'defaultTextColor','k');
set(0,'defaultTextFontName','FixedWidth');
set(0,'defaultTextFontSize',fontsize1);
```

```
set(0, 'defaultAxesColor', 'none');
set(0, 'defaultAxesFontName', 'FixedWidth'); % Helvetica
set(0, 'defaultAxesFontSize', fontsize1); % 12
set(0, 'defaultAxesGridLineStyle', ':');
set(0, 'defaultAxesMinorGridLineStyle', 'none');
set(0, 'defaultAxesXGrid', 'off');
set(0, 'defaultAxesYGrid', 'off');
set(0, 'defaultAxesXMinorGrid', 'off');
set(0, 'defaultAxesYMinorGrid', 'off');
set(0, 'defaultAxesXMinorTick', 'on');
set(0, 'defaultAxesYMinorTick', 'on');
% vecteur des couleurs pour distinguer les courbes
cl=['b' 'k' 'r' 'g' 'c' 'm' 'y' 'w' 'w'];
%les données
pwa=1000; % pression de l'eau dans le système
patm=101.3; % pression de l'air dans le système
% température de l'eau à l'entrée du déshumidificateur
twed=30+273.15;
%débit d'eau d'alimentation
mw=1;
% efficacité de l'humidificateur et celle du déshumidificateur
epsh=0.8;
epsd=0.8;
s=0.01; % salinité
% l'humidité relative aux sorties de l'humidificateur et du
dés humidificateur
```

```
phi=1;
j=0;
% variation de la température de l'eau à l'entrée de l'
    humidificateur de 60 à 90 °C
for tweh=60+273.15:10:90+273.15
% initialisation de la température de l'air à l'entrée de l'
    humidificateur
taeh=twed+1;
j=j+1;
i=0;
% variation du rapport des débits pour voir leur effet sur les
    performances du système
for mr=1:0.5:7
    i=i+1;
dt=1;z=0;
%initialisation de la température de l'air à la sortie du
    déshumidificateur
tasd=twed+0.1;
% un test de vérification sur la température de l'air à la
    sortie du déshumidificateur Tasd jusqu'à ce que la valeur
    de Tasd obtenue pour deux itération successive soit la même
    à 0.01°C près.
while(dt>0.01)
% température de l'air et de l'eau à l'entrée de l'
    humidificateur Taeh et Tweh en °C
tcah=taeh-273.15;
```

```
twch=tweh - 273.15;
% la pression de saturation de l'air à la température Taeh en
    (kPa)
pg=refpropm('P','T',taeh,'Q',1,'water');
% l'humidité spécifique de l'air humide à l'entrée de l'
    humidificateur
weh=0.622*phi*pg/(patm-phi*pg);
% l'enthalpie de l'air humide par kg d'air sec à l'entrée de
    l'humidificateur en kJ/kg d'air sec
haeh=1.005*tcah+weh*(2500.9+1.82*tcah);
%l'enthalpie de l'eau à l'entrée de l'humidificateur
hwheh= refpropm('H','T',tweh,'P',pwa,'water')/1000-s*(27.06262+
    s+(4.83568+s)*twch);
% la pression idéale de l'air à la sortie de l'humidificateur
    si Tash=Tweh kPa
pv=refpropm('P','T',tweh,'Q',1,'water');
% l'humidité spécifique idéale de l'air à la sortie de l'
    humidificateur
wid=0.622*pv/(patm-pv);
% l'enthalpie idéale de l'air à la sortie de l'humidificateur
    en kJ/kg d'air sec
hashid=airH2O('H',tweh,patm,wid)/1000-1.005*273.15;
% l'enthalpie idéale de l'eau à la sortie de l'humidificateur
    si Twsh=Taeh
hwshid= refpropm('H','T',taeh,'P',pwa,'water')/1000-s
    *(27.06262+s+(4.83568+s)*tcah);
```

