

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

## MÉMOIRE DE MASTER

« génie mécanique »

présenté par

KADRI Fayçal



---

AMÉLIORATION DES PERFORMANCES DU  
PROCÉDÉ DE DESSALEMENT HD PAR LE  
COUPLAGE D'UN CYCLE FRIGORIFIQUE  
MUNI D'UN ÉJECTEUR

---

ENP 2015

Mr. M.A. AIT-ALI      ENP    (Président)  
Mr. M. BOUBEKEUR   ENP    (Examineur)  
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*

## Remerciements

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

Je tiens à remercier en premier lieu mon promoteur Mr. H.BENNOUR. pour la confiance qu'il a placée en moi, pour sa permanente disponibilité, son investissement et ses précieux conseils qui m'ont guidé dans l'élaboration de ce travail.

J'adresse également mes remerciements à tous les membres du jury qui ont pris le soin de consulter mon document, et de juger mon travail.

J'adresse également mes remerciements à tous les enseignants qui ont participé à mon formation.

## ملخص :

في هذه الدراسة، قمنا بالتحليل والنمذجة الديناميكية الحرارية لنظام جديد لتحلية المياه عن طريق الترطيب وإزالة الرطوبة مزود بنظام تبريد به قاذف للضغط الحراري للبخار. أجريت المحاكاة باستخدام برنامج MATLAB وقمنا بدراسة تأثير عدة عوامل على أداء النظام. لقد تم إثبات أن إنتاجية الماء باستعمال هذا النظام أكبر بكثير مقارنة مع الإنتاجية في النظام القاعدي.

**الكلمات المفتاحية:** تحلية المياه، الترطيب، إزالة الترطيب، الطاقة الشمسية، نظام التبريد.

## Résumé :

Dans cette étude, on a fait l'analyse et la modélisation thermodynamique d'un nouveau système de dessalement par humidification déshumidification couplé à un cycle frigorifique muni d'un éjecteur pour la compression thermique de la vapeur. 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 que la productivité de l'eau fraîche par ce procédé est considérablement grande par rapport à la productivité par un procédé de base (OAOW-WH).

**Mots clés :** dessalement, humidification, déshumidification, énergie solaire, cycle frigorifique.

## Abstract :

In this study, we have performed analyze and thermodynamic modeling of a novel water desalination system that is made of a humidification-dehumidification unit coupled to an vapor-compression process by ejector. Simulations were performed using MATLAB. We have analyzed the influence of various parameters of the system's performances. It is established that the water productivity with this system is greater than this productivity with the basic system.

**Key words :** desalination, humidification, dehumidification, solar energy, refrigerating cycle

# Table des matières

<b>Table des matières</b>	<b>iv</b>
<b>Table des figures</b>	<b>vii</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>x</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>I Cycles de dessalement par Humidification-Déshumidification améliorés</b>	<b>3</b>
I.1 Introduction . . . . .	4
I.2 Cycle comprenant plusieurs étages de réchauffage-humidification d'air .	4
I.3 Procédé de dessalement par humidification déshumidification sous vide avec réchauffage d'air . . . . .	8
I.4 Procédé de dessalement par humidification déshumidification de l'air à pression variable . . . . .	10
I.5 Procédé de dessalement à étudier dans le cadre de ce projet . . . . .	12
I.6 Système frigorifique muni d'un éjecteur . . . . .	14
I.6.1 Principe de fonctionnement du cycle frigorifique à éjecteur . . .	15

I.7	Procédé de dessalement par humidification déshumidification couplé à un cycle frigorifique à compression thermique de vapeur (HDCTV) . . .	16
<b>II</b>	<b>Analyse et modélisation thermodynamique du système</b>	<b>19</b>
II.1	Introduction . . . . .	20
II.2	modélisation du cycle de réfrigération . . . . .	20
II.2.1	Modélisation de l'écoulement du fluide secondaire et du fluide primaire . . . . .	22
II.2.2	Modélisation de l'écoulement dans la section du mélange . . . . .	23
II.2.3	Modélisation du diffuseur . . . . .	23
II.2.4	Modélisation du générateur de vapeur . . . . .	24
II.3	modélisation du cycle de dessalement . . . . .	24
II.3.1	Hypothèses . . . . .	24
II.3.2	modélisation de l'humidificateur . . . . .	25
II.3.2.1	Bilans de matière pour l'humidificateur . . . . .	25
II.3.2.2	Bilan d'énergie pour l'humidificateur . . . . .	27
II.3.3	Modélisation de l'évaporateur . . . . .	28
II.3.3.1	Bilans de matière pour le déshumidificateur (évaporateur) . . . . .	29
II.3.3.2	Bilan d'énergie pour le déshumidificateur . . . . .	30
II.4	Performances du système . . . . .	30
II.5	Procédure de calcul . . . . .	31
II.5.1	Introduction des données de base : . . . . .	31
II.5.2	Introduction des paramètres . . . . .	31
II.5.3	Calcul de l'humidificateur . . . . .	32
II.5.4	Calcul du déshumidificateur . . . . .	32
II.5.5	Calcul du cycle frigorifique . . . . .	33

<b>III Résultats et interprétations</b>	<b>34</b>
III.1 Introduction . . . . .	35
III.2 Comparaison des performances du procédé HD- CTV avec celles du procédé de base OAOW-WH . . . . .	35
III.3 Influence des paramètres de génération $P_4$ et $T_4$ sur le coefficient de performance du procédé HDCTV . . . . .	37
III.4 Effet d'une variation de la température de la source froide (évaporateur- déshumidificateur) sur les performances du procédé HDCTV . . . . .	38
<b>Conclusion</b>	<b>41</b>
<b>References</b>	<b>42</b>

# Table des figures

I.1	Schéma d'un cycle de deux étages . . . . .	4
I.2	Représentation Psychrométrique du cycle HD multi-étages avec réchauffage d'air . . . . .	5
I.3	Effet de la pression sur l'humidité spécifique de l'air humide saturé. . .	8
I.4	Effet de la pression sur le coefficient de performance GOR du système dans un procédé CAOW-AH (variante III dans le PFE [9]) . . . . .	9
I.5	Schéma d'un cycle de dessalement par humidification-déshumidification utilisant la compression mécanique de l'air entre l'humidificateur et le déshumidificateur . . . . .	11
I.6	Les différents processus dans le système HD avec compression mécanique de l'air représentés en coordonnées psychrométriques (T, h) . . .	12
I.7	les cycles d'humidification-déshumidification de l'air . . . . .	13
I.8	schéma d'un nouveau système de dessalement par HD . . . . .	15
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 . . . . .	29

III.1 Les performances dans le cycle conventionnel HD et le cycle de dessalement par compression de vapeur HDCTV . . . . .	36
III.2 Effet de la température et de la pression sur l'évolution du coefficient de performance . . . . .	37
III.3 effet de la température de condensation sur l'évolution des performances du système . . . . .	38
III.4 effet de la température de la source froide sur l'humidité spécifique à la sortie du déshumidificateur . . . . .	39

# Nomenclature

## Symboles romains

- $\dot{m}$  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 contenus dans l'air humide
- $m_r$  rapport de débit d'eau sur le débit d'air sec
- $P$  Pression [kPa]
- $T$  température [K]

## Symboles grecs

- $\omega$  humidité spécifique e l'air [kg de vapeur d'eau/kg d'air sec]
- $\phi$  humidité relative de l'air
- $\varepsilon$  efficacité d'une transformation

## indices supérieurs

*id* idéal

**indices inférieurs**

*a* Air

*D* Déshumidificateur

*e* Entrée

*H* Humidificateur

*ma* Air humide (moist air)

*p* produit (l'eau produite)

*s* Sortie

*w* Eau (water)

**Acronymes / abréviations**

$Q_{in}$  Chaleur introduite

AH avec réchauffage d'air ( air heated)

BF Boucle frigorifique

BM Boucle motrice

GOR Coefficient de performance (Gained output ratio)

HD Humidification-Déshumidification

HDCTV Procédé de dessalement par humidification déshumidification couplé à un cycle frigorifique à compression thermique de vapeur.

SNH Chaleur spécifique nette introduite (specific net heat)

VPR Taux de productivité de la vapeur (vapor productivity ratio)

WH avec réchauffage d'eau (water heated)

# Introduction générale

Le procédé de dessalement par Humidification-Déshumidification de l'air est un procédé innovant qui pourrait bien rendre des services dans certaines situations où les procédés conventionnels auront du mal à être implantés, notamment à cause de contraintes financières et énergétiques. C'est précisément le cas pour de petites communautés isolées et vivant à l'écart des réseaux de distribution d'énergie électrique, des communautés qui ne disposent pas d'une eau propre à la consommation, mais pouvant disposer d'une eau avec une certaine salinité. L'énergie solaire pourrait alors être utilisée pour mettre en marche un procédé de dessalement par Humidification-Déshumidification de l'air.

Cependant, comme nous avons eu l'occasion de le constater suite à l'étude de ce système dans le cadre de notre projet de fin d'études, la productivité du procédé reste très modeste. Dans la présente étude, nous allons nous intéresser aux moyens actuellement envisageables pour améliorer la productivité de ce procédé prometteur, qui est toujours en développement.

Au chapitre I, nous passerons donc en revue quelques techniques considérées dans la littérature en vue d'améliorer les performances du procédé de dessalement par Humidification Déshumidification. Au chapitre II, nous développerons et analyserons une de ces techniques, celle qui consiste à intensifier la déshumidification de l'air en pro-

duisant du froid afin de l'amener à des températures plus basses que l'ambiante. Les résultats de cette analyse seront présentés et commentés au troisième et dernier chapitre de cette étude.

