

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie des Procédés

THÈSE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT en sciences

Filière : Génie des procédés

Spécialité : Génie chimique

Par

Karima LARBAOUI

Thème :

**Contribution à l'analyse du fonctionnement d'un système de dessalement
dans une colonne pulvérisée 'Calcul énergétique et exergetique'.**

Soutenue le/...../....., devant le jury composé de :

Chahinez FARES	Professeur	Université UHBC	Présidente
Mustapha DOUANI	Professeur	Université UHBC	Rapporteur
Abdallah LABBACI	Professeur	Université UHBC	Co-rapporteur
HAMMOUDI Mounir	MCA	Université de Khemis miliana	Examineur
Ahmed AZIZI	Professeur	Université de Laghouat	Examineur
Mohamed ANNOUN	Professeur	Université de Médéa	Examineur
Toufik TAHRI	Professeur	Université UHBC	Invité

Année universitaire : 2024-2025

المُلخَص:

إن عملية تحلية مياه البحر والمياه المالحة باستعمال الترطيب وإزالة الترطيب الهواء باستخدام الطاقة الشمسية تعتبر من أهم الطرق المستعملة لإنتاج المياه العذبة ، ينتج التبادل المادي والحراري للهواء والماء اثناء الاتصال والتنقل . من خلال هذه الدراسة، تم إنشاء نموذج رياضي. باستخدام التوازنات المادة والطاقة وتوازن الاكسارجي لتحليل أداء إنتاجية المياه العذبة . قمنا أولاً بالحصول على جميع الخصائص الترموديناميكية للنظام الثنائي (خليط الهواء والماء) باستخدام معادلة الحالة (Viriel SOE)، قدمنا فكرة درجات الحرية لتقييم تأثير متغيرات التشغيل على أداء الوحدة. تم إدخال العديد من الفرضيات، وقيمة درجة الحرية التي تم الحصول عليها هي $N_D=12$. باستخدام خوارزمية صارمة واعتماداً على ظروف التشغيل، تشير نتائج المحاكاة إلى أن الإنتاجية ومعامل نسبة الكسب GOR يزدادان عندما تزداد نسبة التدفق $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ ودرجة حرارة الهواء الداخل إلى جهاز الترطيب وفي حين تنخفض في الوقت نفسه مع إنخفاض درجة حرارة الماء الخارج، (T_4) . إستناداً إلى نتائجنا، لاحظنا أن كفاءة اكسارجي لجهاز الترطيب تزداد بزيادة نسبة التدفق $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ ودرجة حرارة الهواء الداخل (T_5) في آن واحد. ، تزداد الكفاءة اكسارجي لمزيل الرطوبة مع زيادة نسبة التدفق $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ ، وتنخفض مع درجة حرارة الماء الخارج (T_4) . في هذه المرحلة، نستنتج أن مزيل الرطوبة هو مصدر مهم نسبياً لضياع الطاقة التي يجب تخفيضها إلى الحد الأدنى، ومن هنا تأتي أهمية العمل عند قيم منخفضة لدرجة حرارة T_4 .

تمت دراسة كفاءة الطاقة واكسارجي للمجمّع الشمسي من خلال فحص تأثير كميات التدفق الماء \dot{L} ودرجة الحرارة T_{red} على كفاءة اكسارجي. لوحظ أنها تزداد مع T_{red} وتنخفض مع \dot{L} . ومع ذلك، ووفقاً لنتائج المحاكاة، أكبر خسائر الطاقة تؤدي إلى الزيادة في درجة الحرارة $(T_{sun}-T_3)$. وقيمت كفاءة اكسارجي منخفضة للغاية، $\eta_{Ex,col} \cong 5\%$ ، مما يشير إلى أن معظم الطاقة المفقودة في المجمّع الشمسي .

الكلمات المفتاحية: عمليات الترطيب وإزالة الترطيب، تحلية المياه، عمود الرذاذ ، كفاءة الطاقة واكسارجي . معامل نسبة الكسب GOR .

Résumé:

Dans le processus d'humidification-déshumidification, le transfert croisé de chaleur et de matière est causé par l'affinité entre l'eau et air. Au cours de cette étude, un modèle mathématique a été créé en utilisant les bilans de matière, énergétique et exergetique afin d'analyser les performances d'une productivité d'eau douce par dessalement d'eau saumâtre et de l'eau de mer. Nous avons d'abord acquis toutes les propriétés thermodynamiques du système binaire (mélange air-eau) à l'aide de l'équation d'état de viriel (SOE). Nous avons introduit la notion de degrés de liberté pour évaluer l'influence des variables de fonctionnement sur les performances de l'unité. De nombreuses hypothèses ont été introduites, la valeur de degré de liberté obtenue est $N_D=12$. Les bilans (matière, chaleur et de l'exergie) pour chaque élément de l'unité ont été établis. De plus, la mesure de l'efficacité de la séparation a été effectuée en évaluant la productivité de l'eau douce en fonction des variables opératoires, en utilisant un algorithme suffisamment rigoureux. Selon les conditions de fonctionnement, les résultats de la simulation indiquent que la productivité et le GOR augmentent lorsque le rapport des débits $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ et la température de l'air entrant dans l'humidificateur augmentent. Mais en même temps, ils diminuent avec la température de l'eau de sortie (T_4).

En se basant sur nos résultats, nous avons observé que l'humidificateur améliore son efficacité énergétique en augmentant en même temps le rapport des débits $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ et la température de l'air d'entrée (T_5). En outre, le déshumidificateur a une efficacité exergetique qui augmente avec le rapport des débits $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ et diminue avec la température de sortie de l'eau (T_4). Dans cette étape, nous pouvons tirer la conclusion que le déshumidificateur représente une source d'irréversibilité importante qu'il est nécessaire de minimiser, ce qui justifie l'intérêt de travailler à des valeurs de T_4 faibles. On a étudié le rendement exergetique du capteur solaire en examinant l'influence des quantités de \dot{L} et T_{red} sur l'efficacité exergetique. Il est observé qu'il augmente avec T_{red} et diminue avec \dot{L} . Cependant, selon les résultats de la simulation, il présente l'efficacité exergetique le plus bas et les pertes d'exergie les plus significatives sont attribuables à l'augmentation du pincement de la température ($T_{sun}-T_3$). Leur valeur est extrêmement basse, $\eta_{Ex,col} \cong 5\%$, ce qui indique que la majorité de la perte d'exergie dans le capteur solaire.

Mots clé : Procédés d'humidification-déshumidification, dessalement, colonne de pulvérisation, GOR, efficacité exergetique.

Abstract: In the process of humidification-dehumidification, the cross transfer of heat and mass is due to the affinity between water and air. In the present work, a mathematical model was developed basing on mass, thermal and exergy balances in order to analyze the performance of a freshwater productivity by desalination of brackish (eg.seawater). To carry out this technique, we firstly acquired all the thermodynamic properties of the binary system (air-water mixture) using the virial of state of equation (SOE). In order to determine the impact of operating variables on the performance of the unit, we have introduced the concept of degrees of freedom. We have emitting many assumptions, its value is $N_D=12$. We have established the different balances (mass, energy and exergy) for each element in the unit. Moreover, the separation efficiency was approached by calculating the productivity of fresh water in relation with the operating variables, basing on a sufficiently rigorous algorithm. From the operating conditions, the results of the simulation show that the productivity and the GOR increase with the increase in the ratio of the flow rates $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ and the temperature of the inlet air in the humidifier. However, they decrease simultaneously with the outlet water temperature (T_4).

Basing on our results, we noted that the humidifier exergetic efficiency increases by increasing simultaneously the flow rates ratio $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ and the inlet air temperature (T_5). Moreover, the exergetic efficiency of the dehumidifier increases with the flow rates ratio $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)$ and decreases with the outlet water temperature (T_4). At this stage, we conclude that the dehumidifier is relatively an important source of irreversibility that must be reduced to its minimum, hence the interest of working at low values of T_4 .

The solar collector performance was approached analyzing the impact of the amounts \dot{L} and T_{red} on the exergetic efficiency. We note that this last increases with T_{red} and diminishes with \dot{L} . Nevertheless, the simulation results show that it has the lowest exergetic efficiency and the largest exergy losses are caused by increasing of the pinch of temperature ($T_{sun}-T_3$). Its values are very low, $\eta_{Ex,col} \cong 5\%$, explaining that the major part of exergy destruction in the unit is localized in the collector.

Keywords:

Humidification–dehumidification process, desalination, Sprayed column, GOR, Exergetic efficiency.

Remerciements

En premier lieu, nous exprimons notre remerciements au Dieu omniprésent qui nous a conféré la force, la puissance et la détermination nécessaires pour mener à bien ce travail d'une grande valeur.

*Je tiens à exprimer ma gratitude envers Monsieur **DOUANI Mustapha**, Professeur de l'Université Hassiba Ben Bouali de Chlef, pour le soutien et l'encadrement exceptionnels qu'il m'a prodigués au cours de ces années. Je souhaite lui témoigner ma profonde gratitude et mon respect pour tout ce qu'il a fait en ma faveur.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers Monsieur **LABBACI Abdallah**, professeur de l'université Hassiba Ben Bouali de Chlef mon co-rapporteur.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers Monsieur **TAHRI toufik** à ses conseils et remarques.*

*Je tiens aussi à remercier les **membres de jurées** pour leurs retours et leur soutien.*

Je tiens à remercier tous ceux qui de près ou de loin m'ont permis de mener à bien ce travail à son terme.

*Enfin, je souhaite exprimer ma reconnaissance envers toute **ma famille** pour leur soutien.*

Dédicace

Cette occasion me permet de dédier ce travail modeste :

À celle qui m'est très chère et qui m'a beaucoup donné, ma mère.

À Mon père en particulier;

À mon époux Abelkader et Mes enfants.

*À Mes frères Mohamed, Salim, Kamel, Larbi et Djlloule et leurs femmes
et leurs enfants ;*

*À mes belles Sœurs Aïcha, Fatma, Fatiha ,Amina et Rayhana, et toute ma
famille et mes proches ;*

À Mes sœurs fi ALLAH Karima ,Fatiha ,Hadjer, Amina, Malika,Zahira....

*À tous mes amis chacun par son nom ; À tous ceux qui m'ont aidé de près
ou de loin.*

La liste des figures

Figure I.1. Schéma illustrant le pourcentage d'eau salée et d'eau douce sur Terre.....	5
Figure I.2. L'accès restreint à l'eau potable à travers le monde.....	6
Figure I.3. Evolution de l'usage mondial de l'eau par domaine d'activité en Km ³	7
Figure I.4. Capacités de dessalement à travers le monde.....	9
Figure I.5. Développement des capacités de dessalement au Moyen-Orient et en Afrique du Nord (en millions de m ³ /jour).....	10
Figure I.6. Classification des différents procédés de dessalement.....	11
Figure I.7. La quantité minimale d'énergie en fonction de la salinité en kJ/kg.....	15
Figure I.8. Evolution du coût de dessalement et de la consommation énergétique en fonction de la quantité d'eau traitée au cours des années 1960-2020.....	16
Figure I.9. Schéma simplifié de l'osmose inverse.....	17
Figure I.10. Mécanisme de l'osmose directe et de l'osmose inverse.....	18
Figure I.11. Mécanisme de nano filtration.....	18
Figure I.12. Techniques de filtration adaptées au gradient de pression nécessaire et à la dimension des particules	19
Figure I.13. Le mécanisme d'électrodialyse.....	20
Figure I.14. Répartitions des stations de dessalement en Algérie.....	21
Figure I.15. Dessalement par procédé humidification déshumidification (HDH)	22
Figure II.1. Classification de systèmes de dessalement par HDH.....	25
Figure II.2. Classification de systèmes HDH en fonction de sources.....	26
Figure II.3. Effet de différence de températures extrêmes(TTD) sur le GOR pour les systèmes OAW-AH et AOW-WH.....	27
Figure II.4. Diagramme psychrométrique de l'air humide.....	32
Figure II.5. Matériaux constitutifs de l'humidificateur.....	34
Figure II.6. Humidificateur à lit garni.....	35
Figure II.7. Plusieurs sortes de garnissage en vrac.....	35
Figure II.8. Garnissage de type ordonné ou structuré.....	36
Figure II.9. Humidificateur à colonne à bulles.....	37
Figure II.10. Humidificateur à colonne à plateaux.....	38

Figure II.11. Atomisation par pression.....	39
Figure II.12. Régimes de fragmentation et de déformation basée sur les nombres d'Ohnesorge et Weber.....	40
Figure II.13. Principales techniques de pulvérisation	40
Figure II.14. Pulvérisation à cône creux.....	41
Figure II.15. Etalonnage de buses et relation débit- pression dans le cas de l'eau	42
Figure II.16. Condenseur en forme de serpent.....	43
Figure II.17. Un déshumidificateur muni d'une colonne à bulles.....	44
Figure II.18. Schéma de courants fluides dans un déshumidificateur à plaques à ailettes et à tubes.....	44
Figure III.1. Schéma de principe du dessalement par humidification-déshumidification.....	47
Figure III.2. Schéma technologique de l'humidificateur et transfert de matière entre phases.....	49
Figure III.3. Données d'équilibre du système air-eau.....	54
Figure III.4. Volume de contrôle pour un humidificateur à contre-courants.....	55
Figure III .5. Volume de contrôle pour un déshumidificateur à contre-courant.....	57
Figure III.6. Schéma simplifié de fonctionnement d'un capteur solaire.....	59
Figure III.7. Variation journalière du rayonnement solaire pour les périodes standard de l'année.....	59
Figure VI.1. Classement de l'exergie en fonction du mode d'échange du système.....	64
Figure IV.2. Evolution de la matière d'un état initial vers l'état de référence.....	65
Figure VI.3. Interactions énergétiques dans le procédé de dessalement.....	65
Figure VI.4. Effet de concentration en sel (salinité) de l'eau de mer et de la température sur l'exergie spécifique.....	66
Figure IV.5. Analyse comparative de la relation énergie-exergie lors d'un transfert chaleur.....	69
Figure IV.6. Schéma technologique de la pompe.....	69
Figure IV.7. Schéma technologique d'un séparateur.....	71
Figure .V.1. Organigramme de la simulation d'unité de dessalement.....	80
Figure. V.2. Impact du rapport sur le GOR sur le rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur.....	82
Figure. V.3. Différents états physiques de l'air à travers the HDH system.....	83

Figure .V.4. Influence de la température d'entrée de l'air et du rapport des débits massiques sur le GOR.....	85
Figure .V.5. Impact du rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur sur le débit du condensat.....	86
Figure.V.6. Rendement exégétique de l'humidificateur en fonction du rapport des débits massiques et de la température de l'air d'entrée T_5	88
Figure .V.7. Impact du rapport de débits massiques et de la température du liquide issu de l'humidificateur sur le rendement exergetique.....	90
Figure.V.8. Impact du rapport de débits massiques et de la température T_5 sur le rendement exergetique du déshumidificateur.....	92
Figure .V.9. Impact du débit massique de l'eau de mer sur le rendement exégétique du capteur solaire.....	93
Figure .V.10. Impact de T_{red} sur l'efficacité énergétique du capteur solaire.....	95

La liste des tableaux

Tableau I.1. Classification des eaux en fonction de la salinité.....	7
Tableau I.2. Analyse comparative de la performance des techniques de dessalement.....	12
Tableau I.3. Consommation d'énergie des principales techniques de dessalement.....	13
Tableau I.4. Exemple de calcul de l'énergie minimale d'un travail de compression isentropique.....	14
Tableau IV.1. Les formules du rendement exergetique des divers composants de l'unité HDH.....	75
Tableau V .1. Résumé de calcul de degrés de liberté des éléments.....	78
Tableau V.2. L'influence du GOR sur le rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur.....	82
Tableau. V.3. Influence de la température d'entrée de l'air T_5 et du L/G sur le GOR.....	84
Tableau. V.4. Impact du rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur sur le débit du condensat.....	86
Tableau V.5. Variation du rendement exergetique $n_{Ex,H}$ en fonction du rapport des débits massiques (L/G) et de la température d'entrée de l'air T_5	88
Tableau V.6. Effet du rapport des débits massiques et de la température du liquide en sortie de l'humidificateur sur le rendement exergetique.....	90
Tableau V.7. Effet du rapport des débits massiques et de la température T_5 sur le rendement exergetique du déshumidificateur.....	92
Tableau V.8. Effet du débit massique de l'eau de mer sur le rendement exergetique du capteur solaire.....	94
Tableau. V.9. L'influence de la température réduite sur l'efficacité énergétique du capteur solaire.....	95

Les symboles Romains:

A	surface du capteur (m^2)
\dot{D}	Débit massique du distillat ($kg\ s^{-1}$)
Ex	Exergie spécifique ($kJ\ kg^{-1}$)
\dot{G}	Débit massique de l'air ($kg\ s^{-1}$)
H_{fg}	La chaleur latente de vaporisation de l'eau ($kJ\ kg^{-1}$)
H_i^L	Enthalpie spécifique de l'eau pure ($kJ\ kg^{-1}$)
H_i^m	Enthalpie spécifique de l'air humide ($kJ\ kg^{-1}$)
\bar{I}	Intensité du rayonnement solaire (Wm^{-2})
I	Irréversibilité (kW)
\dot{L}	Débit massique de l'eau ($kg\ s^{-1}$)
P_w	Pression de la vapeur d'eau (Pa)
\dot{Q}_D	Puissance thermique échangée au niveau du déshumidificateur (kW)
\dot{Q}_H	Puissance thermique échangée au niveau de l'humidificateur (kW)
\dot{Q}_{sun}	thermal power exchanged of solar irradiation (kW)
S_i^L	Entropie spécifique de l'eau pure ($kJ\ kg^{-1}K^{-1}$)
S_i^m	Entropie spécifique de l'air humide ($kJ\ kg^{-1}K^{-1}$)
T	temperature (K)
t	temps(s)
B_m	Deuxième coefficient transversal du mélange
C_m	Troisième coefficients transversal du mélange
Y	Humidité absolue de l'air (kg de vapeur kg^{-1} d'air sec)
t_{sr}	Heure du coucher de soleil (s)
t_{ss}	Heure de lever du soleil (s)
\bar{v}_m	Volume molaire ($cm^3\ mol^{-1}$)
G	Enthalpie libre de Gibbs ($kJ\ kg^{-1}$)
μ	Potentiel chimique ($kJ\ kg^{-1}$)
C	la concentration molaire ($mol.l^{-1}$)
γ	Coefficient d'activité
π	Pression osmotique (Pa)
V_r	La vitesse relative des gouttelettes (m/s)

D_d	Le diamètre des gouttelettes (m)
ρ_a	La masse volumique de l'air (kg/m^3)
σ	La tension superficielle des gouttelettes (N/m).
Oh_{sp}	Nombre adimensionnel d'Ohnesorge
W_{eB}	Le nombre de Weber
F_1	L'impact de pulvérisation
Q	Débit volumétrique m^3s^{-1}
D_t	Diamètre de la colonne (m)
θ	Angle du cône de la buse de pulvérisation($^\circ$)
Z_G	La hauteur de la zone de pulvérisation(m)
K_G	Coefficient global de transfert de matière
a_d	L'aire interfaciale d'échange propre à la gouttelette ($\text{m}^2 \text{m}^{-3}$)
δ_F	épaisseur du film tombant (mm)
\dot{n}_G	nombre de gouttelettes par unité de temps (s^{-1})
a_F	Aire spécifique d'échange de matière($\text{m}^2 \text{m}^{-3}$)

Abbreviations:

<i>DBT</i>	Température du bulbe sec (K)
$\eta_{\text{Ex,col}}$	Efficacité exergetique du collecteur solaire
$\eta_{\text{Ex,D}}$	Efficacité exergetique d'un déshumidificateur
$\eta_{\text{Ex,H}}$	Efficacité exergetique de l'humidificateur
N_D	Degrés de liberté
N_V	Nmbre de variables
N_E	Nombre d'équations
<i>HDH</i>	Humidification-Déshumidification
<i>MSF</i>	Multi étage Flash
<i>ME</i>	Effets multiples
<i>GOR</i>	Taux de rendement acquis
<i>WBT</i>	Température du bulbe humide
RO	Osmose inverse
VC	Compression de vapeur

<i>RH</i>	Humidité relative
NF	Nanofiltration
ε	Efficacité d'un échangeur de chaleur

Subscripts:

<i>0</i>	Etat mort
<i>amb</i>	Ambient
<i>atm</i>	Atmosphere
<i>cd</i>	Condensation
<i>col</i>	collecteur
<i>eb</i>	Ebullition
<i>gen</i>	Généré
<i>m</i>	Mélange air-eau-vapeur
<i>max</i>	Maximum
<i>oper</i>	Operating
<i>red</i>	réduites
<i>sat</i>	saturé
y_a	Fraction molaire
vs	La vapeur saturante
<i>W,e</i>	Eau
<i>Gz</i>	gaz
<i>Gt</i>	Gouttelette

Résumé	I
Remerciement	IV
Dédicace.....	V
Liste des figures.....	VI
Liste des tableaux.....	IX
Nomenclatures	X
Sommaires	XIII
Introduction générale.....	1
<i>Chapitres I : Problématique de la disponibilité de l'eau et procédés</i>	
de sa production	4
I.1. Introduction.....	4
I.2.Problématique de l'eau	4
I.3. Classification des eaux	7
I.4. Situation du dessalement dans le monde.....	8
I.5. Désalinisation : nouvelle source d'eau de consommation	8
I.6.Principaux procédés de dessalement des eaux.....	10
I.6.1. Besoins d'énergie pour un procédé de dessalement.....	12
I.6.2.L'énergie minimum de dessalement.....	13
I.6.3.Le coût du dessalement.....	15
I.6.4.Les procédés membranaires et de filtrations.....	16
I.6.4.a.Osmose inverse (RO : reverse osmosis).....	16
I.6.4.b. Osmose directe (FO: forward osmosis).....	17
I.6.4.c. Nanofiltration (NF).....	18
I.6.4.d.L'électrodialyse.....	19
I.6.5.Le dessalement en Algérie.....	20
I.6.6.Humidification-Déshumidification (HDH).....	22
I.7.Conclusion.....	22

Chapitres II : Systèmes de dessalement par humidification-déshumidification	24
II.1.Introduction	24
II.2.Etat de l'art du procédé HDH	24
II.3.Dessalement par humidification-déshumidification (HDH)	29
II.4.Paramètres de la performance du système	29
II.5. Evolution psychrométrique de l'air dans le système de dessalement	31
II.6. Facteurs influençant la performance du procédé de dessalement	32
II.6.1. Présentation de types d'humidificateurs	33
II.6.1.1. Humidificateur à lit garni	34
a) Garnissages en vrac.....	35
b) Garnissages ordonnés ou structurés.....	36
II.6.1.2. Humidificateur à colonne à bulles	36
II.6.1.3. Humidificateur à colonne à plateaux	37
II.6.1.4. Humidificateur à colonnes pulvérisées	38
II.6.1.4.1.Pulvérisation par atomisation	38
II.6.1.4.2. Choix de buses pour la pulvérisation	41
II.6.2.Présentation de types de déshumidificateurs	42
II.6.2.1. Déshumidificateur muni d'une colonne de bulles	43
II.6.2.3.Déshumidificateur en plaques	44
II.7.Conclusion	45
 Chapitre III : Modélisation du fonctionnement de l'unité	46
 III.1. Introduction	46
III.2. Modélisation mathématique du transfert dans différents éléments	46
III.3. Étude de la performance d'échange de l'unité	53
III.4.Modélisation des éléments de l'installation	55
III.4.1.Humidificateur	55
III.4.2. Déshumidificateur	56
III.4.3.Capteur solaire	58
III.5.Conclusion	60

Chapitre IV : Approche exergetique pour l'analyse de la performance de l'unité HDH	61
IV.1.Introduction.....	61
IV.2.Concept de l'exergie.....	61
V.2.1.Définition.....	61
IV.2.2.Intérêt de l'analyse exergetique.....	62
IV.2. 3.Etat de référence.....	63
IV.2.3.1.Température de référence (T_0).....	63
IV.2. 3.2. Pression de référence (P_0)	63
IV.2. 3.3. Composition de référence : état mort.....	63
IV.3. Les différentes formes de l'exergie	64
IV.3.1. Exergie associée à la matière	64
a. Exergies cinétique (Ex_{cin}) et potentielle (Ex_{pot}).....	66
b. Exergie chimique ($\dot{E}x_{chim}$)	67
c. Exergie physique d'un mélange gazeux ($Ex_{mél}^{phys}$).....	68
IV.3. 2.Expression de l'exergie associée de l'energie.....	68
a. Expression de l'exergie associée à une quantité de chaleur.....	68
b. Expression de l'exergie associée au travail mécanique.....	69
IV.4. Bilan exergetique	69
1).Bilan exergetique sur l'humidificateur.....	70
2).Bilan exergetique sur le déshumidificateur.....	70
3).Bilan exergetique sur la pompe à eau	71
4).Bilan exergetique sur le séparateur	71
5).Performance exergetique du capteur solaire.....	72
6).Expressions des rendements exergetiques des éléments.....	72
IV.5. Rendement exergetique de l'humidificateur	73
IV.6. Rendement exergetique du déshumidificateur.....	73
IV.7. Rendement exergetique du capteur solaire.....	73
IV.8. Conclusion.....	75
Chapitre V : Simulation du procédé et effets des variables opératoires sur sa performance	76
V.I. Introduction.....	76

V.2. Concept de degrés de liberté appliqué à l'analyse de l'unité.....	76
V.3. Spécification des variables opératoires	78
V.4. Simulation du fonctionnement de l'unité.....	79
V.4.1.Organigramme de calculs	80
V.4.2.Effets des variables opératoires	81
V.4.2.1.Effet de la température de l'eau de sortie (T_4).....	81
V.4.2.2.Evolution des conditions de l'air dans le procédé HDH	83
V.4.2.3.Effet de la température de l'air d'entrée et du rapport des débits massiques sur le GOR.....	84
V.4.2.4.Influence du rapport de masse et de la température de l'eau à la sortie de l'humidificateur sur la productivité	85
V.4.2.5.Effet du rapport des débits massiques sur l'efficacité exergétique de l'humidificateur.....	87
V.4.2.6.Effet du rapport des débits massiques et de la température du liquide à la sortie T_4 sur l'efficacité exergétique du déshumidificateur.....	89
V.4.2.7.Effet du rapport des débits massiques et de la température de l'air d'entrée sur l'efficacité exergétique du déshumidificateur.....	91
V.4.2.8.Effet du débit massique d'eau de mer sur l'efficacité exergétique d'un collecteur solaire.....	93
V.4.2.9.Effet de la température réduite sur le rendement exergétique du capteur.....	94
V.5.Conclusion.....	95
Conclusion & suggestions.....	97
Annexes A.....	100
Annexe B.....	100
Références bibliographiques.....	101

Introduction générale

Introduction :

Aujourd'hui, la demande en eau douce augmente de façon exponentielle en réponse à une demande inévitable d'eau pour l'agriculture, le progrès industriel, l'enrichissement d'exigence de vie corrélée à une réduction des ressources hydriques disponibles. C'est pourquoi les fabricants continuent d'avancer dans la création et l'implémentation d'unités de dessalement performantes afin d'optimiser et diminuer le coût total de production. Cependant, le processus conventionnel de dessalement présente une grande consommation d'énergie, ce qui a conduit au recours délibéré aux projets visant le dessalement par les énergies renouvelables.

On peut considérer les techniques de dessalement de l'eau de mer par humidification-déshumidification (HDH) comme étant les moins énergivores avec des rendements intéressants comparativement aux autres procédés de dessalement. La rentabilité du procédé de dessalement par HDH réside dans la possibilité d'intégrer des ressources énergétiques à bas niveau thermique (utilités chaudes issues des fours ou des effluents, etc.) et occasionnellement l'énergie solaire dont regorge abondamment notre pays. En effet, le processus de dessalement HDH, associé à une combinaison de chauffage d'eau ou/et de l'air par voie solaire se présente comme étant l'une des pistes prometteuses pour satisfaire la demande locale en eau aussi bien dans les régions côtières que dans les zones retirées.

Dans cette logique et afin de contribuer autant que possible à la réduction du coût de production exorbitant, on subodore que l'exploitation de procédés favorisant le transfert de matière entre l'eau de mer par pulvérisation et un courant d'air chaud est totalement réalisable tout en se basant sur le principe du procédé HDH. Certes, l'entremise d'un système de chauffage par voie solaire (énergie moins polluante) donnerait au procédé une valeur ajoutée incommensurable. Dans cet esprit d'étude, la présente thèse se compose de cinq chapitres agencés suivant un ordre précis pour que le lecteur appréhende l'essence du sujet.

Dans le chapitre où une analyse bibliographique abonde en matière de la problématique de l'eau potable, sa situation à travers le monde et son évolution dans le temps. L'aspect des techniques de dessalement de l'eau de mer et de l'eau saumâtre par humidification-déshumidification a été revu dans son ensemble tout en étayant la particularité et le fondement ainsi que l'intérêt de dessalement par voie solaire.

Le second chapitre est structuré en trois parties majeures : Le premier axe présente une vue d'ensemble des principales recherches sur la méthode d'humidification et de déshumidification, suivie par diverses configurations et les principes de fonctionnement existants. Pour conclure, l'axe final inclut une étude théorique concernant les performances énergétiques de ce procédé tout en établissant les limites de sa rentabilité pour les zones retirées.

Dans le troisième chapitre, nous présentons tout d'abord, un schéma technologique qui illustre les divers composants du procédé HDH et leurs interactions (humidificateur, déshumidificateur, capteur solaire, pompe à eau, séparateur et ventilateur). Pour réaliser cette étude, un modèle mathématique illustrant les équations en tant que bilans de matière et de chaleur a été développé. Compte tenu des fonctions thermodynamiques constituant ce modèle, notamment l'enthalpie et l'entropie, on s'est attelé, sur la base des données bibliographiques, à acquérir ces dernières se rapportant à l'air humide, dans ses différents états. En outre, des résultats graphiques inhérents à l'équilibre air-eau liquide sont présentés. La prochaine étape implique l'acquisition des fonctions thermodynamiques, notamment l'enthalpie et l'entropie de l'air sec, de l'air humide, de la vapeur d'eau, et de l'eau saturée. Toutefois, il y a lieu de préciser que compte tenu du comportement non idéal du mélange air-eau, on a retenu l'équation d'état du viriel pour le calcul des principales fonctions thermodynamiques.

Le quatrième chapitre traitera de l'application de l'approche exergetique pour l'étude du procédé du dessalement par Humidification déshumidification, On sera amené à établir des bilans exergetiques pour évaluer la dégradation locale d'exergie. La performance exergetique de chaque élément de l'unité est introduite via son rendement exergetique. Dans ce sens, tous les modes de transfert (matière et chaleur) seront revus dans cette approche. Etant donnée l'absence de toute réaction chimique, le modèle simplifié développé fait référence exclusivement à l'exergie physique après avoir défini les conditions de l'état mort. Pour une étude plus complète, on estimera les irréversibilités des différents éléments ainsi que leurs efficacités exergetiques.

Sur la base d'un organigramme de calcul du système et suite à la définition de la plage délimitant le domaine de variables opératoires, nous consacrons le chapitre V à la présentation des résultats de simulation. En effet et compte tenu de son importance, ce chapitre a été subdivisé en trois sections principales :

-1) Ayant noté la complexité du modèle mathématique, on recourra au concept de degrés de liberté du système pour identifier les différentes variables de fonctionnement. Pour simplification, il y a lieu de noter que ce concept sera axé sur l'analyse de la variance des courants de l'installation et de leurs interconnexions.

-2) En complément, la section suivante s'articulera sur l'élaboration d'un organigramme, appuyé d'un algorithme, qui détaillent sur les différentes étapes de calculs des grandeurs capables d'établir la performance de l'installation à travers le GOR. le rendement énergétique et l'efficacité exergetique de chaque élément de l'installation.

-3) Dans cette dernière section du chapitre V, l'analyse détaillée de l'influence des variables opératoires clés sera discutée en vue de mettre en valeur la qualité du travail examiné dans cette étude tout en mettant en exergue la rentabilité de production et énergétique du procédé indiscutables du projet de dessalement.

En effet, une analyse rigoureuse est à développer pour évaluer la sensibilité des grandeurs, qualifiant la performance de l'installation, aux variables opératoires. Pour chaque variable opératoire, une interprétation de l'allure des courbes vis-à-vis de la courbe d'équilibre du système air-eau aussi bien dans l'humidificateur que dans le déshumificateur fera l'objet d'analyse critique eu égard aux résultats de la littérature.

En définitive, notre étude sera couronnée d'une conclusion où les principaux résultats seront consignés tout en mentionnant la nécessité de rehausser les phénomènes de transferts au sein des éléments constitutifs de l'installation. En tant suggestions, on croit qu'il y a lieu de valider le modèle théorique en montant un prototype expérimental tout en tenant compte des hypothèses que nous jugerons réalistes lors de son fonctionnement. En outre, on ne saurait parachever ce travail sans recourir à l'analyse technico-économique ou exergo-économique du procédé.

Chapitre I :
Problématique de la
disponibilité de l'eau et
procédés de sa
production

I.1.Introduction :

Compte tenu de la rareté croissante en eau destinée à l'utilisation industrielle ou domestique, les laboratoires de recherches et développement se sont tournés vers l'exploitation des étendues marines en vue de répondre aux besoins affichés à travers le monde. Ainsi, le présent chapitre est dédié à la présentation des différentes facettes liées au dessalement de l'eau de mer, notamment des eaux saumâtres. Dans ce sens, on développera l'évolution des techniques de production d'eau douce et les raisons qui poussent les chercheurs à se conformer aux normes internationales de préservation de l'environnement pour la production de l'eau dans les régions côtières et arides. Pour contrecarrer l'exploitation de l'énergie fossile, le recours aux énergies renouvelables mérite une attention particulière par l'intégration de capteurs solaires. Si l'application du principe de conservation s'avère nécessaire pour quantifier l'énergie mise jeu dans tout procédé, la localisation de sites de dégradation de la qualité d'énergie ne saurait être mise en évidence qu'à travers une analyse exergétique. Ainsi, l'objectif du travail est de mettre toute la lumière sur l'exploitation du concept d'exergie pour l'analyse de la performance d'un procédé de dessalement humidification-déshumidification

I.2. Problématique de l'eau:

Au cours de ce siècle, la carence en eau potable devrait constituer le principal défi mondial en raison de la croissance des taux de sa consommation aussi bien pour ses usages industriels que pour l'approvisionnement des populations suite au développement démographique. Cette situation se trouve aggravé par suite de la contamination des ressources en eau douce (rivières, lacs et eaux souterraines) causée par l'absence de contrôle rigoureux des déchets industriels.

On note que les mers et les océans occupent 97 % de l'eau totale de la planète. Plus de 2/3 de cette eau sont concentrés dans les glaciers, 1/3 gît dans les nappes souterraines [1]. Et seulement 0,3% de l'eau de la planète, soit 0,007% du total, se trouve dans les rivières, les ruisseaux, les réservoirs et les lacs. La distribution de l'eau salée et de l'eau douce sur notre planète est présentée à travers la figure I.1.

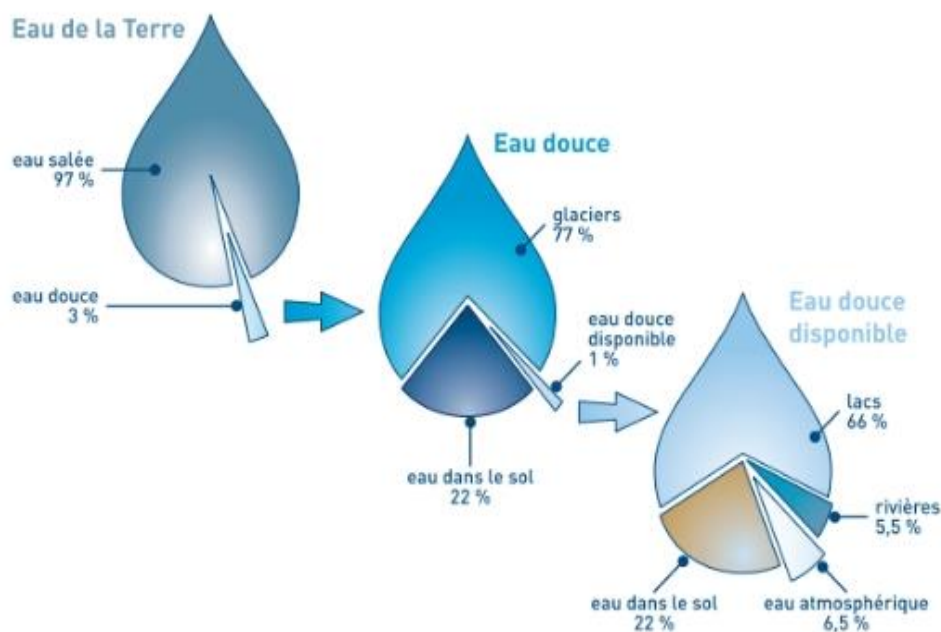


Figure I.1. Schéma illustrant le pourcentage d'eau salée et d'eau douce sur Terre [2].

Bien que le volume total d'eau douce accessible, estimé à 125 000 milliards de m³, soit globalement suffisant à l'échelle de la planète, sa répartition géographique est très inégale. Cette disparité soulève des enjeux cruciaux en matière de gestion durable des ressources hydriques à l'échelle mondiale [1]. Selon les données de l'OMS en 2015, la figure I.2 dépeint le manque et l'accès limité à l'eau potable.

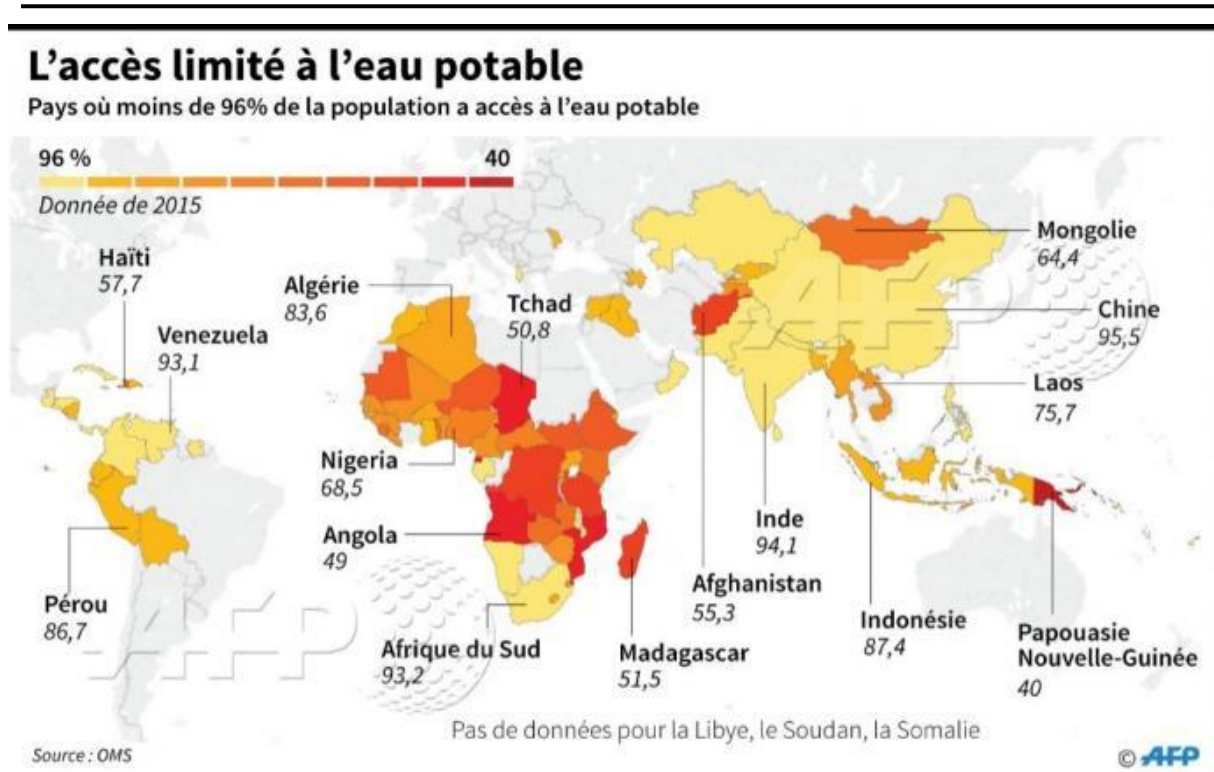


Figure I.2. L'accès restreint à l'eau potable à travers le monde

Au niveau mondial, on utilise en moyenne environ 600m^3 par habitant chaque année, soit 137 litres par jour et par individu [3]. Selon l'OMS, 9 % de la population mondiale, soit 700 millions d'individus manquent d'eau pendant les périodes en 2022 [4]. Le problème de la disponibilité de l'eau commence à se faire ressentir à travers le monde et pourrait se manifester dans le futur à travers des conflits entre pays mitoyens. La figure I. 3 illustre le taux de croissance quant à l'utilisation de l'eau à travers le monde par secteur durant le dernier siècle et le début du siècle en cours.

