

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

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme
D'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème :

**Etude d'un procédé de dessalement par
humidification-déshumidification utilisant
l'énergie solaire**

Etudié et présenté par :

Mr. SAHRAOUI Massinissa

Proposé et dirigé par :

Mr. H. BENNOUR

*** Promotion juin 2012 ***

Remerciements

Je remercie tout d'abord mes parents qui m'ont montré le chemin.

Mes remerciements à mon promoteurs Monsieur BENNOUR, pour m'avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Je remercie Monsieur SMAILI et Monsieur ATTOUCHI membres du jury qui ont accepté d'examiner mon travail.

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

Enfin, je remercie mes amis et mes collègues pour leur aide très précieuse, je cite : Jugurtha, Nabil, Mabrouk, Mokrane, Boubakar, Nacer, Amokrane, Khaled, Abdennour et d'autres que je n'ai pas mentionnés car la liste est longue.

Je dédie ce modeste travail

A mon père et ma mère:

A toute la famille:

A tous mes amis.

ملخص

تطرقنا في هذه الدراسة الى تصميم نموذج للمبادلات الحرارية و المادية عبر ملتقط شمسي و مرطب و هذا لطريقة تحليلية الماء عن طريق الترطيب و نزع الرطوبة باستخدام الطاقة الشمسية. قمنا كذلك بمحاكات عبربرنامج "ماتلاب". قمنا بدراسة مختلف العوامل المؤثرة على درجة حرارة الخروج من الملتقطات الشمسية و تحديد توزيع الرطوبة ودرجات الحرارة

عبر

الكلمات المفتاحية: الترطيب, الطاقة الشمسية, الملتقط الشمسي, المرطب, برج الترطيب, المبادلات الحرارية و المادية.

Résumé

Dans ce travail, nous avons modélisé les phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans les collecteurs solaires et l'humidificateur pour une installation d'un procédé de dessalement, qui est, le procédé par humidification-déshumidification utilisant l'énergie solaire. Nous avons, par la suite, effectué les calculs à l'aide du logiciel MATLAB. Nous avons ainsi étudié les paramètres influant sur les températures de sortie des collecteurs solaires et déterminé la distribution de l'humidité spécifique et des températures dans l'évaporateur.

Mots clés : Humidification, énergie solaire, collecteur solaire, évaporateur, colonne à garnissage, transfert de chaleur et de masse.

Abstract

In this study, we have modeled the heat transfer and mass transfer along a solar collector and a humidifier for a water desalination process, which is, solar desalination by humidification-dehumidification using solar energy. We have, then, performed a simulation with the aid of MATLAB. We have studied different parameters affecting exit temperatures of solar collectors and determine humidity and temperatures distribution through the humidifier.

Key words : Humidification, solar energy, solar collector, humidifier, packed column, heat and mass transfer.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	3
CHAPITRE I: GENERALITES SUR LE DESSALEMENT	
I.1 INTRODUCTION	3
I.2 SALINITE, EAUX SALINES ET EAU POTABLE	3
I.2.1 Salinité	3
I.2.2 Eaux de mers.....	3
I.2.3 Eaux saumâtres	4
I.2.4 Eau potable	4
I.3 DIFFERENTS TYPES DE PROCEDES DE DESSALEMENT	4
I.3.1 Procédés chimiques	5
I.3.2 Procédés biologiques	5
I.3.3 Procédés membranaires	5
I.3.3.1 L'électrodialyse	6
I.3.3.2 Osmose inverse	7
I.3.4 Procédés thermiques	10
I.3.4.1 Dessalement par compression de vapeur	10
I.3.4.2 Distillation	11
I.3.4.3 Avantages et contraintes des précédents procédés par distillation	15
I.3.4.4 Procédé par humidification-déshumidification de l'air	15
I.4 DESSALEMENT EN ALGERIE	19
I.5 POTENTIEL SOLAIRE EN ALGERIE	20
CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE	
II.1 INTRODUCTION	23
II.2 CONFIGURATION ADOPTEE	23
II.3 ETUDE DES COLLECTEURS SOLAIRES	25

II.3.1	Principe.....	25
II.3.2	Bilan thermique global de la paroi absorbante	25
II.3.3	Expression du coefficient global de pertes	27
II.3.4	Profil transversal de température	30
II.3.5	Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide.....	33
II.4	ETUDE DE L'EVAPORATEUR.....	35
II.4.1	Bilan de masse et d'énergie	35
II.4.2	Expressions des taux de transfert de chaleur et de masse.....	37
II.4.3	Détermination des coefficients de transfert.....	38
II.4.4	Température de l'interface	38
II.5	ETUDE DU CONDENSEUR.....	39
II.5.1	Hypothèses	39
II.5.2	Equations de bilan.....	39

CHAPITRE III : SIMULATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

III.2	DESCRIPTION DE LA PROCEDURE APORTEE POUR LA RESOLUTION DU PROBLEME	43
III.2.1	Procédure pour les collecteur solaire	43
III.2.2	Choix des différents paramètres	43
III.2.2.1	Choix des dimensions et des matériaux	43
III.2.2.2	Coix des donnée d'entrée	44
III.2.2.3	Autres simplifications	44
III.2.2.4	Evaluation des pertes thermiques	44
III.2.3	DESCRIPTION DE LA PROCEDURE DE RESOLUTION POUR L'EVAPORATEUR	45
III.2.4	CHOIX DES DONNEES POUR L'EVAPORATEUR	46
III.2.4.1	Choix du type d'évaporateur	46
III.2.4.2	Choix des dimentions de l'évaporateur	46
III.2.4.3	Détermination des vitesses d'écoulement des fluides	46
III.2.4.4	Estimation de la rétention totale	47

III.3	CALCUL DES PROPRIETES PHYSIQUE DES FLUIDES	48
III.3.1	Propriétés de la phase liquide	48
III.3.2	Propriété physique du gaz	48
III.4	CALCUL DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT	49
III.5	CALCUL DE LA TEMPERATURE DE L'INTERFACE ET DU TAUX DE TRANSFERT DE MASSE	49
III.6	CALCUL DE DEBIT D'EAU A L'ENTREE DE CHQUE ELEMENT	50
III.7	CORRECTION DES TEMPERATURES	50

CHAPITRE IV : RESULTATS ET INTERPRETATION

IV.1	INTRODUCTION	53
IV.2	TEMPERATURE A LA SORTIE DES COLLECTEURS SOLAIRES	53
IV.2.1	Effet de la vitesse du vent	53
IV.2.2	Effet du flux solaire absorbé	54
IV.2.3	Effet de la température d'entrée des fluides	56
IV.3	EVOLUTION DE L'HUMIDITE SPECIFIQUE DANS L'EVAPORATEUR	57
IV.4	EVOLUTION DES TEMPERATURES DE L'EAU ET DU GAZ	58

CONCLUSION GENERALE	58
----------------------------	----

Bibliographie

Annexes

Liste des figures

Figure.I.1: Schéma d'une installation à électrodialyse	7
Figure.I.2: Principe de l'osmose inverse.....	8
Figure.I.3: Schéma d'une membrane en sandwich d'une installation à osmose inverse	9
Figure.I.4: Schéma d'une installation à compression de vapeur.....	10
Figure.I.5: Schéma d'une installation de distillation à simple effet	11
Figure.I.6: Schéma d'une installation de distillation à effet multiple	12
Figure.I.7: Schéma d'une installation MSF.....	14
Figure.I.8: Principe de fonctionnement d'un procédé par HD	17
Figure.II.1: Schéma de l'installation HD	24
Figure.II.2: Schéma de principe d'un capteur solaire plan	25
Figure.II.3: Schématisation des flux convectifs dans un capteur couvert à tubes.....	27
Figure.II.4: Schéma en coupe de l'absorbeur.....	30
Figure.II.5: Schématisation d'un volume de contrôle élémentaire au niveau de l'évaporateur	35
Figure.II.6: Schématisation d'un volume de contrôle élémentaire au niveau du condenseur	39
Figure.III.1: Schéma montrant la subdivision de la colonne.....	45
Figure.III.2: Estimation de la rétention totale pour les garnissages structurés.....	47
Figure.IV.1: variation de la température de sortie de l'air en fonction de la vitesse du vent ...	53
Figure.IV.2: variation de la température de sortie de l'eau en fonction de la vitesse du vent .	54
Figure.IV.3: variation de la température de sortie de l'air en fonction du flux solaire Absorbé	55
Figure.IV.4: variation de la température de sortie de l'eau en fonction du flux solaire absorbé.	55
Figure.IV.5: variation de la température de sortie de l'air en fonction de celle d'entrée	56
Figure.IV.6: variation de la température de sortie de l'eau en fonction de celle d'entrée.....	57
Figure.IV.7: évolution de l'humidité et de l'humidité spécifique le long de l'évaporateur	58
Figure.IV.8: évolution de la température de l'eau le long de l'évaporateur	59
Figure.IV.9: évolution de la température du gaz le long de l'évaporateur.....	59