Chapitre **I**

Cycles de dessalement par

Humidification-Déshumidification améliorés

## I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons passer en revue quelques voies d'amélioration envisagées pour le procédé de dessalement par humidification-déshumidification de l'air, puis nous nous présenterons le système intégrant au procédé de dessalement un cycle frigorifique muni d'un éjecteur visant à améliorer la productivité du procédé de base par un refroidissement de l'air humide jusqu'à des températures inférieures à celle de l'eau d'alimentation.

## I.2 Cycle comprenant plusieurs étages de réchauffage-humidification d'air

Ce procédé a été proposé par Chafik [1] et a pour but de maximiser l'humidité spécifique de l'air à la sortie de l'humidificateur. La figure I.1 ci-dessous donne le schéma d'un cycle à deux étages, tandis que la figure I.2 représente sur le diagramme psychrométrique un cycle à trois étages.

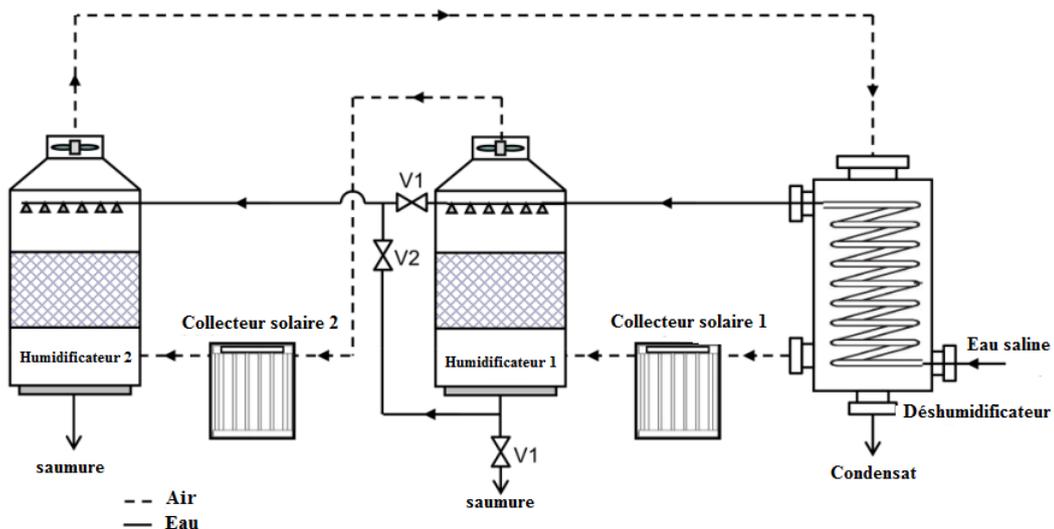


FIGURE I.1 – Schéma d'un cycle de deux étages

L'air est chauffé dans un collecteur solaire (processus 1-2), puis il est dirigé vers l'humidificateur où il subit une première humidification jusqu'à saturation (2-3). Ces deux étapes constituent un étage de chauffage-humidification. Sur la figure, trois étages sont représentés : les processus 3-4-5 constituant le deuxième étage et les processus 5-6-7 le troisième et dernier étage. Ainsi, il est possible, avec une température de l'air à la sortie du capteur qui reste inférieure à 80°C, de charger l'air avec un taux d'humidité bien plus élevé que dans le cas habituel d'une humidification à simple effet. Le processus de déshumidification (7-1) vient fermer le cycle et l'eau évaporée au cours des trois étapes d'humidification sera recueillie sous forme de condensat.

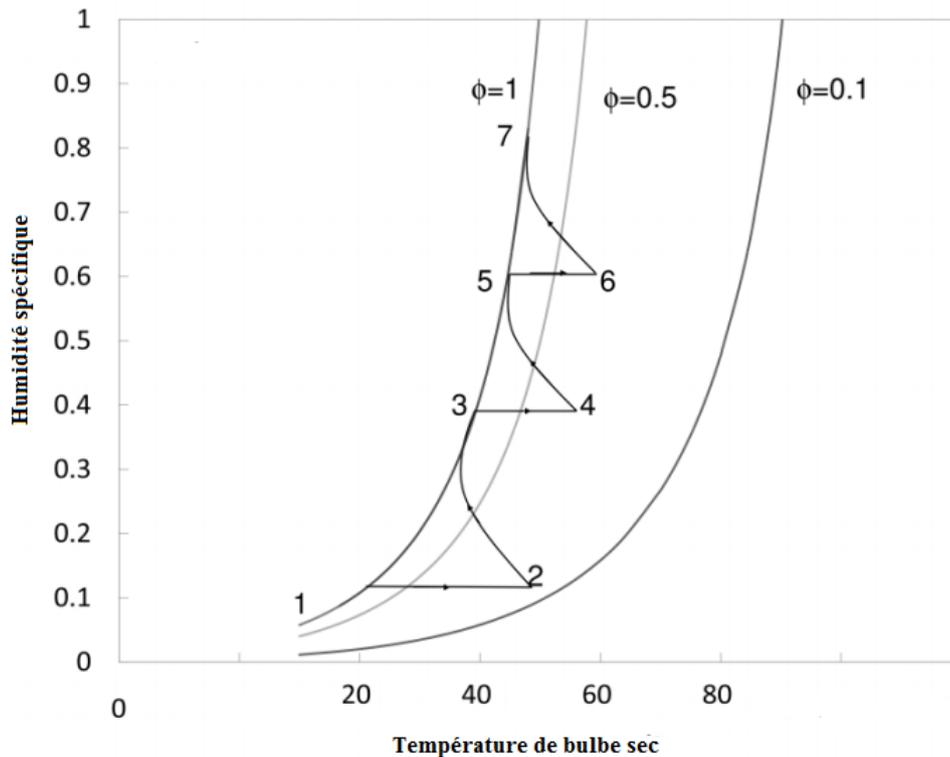


FIGURE I.2 – Représentation Psychrométrique du cycle HD multi-étages avec réchauffage d'air

Chafik a ainsi réussi à augmenter l'humidité spécifique à la sortie de l'humidificateur de 4,5% (en poids) dans le cas d'un système à un seul étage et de 9,3% dans le cas d'un système à quatre étages. Cependant, les calculs effectués ont montré que même

si on parvient à multiplier par deux l'humidité spécifique par le cumul des étages, le coefficient de performance (GOR) du cycle augmente de 9% seulement. On peut comprendre ceci en exprimant le coefficient de performance (GOR) en fonction des deux paramètres suivants :

**Le taux de productivité de vapeur** (VPR : Vapor Productivity Ratio) :

Le VPR est défini par le rapport du condensat produit sur le contenu de l'air en vapeur d'eau à sa sortie de l'humidificateur, soit :

$$VPR = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_a \omega_{sH}} = 1 - \frac{\omega_{sD}}{\omega_{sH}} \quad (\text{I.1})$$

Où :

$\omega_{sH}$  se réfère à l'humidité spécifique de l'air à la sortie de l'étage d'humidification final,

$\omega_{sD}$  est l'humidité spécifique de l'air à la sortie du déshumidificateur,

$\dot{m}_a$  le débit d'air à travers le système,

$\dot{m}_p = \dot{m}_a(\omega_{sH} - \omega_{sD})$  le débit de production de condensat.

La valeur du VPR est toujours inférieure à 1, parce que le condensat produit ne peut pas excéder le contenu de l'air humide en vapeur à sa sortie de l'humidificateur, l'air ne pourra jamais être complètement déshumidifié et amené à un état sec. Une valeur du VPR de 0,25 signifie que nous récupérerons par déshumidification sous forme de condensat seulement le quart du contenu en vapeur d'eau de l'air à la sortie de l'humidificateur.

**L'apport d'énergie spécifique net** (SNH : Specific Net Heat)

C'est l'énergie fournie à l'air dans le collecteur pour chaque kilogramme de vapeur qu'il transporte à la sortie de l'humidificateur. Le SNH est donc défini par :

$$SNH = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_a \omega_{sH}} \quad (\text{I.2})$$

Où :  $\dot{Q}_{in}$  représente l'énergie solaire totale fournie à l'air dans les collecteurs par unité de temps.

### Coefficient de performance (GOR)

Rappelons ici que le coefficient de performance du système est défini, comme dans notre projet de fin d'études [9] par :

$$GOR = \frac{\dot{m}_p h_{fg}}{Q_{in}} \quad (\text{I.3})$$

où  $h_{fg}$  représente l'enthalpie de vaporisation de l'eau.

En tenant compte des équations (I.1) et (I.2), on peut mettre l'expression du coefficient de performance (I.3) ci-dessus sous la forme :

$$GOR = \frac{VPR}{SNH} h_{fg} \quad (\text{I.4})$$

Rappelons que l'enthalpie spécifique de l'air humide est donnée par l'expression (voir PFE [9]) :

$$h_{ma} = c_p T + \omega(2500.9 + 1.82T) \quad (\text{I.5})$$

où l'on voit bien que l'enthalpie de l'air humide ne dépend pas uniquement de sa température, mais également et surtout de son humidité spécifique. Ainsi donc, quand l'humidité spécifique de l'air augmente, les deux paramètres VPR et SNH augmentent en même temps, ce qui explique que le coefficient de performance ne soit pas sensiblement par ce procédé à plusieurs étages de réchauffage-humidification d'air.

### I.3 Procédé de dessalement par humidification déshumidification sous vide avec réchauffage d'air

Les systèmes classiques de dessalement par humidification-déshumidification opèrent à la pression atmosphérique. Or, l'humidité nécessaire pour saturer l'air est d'autant plus importante que la pression est plus basse, comme illustré à la figure I.3 ci-dessous où la courbe de saturation de l'air humide est représentée sur un diagramme psychrométrique pour différentes valeurs de la pression. On peut voir par exemple, qu'à une température de 65°C, l'humidité spécifique nécessaire pour saturer l'air est multipliée par un facteur supérieur à deux lorsque la pression est réduite de 100 kPa à 50 kPa [2].