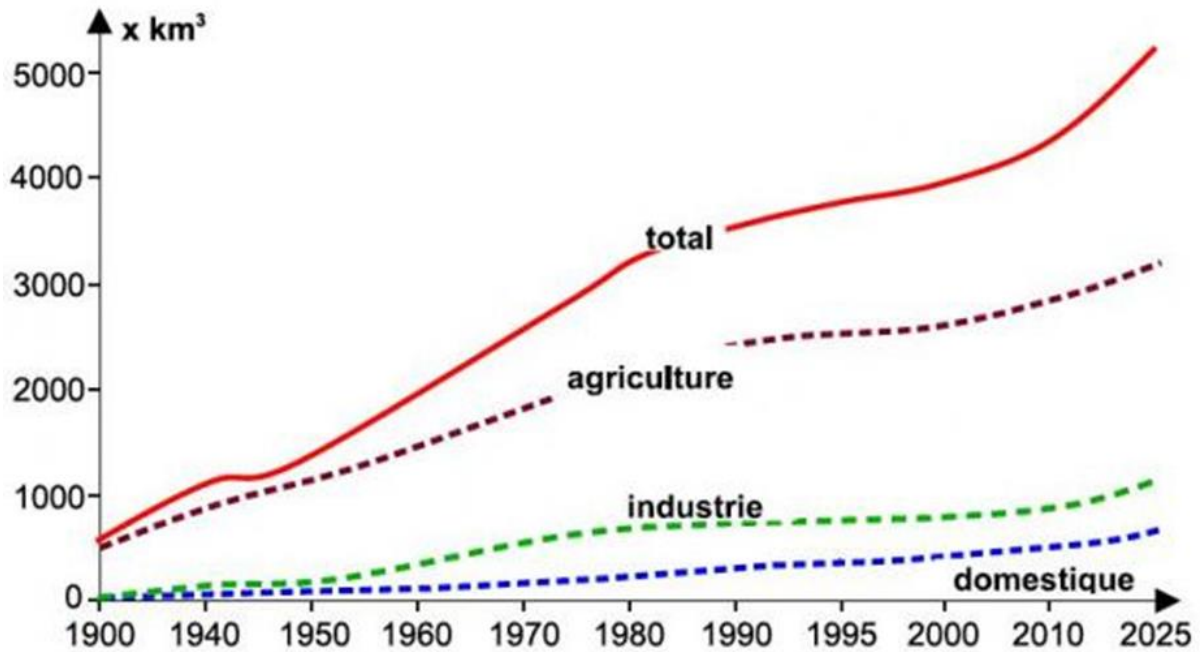


Figure I.3 .Evolution de l'usage mondial de l'eau par domaine d'activité en Km³

Source : Shiklomanov dans courrier de l'UNESCO

I.3. Classification des eaux :

Les eaux saumâtres, généralement issues des nappes souterraines, renferment généralement entre 2000 et 10000 mg/l de substances dissoutes. Il convient de noter que l'effluent d'une usine d'épuration (traitement biologique) renferme environ 750 mg/l de substances dissoutes [5]. Le tableau I.1 établit une catégorisation des eaux en se basant sur la teneur en matières dissoutes.

Type de l'eau	Salinité (mg/l)
Eau douce	< 500
Eau légèrement saumâtre	1000-5000
Eau modérément saumâtre	5000-15000
Eau très saumâtre	15000-35000
Eau de mer	35000-42000

Tableau I.1. Classification des eaux en fonction de la salinité.

I.4. Désalinisation : nouvelle source d'eau de consommation :

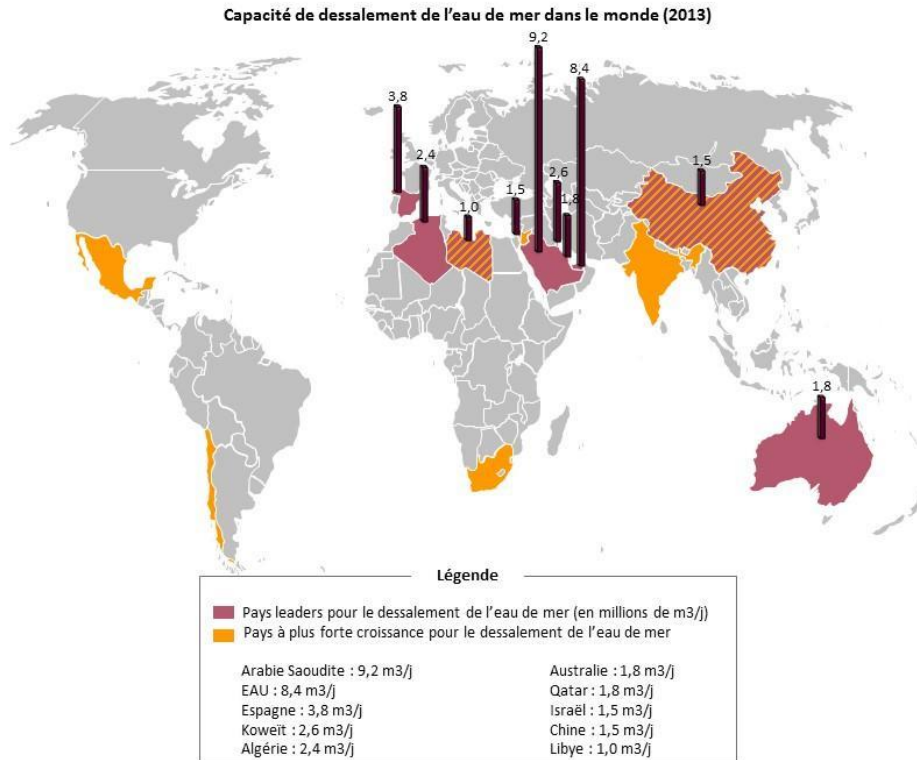
Aujourd'hui, à l'échelle mondiale, la demande en eau potable connaît une croissance significative. Effectivement, afin de répondre à l'augmentation rapide de la demande en eau dans les domaines de l'irrigation, de l'industrie et des besoins incompressibles de la population dans les grandes agglomérations des différents pays, la recherche dans le domaine du dessalement de l'eau est considérée comme une alternative fort prometteuse pour faire face à la croissance du manque d'eau dans les pays où les ressources en eau sont trop faibles [6].

Ainsi, l'eau de mer est presque une source quasi inépuisable. Toutefois, elle renferme 1000 fois plus de sels que la limite établie par l'Organisation mondiale de santé (OMS) pour la consommation, soit de 500 mg/l. Conséquemment, la réduction de sa teneur en sel de 75 à 99 % en fonction de la salinité de l'eau, est un impératif pour la rendre potable. Pour répondre aux critères de potabilité, l'eau doit contenir moins de 500 ppm de sel [6].

C'est ainsi que les scientifiques, de nombreux pays, tentent d'élaborer des procédés de plus en plus performants, écologiquement et financièrement, en vue de produire les quantités d'eau potable nécessaires. Afin d'étayer notre étude et analyser les principaux obstacles érigés contre le développement de procédés, on est amené à présenter une vue d'ensemble des diverses techniques traditionnelles de dessalement. En outre, on mettra en profondeur l'accent sur la technique de dessalement par humidification et déshumidification.

I.5. Situation du dessalement dans le monde :

Durant les années 1930, l'eau de mer a été dessalée de manière industrielle pour la consommation humaine. Avec la croissance de la demande, les techniques ont connu une évolution considérable et les chercheurs se sont attelés, à travers le monde, à mettre au point de nouveaux procédés plus ou moins attrayants répondant à des besoins spécifiques. Dans cette approche et selon les données de International Desalination et Reuse Association, environ 22 800 installations ont fourni environ 110 millions de mètres cubes d'eau par jour à travers le monde en 2022. Ainsi, selon le rapport de l'Institut français des relations internationales, il y a une croissance annuelle de 6 % à 12 %. Sur le plan des recherches et développements et depuis 2020, la base de données Scopus enregistre plus de 4 000 articles traitant du dessalement chaque année [7]. D'après l'IDA en 2013, la figure I.4 illustre la distribution des capacités de dessalement à travers le monde.



Source : Analyse SIA Partners d'après IDA (2013)

Figure I.4. Capacités de dessalement à travers le monde [8] .

Pour nous concentrer sur les régions connaissant l'amorçage du problème du stress hydrique coïncidant avec la deuxième moitié du vingtième siècle, on s'est limité à présenter la figure I.5 qui illustre l'engagement des pays du Moyen-Orient et de l'Afrique du Nord dans l'évolution de la progression des capacités de dessalement [8].

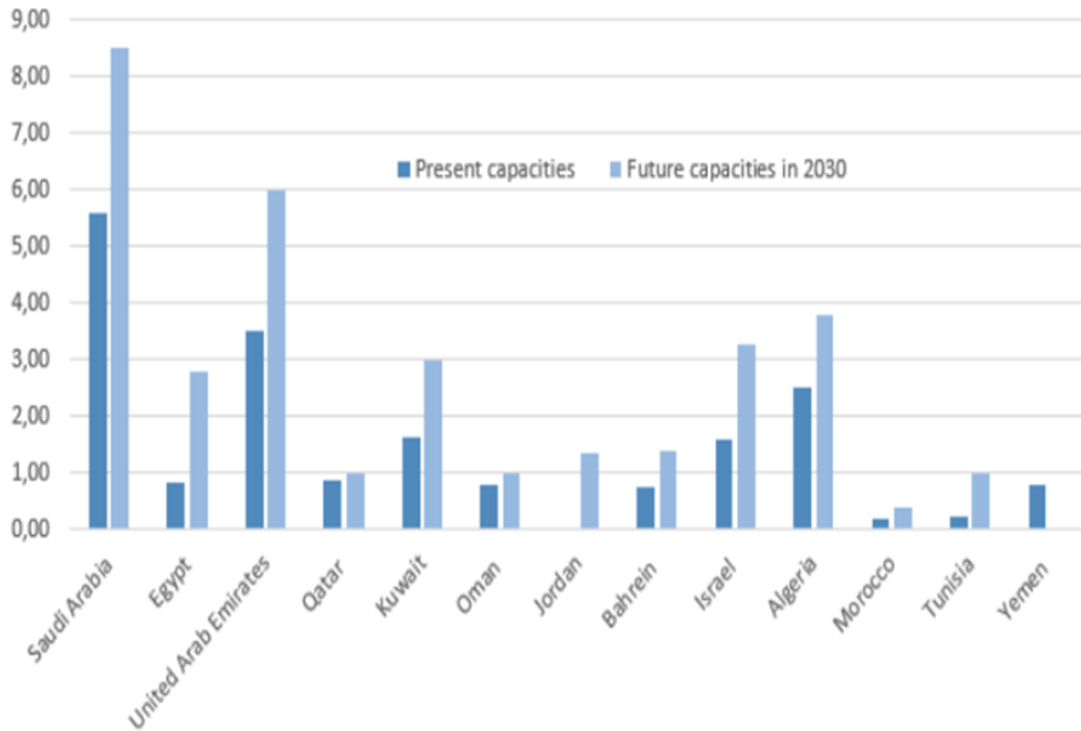


Figure I.5. Développement des capacités de dessalement au Moyen-Orient et en Afrique du Nord (en millions de m³/jour) [9].

I.6.Principaux procédés de dessalement des eaux.

En raison de la dégradation des ressources hydriques et pour répondre à tous les besoins, le dessalement de l'eau de mer s'impose comme une des solutions d'avenir pour faire face au stress hydrique. Il existe plusieurs technologies de dessalement et plusieurs façons de les classer ; certaines sont plus adaptées à un environnement donné que d'autres. Actuellement, plusieurs techniques sont employées, regroupées en trois grandes catégories. La figure I.6 présente diverses techniques.

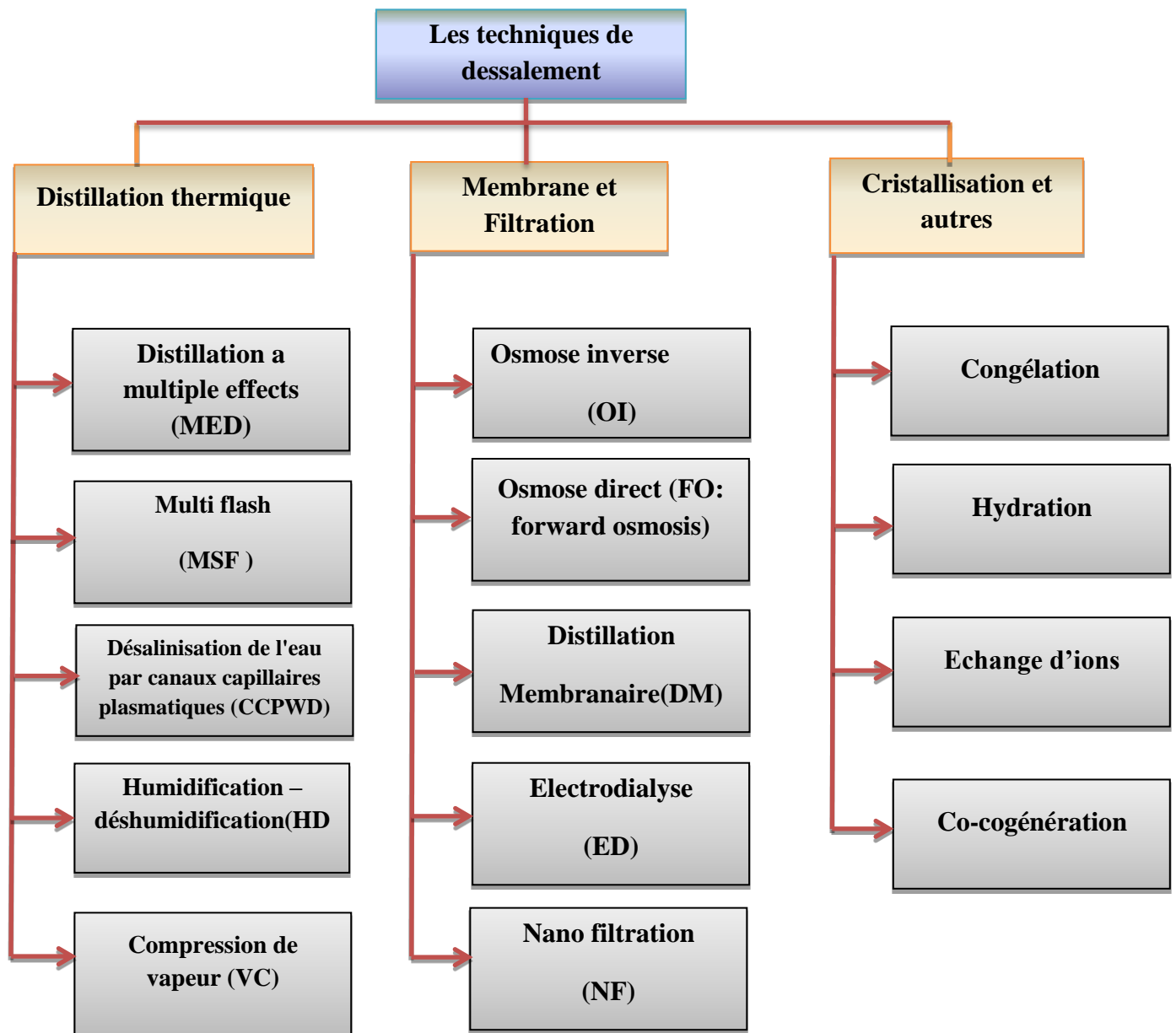


Figure I.6 .Classification des différents procédés de dessalement [10].

Le tableau I.2 illustre le coût des différentes techniques de dessalement, basé sur l'énergie utilisée et la capacité de l'unité.

	Technologie	Usines installées (%)	Production (m ³ / jour)	Energie consommée (kW h/ m ³)	Coût de l'eau (\$ US/ m ³)

Dessalement par distillation thermique	Multi-stage flash (MSF)	~ 25%	50000-70000	19,6-27,3	23000-528000m ³ /j : 0,56-1,75
	Multi effet Distillation (MED)		5000-15000	14,5-21,4	91000-32000 m ³ /j : 0,52-1,01 12000-55000 m ³ /j : 0,95-1,5 <100 m ³ /j : 2,0 -8,0
	Mécanique compression de vapeur (MVC)		100-300	7,0-12,0	30000 m ³ /j : 0,87-0,95 1000 m ³ /j : 2,0-2,6
	Compression thermique de vapeur (MVC)		10000-30000	16,3	
Dessalement membranaire	Osmose inverse (OR)	~75	130000	2,0-4,0	100000-320000m ³ /j : 0,45-0,66 15000-60000 m ³ /j : 0,48-1,62 1000-4800 m ³ /j : 0,7-1 ,72
	Electrodialyse (ED)		2-14500	2,7-5,6 0,7-2,5(faible teneur en sel)	Grande capacité : 0,6 Petite capacité : 1,05

Tableau I.2. Analyse comparative de la performance des techniques de dessalement.

(données 2013) **Source :** Analyse SIA d'après données Sciencedirect

I.6.1. Besoins d'énergie pour un procédé de dessalement :

On peut estimer la contribution des systèmes de dessalement conventionnel au réchauffement climatique en calculant la quantité de combustible fossile requise pour produire une quantité d'eau douce. A ce titre, on mentionne que la technologie de dessalement permettant l'obtention de l'eau douce génère environ 10 tonnes de dioxyde de carbone. Cette quantité représente environ 5000 m³ d'émissions de gaz à effet de serre [11, 12]. En conséquence et afin de polluer moins, il sera essentiel de faire des progrès significatifs dans

l'intégration des systèmes de dessalement avec les technologies d'énergie renouvelable. D'après le tableau I.3, on présente une analyse énergétique comparative entre les technologies de dessalement nécessitant une grande quantité d'énergie [12, 13].

	MSF	MED- TVC	MED	MCV	RO	ED
Unité de taille standard (m³ j⁻¹)	50 ,000- 70 ,000	10,000- 35 ,000	50 ,00- 15,000	100-2500 7- 12	24,000	145 ,000
Consommation d'énergie électrique (kWh m⁻³)	4- 6	1,5- 2,5	1,5- 2,5		3- 7	2 ,6- 5 ,5
Consommation d'énergie thermique (kJ kg⁻¹)	190- 390	145-390	230-390	aucune	aucune	aucune
Équivalent électrique de l'énergie thermique (kWhm⁻³)	9,5- 19 ,5	9,5-25 ,5	5- 8,5	aucun	aucun	aucun
Consommation totale d'énergie équivalente (kWh m⁻³)	13,5-25,5	11-28	6,5-11	7-12	3-7	2 ,6-5 ,5

Tableau I.3. Consommation d'énergie des principales techniques de dessalement [8,14].

Il convient de noter que l'utilisation d'énergie par les méthodes de distillation (MSF, MED et VC) ne repose pas sur la teneur en sel de l'eau source, alors qu'elle l'est grandement pour les procédés membranaires tels que RO et ED. L'analyse des techniques couramment utilisées pour le dessalement de l'eau de mer (MSF, MED et RO) indique que les méthodes de distillation comme la MSF et la MED nécessitent plus d'énergie que la méthode RO [8].

I.6.2.L'énergie minimum de dessalement

Tous les procédés de dessalement sont assez énergivores. Cette énergie est minimale pour assurer la séparation d'une solution saline en eau douce et en saumure concentrée. Thermodynamiquement, elle est indépendante de la technologie employée, du mécanisme exact ou du nombre d'étapes du processus. En effet, elle est corrélée à la teneur de l'eau en

matières polluantes (sels, etc.). Cette énergie minimale représente le travail nécessaire pour un système réversible apte à séparer les constituants de l'eau salée. Il est mathématiquement égal à la différence d'enthalpie libre entre l'alimentation (c'est-à-dire l'eau de mer) et les flux de courants sortants (c'est-à-dire l'eau douce produite et la saumure de décharge).

$$(dG)_{P_0, T_0} = (\mu_w^0 - \mu_w) dM_d \quad (I.1)$$

où G représente l'enthalpie libre de Gibbs, μ_w correspond au potentiel chimique de l'eau dans la solution, μ_w^0 , le potentiel chimique standard de l'eau pure et M_w est la masse du distillat. Différentes méthodes ont été utilisées pour calculer l'énergie minimale requise pour le dessalement de l'eau. Le tableau I. 4 présente un exemple d'estimation de l'énergie minimale nécessaire pour produire 1 m³ de l'eau douce [15].

	Modèle	Température	Salinité initiale	Salinité finale (saumure)	Energie/ 1m³d'eau potable
(Spiegler & El-Sayed 2001)[16]	solution de chlorure de sodium	25 °C	45 g/l	65 g/l	1.345 kWh

Tableau I.4.Exemple de calcul de l'énergie minimale d'un travail de compression isentropique.

Selon les recherches de Sharqawy, et al. 2011 [17], les trois modèles d'eau de mer qui la considèrent:

- 1) une solution aqueuse contenant du chlorure de sodium ;
- 2) une solution idéale contenant du chlorure de sodium ;
- 3) une eau de mer standard,

Sur la figure I.7, les données recueillies indiquent que, pour des concentrations faibles en sel, le besoin minimal d'énergie pour générer de l'eau douce est le même que celui des recherches menées par Spiegler & El-Sayed 2001[16]. Par ailleurs, la solution idéale ($\gamma_i = 1$) nécessiterait une énergie minimale nettement inférieure à 50% par rapport aux solutions aqueuses contenant du chlorure de sodium et de l'eau de mer [18,19].

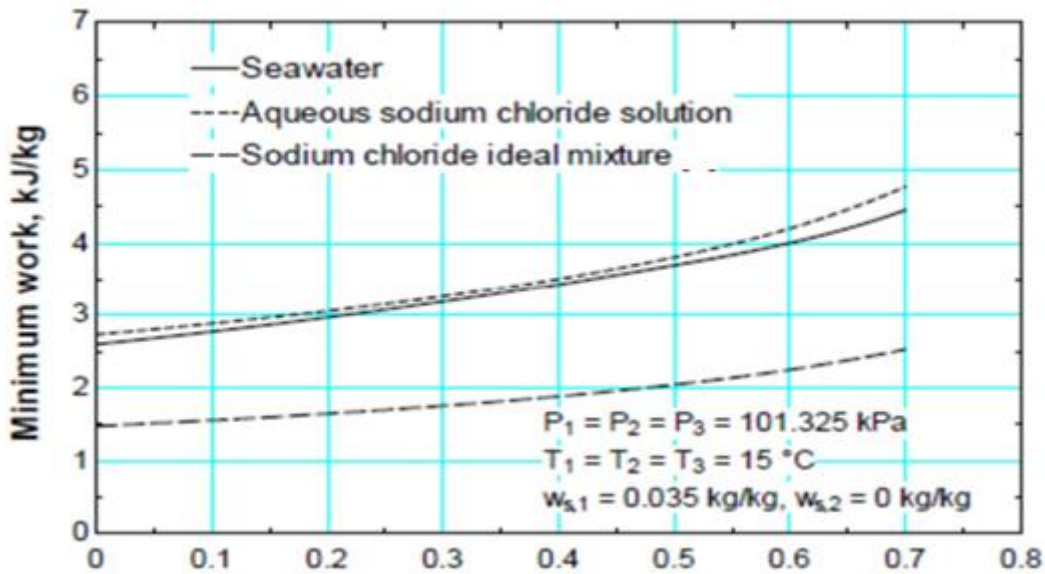


Figure I.7. La quantité minimale d'énergie en fonction de la salinité en kJ/kg (Sharqawy et al. 2010) [18].

I.6. 3. Le coût du dessalement

La forte augmentation de l'implantation d'unités de dessalement s'explique par la raréfaction de la ressource en eau d'une part et par la possibilité de répondre aux besoins vu la rentabilité croissante de cette technologie d'autre part. Le montant du CAPEX (capital expenditure) pour une usine de dessalement est estimé entre 0,65 et 1,2 million de dollars américains (\$) pour chaque 100 m³/jour d'eau dessalée, et a largement diminué ces dernières années. Ensuite, on considère que l'énergie nécessaire au dessalement représente deux tiers du montant des OPEX (operating expense) de celui-ci [9]. En règle générale, on considère que plus l'usine est importante plus les coûts de dessalement diminuent. Ainsi, le coût moyen de production d'un mètre cube d'eau dessalée varie entre 0,5 \$/m³ pour des grandes usines à plus de 1,25 \$/m³ pour les plus petites usines [20].

En effet, la technologie par osmose inverse consomme en moyenne deux fois moins d'énergie, ce qui réduit l'OPEX. Pour la plupart des pays du golfe, à cause de la salinité de l'eau de mer, les techniques thermiques se révèlent plus performantes et moins préjudiciables aux membranes. L'évolution des coûts énergétiques en relation avec la quantité d'eau traitée au fil du temps (1960-2020) est illustrée dans la figure I.8.

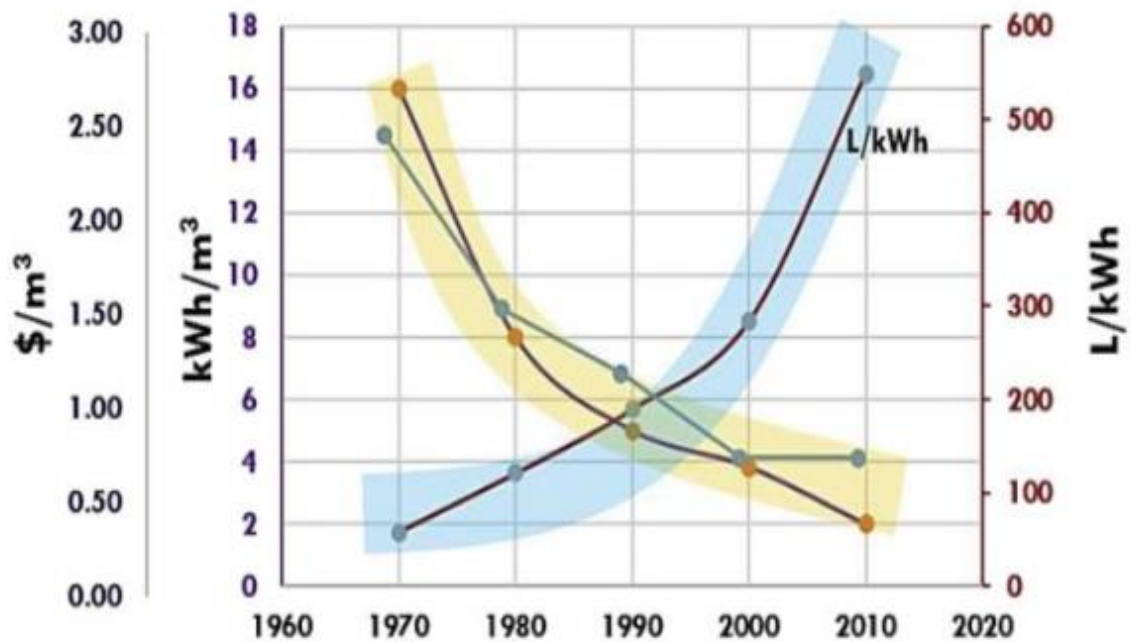


Figure I.8 .Evolution du coût de dessalement et de la consommation énergétique en fonction de la quantité d'eau traitée au cours des années 1960-2020 [21].

I.6.4. Les procédés membranaires et de filtrations

Les techniques de séparation par membranes représentent un véritable changement majeur dans le secteur de dessalement de l'eau. Leur mécanisme n'est pas de retirer chimiquement les microorganismes, mais plutôt de les extraire physiquement. Elles n'emploient aucune substance chimique, sauf pour leur nettoyage. Elles sont extrêmement fiables et offrent la possibilité de générer une eau absolument pure et de qualité invariable [22].

Pour les techniques de filtration membranaire impliquant l'osmose inverse, la nanofiltration et l'ultrafiltration, on désigne par force motrice une différence de pression de part et d'autre de membranes perméables. Elles permettent le déplacement sélectif de certaines molécules ou particules du concentrât vers le perméat. Lorsqu'on évolue de l'ultrafiltration vers la nanofiltration et ensuite vers l'osmose inverse, les diamètres des pores de ces membranes se réduisent progressivement [23].

I.6.4.a. Osmose inverse (RO : reverse osmosis)

L'osmose inverse est l'une des méthodes les plus couramment employées pour le dessalement, générant environ 50 % de l'eau dessalée produite sur la planète grâce à ce procédé [24]. Elle consiste à exercer une pression supérieure à la pression osmotique sur un

liquide concentré, dans le but d'autoriser les molécules d'eau à traverser une membrane semi-selective. (voir Figure I.9). L'osmose inverse facilite la suppression de petites particules et de matières organiques dissoutes. L'utilisation fréquente de l'osmose inverse permet la production d'eau qui satisfait aux normes en vigueur [25].

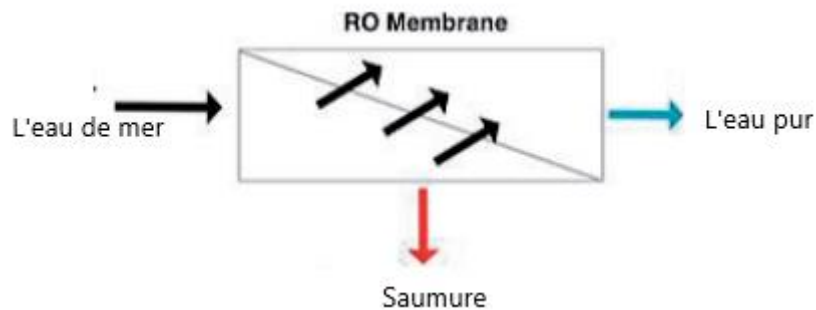


Figure I.9. Schéma simplifié de l'osmose inverse.

Quant à la pression osmotique π , elle est directement associée à la teneur de l'eau en sel, comme le montre l'équation (I.1) qui découle de la relation de Van't Hoff [26] :

$$\pi = i \times C \times R \times T \quad (\text{I.1})$$

Dans cette expression, i désigne le nombre d'ions issus de la dissociation de la substance dissoute ($i=2(\text{Na}^+ \text{ et } \text{Cl}^-)$), C , la teneur en sel, R indique la constante des gaz parfaits et T est la température de l'eau, en Kelvin.

L'avantage de cette technique est sa sélectivité significative pour obtenir une eau de haute qualité (plus de 90 % des sels évacués) et sa faible consommation d'énergie inférieure à 5 kWh_{méc.}.m⁻³ pour les usines disposant d'une grande capacité de dessalement [27].

I.6.4.b. Osmose directe (FO: forward osmosis)

L'osmose directe, une méthode commerciale relativement récente, sert à dessalement de l'eau en utilisant un gradient de concentration en sel (pression osmotique) comme moteur par le biais de la membrane. Pour fonctionner, elle ne requiert aucune pression externe, ce qui entraîne une consommation d'énergie moindre que celle de l'osmose inverse. Dans ce procédé membranaire, une membrane semi-perméable sépare deux fluides présentant des concentrations salines distinctes grâce à un mécanisme de filtration [28]. La figure I.10 représente la différence entre l'osmose inverse et l'osmose directe.

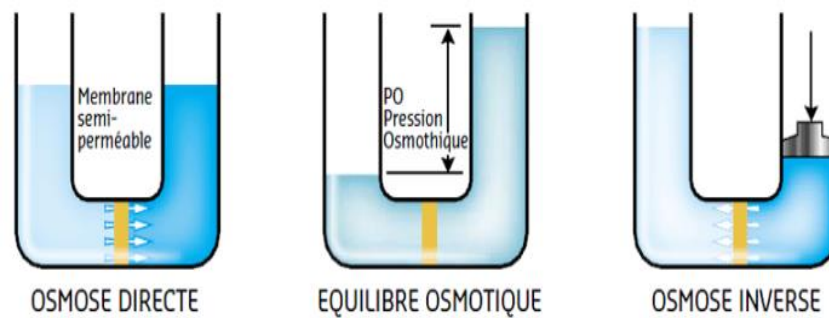


Figure I.10. Mécanisme de l'osmose directe et de l'osmose inverse.

I.6.4.c. Nanofiltration (NF) :

La nanofiltration est une méthode de filtration par membranes qui vise à éliminer les ions dissous ou la matière organique, dans le but d'obtenir une eau douce. Cela signifie qu'elle contient un nombre restreint d'ions qui provoquent l'entartrage (comme le Ca^{2+} et le Mg^{2+}). Cette technique ressemble conceptuellement à l'RO. La distinction majeure se trouve dans la méthode employée pour retirer les ions de l'eau salée, comme le démontre le schéma I.11.

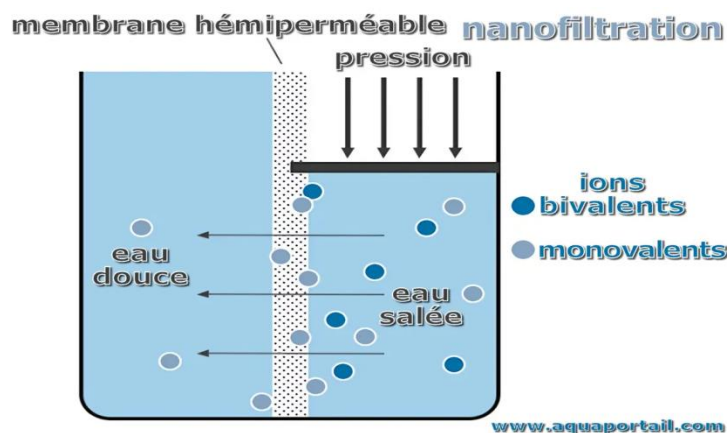


Figure I.11. Mécanisme de nano filtration.

La nanomembrane employée en nanofiltration (NF) empêche les ions bivalents, tandis que les ions monovalents (moins volumineux) traversent cette membrane hémiperméable [29]. Plusieurs applications, comme le traitement de l'eau et des eaux usées, pharmaceutique et alimentaire, utilisent la NF [30]. Ces membranes semi-perméables sont plus poreuses et facilitent le déplacement de certains solides dissous, ce qui limite leurs applications pour le dessalement de l'eau de mer [31]. Les techniques de filtration appropriées pour le gradient de pression requise et la dimension des particules sont illustrées dans la figure I.12.

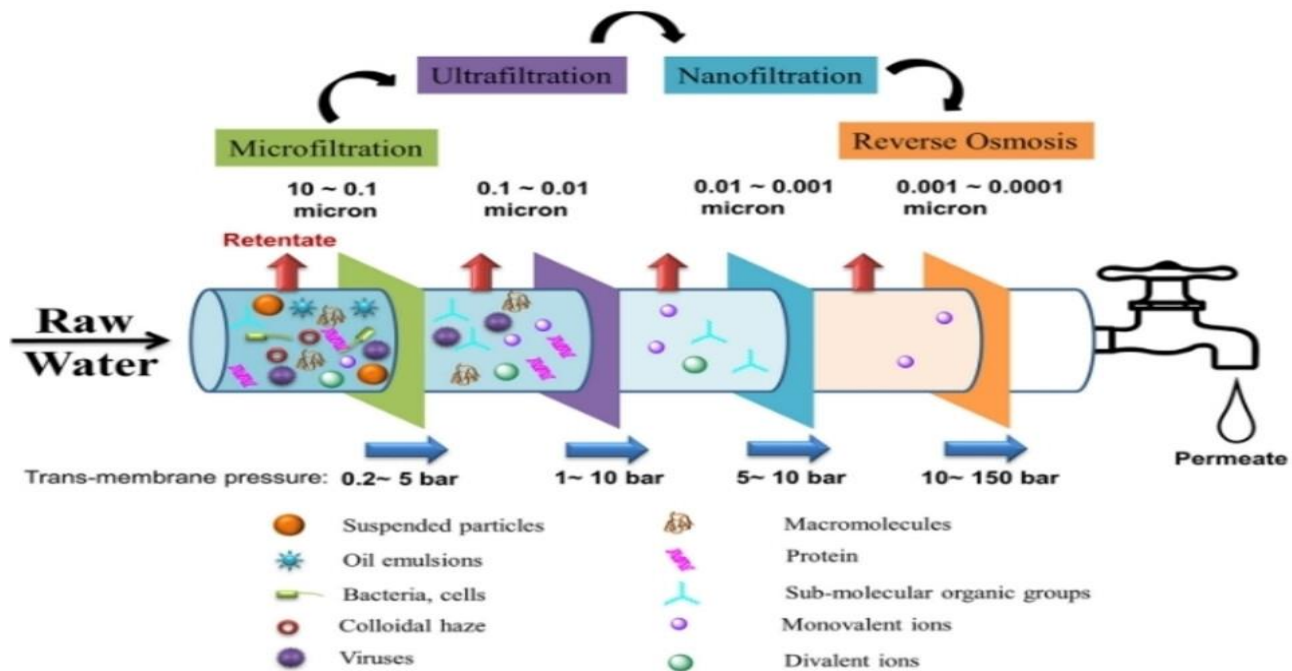


Figure I.12. Techniques de filtration adaptées au gradient de pression nécessaire et à la dimension des particules [32].

I.6.4.d. L'électrodialyse:

Cette technique est également basée sur la séparation des sels et de l'eau par le biais d'une membrane semi-perméable. L'électrodialyse comprend plusieurs compartiments et des membranes qui peuvent alterner entre les ions anioniques et les ions cationiques. En raison du champ électrique, les cations se déplacent vers le sens du courant électrique en passant uniquement par la membrane cationique. Dans le sens opposé du courant, les anions ne peuvent traverser que la membrane anionique. Le principe de l'électrodialyse est illustré dans la figure I.13. Généralement, les polymères aromatiques sont fonctionnalisés pour diriger la sélectivité des membranes vers les anions ou les cations [33].

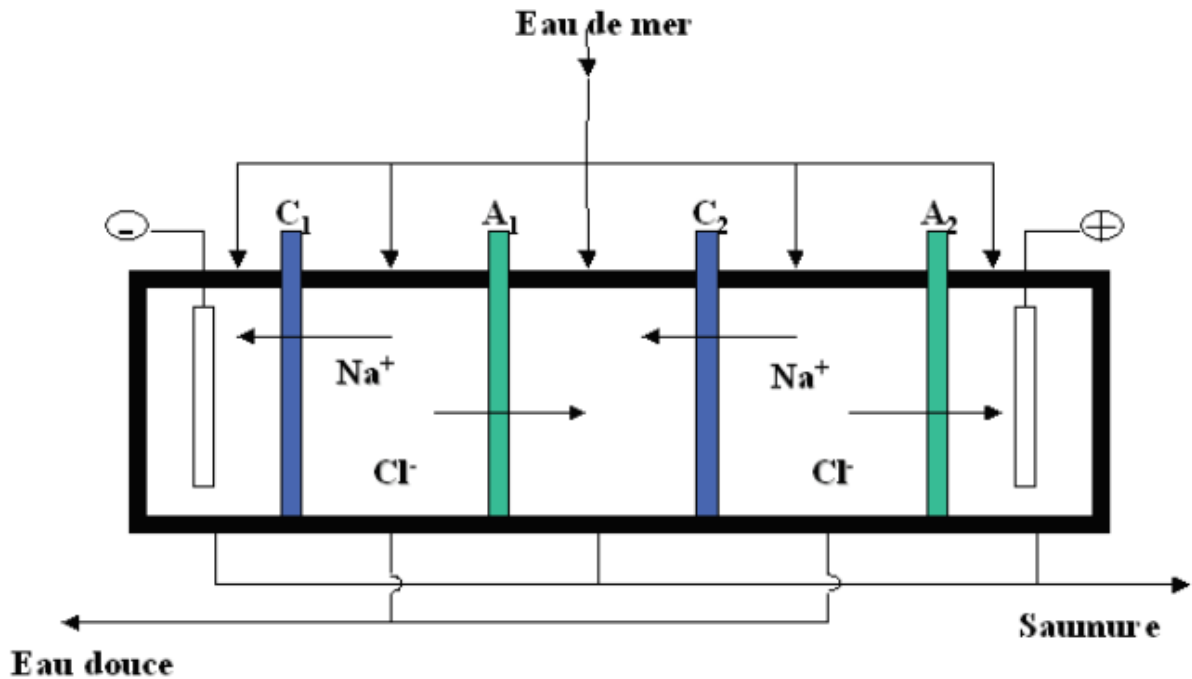


Figure I.13. Le mécanisme d'électrodialyse. [33]

Sans prétendre être exhaustif, on se contentera de citer les principales techniques, largement exploitées dans le domaine du dessalement. Ainsi, on a :

- Procédés de distillation thermique,
- Procédé de distillation par détentes successives (Multi-Stage Flash (MSF))
- Distillation à multiples effets :
- Procédés à compression de vapeur (Thermique TVC et Mécanique MVC) :
- Désalinisation de l'eau de mer par canaux capillaires plasmatiques (CCPWD)
- Humidification-Déshumidification (HDH)
- Échange d'ions
- Dessalement par congélation (Freeze desalination (FD))

I.6.5. Le dessalement en Algérie

L'eau occupe une place essentielle dans toutes nos actions de tous les jours, et sa demande croît chaque jour grâce à la progression du standard de vie de l'humanité. Certaines zones du monde sont confrontées à un stress hydrique considérable en raison du manque d'eau et de la pollution. La pénurie d'eau douce représente une menace significative pour la richesse de l'humanité.