Liste des tableaux

Tableau I.1: La répartition en ions pour une eau de type Océan Atlantique.	4
Tableau I.2: Les stations de dessalement d'eau de mer en Algérie	19
Tableau I.3: Les stations de dessalement d'eaux saumâtres en Algérie.....	20
Tableau I.4: Potentiel solaire en Algérie	21

NOMENCLATURE

symbole	unité	Significations
Q	Kj	la quantité de chaleur recherchée
k		Le rapport débit d'eau de mer admise / débit d'eau douce produite
D	kg/s	Débit d'eau douce
C_p	kJ/kg.K	La capacité thermique massique quelle que soit la salinité de l'eau.
Δt	C°	l'écart entre la température d'ébullition et la température de l'eau de mer à l'entrée de l'enceinte
L	kJ	Chaleur latente de vaporisation
N		Le nombre d'effets.
E_m	kg/s	Débit d'eau de mer à l'entrée
n		Nombre d'étage
L_m	kJ	Valeur moyenne de la chaleur latente de vaporisation
q_{sa}	W	Flux absorbé par la surface exposée
q_p	W	Taux de transfert de chaleur perdu par la paroi absorbante
q_u	W	Taux de transfert de chaleur utile transmis au fluide caloporteur
q_{st}	W	Taux de transfert de chaleur stocké dans le capteur
T	K	Température moyenne du capteur
t	s	Temps
q_{sa}	W	Flux absorbé par la surface exposée
τ_{cs}		Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.
α_{ps}		Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire
G	W.m ⁻²	Flux solaire incident sur le capteur
S	m ²	Surface de la paroi absorbante
\dot{m}_f	kg/s	Débit massique du fluide
C_{pf}	W/K.kg	Chaleur spécifique du fluide
T_{fs}	K	Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur
T_{fe}	K	Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur
h_p	W/m ² .K	Coefficient global de pertes du capteur
T_{pm}	K	Température moyenne de la paroi absorbante
$T_{a,amb}$	K	Température de l'air extérieur (Température de l'air ambiant)
h_p	W/m ² .K	Coefficient global de pertes du capteur
T_{pm}	K	Température moyenne de la paroi absorbante
$q_{r,p-c}$	W	Taux de transfert de chaleur échangée par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture
$q_{c,c-a}$	W	Taux de transfert de chaleur échangée par convection

$q_{r,c-a}$	W	Taux de transfert de chaleur échangée par rayonnement entre la couverture et le milieu extérieur
σ	$W.m^{-2}.K^{-4}$	
α_{pi}		Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR
α_{ci}		Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR
T_{cm}	K	Température moyenne de la couverture
ϵ_a		Emissivité de l'atmosphère
T_{ciel}	K	Température équivalente du ciel
$q_{p,b}$	W	Pertes thermiques vers le bas
e_i	m	Epaisseur de l'isolant
λ_i	W/m.K	Conductivité thermique de l'isolant
T_p	K	Température de la plaque absorbante
q_{sa}''	W/m ²	Flux solaire absorbé par la plaque
λ_p	W/m.K	conductivité thermique de la paroi absorbante
e_p	m	Epaisseur de la paroi absorbante
l	m	Distance entre les centres respectifs de deux tubes
D_e	m	Diamètre extérieur du tube
T_t	K	Température extérieure du tube (
q_t	W	Taux de transfert de chaleur captée directement par le tube
T_f	K	Température du fluide
h_i	W/m ² .K	coefficient de transfert par convection entre la paroi interne du tube et le fluide
D_i	m	Le diamètre interne du tube
e_t	m	Epaisseur du tube
λ_t	W/m.K	conductivité thermique du tube
\dot{m}_f	kg/s	Débit du fluide
C_{pf}	W/kg.K	Chaleur spécifique du fluide
$T_e(x)$	K	Température de l'eau suivant x
T_{ee}	K	Température de l'eau à l'entrée du capteur
\dot{m}_e	kg/s	Débit massique de l'eau
C_{pe}	W/kg.K	Chaleur spécifique de l'eau
A_f	m ² /m	La surface d'échange par unité de longueur
h_l	J/kg	L'enthalpie de l'eau
\dot{m}_a	kg.s	Le débit d'air sec
h_a	J.kg	L'enthalpie de l'air sec
\dot{m}_v	kg/s	Le débit de vapeur
h_v	J/kg	L'enthalpie de la vapeur
$d\dot{m}$	kg/s	Le taux de transfert de masse de la phase liquide et le gaz
h_{lf}	J/kg	L'enthalpie spécifique du liquide évaluée à la température de l'interface T_f
h_{vf}	J/kg	L'enthalpie spécifique de la vapeur évaluée à la température de l'interface T_f (J/kg).
h_{fg}	J/kg	La chaleur latente de vaporisation de l'eau évaluée à la

		température de l'interface T_f
$U_{l,ev}$	$W/m^2.K$	Le coefficient de transfert de chaleur entre le cœur du liquide et l'interface
$U_{g,ev}$	$W/m^2.K$	Le coefficient de transfert de chaleur entre le cœur du gaz et de l'interface
ρ_v	kg/m^3	La masse volumique partielle de la vapeur dans le cœur du gaz
ρ_{vf}	kg/m^3	La masse volumique partielle de la vapeur saturée à T_f
Re_g		Nombre de Reynolds du gaz
Nu_g		Nombre de Nusselt du gaz
Pr_g		Nombre de Prandtl du gaz
Sc_g		Nombre de Schmidt du gaz
Sh_g		Nombre de Sherwood du gaz
μ_l		viscosité du liquide
ρ_v	kg/m^3	masse volumique de la vapeur
ρ_l	kg/m^3	masse volumique du liquide

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Du fait des avancées technologiques, les besoins en eau de l'être humain ne cessent d'augmenter (agriculture, industrie, usage domestique . . .). Alors que certaines régions souffrent de sécheresse du fait de leur climat ou sont mal alimentées en eau potable à cause de la salinité des eaux disponibles, l'idée du dessalement survient alors naturellement et s'impose comme une solution très intéressante au problème d'alimentation en eau potable de ces régions.

Les procédés de dessalement conventionnels sont très énergivores et ne sont rentables qu'à grande échelle ou dans des pays où les sources en énergie conventionnelles sont vraiment disponibles.

La présente étude concerne un procédé de dessalement innovant par humidification-déshumidification de l'air en utilisant l'énergie solaire. Ce type de procédé ne produit que quelques m³ par jour. Son installation est facile, son entretien simple et ne nécessite pas de grands moyens. Il est idéal pour les populations isolées qui ne disposent pas de raccordements aux réseaux d'eau et d'énergie.

Dans le cadre de ce travail, nous allons aborder l'étude d'un système de dessalement par humidification-déshumidification de l'air comportant principalement des collecteurs solaires plans, un évaporateur et un condenseur.