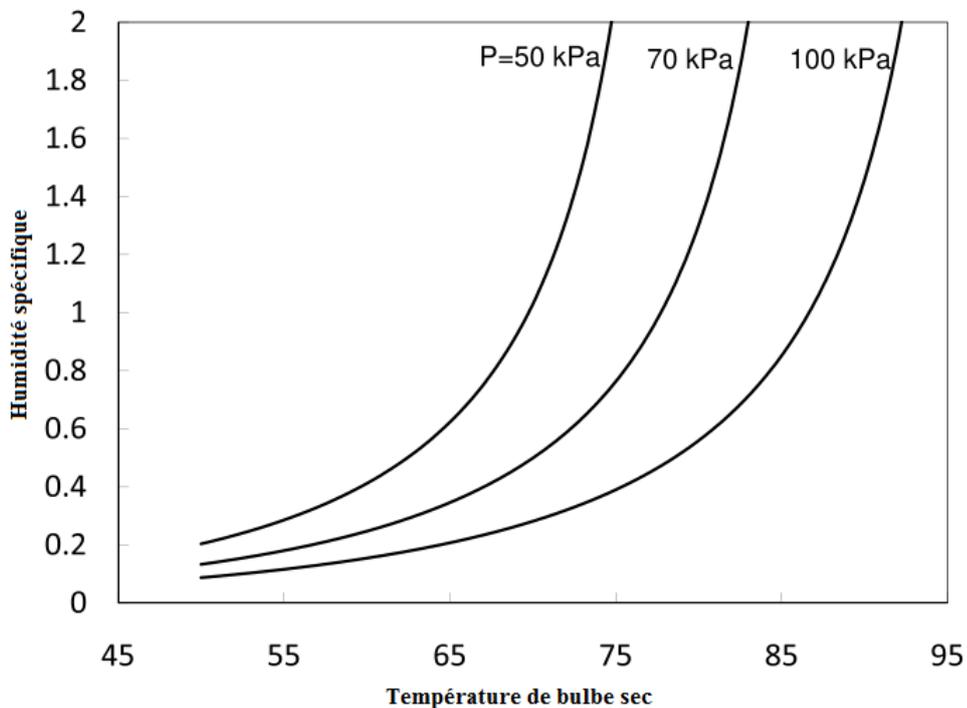


FIGURE I.3 – Effet de la pression sur l'humidité spécifique de l'air humide saturé.

La figure I.4 ci-dessous montre l'évolution de la performance de la variante III étudiée dans le cadre de notre PFE (CAOW-AH) avec la variation de la pression du

ystème, Ces données correspondent à une température maximale de l'air de 67°C, une température minimale de l'eau de 35°C, une efficacité de 80% pour l'humidificateur et le déshumidificateur et des valeurs optimales du rapport des débits  $m_r$ .

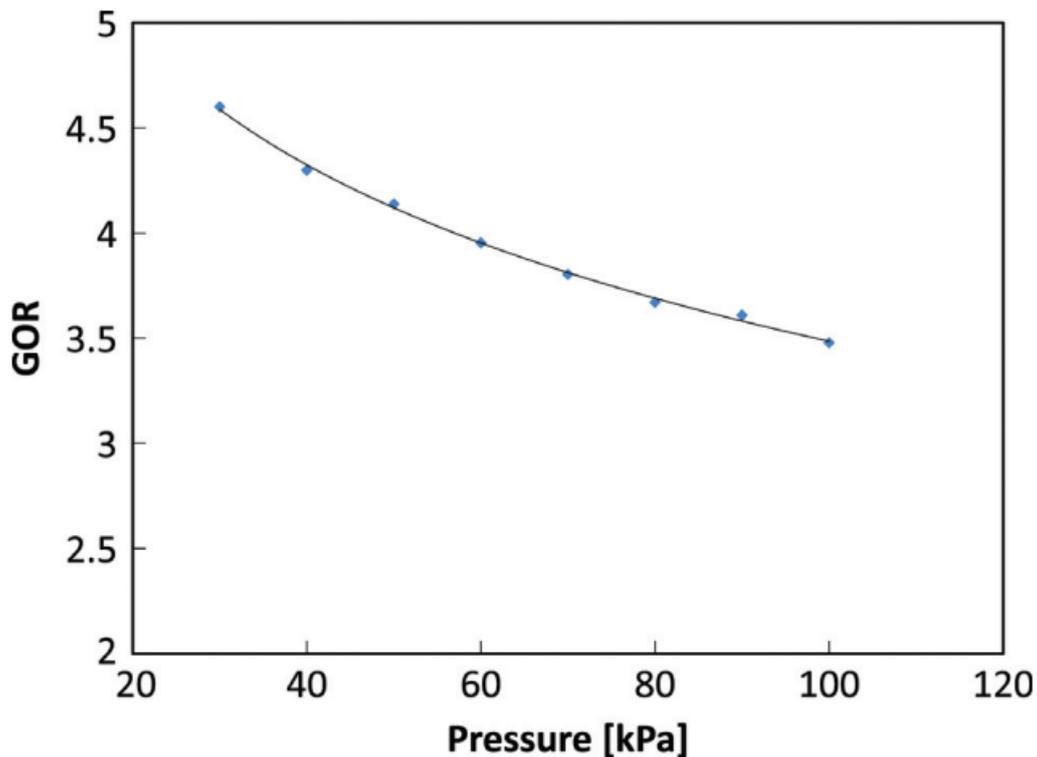


FIGURE I.4 – Effet de la pression sur le coefficient de performance GOR du système dans un procédé CAOW-AH (variante III dans le PFE [9])

Cependant, si la pression est partout réduite à travers l'installation, l'augmentation de la performance thermique sera relativement faible. En effet :

- (1) la récupération d'énergie reste limitée.
- (2) l'humidité spécifique à la sortie du déshumidificateur sera également plus élevée que dans un procédé classique, ce qui limite la productivité en eau du système.

## I.4 Procédé de dessalement par humidification déshumidification de l'air à pression variable

Zubair et Narayan [2] ont proposé un cycle de dessalement par humidification-déshumidification de l'air dans lequel l'humidificateur et le déshumidificateur opèrent sous des pressions différentes. Le schéma de l'installation est présenté à la figure I.5 ci-dessous. La différence de pression est maintenue au moyen d'un compresseur et d'un détendeur. L'air humidifié à basse pression subit une compression mécanique avant d'être déshumidifié dans un condenseur ou un déshumidificateur. L'air déshumidifié est ensuite détendu pour récupérer une partie de l'énergie ayant servi à la compression sous forme de travail. L'air arrive de nouveau dans l'humidificateur et le cycle recommence. L'air circule ainsi en boucle fermée, et l'eau d'alimentation, après un préchauffage à travers le déshumidificateur où elle récupère une partie de l'énergie de compression sous forme de chaleur, sera pulvérisée dans l'air au niveau de l'humidificateur où l'énergie de préchauffage sera efficacement utilisée pour obtenir la vaporisation à basse pression de la quantité d'eau nécessaire pour la saturation de l'air. La saumure est enfin rejetée à la sortie de l'humidificateur.

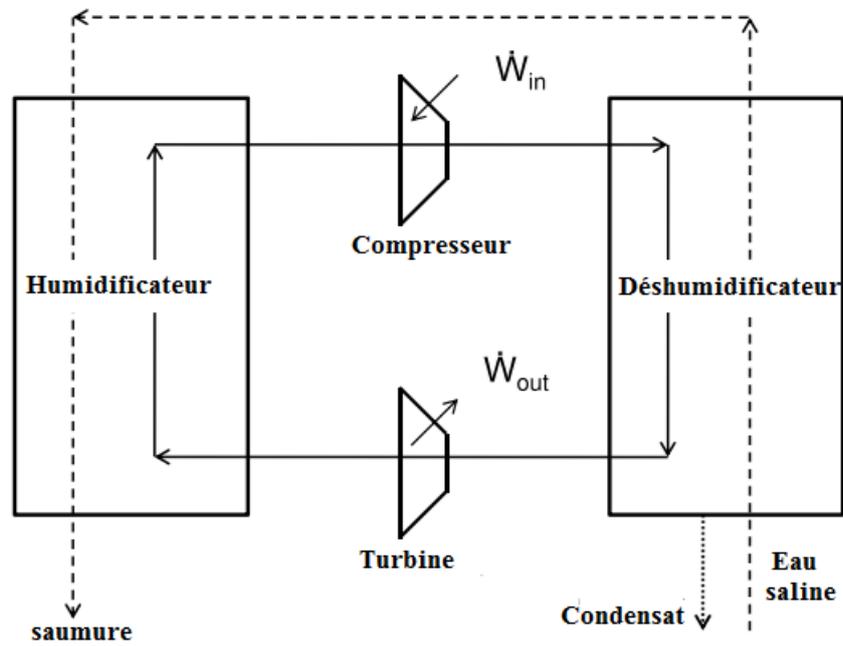


FIGURE I.5 – Schéma d'un cycle de dessalement par humidification-déshumidification utilisant la compression mécanique de l'air entre l'humidificateur et le déshumidificateur

Le cycle est représenté à la figure I.6 sur un diagramme psychrométrique. Les différents processus subis par l'air et décrits ci-dessus sont indiqués sur la figure.