```
% initialisation de la température de l'air à la sortie de l'
    'humidificateur
tash=taeh+0.4;
dd=10;
% un test de vérification sur la température de l'air à la
    sortie de l'humidificateur Tash jusqu'à ce que la valeur
    de Tash obtenue pour deux itérations successive soit la
    même à 1°C près. au début on considère un humidificateur
    sert à refroidir l'eau
while (dd>1)
    pgash=refpropm('P','T',tash,'Q',1,'water');
    % on calcule l'humidité spécifique de l'air à la sortie de l'
        'humidificateur
wsh=0.622*pgash/(patm-pgash);
% on calcule l'enthalpie de l'air à la sortie de l'
    humidificateur
hash=1.005*(tash-273.15)+wsh*(2500.9+1.82*(tash-273.15));
% on calcule l'enthalpie de l'eau à la sortie de l'
    humidificateur
hwsh=(hweh-epsh*(hweh-(1-(wsh-weh)/mr)*hwshid))/(1-(wsh-weh)/
    mr);
% la valeur de test
dd=abs(hash-haeh-mr*hweh+(mr-(wsh-weh))*hwsh);
% à chaque fois on ajoute 0.01 jusqu'à la vérification du test
tash=tash+0.01;
end
```

```
% On recalcule l'efficacité de l'humidificateur en supposant
    cette fois-ci qu'il joue le rôle de réchauffeur pour l'air
epsh1=(haeh-hash)/(haeh-hashid);
% Ensuite on compare cette dernière valeur à celle déjà
    supposée
g=epsh1-epsh;
% on recalcule les propriétés de l'air à la sortie de l'
    humidificateur basant sur l'efficacité de l'air
if (g>0)
hash=haeh*(1-epsh)+epsh*hashid;
tash=45+273.15;
delta=1;
while (delta >0.01)
wsh=(hash-1.0055*(tash-273.15))/(2500.9+1.82*(tash-273.15));
pvv=patm*wsh/(0.622+wsh);
tash1=refpropm('T','P',pvv,'Q',1,'water');
delta=abs(tash-tash1);
tash=tash1;
end
hwsh=(hweh+(haeh-hash)/mr)/(1-(wsh-weh)/mr);
else
end
% calcul du Déshumidificateur
% l'état thermodynamique de l'air à l'entrée du
    déshumidificateur est le même que son état à la sortie de l'
    humidificateur
```

```

taed=tash;
haed=hash;
wed=wsh;
%l'enthalpie d'eau à l'entrée du déshumidificateur
hwed= refpropm('H','T',twed,'P',pwa,'water')/1000-s*(27.06262+
    s+(4.83568+s)*(twed-273.15));
% pression de l'air à la température ideal tasdid=twed
pgd=refpropm('P','T',twed,'Q',1,'water');
% calcul de l'humidité spécifique idéale à la sortie du
    déshumidificateur
wsdid=0.622*pgd/(patm-pgd);
% calcul de l'enthalpie ideale de l'air à la sortie du
    déshumidificateur
hasdid=1.005*(twed-273.15)+wsdid*(2500.9+1.82*(twed-273.15));
% calcul de l'enthalpie ideale de l'eau à la sortie du
    déshumidificateur
hwsdid= refpropm('H','T',tash,'P',pwa,'water')/1000-s
    *(27.06262+s+(4.83568+s)*(tash-273.15));
% la température idéale de condensat
tpid=0.0045176*taed^2 + 0.0045175*twed^2-0.0088626*taed*twed+
    0.45625*taed + 0.45626*twed + 10.4835;
% l'enthalpie idéale de condensat
hpid=refpropm('H','T',tpid,'P',pwa,'water')/1000;
% dans les expressions des efficacités les numérateur sont
    égaux donc il suffit de comparer les dénominateurs
%On calcule les deux dénominateurs dans les expressions des

```