Notre étude sera organisée comme suit :

Le chapitre I sera dédié aux généralités sur le dessalement.

Le chapitre II abordera la modélisation des phénomènes de transferts de chaleur et de masse, et ce, au niveau des collecteurs solaires et de l'humidificateur.

Dans le chapitre III, on procédera à la simulation des phénomènes modélisés au chapitre II.

Et finalement, dans le chapitre IV, nous présenterons les résultats obtenus et nous procéderons à leur analyse.

CHAPITRE I :

GENERALITES SUR LE DESSALEMENT

I.1 INTRODUCTION

L'eau douce représente 2.5% de la quantité totale d'eau sur notre planète (eaux douces, eaux saumâtres et eaux des mers et des océans). Elle s'évapore naturellement sous l'effet du soleil à la surface des océans, se condense et se précipite naturellement dans des zones privilégiées de par leurs géographies et leurs climats. C'est le cycle naturel de l'eau.

Environ 70% de cette eau douce est fixée dans les calottes glaciaires des pôles et une partie importante des 30% restants se trouve dans des nappes aquifères difficiles d'accès. Environ 1% de l'eau douce est accessible à l'homme (lacs, cours d'eaux et réservoirs divers).

La rareté de l'eau dans certaines zones, les changements climatiques que connaît notre planète et enfin, les besoins croissants en eau douce de l'être humain font qu'il devient de plus en plus indispensable de recourir au dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres [1].

I.2 SALINITE, EAUX SALINES ET EAU POTABLE

I.2.1 Salinité

La salinité mesure la concentration des sels dissous, elle s'exprime en g/l. Du fait que ces concentrations sont inférieures généralement au gramme, l'unité communément utilisée est le mg/l [2].

I.2.2 Eaux de mers

La Salinité des eaux de mers (et océans) varie selon les endroits. Elle est plus basse au voisinage des pôles et augmente progressivement à mesure que l'on s'approche de l'équateur. D'autres paramètres peuvent influencer, on peut citer : la chaleur et les hauts-fonds qui favorisent l'évaporation et même l'enclavement de certaines mers.

On peut donner à titre d'exemple, la salinité moyenne de certaines mers et océans :

- Océan Atlantique : 35 g/l.
- Mer Méditerranée : 38 g/l.
- Mer Rouge : 40 g/l et plus.
- Golfe Persique : 50 g/l et plus.

Un laboratoire d'hydrodynamique à Copenhague a défini la composition « moyenne » d'une eau de type Océan Atlantique. Le tableau suivant précise la répartition des ions principaux [2].

Tableau.I.1: La répartition en ions pour une eau de type Océan Atlantique [2].

Cation	(mg/l)	Anion	(mg/l)
Sodium	11035	Chlorures	19841
Magnésium	1330	Sulfates	2769
Calcium	418	Bicarbonates	146
Potassium	397	Bromures	68
Strontium	14	Fluorures	1.4
Salinité totale :	36.047g/l		

I.2.3 Eaux saumâtres

On appelle généralement eau saumâtre, une eau de salinité inférieure à celle de l'eau de mer. Sa salinité est comprise généralement entre 1 et 10g/l. Elles peuvent se trouver soit sous forme d'eaux de surface ou d'eaux sous-terraines. La composition peut varier selon l'origine de l'eau, c'est-à-dire qu'elle dépend du type de roches traversées par cette dernière [1].

I.2.4 Eau potable

L'organisation Mondiale de la Santé (OMS) classe les critères de potabilité d'une eau en cinq (05) groupes, ceux qui intéressent les producteurs d'eaux salées sont :

- L'aspect physique : température, limpidité, odeur, teneur en matières en suspension.
- Les caractéristiques chimiques : salinité, chlorures, pH . . .

Pour chaque critère, l'OMS précise une valeur guide, par exemple [2] :

- Salinité inférieure ou égale à 1000 mg/l.
- Chlorures inférieurs ou égaux à 250 mg/l.

I.3 DIFFERENTS TYPES DE PROCÉDES DE DESSALEMENT

Suivant la façon de traiter l'eau, on peut classer les procédés de dessalement en :

- Procédés chimiques.
- Procédés biologiques.
- Procédés membranaires.
- Procédés thermiques.

I.3.1 Procédés chimiques

Ce sont des traitements sélectifs, ils servent généralement à éliminer des ions bien particuliers alors que la salinité globale est acceptable.

Il s'agit souvent d'éliminer le fer ou le manganèse qui ne sont pas nocifs, mais ils nuisent simplement à la qualité de l'eau. Ils suscitent des complications dans les réseaux de distribution de l'eau, et ce, par les dépôts qu'ils produisent.

L'utilisation abusive des engrais dans l'agriculture a engendré un autre problème qui est celui de l'azote. Ce dernier est très nocif et se présente généralement sous forme de nitrates. Ces ions s'éliminent facilement par les procédés physico-chimiques mais on leur préfère les procédés biologiques.

Le fluor, qui est un problème typiquement nord-africain, ne trouve aucun traitement spécifique satisfaisant. Les traitements proposés sont des produits d'échangeurs d'ions. Les meilleurs résultats sont obtenus par filtration sur de l'alumine activée.

Finalement, le problème d'eaux trop minéralisées s'est posé pour certains minerais naturels, notamment celui, en Algérie, de la bentonite [3].

I.3.2 Procédés biologiques

En cours de développement, ces procédés semblent être les plus économiques pour éliminer le fer et les nitrates. Pour le fer, on connaît des micro-organismes autotrophes dont le métabolisme est basé sur l'oxydation du fer en milieu aérobie à faible excès d'air. Ce mode d'action permet des vitesses de circulation relativement élevées et rend ce procédé très intéressant [3].

Pour les nitrates, certaines bactéries présentes naturellement les transforment en azote moléculaire. Ces bactéries travaillent sur un matériau- support granuleux en milieu anaérobie.

I.3.3 Procédés membranaires

Ce sont des procédés qui, comme son nom l'indique, filtrent l'eau à travers des membranes. On peut distinguer deux principaux procédés qui sont :

- L'électrodialyse.
- L'osmose inverse.

I.3.3.1 L'électrodialyse

Ce procédé consiste à éliminer les sels dissous dans une eau saline par migration sous l'action d'un champ électrique, et ce, à travers une membrane sélective [3].

Utilisée pour des eaux saumâtres, elle se révèle très économique.

- **Principe**

Dans la cellule d'électrodialyse, les cations vont se diriger vers la cathode et les anions vers l'anode. En intercalant une membrane perméable (qui ne laisse passer que l'eau) entre les deux électrodes respectives, il y aura recombinaison des ions en sels dans certains compartiments, ce qui les enrichira en sel. Par contre, il y aura diminution des sels dans les autres compartiments, ce qui y diminuera la salinité. Ainsi, on aura une eau à la salinité désirée.

- **Les membranes**

Les membranes utilisées sont des membranes perméables échangeuses d'ions. Elles se présentent sous la forme de feuilles dont l'épaisseur est comprise entre 0.1 et 0.8 mm.

Selon leurs propriétés, on distingue deux types de membranes :

- Les membranes cationiques : elles ne sont perméables qu'aux cations, le groupement fonctionnel est généralement un groupement d'acide sulfonique (SO_3^-), par exemple : le copolymère styrène-divinylbenzène sulfoné.
- Les membranes anioniques : elles ne sont perméables qu'aux anions, le groupement fonctionnel est un groupement ammonium quaternaire (NR_4^+), (ou R est un groupement alkyle), par exemple, le copolymère styrène divinylbenzène ammonium quaternaire.

- **Electrodes**

Dans le cas le plus simple, on utilise deux électrodes (une anode et une cathode) chacune placée dans une extrémité. Mais parfois, il est préférable d'en utiliser plusieurs, en alternant les anodes et les cathodes, avec des branchements électriques en parallèles.