En Algérie, face à une augmentation du stress hydrique provoquée par la sécheresse et la dégradation des ressources en eau douce, le dessalement de l'eau de mer est devenu une

mesure indispensable. Aujourd'hui, notre pays compte 14 stations de dessalement fonctionnant avec une capacité de production quotidienne de 2,3 millions m³. De nombreux projets sont en train d'être mis en place [34,35]. La figure I.14 présente les stations de dessalement situées en Algérie.

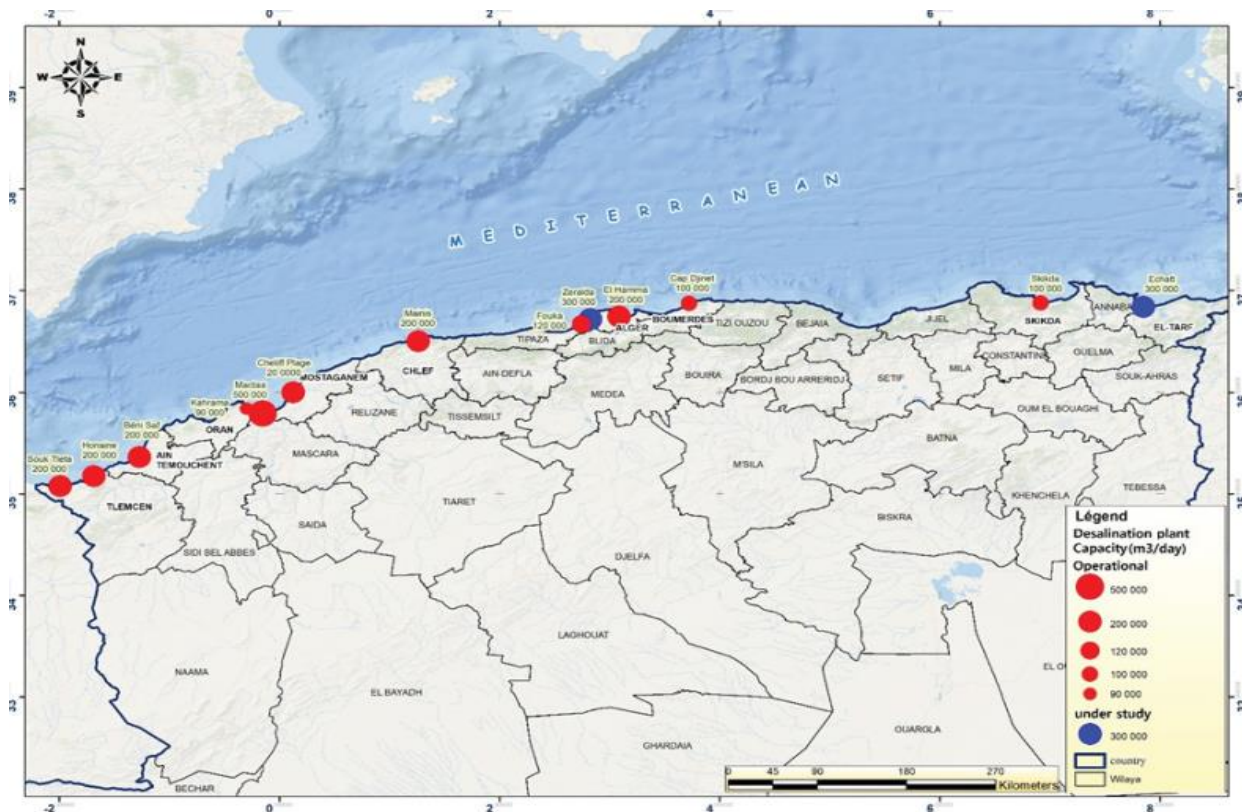


Figure I.14. Répartitions des stations de dessalement en Algérie [35].

I.6.6. Humidification-Déshumidification (HDH)

Le procédé de dessalement par humidification-déshumidification (HDH) reproduit le mécanisme naturel du cycle hydrique afin d'épurer l'eau. L'eau de mer est transformée en eau douce via la mise en jeu de l'air atmosphérique. L'évaporation de l'eau saline en air humide est initialement réalisée dans un évaporateur (humidification). Par la suite, l'air s'affranchit de la vapeur d'eau par condensation partielle ou totale dans un condensateur, générant de l'eau douce (déshumidification). Plusieurs sources de chaleur pour l'évaporation peuvent être utilisées : solaire, thermique, géothermique ou une combinaison de ces différentes sources. La figure I.15 représente un schéma de principe du procédé HDH [36].

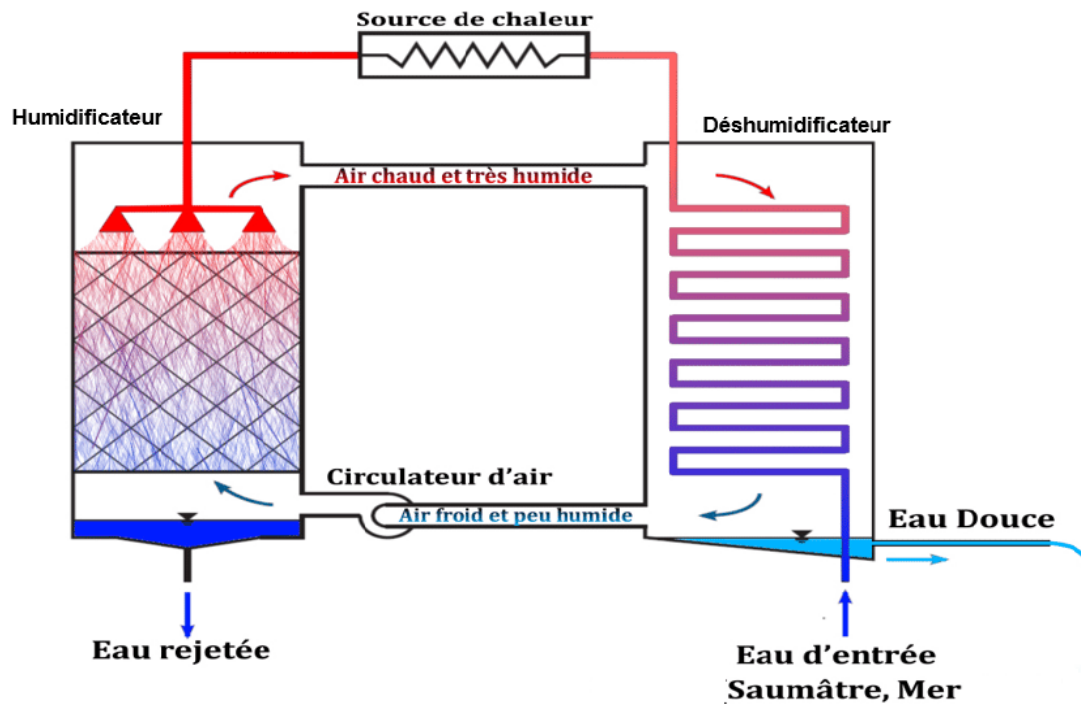


Figure I.15. Dessalement par procédé humidification déshumidification (HDH) [36].

On peut noter que trois sous-systèmes composent le processus :

- a) un humidificateur (Evaporateur),
- b) un système de chauffage capable de chauffer l'air ou l'eau.
- c) un déshumidificateur pour la condensation pour produire l'eau douce, peut également servir d'humidificateur ou d'évaporateur.

La figure I.15 ne présente qu'un exemple de la technologie HDH. Les variétés de cycles sont détaillées dans le 3^{ème} chapitre alors que la rentabilité du procédé dépend du coût d'énergie mise en jeu pour la vaporisation de l'eau de mer ainsi que des conditions opératoires régnant dans les deux contacteurs. .

I.7.Conclusion :

L'analyse bibliographique des techniques de dessalement de l'eau de mer ou saumâtre met en évidence une grande diversité en termes de capacités, de performances techniques et de coûts, rendant leur choix dépendant des conditions énergétiques et environnementales. Face à la raréfaction des ressources en eau douce, le dessalement s'impose comme une solution incontournable, bien que les procédés conventionnels restent énergivores et d'impact négative pour l'environnement.

Chapitre 1 : Problématique de la disponibilité de l'eau et procédés de sa production

Dans ce contexte, l'intégration des énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire, apparaît comme une alternative durable permettant de réduire les coûts énergétiques et les émissions de gaz à effet de serre.

Ainsi, le développement de procédés durable, tels que le HDH couplé aux énergies renouvelables, représente une voie prometteuse pour une production d'eau durable, efficace et adaptée aux régions arides.

*Chapitre II : Systèmes
de dessalement par
humidification-
déshumidification*

II.1.Introduction :

Sur le plan énergétique, la désalinisation solaire est une alternative idéale pour satisfaire les exigences des habitants, que ce soit en matière de production d'eau potable ou d'irrigation dans les zones agricoles.

De plus, diverses techniques de désalinisation ont été développées. Parmi celles-ci, nous mentionnons les procédés conventionnels tels que MSF, ME, VC et RO, qui conviennent à une production de grande capacité (100 à 50,000 m³ par jour) avec des coûts de production relativement élevés avec des retombées environnementales désastreuses d'autant plus qu'ils ne sont pas bien adaptés dans les régions où les services d'entretien sont peu disponibles [37]. En réalité, pour les pays du Sud, l'achat des pièces de rechange en temps réel représente un obstacle à surmonter de manière durable.

Néanmoins, certains inconvénients découlant des technologies d'évaporation, précédemment évoquées, semblent être un frein à leur développement, tels que les investissements initiaux élevés, la gestion d'installations de taille importante conjugués à la demande de précision lors de leur fabrication [38]. En plus de leur grande consommation d'énergie, les nouvelles technologies se concentrent principalement sur l'amélioration du transfert de matière et de chaleur entre les différentes phases au sein des éléments de l'unité.

Pour réduire autant que possible l'impact de certains de ces problèmes, les performances de nouvelles installations de dessalement adaptables peuvent être améliorées sur les plans énergétique et environnemental de manière efficace en diversifiant les sources d'énergie renouvelable (par exemple, l'énergie solaire). À cet égard et en imitant le cycle naturel, le procédé de dessalement par humidification-déshumidification(HDH) propose une solution efficace et particulièrement commode pour satisfaire les demandes d'eau douce dans les régions décentralisées avec une population de taille raisonnable [38, 39, 40].

II.2.Etat de l'art du procédé HDH :

La technique d'élimination des charges (sels, polluants, etc.) par HDH représente une technologie prometteuse car elle offre de grandes opportunités pour le traitement des effluents aqueux industriels [38]. En effet et comparativement à d'autres procédés de dessalement, le procédé (HDH) présente de nombreux avantages tels que l'adaptabilité, la simplicité d'exécution, les coûts de maintenance bas, la possibilité d'exploiter les utilités chaudes à faible valeur énergétique. Toutefois et parmi tant d'autres alternatives, le recours à leur couplage à

des pompes à chaleur, avec des COP élevés, pour la valorisation des sources chaudes est également possible. Pour une analyse thermodynamique de la faisabilité du procédé de dessalement HDH, trois étapes sont à prendre en considération à savoir :

-1) la vapeur d'eau est produite par vaporisation de la mer, dont l'énergie provient de différents moyens de chauffage ;

-2) la deuxième étape est l'humidification de l'air par mélangeage de la vapeur d'eau ainsi produite à un courant d'air ;

-3) la troisième étape est l'opération de déshumidification qui permet la condensation totale ou partielle de la vapeur d'eau véhiculée par le courant d'air humide dans un appareil approprié dit déshumidificateur ou condenseur. Un procédé de séparation se trouve adjoint pour départager la phase liquide de la phase gazeuse. En fonction des circuits des courants fluides (air sec, eau de mer) dans les procédés HDH et compte tenu des possibilités de leurs interconnexions, on peut les classer comme suit :

- a) Air fermé et eau ouverte (Closed Air Open Water : CAOW) ;
- b) Eau fermée et air ouvert (Closed Water Open Air : CWOA) ;
- c) Air ouvert et eau ouverte (Open Water Open Air : OWOA) ;
- d) Air fermé et eau fermée (Closed Water Closed Air : CWCA).

Schématiquement et à titre instructif, la combinaison de tels procédés sont présentés par la figure II.1.

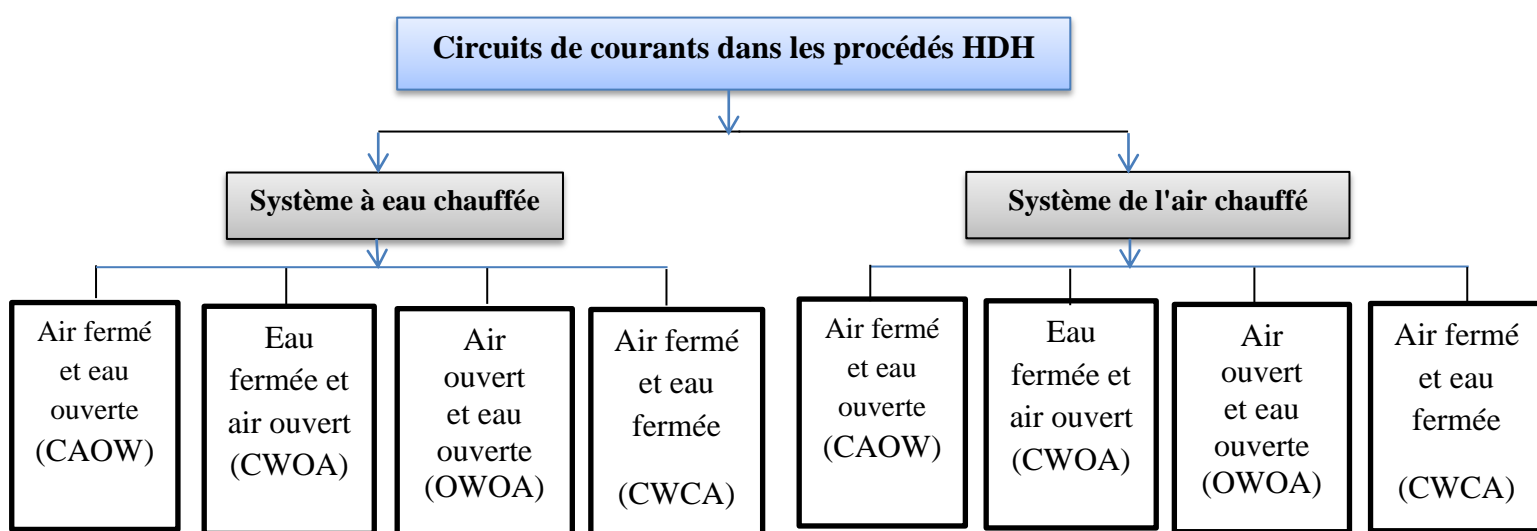


Figure II.1. Classification de systèmes de dessalement par HDH [40].

Par rapport à la source d'énergie, certains auteurs classent les systèmes HDH conformément au schéma donné dans figure II.2 [41].

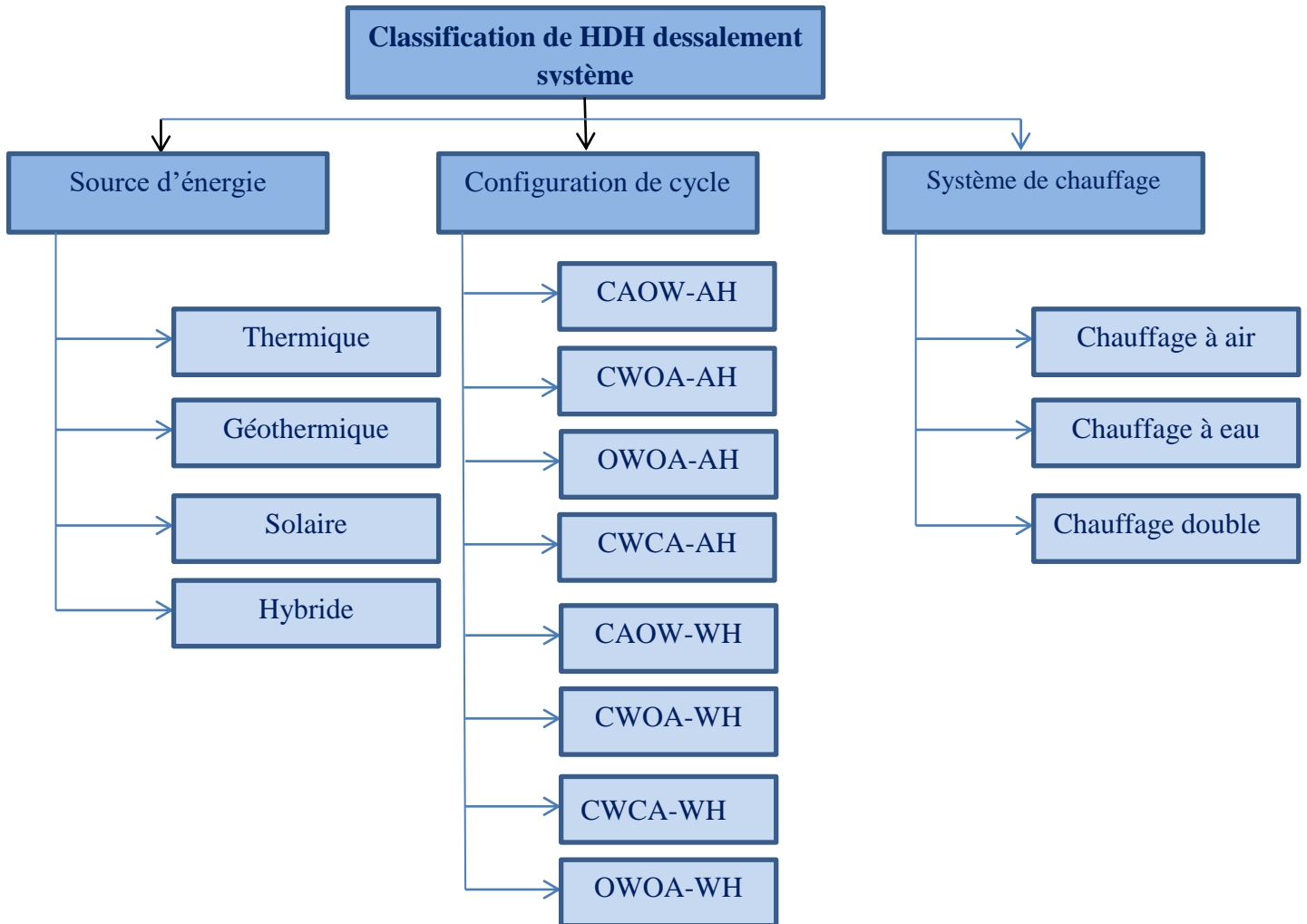


Figure II.2. Classification de systèmes HDH en fonction de sources d'énergie [41].

La littérature abonde en matière d'analyse de performances de ces configurations. En effet, G. Enezi et al. [42] ont analysé les performances du processus HDH en utilisant une préchauffe d'eau à 35-45°C. Ils en ont déduit que les productivités les plus élevées sont obtenues dans les conditions suivantes :

- une température élevée de l'eau chaude ;
- une température faible de l'eau de refroidissement dans le condenseur ;
- un débit d'air élevé ;
- un débit d'eau chaude faible.

Lawal et al. [43] ont étudié deux configurations différentes des systèmes HDH, à savoir :

- 1) Un système combiné d'une pompe de chaleur à compresseur et de circuits composé de chauffage d'air modifié, d'air fermé et d'eau ouverte (CAOW) pour HDH.
- 2) Cycle combiné de la pompe à chaleur à compression et d'un système de chauffage à l'eau, d'air fermé et d'eau ouverte (CAOW) dans une le procédé HDH.

Ils concluaient que les deux configurations modifiées améliorent la performance de l'humidificateur et du déshumidificateur jusqu'à 100%. Conséquemment, le coefficient de performance du système est passé de 3,7 à 10,4.

Par ailleurs et d'après Alrbai M et al. [44], lors de la mise en place du système HDH du type CAOW, ils ont noté qu'une hausse de l'entropie générée est associée à une température accrue de l'eau de mer entrant. Cette situation est à l'origine de pertes thermiques considérables dans la partie de l'humidification. Ace effet, une baisse de son efficacité est observée ainsi que celles des valeurs GOR. Pour pallier à cette anomalie de performance en optimisant la valeur GOR dans le système HDH, Karan et al. [45] suggèrent que la réduction du flux d'entropie générée par le cycle doit être conséquente.

Les résultats de recherches de Mistry et al. [46] se sont focalisés sur la maximisation de la performance du cycle HDH en se basant sur le ratio gain-output (GOR). Il a été constaté une baisse constante du GOR lorsque la différence de températures entre les deux extrémités de chaque composant du système augmente. Des valeurs importantes du GOR (3-5) du système exploitant le chauffage à eau (WH) alors qu'il est de 0.4 à 3.2 pour un système qui utilise le chauffage à de l'air (AH).Figure II.3

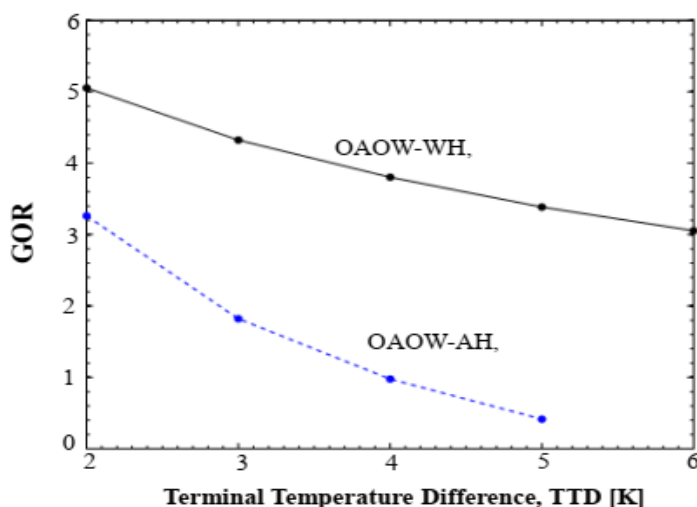


Figure II.3.Effet de différence de températures extrêmes(TTD) sur le GOR pour les systèmes OAOW-AH et AOW-WH [46] .

Une autre alternative d'association de sources d'énergies hybrides conduit indubitablement à l'optimisation des performances du procédé HDH. Hou et Zhang [47] ont analysé la performance d'un système de chauffage solaire hybride qui combine une source de chaleur à effets multiples avec un collecteur solaire sous vide. Les résultats ont montré que la réutilisation de l'eau rejetée permettait d'augmenter le GOR d'au moins deux à trois fois.

En général, les études du système HDH sont basées sur des modèles bien élaborés, utilisant les deux principes thermodynamiques combinés à l'équation de continuité d'une part et à l'équation d'état thermodynamique du binaire air-eau. Toutefois, il est impératif de définir les conditions limitatives du transfert entre phases dites équilibre thermodynamique. Néanmoins, l'analyse thermique, basée sur la loi de conservation d'énergie, n'évalue pas le flux d'énergie détruit accompagnant la transformation physique. Il ressort que l'évaluation des performances du système HDH se précise par le calcul des flux d'irréversibilités produits. Une telle évaluation serait suffisante pour offrir des indications pertinentes concernant une éventuelle optimisation des performances de l'unité [48].

Dans leurs travaux sur le processus de refroidissement par évaporation adiabatique, M. Shukuya & A. Hammache [49] ont indiqué que divers facteurs tels que l'humidité et la température ambiante influencent les variations d'efficacité énergétique. Des valeurs modérées ont été observées lesquelles varient entre 0,1 et 0,45.

Shaobo Hou et al. [50] ont analysé les performances d'un procédé de dessalement solaire par le procédé HDH à multiple effets. Il a été établi qu'il se caractérise par un faible rendement exergetique et des pertes exergetiques notables corrélées à la température de l'eau rejetée. En outre, ils ont indiqué que l'optimisation des performances d'un déshumidificateur ou d'un humidificateur consiste à réduire au minimum l'écart de température du système. A cet effet, ils indiquent qu'il y a lieu de se concentrer sur l'optimalité de l'interaction des flux au sein de tout élément pour minimiser les irréversibilités totales générées dans le système. Il se dégage que ce constat implique le recours à de multiples contacteurs comme les colonnes de bulles, les colonnes perforées, les colonnes à film tombant, les colonnes de pulvérisation, les colonnes à garnissage, etc. [51].

L'objectif de cette étude est d'analyser les performances des procédés de dessalement avec un humidificateur pulvérisé en intégrant un capteur solaire. Sur le plan de transfert de matière, la pulvérisation nous permet d'éviter les problèmes de cristallisation de la saumure concentrée qui sont susceptibles d'obstruer les éléments du contacteur (garnissage, perforations des plateaux, etc.) dans l'humidificateur.

II.3. Dessalement par humidification-déshumidification (HDH) :

On rappelle que la technologie de dessalement par humidification et déshumidification (HDH) repose principalement sur l'imitation du cycle hydrologique naturel (évaporation et condensation de l'eau). Un tel phénomène naturel s'explique par le fait que rayons solaires incidents réchauffent la couche superficielle de l'eau des mers et des océans dont la conséquence est l'évaporation de l'eau. La vapeur formée s'élève dans l'atmosphère pour se condenser en formant des nuages. Lorsque les conditions météorologiques sont favorables, ces nuages se transforment en pluie qui serait drainée vers les lacs et les océans pour compléter ainsi le cycle de l'eau. Suffisamment ensoleillées à la longueur de l'année, les régions MENA ont retenu ce procédé pour répondre accru en matière d'eau.

Par analogie et dans le procédé HDH, l'air est initialement chauffé pour absorber des quantités appréciables de vapeur d'eau. Dans l'humidificateur muni de pulvérisateurs d'eau salée, l'air lèche les gouttelettes formées pour extirper de l'eau, par évaporation, et en fonction des dimensions de cet élément, l'air qui en est issu, peut être saturé en humidité. Il est important de noter que l'exploitation de l'énergie solaire, abondante dans la région, conduit au chauffage de l'eau de mer pour être pulvérisée, à travers des buses, à son admission à l'humidificateur.

À ce stade, l'air chargé en vapeur d'eau entre en contact dans un condenseur (déshumidificateur du type échangeur à ailettes) refroidi par circulation forcée de l'eau de mer froide prélevée de la source d'alimentation de l'unité. A la surface du contacteur, la différence de températures (air humide chaud et eau de mer froide) entraîne la condensation partielle de la vapeur d'eau. Cette dernière est récupérée sous forme d'eau douce.

Ce processus de condensation libère de l'énergie latente qui serait transférée à l'eau de mer froide circulant dans le condenseur, contribuant à une augmentation substantielle de température. De la sorte, ce système tend à exploiter les ressources naturelles in situ d'énergie ainsi que l'énergie solaire pour produire de l'eau douce : C'est un procédé écologique et durable, particulièrement adapté aux zones côtières arides.

II.4. Paramètres de la performance du système :

On peut décrire les performances des systèmes HDH de différentes manières. Ces performances sont déterminées et évaluées en fonction de divers facteurs clés.

- **Le ratio gain-production (GOR) :** est utilisé pour évaluer la performance du système de dessalement HDH. Il est important de noter que le rendement (GOR) représente le rapport entre la quantité de chaleur latente requise pour produire de l'eau purifiée

(distillat) $\dot{D} * h_{fg}$ et la quantité de chaleur additionnelle, \dot{Q}_{sol} , pour assurer sa production. Il s'agit principalement de la performance de la production d'eau et d'un indicateur de l'importance de la récupération thermique réalisée dans le système [51 ,52].

Sur la base de cette définition et en tenant compte de la configuration de l'installation, nous pourrions exprimer le terme « GOR » de la manière suivante :

$$GOR = \frac{\dot{D} * h_{fg}}{\dot{Q}_{sol}} \quad (II.1)$$

L'enthalpie de vaporisation est évaluée en se référant à la température déterminée par une estimation polynomiale, comme suit :

$$T_p = 0.0051918 \times T_1^2 + 0.0027692 \times T_2^2 - 0.00747 \times T_1 \times T_2 - 0.41913 \times T_1 + 1.41913 \times T_2 + 61.6186 \quad (II.2)$$

Où T_1 et T_2 désignent les températures de refroidissement de l'eau de mer aux extrémités (entrée et sortie) de l'humidificateur. Toutes les températures sont exprimées en Kelvin. Equation (II.2) est valide pour un intervalle de température 293 K et 363 K et présente un maximum d'écart relatif inférieur à 0,5% [46] .Il convient de noter que lorsque le courant d'air est saturé, la température du bulbe humide correspond à celle du bulbe sec.

- **Le taux de récupération (Recovery ratio, RR) :** Il correspond au rapport entre la quantité d'eau condensée dans le déshumidificateur et celle qui est évaporée dans l'humidificateur. La définition du RR est présentée de la manière suivante [46].

$$RR = \frac{\dot{D}}{\dot{m}_e} \quad (II.3)$$

Le flux massique de l'eau évaporée, \dot{m}_e dans l'humidificateur est déterminé par l'application du principe de conservation de matière sur l'humidificateur comme suit :

$$\dot{m}_e = \dot{G} \times (y_s - y_e) \quad (II.4)$$

Pour évaluer les performances du système HDH, on a déterminé son efficacité. Dans l'échangeur mixte de chaleur et de matière, la performance thermique était principalement définie sur la base des flux enthalpiques échangés entre les courants fluides. Ainsi, la définition de son efficacité a été formulée de la manière suivante :

$$\varepsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}} \quad (II.5)$$

ΔH , désigne la variation d'enthalpie effective de la vapeur d'eau ou de l'air, tandis que ΔH_{max} désigne la variation d'enthalpie maximale possible aux extrémités du contacteur.

• **Le rapport des débits massiques de courants (MR) :**

On définit le rapport des débits massiques (MR) comme la proportion entre le débit d'eau de mer (\dot{L}) et celui de l'air sec, (\dot{G}). Il s'écrit comme suit :

$$MR = \frac{\dot{L}}{\dot{G}} \quad (\text{II.6})$$

Son impact sur les performances énergétiques et exergetiques de notre système est à mettre en évidence dans le calcul de bilans de matière et de chaleur.

II.5. Evolution psychrométrique de l'air dans le système de dessalement :

Le processus psychrométrique est le processus qui concerne l'interaction entre l'air sec et la vapeur d'eau. Le mélange d'air sec et de vapeur d'eau est appelé air humide. L'interaction peut être analysée à l'aide des propriétés thermo physiques qui sont la température du bulbe sec, la température de bulbe humide, le taux d'humidité, l'enthalpie, le pourcentage de saturation qui est connu sous le nom d'humidité relative.

Le diagramme psychrométrique de Mollier est un outil pour représenter les propriétés physiques de l'air humide à une pression constante. Il montre graphiquement comment les différentes propriétés sont reliées les unes aux autres. La figure II.4 présente les propriétés thermo physiques figurant sur une carte psychrométrique. Seules deux propriétés sont suffisantes pour caractériser l'état de l'air humide. En effet, le point d'intersection de deux lignes iso-propriétés définit le point d'état de l'air sur un diagramme psychrométrique. Une fois ce point localisé sur la carte, les autres propriétés de l'air peuvent être lues directement sur l'abaque.

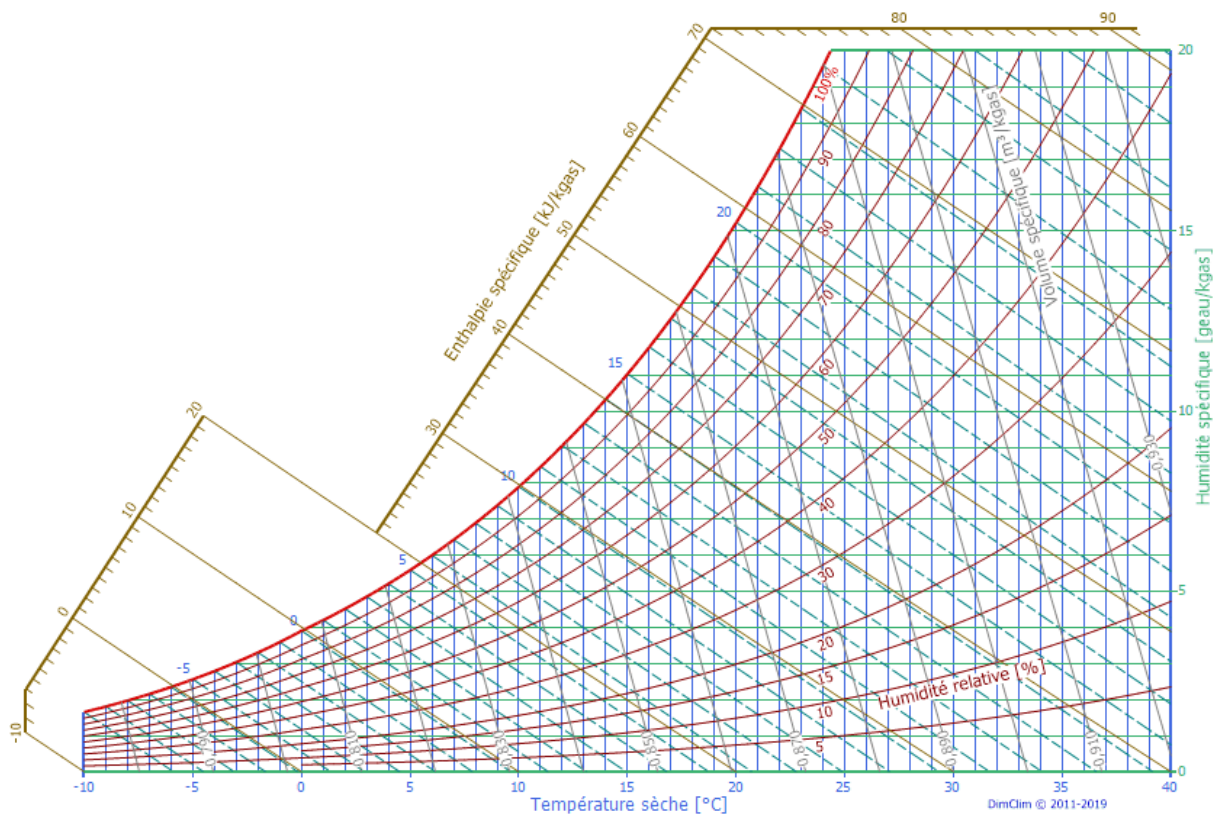


Figure II .4 . Diagramme psychrométrique de l'air humide [53] .

II.6. Facteurs influençant la performance du procédé de dessalement :

Il est intuitif que les performances du système de dessalement sont principalement influencées par l'humidité relative, la température et la pression. Ces facteurs influencent le taux d'humidification (évaporation) et le taux de déshumidification (condensation). Ils sont exprimés par les relations suivantes :

- **Tension de vapeur saturante :**

$$P_{vs} = \exp\left(23.5771 - \frac{4042.9}{T-37.58}\right) \quad (\text{II.7})$$

- **Humidité absolue ou teneur en eau (ou en humidité) :**

Il s'agit de la masse d'eau présente dans l'air sous forme de vapeur ou potentiellement d'eau et de glace en comparaison avec le volume total d'air sec. Sa valeur est estimée par la relation :

$$Y = \frac{18.02}{28.965} \left(\frac{P_e}{P_{tot} - P_e} \right) \quad (\text{II.8})$$

- **Humidité relative (degré hygrométrique) :**

Le rapport entre la pression partielle de vapeur d'eau de l'air humide (à la température considérée) et celle de la vapeur saturante à la même température est appelé humidité relative (RH) dite également degré hygrométrique de l'air. Elle est donnée par l'expression suivante :

$$RH = \frac{P_e}{P_{vs}(T)} \quad (\text{II.9})$$

II.6.1. Présentation de types d'humidificateurs :

L'humidificateur est un dispositif qui permet d'assurer le contact entre phases en circulation en son sein dans le but d'intensifier les échanges de matière par évaporation de l'eau salée après un éventuel chauffage de courants. Parmi les contacteurs usuels, on note les colonnes à liquide pulvérisé, les colonnes à bulles, les colonnes à paroi mouillée et les colonnes à lit garni [54,55].

Tous ces dispositifs fonctionnent sur la base du même principe: La force motrice qui motive l'intensification de transfert est l'écart de concentration ou de température entre phases. A la saturation, le flux de matière échangé est nul.

Il existe deux types principaux d'humidificateurs :

- les humidificateurs à vapeur : L'injection de la vapeur dans un flux d'air entraîne son humidification. Ce changement d'état de liquide à gaz est obtenu par diminution de la chaleur sensible du liquide.
- Les humidificateurs adiabatiques : Ils provoquent l'évaporation directe de l'eau dans l'air. L'enthalpie de vaporisation est soustraite à l'air pour former une vapeur saturée dont la pression partielle égale à la pression de saturation du liquide à la température de fonctionnement de l'humidificateur.

Traditionnellement, la surface de contact est constituée de feuilles de matériaux rigides et poreux/ondulés, qui sont saturés d'eau fournie par une pompe. Les matériaux utilisés dans la construction comprennent la cellulose, la fibre de verre et les céramiques poreuses qui ont été préalablement traitées à la résine anti-pourriture, la résine rigidifiante ainsi que d'autres produits chimiques afin d'obtenir une grande capacité d'absorption. Certains de ces matériaux utilisés dans les humidificateurs sont illustrés à la figure II.5.



-a) Supports rigides

-b) Bloc de tremble

-c) Céramique poreuse

Figure II.5. Matériaux constitutifs de l'humidificateur [54].

II.6.1.1. Humidificateur à lit garni :

L'humidificateur à lit garni d'un dispositif HDH est en grande partie identique à une tour de refroidissement employée dont la fonction est d'humidifier le flux d'air. C'est une colonne garnie de matériaux solides, entassés en lit compact en formant un espace interstitiel constituant le passage des courants fluides. Ces interstices, une fois obstrués par dépôt de cristaux ou d'impuretés solides, conduisent au dysfonctionnement de l'élément suite à d'importantes pertes de charges. Dans le cas de dessalement et pour des effluents chargés, un contrôle continu de l'hydrodynamique des deux fluides doit être mis en place pour assurer un fonctionnement rentable et fiable. Leur modélisation mathématique est fondée sur le concept de la boîte noire. La figure II.6 représente schématiquement un humidificateur à lit garni.