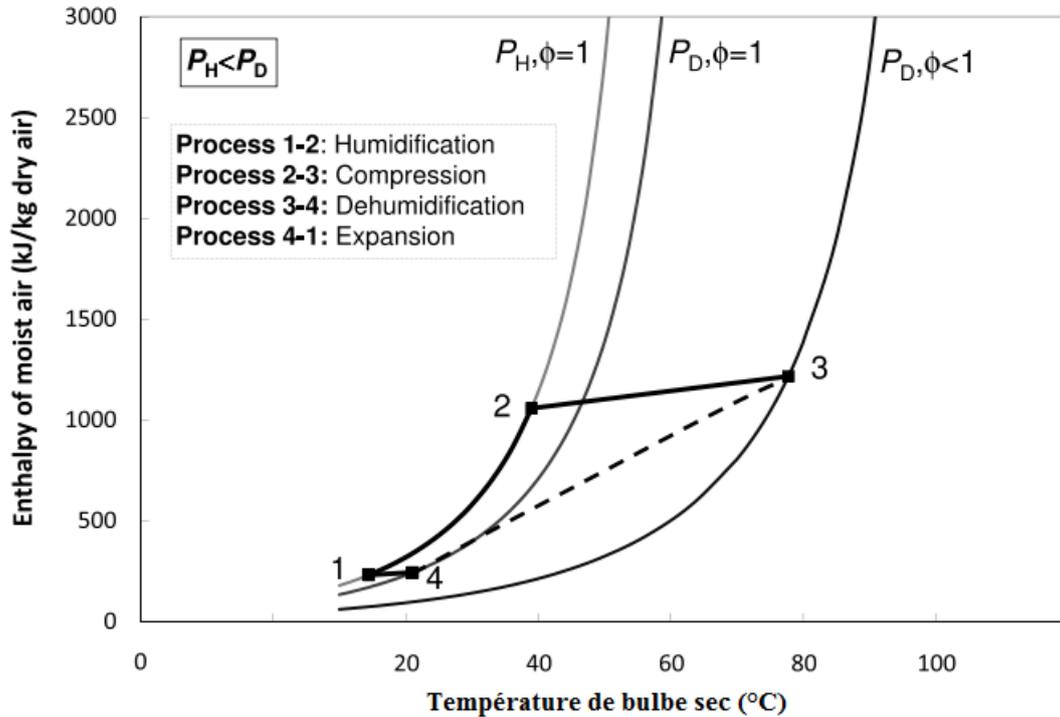


FIGURE I.6 – Les différents processus dans le système HD avec compression mécanique de l'air représentés en coordonnées psychrométriques ( $T$ ,  $h$ )

## I.5 Procédé de dessalement à étudier dans le cadre de ce projet

Le cycle classique de dessalement par humidification-déshumidification est montré sur le diagramme psychrométrique de la figure I.7 ci-dessous. L'air est humidifié jusqu'à saturation à travers l'évaporateur (humidificateur) suivant un processus 1-2 où sa température croît au contact d'une eau chaude. L'air passe ensuite dans le condenseur (déshumidificateur) à travers lequel il subit un processus de refroidissement 2-3 suivant la ligne de saturation  $\phi = 1$ , processus accompagné d'une condensation d'une partie de sa charge en vapeur et donc d'une diminution de son humidité spécifique. Au terme de cette étape, la température de l'air à la sortie du déshumidificateur reste toujours

supérieure à la température ambiante ( $T_3 > T_1$ ) parce que le liquide de refroidissement (l'eau d'alimentation dans le procédé conventionnel) est admis au condenseur à la température ambiante. De plus, à la sortie du système, l'air contient toujours une humidité supérieure à celle qu'il avait lors de son admission, ce qui signifie qu'une partie de l'eau évaporée est ainsi lâchée dans l'atmosphérique. Par conséquent, dans le procédé classique, il est impossible de ramener l'état 3 à la sortie du déshumidificateur au niveau de l'humidité spécifique de l'air ambiant (point 4), étant donné que pour le faire il faut descendre en-dessous de la température ambiante. La partie de l'humidité qui est indisponible pour la récupération ( $\omega_3 - \omega_4$ ) est considérée comme l'eau perdue. Cela signifie que la quantité d'eau extraite est inférieure à la quantité d'eau vaporisée.

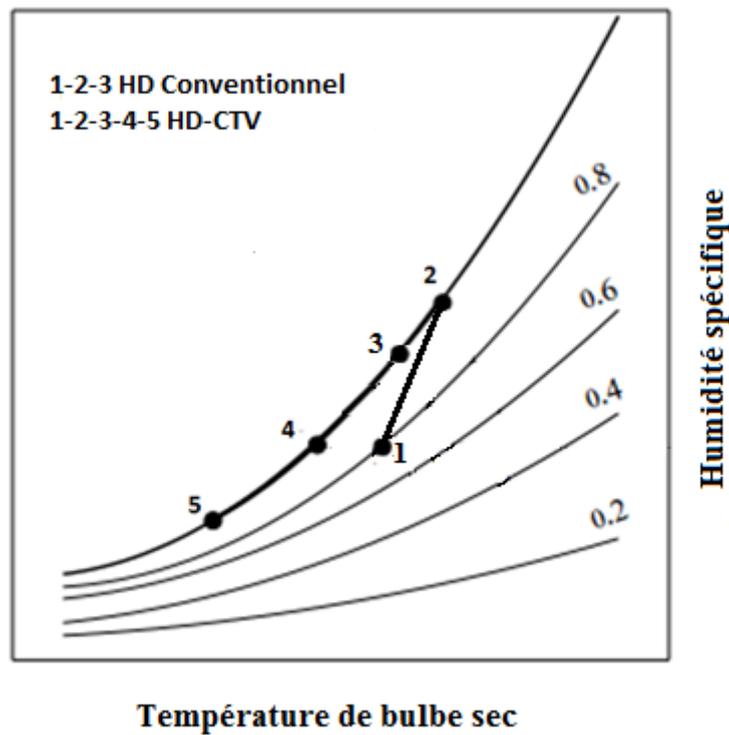


FIGURE I.7 – les cycles d'humidification-déshumidification de l'air

Les humidités relatives de l'air à l'entrée du déshumidificateur (état 2) et à la sortie (état 3) sont en principe dans les conditions de saturation, mais, la température  $T_3$

est inférieure de  $T_2$ . Et il se trouve que la quantité d'eau douce produite croît avec la différence de température ( $T_2 - T_3$ ).

Le processus de condensation à l'intérieur du déshumidificateur est pratiquement réalisé en utilisant l'eau saline (ou l'air ambiant) pour le refroidissement. Le déshumidificateur recouvre donc seulement 60 à 80% de l'eau vaporisée. Dans le présent travail, nous allons considérer une solution qui vise à augmenter la performance du déshumidificateur et à augmenter le taux de production d'eau fraîche.

Il s'agit d'accroître la différence de température de l'air entre les bornes du déshumidificateur en abaissant sa température à la sortie. Autrement dit, au lieu de quitter le déshumidificateur à l'état (3) sur la figure I.7 ci-dessus, comme dans le procédé conventionnel à une température supérieure à l'ambiante, le refroidissement de l'air sera poussé jusqu'à une température telle que son humidité spécifique soit égale à celle de l'air ambiant (point 4 sur la figure I.7) ou même jusqu'à une température plus basse encore, telle que son humidité spécifique sera inférieure à celle de l'air ambiant (point 5 sur la figure I.7).

Techniquement un tel objectif est réalisable grâce à l'apport d'un système frigorifique ; et pour minimiser la consommation d'énergie électrique, nous envisageons d'utiliser un cycle frigorifique à éjecteur qui permet de remplacer la compression mécanique par une compression thermique qui, comme le procédé de dessalement lui-même, pourrait tirer profit de l'énergie disponible au niveau d'un capteur solaire.

## I.6 Système frigorifique muni d'un éjecteur

Le cycle frigorifique muni d'un éjecteur comporte deux boucles fermées comme illustré à la Figure I.8 ci-dessous [3] :

1. La boucle (1-2-3-4-1) qui constitue un cycle de puissance, appelée également "boucle motrice" (BM).

2. La boucle (1-2-5-6-1) qui constitue le cycle frigorifique ou "boucle frigorifique" (BF).

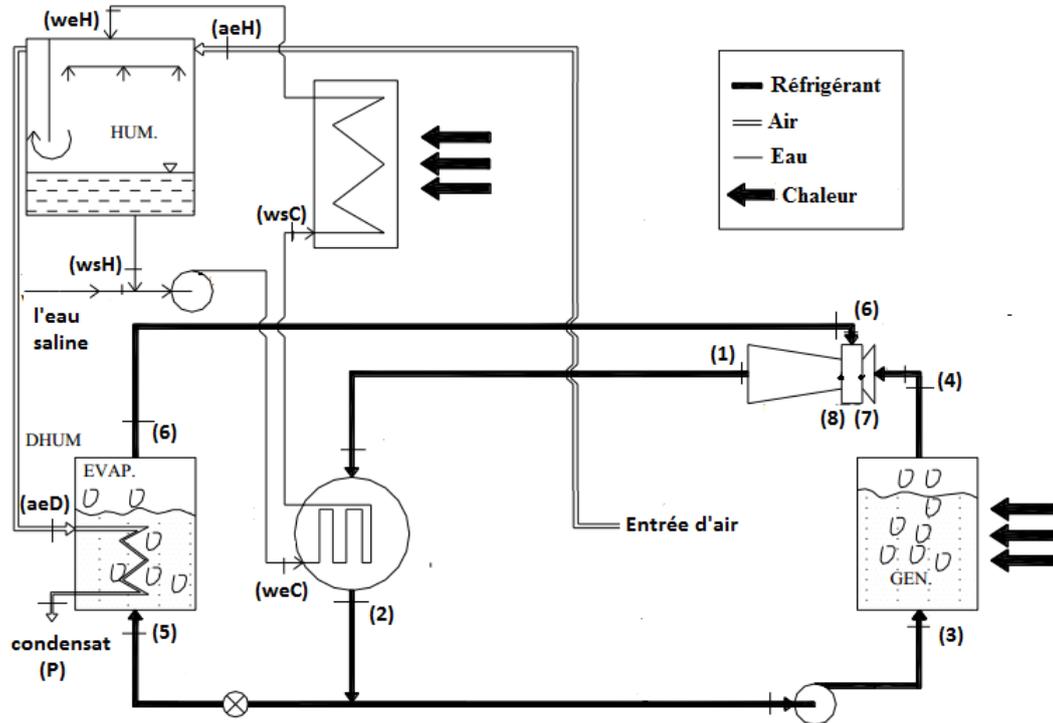


FIGURE I.8 – schéma d'un nouveau système de dessalement par HD

### I.6.1 Principe de fonctionnement du cycle frigorifique à éjecteur

Dans le cycle de puissance, l'énergie fournie à haute pression au fluide moteur au niveau du générateur sert à l'évaporer puis à le surchauffer, avant d'être dirigé vers l'éjecteur. Dans ce dernier, il est accéléré et joue le rôle d'un fluide primaire qui entraîne grâce à son énergie le fluide secondaire provenant de la boucle frigorifique. Les deux fluides se mélangent puis passent par un diffuseur constituant la dernière partie de l'éjecteur où la compression nécessaire à l'accomplissement de la boucle frigorifique est obtenue. Après l'éjecteur vient le condenseur d'où le fluide sort à l'état de liquide