Ce système à multi-électrodes est préférable pour les cas suivants :

- Lorsque le nombre de cellules unitaires est trop élevé, de manière à diminuer la tension électrique aux bornes du module.
- Lorsque l'on veut utiliser plusieurs paquets de membranes à densités de courant différentes, ce qui permet d'améliorer les performances de l'appareil.

- Lorsque l'utilisateur possède un redresseur ayant une tension de sortie trop faible.

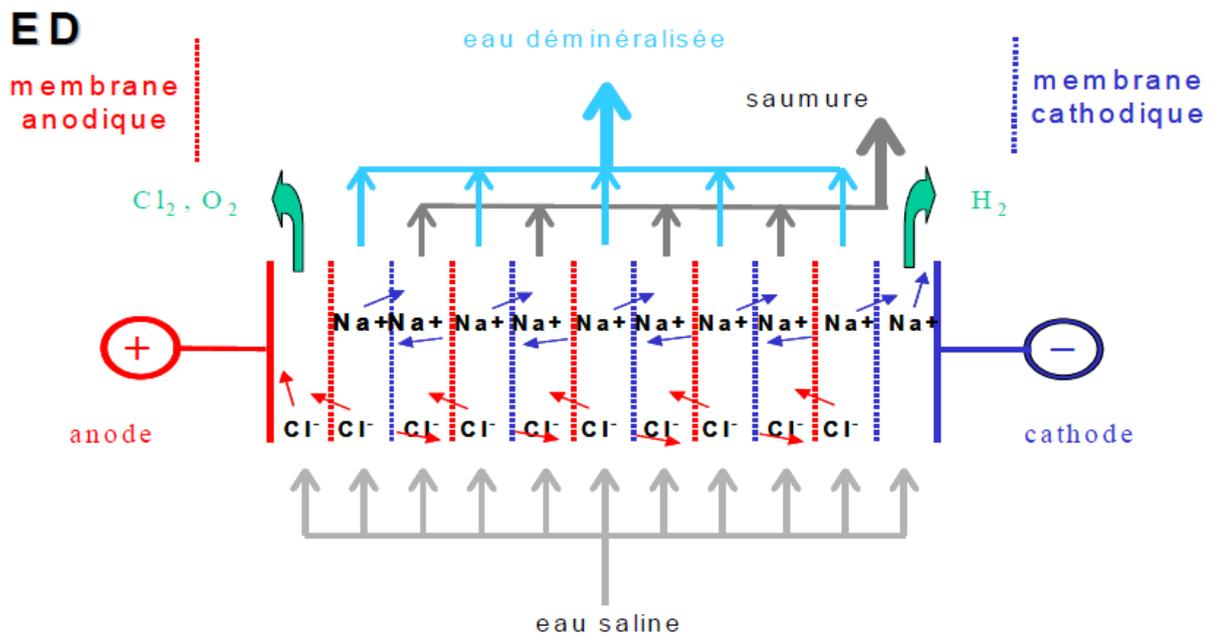


Figure.I.1 : Schéma d'une installation à électrodialyse [3].

Remarque :

Du fait de l'utilisation de l'électricité, ce procédé est aussi classé parmi les procédés électriques.

I.3.3.2 Osmose inverse

- **Principe**

Le procédé d'osmose inverse est basé sur la propriété des membranes semi-perméables qui laisse passer l'eau, sans toutefois laisser passer les sels dissous et les micro-organismes.

Une membrane semi-perméable divise un compartiment en deux. Si on met de l'eau pure dans le compartiment (1) et de l'eau saline dans le compartiment (2), on verra que l'eau pure aura tendance à se déplacer vers le compartiment (2). A l'équilibre, il en résultera une différence de niveau, ce qui met en évidence la pression osmotique.

Si on applique une pression équivalente ou supérieure à la pression osmotique dans le compartiment (2), l'eau va passer au compartiment (1) à travers la membrane. On obtiendra ainsi une eau pure. On peut donc appliquer une pression plus intense dans (2), et ce, suivant la concentration en sel, et obtenir ainsi de l'eau pure, puisque la membrane ne laisse passer que l'eau pure.

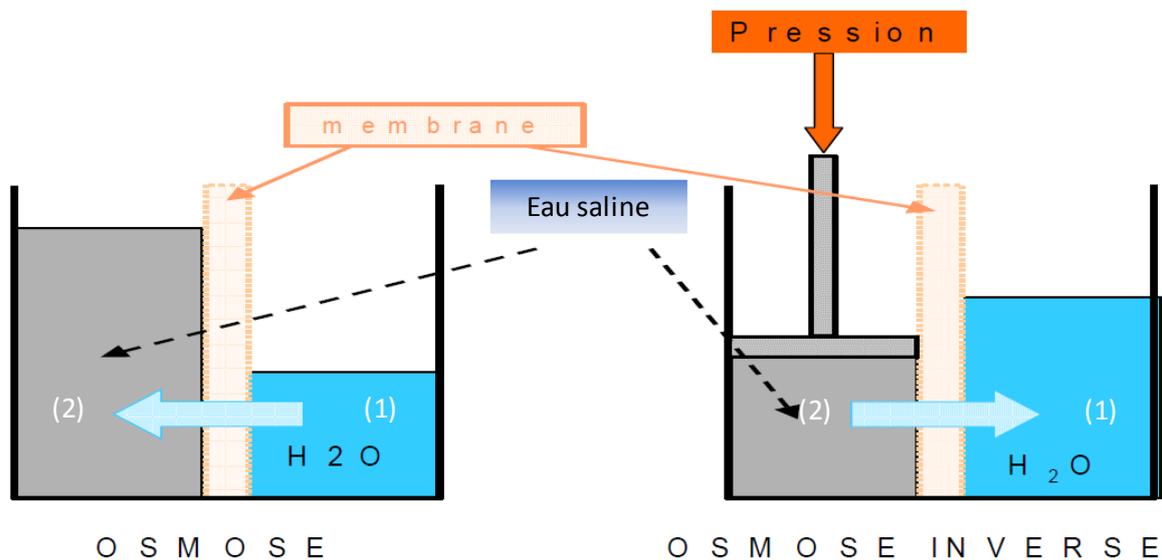


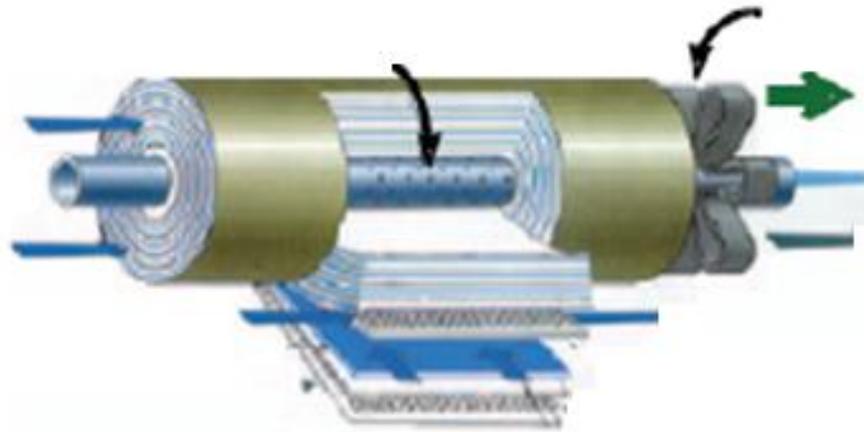
Figure.I.2 : Principe de l'osmose inverse [2].

- **La membrane**

Les qualités recherchées pour une membrane sont les suivantes :

- **Un rejet de sel élevé** : les membranes actuelles sont dite « composites », elles sont composées d'une superposition de deux ou trois membranes, celle en contact avec l'eau saline est la plus fine, ses pores ont une surfaces d'une dizaine de nanomètres et représente la membrane active de l'osmose inverse. Elle est supportée par une ou deux membranes plus épaisses. elles lui confèrent une résistance physique. Ce type de membranes filtre 99.0 à 99.8 des sels dissous.
- **La meilleure résistance à la compaction** : Les pressions de fonctionnement étant élevées (de l'ordre de 50 bars), les membranes doivent être très résistantes.
- **La meilleure stabilité chimique** : Les membranes actuelles acceptent en fonctionnement continu une eau dont le pH est compris entre 3 et 10. L'eau de mer prétraitée a un pH d'environ 7. Cette fourchette de pH concerne surtout les solutions de lavage des membranes, plus cette fourchette est grande, plus la liste des solutions compatibles est grande. Ce qui laisse à l'exploitant plus de choix sur ces dernières.