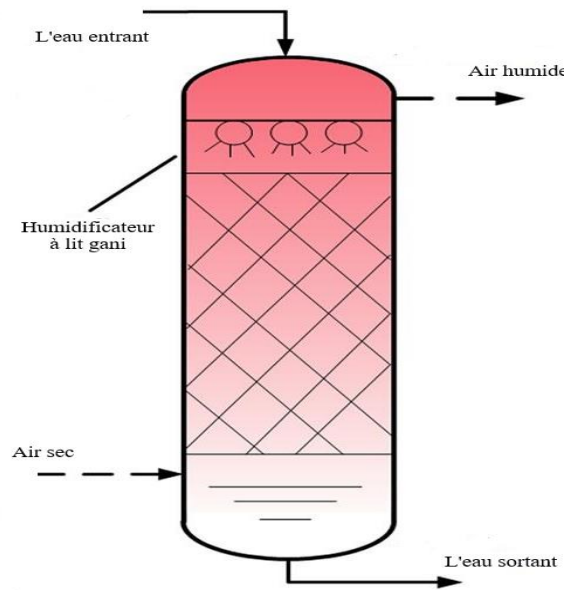


Figure II.6. Humidificateur à lit garni [55].

Les garnissages sont des matériaux variés ou (différentes générations), basés sur deux types de base (anneaux et selles).

a) Garnissages en vrac :

Ces éléments de couverture peuvent présenter diverses formes, utilisant différents matériaux (céramique, verre, plastique, métal...). Au cours des années, les fabricants ont considérablement modifié leurs formes ou modèles, la figure II.7. montre les différents types de garnissage en vrac [56].

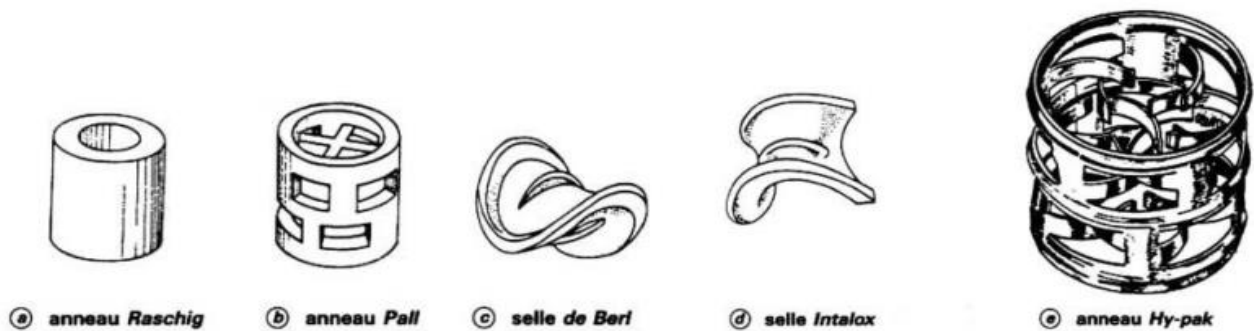


Figure II.7. Plusieurs sortes de garnissage en vrac [56].

b) Garnissages ordonnés ou structurés :

Le garnissage structuré est une technique de fabrication relativement récente. Ce matériel est particulièrement apprécié pour sa performance excellente et sa faible chute de pression. Ces deux caractéristiques principales aboutissent fréquemment à une augmentation significative des volumes en comparaison des autres composants internes des colonnes [56], la figure suivante (Figure II.8.) montre le garnissage de type structuré.

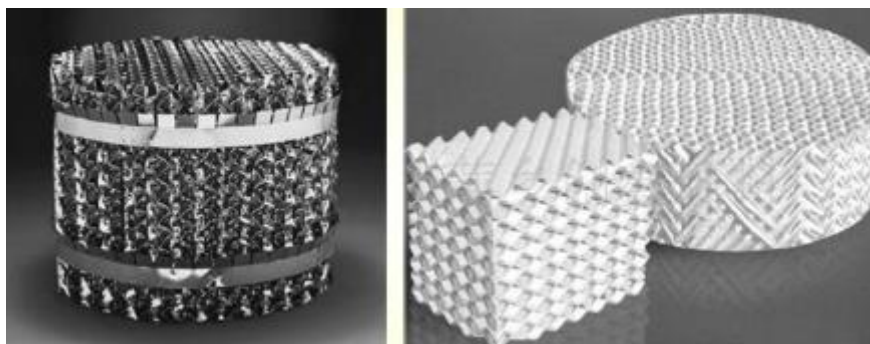


Figure II.8. Garnissage de type ordonné ou structuré [56] .

II.6.1.2. Humidificateur à colonne à bulles:

Pour les procédés HDH, l'emploi d'une colonne à bulles favorise le transfert de matière et de chaleur entre air et eau, ce qui favorise une meilleure efficacité en matière d'évaporation [57]. Rajaseenivasan et al. [58] ont analysé les résultats d'un système HDH utilisant d'humidificateur sous forme colonne à bulles, un déshumidificateur de tube et des coquilles. La performance maximale (GOR) du système était de 3.3, et la productivité la plus haute était de 23,92 kg/m³/jour.

O.M.A. Munteshari [59], Qutub A et Munteshari O M.A. [60] ont aussi effectué des tests expérimentaux sur les performances d'un humidificateur à colonne à bulles multi étagés. Ils ont analysé l'impact de la vitesse superficielle de l'air et autres paramètres. On a atteint le taux d'efficacité le plus élevé, soit de 88,9 %, pour un humidificateur de colonne à bulles de trois strates. Dans la figure II.9, on présente un humidificateur à colonne à bulles.

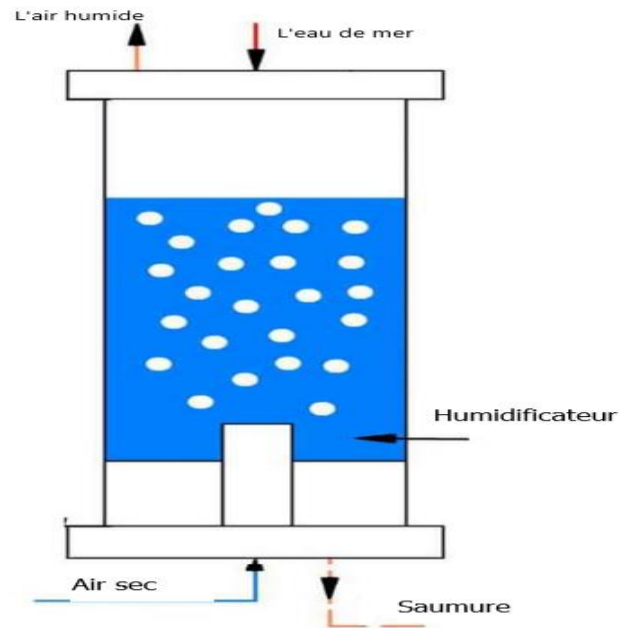


Figure II.9. Humidificateur à colonne à bulles [59].

II.6.1.3. Humidificateur à colonne à plateaux:

Les colonnes à plateaux se composent d'une colonne verticale avec du liquide qui coule de haut vers le bas par gravité. La phase vapeur entre dans de la colonne est évacuée par le haut de celle-ci. L'intérieur de la colonne est composé de plateaux ou de plaques qui forcent le liquide à circuler d'avant en arrière horizontalement tandis que la vapeur forme des bulles et passe à travers les perforations dans les plateaux. (Figure II.10) [61].

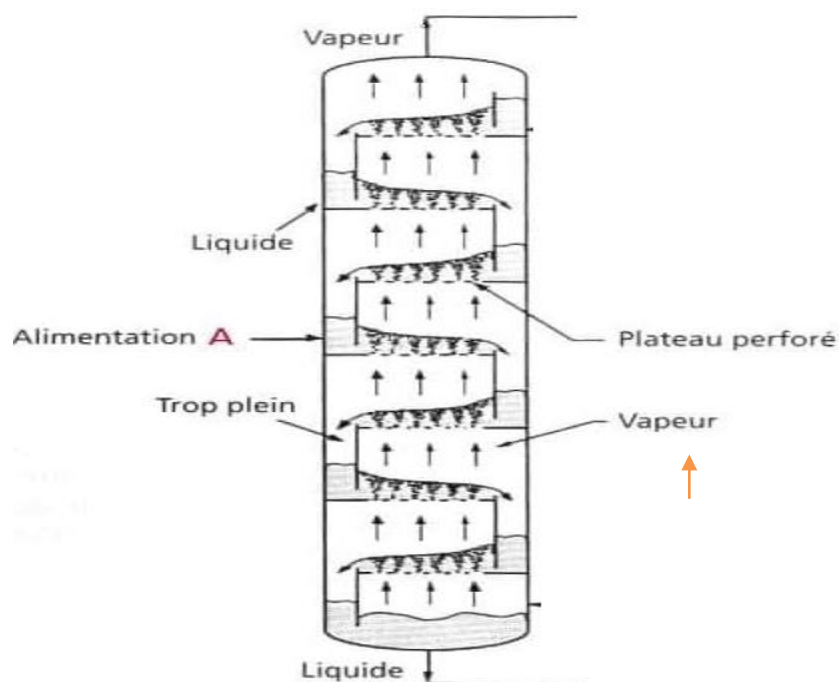


Figure II.10. Humidificateur à colonne à plateaux [62].

II.6.1.4. Humidificateur à colonnes pulvérisées :

Les systèmes d'humidification par pulvérisation fonctionnent en introduisant directement de l'eau dans le courant d'air afin de réduire sa température, convertissant la chaleur générée par ce dernier en chaleur latente. Pour diminuer sa température, l'évaporation convertit la chaleur sensible de l'air en chaleur latente.

L'efficacité de ces systèmes est principalement déterminée par la surface de contact entre l'eau et l'air, ainsi que par le temps de contact entre phases. Par conséquent, les buses de pulvérisation sont utilisées pour pulvériser l'eau en gouttelettes dans le courant d'air pour créer une large zone de contact entre phases. En dehors de la buse, l'eau qui est introduite dans l'air se désintègre rapidement en fines particules en fonction de son propre trajet et de la géométrie des buses ainsi que de leur pression de fonctionnement. Parmi les méthodes de réalisation des gouttelettes et la plus répandue, on trouve l'atomisation [63].

II.6.1.4.1. Pulvérisation par atomisation :

Comme illustré dans la figure II.11, le liquide en vrac est initialement converti en ligaments avant d'être fragmenté en petites particules par les forces d'action, dépendant de la tension superficielle du liquide. Cette désintégration continue jusqu'à atteindre un état critique, caractérisé par le nombre adimensionnel de Weber qui détermine la minimisation possible du volume (taille) des gouttelettes [64]. Le nombre de Weber correspond à la

proportion entre la force d'inertie et celle de tension en surface. Lefebvre [65], Dans leurs travaux, il sont défini que le nombre de Weber critique est d'environ 13 pour les gouttelettes d'eau injectées dans l'air. Le nombre de Weber s'écrit:

$$W_{eB} = \frac{\rho_a V_r^2 D_d}{\sigma} \quad (\text{II.10})$$

Où ρ_a est la masse volumique de l'air (kg/m^3), V_r est la vitesse relative des gouttelettes (m/s), D_d est le diamètre des gouttelettes (m) et σ est la tension superficielle des gouttelettes (N/m).

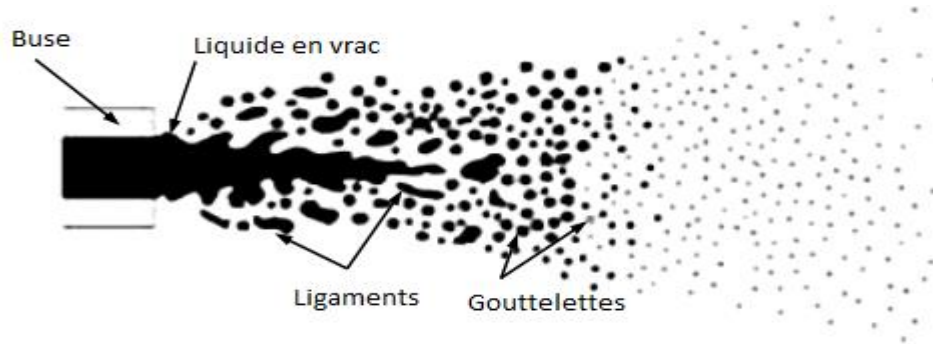


Figure II.11. Atomisation par pression [64].

Une étude plus complète des régimes de fragmentation nécessite le recours à l'utilisation du nombre adimensionnel d'Ohnesorge, qui prend compte de la viscosité de la gouttelette.

$$Oh_{sp} = \sqrt{\frac{W_{eBsp}}{Re_{sp}}} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\rho_l * D_d * \sigma}} \quad (\text{II.11})$$

L'indice « sp » indique que les nombres adimensionnels sont calculés sur le plan global du spray. Pour l'échelle spatiale, ils peuvent être déterminés en se basant uniquement sur les caractéristiques physiques de la phase dispersée, notamment ρ_l , μ_l et σ . Il est plus approprié d'utiliser la vitesse relative entre le gaz et les gouttes :

$$v_{rel} = v_{Gz} - v_{Gt} \quad (\text{II.12})$$

Dans la plage $Oh \leq 0.1$ et en fonction du nombre de Weber, quatre régimes sont identifiés :

- $W_{eB} \leq 12$: Régime de déformation sans fragmentation.
- $12 \leq W_{eB} \leq 20$: Régime de fragmentation en sac (bag).
- $20 \leq W_{eB} \leq 80$: Régime de fragmentation multimode.
- $W_{eB} > 80$: Régime de fragmentation par cisaillement (shear).

Un autre régime, dit « catastrophique (catastrophic breakup) » pour des grandes valeurs de Weber ($W_{eB} > 800$) qui se caractérise par une fragmentation rapide de la goutte, soit de manière « explosive » [66]. Une étude de l'impact de Weber et d'Ohnesorge sur les types de fragmentation pour différents fluides est donnée par la figure II.12.

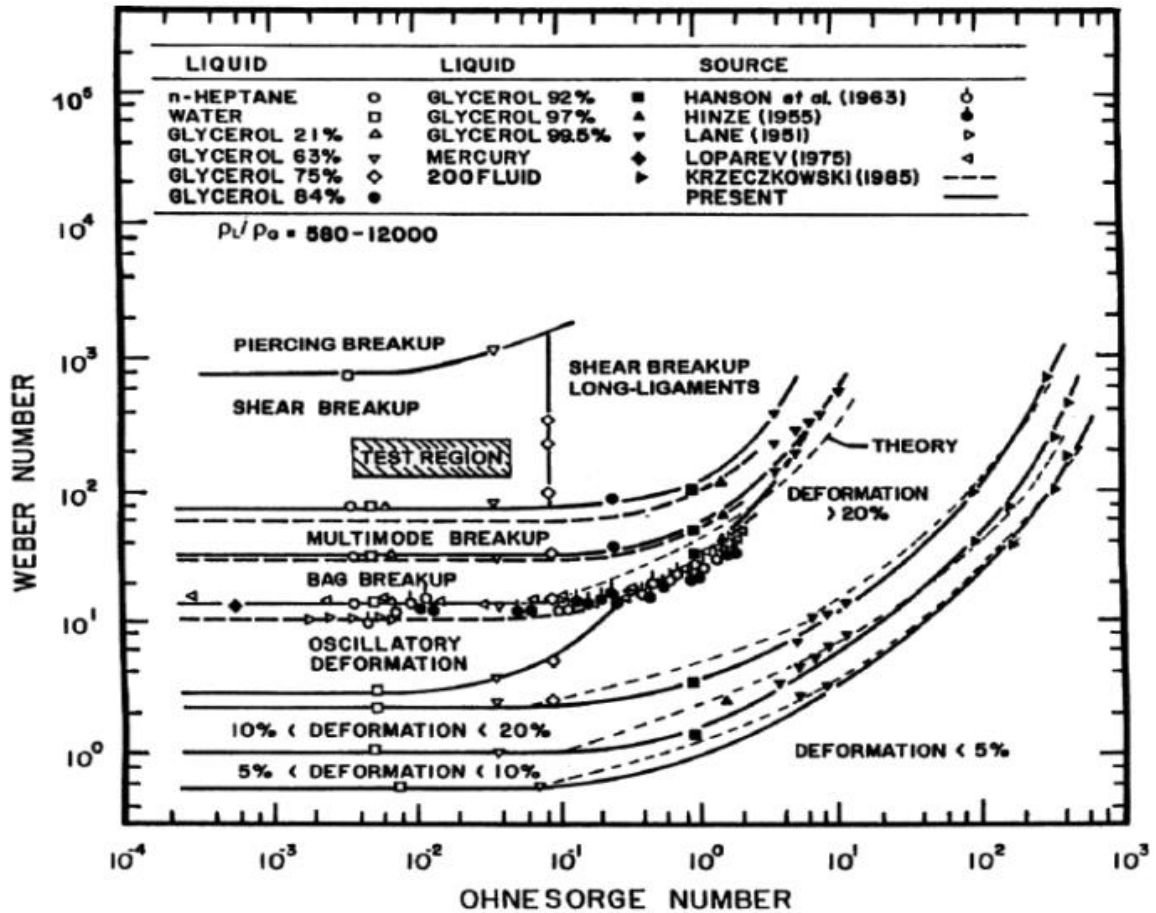
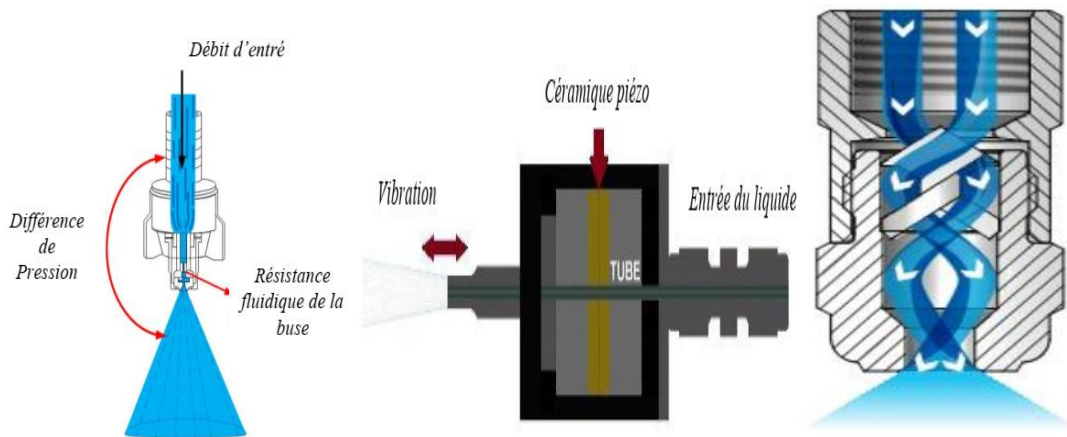


Figure II.12. Régimes de fragmentation et de déformation basée sur les nombres d'Ohnesorge et Weber [66].

On classe principalement les atomiseurs selon la quantité d'énergie mise en jeu. Dans la majorité des systèmes d'atomisation fonctionnels, on recourt à des atomiseurs de type pression, buse de turbulence, buse à ultrason, pneumatique ou rotative. La figure II.13 représente les différents types de pulvérisation.



(a) Pulvérisation par pression

(b) Buse à ultrason.

(c) Buse de turbulence.

Figure II.13. Principales techniques de pulvérisation [64].

Lors de l'atomisation sous pression, la pression du fluide est convertie en énergie cinétique via une fente afin d'augmenter la vitesse de déplacement de l'eau conformément à la loi de Bernoulli,

II.6.1.4.2. Choix de buses pour la pulvérisation :

La technique d'atomisation a été conçue pour des applications particulières, présentant une variété de caractéristiques spécifiques. La sélection des buses est l'un des éléments clés des systèmes de pulvérisation. Elle doit tenir compte des éléments suivants :

- La taille des gouttelettes
- Le débit du fluide
- L'angle de pulvérisation approprié.

Les appareils de pulvérisation sous pression offrent une variété de modèles de pulvérisation, parmi lesquels on distingue principalement trois catégories principales : le cône complet, le cône creux et l'éventail plat. La figure suivante (figure II.14) illustre l'une des catégories couramment employée dans le domaine de l'humidification.

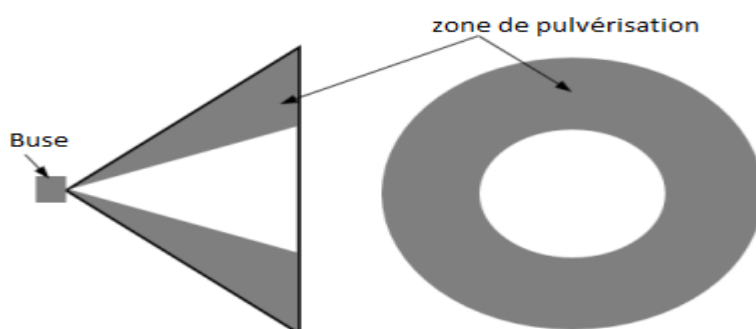


Figure II.14. Pulvérisation à cône creux .

La répartition des gouttelettes et leur taille sont des facteurs cruciaux dans l'analyse de la performance du procédé de pulvérisation. En réalité, la taille des gouttelettes n'est pas uniforme ; ainsi, on retrouve des gouttelettes de quelques microns jusqu'à plusieurs centaines de microns. Physiquement, la répartition de gouttelettes avec une faible dispersion de diamètre moyen, favorise une évaporation accrue avec un refroidissement amélioré compte tenu de l'augmentation de leur surface par unité de volume vis-à-vis des grosses gouttelettes. En effet, l'évaporation se produit exclusivement à l'interface entre l'eau et l'air. En milieu gazeux, le taux d'évaporation par unité de volume des gouttelettes est proportionnel au carré du diamètre des gouttelettes et augmente rapidement lorsque ce dernier diminue [66].

Suivant leurs applications, les constructeurs fournissent un large éventail de buses de pulvérisation.

✓ L'impact de pulvérisation

On exprime l'effet d'un spray (pulvérisateur) sur la zone ciblée en terme de pression. Cette valeur est influencée par la répartition du spray et l'angle de pulvérisation. Pour tous les types de spray, l'effet diminue lorsque la distance entre la buse et la zone d'impact est plus grande. Selon l'équation II.13, le débit volumétrique Q et la chute de pression influencent sur l'impact de pulvérisation, F_1 . Le type de buse et la distance entre la buse et la surface ont un impact sur le facteur C .

$$F_1 = C \times Q \times \sqrt{\Delta P} \quad (\text{II.13})$$

Pour les différents types de buses, la figure II.15 représente l'évolution du débit de l'eau en fonction de la pression testée par A.M.Alkhedhair [67].

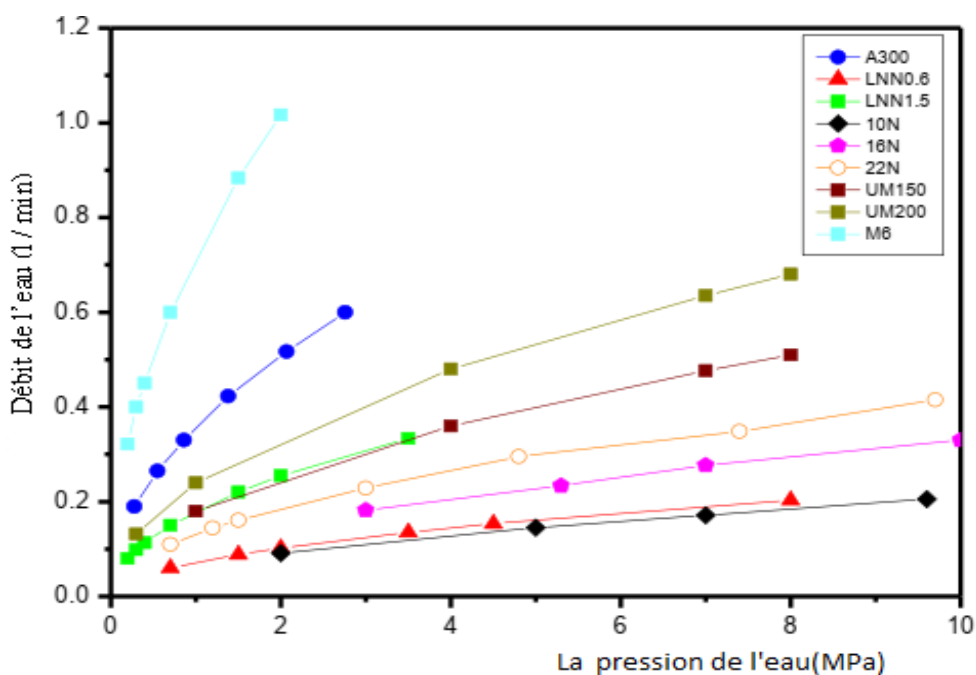


Figure II.15. Etalonnage de buses et relation débit- pression dans le cas de l'eau [67].

II.6.2. Présentation de types de déshumidificateurs :

Le déshumidificateur est un dispositif où la vapeur d'eau présente dans l'air humide se condense pour produire de l'eau pure (distillat).

Les déshumidificateurs sont généralement constitués d'échangeurs de chaleur (condenseur). Différents échangeurs de chaleur air-liquide peuvent être utilisés. La plupart des chercheurs utilisent des échangeurs de chaleur à serpentin, à colonne avec des bulles ou à tubes à ailettes. L'objectif des ailettes est de développer la surface d'échange thermique du condenseur. La figure II.16 présente un exemple type de déshumidificateur, où l'eau de refroidissement traverse la calandre tandis que l'air se déplace au sein du serpentin équipé d'ailettes [54].



Figure II.16. Condenseur en forme de serpentin [54] .

II.6.2.1. Déshumidificateur muni d'une colonne de bulles.

Dans un déshumidificateur à bulles (figure II.17), l'air humide est dirigé vers une colonne d'eau froide. La condensation de la vapeur dans la bulle d'air se produit lorsque celle-ci traverse la colonne d'eau. Un liquide de refroidissement peut être introduit dans le tube spiralé qui est immergé dans la colonne d'eau pour maintenir sa température constante.

Narayan et al. [68] ont présenté un examen expérimental et théorique du déshumidificateur à colonne à bulles. Ils ont développé un modèle pour la résistance thermique.

L'efficacité du déshumidificateur à colonne à bulles a été évaluée en fonction des différentes températures d'entrée d'air, des vitesses de surface et des hauteurs d'eau présentes dans la colonne. Il a été observé que la performance du déshumidificateur et le transfert thermique diminuaient et augmentaient respectivement, en fonction de l'élévation de la température d'entrée de l'air et de la vitesse superficielle.

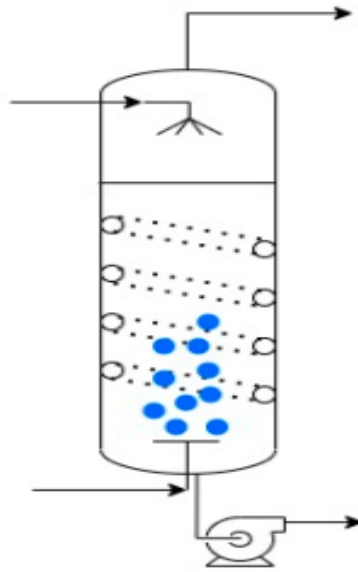


Figure II.17. Un déshumidificateur muni d'une colonne à bulles [69].

II.6.2.3. Déshumidificateur en plaques :

On utilise fréquemment des déshumidificateurs à plaques et tubes, aussi connus sous le nom d'échangeurs thermiques à ailettes, dans les secteurs du chauffage, de la ventilation et de la climatisation (CVC). Ils sont utilisés pour le processus HDH. Le déshumidificateur, équipé de plaques et de tuyauterie à ailettes, est le modèle le plus rentable (Figure II.18) [70] L'air se déplace à travers les tubes et les ailettes en suivant un mouvement ascensionnel, tandis que l'eau salée circule dans l'espace entre les tubes ailettes. Mise en place multi passages, on peut les présenter sous forme plate, ondulée ou perforée afin de promouvoir de la turbulence.

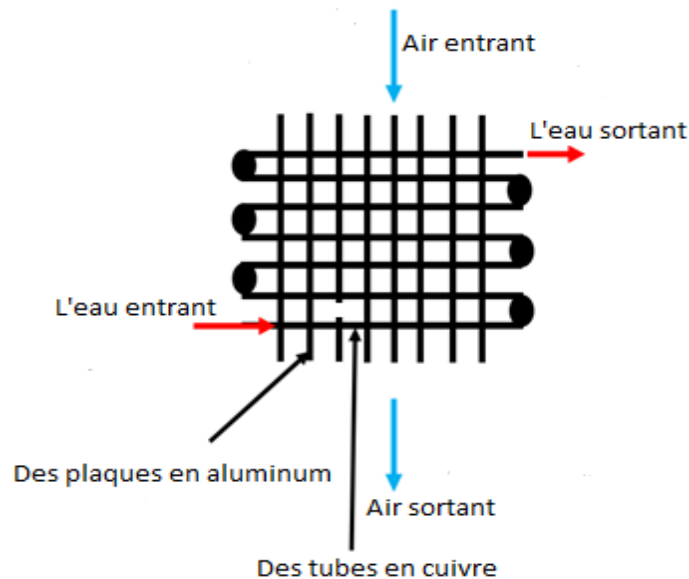


Figure II.18. Schéma de courants fluides dans un déshumidificateur à plaques à ailettes et à tubes [70].

II.7. Conclusion :

Le procédé de dessalement par humidification-déshumidification (HDH) s'impose comme une alternative prometteuse aux technologies conventionnelles, en particulier dans les régions à fort ensoleillement et à ressources limitées. Inspiré du cycle hydrologique naturel, ce procédé se distingue par sa simplicité de conception, sa flexibilité d'exploitation et sa capacité à valoriser des sources d'énergie à faible potentiel, notamment l'énergie solaire.

L'analyse de l'état de l'art met en évidence que les performances du système HDH dépendent fortement des conditions opératoires, telles que les températures des fluides, les rapports débits massiques d'air et d'eau....

Par ailleurs, l'utilisation d'humidificateurs à pulvérisation apparaît comme une solution efficace pour améliorer les transferts de matière, en augmentant la surface d'interaction entre les phases et en diminuant les risques de colmatage. Le contrôle des paramètres de pulvérisation, notamment la taille des gouttelettes et les régimes d'atomisation, joue un rôle déterminant dans l'amélioration des performances du système.

Chapitre III :
Modélisation du
fonctionnement de
l'unité

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, on développera un modèle mathématique pour analyser les performances d'une unité de dessalement en fonction de l'évolution des paramètres opératoires dans leurs domaines respectifs en se basant sur les bilans de masse, de chaleur du système Humidification déshumidification de l'air (HDH). On rappelle que l'unité est destinée à la production de l'eau douce afin de répondre à la demande d'eau localisée.

D'un point de vue thermodynamique, trois étapes doivent être prises en compte pour appréhender le processus de dessalement HDH. Tout d'abord, la vapeur d'eau est obtenue par évaporation de l'eau de mer, dont l'énergie nécessaire est absorbée à partir de divers procédés de chauffage. Dans une deuxième phase, la vapeur d'eau est brassée à l'air pour obtenir de l'air humide et éventuellement saturé. Enfin, la séparation de la vapeur d'eau de l'air humide est réalisée par un processus de déshumidification, dans un équipement appelé condenseur (déshumidificateur).

III.2. Modélisation mathématique du transfert dans différents éléments :

Les cycles HDH peuvent être classés selon que l'air ou l'eau est chauffé et selon que le circuit d'air ou d'eau est en boucle ouverte ou fermée. Un aperçu succinct a été largement avancé dans le chapitre précédent. Parmi tant d'autres, le schéma du système HDH choisi est du type ouvert tel qu'illustré à travers la figure III.1.

Dans la figure III.1, on présente une unité de dessalement couplée à un capteur solaire. On note que l'unité de dessalement est un cycle d'humidification- déshumidification, dont les composants clés sont principalement l'humidificateur, le déshumidificateur d'une part et d'un collecteur d'eau douce obtenue par condensation. Pour l'eau de mer, on distingue :

- Chauffage de l'eau de mer aussi bien dans le circuit composant le déshumidificateur qu'à travers le capteur solaire. Cette opération est effectuée dans le but de favoriser autant que possible sa vaporisation ultérieure. Le courant d'eau de mer chauffé est admis dans une colonne (humidificateur) pour subir une pulvérisation. Les gouttelettes ainsi obtenues circulent à contre courants avec un courant d'air ascendant. Ce brassage entre courants et en tenant compte du potentiel d'échange entre eux (gradients thermique et de concentration), conduit à

- **Schéma technologique de l'humidificateur :**

Comme mentionné dans le paragraphe précédent, la performance de l'unité de dessalement est tributaire de nombreux paramètres opératoires et principalement de l'intensité d'échange entre courants dans l'humidificateur. Tout étant fixé par ailleurs, l'amélioration de transfert de matière et de chaleur entre les flux circulants est corrélée à l'aire spécifique d'échange par unité de volume du contacteur. Ainsi, de nombreux contacteurs sont présentés dans la littérature tels que les colonnes à plateaux, les colonnes à plaques perforées, les colonnes à film tombant, les colonnes à garnissage, les colonnes pulvérisées, etc... [51] Néanmoins, des problèmes de cristallisation de la saumure concentrée peuvent être rencontrés, causant l'obstruction de certaines configurations de contacteurs composant l'unité. Dans cet ordre d'idées et pour détourner le problème hydrodynamique lié au phénomène de cristallisation, nous nous sommes attelés à l'analyse du fonctionnement d'un humidificateur dit colonne pulvérisée. Pour les détails relatifs à la conception de l'humidificateur fonctionnant en colonne pulvérisée, nous présentons une esquisse montrant les modes de contact entre phases dans ses différentes parties de la colonne.

Contrairement aux colonnes conventionnelles et pour les eaux fortement saumâtres, la tour pulvérisée présente certains avantages, à savoir :

- Evitement du phénomène de formation de cristaux de sel ;
- Adaptation à différents régimes hydrodynamiques de fonctionnement ;
- Conception simple ;
- Faible perte de charge sur le côté gaz.

On distingue deux zones distinctes (Figure.III.2) :

- Zone de pulvérisation où le fluide se trouve pulvérisé en fines gouttelettes lors de son passage à travers l'éjecteur ;
- Zone de film ruisselant sur les parois de la partie inférieure de la colonne et identifiée par la coalescence de gouttelettes.

- **Estimation des dimensions de zones d'échange :**

Le dimensionnement de l'appareillage doit tenir compte de l'hydrodynamique des fluides en circulation dans la colonne ainsi que de sa performance de transfert de matière, basée sur l'équilibre liquide vapeur entre phases. Les vitesses de chute de gouttelettes ainsi

que leurs diamètres initiaux sont entièrement dépendants des conditions de sortie de l'éjecteur (Pression en amont et diamètre).

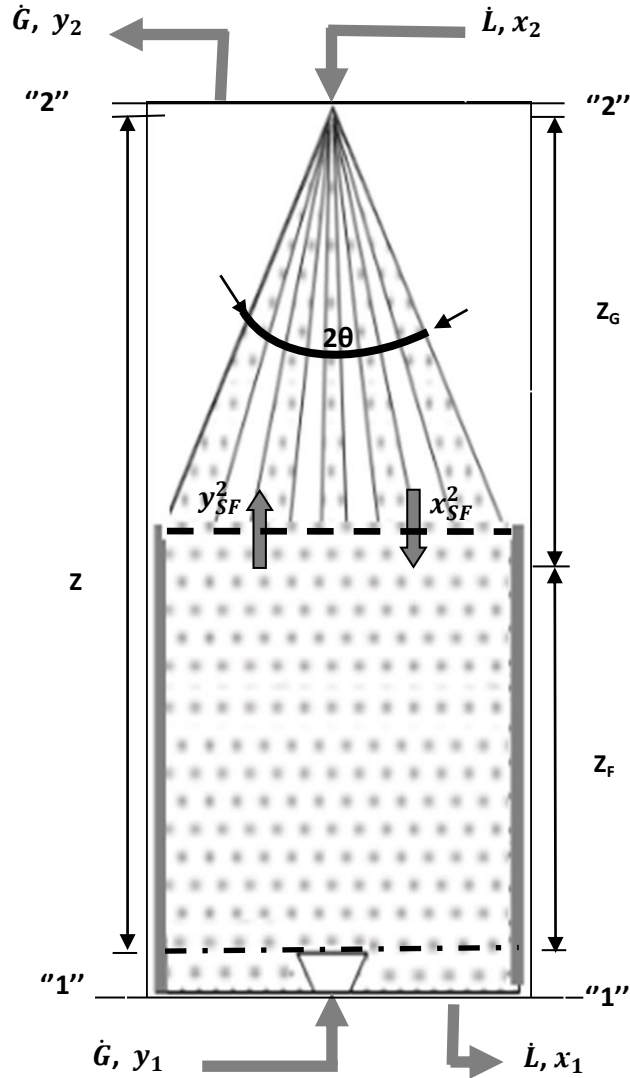


Figure III. 2. Schéma technologique de l'humidificateur et transfert de matière entre phases [71].

Zone de pulvérisation : D'un point de vue purement géométrique et sur la base du diamètre de la colonne (Humidificateur), D_t la hauteur de la zone de pulvérisation, Z_G , peut être déterminée à partir de l'angle du cône de la buse de pulvérisation, θ , (Figure III.2) par la relation suivante :

$$Z_G = D_t / (2 \cdot \text{tg}(\theta)) \quad (\text{III.1})$$

Pour se conformer avec l'analyse traditionnelle de colonne à absorption et compte tenu des symboles qui seraient utilisés dans la partie de simulation, on adopte:

- La zone du bas de colonne est dénotée "1" alors que la zone du sommet est "2" ;
- Les compositions x et y sont rapportées à la teneur en eau dans les phases liquide et gazeuse respectivement;
- \dot{G} et \dot{L} sont les débits molaires des deux courants en circulation dans le contacteur.

En adoptant ces symboles, présentés sur la figure III.2, le coefficient global de transfert de matière, $K_G \cdot a_d$ est accessible expérimentalement où a_d est l'aire interfaciale d'échange propre à la gouttelette. Les concentrations en soluté, y_{SF} et x_{SF} , dans les deux courants en interaction avec le film tombant, sont obtenues par la résolution simultanée des équations algébriques suivantes :

$$Z_G = \frac{\dot{G}(y_{SF} - y_2)}{K_G \cdot a_d \cdot P_{tot}(y - y^*)_{lm}} \quad (III.2)$$

$$y_{SF} = \frac{\dot{L}}{\dot{G}}(x_{SF} - x_2) + y_2 \quad (III.3)$$

On note que l'aire interfaciale a_d peut être estimée sur la base de considérations se rapportant au diamètre moyen des gouttelettes, d_G dans la première zone. Ainsi, on a :

$$a_d = \frac{4 \cdot \dot{n}_G \cdot d_G^2}{D_t^2 \cdot Z_G} \quad (III.4)$$

où \dot{n}_G , nombre de gouttelettes par unité de temps. En fonction du débit d'eau, \dot{L} et du diamètre moyen de la gouttelette, d_G , il s'écrit :

$$\dot{n}_G = \frac{6\dot{L}}{\pi d_G^3} \quad (III.5)$$

Zone de film : En régime permanent, le bilan massique sur la phase gazeuse pour une hauteur différentielle, dz , dans la zone du film tombant, s'exprime par :

$$\dot{G} dy = \dot{N} \cdot a_F \cdot dz = K_G \cdot a_F \cdot P_{tot} \cdot (y - y^*) \cdot dz \quad (III.6)$$

où, a_F est l'aire spécifique d'échange de matière, côté film qu'on peut estimer sur la base de considérations se rapportant à l'épaisseur du film, δ_F donnée par Treybal (1968) [72] :

$$\delta_F = \left[\frac{3\mu_L \dot{L}}{\pi \cdot D_t \rho_l^2 g} \right]^{1/3} \quad (III.7)$$

Ainsi, pour des considérations géométriques propres à la configuration cylindrique, a_F

s'écrit :

$$a_F = \frac{(D_t - 2 \cdot \delta_F)}{\delta_F (D_t - \delta_F)} \quad (\text{III.8})$$

La pression et la température sont constantes et d'après la figure III.2, la hauteur de ce tronçon, Z_F , est:

$$Z_F = \left(\frac{\dot{G}}{K_G \cdot a_F \cdot P_{tot}} \right) \frac{y_1 - y_{SF}}{(y - y^*)_{lm}} \quad (\text{III.9})$$

On mentionne que la valeur $K_G \cdot a_F$ peut être obtenue à partir des corrélations entre débits de fluides en circulation dans les tours à parois mouillées. Par conséquent, la hauteur totale de la colonne pulvérisée peut être déterminée à partir de :

$$Z_{tot} = Z_G + Z_F \quad (\text{III.10})$$

Leur dimensionnement passe nécessairement par une étude expérimentale pour estimer les coefficients de transfert de matière et de chaleur ainsi que l'aire de contact des gouttelettes dans les différentes parties du contacteur en fonction de débits des fluides d'une part et des données d'équilibre physicochimiques d'autre part.