saturé. L'éjecteur et le condenseur sont communs aux deux boucles du fluide frigorigène et sont donc parcourus par la totalité du débit. A la sortie du condenseur le liquide se divise de nouveau en un débit primaire qui se dirige vers la pompe pour exécuter une nouvelle fois la boucle motrice et en un débit secondaire qui se dirige vers la vanne de détente puis l'évaporateur qu'il va quitter à l'état de vapeur saturée pour rejoindre l'éjecteur et recommencer une nouvelle boucle frigorifique.

L'un des problèmes pratiques rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle frigorifique, concerne ses performances qui dépendent fortement de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est fonction du facteur d'entraînement (le rapport du débit secondaire sur le débit primaire).

## **I.7 Procédé de dessalement par humidification déshumidification couplé à un cycle frigorifique à compression thermique de vapeur (HDCTV)**

Le couplage entre le procédé de dessalement et le cycle frigorifique se fait au niveau de la source froide qui joue le rôle d'évaporateur pour le cycle frigorifique et le rôle de déshumidificateur pour le procédé de dessalement. C'est précisément à cet endroit que l'eau fraîche est produite et recueillie sous forme de condensat, la chaleur latente libérée par cette condensation étant transmise au fluide secondaire de la boucle frigorifique qui s'évapore à une température relativement basse. Le couplage est schématisé à la figure I.8 ci-dessous avec les notations qui seront utilisées dans la suite de la présente étude.

Le procédé de dessalement HD comporte une boucle d'air ouverte et une boucle d'eau avec possibilité de recyclage. Il comporte un humidificateur d'air (HUM), un chauffe-eau (CE), un déshumidificateur (DHUM-EV) et un préchauffeur d'eau (RC-

PR). Bien que le système frigorifique emploie quatre composants principaux : un générateur de vapeur (G), un éjecteur (EJ), un condenseur de réfrigérant (RC-PR), et un évaporateur (DHUM-EV), les deux composants (RC-PR) et (DHUM-EV) ont des fonctions doubles et permettent de coupler les deux cycles entre eux.

Dans le système de réfrigération, le fluide primaire venant du générateur sous forme de vapeur surchauffée (état 4) se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur (état 7p) subissant une accélération accompagnée d'une chute de pression qui provoque l'aspiration du fluide secondaire (état 7s) venant de l'évaporateur dans un état saturé (état 6). Les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (état 8) puis ils se compriment au diffuseur de l'éjecteur se dirigeant vers le condenseur (état 1). À la sortie de ce dernier (état 2), une partie du débit est pompée vers le générateur (état 3) constituant le fluide primaire et le restant se détend dans la vanne (état 5) pour s'évaporer par la suite et produire l'effet frigorifique désiré au niveau de l'évaporateur (déshumidificateur).

Pour le cycle de l'air humide (HD), l'eau d'alimentation est d'abord chauffée dans le préchauffeur (RC-PR), parce que la température du réfrigérant à l'intérieur des tubes du condenseur est généralement supérieure à celle de l'eau d'alimentation qui est proche de la température ambiante. Le condenseur est ainsi utilisé comme un récupérateur de chaleur pour le préchauffage de l'eau. L'eau quitte ensuite le préchauffeur pour entrer dans le réchauffeur principal (CE).

Dans l'humidificateur, l'air en provenance de l'atmosphère est mis en contact avec l'eau pulvérisée provenant du réchauffeur principal. Une partie de l'eau se vaporise provoquant ainsi une augmentation de l'humidité relative de l'air jusqu'à la condition de saturation. Ensuite, l'air humide entre directement au déshumidificateur (DHUM-EV) où son humidité spécifique est réduite par condensation de la vapeur d'eau au contact de la surface extérieure des tubes qui transportent le fluide frigorigène en cours

de vaporisation. Le processus de condensation se poursuit jusqu'à une température inférieure à la température ambiante dont la valeur dépend des caractéristiques du cycle frigorifique.

De plus, l'air à la sortie du déshumidificateur est à basse température et peut donc être utilisé pour satisfaire différents besoins en froid, comme par exemple dans les systèmes de climatisation, les chambres froides. Le condensat du processus de déshumidification représente l'eau douce produite.

Dans le chapitre II, le système décrit ci-dessus sera analysé en vue de démontrer les améliorations qu'il pourrait apporter au procédé de dessalement par humidification-déshumidification de base étudié dans le cadre de notre projet de fin d'études.

Chapitre **II**

Analyse et modélisation thermodynamique  
du système

## II.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons faire l'analyse thermodynamique du cycle de réfrigération utilisé pour le refroidissement et du déshumidification de l'air humide. Nous allons également, comme dans le PFE, modéliser les transferts de matière et d'énergie au sein de l'humidificateur et de l'évaporateur. le coefficient de performance pour l'ensemble du système sera calculé, ainsi que le taux de production de d'eau fraiche. Ces deux critères de performance seront étudiés en fonction des paramètres opératoires du système et l'influence de ces derniers sera établie. Le système à étudier a été présenté au chapitre I. Pour les notations, nous nous référons à celles de la figure I.8.

## II.2 modélisation du cycle de réfrigération

L'analyse énergétique d'un système de réfrigération à éjecteur se fonde sur les principes de conservation et vise à déterminer chaque état du fluide frigorigène dans le cycle. notre analyse se fera dans le cadre des hypothèses suivantes :

- Régime permanent.
- Il n'y a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur
- Les transformations dans les échangeurs de chaleur sont isobares ( $P=\text{constante}$ )

$$P_3 = P_4 \quad (\text{II.1})$$

$$P_2 = P_1 \quad (\text{II.2})$$

$$P_5 = P_6 \quad (\text{II.3})$$

- Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables partout à travers le système, sauf à l'entrée et à la sortie de la zone de mélange de l'éjecteur (états 7p

et 8).

- Les écoulements primaire et secondaire entrent à l'éjecteur sous forme de vapeur.
- Les détenteurs du fluide dans les écoulements primaire et secondaire sont isentropiques.

$$s_{7p} = s_4 \quad (\text{II.4})$$

$$s_{7s} = s_6 \quad (\text{II.5})$$

- La pression à la sortie de la tuyère primaire est égale à celle de l'écoulement secondaire à la même section.

$$P_{7p} = P_{7s} = P_6 \quad (\text{II.6})$$

- La détente dans la vanne est isenthalpique.

$$h_2 = h_5 \quad (\text{II.7})$$

A la sortie du condenseur (état 2) : le fluide est à l'état de liquide saturé.

$$x_2 = 0 \quad (\text{II.8})$$

À la sortie de l'évaporateur (état 6) : le fluide est à l'état de vapeur saturée.

$$x_6 = 0 \quad (\text{II.9})$$

## II.2.1 Modélisation de l'écoulement du fluide secondaire et du fluide primaire

le bilan d'énergie pour un volume de contrôle autour de l'évaporateur (déshumidificateur) donne :

$$\dot{m}_a(h_{aeD} - h_{asD}) - \dot{m}_c h_c = \dot{m}_s(h_6 - h_5) \quad (\text{II.10})$$

Avec :

$\dot{m}_a$  débit d'air sec

$h_{aeD}$  enthalpie spécifique de l'air humide à l'entrée de l'évaporateur.

$h_{asD}$  enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de l'évaporateur.

$\dot{m}_c$  débit de condensat produit.

$h_c$  enthalpie spécifique du condensat.

$\dot{m}_s$  débit du R134a dans l'écoulement secondaire

L'équation de la conservation de l'énergie appliquée à la tuyère primaire (entre 4 et 7p) s'écrit :

$$h_4 = h_{7p} + \frac{V_{7p}^2}{2} \quad (\text{II.11})$$

$V_{7p}$  vitesse de l'écoulement primaire à la sortie de la tuyère.

$h_4$  et  $h_{7p}$  enthalpie spécifique du R134a à l'entrée et à la sortie de la tuyère respectivement.

## II.2.2 Modélisation de l'écoulement dans la section du mélange

À la section 8, on considère que les propriétés du mélange sont uniformes, et d'après l'équation de conservation de la masse :

$$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s \quad (\text{II.12})$$

où :

$\dot{m}$  le débit massique total du R134a

$\dot{m}_p$  débit du R134a dans l'écoulement primaire.

L'équation de la quantité de mouvement entre 7 et 8 s'écrit :

$$(\dot{m}_p + \dot{m}_s)V_8 = \dot{m}_p V_{7p} \quad (\text{II.13})$$

$V_8$  vitesse de l'écoulement résultant à la sortie de la zone de mélange de l'éjecteur.

$h_8$  enthalpie spécifique du R134a à la sortie de la zone de mélange.