- **Une mise en œuvre la plus compacte possible** : Il s'agit de disposer de la plus grande surface dans un volume minimal. La configuration la plus utilisée à cette fin est la membrane à enroulement spiral. Elle consiste à placer en sandwich une feuille poreuse ou collecteur de perméat entre deux membranes osmotiques, face active vers l'extérieur. Ces trois éléments sont soudés sur trois côtés et le quatrième laissé libre est fixé sur la génératrice d'un tube qui va recueillir le perméat. Sur le premier sandwich on place un deuxième après avoir posé un espaceur et ainsi de suite. Les espaceurs sont sous forme de grilles, ils laissent ainsi l'eau de mer passer sans entrave entre les sandwiches. On note que cette dernière à un écoulement perpendiculaire à celui du perméat. L'ensemble est enroulé autour d'un tube collecteur. Le tout a la forme extérieure d'un cylindre.



Le perméat est drainé en spirale vers le collecteur

Figure.I.3 : Schéma d'une membrane en sandwich d'une installation à osmose inverse.

- **Avantages et contraintes de l'osmose inverse**
 - Le prétraitement de l'eau : On a vu qu'une eau qui n'est pas bien traitée, réduisait la durée de vie des membranes.
 - La capacité des modules de base : mais celle-ci peut être dépassée en ajustant le nombre de ces modules.
 - L'électricité est la seule source d'énergie possible : la consommation de cette énergie est proportionnelle à la salinité de l'eau (pression osmotique plus grande), mais on peut résoudre ce problème en utilisant une source d'énergie renouvelable comme l'éolienne ou le solaire photovoltaïque.
 - Ce procédé ne cesse d'être développé et consomme de moins en moins d'eau de mer (2 m³ d'eau de mer consommée pour produire 1 m³ d'eau douce).

- La salinité du perméat : elle est de l'ordre de 500mg/L (plus élevée que celle des procédés par distillation), ceci nécessite une deuxième installation d'osmose inverse en aval).

I.3.4 Procédés thermiques

I.3.4.1 Dessalement par compression de vapeur

- **Principe :**

L'eau salée est évaporée après avoir été préchauffée. La vapeur, ne contenant plus de sels, est comprimée par la suite à l'aide d'un compresseur.

- **Domaine d'application :**

Ce procédé fonctionne uniquement avec l'énergie électrique. Cependant, on peut lui associer un échangeur de chaleur afin de récupérer la chaleur perdue des gaz d'échappement d'une centrale à gaz afin de préchauffer l'eau de saline. Ce qui permettra de faire un gain d'énergie sur l'installation.

On notera que pour ce type de procédé, la puissance nominale du compresseur est de 300 kW pour une unité qui produit 300 m³/j. Il est donc favorable aux petites unités qui produisent de 100 à 3000 m³/j (centres de vacances, plates-formes offshore . . .). Les meilleurs rendements sont obtenus à partir de 200 m³/j [3].

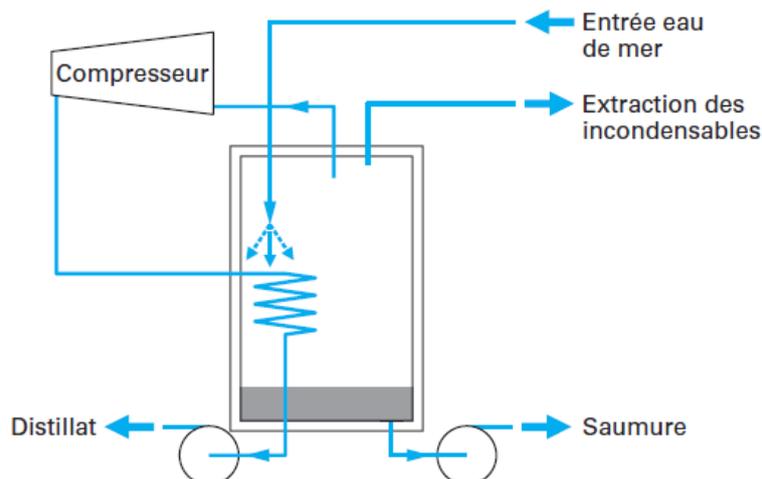


Figure.I.4 : Schéma d'une installation à compression de vapeur [2].

Remarque

Du fait de l'utilisation d'un compresseur, ce procédé peut être considéré comme un procédé mécanique.

I.3.4.2 Distillation

On distingue plusieurs procédés de distillation :

➤ **Distillation à simple effet**

• **Principe**

Ce procédé reproduit le cycle naturel de l'eau. Dans une enceinte fermée, un serpentin de réchauffage porte l'eau saline à ébullition. La vapeur ainsi produite est condensée dans un autre échangeur de chaleur en serpentin fonctionnant à l'eau de mer [2].

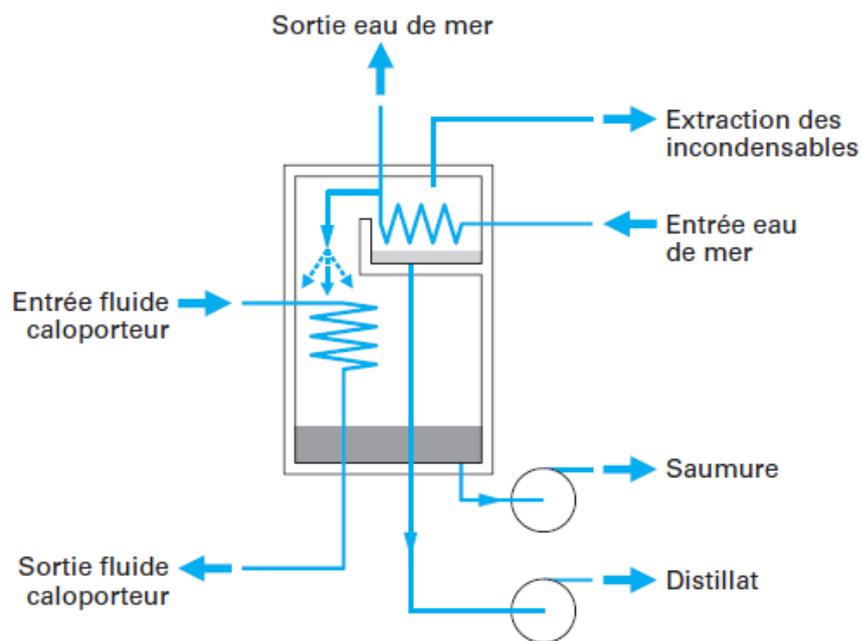


Figure.I.5 : Schéma d'une installation de distillation à simple effet [2].

• **Bilan thermique**

Le bilan thermique de ce type de procédé s'écrit, sous sa forme finale, comme suit :

$$Q = kDC_p \Delta t + DL$$

Où :

Q : La quantité de chaleur recherchée (en kJ).

k : Le rapport débit d'eau de mer admise / débit d'eau douce produite. (avec : le débit d'eau de mer admise égale à la somme du débit de l'eau douce plus le débit de la saumure produites).

D : Débit d'eau douce (en kg).

C_p : La capacité thermique massique supposée égale à 4.18 kJ/kg.K quelle que soit la salinité de l'eau.

Δt : l'écart entre la température d'ébullition et la température de l'eau de mer à l'entrée de l'enceinte (la même que la sortie du condenseur) (en C°).

L : Chaleur latente de vaporisation (en kJ).