Pour simplifier cette étude, on s'est limité à l'analyse de la totalité de la machine où les différentes parties (humidificateur et déshumidificateur) fonctionnent en boîte noire.

- **Acquisition des fonctions thermodynamiques de courants:**

Sur le plan thermique, l'humidificateur est supposé parfaitement adiabatique et qu'il fonctionne au titre d'un refroidisseur à évaporation directe (eau). Comme conséquence du transfert de masse et de chaleur entre l'air ascendant et les gouttelettes d'eau, on note une régression de la température du bulbe sec (TBS) suivie de son enrichissement en teneur en eau (humidité). La température limite qui pourrait être atteinte est le point de saturation adiabatique. Pour les humidificateurs équipés d'éjecteurs (tours pulvérisées), les performances dépendent de la taille des gouttelettes et du débit d'eau [71]. Nous rappelons que le débit massique d'air sec (inerte), \dot{G} , est constant à travers les différents éléments de l'appareil. Pour déterminer l'humidité absolue du flux d'air, Y (kg d'eau/ kg d'air sec) dans les systèmes réels, nous introduisons le facteur d'amélioration, f pour tenir compte de l'écart du comportement de l'air par rapport à l'idéalité. Sa valeur, Y , est donnée par l'équation suivante :

$$Y = \frac{M_{H_2O}}{M_{air}} * \frac{f * P_{H_2O}}{P - f * P_{H_2O}} \quad (\text{III.11})$$

où P_{H_2O} , P sont la pression partielle de la vapeur d'eau dans le mélange et la pression de fonctionnement de l'unité, respectivement.. Pour des pressions voisines de la pression atmosphérique, la valeur du coefficient de fugacité, f , est pratiquement égale à l'unité.

De même, les bilans de matière et thermique, aux différents points de l'installation, sont établis sur la base du principe de conservation de matière et d'énergie dont le modèle de base est l'équation d'état de **Hyland and Wexler** [73].

Les fonctions d'état (enthalpie, entropie) des différents flux de l'unité sont calculées en utilisant l'équation d'état du viriel régissant correctement le comportement du mélange (air sec et vapeur d'eau) laquelle s'écrit [73] :

$$\frac{P\bar{v}_m}{R^*T} = 1 + \frac{B_m}{\bar{v}_m} + \frac{C_m}{(\bar{v}_m)^2} + \dots \quad (\text{III.12})$$

avec B_m , C_m sont les deuxième et troisième coefficients transversaux du mélange dont les valeurs peuvent être calculées par les corrélations suivantes :

$$B_m [cm^3/mol] = y_a^2 B_{aa} + 2y_a y_w B_{aw} + y_w^3 B_{www} \quad (\text{III.13})$$

$$C_m [cm^6/mol^2] = y_a^3 C_{aaa} + 3y_a^2 y_w C_{aaw} + 3y_a y_w^2 C_{aww} + y_w^3 C_{www} \quad (\text{III.14})$$

y_a et y_w sont les concentrations molaires de l'air et de la vapeur d'eau dans le mélange respectivement. B_{aa} , B_{aw} , C_{aaw} , C_{www} , B_{www} et C_{aww} sont les deuxième et troisième coefficients croisé de l'équation du viriel pour le mélange air-vapeur d'eau, qui sont donnés à l'annexe B [73].

Pour toute composition d'air humide, (y_a, y_w) et toute condition donnée de fonctionnement (température et pression), le volume molaire du mélange \bar{v}_m est estimé à l'aide de la méthode numérique de Raphson-Newton appliquée à l'équation d'état (III.12).

A partir des fonctions d'état thermodynamiques $H(T, P, y)$ et $S(T, P, y)$, les expressions des fonctions enthalpie et entropie sont développées en annexe A. Toutefois, pour s'accommoder avec le système d'unités conventionnelles dans le domaine l'analyse psychrométrique des procédés d'humidification, on introduit les grandeurs thermodynamiques se rapportant à l'unité de masse d'air sec ; D'où, on a :

$$H^m \left(\frac{J}{kg \text{ d'airsec}} \right) = \frac{H [J \text{ mol}^{-1}]}{y_a * M_a} \quad (\text{III.15})$$

$$S^m \left(\frac{J}{K * kg \text{ d'airsec}} \right) = \frac{S [J K^{-1} \text{ mol}^{-1}]}{y_a * M_a} \quad (\text{III.16})$$

Pour la phase liquide (Référence :eau liquide saturée à T=0°C) et à pression atmosphérique, les données de ASHRAE, [74] , ont été traitées numériquement pour établir des corrélations exprimant la variation de son enthalpie et de son entropie avec la température. Pour un intervalle couvrant la plage de fonctionnement de l'installation, on a obtenu [74] :

$$H_i^L = 4.1852 * T + 0.1087 \quad (III.17)$$

$$S_i^L = 0.0128*T + 0.0611 \quad (III.18)$$

III.3. Étude de la performance d'échange de l'unité :

Pour analyser en détail les phénomènes de transfert croisé de matière et de chaleur dans les deux éléments clés de l'unité de dessalement (l'humidificateur et le déshumidificateur) et étudier en profondeur les performances de ces deux composants, il était nécessaire de tracer la courbe représentative de l'équilibre liquide-vapeur dans le système air-eau. Cette courbe, qui illustre la relation entre la pression de vapeur saturante et la température de l'eau, est pour comprendre le comportement thermodynamique du système. Il est particulièrement commode de présenter cet équilibre en utilisant une relation de la forme $H_G^{sat} = H_G^{sat}(T_L)$. (voir la figure III.3)

Cette formulation permet en effet de relier directement l'enthalpie de l'air humide saturé à la température de l'eau liquide. Cette relation peut être facilement établie à partir de données physiques bien connues concernant la température et l'enthalpie de l'air humide saturé par l'équation III. 19 :

$$H_G^{sat}(T_L) = y_a^{sat} \left(\sum_{i=0}^5 G_i T_L^i + h'_a \right) + (1 - y_a^{sat}) \left(\sum_{i=0}^5 H_i T_L^i + h'_w \right) + RT_L * \left[\frac{B_m - T \frac{dB_m}{dT}}{v_m} + \frac{C_m - 0.5T \frac{dC_m}{dT}}{v_m^2} \right] \quad (III.19)$$

et de l'humidité absolue à la saturation exprimée en terme de fraction molaire, y_a^{sat} , d'autre part :

$$y_a^{sat} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{f * P_w^{sat}}{P - f * P_w^{sat}}} \quad (III.20)$$

L'analyse de cette courbe d'équilibre liquide-vapeur revêt une importance cruciale pour comprendre les mécanismes de transfert de masse et de chaleur qui se produisent dans l'humidificateur et le déshumidificateur. Elle permet notamment de prédire les conditions d'équilibre thermodynamique atteintes dans ces deux sous-systèmes. Sur le plan de l'amélioration de la performance, une telle approche est indispensable pour améliorer l'efficacité d'échange de matière et d'énergie d'une part et de la localisation de dégradation de l'énergie d'autre part. En se

basant sur le modèle mathématique présenté, il est possible de représenter aisément la courbe d'équilibre dans la figure III.3.

En effet, la performance de la désaliénation par HDH dépend de plusieurs paramètres tels que la température d'entrée de l'air, les températures d'entrée de l'eau et le rapport de variation MR ($\frac{L}{G}$) dans les conditions de son exploitation. Ces paramètres influencent de manière significative l'efficacité du procédé et doivent être soigneusement optimisés.

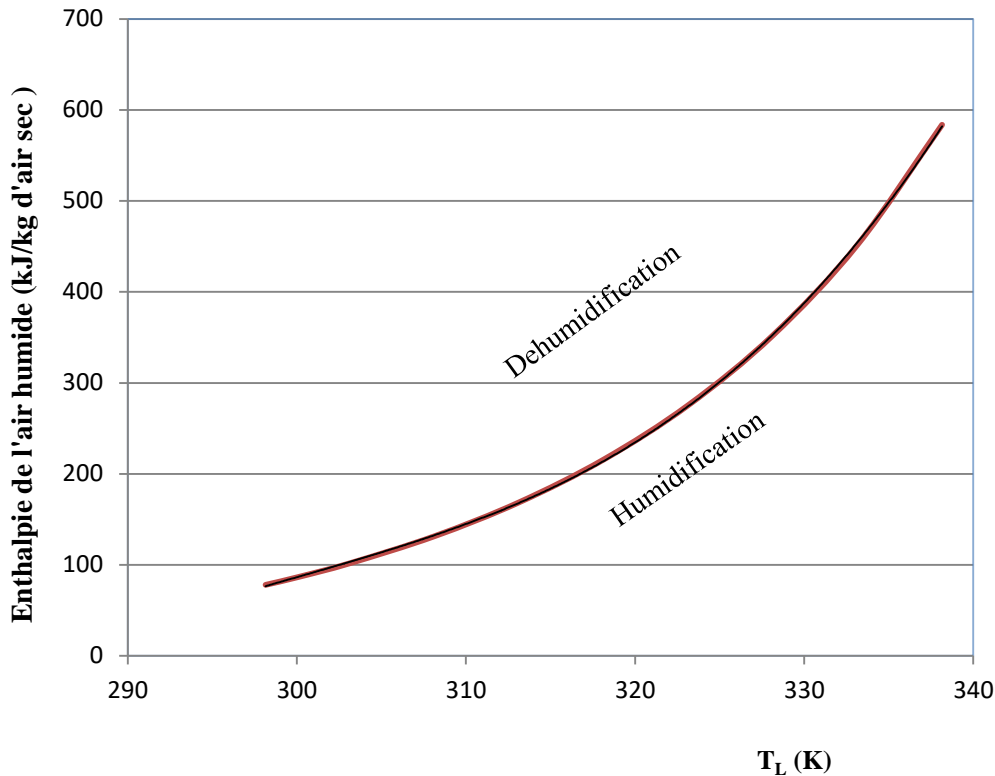


Figure III.3. Données d'équilibre du système air-eau.

Afin d'évaluer les conditions optimales de fonctionnement de la colonne de l'humidification ou déshumidification, il est important de souligner la démarche suivante :

À partir d'un point expérimental qui représente les conditions de sortie du contacteur (telles que les températures et débits des différents courants), on calculera la valeur maximale du rapport $\left(\frac{L C_p^{eau}}{G}\right)_{max}$. Ce rapport permet de déterminer la pente d'une droite opératoire tangente à la courbe d'équilibre du système et qui passe par le point expérimental représentant les conditions de sortie de la colonne. Cette approche d'optimisation permet d'identifier les conditions opératoires optimales qui maximisent le transfert de masse et d'énergie au sein de la colonne.

III.4. Modélisation des éléments de l'installation :

III.4.1. Humidificateur :

L'utilisation de l'évaporation par pulvérisation dans les systèmes HDH est une technique prometteuse car elle a le potentiel d'augmenter l'efficacité du système HDH et de réduire la consommation d'énergie [75]. Afin d'augmenter l'humidité de l'air, un humidificateur à pulvérisation est appliqué pour augmenter la surface de contact entre les gouttelettes émises par le pulvérisateur et le flux d'air.

Pour l'étude des processus d'échange de chaleur et de masse qui se produisent simultanément, on s'appuie principalement sur les équations de conservation de la masse et de l'énergie qui s'expriment par les bilans ci-dessous.:

- **Bilan massique global :**

Dans l'humidificateur pulvérisé, supposé une boîte noire, le contact entre phases se trouve localisé en deux zones distinctes :

- Régime de gouttes particulièrement concentré dans la partie supérieure du contacteur ;
- Régime d'écoulement ruisselant sur les parois suite à la coalescence des gouttes.

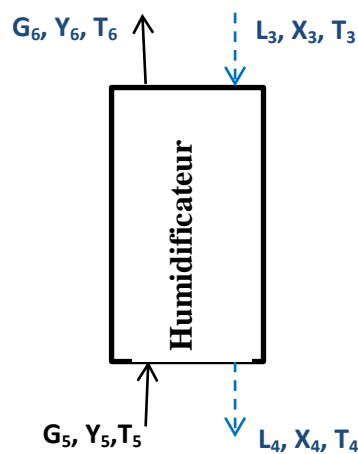


Figure III.4. Volume de contrôle pour un humidificateur à contre-courants.

Généralement, la tension de vapeur du chlorure de sodium est négligeable vis-à-vis de celle de la tension de vapeur d'eau. Ensuite, la quantité d'eau évaporée est relativement faible par rapport au débit d'eau de mer. On peut donc l'estimer à l'aide du bilan de masse suivant :

$$\Delta \dot{L} = \dot{L}_3 - \dot{L}_4 \quad (\text{III.21})$$

Etant plus petit, nous introduisons un débit moyen d'eau de mer à travers la colonne qui est égal à :

$$\dot{L} \cong \frac{\dot{L}_3 + \dot{L}_4}{2} \quad (\text{III.22})$$

▪ **Bilan de masse par constituant :**

La quantité d'eau évaporée dans le courant gazeux peut être déterminée par le bilan de matière en eau, sur le contacteur par la relation suivante :

$$\Delta \dot{L} = \dot{G} * (Y_6 - Y_5) \quad (\text{III.23})$$

En supposant que l'humidificateur d'air est un plateau d'échange de matière, sa performance de transfert de masse exprimée par l'efficacité d'échange définie par III.24 :

$$\eta_H = \frac{Y_6 - Y_5}{Y_6^{Sat} - Y_5} \quad (\text{III.24})$$

où Y_5 est l'humidité absolue à l'entrée ; Y_6 est l'humidité absolue à la sortie alors que Y_6^{Sat} est l'humidité absolue à la saturation de l'air à la sortie, supposé en équilibre thermique avec le flux d'entrée de l'eau au sommet de l'humidificateur.

▪ **Bilan thermique :**

La performance thermique de l'humidificateur dans le système de dessalement dépend aussi bien du niveau de température que de son humidité absolue au sein de cet appareil. Pour analyser l'impact de la variation de température sur la courbe d'équilibre et par conséquent, la performance du transfert de masse, un bilan thermique doit être établi. En effet, l'analyse thermique permet de déterminer l'efficacité du système de dessalement HDH. Sur l'humidificateur, le bilan énergétique peut s'écrire comme suit :

$$\dot{G} * (H_5^m - H_6^m) = \dot{L} * (H_4^l - H_3^l) + \dot{Q}_H \quad (\text{III.25})$$

Théoriquement, dans ce bilan thermique, nous supposons que le contacteur est adiabatique ($\dot{Q}_H = 0$). Rappelons que les quantités H_i^m et H_i^l sont évaluées à l'aide des équations développées sur la base de l'équation d'état du mélange (Annexe B) et l'équation (III.17) respectivement.

III.4.2. Déshumidificateur :

Dans cet élément, les deux flux ne sont pas en contact direct de matière. Il fonctionne comme un échangeur de chaleur, à contre-courant (figure III.5. Ainsi, une fois que l'air est chargé d'eau pulvérisée dans l'humidificateur, le flux est acheminé vers le condenseur (Déshumidificateur) où une partie de la vapeur d'eau est piégée, en fonction de la température externe de la paroi du serpent.

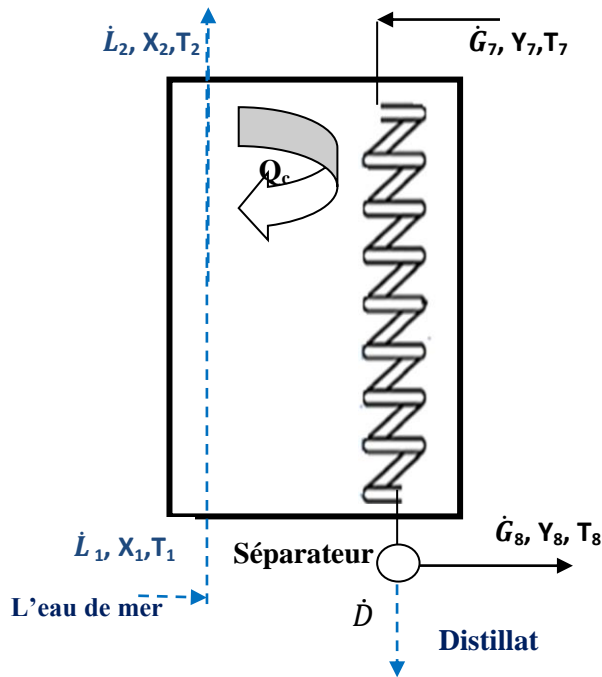


Figure III .5 . Volume de contrôle pour un déshumidificateur à contre-courant.

L'eau liquide saturée est ainsi obtenue par condensation. L'air s'affranchit de l'eau condensée lors de son passage dans le séparateur.

▪ **Bilan de masse par constituant :**

En négligeant les faibles variations du débit d'eau, tel que mentionné ci-dessus, le bilan global de matière s'écrit :

$$\dot{L}_1 + \dot{G}_7 = \dot{L}_2 + \dot{G}_8 + \dot{D} \quad (\text{III.26})$$

Il est important de noter que pendant l'échange de chaleur entre les phases dans le déshumidificateur, on suppose que le liquide conserve de son état physique liquide saturé c'est-à-dire que le débit massique de l'eau est constant. Etant un gaz inerte incondensable, le débit massique de l'air sec (kg/unité de temps) est constant également. Il se dégage que :

$$\dot{L}_1 \cong \dot{L}_2 = \dot{L} \quad (\text{III.27})$$

$$\dot{G}_7 = \dot{G}_8 = \dot{G} \quad (\text{III.28})$$

Par conséquent, le débit du distillat condensé (eau douce) \dot{D} , à l'issue du du séparateur est donné par :

$$\dot{D} = \dot{G} * (Y_7 - Y_8) \quad (\text{III.29})$$

où \dot{G} est le débit d'air inerte (sec) dans l'installation. Le distillat obtenu est moyennement à une température de saturation de l'eau à travers l'appareil. Par conséquent, la composition Y_8

est une mesure de l'humidité absolue de l'air à la saturation. En ce qui concerne notre installation, la température moyenne de condensation de la vapeur d'eau dans le déshumidificateur est estimée par la fonction polynomiale donnée par l'équation (II.2):

▪ **Bilan thermique :**

Afin de simplifier l'écriture du bilan thermique, nous considérons que le distillat (\dot{D}) et le flux de gaz inerte (\dot{G}) quittant le séparateur sont à l'état d'équilibre thermodynamique de sorte que le bilan enthalpique s'écrit :

$$\dot{D} * H_9^L = \dot{G} * (H_7^m - H_8^m) + \dot{L} * (H_1^L - H_2^L) + \dot{Q}_{DH} \quad (III.30)$$

où H_9^L est l'enthalpie spécifique du débit du condensat récupéré (Eau douce). Par ailleurs, on rappelle que la quantité H_i^m est évaluée à l'aide de l'équation développée sur la base de l'équation d'état du mélange, supposé obéir à l'équation d'état du viriel. La valeur de H_i^L est établie par l'expression de l'enthalpie de l'eau liquide saturée (équation).

L'augmentation de l'énergie du liquide est due à la libération de la chaleur latente de la vapeur d'eau lorsqu'elle est condensée dans le déshumidificateur. Sa valeur peut être estimée par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_C = \dot{L} * (H_2^L - H_1^L) \quad (III.31)$$

L'équation du bilan enthalpique serait davantage simplifiée si on considère l'adiabaticité du fonctionnement du déshumidificateur , $\dot{Q}_{DH} = 0$.

III.4.3. Capteur solaire :

En général, le rendement d'un capteur solaire peut être exprimé en termes d'énergie absorbée par le fluide de travail rapportée à l'énergie reçue de l'irradiation solaire durant l'unité de temps. Pour notre système, conçu pour le chauffage de la phase liquide (eau de mer), la puissance utile \dot{Q}_u peut être donnée par :

$$\dot{Q}_u = \dot{L} * (H_3^L - H_2^L) \quad (III.32)$$

$$= \dot{L} * C_p^L (T_3 - T_2) \quad (III.33)$$

Comme l'irradiation solaire varie de façon diurne, nous devons considérer la performance instantanée du collecteur. De même, pour un capteur dont la surface est A, son rendement η_{col} peut être défini comme le rapport du gain utile pendant l'unité de temps à l'irradiation solaire. Mathématiquement, son expression est donnée par la relation suivante [77] :

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_{sol}} \quad (III.34)$$

On précise que \dot{Q}_{sol} est le taux d'énergie solaire totale échangée dans le capteur pendant l'unité de temps. Sa valeur peut être donnée par [77,78]:

$$\dot{Q}_{sol} = A * \dot{I}(t) \quad (III.35)$$

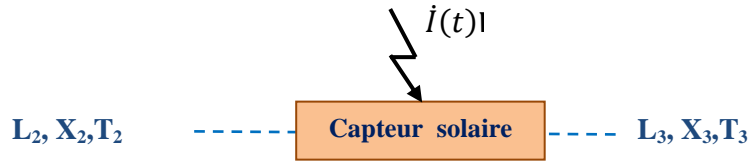


Figure III.6. Schéma simplifié de fonctionnement d'un capteur solaire.

Sur la base des données de performance de divers collecteurs commerciaux, l'efficacité instantanée est représentée par l'équation simple [79]:

$$\eta_{col} = 0.75 - 0.025 * \left(\frac{T_2 - T_a}{I(t)} \right) \quad (III.36)$$

A titre d'illustration et en relation avec le climat algérien, diverses valeurs standard du rayonnement solaire, $I(t)$, sont présentées dans la littérature en fonction de quatre périodes de l'année (équinoxes et solstices) (figure III.7) [78].

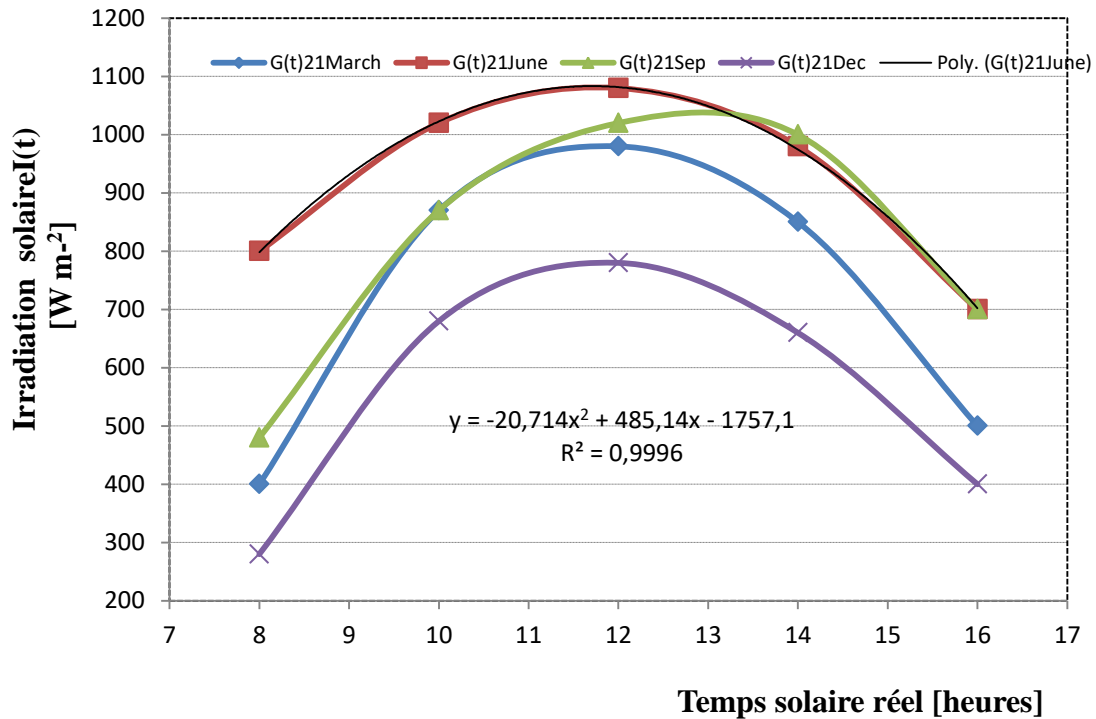


Figure III.7. Variation journalière du rayonnement solaire pour les périodes standard de l'année [78].

Sur la base des valeurs $I(t)$, les valeurs horaires moyennes de η_{col} sont facilement calculables après traitement numérique des données.

III.5. Conclusion :

Ce chapitre a permis de développer un modèle mathématique complet dédié à l'analyse des performances d'une unité de dessalement par humidification-déshumidification (HDH) couplée à un capteur solaire. L'approche adoptée, basée sur les bilans de masse et d'énergie, a conduit à une description détaillée des phénomènes de transfert de chaleur et de matière au sein des différents composants du système, notamment l'humidificateur et le déshumidificateur.

L'étude a mis en évidence le rôle déterminant des paramètres opératoires, tels que les températures d'entrée des fluides et le rapport des débits massiques air-eau, sur l'efficacité énergétique globale du procédé. Le recours à une modélisation thermodynamique rigoureuse, intégrant les propriétés réelles du mélange air-vapeur d'eau, a permis d'affiner la compréhension du comportement réel du système et de tracer les courbes d'équilibre indispensables à l'analyse des performances.

Par ailleurs, le choix d'un humidificateur à colonne pulvérisée s'est avéré pertinent en raison de ses avantages hydrodynamiques et de sa capacité à améliorer les échanges interphasiques tout en limitant les problèmes de cristallisation. L'intégration du capteur solaire dans le système contribue également à renforcer son caractère durable en valorisant une source d'énergie renouvelable.

*Chapitre IV : Approche
exergétique pour
l'analyse de la
performance de l'unité
HDH*

IV.1.Introduction :

Les différentes formes de l'énergie, utilisées dans la technologie du dessalement, permettent de produire de l'eau douce. Il y a lieu de remarquer que ce procédé est très énergivore. En effet, certains chercheurs dans le domaine du fonctionnement du système HDH pour la production de l'eau douce et utilisant le premier principe de la thermodynamique ont montré que le rendement énergétique est particulièrement faible et varie [80]. Cette analyse ne permet pas de tenir compte de la dégradation de la qualité de l'énergie à travers les éléments de l'unité et indépendamment de la forme et de la qualité de l'énergie utilisée. Sur le plan théorique, la dégradation de la qualité de cette grandeur est une mesure de l'écart par rapport à l'irréversibilité du procédé, qui peut être approchée en recourant à son analyse exergetique en se basant sur la combinaison du premier principe et de la deuxième loi de la thermodynamique. A vrai dire, c'est le concept de l'exergie, qui prend en considération les différentes qualités d'énergie véhiculées par les flux de matière et de chaleur interagissant avec le procédé. A ce stade, on note que l'analyse est abordée après avoir identifié le milieu ambiant (état de référence) à un état mort. Cette analyse théorique offre la possibilité de développer des machines performantes en matière d'unités de dessalement par la contribution à la réduction des irréversibilités locales [81].

Dans ce chapitre, nous allons développer une étude exergetique du procédé de dessalement HDH via le calcul de l'efficacité exergetique des éléments de l'unité pour dégager une conclusion claire quant aux conditions optimales de fonctionnement sur le plan énergétique.

IV.2. Concept de l'exergie :

IV.2. 1.Définition : L'exergie est une fonction thermodynamique qui représente le travail maximal que peut produire un système en passant de son état jusqu'à un état correspondant à l'équilibre thermodynamique avec l'environnement dans lequel il se trouve. D'un point de vue théorique et compte tenu du concept de la qualité d'énergie, l'énergie peut être décomposée en :

- 1) Energie extractible du procédé dite exergie qui peut être convertie en travail noble ;
- 2) Energie dégradée de façon irréversible dans le procédé, dite anergie [49] .

Ce concept d'exergie exprime la capacité de l'énergie à produire de l'énergie noble laquelle correspond à la quantité maximale de travail qui peut en être extraite. L'anergie est une

mesure de la quantité d'énergie rejetée dans l'environnement. En toute rigueur, on peut exprimer cette dépendance par l'expression littérale suivante :

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{anergie} \quad (\text{IV.1})$$

Au sein de tout processus physique ou chimique, la quantification de l'énergie échangée est basée sur la conservation de l'énergie qui n'est autre que le premier principe de la thermodynamique [82]. Par ailleurs, l'analyse stricte de toute transformation ne saurait être achevée que par le recours à l'analyse exergetique en exploitant le deuxième principe de la thermodynamique [83]. Il se dégage que le potentiel de production de travail est différent du contenu énergétique du courant. D'après les travaux de Lombardi (2000) [84], cette analyse exergetique permet également de comparer entre diverses solutions technologiques dans un problème de génie des procédés, afin de proposer des recommandations judicieuses pour la conception et pour l'exploitation de procédés qui favorisent le développement durable [84,85]. Cette comparaison peut être approchée par l'introduction de la notion d'irréversibilité thermodynamique ou par le biais de l'efficacité exergetique. Toutefois, la littérature abonde en matière de définitions de cette dernière

IV.2. 2. Intérêt de l'analyse exergetique :

L'analyse exergetique des transformations thermodynamiques est extrêmement féconde, car elle utilise une comptabilité dite exergetique qui englobe le premier et deuxième principe de la thermodynamique. Cette comptabilité permet d'évaluer quantitativement ce que l'on appelle qualitativement la dégradation de l'énergie c'est à dire de calculer avec précision les conséquences des divers phénomènes d'irréversibilités thermodynamiques, donc de chiffrer correctement les pertes thermodynamiques lors de l'évolution d'un système. Par conséquent, la comptabilité exergetique permet de déterminer de manière adéquate un rendement thermodynamique qui reflète le degré de perfection. Cette analyse peut s'étendre à l'évaluation de la profitabilité thermodynamique de tout système, indépendamment de sa taille, de sa complexité et de la nature des phénomènes dont il est le berceau (élément, appareil, machine, installation, système). En localisant les sites potentiels de dégradation de l'énergie comme corollaire direct de l'analyse exergetique, il va de soi que l'optimisation du procédé doit en tenir compte pour l'exploitation rationnelle des installations. Sur le plan écologique, elle constitue un moyen cohérent pour estimer les tarifs liés à la pollution atmosphérique lors du choix de la source d'énergie [86].

IV.2. 3. Etat de référence :

Le calcul des bilans d'exergie nécessite le choix d'un état de référence avec lequel le système interagit de façon réversible. C'est le milieu environnant considéré comme infiniment grand, avec des paramètres qui ne sont guère affectés par l'interaction avec le système étudié [87]. Il se caractérise généralement par une température (T_0), une pression (P_0) et une composition de référence [83, 88, 89, 99]. En général, l'environnement de référence se caractérise par :

IV.2. 3.1. Température de référence (T_0) :

Selon les travaux des auteurs [91], on distingue habituellement trois possibilités suivantes:

- La température de référence (T_0) correspond à la température moyenne annuelle de l'atmosphère au site considérée ;
- La température de référence a une valeur fixe d'usage universel, soit $T_0 = 298,15\text{K}$.
- La température de référence a une valeur, choisie par l'utilisateur, en vue de simplifier les procédures de calcul comme par exemple la température la plus basse du procédé (Régions polaires, etc.).

Toutefois, plusieurs études récentes ont montré que le choix de la valeur de la température de référence influe sur les performances exergetiques du système considéré [92, 93, 94]. Ces études montrent que l'augmentation de la température de référence conduit à la régression du rendement exergetique des systèmes thermodynamiques et ils préconisent de considérer la température de référence la plus proche de la température moyenne (spatiale et temporelle) de l'environnement du système sujet d'étude. Dans le cadre de l'étude de système, on optera pour $T_0 = 298,15\text{ K}$ comme valeur de la température de référence. Ce choix se justifie par le fait que la température annuelle moyenne dans notre région de l'Afrique du Nord. C'est la valeur retenue par la plupart des auteurs [89, 95].

IV.2. 3.2. Pression de référence (P_0) :

Contrairement à la valeur de la température de référence, celle de la pression est définitivement établie. On considère généralement la valeur de la pression de référence de $P_0=1\text{atm}$.

IV.2. 3.3. Composition de référence : état mort :

Compte tenu de ses interactions avec le milieu environnant, l'évolution du système affecte sa composition chimique qui se définit par une composition chimique donnée. Ainsi,

le calcul de l'exergie chimique d'un flux d'un courant de matière ou thermique incorpore la composition de l'environnement de référence, appelé état mort. D'un point de vue conceptuel, l'état mort est l'état où l'exergie des substances, constituant le courant vis-à-vis de l'état est nulle [89,96, 97].

IV.3. Les différentes formes de l'exergie :

D'un point de vue purement thermodynamique et compte tenu des interactions du système avec le milieu environnant, on distingue généralement, suivant Szargut, J. et al.1988 et Rivero, R. 1993 [89,98], deux grandes formes d'exergie :

- Exergie associée à la transformation de la matière (Potentiel, cinétique, physique et chimique)
- Exergie associée à l'énergie (travail mécanique et quantité de chaleur).

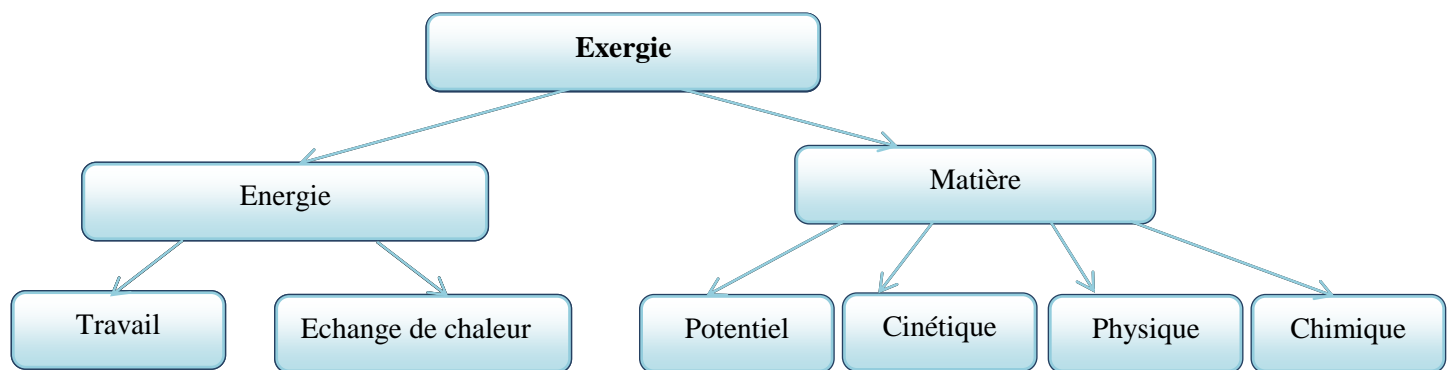


Figure VI.1. Classement de l'exergie en fonction du mode d'échange du système [98].

IV.3. 1 Exergie associée à la matière :

L'exergie du au flux de matières est influencée par leur composition, leur pression, leur température, leur localisation, leur vitesse relative, ainsi que par leur énergie électrique et atomique [83].

D'après les auteurs (Kotas.1995 [83] et Hinderink et al. 1996 [99]) et en l'absence d'interactions électromagnétiques, nucléaires ou de tension superficielle, on peut exprimer l'exergie liée à la matière, EX_M , comme étant la superposition des quatre termes suivants :

$$EX_M = EX_{chim} + EX_{phy} + EX_{cin} + EX_{pot} \quad (IV.2)$$

Ou :

EX_{chim} : Exergie chimique.

EX_{phy} : Exergie physique

EX_{cin} : Exergie cinétique.

EX_{pot} : Exergie potentielle.

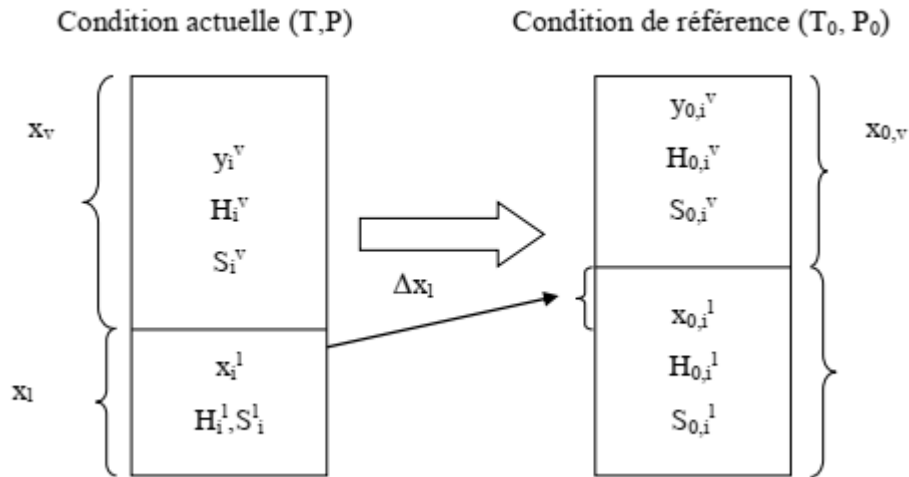


Figure IV.2. Evolution de la matière d'un état initial vers l'état de référence.

Prenons par exemple un mélange gazeux de matière composé de liquide et de vapeur d'eau de compositions x_i^L et y_i^V respectivement. Lorsqu'il passe de l'état (T, P) , à un état de référence (T_0, P_0) , on supposera qu'une partie de la vapeur d'eau se condense (Figure IV.2). Ainsi, cette condensation entraîne une modification de la composition du mélange dans les deux phases qui doit être prise en compte lors du calcul des exergies physique et chimique. D'un point de schématique, le procédé de dessalement HDH, peut être donné physiquement par la figure suivante (figure.IV.3):

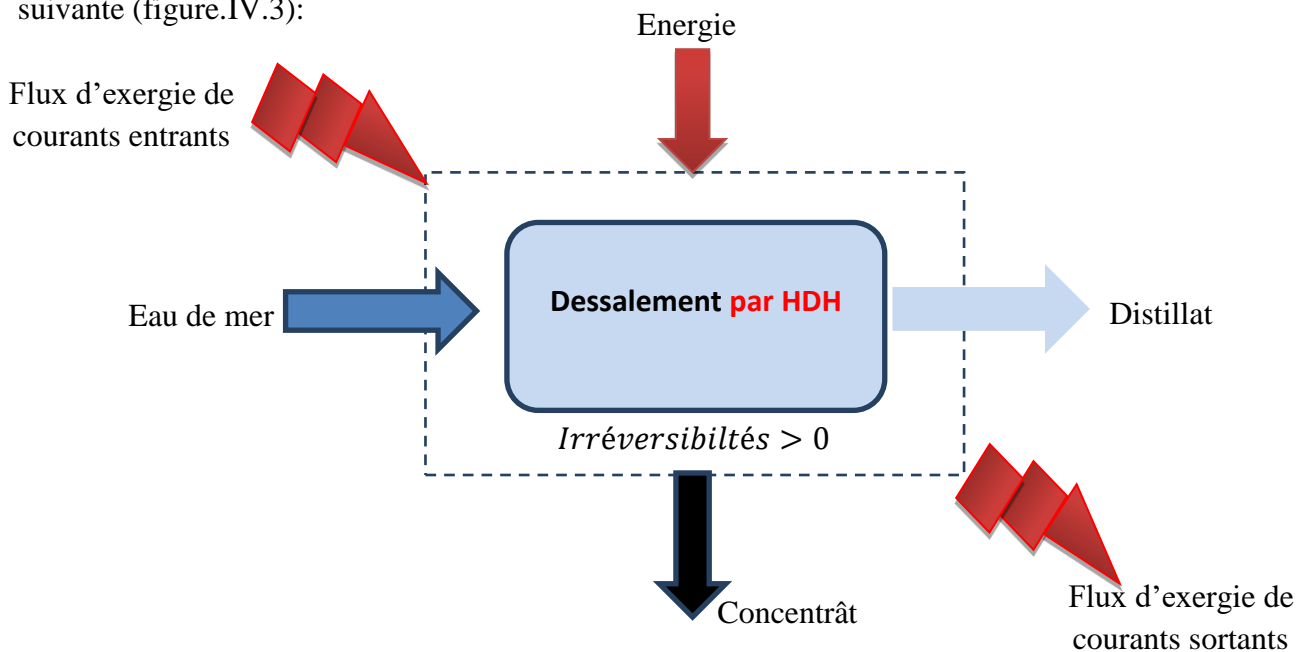


Figure VI.3. Interactions énergétiques dans le procédé de dessalement.