Pour la zone de mélange, entre 7 et 8 , l'équation de conservation de l'énergie donne :

$$h_8 = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \left( h_{7p} + \frac{V_{7p}^2}{2} \right) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}} h_{7s} - \frac{V_8^2}{2} \quad (\text{II.14})$$

## II.2.3 Modélisation du diffuseur

La compression au niveau du diffuseur est considérée isentropique :

L'équation de conservation de l'énergie pour le diffuseur s'écrit :

$$h_1 = h_8 + \frac{V_8^2}{2} \quad (\text{II.15})$$

$h_1$  enthalpie du R134a à la sortie du diffuseur.

## II.2.4 Modélisation du générateur de vapeur

La quantité de chaleur fournie par le générateur au réfrigérant est donnée par :

$$Q_G = \dot{m}_p(h_4 - h_3) \quad (\text{II.16})$$

## II.3 modélisation du cycle de dessalement

### II.3.1 Hypothèses

L'analyse présentée sera basée principalement sur des bilans de matière et d'énergie qui nécessitent la connaissance des états thermodynamiques de l'air et de l'eau à travers le système, avec :

- Les régimes de fonctionnement sont permanents.
- 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.
- 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.3.2 modélisation de l'humidificateur

Cette modélisation est identique à celle décrite dans notre PFE ; nous la rappelons donc ici intégralement car elle est nécessaire pour la compréhension de notre procédure. 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.

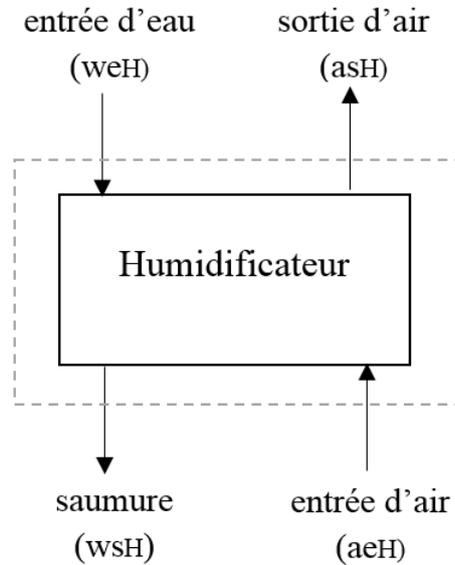


FIGURE II.1 – Représentation schématique d'un volume de contrôle autour de l'humidificateur

#### II.3.2.1 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 :

$$\dot{m}_{aeH} = \dot{m}_{asH} = \dot{m}_a \quad (\text{II.17})$$

on aura donc à travers l'humidificateur :

$$\dot{m}_{weH} + \dot{m}_a \omega_{eH} = \dot{m}_{wsH} + \dot{m}_a \omega_{sH} \quad (\text{II.18})$$

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  $\dot{m}_{wsH} = \dot{m}_b$ , l'équation(II.18) peut être résolue pour calculer ce dernier :

$$\dot{m}_b = \dot{m}_w - \dot{m}_a (\omega_{sH} - \omega_{eH}) \quad (\text{II.19})$$

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

$$\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a} = m_r - (\omega_{sH} - \omega_{eH}) \quad (\text{II.20})$$

Où on a posé :

$$m_r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (\text{II.21})$$

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.3.2.2 Bilan d'énergie pour l'humidificateur

le bilan d'énergie pour un volume de contrôle autour de l'humidificateur donne :

$$\dot{m}_a h_{aeH} + \dot{m}_{weH} h_{weH} = \dot{m}_a h_{asH} + \dot{m}_{wsH} h_{wsH} \quad (\text{II.22})$$

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  $\omega$ , est donnée par l'expression :

$$h_a = c_{pa}T + \omega h_g(T) \quad (\text{II.23})$$

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 contenus dans l'air humide à la température (T). Dans la présente analyse, nous avons utilisé pour le calcul de cette grandeur l'expression suivante [thermodynamique]

$$h_g(T) = 2500.9 + 1.82T \quad (\text{II.24})$$

avec  $h_g$  en kJ/kg et T en °C.

Ainsi, les enthalpies  $h_{aeH}$  et  $h_{asH}$  dépendent respectivement de  $T_{aeH}$  et  $\omega_{aeH}$ , 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.22) par le débit d'air  $\dot{m}_a$  et en tenant compte des équations (II.20), (II.23) et (II.24), on peut reformuler le bilan d'énergie dans l'humidificateur comme suit :

$$m_r h_{weH} - [m_r - (\omega_{sH} - \omega_{eH})] h_{wsH} = c_{pa}(T_{asH} - T_{aeH}) + 2500.9(\omega_{sH} - \omega_{eH}) + 1.82(\omega_{sH} T_{asH} - \omega_{eH} T_{aeH}) \quad (\text{II.25})$$

### II.3.3 Modélisation de l'évaporateur

Le rôle principal de l'évaporateur consiste à récupérer l'humidité de l'air sous forme de condensat. Pour ce faire on utilise le réfrigérant R134a qui arrive au niveau de température le plus bas dans le système.

Ainsi donc, l'évaporateur 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 du réfrigérant, une sortie (c) par laquelle l'eau fraîche produite par condensation sera récupérée.

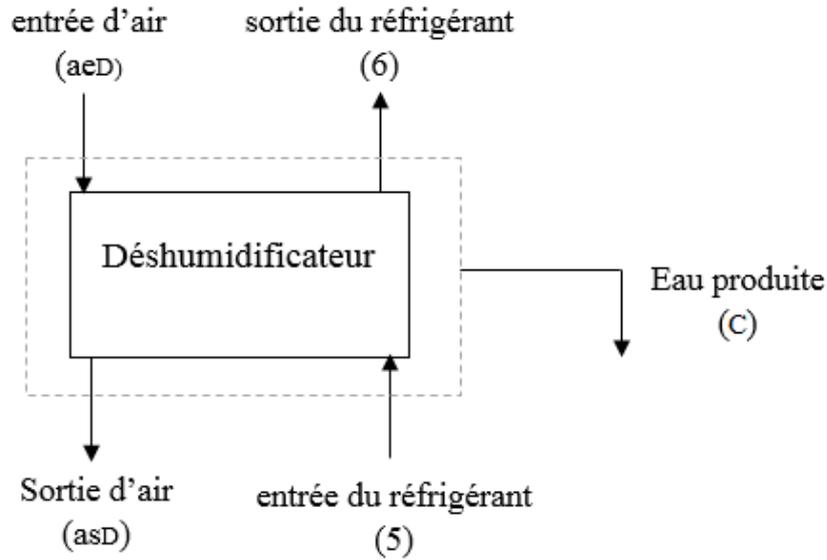


FIGURE II.2 – Représentation schématique d'un volume de contrôle autour du déshumidificateur

### II.3.3.1 Bilans de matière pour le déshumidificateur (évaporateur)

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 :

$$\dot{m}_a \omega_{eD} = \dot{m}_a \omega_{sD} + \dot{m}_c \quad (\text{II.26})$$

où :

$\dot{m}_a \omega_{eD}$  : 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.

l'expression ci-dessus peut se mettre sous la forme :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a (\omega_{eD} - \omega_{sD}) \quad (\text{II.27})$$

où :

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

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

### II.3.3.2 Bilan d'énergie pour le déshumidificateur

le bilan d'énergie a pour expression dans ce cas :

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_a h_{aeD} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_a h_{asD} + \dot{m}_c h_c \quad (\text{II.28})$$

Avec :

$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_s$  débit de R134a dans l'écoulement secondaire.

$h_{aeD}$  et  $h_{asD}$  représentent l'enthalpie spécifique de l'air humide à l'entrée et à la sortie du déshumidificateur respectivement.

## 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  $m_c$ .

### 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 :

$$GOR = \frac{\dot{m}_c h_{fg}}{Q_{in} + Q_G} \quad (\text{II.29})$$

$h_{fg}$  la chaleur latente de vaporisation.

### Taux de production de condensat $m_c$ :

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

$$m_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_w} \quad (\text{II.30})$$

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

$\dot{m}_c$  le débit de condensat produit.

## II.5 Procédure de calcul

### II.5.1 Introduction des données de base :

- Pression de l'eau d'alimentation  $P_w = 1\text{MPa}$
- Pression de l'air  $P_a = 1\text{atm}$
- Salinité = 0.01
- Efficacité du condenseur de cycle frigorifique  $\varepsilon_c = 0.9$
- Humidité relative = 0.6
- facteur d'entraînement  $U = 0.5$
- différence de température  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$
- température d'eau d'alimentation  $T_{weC} = 30^\circ\text{C}$
- Température de l'air à l'entrée de l'humidificateur  $T_{aeH} = 30^\circ\text{C}$

### II.5.2 Introduction des paramètres

- Température de génération  $T_4$
- Pression de génération  $P_4$
- Température de source froide  $T_5$

- Le rapport des débits  $m_r$

### II.5.3 Calcul de l'humidificateur

- À partir de  $T_{aeH}$  et  $\phi$  nous obtenons  $\omega_{eH}$  et  $h_{aeH}$
- Nous choisissons une valeur de  $T_{weH}$
- À partir de  $T_{weH}$  nous obtenons  $h_{weH}$
- À partir de  $T_{weH}$  et  $T_{aeH}$  nous calculons les conditions idéales à la sortie de l'humidificateur
- Nous calculons l'efficacité de l'humidificateur par rapport de l'eau et l'air. Ensuite, Les deux efficacités sont comparées et l'efficacité représentative de l'échangeur, est celle qui est maximale.
- À partir l'équation de bilan d'énergie et celle de l'efficacité on calcule les états thermodynamiques à la sortie de l'humidificateur.