➤ Distillation à effet multiple (MED)

• Principe

Une installation à effet multiple est constituée d'une juxtaposition de n cellules à effet simple. L'eau de mer est réchauffée jusqu'à ébullition dans la première cellule (la cellule où règne la plus haute température). La vapeur est par la suite transférée dans la deuxième cellule (où règne une pression légèrement inférieure à la première cellule). La température d'ébullition est donc inférieure dans la deuxième cellule, l'eau de mer est ainsi vaporisée dans cette dernière, c'est le deuxième effet. On peut répéter l'opération plusieurs fois, jusqu'à arriver à la température de l'eau de mer [3].

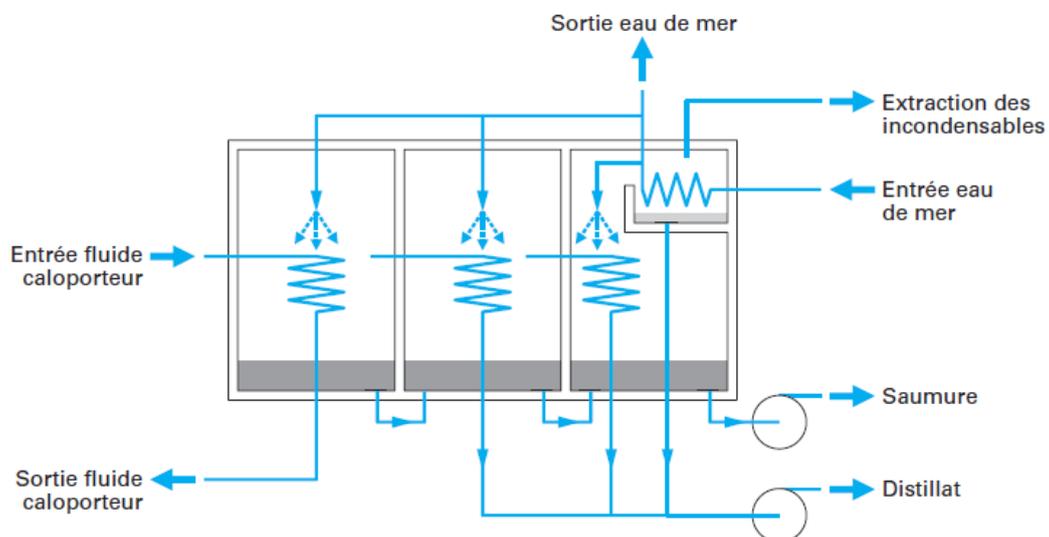


Figure.I.6 : Schéma d'une installation de distillation à effet multiple [2].

• Bilan thermique

Il s'écrit, sous sa forme finale, comme suit :

$$Q = kDC_p \Delta t + DL/n$$

Où :

Q : La quantité de chaleur recherchée (en kJ).

k : Le rapport débit d'eau de mer admise / débit d'eau douce produite. (avec: le débit d'eau de mer admise égale à la somme du débit de l'eau douce plus le débit de la saumure produites).

D : Débit d'eau douce (en kg).

C_p : La capacité thermique massique supposée égale à 4.18 kJ/kg.K quelle que soit la salinité de l'eau.

Δt : l'écart entre la température d'ébullition et la température de l'eau de mer à l'entrée de l'enceinte (la même que la sortie du condenseur) (en C°).

L : Chaleur latente de vaporisation (en kJ).

N : Le nombre d'effets.

- **Choix du nombre d'effets**

Suivant la formule précédente le futur exploitant fera le choix de prendre le plus grand nombre d'effets possible. Cependant, ce choix sera vite rattrapé par d'autres considérations technico-économiques.

Ces considérations sont :

- L'augmentation du coût d'investissement selon le nombre d'effets.
- La réduction de la consommation d'énergie en fonction du nombre d'effets.

Le futur exploitant tendra alors à concilier ces deux paramètres.

Aujourd'hui, de nombreuses unités fonctionnant sur ce principe sont calculées sur la base de 4 effets et consomment 628 kJ/kg d'eau douce [2].

- **Distillation par détente successives ou multi stage flash (MSF)**

- **Principe**

On considère une cellule contenant de l'eau de mer en équilibre avec sa vapeur à la température t. Si on introduit de l'eau de mer D_e à la température (t + Δt) en maintenant la pression stable, on constatera l'évaporation d'une quantité D_v , telle que :

$$D_e C_p \Delta t = D_v L$$

L : Chaleur latente de vaporisation à la température t.

C_p : Capacité thermique massique supposée égale à 4.18 kJ/kg quelle que soit la salinité de l'eau.

Dans la partie supérieure de la cellule, la vapeur se condense au contact d'un échangeur alimenté en eau de mer à une température $t_0 < t$.

Une installation par détentes successives est constituée d'une juxtaposition de n cellules fonctionnant chacune à une température comprise entre celles des cellules moyennes.

La température la plus basse t_0 est donnée par celle de l'eau, tandis que la plus haute est donnée par le constructeur et est généralement comprise entre 80 et 115°C.

L'eau de mer qui circule à l'intérieur du condenseur de la cellule la plus froide vers la plus chaude voit sa température augmenter. En traversant n cellules, elle devient donc égale à $(t_0 + \Delta t)$. Dans un réchauffeur, elle sera de $(t + \Delta t)$, et diminuera de cellule en cellule jusqu'à une température de t . La première détente se produit alors. La vapeur sera transmise à la cellule voisine ou se produira la deuxième détente. Ainsi de suite jusqu'à la dernière cellule. A la sortie, on obtient donc, un distillat à la température t et une saumure à la même température.

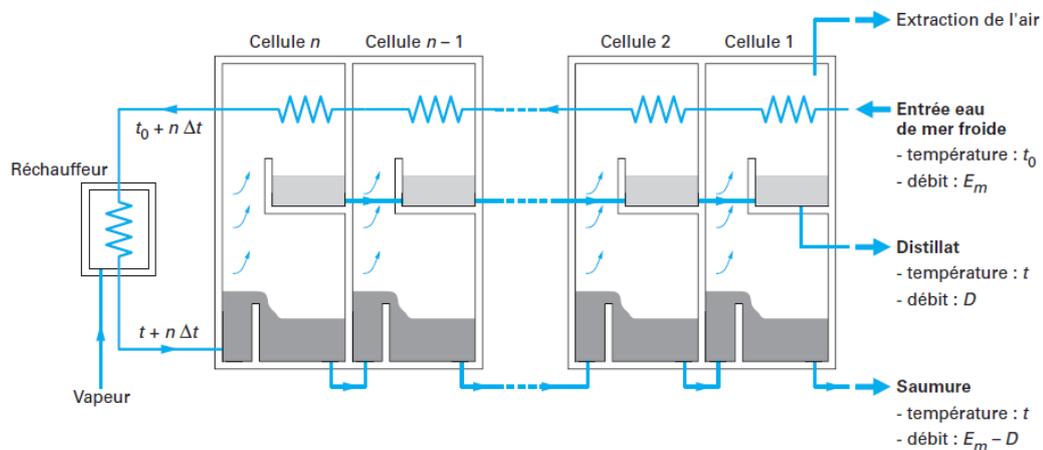


Figure.I.7 : Schéma d'une installation MSF [2].

- **Consommation thermique**

En admettant que la quantité de chaleur élevant la température de l'eau de mer de t_0 à $(t_0 + \Delta t)$ est égale à la quantité de chaleur cédée par la condensation de la vapeur par le refroidissement du distillat depuis la température moyenne jusqu'à t , on aura :

$$E_m n C_p \Delta t = D L_m + D n C_p \Delta t / 2$$

Avec :

E_m : Débit d'eau de mer à l'entrée.

n : Nombre d'étage.

C_p : Capacité thermique massique supposée égale à 4.18 kJ/kg.K.

Δt : Variation de température entre chaque étage.

D : Débit du distillat.

L_m : Valeur moyenne de la chaleur latente de vaporisation.