J.H. Lienhard et al. [100] ont également étudié l'impact de la teneur de l'eau de mer en sel et de la température sur l'exergie spécifique. Il est évident que pour une pression atmosphérique et une concentration moyenne de 35g/Kg, l'exergie s'accroît lorsque la température régresse.

En outre, elle augmente également lorsque la concentration diminue pour une pression et une température constantes comme l'indique la figure IV.4.

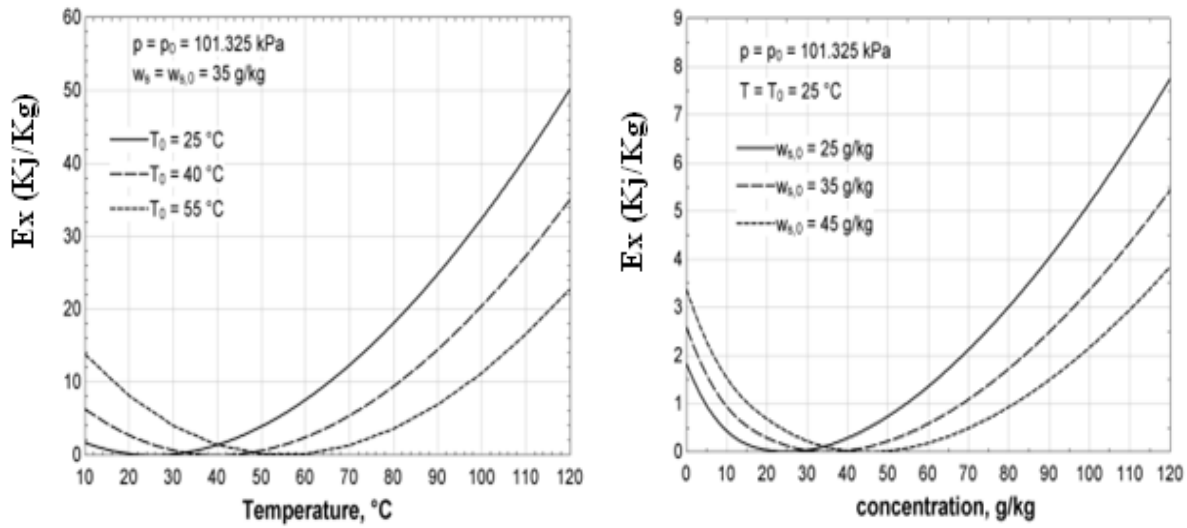


Figure VI.4. Effet de concentration en sel (salinité) de l'eau de mer et de la température sur l'exergie spécifique [100].

a. Exergies cinétique (Ex_{cin}) et potentielle (Ex_{pot}) :

L'exergie cinétique d'un système, supposé hermétiquement fermé et indéformable est une forme d'énergie mécanique qui peut être convertie totalement en travail. Indépendamment des conditions thermodynamiques de référence et par unité de masse, elle est exprimée par la relation (IV.3):

$$\dot{Ex}_{cin} = \frac{\dot{V}^2}{2} \tag{IV.3}$$

où V est la vitesse du flux de matière relative à la surface de la terre (milieu extérieur). De façon identique, l'exergie potentielle spécifique par unité de masse est donnée par l'expression littérale suivante :

$$\dot{Ex}_{pot} = g * z \tag{IV.4}$$

Où g est l'accélération de la pesanteur et Z , l'altitude du flux par rapport au niveau de la mer ou par rapport à un point de référence du milieu extérieur. Pour les procédés industriels, il convient de mentionner que les variations d'exergies cinétique ($\dot{E}x_{cin}$) et potentielle ($\dot{E}x_{pot}$) sont souvent considérées comme négligeables et de ce fait leur contribution est sans grande importance.

b. Exergie chimique ($\dot{E}x_{chim}$) :

On définit l'exergie chimique comme le travail maximal d'une substance évoluant depuis son état de base pour atteindre les conditions de l'environnement de référence [83]. Quand ce processus est réversible, cette quantité est maximale. Par ailleurs, la quantité minimale de travail requise pour la formation d'une substance dans l'état de l'environnement de référence à partir des composants de l'environnement de référence est également connue sous le nom d'activité chimique. On note que l'exergie chimique se divise en deux parties principales :

- 1) L'exergie réactive résultant des réactions chimiques nécessaires pour créer des espèces qui ne sont pas stables en tant que composants dans l'environnement de référence ;
- 2) L'exergie de concentration résultant de la différence entre la concentration chimique d'une espèce dans un système et sa concentration chimique dans l'environnement de référence, introduite en tenant compte du potentiel chimique.

De ce fait, il est commode de souligner que l'obtention de travail ne peut être obtenue en permettant aux substances de l'environnement de référence d'interagir entre ses différentes espèces. Un flux de matière renferme une exergie chimique, qui est calculée de manière conceptuelle en tenant compte de sa composition chimique. Par unité de moles de mélange dans un flux de matière, l'exergie est donnée par l'équation IV.5 [99]:

$$\dot{E}x_{chim} = \Delta H_{chim} - T_0 \Delta S_{chim} \quad (IV.5)$$

Par unité de flux de matière, l'expression compacte de l'exergie spécifique est donnée par l'équation (IV.6) :

$$\dot{E}x_{chim} = \sum_{i=1}^n x_i \times \dot{E}x_{chim}^i \quad (IV.6)$$

Soit :

$$\dot{E}x_{chim} = \sum_i x_i (\mu_i^0 - \mu_{i0}^0) + RT_0 \sum_i x_i \ln \frac{C_i}{C_{i0}} \quad (IV.7)$$

Dans le cas de mélanges gazeux et à partir des pressions partielles des constituants, P_i , se trouvant dans un état de référence donné, on peut calculer l'exergie chimique standard molaire des espèces de référence en utilisant l'équation (IV.8) [101] :

$$\dot{E}x_{chim\ réf}^i = R \times T_0 \ln \left(\frac{P_0}{P_i} \right) \quad (IV.8)$$

c. Exergie physique d'un mélange gazeux ($E x_{mél}^{phys}$) :

On note que l'exergie physique molaire d'un fluide est la quantité maximale de travail qui peut être récupérée ou extraite lorsqu'un flux de matière est porté de son état initial (T, P) à l'état d'équilibre avec l'environnement défini par (T₀, P₀) par un processus adiabatique [83 ,89] , Elle s'exprime par la relation:

$$\overline{E}x = \Delta \overline{H} - T_0 \Delta \overline{S} \quad (IV.9)$$

avec \overline{H} et \overline{S} désignent l'enthalpie molaire partielle et l'entropie molaire partielle du fluide. Soit \overline{X}_i une grandeur thermodynamique dites grandeur extensive molaire partielle (\overline{V} , \overline{H} , \overline{S} , \overline{G} , etc.), définie par la relation suivante:

$$\overline{X}_i = \left(\frac{\partial X_{tot}}{\partial x_i} \right)_{T,P,n_j,j \neq i} \quad (IV.10)$$

Elle représente la contribution effective du constituant i à la variation de la grandeur dans le mélange. Pour un mélange, de composition x_i , l'exergie a pour expression :

$$E x_{mél}^{phys} = \sum_1^n x_i (\overline{H}_i - \overline{H}_{i,réf}) - T_0 \sum_1^n x_i (\overline{S}_i - \overline{S}_{i,réf}) \quad (IV.11)$$

IV.3. 2.Expression de l'exergie associée de l'énergie :

a. Expression de l'exergie associée à une quantité de chaleur :

C'est le travail maximal qui peut être obtenu à partir d'une certaine quantité de chaleur (Q) disponible dans une source de chaleur à une température T constante et d'un puits de chaleur à T₀ constante en utilisant une machine réversible [83 ,89]. L'expression de l'exergie associée à une quantité de chaleur $Q(T)$ est donnée par la relation (IV.12)

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} * \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (IV.12)$$

$\left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$ est dénommé le facteur de Carnot.

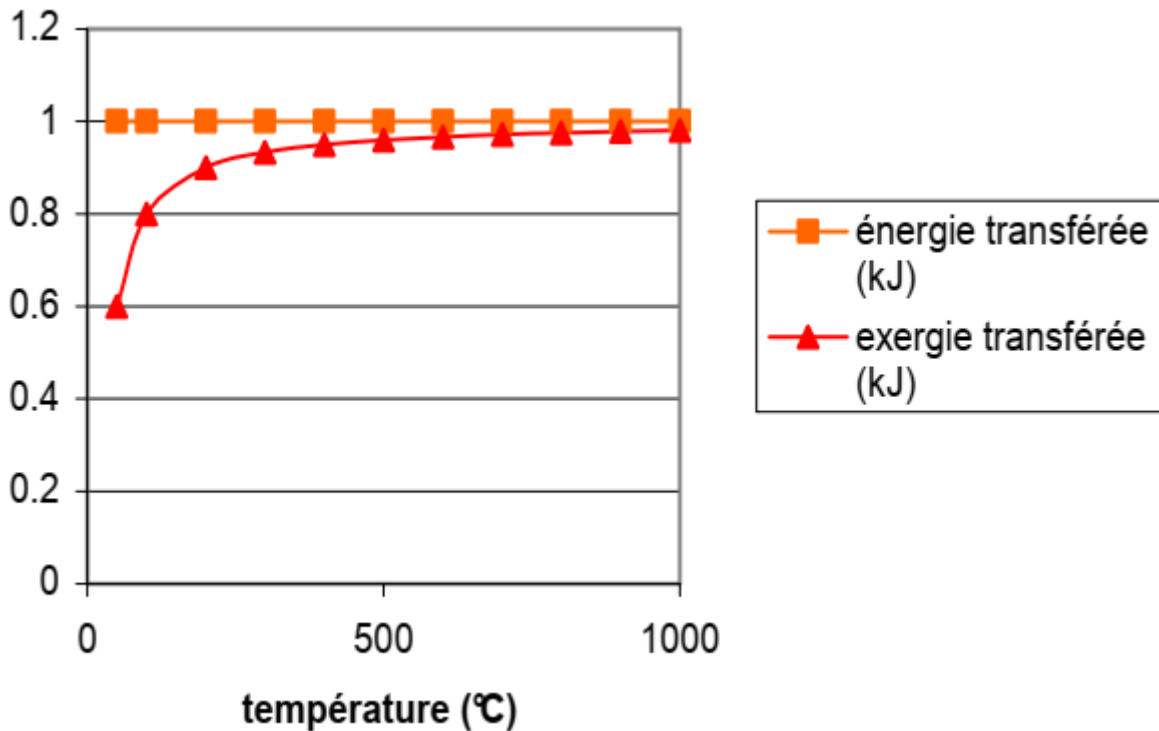


Figure IV.5. Analyse comparative de la relation énergie-exergie lors d'un transfert chaleur [102].

L'étude de Pellen Ch M. [102] à travers la figure IV.5. montre que l'exergie transférée est toujours moins importante que l'énergie. L'écart diminue lorsque la température s'accroît.

b. Expression de l'exergie associée au travail mécanique :

Le travail mécanique est une exergie pure (Equation (IV.13)). Ce type d'énergie, dite énergie ordonnée ou noble, est complètement transformable en d'autres types d'énergie sans qu'il soit accompagné de dégradation de sa qualité. D'où :

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (IV.13)$$

Toutes les formes de travail (mécanique, électrique, etc..) peuvent être inter changées les unes avec les autres en utilisant des appareils mécaniques simples tels que la poulie sans frottement, le moteur électrique...

IV.4. Bilan exergetique :

L'étude des performances des différentes technologies entraîne traditionnellement le calcul de leurs bilans exergetiques. En particulier, lorsqu'on cherche à améliorer la performance énergétique d'un système, il est très intéressant de réaliser un bilan exergetique, en vue de quantifier les dégradations locales de l'énergie introduite par les irréversibilités

thermodynamiques. Pour rappel, les variations des énergies cinétiques et potentielles sont supposées négligeables dans le procédé. Par principe, l'irréversibilité locale (élément de l'installation), échangeant de la matière avec n et p courants de matière d'une part et de la chaleur avec p sources d'autre part, est calculée par la relation suivante :

$$\dot{I}_{\text{élém}} = \sum_{i=1}^n (\dot{m}_i * Ex_i)_{\text{entr}} - \sum_{j=1}^p (\dot{m}_j * Ex_j)_{\text{sort}} + \sum_{k=1}^q \dot{Q}_k * \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad (\text{IV.14})$$

Pour un volume de contrôle donné, le flux d'irréversibilité est calculé à partir de la relation de Gouy-Stodola qui établit qu'il n'est autre que le produit du flux d'entropie créé multiplié par la température de l'environnement :

$$\dot{I}_{\text{élém}} = T_0 \left(\sum_{i=1}^n (\dot{m}_i * S_i)_{\text{sort}} - \sum_{j=1}^p (\dot{m}_j * S_j)_{\text{entr}} - \sum_{k=1}^q \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right) \quad (\text{IV.15})$$

1). Bilan exergetique sur l'humidificateur :

On constate que l'humidificateur est un lieu d'échange exclusif de matière et de chaleur entre les deux courants qui y circulent à contre courants. Il faut mentionner que l'eau liquide saturée, sous sa forme pulvérisée en gouttes, est mise en contact avec la phase gazeuse ascendante. En effet, toute réaction chimique ne saurait être prise en considération dans les bilans exergetiques. Il ressort que seule l'exergie physique est retenue dans l'établissement du bilan exergetique. Sur la base du schéma technologique, présenté dans le chapitre III, le bilan exergetique s'écrit :

$$\dot{I}_H = \dot{G}(Ex_5^m - Ex_6^m) + \dot{L} * (Ex_3^L - Ex_4^L) + \dot{Q}_H * \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (\text{IV. 16})$$

Si l'on considère que le bilan thermique est vérifié pour les conditions de fonctionnement de l'élément, le bilan exergetique se réduit à :

$$\dot{I}_H = T_0 \left(\dot{G}(S_6^m - S_5^m) + \dot{L} * (S_4^L - S_3^L) + \frac{\dot{Q}_H}{T} \right) \quad (\text{IV. 17})$$

Cette expression peut également être réduite à :

$$I_H = T_0 * \dot{S}_{\text{gén},H} \quad (\text{IV. 18})$$

En supposant que l'air humide est un gaz réel, régi par l'équation d'état du viriel (EOS) [73], toutes les fonctions d'état thermodynamiques peuvent être facilement établies. En effet, les quantités S_i^m et S_i^L sont approchées en utilisant l'EOS (Annexe B) et l'équation (III.18) respectivement.

2). Bilan exergetique sur le déshumidificateur :

Il peut être exprimé en tenant compte des interactions de ses flux avec le milieu extérieur. Toutefois, il est à noter que les interactions entre les deux courants, circulant da le déshumidificateur,

sont de nature physique à l'interface constituant le serpentin La fonction, Ex , est l'exergie spécifique du mélange par unité de masse de flux inerte, rapportée à l'état de référence dit état mort (milieu ambiant).

$$\dot{I}_{DH} = \dot{G} * (Ex_7^m - Ex_8^m) + \dot{L} * (Ex_1^L - Ex_2^L) \quad (IV. 19)$$

$$= T_0 * \dot{S}_{gen,DH} \quad (IV. 20)$$

3).Bilan exergetique sur la pompe à eau :

Dans le chapitre III, on a établi un bilan de matière et de chaleur pour la pompe à eau. la figure IV.6. Illustre le schéma technologique de la pompe à eau.

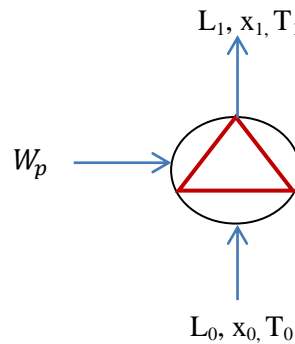


Figure IV.6. Schéma technologique de la pompe.

De façon similaire et compte tenu du concept d'exergie introduit, le bilan exergetique de la pompe hydraulique prend la forme suivante:

$$\dot{I}_p = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sor} = \dot{L}_0 \times Ex_0 + W_p - \dot{L}_1 \times Ex_1 \quad (IV. 21)$$

Une analyse similaire sur le ventilateur conduit à l'expression des irréversibilités, \dot{I}_v :

$$\dot{I}_v = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sor} = \dot{G} \times Ex_a + \dot{W}_v - \dot{G} \times Ex_5 \quad (IV. 22)$$

4).Bilan exergetique sur le séparateur :

La Figure IV.7 représente le schéma du séparateur S, recevant de l'air humide saturé en 8 et donnant du liquide saturé en point 9 et de l'air pratiquement sec en 10 :

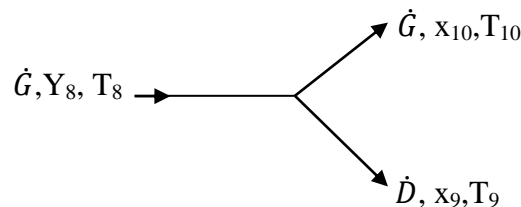


Figure IV.7. Schéma technologique d'un séparateur

$$\dot{I}_p = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sor} = \dot{G} * Ex_8 + D * Ex_9 - \dot{G} * Ex_{10} \quad (IV. 23)$$

5).Performance exergetique du capteur solaire :

La variation de l'exergie diurne pour le fluide de travail en circulation correspond à l'accumulation de l'exergie reçue par le fluide pendant toute la période d'ensoleillement. Etant donnée la variation diurne de l'intensité d'ensoleillement, l'exergie utile journalière peut être exprimée est ;

$$Ex_u = \int_t^{t+T_{sun}} \delta \dot{Ex}_{sr} dt \quad (IV. 24)$$

où $t \in [t_{sr}, t_{ss}]$. t_{sr} et t_{ss} sont respectivement les heures du lever et du coucher du soleil au cours d'une même journée. En pratique, on pourra s'intéresser à la variation horaire de l'exergie reçue par le fluide pendant l'unité de la période d'ensoleillement. Ainsi, en supposant que la chaleur spécifique du fluide caloporteur est constante dans la plage de variation de température, le flux d'exergie lors de l'écoulement du fluide chauffé T_2 à T_3 est donnée explicitement par l'expression suivante:

$$\dot{Ex}_u = \dot{L} * c_p * (T_3 - T_2) * \left(1 - T_0 * \frac{\ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)}{(T_3 - T_2)} \right) \quad (IV. 25)$$

D'autre part, Edalati, S et al. [77] ont exposé un tableau qui résume la variation de l'exergie instantanée de l'irradiation solaire. L'expression de Petela, donnée par l'équation (IV.26) semble être assez bien appropriée [79] :

$$\delta \dot{Ex}_{sr} = A * I(t) \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sr}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sr}} \right)^4 \right] \quad (IV. 26)$$

où T_{sr} est la température du rayonnement solaire à la surface du soleil et est prise à 6000 K. Les irréversibilités générées dans le capteur solaire prennent la forme suivante :

$$i_{col} = \delta \dot{Ex}_{sr} - \delta \dot{Ex}_u \quad (IV. 27)$$

6).Expressions des rendements exergetiques des éléments :

D'après les travaux de Lombardi (2000) et al. [84], cette analyse exergetique permet également de comparer entre diverses solutions technologiques dans un problème de génie des procédés, afin de proposer des recommandations judicieuses pour la conception et pour l'exploitation de procédés qui favorisent le développement durable [84,103]. Cette comparaison peut être approchée par l'introduction de la notion d'irréversibilité thermodynamique ou par le biais de l'efficacité exergetique dite rationnelle. Toutefois, la

littérature abonde en matière de définitions de cette dernière. On définit le rendement ou l'efficacité exergetique par la relation suivante :

$$n_{Ex} = \frac{\text{Exergie utile}}{\text{Exergie utilisable}} \quad (\text{IV. 28})$$

Dans la littérature, on trouve des définitions du rendement exergetique qui conduisent à des résultats différents compte tenu de l'appréciation qualitative des grandeurs thermodynamiques qualifiés d'utile et d'utilisable.

IV.5. Rendement exergetique de l'humidificateur :

Sur la base de cette définition du rendement exergetique, l'efficacité exergetique rationnelle appliquée à l'humidificateur s'écrit:

$$n_{Ex,H} = 1 - \frac{\dot{I}_H}{\dot{G} * Ex_5^m + \dot{L} * Ex_3^L} \quad (\text{IV.29})$$

où Ex_3^L et Ex_5^G sont les fonctions exergetiques des flux de liquide et de gaz entrants dans le contacteur. Leurs expressions analytiques sont respectivement

$$Ex_3^L = (H_3^L - H_0^L) - T_0 * (S_3^L - S_0^L) \quad (\text{IV.30})$$

$$Ex_5^m = (H_5^m - H_0^m) - T_0 * (S_5^m - S_0^m) \quad (\text{IV.31})$$

On rappelle qu'en relation avec la définition de l'exergie, nous définissons l'état mort par les conditions suivantes : $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ (298.15 K), $P_0 = 1 \text{ atm}$. En ce qui concerne l'impact de l'humidité ambiante, la valeur de l'humidité relative (HR), retenue dans le cadre de cette analyse, est considérée comme égale à 35%. Pour l'air atmosphérique humide, les fonctions thermodynamiques ont les valeurs suivantes [73] :

$$H_0^m = 43.82 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ et } S_0^m = 0.15748 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}.$$

Pour l'eau liquide saturée, supposée incompressible, leurs valeurs sont calculées sur la base des équations (III.17 et III.18). Les données numériques, à la température T_0 , sont [73] :

$$H_0^L = 104.738 \text{ kJ kg}^{-1}, S_0^L = 0.2761 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}.$$

IV.6. Rendement exergetique du déshumidificateur :

Appliquée au déshumidificateur, l'efficacité exergetique $\eta_{Ex,DH}$, peut être formulée par la relation (IV. 21) :

$$\eta_{Ex,DH} = 1 - \frac{\dot{I}_{DH}}{\dot{G} * Ex_7^m + \dot{L} * Ex_1^L} \quad (\text{IV. 32})$$

IV.7. Rendement exergetique du capteur solaire :

Nous définissons l'efficacité énergétique du capteur solaire comme le rapport entre l'augmentation de l'énergie de l'eau et l'énergie de l'irradiation solaire. En tenant compte de la variation de l'irradiation solaire diurne, l'expression du rendement exergetique instantané est donnée par :

$$\eta_{Ex,col} = \frac{\delta \dot{E}x_u}{\delta \dot{E}x_{sr}} \quad (IV. 33)$$

avec les termes explicites de $\delta \dot{E}x_u$ et $\delta \dot{E}x_{sr}$, leur expression analytique donne [77, 79] :

$$\eta_{Ex,col} = \frac{\delta \dot{E}x_u}{\delta \dot{E}x_{sr}} = \frac{\dot{L} * c_p [(T_3 - T_2) - T_0 * \ln(\frac{T_3}{T_2})]}{A * I(t) [1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sr}} + \frac{1}{3} (\frac{T_a}{T_{sr}})^4]} \quad (IV. 34)$$

Selon nombreux travaux, le capteur solaire est la principale source d'irréversibilités, tandis que le déshumidificateur et l'humidificateur représentent respectivement les deuxième et troisième pour cent des pertes totales d'exergie dans les systèmes d'humidification à haute température [104]. Ainsi, la perte totale d'exergie dans l'unité peut être représentée de la manière suivante :

$$\delta \dot{E}x_{tot} = \sum_{element} \dot{I}_{element} \quad (IV. 35)$$

Sur la base de définition de l'efficacité exergetique et pour alléger la lecture, on présente le tableau IV.1 qui récapitule les expressions du rendement exergetique des différents éléments de l'unité de dessalement par HDH suivant des définitions différentes.

Composant	$\eta_{ex,i}$	η_{ex}
Humidificateur	$\frac{\dot{E}x_4 + \dot{E}x_6}{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_5}$	$\frac{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3}{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}$
Déshumidificateur	$\frac{\dot{E}x_8 + \dot{E}x_2}{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_1}$	$\frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7}$
Pompe	$\frac{\dot{E}x_1}{\dot{E}x_0 + \dot{W}_p}$	$\frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_0}{\dot{W}_p}$
Ventilateur	$\frac{\dot{E}x_5}{\dot{E}x_a + \dot{W}_v}$	$\frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_a}{\dot{W}_v}$
Séparateur		/

	$\frac{E\dot{x}_8}{E\dot{x}_9 + E\dot{x}_{10}}$	
Capteur solaire	$\frac{\dot{L} * c_p \left[(T_3 - T_2) - T_0 * \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \right]}{A * I(t) \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sr}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sr}}\right)^4 \right]}$	/

Tableau IV.1. Les formules du rendement exergetique des divers composants de l'unité HDH.

IV.8. Conclusion:

Dans ce chapitre, l'application de l'analyse exergetique approfondie du procédé de dessalement par humidification-déshumidification (HDH), en complément de l'analyse énergétique classique. L'introduction du concept d'exergie, fondé sur la combinaison du premier et du deuxième principe de la thermodynamique, a offert une vision plus réaliste de la performance du système en tenant compte de la qualité de l'énergie et des irréversibilités générées au sein des différents composants.

L'étude a mis en évidence que les pertes exergetiques constituent un indicateur pertinent pour localiser les sources majeures de dégradation de l'énergie, notamment au niveau du capteur solaire, de l'humidificateur et du déshumidificateur. À travers l'établissement des bilans exergetiques et le calcul des rendements associés, il a été possible d'évaluer quantitativement l'efficacité thermodynamique de chaque élément de l'installation.

Par ailleurs, l'influence des conditions de référence ainsi que des paramètres opératoires sur les performances exergetiques a été soulignée, montrant l'importance d'un choix approprié de ces paramètres pour une analyse cohérente. Cette approche permet non seulement d'optimiser le fonctionnement du système HDH, mais également de proposer des améliorations visant à réduire les irréversibilités et à valoriser au mieux l'énergie disponible.

En définitive, l'analyse exergetique constitue un outil essentiel pour la conception et l'optimisation des systèmes de dessalement, en contribuant à une utilisation plus rationnelle et durable des ressources énergétiques, particulièrement dans les régions à fort potentiel solaire. Notre système de dessalement sera évalué.

*Chapitre V : Simulation
du procédé et effets de
des variables opératoires
sur sa performance.*

V.1. Introduction :

A travers ce chapitre, nous allons présenter les résultats de la simulation en utilisant le modèle mathématique développé dans les chapitres III et IV sur la base d'un organigramme exprimant le fonctionnement de l'unité. L'analyse va porter sur l'examen de l'influence des paramètres opératoires tels que le rapport des débits massiques \dot{L}/\dot{G} (MR), la température de l'eau à la sortie de l'humidificateur, la température et l'humidité absolue de l'air entrant dans l'humidificateur, sur la performance énergétique et exécutive de l'unité de dessalement d'une part et sur sa capacité productive en matière d'eau douce en tenant compte de l'évolution de l'intensité de rayonnement à la longueur de l'année.

V.2. Concept de degrés de liberté appliqué à l'analyse de l'unité :

Le développement des équations du modèle a mis en évidence sa complexité et les interactions entre les variables opératoires. Par hypothèse, on a supposé que le régime de fonctionnement est stationnaire ce qui induit le lecteur en erreur. Ce problème a été contourné par l'introduction de valeurs moyennes de l'intensité de rayonnement solaire sur un intervalle de temps s'étalant sur une demi-heure. En outre, on a recouru à d'autres hypothèses simplificatrices pour alléger le traitement du problème relié au fonctionnement de l'unité. Dans cet objectif, on suggère l'utilisation de la méthode de calcul des degrés de liberté qui permet de définir toutes les variables de conception qui peuvent être contrôlées extérieurement. Dans ce sens, on rappelle que le nombre de degrés de liberté, N_D est approché par l'application de l'équation (V.1) [106] :

$$N_D = N_V - N_E \quad (V.1)$$

où N_V et N_E sont respectivement le nombre de variables et le nombre d'équations regroupant les bilans de matière et de chaleur d'une part et les équations de contraintes physiques. Dans l'unité, on peut observer différents éléments qui interagissent avec l'environnement extérieur, provenant de divers flux (masse et chaleur).

Si C est le nombre d'éléments constitutifs d'un flux de matière quelconque, nous pouvons y affecter $(C + 2)$ variables qu'on pourra identifier comme suit :

- La composition (C-1) ;
- Le débit du courant de matière L (resp.G) ;
- La pression du courant, P ;
- La température du courant, T.

Chapitre V: Simulation du procédé et effets des variables opératoires sur sa performance

Ainsi, pour un déshumidificateur qui fonctionne comme un échangeur mixte de matière et de chaleur avec un échange thermique avec son environnement (non adiabatique), le nombre de variables suivant est :

$$N_V = 2 \times (C_1 + 2) + 2 \times (C_2 + 2) \quad (V.2)$$

Par ailleurs, le nombre d'équations peut être spécifié comme suit :

$$N_E = C_1 + C_2 + 3 \quad (V.3)$$

Le nombre total d'équations restrictives peut être énuméré comme suit :

Bilan de matière par constituant : $(C_1 - 1) + (C_2 - 1)$

Bilan de matière global : $1 + 1$

Bilan enthalpique : 1

Somme de compositions : $\sum_{i=1}^{C_1} X_i = 1 \quad \sum_{i=1}^{C_2} X_i = 1$

Total $= (C_1 + C_2 + 3)$

Donc, on a : $N_E = C_1 + C_2 + 3$

Par conséquent, le nombre de degrés de liberté d'un tel élément:

$$N_D = 2 \times C_1 + 2 \times C_2 + 5 \quad (V.4)$$

Explicitement et pour des raisons instructives, le nombre de variables, nombre des équations et nombre des degrés de liberté de chaque élément est résumé dans le tableau ci-dessous :

Elément	Schéma	Nombre de variables, (N_V)	Nombre d'équations (N_E)	Degrés de liberté $(N_D = N_V - N_E)$
Humidificateur		$2*(C_1+2) + 2*(C_2+2)$	C_1+C_2+3	C_1+C_2+5
Capteur solaire		$2*(C_2+2)+1$	C_2+1	C_2+4
Déshumidificateur		$2*(C_1+2)+2*(C_2+2)$	C_1+C_2+3	C_1+C_2+5

Séparateur		$2*(C_1+2)+(C_2+2)$	$2*(C_1+1)$	C_2+4
Ventilateur		$2*(C_1+2)+1$	C_1+1	C_1+4
Pompe		$2(C_2+2)+1$	C_2+1	C_2+4
C_1 et C_2 se rapportent au nombre de constituants de l'air humide et de l'eau liquide saturée.				

Tableau V.1. Résumé de calcul de degrés de liberté des éléments.

Au vu de la composition des courants de matière dans les différents éléments de l'unité, on note que $C_1=2$ et $C_2=1$. Sur la base de l'analyse de degrés de liberté des éléments, on peut calculer le degré de liberté de l'unité en utilisant l'équation (V.5) :

$$(N_D)_{unit} = (N_V)_{unit} - (N_E)_{unit} \quad (V.5)$$

Alors que les $(N_V)_{unit}$ et $(N_E)_{unit}$ sont déterminés à partir $(N_V)_{élément}$ et $(N_E)_{élément}$ consignées dans le tableau V.1 en exploitant les équations suivantes [106]:

$$(N_V)_{unit} = \sum_{all} (N_V)_{element} - N_R * (C + 2) + N_A \quad (V.6)$$

$$(N_E)_{unit} = \sum_{all} (N_E)_{element} - N_R \quad (V.7)$$

Ainsi, N_R représente le nombre de flux redondants, pour chaque courant de matière, entre éléments successifs, tandis que N_A représente les variables additionnelles. En utilisant la méthode de calcul, il est possible d'évaluer le nombre de degrés de liberté de l'unité par :

$$(N_D)_{unit} = 2C_2 + 21 \quad (V.8)$$

V.3. Spécification des variables opératoires :

Suite au calcul du degré de liberté de l'unité, on mentionne toutes les variables opératoires étudiées :

1. Rapport des débits massiques \dot{L}/\dot{G} (MR)
2. La température et l'humidité absolue de l'air entrant dans l'humidificateur (T_5, y_5)
3. La variation de température entre le bas et le haut de la colonne (ΔT)
4. La puissance de la pompe et du ventilateur $\dot{W}_p, W_F, \dot{Q}_{sun}(I(t))$

5. Les conditions de l'eau de mer à l'entrée (T_0, X_0) ;
6. La pression de fonctionnement
7. $Y_6 = \alpha * Y_{sat}$. ($\alpha = 0,85$)

Les principales hypothèses utilisées dans cette étude afin d'éclairer le modèle mentionné précédemment et d'obtenir des équations résolubles sont les suivantes :

1. Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligées.
2. Les deux contacteurs (humidificateur et déshumidificateur) sont soumis à des processus adiabatiques, avec $\dot{Q}_H = 0, \dot{Q}_{DH} = 0$.
3. L'opération se déroule à une pression constante à différents endroits de l'unité ($P_1=P_2=P_3=P_4=P_5=P_6=P_7=P_8$) et elles sont égales à la pression atmosphérique (P_{atm}) ;
4. L'air qui sort de l'humidificateur est supposé être en équilibre thermodynamique avec le fluide d'entrée, comme par exemple $Y_6 = \alpha * Y_{sat}$.
5. À la température T_8 , l'air qui sort du déshumidificateur est saturé ($Y_8 = Y_{sat}$) ;
6. l'équilibre thermique entre les flux en haut de l'humidificateur est établi $T_6 = T_3$.
7. La salinité a un impact négligeable sur les caractéristiques de l'eau.

V.4. Simulation du fonctionnement de l'unité :

En suivant les étapes de calcul présentées dans l'organigramme ci-dessus (figure. V.I), il est aisé d'estimer les performances énergétiques et exergetiques de l'unité de dessalement. Cette évaluation doit être réalisée en utilisant les valeurs numériques de diverses variables opératoires.

Après avoir calculé les fonctions thermodynamiques pour un tout courant fluide, on évalue l'efficacité de l'échangeur en appliquant les relations correspondantes.

Il est nécessaire de définir de manière précise les caractéristiques physico-chimiques de ces courants, comme la température, la pression, le débit, la composition, etc. Ces informations permettent d'appliquer les lois de la thermodynamique à l'évaluation des transferts d'énergie et d'exergie dans le système. Après avoir réalisé ces calculs, la prochaine étape est d'évaluer l'efficacité des différents échangeurs de chaleur au sein de l'unité de dessalement. Afin d'y parvenir, il est nécessaire d'utiliser les relations mathématiques adéquates, comme les formules de performance.

Cela facilite la détection des zones où des améliorations pourraient être réalisées afin d'évaluer les performances globales du procédé. Finalement, la combinaison de toutes ces analyses approfondies permet d'obtenir une perspective globale des performances énergétiques et exergetiques de l'unité de dessalement.

V.4.1. Organigramme de calculs :

Pour appliquer les étapes de calculs développés, on suit l'organigramme suivant :

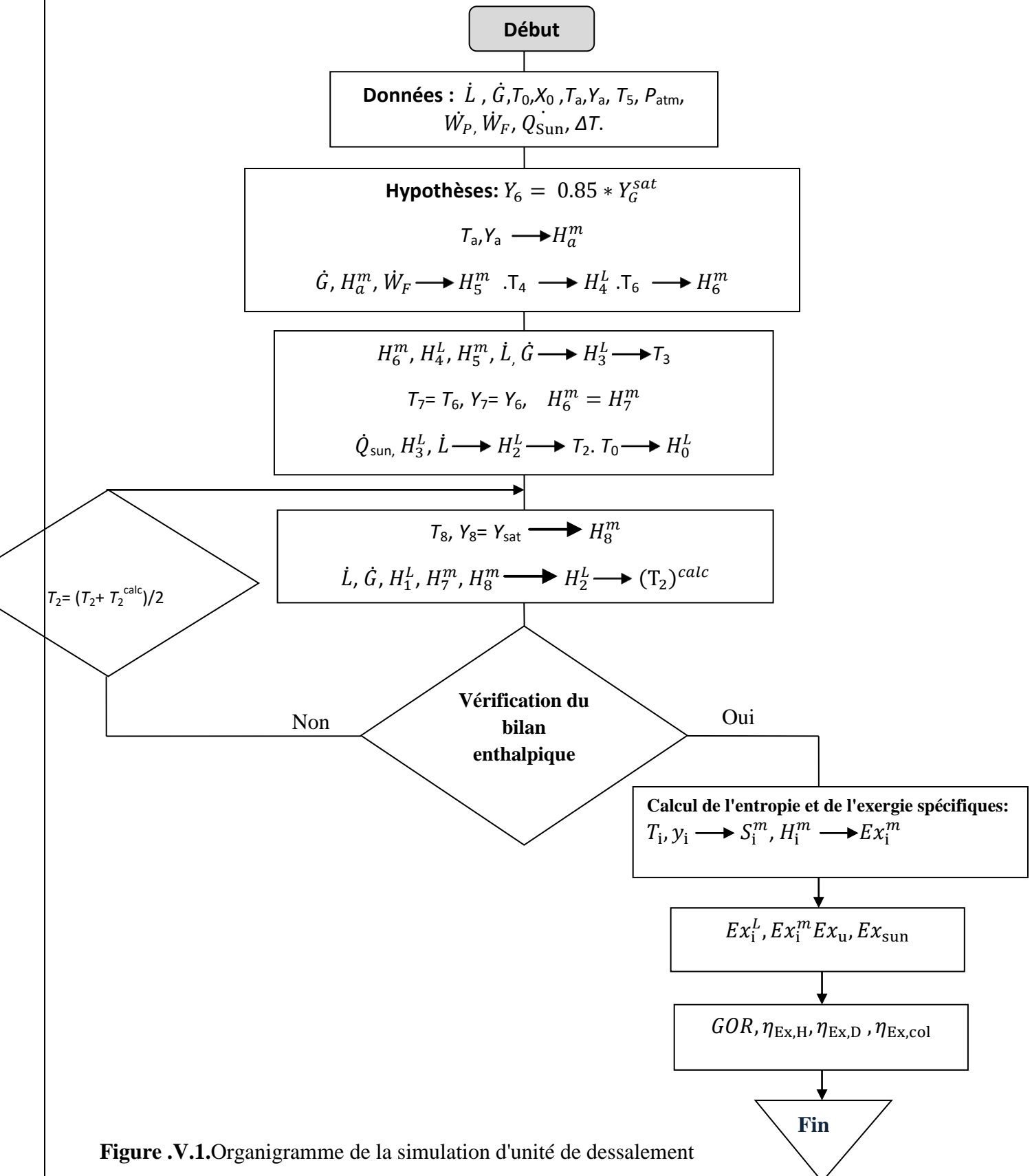


Figure .V.1. Organigramme de la simulation d'unité de dessalement

V.4.2.Effets des variables opératoires :

V.4.2.1.Effet de la température de l'eau de sortie (T_4):

L'analyse de la performance de l'unité est abordée en étudiant l'impact des conditions thermiques de l'eau de refroidissement, à travers l'humidificateur, sur le GOR et sur son rendement exergetique. En effet, d'après la définition du GOR, on doit préciser qu'il peut être corrélé directement au flux de distillat produit lequel peut approcher l'efficacité d'échange de matière aussi bien dans l'humidificateur que dans le déshumidificateur en fonction de leurs conditions opératoires de fonctionnement. D'après les résultats de simulation, on note, à travers la figure V.2 que le taux de croissance de GOR avoisine les 0.2 quand le rapport $\left(\frac{L}{G}\right)$ balaie le domaine de notre étude, situé dans le domaine de l'humidification. Egalement, nous avons montré que cette opération d'humidification, accompagnée d'un chauffage de l'air suite au transfert simultané de vapeur d'eau et de chaleur par convection entre phases dans les deux sections du contacteur (régimes de gouttelettes et de fluide ruisselant). Le phénomène se poursuit jusqu'au sommet de l'humidificateur où on atteindrait les conditions avoisinant la saturation de l'air. C'est le procédé de chauffage et humidification. Ainsi, toute augmentation de la température de bulbe sec de l'air conduit à l'augmentation de son affinité à absorber des quantités substantiellement importantes de vapeur d'eau.