### II.5.4 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  $T_{aeD}$  et  $\omega_{eD}$
- L'état thermodynamique de R134a à l'entrée du déshumidificateur est connue  $T_5$
- Les températures  $T_5 = T_6$  avec  $x_6 = 1$  donc on peut calculer  $P_5 = P_6$
- À l'entrée du déshumidificateur les états thermodynamiques de l'air et de R134a sont connus donc on peut déterminer les états aux sorties du déshumidificateur en utilisant les équations de bilan d'énergie et d'efficacité.

### II.5.5 Calcul du cycle frigorifique

- Nous fixons un  $\Delta T$  dans le condenseur  $\Delta T = (T_2 - T_{weC})$
- À partir de  $T_2$  et  $x_2 = 0$  nous obtenons  $P_2 = P_1$ ,  $h_2$  et  $h_5 = h_2$
- À partir de  $T_6$  et  $x_6 = 1$  nous obtenons  $P_6 = P_5$ ,  $h_6 = h_s$ ,  $s_6$
- Nous choisissons des valeurs pour  $P_4$  et  $T_4$
- À partir de  $P_4$  et  $T_4$  nous obtenons  $h_4$ ,  $s_4$
- La pression à l'entrée de la zone de mélange est égale celle de la fluide secondaire à la sortie de l'évaporateur
- Le calcul de la vitesse  $V_{7p}$  s'effectue à partir de l'équation II.11
- La pression à travers la zone de mélange est constante, donc on peut calculer la vitesse  $V_8$  à partir l'équation de quantité de mouvement II.13
- À partir la vitesse  $V_8$  et en utilisant l'équation de conservation de l'énergie II.14 on calcule l'enthalpie  $h_8$
- L'étape dernière consiste à calculer les propriétés thermodynamiques à la sortie du diffuseur en utilisant l'équation II.15

Cette procédure de calcul a été exécutée sur MATLAB qui fait usage de REFPROP pour la lecture des propriétés thermodynamiques de l'eau, de l'air et du R134a. Les principaux sont fournis sous forme graphique au chapitre III suivant.

Chapitre **III**

Résultats et interprétations

### III.1 Introduction

Les résultats qui seront présentés dans ce chapitre ne sont pas un aboutissement d'une analyse poussée du système pour optimiser sa conception. Un tel objectif nécessite beaucoup plus de temps que celui dont nous avons disposé pour accomplir ce travail complémentaire par rapport à celui que nous avons réalisé dans le cadre de notre PFE. Nous avons surtout voulu montrer qu'avec un système de refroidissement qui nous permet de déshumidifier l'air sous la température ambiante, nous pouvons améliorer de manière substantielle la productivité du procédé de dessalement par humidification-déshumidification de base, quitte à accepter quelques sacrifices sur le coefficient de performance du système.

### III.2 Comparaison des performances du procédé HD-CTV avec celles du procédé de base OAOW-WH

La figure III.1.a ci-dessous représente l'évolution du coefficient de performance d'un cycle (HDCTV) et celui d'un cycle de base (OAOW-WH) en fonction du rapport des débits  $m_r$  et dans les conditions opératoires définies par les valeurs des autres paramètres indiquées sur la figure. Nous pouvons relever sur cette figure que le rapport des débits  $m_r$  optimum est le même pour les deux procédés, mais la valeur maximale du coefficient de performance correspondante n'est que de 1 pour le procédé HDCTV alors qu'elle atteint 1.5 pour le procédé de base OAOW-WH. Cette réduction dans la valeur du coefficient de performance, s'explique par le fait qu'à l'énergie fournie à l'eau d'alimentation dans le capteur solaire, énergie nécessaire à la production de vapeur dans l'humidification, s'ajoute l'énergie fournie au R134a dans le générateur, énergie

nécessaire pour produire le froid qui va nous permettre de condenser davantage dans le procédé HDCTV. Et justement, la figure III.1.b où on a représenté l'évolution du taux de production de condensat en fonction de  $m_r$  pour les deux procédés dans les mêmes conditions opératoires, montre que la productivité du procédé HDCTV est largement plus importante que celle du procédé OAOW-WH. La figure montre en effet que le taux de production de condensat maximum dans les conditions opératoires indiquées sur la figure est de 0.05 pour le procédé de base OAOW-WH et passe à 0.07 pour le procédé HDCTV étudié ici, soit une amélioration de près de 40%.

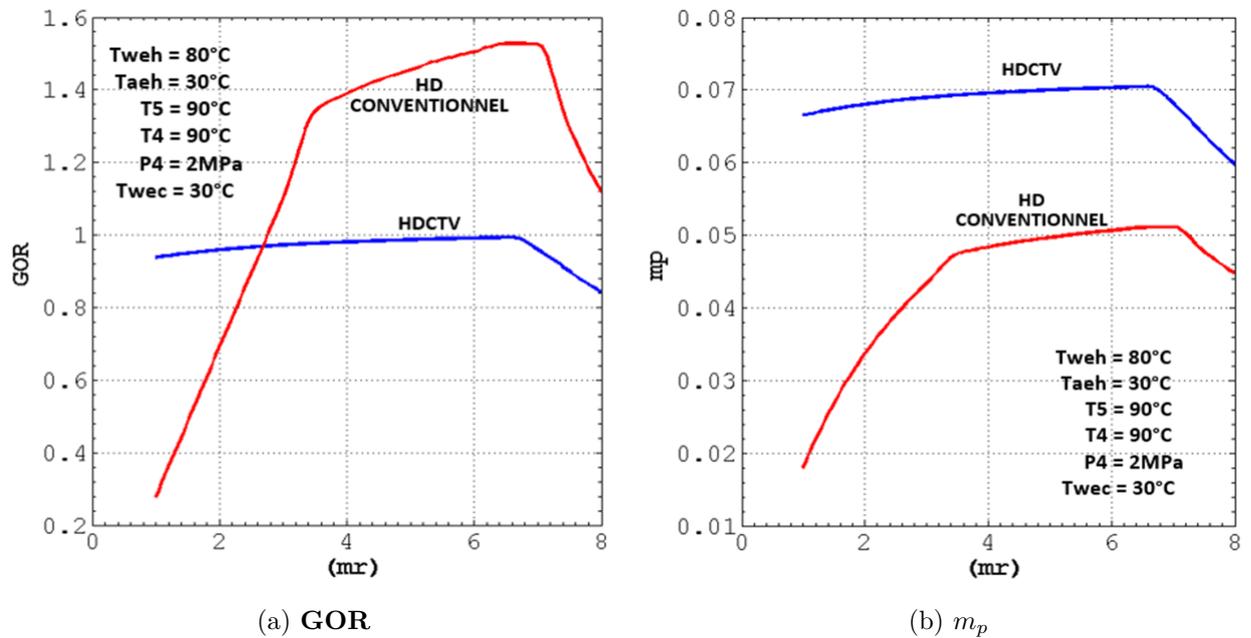


FIGURE III.1 – Les performances dans le cycle conventionnel HD et le cycle de dessalement par compression de vapeur HDCTV

### III.3 Influence des paramètres de génération $P_4$ et $T_4$ sur le coefficient de performance du procédé HDCTV

La figure III.2a ci-dessous présente les courbes d'évolution du coefficient de performance du système en fonction du rapport des débits  $m_r$  pour différentes valeurs de la température de génération  $T_4$ , tandis que la figure III.2b présente les mêmes courbes pour différentes valeurs de la pression de génération  $P_4$  dans les mêmes conditions opératoires indiquées sur les figures. On relève que le coefficient de performance croît avec la température de génération et décroît lorsque la pression de génération augmente.

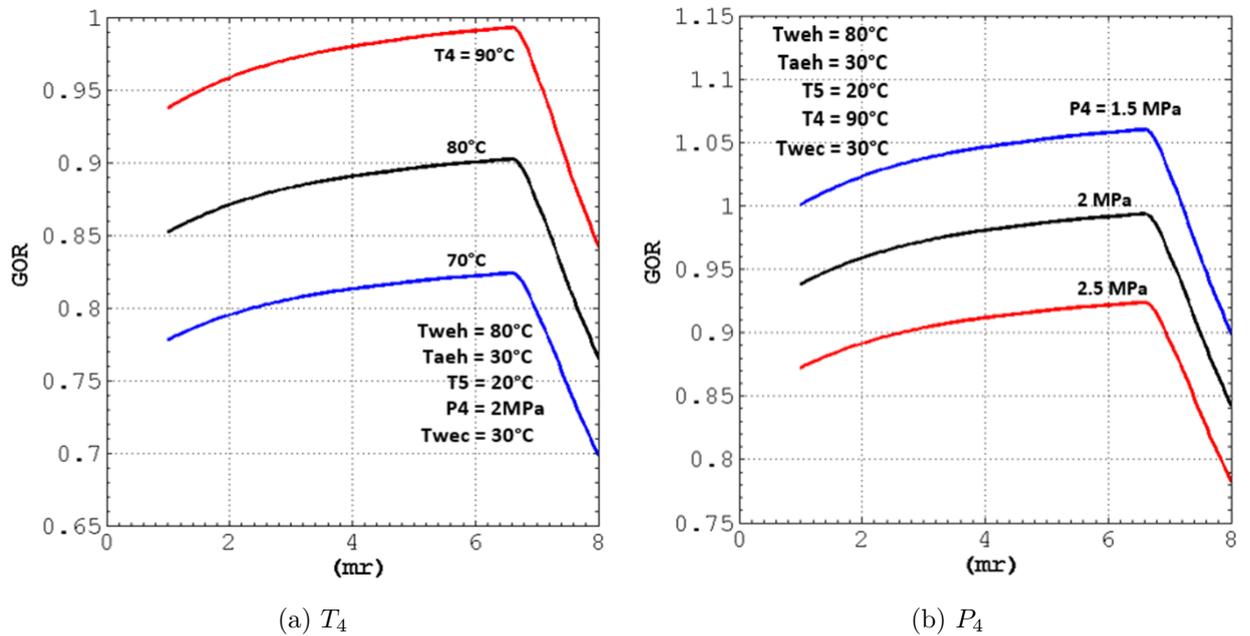


FIGURE III.2 – Effet de la température et de la pression sur l'évolution du coefficient de performance

### III.4 Effet d'une variation de la température de la source froide (évaporateur-déshumidificateur) sur les performances du procédé HDCTV

La figure III.3a présente les courbes d'évolution du GOR et la figure III.3b présente les courbes d'évolution du taux de production de condensat  $m_c$  pour différentes valeurs de la température de la source froide.