I.3.4.3 Avantages et contraintes des précédents procédés par distillation

- **Avantages**

- La qualité de l'eau : la production est, en théorie, de l'eau distillée, mais il y a toujours des entrainements de sels dans la vapeur. La salinité est généralement comprise entre 20 et 80 mg/L, ce qui fait que cette eau est de très bonne qualité [2].
- Type d'énergie consommée : L'énergie, dans ce type de procédé, est indépendante de la salinité de l'eau. Ces procédés n'utilisent que de la chaleur sans distinction de sa provenance et n'a besoin de l'électricité que pour les organes annexes (pompes . . .). On aura donc, une large palette de choix pour les sources de chaleur. (On peut citer : les gaz d'échappement d'une centrale à gaz, la vapeur d'échappement d'une centrale à vapeur, la géothermie, le solaire thermique . . .) [2].

I.3.4.4 Procédé par humidification-déshumidification de l'air (HD)

- **Principe**

Le procédé par humidification-déshumidification de l'air est basé sur le fait que l'air peut être mélangé à d'importantes quantités de vapeur. Cette capacité augmente si on augmente la température de l'air ; exemple : 1 kg d'air sec peut porter 0.5 kg de vapeur et 670 kcal quand sa température augmente de 30 à 80°. Quand un écoulement d'air est en contact avec de l'eau salée, l'air extrait une certaine quantité de vapeur au prix de la chaleur latente de l'eau salée provoquant son refroidissement. Par la suite, le mélange air-vapeur est refroidi au contact d'une surface de refroidissement, ce qui provoque la condensation de la

vapeur contenue dans ce mélange. On obtient ainsi de l'eau distillée. L'évaporation et la condensation sont généralement faites dans des échangeurs de chaleur différents. Pour l'évaporation, une source de chaleur externe est nécessaire, la condensation quant à elle, est faite dans un échangeur qui utilise l'eau salée refroidie par l'extraction de la chaleur latente lors de l'évaporation. Les échangeurs utilisés sont généralement des tubes placés sur un disque perforé et séparés par des joints spéciaux. Ce dispositif permet un démantèlement et un remplacement plus faciles [4].

L'énergie totale consommée par ce procédé prend deux formes : la chaleur externe utilisée pour l'évaporation et l'énergie mécanique utilisée pour les pompes et les mélangeurs.

Le procédé par humidification-déshumidification opère soit en un seul passage de l'eau saline, soit par recirculation. Dans le premier cas, l'évaporation d'un kg (1kg) de vapeur, cause le refroidissement de 60° dans 10 kg d'eau saline. Dans le deuxième cas, l'eau distillée recirculée est de 5 à 20% de l'eau saline et ce qui induit une salinité moindre, donc un refroidissement plus important de l'eau saline à l'évaporation. Le second cas, donne une saumure plus concentrée et une moindre consommation de chaleur [4].

Le cycle de base du procédé est montré sur la figure suivante. Il est constitué d'humidificateurs (1) et de déshumidificateurs (2). L'eau saline passe par système de réchauffage (3) où sa température augmente. Par la suite, elle passe dans une tour pleine où une certaine quantité de vapeur et de chaleur sont cédée à un flot d'air circulant à contre-courant, ce qui réduit la température de l'eau saline comme il a été mentionné précédemment. Une ou plusieurs tours peuvent être utilisées, cela dépend des résultats voulus et des conditions d'utilisation. Pour augmenter l'efficacité de l'opération, un soutirage d'air est effectué vers le déshumidificateur en plusieurs points [4].

L'eau saline (concentrée) refroidie dans l'humidificateur est utilisée ensuite comme fluide refroidissement dans le déshumidificateur (2) (série de tours pleines) où est aussi dirigé le flot air-vapeur obtenu dans l'humidificateur. Ce mélange est refroidi, ce qui conduit à la condensation de la vapeur au fur et à mesure que la température diminue, on obtient ainsi de l'eau douce. Une partie de cette eau (correspondant à la production) est stockée, le reste, ayant un débit et une température augmentant, quitte le déshumidificateur et traverse un échangeur de chaleur, elle va ainsi être utilisée pour préchauffer l'eau saline entrante. Une partie de cette eau saline est réutilisée avec l'eau saline de départ qui va être réchauffée, une autre partie sera déchargée du système pour éviter sa corrosion [4].

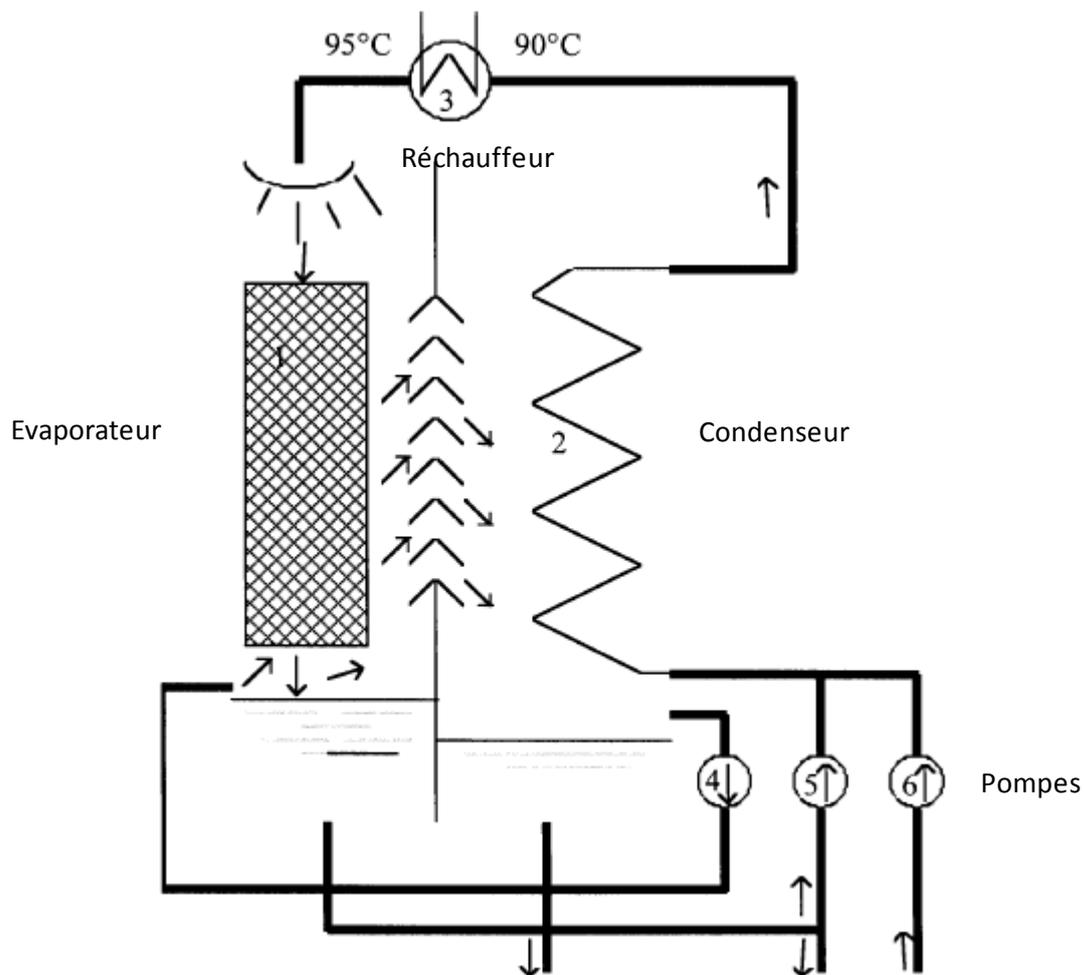


Figure.1.8 : Principe de fonctionnement d'un procédé par HD [4].