Tout étant gardé constants par ailleurs, les faibles pincements de températures ($\Delta T = T_3 - T_6$) sont en faveur de débits de distillat conséquents. Sur la figure. V.2, on peut conclure que le faible refroidissement de l'eau ($\Delta T = T_3 - T_4$) se traduit par une évolution positive des GOR car ce refroidissement a pour origine un échange thermique de chaleur latente depuis l'eau vers la phase vapeur.

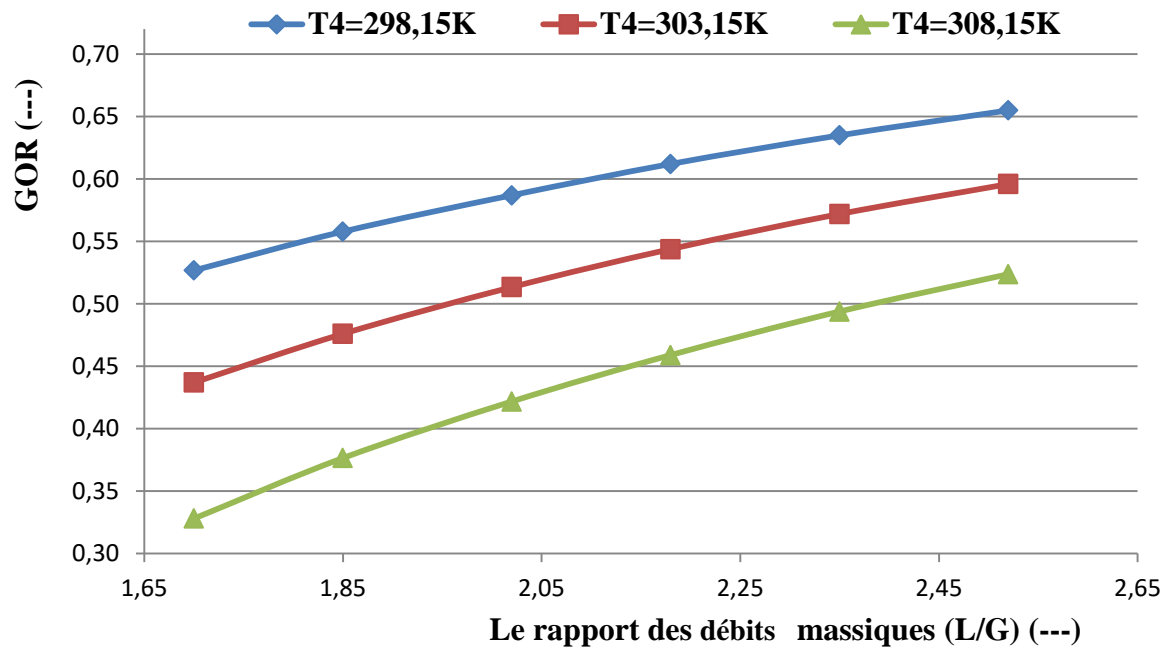


Figure.V.2. Impact du rapport sur le GOR sur le rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur ($\left(\frac{L}{G}\right)_{max} = 3.363, T_5 = 298.15 K, RH = 35\%$)

L\G	T ₄	T ₄	T ₄
1,7	303,13	308,15	310,15
2,02	303,13	308,15	310,15
2,35	303,13	308,15	310,15
2,52	303,13	308,15	310,15

Tableau V.2.L'influence du GOR sur le rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur.

La tendance de ces courbes est bien corroborée par les résultats de travaux de Narayan et al. à des températures plus élevées [51]. Par ailleurs, les résultats de certains auteurs [46], travaillant dans le domaine du dessalement par HDH, présentent des courbes de variation de $GOR = f\left(\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}\right)$ où on note la présence d'un point maximum. Le domaine de décroissance du GOR correspond physiquement à une mauvaise exploitation de l'humidificateur car pour $\left(\frac{L}{G}\right) > \left(\frac{L}{G}\right)_{max}$, la courbe d'équilibre $H^{sat} = H^{sat}(T_L^{sat}, Y^{sat})$ est en dessous de la droite opératoire au sein de l'humidificateur. Alors, dans cette tranche du contacteur, on assiste à une déshumidification de l'air ce qui se traduit par une baisse substantielle du condensat et par conséquent une réduction de la valeur correspondante de son GOR.

V.4.2.2. Evolution des conditions de l'air dans le procédé HDH :

Par ailleurs, l'évolution de l'air dans les deux contacteurs de matière et de chaleur peut être schématisée comme suit sur le diagramme de Mollier (figure V.3). On note que l'opération d'humidification est non adiabatique d'une part alors que la quantité du distillat est proportionnelle à l'écart d'humidités absolues entre les deux extrémités du déshumidificateur $\Delta Y = Y_7 - Y_8$.

En effet, à l'issue de l'humidificateur, l'air humide est admis dans le déshumidificateur où il subit un refroidissement (7') pour atteindre les conditions de la saturation de l'air (HR=100%). Ainsi, le processus de déshumidification de l'air est amorcé à ce stade pour atteindre les conditions de sa sortie (8). A ce niveau, on récupère aussi bien de l'air partiellement déshumidifié que le condensat, \dot{D} .

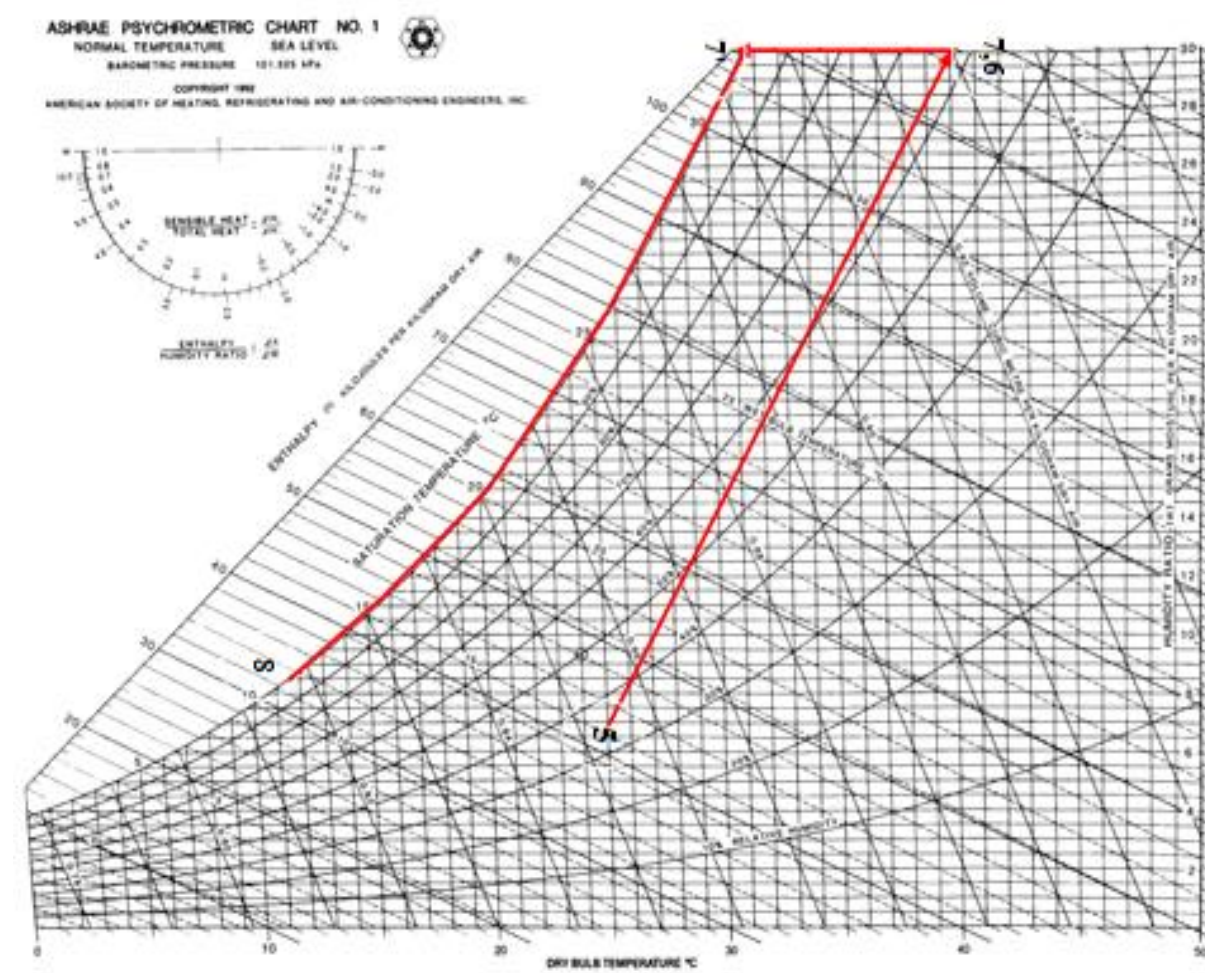


Figure. V.3. Différents états physiques de l'air à travers the HDH system [74].

V.4.2.3. Effect de la température de l'air d'entrée et du rapport des débits massiques sur le GOR:

Pour un humidificateur de dimension donnée où on a considéré que du rapport des débits massiques varie entre 1.65 and 2.52, conditions correspondantes à la zone d'humidification. Les résultats de simulation, présentés dans le tableau V.3 et illustrés par la figure V.4, expriment la variation du GOR en fonction du rapport de débits massiques des deux courants, à différentes températures de l'air à l'entrée de l'humidificateur. Il se dégage que l'augmentation de température de bulbe sec de l'air à l'entrée du contacteur (T_5) est très favorable à la croissance du GOR. Outre ce résultat, il y a lieu de mentionner la confirmation de l'effet positif du rapport $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}$.

L/G	T₅=298.15 K	T₅=313.15 K	T₅=318.15 K
1,7	0,328	0,7029	0,82405
1,85	0,376	0,724	0,8374
2,02	0,421	0,743	0,85063
2,18	0,459	0,7592	0,863
2,35	0,4939	0,775	0,88
2,52	0,5238	0,789	0,8841

Tableau. V.3. Influence de la température d'entrée de l'air T_5 et du L/G sur le GOR.

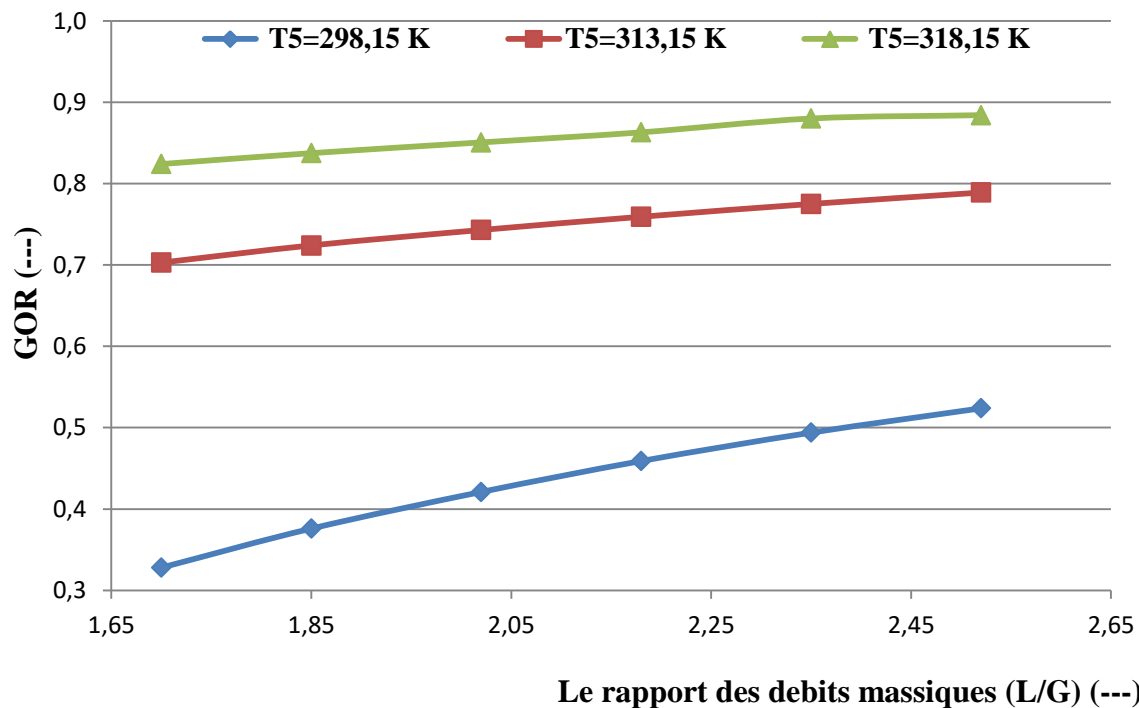


Figure. V.4. Influence de la température d'entrée de l'air et du rapport des débits massiques sur le GOR.

Pour $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper} < \left(\frac{L}{G}\right)_{max}$, toute augmentation de température de l'air à l'entrée conduit à une augmentation de l'effet évaporatoire de l'eau dans l'humidificateur. Par conséquent, un enrichissement de la vapeur en termes d'humidité absolue qui se trouverait condensée (\dot{D}) dans le déhumidificateur, un tel résultat est confirmé par les travaux présentés dans la littérature [69].

V.4.2.4. Influence du rapport de massique et de la température de l'eau à la sortie de l'humidificateur sur la productivité :

Ces deux grandeurs sont d'une importance capitale dans le contrôle du bon fonctionnement de notre unité de dessalement. Pour évaluer leur impact sur la performance de production de condensat, on a procédé par simulation de fonctionnement de l'installation en tenant des conditions opératoires adéquates c'est-à-dire pour des rapports de débits de courants inférieurs à $\left(\frac{L}{G}\right)_{max}$. Par ailleurs, le débit horaire du distillat produit est directement relié aux températures T_a , T_4 , et T_5 qui sont variables de fonctionnement de notre unité. Sur la base des données caractéristiques de la région [107], la relation analytique représentative de l'intensité de l'ensoleillement $I = I(t)$ est obtenue par simple traitement numérique de données. En outre, nous avons suggéré d'estimer le débit horaire moyen en régime stationnaire sur un

intervalle de temps $[t, t + T]$. Par conséquent, l'intensité moyenne de l'ensoleillement est

$$\bar{I} = \frac{\int_t^{t+T} I(t) dt}{T} \quad (V.9)$$

Ayant choisi pour $T = 1 \text{ hour}$, alors que toutes les grandeurs caractérisant la performance horaire de l'élément font intervenir les différentes valeurs horaires de \bar{I} dans la journée à travers cette étude. En suivant l'organigramme de calcul présenté ci-dessus, les résultats de simulation sont donnés graphiquement sur la figure.V.5.

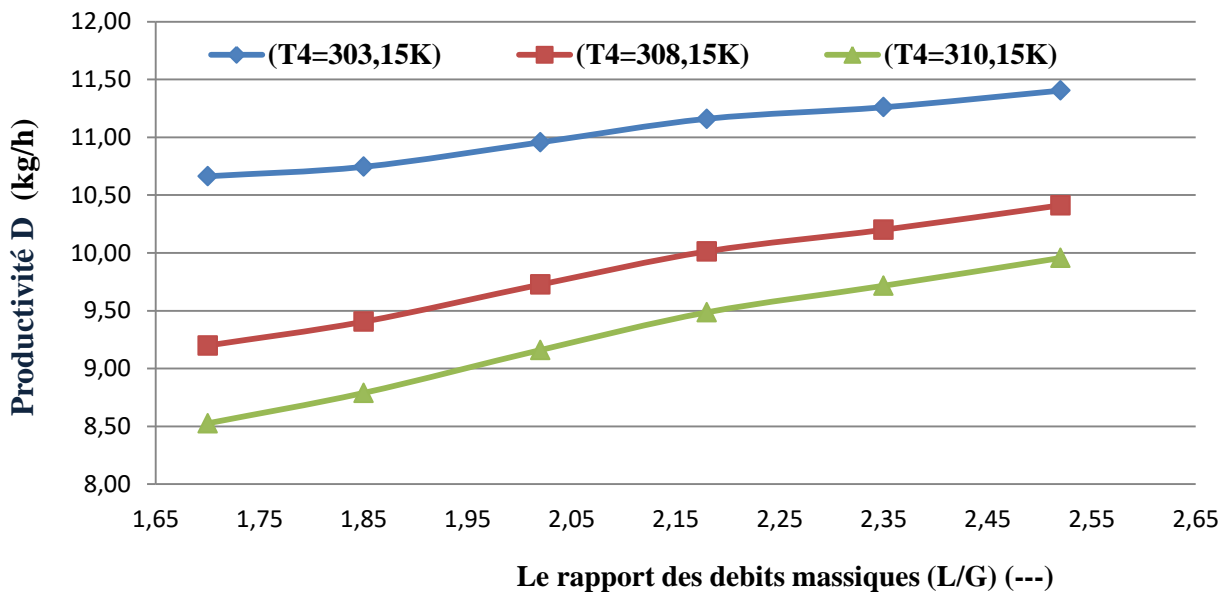


Figure. V.5. Impact du rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur sur le débit du condensat ($(\frac{L}{G})_{max} = 3.363, T_5 = 313.15 \text{ K}$).

L\G	T ₄ =303 ,15K	T ₄ =308 ,15K	T ₄ =310 ,15K
1 ,7	10,663	9,199	8,526
1,85	10,745	9,4053	8,789
2,02	10,957	9,7264	9,16
2 ,18	11 ,16	10,013	9 ,486
2,35	11,26	10,2	9,716
2,52	11,404	10,412	9,956

Tableau. V.4. Impact du rapport de débits massiques et de la température du liquide sortant de l'humidificateur sur le débit du condensat.

L'effet positif du rapport de débits massiques est confirmé de nouveau même avec la variation de la température de l'air à l'entrée de l'humidificateur. Toutefois, l'effet de T_4 peut être

approché en introduisant l'effet de la différence de température ($T_4 - T_{amb}$). Ces résultats montrent que la réduction de ce pincement de température contribue à l'accroissement du débit du distillat produit. Autrement dit, on note que ce constat est intimement lié au temps de séjour des deux phases dans l'humidificateur dont la conséquence est l'augmentation de la taille du contacteur qui est corrélé à la baisse de T_4 . Une longue durée de contact a pour résultat une évaporation massive d'eau d'où un débit de condensat assez conséquent. Sur le plan enthalpique, on a établi l'accroissement de l'enthalpie de l'air issu de l'humidificateur, déterminé aussi bien par son humidité et par sa température T_6 [44, 107, 108]

V.4.2.5. Effet du rapport des débits massiques sur l'efficacité exégétique de l'humidificateur :

Dans le cas de l'humidificateur, L'efficacité de l'exergie est définie comme le rapport entre l'exergie souhaitée et l'exergie d'entrée. Cet élément souligne que l'irréversibilité est donnée par la relation :

$$\dot{I}_H = \dot{G}(Ex_5^m - Ex_6^m) + \dot{L} * (Ex_3^L - Ex_4^L) \quad (V.10)$$

L'efficacité de l'exergie est définie comme le rapport entre l'exergie souhaitée et l'exergie d'entrée. Cet élément souligne que l'irréversibilité est manifestée par la relation :

$$n_{Ex,H} = 1 - \frac{(Ex_5^m - Ex_6^m) + \left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right) * (Ex_3^L - Ex_4^L)}{Ex_5^m + \left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right) * Ex_3^L} \quad (V.11)$$

On remarque que $n_{Ex,H}$ dépend des débits des deux courants dans les deux contacteurs ainsi que de leurs températures. Pour analyser leurs impacts sur la performance exergétique, on a procédé par simulation du fonctionnement de l'unité HDH en tenant compte de ces variables opératoires. Les résultats obtenus sont illustrés graphiquement dans la figure V.6 et présentés également dans le tableau V.5.

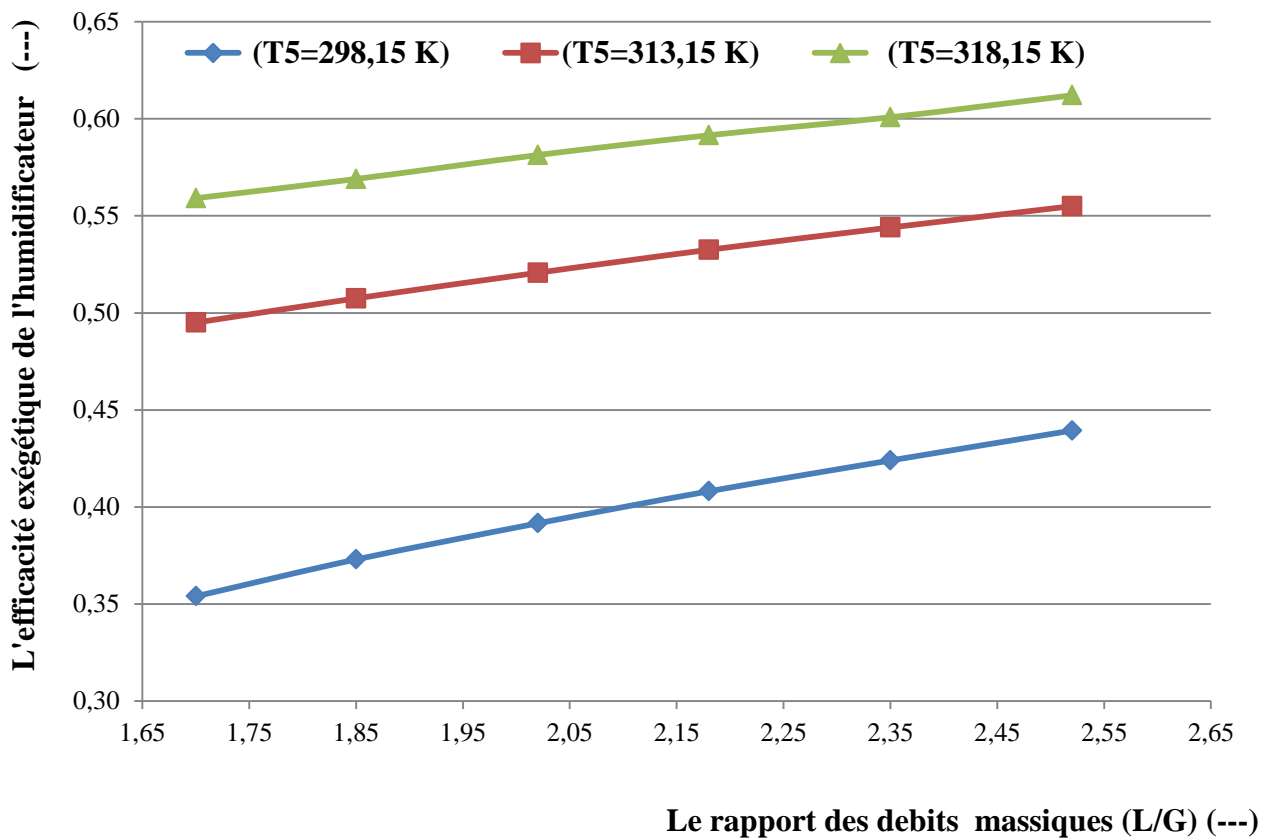


Figure.V.6. Rendement exégetique de l'humidificateur en fonction du rapport des débits massiques et de la température de l'air d'entrée T_5 .

L/G	$n_{Ex,H}$ ($T_5=298.15$ K)	$n_{Ex,H}$ ($T_5=313.15$ K)	$n_{Ex,H}$ ($T_5=318.15$ K)
1,7	0,354	0,495	0,5591
1,85	0,373	0,5075	0,569
2,02	0,3916	0,5207	0,58133
2,18	0,4081	0,5325	0,5915
2,35	0,424	0,544	0,6008
2,52	0,4394	0,555	0,6121

Tableau V.5. Variation du rendement exergetique $n_{Ex,H}$ en fonction du rapport des débits massiques (L/G) et de la température d'entrée de l'air T_5 .

Quant à l'effet de $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}$ d'une part et de la température de l'air à l'entrée d'autre part, on déduit que leurs effets sont positifs et que les bons rendements de fonctionnement correspondent à des T_5 plus élevés. Dans le domaine de bonnes conditions opératoires, un tel résultat est confirmé par les données présentées dans la littérature [44, 109] et il se dégage qu'une élévation de T_5 de 20 °C se traduit par un gain de 20% en matière de rendement exergetique c'est à dire que les irréversibilités dans l'humidifier sont substantiellement réduites pour un rapport $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}$ donné. Il convient d'adapter le fonctionnement de l'humidificateur pour des conditions telles que T_5 et $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}$ soient élevés pourvu que les conditions ne dépassent la courbe d'équilibre. Les résultats de simulation confirment bien que toute augmentation de température de l'air à l'entrée (T_5) conduit à une régression du pincement de température au sommet de l'humidificateur dont la conséquence est naturellement la diminution du flux d'exergie détruit dans cet élément.

V.4.2.6.Effet du rapport des débits massiques et de la température du liquide à la sortie T_4 sur l'efficacité exergetique du déshumidificateur :

Tout d'abord, il est à noter qu'il est très difficile voire impossible de tirer une conclusion relative à l'impact des variables opératoires sur l'efficacité exergetique des différents éléments constitutifs de notre système HDH vu leur forte interaction. Pour y parvenir, nous avons procédé à l'analyse par simulation en faisant varier ces variables dans leurs domaines de fonctionnement. Ainsi, l'influence du rapport des débits massiques et de la température du liquide en sortie T_4 sur l'efficacité exergetique du déshumidificateur est illustrée dans la figure V.7 et présentée dans le tableau V.6. Où on remarque que son accroissement avec le rapport de débits massiques des deux courants et que le taux de croissance est également relié à la température du liquide à la sortie du déshumidificateur.

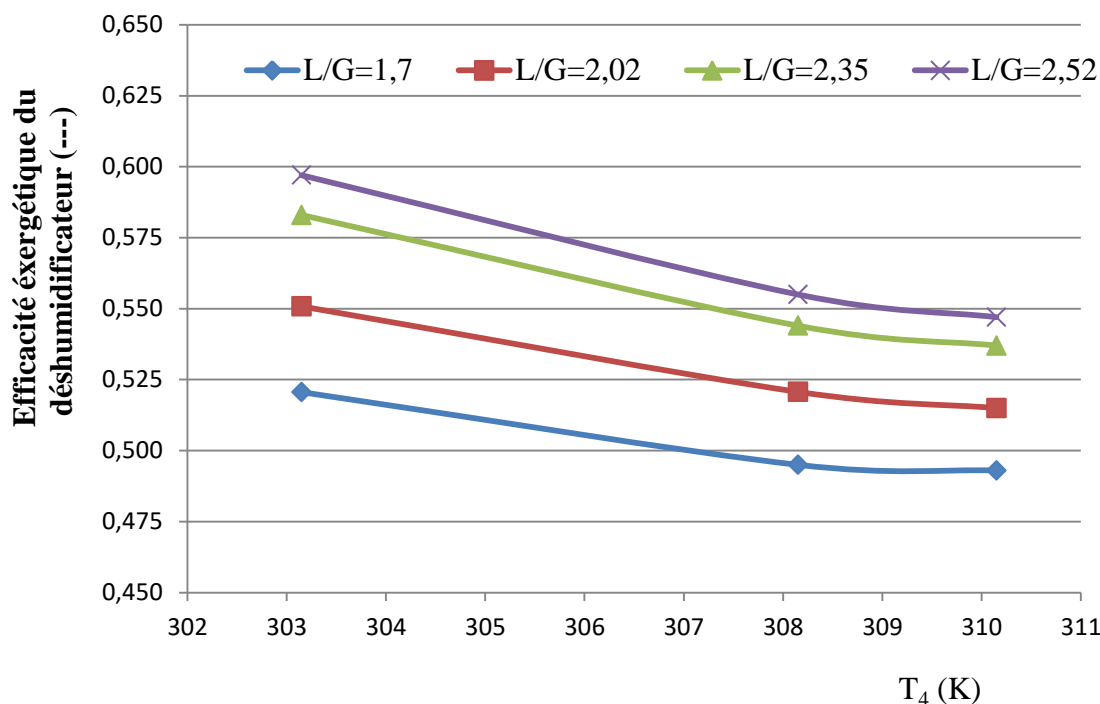


Figure.V.7. Impact du rapport de débits massiques et de la température du liquide issu de l'humidificateur sur le rendement exergetique.

$$\left(\frac{L}{G}\right)_{max} = 3.363, T_5 = 313.15 K, RH = 35\%.$$

T ₄	L\G =1,7	L\G =2,02	L\G =2,35	L\G =2,52
303,13	0,5203	0,5508	0,583	0,597
308,15	0,495	0,5207	0,544	0,555
310,15	0,493	0,515	0,537	0,547

Tableau V.6. Effet du rapport des débits massiques et de la température du liquide en sortie de l'humidificateur sur le rendement exergetique.

En relation avec cette remarque, on mentionne que rendement exergetique est relativement plus important lorsque l'installation fonctionne dans des conditions voisines de celles conditions ambiantes retenues dans cette analyse. Ce constat est totalement mis en évidence à travers l'étude de l'impact de T₄ sur la performance de cet élément et corroboré par les résultats de travaux de Mohamed ASA et al. [108].

Par ailleurs, au vu de l'expression de $n_{Ex,H}$ et sur la base des résultats de simulation, on note qu'il décroît lorsque T₄ s'approche des conditions ambiantes car la valeur de Ex_4^L s'approche de sa valeur minimale. Ce constat permet d'interpréter l'évolution des courbes illustrées graphiquement dans la figure V.7 et présentées numériquement dans le tableau V.6.

En outre, le taux de croissance de l'efficacité exergetique est de l'ordre de 0.07 lorsqu'on balaie tout le domaine de variation du rapport (\dot{L}/\dot{G}) et ce indépendamment de la température (T_4) du liquide issu de l'humidificateur.

Toutefois, au sein du système HDH, des calculs simples peuvent démontrer que l'entropie spécifique générée dans l'humidificateur est modeste, à savoir $0.6 < \Delta S_{gen} < 1.3 kJ/kg^{-1}K^{-1}$). Cela signifie que l'humidificateur ne peut être optimisé plus pour une meilleure performance [110]. Dans des conditions opératoires, un tel résultat est confirmé par les travaux présentés par Mohamed ASA et al. [108].

V.4.2.7. Effet du rapport des débits massiques et de la température de l'air d'entrée sur l'efficacité exergetique du déshumidificateur :

L'autre élément constitutif est le déshumidificateur, dont le fonctionnement affecterait, sans nul doute, la performance de notre système HDH. Pour analyser l'impact des variables opératoires $(\frac{\dot{L}}{\dot{G}})$ et T_5 sur son efficacité exergetique, nous avons simulé son fonctionnement en faisant varier chacune des variables dans son domaine, bien évidemment, après avoir vérifié le premier principe de la thermodynamique conjointement avec l'ensemble des éléments du système HDH. En fonction du rapport $(\frac{\dot{L}}{\dot{G}})$, le rendement exergetique s'écrit :

$$\eta_{Ex,D} = 1 - \frac{(Ex_7^m - Ex_8^m) + (\frac{\dot{L}}{\dot{G}}) * (Ex_1^L - Ex_2^L) - (\frac{\dot{b}}{\dot{G}}) * Ex_9^L}{Ex_7^m + (\frac{\dot{L}}{\dot{G}}) * Ex_1^L} \quad (V.12)$$

On précise que conséquemment au bilan enthalpique, toute variation de T_5 entrainerait un changement de pair de T_7 . La figure V.8 et le tableau V.7 illustrent l'influence du rapport des débits massiques (L/\dot{G}) et de la température T_5 , ainsi que, indirectement, l'effet de T_7 , sur le rendement exergetique du déshumidificateur.

Avec le rapport $(\frac{\dot{L}}{\dot{G}})$, on note que le numérateur du deuxième terme de $\eta_{Ex,D}$ n'est autre que l'expression de l'irréversibilité au niveau de cet élément laquelle est essentiellement positive et que l'accroissement de $(\frac{\dot{L}}{\dot{G}})$ et de la température T_5 conduit à l'augmentation de l'irréversibilité dans le déshumidificateur dont la conséquence directe est la régression de $\eta_{Ex,D}$. En outre, on confirme de nouveau que les températures s'approchant des conditions ambiantes conduisent à une régression substantielle du rendement exergetique du déshumidificateur. Les résultats de simulation ont mis en exergue l'effet des faibles

pincements de températures ($T_5 - T_4$) sur la maximisation du rendement exergetique au niveau de cet élément, donc une plus faible dégradation de la qualité de l'énergie.

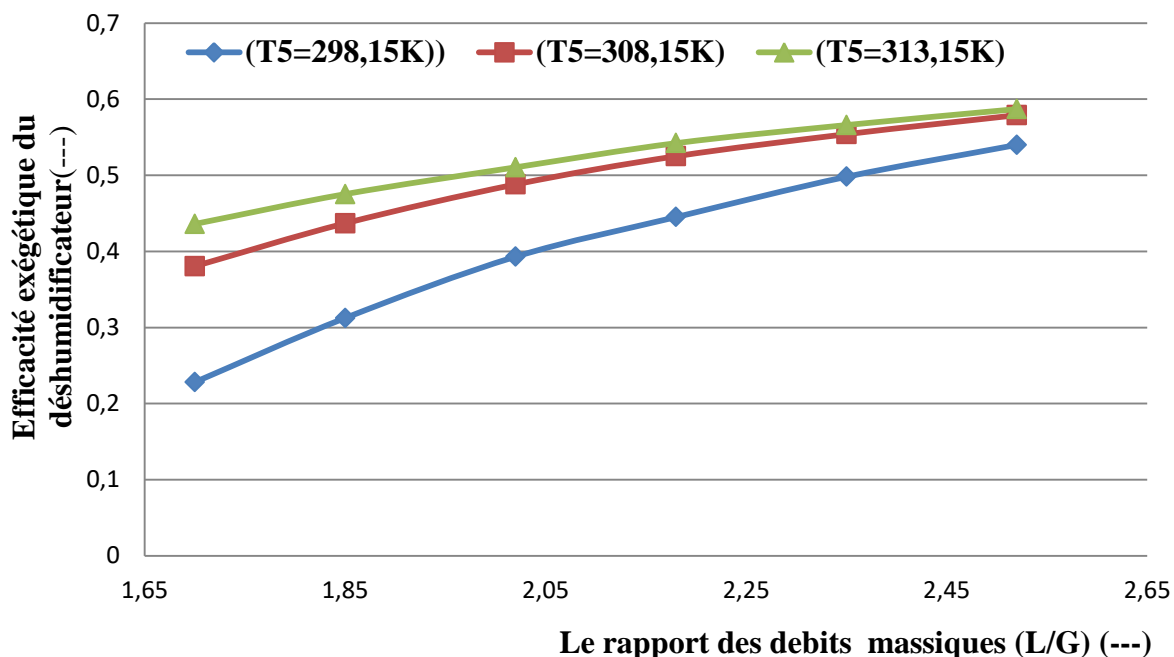


Figure .V.8. Impact du rapport de débits massiques et de la température T_5 sur le rendement exergetique du déshumidificateur ($\left(\frac{L}{G}\right)_{max} = 3.363$, $T_4 = 308.15 K$, $\bar{I} = 820W m^{-2}$).

L\G	$T_5 = 298 ,15K$	$T_5 = 308 ,15K$	$T_5 = 313 ,15K$
1 ,7	0,2281	0 ,3805	0,436
1,85	0 ,3124	0,4369	0,4752
2 ,02	0,393	0,51048	0,51048
2,18	0 ,445	0,5422	0,5422
2,35	0,498	0,5666	0,566
2,52	0,5399	0,587	0,587

Tableau V.7. Effet du rapport des débits massiques et de la température T_5 sur le rendement exergetique du déshumidificateur.

Par ailleurs, les irréversibilités dépendent aussi bien de la composition que de la température suite à un transfert de matière entre phases lequel est intimement lié à la variation de potentiel chimique dans chacune des phases. En général, Si les échanges de matière sont dus à une différence de potentiels chimiques entre phases, la réduction des irréversibilités se rapportant aux échanges thermiques sont à réduire à leur maximum en vue d'obtenir des rendements exergetiques élevés. Egalement, on remarque que les trois courbes ont tendance à se rejoindre pour

les rapports de débits massiques élevés. Dans le déshumidificateur, ces conditions de fonctionnement conduisent au rapprochement de la courbe d'équilibre où le transfert de matière se trouve limité. Par conséquent, elles sont à l'origine de création d'entropie particulièrement importante [44]. Ainsi, dans ces conditions, on note qu'au-delà de $\left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right) / \left(\frac{\dot{L}}{\dot{G}}\right)_{max} = 0.75$, le transfert de matière se trouve contrôlé par la courbe de saturation, donnée par la courbe d'équilibre du système air-eau comme mentionné dans les travaux Tailor VH et Kapadia RG [110].

V.4.2.8. Effet du débit massique d'eau de mer sur l'efficacité exergétique d'un collecteur solaire :

Après étude de l'influence des différentes variables opératoires sur la performance énergétique et exergétique de l'humidificateur et du déshumidificateur, on se concentrera, dans ce qui suit, sur le capteur solaire utilisé dans le système HDH pour relever la température de l'eau salée conduite dans l'humidificateur en vue de contribuer à sa vaporisation massive. Toutefois, pour une journée de référence correspondant au premier équinoxe de l'année (21 mars), la figure III.7 présente la variation diurne de l'intensité de l'ensoleillement.

Les résultats de simulation sont présentés dans la figure V.9 et le tableau V.8, et portent sur l'influence du débit massique \dot{L} ainsi que de l'intensité d'ensoleillement \bar{I} sur le rendement exergétique du collecteur solaire.

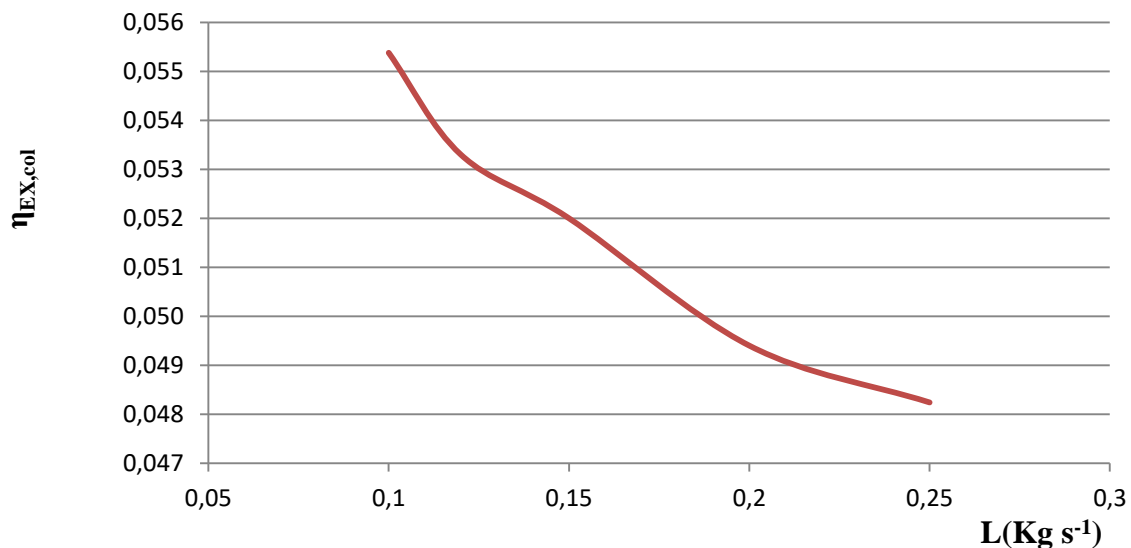


Figure .V.9. Impact du débit massique de l'eau de mer sur le rendement exergétique du capteur solaire. ($\bar{I} = 800 \text{ W m}^{-2}$)

$\eta_{EX,col}$	0,0558	0,0533	0,052	0,0494	0,04824
$L(Kg s^{-1})$	0,1	0,12	0,15	0,2	0,25

Tableau V.8. Effet du débit massique de l'eau de mer sur le rendement exergetique du capteur solaire.