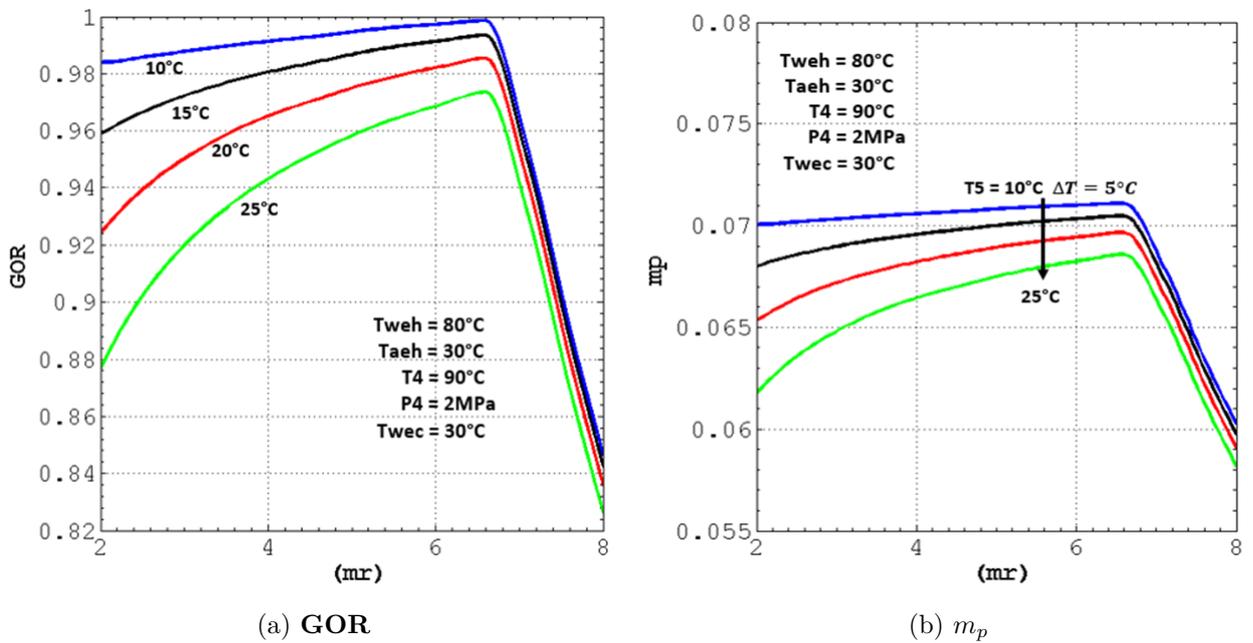


FIGURE III.3 – effet de la température de condensation sur l'évolution des performances du système

Ces figures montrent que le coefficient de performance GOR et le taux de production de condensat  $m_c$  augmentent tous les deux lorsque la température de la source froide diminue.

La figure III.4 présente les courbes d'évolution de la différence d'humidification spécifique  $\omega_{sD} - \omega_{eH}$  entre la sortie du déshumidificateur et l'entrée de l'humidificateur, qui correspond à l'humidité spécifique de l'air ambiant.

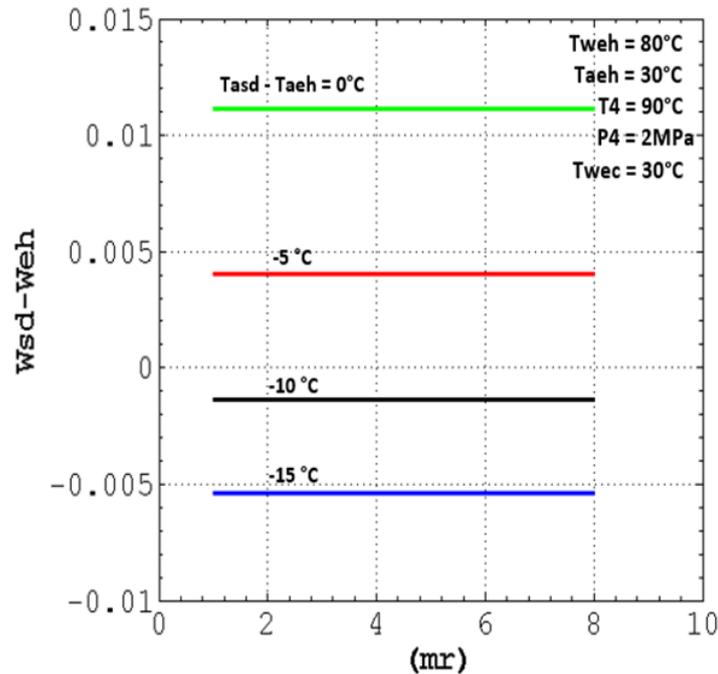


FIGURE III.4 – effet de la température de la source froide sur l’humidité spécifique à la sortie du déshumidificateur

Les courbes sont des droites horizontales, ce qui signifie que la différence  $\omega_{sD} - \omega_{eH}$  ne dépend pas de  $mr$ . En effet, étant donné que  $w_{eh}$  est constante (toutes les courbes correspondent au même état thermodynamique de l’air atmosphérique), et que  $w_{sd}$  corresponde à de l’air saturé à la sortie du déshumidificateur, ce qui veut dire qu’elle ne dépend que de la température de l’air à cet endroit  $T_{asD}$ , on peut paramétrer les courbes avec la différence de la température ( $T_{asD} - T_{aeH}$ ). On voit que d’après cette figure que même lorsque l’air humide quitte le déshumidificateur à la température de l’air ambiant ( $T_{asD} - T_{aeH} = 0$ ), la différence  $\omega_{sD} - \omega_{eH}$  reste supérieure à zéro, ce qui signifie qu’une partie de la vapeur absorbée au niveau de l’humidificateur sera rejetée dans l’atmosphère avec l’air. Pour récupérer la totalité de la vapeur absorbée au niveau de l’humidificateur, il faudra refroidir l’air à près de 10°C en dessous de la température ambiante.

Autrement dit, dans les conditions opératoires de la figure, l’air ambiant étant

à 30°C, il sera nécessaire de refroidir l'air jusqu'à environ 20°C pour récupérer sous forme de condensat toute la vapeur produite dans l'humidificateur.

Si l'on refroidit davantage, on pourrait même puiser dans l'humidité de l'air atmosphérique tout en améliorant le coefficient de performance du procédé.

# Conclusion Générale

Le couplage d'un cycle frigorifique à thermo-compression de vapeur à un procédé de dessalement par Humidification-Déshumidification d'air a été considéré dans cette étude. Nous avons montré qu'un tel couplage permettait de prolonger la déshumidification de l'air en le refroidissant à des températures inférieures à l'ambiante et permettait ainsi de récupérer la totalité de la vapeur produite au niveau de l'humidificateur, voire même une partie de celle que l'air avait à son admission. La productivité du système est ainsi améliorée. Toutefois, l'introduction d'une consommation d'énergie supplémentaire nécessaire au fonctionnement du cycle frigorifique, réduit la valeur du coefficient de performance du système. L'utilisation de l'énergie dans le système reste donc à parfaire. On pourrait prendre en compte la possibilité d'utiliser les frigorifiques contenues dans l'air déshumidifié dans un système de conditionnement d'air par exemple. Il est également possible que le couplage soit plus performant avec d'autres variantes du procédé de dessalement par Humidification-Déshumidification et/ou d'autres conditions opératoires pour le cycle frigorifique. Nous suggérons donc que de tels aspects soient analysés en profondeur lors d'études ultérieures.

## References

- [1] G. P. Chafik, R. K. McGovern, G. P. Thiel, J. A. Miller, and V. Lienhard, “Status of humidification dehumidification desalination technology,” in *International Desalination Association Journal, World Water Congress, Perth, Australia*, 2011.
- [2] G. P. Narayan, M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard V, and S. M. Zubair, “Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles,” *Desalination and water treatment*, vol. 16, no. 1-3, pp. 339–353, 2010.
- [3] A. Limane, *Etude numérique d’un système de réfrigération à éjecteur*. PhD thesis, 2009.
- [4] K. H. Mistry, G. P. Narayan, A. Mitsos, and J. H. Lienhard V, “Optimization of multi-pressure humidification-dehumidification desalination using thermal vapor compression and hybridization,” 2011.
- [5] G. P. Narayan, R. K. McGovern, J. H. Lienhard, and S. M. Zubair, “Variable pressure humidification dehumidification desalination system,” in *ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference*, pp. T20045–T20045, American Society of Mechanical Engineers, 2011.
- [6] M. Zamen, S. M. Soufari, and M. Amidpour, “Improvement of solar humidification–

- dehumidification desalination using multi-stage process,” *Chem. Eng. Trans*, vol. 25, pp. 1091–1096, 2011.
- [7] A. Kabeel, M. H. Hamed, Z. Omara, and S. Sharshir, “Water desalination using a humidification-dehumidification technique a detailed review,” 2013.
- [8] A. Dahmani, *Utilisation des éjecteurs pour améliorer les performances des systèmes de réfrigération*. Université de Sherbrooke, 2011.
- [9] F. KADRI and A. ZERZAR, “Etude d’un système de dessalement par un procédé d’humidification/déshumidification d’air couplé à des capteurs solaires,” Master’s thesis.