```
    efficacités du déshumidificateur par rapport l'air et par
    rapport l'eau.
% le dénominateur si l'efficacité est calculé par rapport l'
    air
damax=(haed-hasdid-(wed-wsdid)*hpid);
% le dénominateur si l'efficacité est calculé par rapport l'
    eau
dwmax=(hwsdid-hwed)*mr;
% la différence entre les deux dénominateurs
kd=damax-dwmax;
% on garde la valeur actuelle de Tasd pour la comparer avec la
    prochaine valeur
tasd1=tasd;
% kd>0 implique que on calcule l'efficacité par rapport l'eau
if (kd>0)
% en utilisant l'efficacité par rapport l'eau on calcule l'
    enthalpie de l'eau à la sortie du déshumidificateur
hwsd=hwed*(1-epsd)+epsd*hwsdid    ;
% calcul de la température de l'eau à la sortie du
    déshumidificateur
twsd=refpropm('T','H',hwsd*1000,'P',pwa,'water');
a=300;
% procédure itérative pour calculer la température de l'air à
    la sortie du déshumidificateur
while(a>5)
% on calcule la température de condensat
```

```
tp=0.0045176*taed^2 + 0.0045175*tasd^2-0.0088626*taed*tasd+
    0.45625*taed + 0.45626*tasd + 10.4835;
% l'enthalpie de condensat en kJ/kg
hp=refpropm('H','T',tp,'P',pwa,'water')/1000;
% pression de saturation de l'air à la sortie du
    déshumidificateur
pd=refpropm('P','T',tasd,'Q',1,'water');
% l'humidité spécifique de l'air à la sortie du
    déshumidificateur
wsd=0.622*pd/(patm-pd);
% l'enthalpie de l'air à la sortie du déshumidificateur
hasd=1.005*(tasd-273.15)+wsd*(2500.9+1.82*(tasd-273.15));
% la différence entre les enthalpies d'entrée et les
    enthalpies de sortie
a=abs((hwed-hwsd)*mr+(haed-hasd)-(wed-wsd)*hp);
% à chaque fois on ajoute 0.001 à la température Tasd jusqu'à
    la
% vérification du test
tasd=tasd+0.001;
end
else % —> k<d0 : implique que on calcule l'efficacité par
    rapport l'air
    b=300;
% procédure itérative pour calculer la température de l'air à
    la sortie du déshumidificateur
    while(b>3)
```

```

% on calcule la température de condensat
tp=0.0045176*taed^2 + 0.0045175*tasd^2-0.0088626*taed*tasd+
    0.45625*taed + 0.45626*tasd + 10.4835;
% l'enthalpie de condensat
hp=refpropm('H','T',tp,'P',pwa,'water')/1000;
% pression de saturation de l'air à la sortie du
    déshumidificateur
pd=refpropm('P','T',tasd,'Q',1,'water');
% l'humidité spécifique à la sortie du déshumidificateur
wsd=0.622*pd/(patm-pd);
% l'enthalpie de l'air à la sortie du déshumidificateur
hasd=1.005*(tasd-273.15)+wsd*(2500.9+1.82*(tasd-273.15));
% la valeur de test de vérification
b=abs(epsd*damax-(haed-hasd)+(wed-wsd)*hp);
%on calcule l'enthalpie de l'eau à la sortie du
    déshumidificateur
hwsd=hwed+((haed-hasd)-(wed-wsd)*hp)/mr;
% à chaque fois on ajoute 0.001 à la température Tasd jusqu'à
    la
% vérification du test
tasd=tasd+0.001;
    end
end
% La différence entre les deux dernières valeurs de Tasd
dt=abs(tasd1-tasd);
% la température de l'air à l'entrée de l'humidificateur est

```

```
    la même à la sortie du déshumidificateur
taeh=tasd;
end
% le coefficient de performance GOR
gor(i)=(wed-wsd)*2430/(mr*(hweh-hwsd));
% le taux de production de condensat
mp(i)=(wed-wsd)*mw/mr;
end
% ensuite on trace les courbes des performances (GOR et mp) en
    fonction du rapoort des débits mr
mr=1:0.5:7;
figure(1)
plot(mr,mp,cl(j))
hold on
xlabel('\bf mr');
ylabel('\bf mp');
grid on
figure(2)
plot(mr,gor,cl(j))
hold on
xlabel('\bf mr ');
ylabel('\bf GOR');
grid on
end
```