Cette dépendance fonctionnelle est donnée par l'équation (IV. 24) où on remarque que la dépendance quasiment hyperbolique évidente avec le débit massique de l'eau de mer pour $\bar{I} = 800 W m^{-2}$.

On doit remarquer que, pour un pincement de températures $(T_3 - T_2)$ donné, l'exergie utile est linéairement dépendante du débit du liquide ce qui confirme les résultats de simulation, présentés dans cette partie de l'étude. Néanmoins, pour un débit, \dot{L} , l'impact de l'intensité d'ensoleillement est introduit via la puissance nette reçue, $A * \bar{I}$ c'est-à-dire l'implication de la surface de captage. Il est intéressant de signaler que, dans les conditions $((T_3 - T_2) = Cst)$, un calcul subsidiaire basés sur l'influence de la puissance nette reçue a une influence substantiellement faible sur le rendement exergetique ($\cong 5\%$) lorsqu'on considère la variation diurne de l'intensité d'ensoleillement soit $I \in [700, 1200 W m^{-2}]$. Des résultats expliquant cet impact sont présentés par les travaux de **YW. Koholé** [107].

V.4.2.9.Effet de la température réduite sur le rendement exergetique du capteur :

Pour une intensité de rayonnement solaire variant $I \in [700, 1200 W m^{-2}]$ laquelle coïnciderait avec la valeur moyenne de l'irradiation aux deux équinoxes de l'année de référence. Pour analyser la performance du capteur, on a introduit le concept de la température réduite, donnée par la relation suivante [107]:

$$T_{red} = \frac{T_2 - T_a}{I(t)} \quad (V.13)$$

De sorte que l'expression du rendement énergétique (eq.40) du capteur solaire s'écrit :

$$\eta_{col} = 0.75 - 0.025 * T_{red} \quad (V.14)$$

Au vu de l'équation (IV. 34), cette dépendance est, une fois de plus, est linéaire. Cependant, les valeurs des paramètres du modèle du capteur laissent prévoir de faibles variations du rendement, $\eta_{Ex,col}$ lors du fonctionnement de l'installation dans les conditions d'humidification. Les résultats de simulation du capteur solaire, exprimés en termes de la relation $\eta_{Ex,col} = f(T_{red})$ sont donnés par la figure V.10 et en valeur numérique sur le tableau.

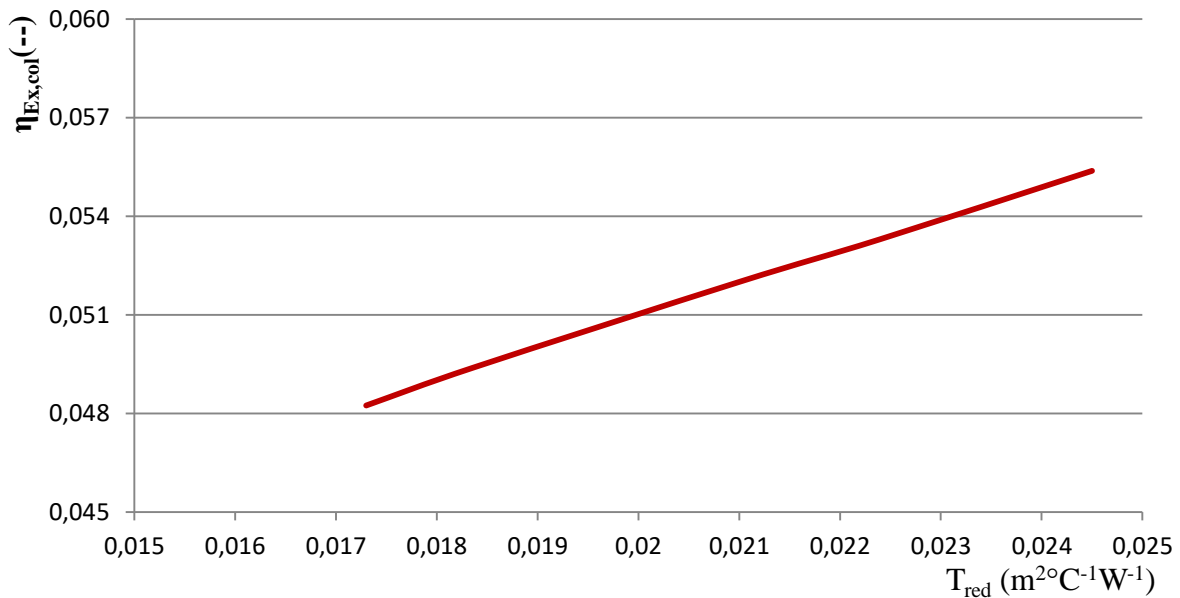


Figure. V.10. Impact de T_{red} sur l'efficacité énergétique du capteur solaire.

$$\left(\frac{L}{G}\right)_{op} = 2.02, \quad T_4 = 308.15 \text{ K}, \quad T_5 = 313.15 \text{ K}, \quad \bar{I} = 800 \text{ W m}^{-2}.$$

$\eta_{EX,col}$	0,04824	0,0494	0,052	0,0533	0,0533
T_{red}	0,0173	0,1837	0,021	0,0224	0,0224

Tableau. V.9. L'influence de la température réduite sur l'efficacité énergétique du capteur solaire

Quant à l'impact de T_{red} sur le rendement exergetique, on note que l'allure est linéaire croissante et qu'il atteint une valeur 0.056 pour une température réduite de 0.0245, dans les conditions de fonctionnement de l'installation, tels que visualisé à travers la figure V.10 et le tableau V.9. En effet, la destruction de l'exergie dans le collecteur solaire est le résultat de l'accroissement du gain d'exergie utile dans le collecteur. Une augmentation du rendement exergetique de 0.048 à 0.056 est la superposition des conditions de fonctionnement de l'installation, à savoir : le débit massique du liquide, \dot{L} , l'intensité de l'ensoleillement, $I(t)$. Les travaux de Koholé [107] corroborent les résultats consignés dans la figure. V.10.

V.5.Conclusion:

Ce chapitre a permis d'évaluer, par de simulation, des performances énergétiques et exergetiques d'un système de dessalement par humidification-déshumidification (HDH). L'analyse a montré que les paramètres opératoires, notamment le rapport des débits massiques

(L/G), la température de l'air à l'entrée et celle de l'eau, influencent significativement la production d'eau douce ainsi que les rendements énergétique et exergetique.

Les résultats indiquent que l'augmentation de la température de l'air et du rapport (L/G) améliore globalement le GOR et le rendement exergetique de l'humidificateur, tout en favorisant la production de condensat. En revanche, certaines conditions peuvent accroître les irréversibilités, notamment dans le déshumidificateur, ce qui nécessite une optimisation des conditions de fonctionnement.

Par ailleurs, l'intégration du capteur solaire s'avère pertinente, bien que son rendement exergetique reste relativement faible et dépend des conditions d'ensoleillement et du débit massique. L'analyse exergetique a permis de localiser les zones de dégradation de l'énergie et de mieux orienter les améliorations du système.

En conclusion, l'analyse exergetique du procédé HDH repose sur un compromis entre les paramètres thermodynamiques et opératoires, afin de maximiser la production d'eau tout en minimisant les pertes exergetiques, dans une perspective de dessalement durable et efficace.

Conclusion
& suggestions

Conclusion & suggestions :

Les techniques conventionnelles de dessalement, destinées à la production d'eau potable ou à l'irrigation des champs agricoles, présentent une capacité considérable, tout en entraînant des coûts de production importants. Or, les problèmes relevés par le fonctionnement de ces procédés de dessalement, particulièrement le coût élevé de production de l'eau douce et l'impact environnemental suite à l'utilisation des sources d'énergie fossile. Sans prétendre être exhaustif, parmi les procédés de dessalement, les procédés membranaires et filtration, les procédés de distillation et procédés des cristallisations et autres occupent une place assez enviable alors que les axes de recherches et développement se concentrent sur l'augmentation de leur rentabilité par le choix de nouveaux contacteurs de matière et/ou de chaleur ainsi que d'autres ressources d'énergie pour intensifier la cinétique de transfert entre phases.

En effet, les procédés HDH de dessalement regorge de technologies qui se distinguent par la mise en contact de phases aussi bien dans l'humidificateur que dans le déshumidificateur et leurs performances en dépendent totalement. Le dessalement par humidification-déshumidification (HDH), une technologie en plein essor et très compétitive vis-à-vis des technologies MSF, MED et RO, continue à susciter de l'intérêt des scientifiques et les industriels pour ses avantages majeurs tels que sa facilité d'élaboration et de son adaptation à la production d'eau dans les régions éloignées particulièrement pour les zones pour sédentariser la communauté pastorale avec la possibilité d'intégrer l'énergie solaire. Ces avantages en font une option envisageable par rapport à d'autres procédés de dessalement.

De ce fait et à travers le monde, diverses utilisations ont démontré que le dessalement solaire est nettement plus adapté aux installations de faible taille (utilisées dans domicile, la santé, l'industrie, le tourisme...).

Dans cette logique, on s'est attelé, dans le cadre de la présente thèse, sur les analyses énergétique et exergétique d'un procédé de dessalement par humidification déshumidification HDH avec capteur solaire intégré et muni d'un humidificateur pulvérisé en vue d'identifier les sources potentielles de dégradation de la qualité de l'énergie. Quant à la conception de l'unité et en vue de contrôler le taux d'humidité,

le système retenu utilise un circuit d'eau ouvert avec un circuit d'air ouvert (OAOW). Exploitant ce système, nous avons élaboré un schéma technologique reflétant l'agencement des différents éléments et leur fonctionnement.

Pour délimiter la zone d'étude correspondante au domaine de l'humidification et de déshumidification de l'air sur la base de la relation $H_G^{\text{sat}} = H_G^{\text{sat}}(T_L)$, nous avons établi la courbe d'équilibre en restreignant les diverses zones de fonctionnement des principaux éléments de l'unité. Après une présentation de l'état de l'art et compte tenu du fait que le procédé n'est siége que d'interactions physiques, nous avons exprimé les principales fonctions thermodynamiques en vue d'établir les bilans de conservation de matière, énergétique et exergétique sur les différents éléments. Il y a lieu de préciser que les calculs sont menés en considérant un état de référence défini par $T_0 = 298.15 \text{ K}$ et $P_0 = 1 \text{ atm}$.

Les différentes variables opératoires ont été spécifiées en recourant au calcul de degrés de liberté de l'installation. L'impact de telles variables a été abordé par simulation du fonctionnement du procédé sur la base d'un organigramme élaboré à cet effet. Ainsi, pour chaque variable, on a analysé son influence sur la performance approchée par le calcul du GOR, rendement énergétique et l'efficacité exergétique lorsqu'il balaie le domaine de sa variation.

Quant à ce qui se rapporte au GOR, les résultats de simulation montrent qu'il augmente avec l'augmentation simultanée de $\left(\frac{L}{G}\right)$ et de T_5 pour atteindre sa valeur maximale qui est égale à 0,9. En outre et pour des conditions de fonctionnement définies par $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper} = 2.52$, $T_5=313,15\text{K}$, $HR=35\%$ $T_5 = 313.15 \text{ K}$ et $HR = 35\%$, la capacité productive de l'installation est de 11.4 kg/h .

Outre l'impact très prononcé du rapport $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}$, les caractéristiques de l'air et de l'eau (température et humidité) en bas de l'humidificateur affectent l'efficacité exergétique dont les valeurs atteignent des valeurs supérieures à 0.6. Un constat analogue est à mentionner pour ce qui se rapporte au fonctionnement du déshumidificateur. On peut noter que pour des dégradations moindres d'exergie, les valeurs de $\left(\frac{L}{G}\right)_{oper}$ doivent se rapprocher de la valeur du rapport $\left(\frac{L}{G}\right)_{max}$, conditions qui correspondent à l'approche de la droite opératoire de la courbe d'équilibre.

Toutefois, on doit noter que l'analyse exergétique est très instructive pour ce qui se rapporte aux sites de dégradation de l'énergie. Cette étude est entreprise par l'introduction de l'efficacité exergétique. Dans toute l'installation, les résultats de simulation ont le rendement exergétique le plus faible est celui du capteur solaire, $\eta_{Ex,cap}$. Un tel résultat indique clairement que le capteur solaire est le siège d'une dégradation importante d'exergie ce qui affecte le rendement de la totalité du système. Pour contribuer à la réduction de cette source de dégradation d'exergie, on doit veiller à ce que:

- La température T_4 soit assez proche des conditions ambiantes ;
- La réduction de l'écart de températures (T_3-T_2).

Sans nul doute et à ce stade, il y a lieu de valider le modèle via des expériences sur un prototype en vue d'exploiter le procédé de production d'eau douce, à l'échelle industrielle, pour permettre la sédentarisation des populations nomades dans les zones reculées.

Dans ce travail, nous avons supposé que seul l'exergie physique a un impact sur le calcul de l'exergie totale. Mais en réalité les exergies chimiques, potentiels et cinétiques ne peuvent pas être négligés. Il serait donc d'examiner comment l'évolution réellement en tient compte de l'interaction intermoléculaire sur la performance exergétique de l'installation comme deuxième étape.

L'étape suivante est d'analyser les critères de dimensionnement de l'unité. Leur simulation facilitera la détection des techniques de contrôle disponibles et l'évaluation des techniques d'optimisation disponibles.

L'analyse exergo-économique qui couple l'étude exergétique des systèmes en diminuant l'irréversibilité et leur analyse économique en introduisant le coût global de l'unité en tient compte de l'impact de l'environnement constitue une autre étape.

ANNEXES

ANNEXE A

Les Propriétés physiques de l'eau :

Loi d'Antoine pour le calcul de la pression de vapeur d'eau [111] :

$$\log_{10} \left(\frac{p_w}{p_0} \right) = A - \left(\frac{B}{C+T} \right) \quad (\text{A.1})$$

A, B et C représentent des constantes propres à l'eau. Voici les valeurs qui leur correspondent.

$$A = 4.65430, B = 1435.264, C = -64.848$$

p_w : pression de vapeur (Pa) ;

p_0 : pression standard (101325 Pa) ;

T : Température se situe entre $\in [255.8 - 373 \text{ K}]$

La relation empirique de **Watson** établit un lien entre la **chaleur latente** et la température[112] :

$$h_{fg}^T = h_{fg}^{T_0} \cdot \left(\frac{1-T_{red}}{1-T_0} \right)^{0.38} \quad (\text{A.2})$$

T_{red} : Température réduite, $T_{red} = \frac{T_{eb}}{T_{Cr}}$, T_{Cr} : Température critique de l'eau, en K.

$$T_{Cr} = 647.13\text{K}, \quad T_0 = 273.15 \text{ K}, \quad h_{fg}^{T_0} = 2501 \frac{\text{kJ}}{\text{kg d'eau}}$$

ANNEXE B

$$\frac{p \cdot \bar{v}_m}{R \cdot T} = 1 + \frac{B_m}{\bar{v}_m} + \frac{C_m}{(\bar{v}_m)^2} + \dots \quad (\text{B.1})$$

Avec B_m, C_m sont les deuxième et troisième coefficients transversaux du mélange dont les valeurs peuvent être calculées à l'aide de la règle du mélange [73] :

$$B_m [\text{cm}^3 \text{mol}^{-1}] = y_a^2 B_{aa} + 2y_a y_w B_{aw} + y_w^2 B_{ww} \quad (\text{B.2})$$

$$B_{aa} [\text{cm}^3 \text{mol}^{-1}] = \sum_{i=0}^3 A_i T^{-i} \quad (\text{B.3})$$

$$B_{aw}[\text{cm}^3 \text{mol}^{-1}] = \sum_{i=0}^4 B_i T^{-i} \quad (\text{B.4})$$

$$B_{ww}[\text{cm}^3 \text{mol}^{-1}] = \mathcal{R}T \left(C_0 + C_1 e^{\frac{C_2}{T}} \right) \quad (\text{B.5})$$

$$C_m[\text{cm}^6 \text{mol}^{-2}] = y_a^3 C_{aaa} + 3y_a^2 y_w C_{aaw} + 3y_a y_w^2 C_{aww} + y_w^3 C_{www} \quad (\text{B.6})$$

$$C_{aaa}[\text{cm}^6 \text{mol}^{-2}] = \sum_{i=0}^3 D_i T^{-i} \quad (\text{B.7})$$

$$C_{aaw}[\text{cm}^6 \text{mol}^{-2}] = \sum_{i=0}^4 E_i T^{-i} \quad (\text{B.8})$$

$$C_{aww}[\text{cm}^6 \text{mol}^{-2}] = F_4 e^{\sum_{i=0}^3 F_i T^{-i}} \quad (\text{B.9})$$

$$C_{www}[\text{cm}^6 \text{mol}^{-2}] = (\mathcal{R}T)^2 \left(G_0 + G_1 e^{\frac{G_2}{T}} \right)^2 B_{ww}^2 \quad (\text{B.10})$$

Avec les valeurs des constantes :

i	A_i	B_i	C_i	D_i
0	0.349568.10 ²	0.32366097.10 ²	0.70.10 ⁻⁸	0.125975.10 ⁴
1	-0.668772 .10 ⁴	-0.141138.10 ⁵	-0.147184.10 ⁻⁸	-0.190905.10 ⁶
2	-0.210141.10 ⁷	-0.1244535.10 ⁷	1734.29	0.632467.10 ⁸
3	0.924746.10 ⁸	0.0	0.0	0.0
4	0.0	-0.2348789.10 ¹⁰	0.0	0.0

i	E_i	F_i	G_i
0	0.482737.10 ³	-0.10728876.10 ²	0.104.10 ⁻¹⁴

1	$0.105678 \cdot 10^6$	$0.347802 \cdot 10^4$	$-0.33529 \cdot 10^{-17}$
2	$-0.656394 \cdot 10^8$	$-0.383383 \cdot 10^6$	3645.09
3	$0.299444 \cdot 10^{11}$	$0.33406 \cdot 10^8$	
4	$-0.319317 \cdot 10^{13}$	$-1.0 \cdot 10^6$	

Enthalpie molaire du mélange :

L'équation (B.11) est utilisée pour calculer l'enthalpie du mélange [73] :

$$h[\text{J mol}^{-1}] = y_a \left(\sum_{i=0}^5 H_i T^i + h'_a \right) + y_w \left(\sum_{i=0}^5 K_i T^i + h'_w \right) + R T \left[\frac{B_m - T \frac{dB_m}{dT}}{\bar{v}_m} + \frac{C_m - 0.5 T \frac{dC_m}{dT}}{\bar{v}_m^2} \right] \quad (\text{B.11})$$

Avec :

i	H_i	K_i
0	$0.63290874 \cdot 10^1$	$-0.5008 \cdot 10^{-2}$
1	$0.28709015 \cdot 10^2$	$0.32491829 \cdot 10^2$
2	$0.26431805 \cdot 10^{-2}$	$0.65576345 \cdot 10^{-2}$
3	$-0.10405863 \cdot 10^{-4}$	$-0.26442147 \cdot 10^{-4}$
4	$0.18660410 \cdot 10^{-7}$	$0.517517889 \cdot 10^{-7}$
5	$-0.9784331 \cdot 10^{-11}$	$-0.31541624 \cdot 10^{-10}$

$$h'_a = -7914.1982 \text{ J mol}^{-1} \quad h'_w = 35994.17 \text{ J mol}^{-1}.$$

Entropie molaire de l'air humide :

L'entropie molaire de l'air humide est calculée à partir de l'équation suivante [73] :

$$s[\text{J mol}^{-1}\text{K}^{-1}] = y_a(\sum_{i=0}^4 M_i T^i + M_5 \ln(T) + s'_a) + y_w(\sum_{i=0}^5 N_i T^i + N_6 \ln(T) + s'_w) - R \ln\left(\frac{p}{101325}\right) + y_a R \ln\left(\frac{p \bar{v}_m}{x_a R_0 T}\right) + y_w R \ln\left(\frac{p \bar{v}_m}{x_w R_0 T}\right) - R \left(\frac{B_m + T \frac{dB_m}{dT}}{\bar{v}_m} + 0.5 \frac{C_m + T \frac{dC_m}{dT}}{\bar{v}_m^2}\right) \quad (\text{B.12})$$

Avec $R_0 = R \cdot 10^6$, et les autres paramètres du modèle sont donnés par le tableau suivant :

i	M_i	N_i
0	$0.34373874 \cdot 10^2$	$0.2196603 \cdot 10^1$
1	$0.52863609 \cdot 10^{-2}$	$0.19743819 \cdot 10^{-1}$
3	$-0.15608795 \cdot 10^{-4}$	$-0.70128225 \cdot 10^{-4}$
4	$0.24880547 \cdot 10^{-7}$	$0.14866252 \cdot 10^{-6}$
5	$-0.12230416 \cdot 10^{-10}$	$-0.14524437 \cdot 10^{-9}$
6	$0.28709015 \cdot 10^2$	$0.55663583 \cdot 10^{-1}$
	0	$0.32284652 \cdot 10^2$

$$s'_a = -196.125465 \text{ J mol}^{-1}\text{K}^{-1}, \quad s'_w = -63.31449 \text{ J mol}^{-1}\text{K}^{-1}$$

*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques :

- [1] **Gleick, P.H. al.** Water in Crisis: A Guide to the World's Fresh Water Resources, 1 edition ed., Oxford University Press, New York, 1993.
- [2] <http://www.canaldeluc.fr/index.php?p=eau>
- [3] <https://www.unicef.fr/sites/default/files/userfiles/Eau.pdf>
- [4] L'accès à l'eau potable dans le monde, Observatoire des inégalités, <https://inegalites.fr/L-acces-a-l-eau-potable-dans-le-monde>
- [5] **Desjardins D.** « le traitement des eaux » deuxième édition 1997.
- [6] Le dessalement de l'eau de mer, <https://www.aquawal.be>
- [7] **Larousserie D.et Denys V,** Le dessalement de l'eau de mer, une technologie en plein essor, <https://www.lemonde.fr/sciences/article/2024/03/07/le-dessalement-de-l-eau-de-mer-une-technologie-en-plein-essor>.
- [8] <https://www.sia-partners.com/fr/publications/publications-de-nos-experts/dessalement-de-leau-de-mer-des-evolutions-necessaires>.
- [9] **Eyl-Mazzega MA. et Cassignol, E.** « Géopolitique du dessalement d'eau de mer », Études de l'Ifri, Ifri, septembre 2022.
- [10] **Abd El-Hady B. Kashyout et al.,** Hybrid renewable energy/hybrid desalination potentials for remote areas: selected cases studied in Egypt, RSC Adv., 2021, 11, 13201–13219.
- [11] Source OECD. World energy outlook. OECD/IEA; 2006.
- [12] **Gude VG. et al.** Renewable and sustainable approaches for desalination. Renew. Sustain. Energy Rev. 2010; 14(9):2641-54.
- [13] **Al Gobaisi D.** Encyclopedia of Desalination and Water Resources. EOLSS Publishers. Oxford; 2000.
- [14] **Alkaisi A.et al.** A review of the water desalination systems integrated with renewable energy, Energy Procedia 110 (2017) 268 – 274.
- [15] **KYAW T.** Adsorption desalination: theory & experiments, national university of singapore 2010.Thesis of doctorate.
- [16] **Spiegler K.S. et El-Sayed Y.M.**The energetics of desalination processes, Desalination, 134 (2001) 109-128.
- [17] **Sharqawy M.H., et al.** “On thermal Performance of Seawater Cooling Towers,” ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power 133(4), 43001 – 43007. 2011.

- [18] **Sharqawy M.H.et al.** “Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data.” *Desalin Water Treat* 16, 354-380. 2010.
- [19] **SAMAKÉ Ou**, Analyse thermo-économique d’un système de dessalement par thermocompression de vapeur et conception de l’éjecteur, Sherbrooke (Québec) Canada janvier 2016.
- [20] **EYL-MAZZEGA MA. et CASSIGNOL E.** Géopolitique du dessalement d’eau de mer , CENTRE ÉNERGIE & CLIMAT ,SEPTEMBRE 2022 .
- [21] **Gude, V.G.** Desalination and sustainability – An appraisal and current perspective, *Water Research*, **89** (2016), pp. 87–106.
- [22] **Tchinda R et . Kaptouom E.** " Simulation numérique des performances d'un distillateur solaire fonctionnant en mode indirect ", (AJST) "African Journal of Science and Technology" Sciences and Engineering Series Vol. 5, (2004) 79-91.
- [23] **CAUSSERAN Ch.** Filtration membranaire (OI, NF, UF) - Caractérisation des membranes, <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/procedes-chimie-bio-agro-th2/operations-unitaires-techniques-separatives-sur-membranes>, 2015.
- [24] **Qasim M. et al.** “Reverse osmosis desalination : A state-of-the-art review,” vol. 459, no. December 2018, pp. 59–104, 2019.
- [25] **Ahmed, M.et al.** Brine disposal from reverse osmosis desalination plants in Oman and the United Arab Emirates, *desal*, **133** (2001), no.2, pp. 135–147.
- [26] **ROVEL J M.** “Dessalement de l’eau de mer,” *Techniques de l’Ingénieur*, vol. 33, no. 0, pp. 1–2, 2012.
- [27] **Fath M. T. Ali, H. E. S.et Armstrong P. R.,** “A comprehensive techno-economic review of indirect solar desalination,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 4187–4199, 2011.
- [28] **Nicolás P. et al.** Desalination, minimal and zero liquid discharge powered by renewable energy sources: Current status and future perspectives <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113733>, *Renew. Sustain. Energy Rev* 187 (2023) 113733.
- [29] <https://www.aquaportail.com/dictionnaire/definition/13602/nanofiltration>
- [30] **Mohammad A.W.et al.** Nanofiltration membranes review: Recent advances and future prospects. *desal* **2015**, 356, 226–254.
- [31] **Buros, O.K.** The ABCs of Desalting; International Desalination Association: Topsfield, MA, USA, 2000.

- [32] **K. S M Nompumelelo, et al.** Fabrication, Modification, and Mechanism of Nanofiltration Membranes for the Removal of Heavy Metal Ions from Wastewater Chemistry Select Volume 8, Issue 33 Sep 2023, <https://doi.org/10.1002/slct.202300741>
- [33] **Guimard L.** Étude du comportement et modélisation d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires. Université de Lyon, 2019.
- [34] <https://www.lnr-dz.com/2024/06/25/14-stations-de-dessalement-deau-de-mer-pour-faire-face-au-stress-hydrique/>
- [35] **Bouthiba A. et al.** Simulation study of the interaction between brine discharge and catchment water of a desalination plant in Tenes, Algeria under various hydrodynamic conditions, *Desalin Water Treat* 279 (2022) 16–28, doi: 10.5004/dwt.2022.29063.
- [36] **El Maakoul A. et al.**, Investigation du système de dessalement par humidification-déshumidification, Jan 2016, *Revue de l'Entrepreneuriat et de l'Innovation*.
- [37] **Yin Zhang et al.**, Numerical investigation of a humidification-dehumidification desalination system driven by heat pump, *Energy Convers Manag* 180 (2019) 641–653, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.018>.
- [38] **Giwa A, et al.** Recent advances in humidification dehumidification (HDH) desalination processes: improved designs and productivity. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;57:929–44. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.108>.
- [39] **Abdelmoez W, et al.** Water desalination using humidification/dehumidification (HDH) technique powered by solar energy: a detailed review. *Desalin Water Treat* 2014;52:4622–40. <https://doi.org/10.1080/19443994.2013.804457>.
- [40] **Suhaib M. A. et al.**, Renewable energy systems for water desalination applications: A comprehensive review, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117035>, *Energy Convers Manag* Volume 286, 15 June 2023, 117035
- [41] **Mohamed A. S. A. et al.** Desalination process using humidification– dehumidification technique: A detailed review, *Int J Energy Res.* 2020;1–52. DOI: 10.1002/er.6111.
- [42] **Al-Enezi G, et al.** Low temperature humidification dehumidification desalination process. *Energy Convers Manag* 2006;47:470–84. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.04.010>.
- [43] **Lawal D. et al.** Humidification-dehumidification desalination system operated by a heat Pump. *Energy Convers Manag* 2018;161:128–40. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.067>.

- [44] **Alrbai M, et al.** Energy and exergy analysis of a novel humidification-dehumidification desalination system with fogging technique. *desal* **2022**;522:115421. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115421>.
- [45] **Karan MH. et al.** Effect of entropy generation on the performance of humidification-dehumidification desalination cycles, *Int. J. Therm. Sci.*(2010), 49 (2010) 1837-1847. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2010.05.002.
- [46] **Karan MH. et al.** Optimal operating conditions and configurations for humidification–dehumidification desalination cycles, *Int. J. Therm. Sci.*(2011) doi:10.1016/j.ijthermalsci.2010.12.013.
- [47] **Hou S. et Zhang, H.** A Hybrid Solar Desalination Process of the Multi-Effect Humidification Dehumidification and Basin-Type Unit. *desal*, 220, 552-557. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.055>.
- [48] **Zhang Q et al.** Analysis of air humidification process for humid air turbine cycle with a detailed air humidifier model, *Applied Energy* 279 (2020) 115833 <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115833>.
- [49] **Shukuya M. & Hammache A.** ,Introduction to the Concept of Exergy for a Better Understanding of Low-Temperature Heating and High-Temperature-Cooling Systems, April 25,2002. www.iea-ebc.org/Data/publications/EBC_Annex_37_Introduction_tot_of_exergy.pdf
- [50] **Shaobo Houa , et al.** .Exergy analysis of the solar multi-effect humidification–dehumidification desalination process, *desal* 203 (2007) 403–409 doi:10.1016/j.desal.2006.03.532.
- [51] **Narayan G. P. et al.** The potential of solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water production, *Renewable and Sustainable, Energy Reviews* 14 (4) (2010) 1187-1201. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.014>.
- [52] **Li Xu et al.** Humidification–Dehumidification (HDH) Desalination System with Air-Cooling Condenser and Cellulose Evaporative Pad, *Water* **2020**, 12, 142; doi:10.3390/w12010142.
- [53] <https://www.dimclim.fr/diagrammes-air-humide.php>.
- [54] **Mayere A.** Solar Powered Desalination, PhD Thesis, 2011
- [55] **Junjie Chen,** Theoretical and experimental analysis of the thermodynamic and economic performance for a packed bed humidifier, *Energy Convers Manag*, Volume 206, 15 February 2020, 112497, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112497>.
- [56] **BOUKHELKHAL A.** Chapitre 1 : Technologie des colonnes, <https://pdfcoffee.com/qdownload/chapitre-1-technologie-des-colonnes-pdf-free.html>

- [57] **Bassel A. et al.** Performance of bubble column humidification-dehumidification (HDH) desalination system, *Desalin Water Treat* 181 (2020) 101–112.
- [58] **Rajaseenivasan T. et al.** Combined probation of bubble column humidification dehumidification desalination system using solar collectors, *Energy*, 116 (2016) 459–469
- [59] **Munteshari O.M.A.**, Multi-Stage Bubble Column Humidifier for Thermal Driven Mechanical Compression Humidification Dehumidification Desalination System, M.Sc. Thesis, King Fahd University of Petroleum and Minerals, 2014.
- [60] **Qutub A et Munteshari O.M.A.** multi-Stage Bubble Column Humidifier Apparatus, US Patent, US9745208B2, 2017.
- [61] www.stscanadainc.com
- [62] https://www.azprocede.fr/Cours_GC/rectification_plateaux.html
- [63] https://www.researchgate.net/figure/Schematics-of-the-bubble-column-and-helical-humidifiers-and-TVC-HDH-RO-system_fig9_368985740.
- [64] **Bayvel, L.P. et Orzechowski Z.**, *Liquid Atomization*. 1993: Taylor & Francis.
- [65] **Lefebvre, A.** *Atomization and sprays*. 1989: Hemisphere Pub. Corp.
- [66] **William, A.** *Fluid dynamics and transport of droplets and sprays*. 2nd ed. 2010: Cambridge University Press, New York.
- [67] **Alkhedhair A. M.**, *Modelling and Experimental Study of Spray Cooling Systems for Inlet Air Pre-Cooling in Natural Draft Dry Cooling Towers*, Phd 2015. Queensland.
- [68] **Narayan G. P. et al.** Bubble columns for condensation at high concentrations of noncondensable gas: Heat-transfer model and experiments, *AIChE Journal* 59 (2013) 1780–1790.
- [69] **Luberti M. et al.** Enhanced Humidification–Dehumidification (HDH) Systems for Sustainable Water Desalination, *Energies* 2023, 16(17), 6352; <https://doi.org/10.3390/en16176352>.
- [70] **Kapil Garg**, *Thermal Design of a Humidification-Dehumidification Desalination Cycle consisting of Packed-Bed Humidifier and Finned-Tube Dehumidifier*, Tamil Nadu, India 2022.

- [71] **Maouche W. et al.** , Study of Spraying Technology on Absorber Performances in a H₂O/LiBr Absorption Chiller, . Ind. 71 (7-8) (2022) 399–412. <https://doi.org/10.15255/KUI.2021.073>.
- [72] **Treybal, R.E.** (1968) Mass Transfer Operations. 2nd Edition, McGraw Hill, New York.
- [73] **Hyland, R. W. and Wexler, A.**, Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K, ASHRAE Transactions, 89(2A), Vol. 89, Iss: 2, pp 500-519
- [74] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (2001) ASHRAE Fundamentals Handbook (SI). Chapter 6. Psychrometrics. 6.1-6.17. Atlanta.
- [75] **Heet W.F. al.** A parametric study of a humidification dehumidification (HDH) desalination system using low grade heat sources, Energy Convers Manag, 105 (2015) 929–937 <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.056>.
- [76] **Narayan P.G.**, Thermal Design of Humidification Dehumidification Systems for Affordable and Small-scale Desalination , these de doctorat ,Massachusetts Institute Of Technology September 2012.
- [77] **Edalati S.et Iranmanesh M.**, Modelling and drawing energy and exergy of solar radiation, Int. J. Exergy, Vol. 19, No. 4, 2016 , DOI: 10.1504/IJEX.2016.075890.
- [78] **MOUMMI A.et al.** Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empiriques dans le site de biskra, 8 eme Séminaire Internationale sur la physique énergétique (2006) SIPE'8, Bechar (Algérie).
- [79] **Petela R.** Exergy of heat radiation. ASME Journal of Heat Transfer 1964;86:187–92.
- [80] Gude V G, Exergy Evaluation of Desalination Processes, ChemEngineering 2018, 2, 28; doi:10.3390/chemengineering2020028.
- [81] **Gude V G.**Exergy Destruction and Entropy Generation in Desalination Systems The 3rd International Electronic and Flipped Conference on Entropy and Its Applications (ECEA 2016), 1–10 November 2016; Sciforum Electronic Conference Series, Vol. 3, 2016
- [82] **Moran M.S. et Shapiro H. N.**, Fundamentals of engineering thermodynamics, John Willey & sons inc. USA, 1988.
- [83] **Kotas T.J.** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. 2nd Ed., Krieger Publish in Company, Malabar, Florida, USA, 1995.

<https://doi.org/10.1016/C2013-0-00894-8>, 1985.

[84] **Lombardi L. et al.** Life cycle assessment and exergetic life cycle assessment of a CO₂ low emission power cycle, Elsevier, 2000, <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-0141655018&partnerID=MN8TOARS>

[85] **El Kori N A.** Definition of Exergetic Efficiency in the Main and Emerging Thermal Desalination Technologies: A Proposal, *Water* 2024, 16, 1254. <https://doi.org/10.3390/w16091254>.

[86] **Borel L.** Introduction aux nouveaux bilans énergétiques, Ecoles polytechnique Federale de Lausanne en Bassanges, CH-1024 Ecublens. <https://core.ac.uk/download/147903230.pdf>

[87] **Hau J. L. et Bakschi B.R.**, Promise and problems of energy analysis, *Ecolo, Modell*, 2004, 178(1- 2), 215.

[88] **Borel L.**, Thermodynamique et Energétique volume I, Presses Polytechniques Romandes, Suisse, 1987.

[89] **Szargut J. et al.** Exergy analysis of a thermal, chemical and metallurgical processes, New York Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

[90] **Decher R.**, Exergy conversion: systems, flow physics and engineering, Edition Oxford University Press. Oxford, USA, 1994.

[91] **Le Goff P. et al.** Quelle température de référence choisir dans le calcul d'exergie ?, *Entropie*, 2000, 229, pp. 59-62.

[92] **Lohani S.P.** Energy and exergy analysis of fossil plant and heat pump building heating system at two different dead-state temperatures, *Energy*, 2010, 35, pp. 3323-3331.

[93] **Rosen M.A, et Dincer I.** Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Science*, 2004, 43, pp. 121-133

[94] **Utlu Z. et Hepbasli A.** Exergetic and energetic assessment of the industrial sector at varying dead (reference) state temperatures: a review with an illustrative example. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008, 12, pp. 1277-1301.

[95] **Dahmani M.** Analyse 4E (Energétique, Exergétique, Environnementale et Economique) de systèmes de valorisation énergétique de biomasses thèse de doctorat, Gabès (Tunisie) 2018, <https://theses.hal.science/tel-01884559v1>.

[96] **Gagioli R. A. et Petit P. J.** Use the second law first, *chemtech*, 1977, 7, pp. 496-506

[97] **Munsch M., Mohr T. Futterer E.**, Analysis of exergy and evaluation of process plants with a flowsheeting system, *Int. Chem. Eng.*, 1993, 33(2).

- [98] **Rivero, R.** Tridimensional Exergy Diagram, In Energy Systems and Ecology, Cracow, Poland, 1993.
- [99] **Hinderink A. P et al.** Exergy analysis with a flowsheeting simulator- I. Theory: calculating exergies of material streams. Chem. Eng. Sci., 1996, 51, pp. 4693-4700.
- [100] **J.H. Lienhard V. et al.** “Thermodynamics, Exergy, and Energy Efficiency in Desalination Systems,” in Desalination Sustainability: A Technical, Socioeconomic, and Environmental Approach, Chpt. 4, H.A. Arafat, editor. Elsevier Publishing Co., 2017. <http://hdl.handle.net/1721.1/109737>.
- [101] **Fellah G.** Chemical Exergy, 2015, DOI: 10.13140/RG.2.1.2137.1049
- [102] **Pellen Ch M.** Contribution à l’optimisation technico-économique de systèmes énergétiques, Ecole Centrale Paris, 2006. Français. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00185696>.
- [103] **El Kori N A,** Definition of Exergetic Efficiency in the Main and Emerging Thermal Desalination Technologies: A Proposal, Water 2024, 16, 1254. <https://doi.org/10.3390/w16091254>.
- [104] **Saidur R, et al.** Exergy analysis of solar energy applications. Renew Sustain Energy Rev 2012;16:350–6. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.162>.
- [105] Danahe Marmolejo Correa, Analysis and Design of Low Temperature Processes with Focus on LNG,
- [106] **Kwauk M.,** A System for Counting Variables in Separation Processes, AIChE2, (1956)240–248, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.690020221>.
- [107] **Hamani, N.** Modeling of the incident solar flux and the output temperature in a solar water collector with the effect of concentration of the incident solar radiation, Master thesis, Biskra - Algeria, 2005.
- [107] **Koholé YW.et al.** Flat-Plate Solar Collector Thermal Performance and Optimal Operation Mode by Exergy Analysis and Numerical Simulation, Arab. J. Sci. Eng. **46**(2021) 1877–1897, doi:<https://doi.org/10.1007/s13369-020-05150-w>.
- [108] **Mohamed ASA et al.** Theoretical and experimental study of a seawater desalination system based on humidification-dehumidification technique. Renew Energy **152** 2020:823–34. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.116>.
- [109] **Xu L, et al.** Humidification–dehumidification (HDH) desalination system with air-cooling condenser and cellulose evaporative pad. Water 2020;12:142. <https://doi.org/10.3390/w1201014210>.

- [110] **Tailor VH**.et **Kapadia RG**. Exergetic efficiency assessment of key psychrometric processes. IJSRD 2014;2:1645–1652.
- [111] **Antoine C**. Tensions des vapeurs: nouvelle relation entre les tensions et les températures. Comput Rend Acad Sci 1888;107:681.
- [112] **Perry HR** et **Green DW**. Perry's Chemical Engineer's Handbook. 7th ed, Wiley; 1997.