- **Description générale d'une installation d'un procédé par HD**

Les installations varient selon la taille et les conditions d'opération, mais elles ont globalement en commun les organes suivant :

- **Les colonnes à garnissage :** ce sont des enveloppes montantes remplies par des morceaux volants faits d'un matériau solide de taille uniforme et qui sont distribués aléatoirement. L'enveloppe doit présenter une forme et une taille telles à avoir une grande surface de contact et des pertes de charges minimales. L'utilisation de matériaux plastiques est préférable pour éviter la corrosion.
- **L'absorbeur d'énergie :** il peut prendre plusieurs formes, cela dépend de la source d'énergie (géothermie, solaire thermique, ...).

- **Les pompes et les mélangeurs** : on utilise des pompes centrifuges séparées pour pomper l'eau douce et l'eau saline. Celles utilisées pour l'eau saline doivent résister à la corrosion. Quant aux mélangeurs, on utilise généralement des mélangeurs centrifuges.
- **Les échangeurs de chaleur** : ils peuvent avoir plusieurs configurations. Mais les échangeurs horizontaux à contre-courant sont les plus utilisés.
- **Caractéristiques du procédé par HD** :
 - Coûts d'installation et de fonctionnement modérés.
 - Simplicité et flexibilité de fonctionnement dus à un nombre d'organes peu élevé.
 - Les procédés de dessalement par osmose inverse, électrodialyses et les autres procédés par distillation consomment beaucoup d'énergie et ne sont rentables que pour une large production (quelques milliers de m³ par jour). Mais quelquefois, les besoins n'excèdent pas quelques m³ par jour ce qui rend ce procédé adapté pour les demandes décentralisées (petites communautés isolées).
 - Consommation d'énergie basse, à titre d'exemple : la chaleur consommée pour un procédé MSF est de 50,000 kcal/m³ et l'énergie mécanique est de 2.5 à 5 kWh/m³. Pour le procédé par HD : la chaleur consommée est de 5000 kcal/m³ et l'énergie mécanique est de 5 à 7 kWh/m³.
 - Qualité de l'eau : contrairement aux autres procédés par distillation, le procédé par HD ne produit pas de gaz incondensables, l'eau est juste saturée d'oxygène, il est donc suffisant d'ajouter du charbon actif et de dolomite pour améliorer le goût.
 - Procédé fonctionnant à pression atmosphérique, donc il n'y a pas de sollicitations mécaniques sur les organes, ces derniers doivent juste être résistants à la corrosion.
 - Procédé utilisant des sources d'énergie à basse température (solaire, géothermie, énergies récupérées, cogénération ...).

I.4 DESSALEMENT EN ALGERIE

Les ressources hydriques de l'Algérie restent limitées. Tout d'abord, pour des raisons climatiques : la pluviométrie, irrégulière, oscille entre 100 et 600 mm/an seulement. L'accroissement rapide des besoins en eau potable ainsi qu'en eau pour l'irrigation et l'industrie a été fort et reste continu. Une période de sécheresse assez longue a, par ailleurs, amené à une surexploitation des réserves hydriques jusqu'à épuisement d'une grande partie de celles-ci. C'est pourquoi une nouvelle politique de l'eau est vite apparue indispensable. Elle a été mise en place à partir d'une loi nouvelle, et s'articule autour de principes de gestion nouveaux. L'option fondamentale est celle d'une gestion intégrée, participative, économique et écologique. L'édifice institutionnel sur lequel a reposé l'action de tous les intervenants dans le secteur de l'eau s'est trouvé ainsi renforcé. Le recours au dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres a pu, dans le cadre de la rénovation des choix et des modes de gestion, être promue comme une alternative stratégique permettant de sécuriser l'alimentation en eau potable de certaines villes du littoral et d'agglomérations proches. Un programme d'installation d'unités de dessalement de l'eau de mer a ainsi été arrêté puis rapidement mis en œuvre. L'Algérienne des Eaux, entreprise publique, en assure le suivi pour le compte du Ministère des Ressources en Eau en association avec l'Algerian Energy Company, société créée par les groupes Sonatrach et Sonelgaz [5].

Les tableaux suivants (Tableau I.2 et Tableau I.3) montrent les différentes stations de dessalement à grande échelle qui existent en Algérie. Ceci concerne l'eau de mer et les eaux saumâtres

Tableau.I.2 : Les stations de dessalement d'eau de mer en Algérie [6].

Nom	Wilaya	année de mise en service	Capacité (m3/j)
Kahrama Arzew	Oran	2005	90 000
EL Hamma	Alger	2008	200 000
Skikda	Skikda	2009	100 000
Beni-Saf	Ain Temouchent	2009	200 000
Mostaganem	Mostaganem	2010	200 000
Honaïne	Tlemcen	2010	200 000
Ouled Ben Ayad	Tlemcen	2010	200 000
Douaouda	Alger	2010	120 000
Cap Djenet	Boumerdes	2010	100 000
Mactaa	Oran	2010	500 000
Oued Sebt	Tipaza	2010	100 000
Tenès	Chlef	2010	200 000
Echatt	Tarf	2011	50 000
Total	Total		2260 000

Tableau.I.3. Les stations de dessalement d'eaux saumâtres en Algérie [6].

Nom des stations de déminéralisation	Wilaya	année de mise en service	Capacité (m ³ /j)	Volume traité
Brédeah	Oran	2006	34 000	20 000
Gharbouz	Ouargla	2009	5 000	4 320
Ain El Kheir	Ouargla	2009	9 000	7 920
Hai Bouzid	Ouargla	2009	10 000	9 000
Mekhadma	Ouargla	2009	3 000	4 608
Bamendil (El Khafedji)	Ouargla	2009	7 500	5 184
Village Bamendil	Ouargla	2009	3 000	1 440
Ifri - Gara	Ouargla	2009	10 500	7 560
Sokra	Ouargla	2009	3 000	1 440
Ruisset El Haddeb	Ouargla	2009	27 000	21 600
Touggourt	Ouargla	2009	34 000	28 800
El Oued	El Oued	2009	30 000	30 000
		Total	176 000	141 872

On constate que l'Algérie a commencé à s'intéresser au dessalement dès les années 2000, le nombre de station de dessalement est en perpétuelle croissance.

On remarque aussi que les installations types HD solaire ne sont pas répertoriées, et ce, du fait qu'elles produisent de l'eau douce à petite échelle (quelques m³ par jours). D'un autre côté, il nous est difficile d'avoir des statistiques fiables vu qu'il est difficile d'avoir les informations exactes sur chaque village ou hameau isolé.

I.5 POTENTIEL SOLAIRE EN ALGERIE

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus importants au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et pourrait dans certaines régions atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m² est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 KWh/m²/an au Nord et 2263 kwh/m²/an au Sud du pays. Ce gisement solaire dépasse les 5 milliards de GWh/an [7].

Le tableau 1.4 ci-dessous donne le potentiel solaire de l'Algérie.

Tableau.1.4 : Potentiel solaire en Algérie [7].

Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (Heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (Kwh/m2/an)	1700	1900	2650

CHAPITRE II :

MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

II.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons aborder la modélisation des différents phénomènes de transfert de chaleur et de masse qui se produisent dans les différentes parties de l'installations. Ces parties sont : Le collecteur solaire pour l'eau, celui pour l'air, l'évaporateur et le condenseur.

Pour les collecteurs solaires (celui de l'air et de l'eau respectivement), on va étudier les différents phénomènes de transfert de chaleur qui s'y produisent.

L'air et l'eau ainsi préchauffés dans les collecteurs, seront menés dans l'évaporateur. Ce dernier sert à saturer l'air en vapeur à partir de l'eau préchauffée. Nous allons donc étudier deux phénomènes de transfert qui sont : le transfert de chaleur et le transfert de masse.

Enfin, l'air saturé en vapeur est introduit dans le condenseur qui a pour but de déhumidifier l'air (on recoltera ainsi le distillat produit). Le transfert de chaleur et celui de masse seront donc étudiés.

II.2 CONFIGURATION ADOPTEE

Plusieurs configurations pour ce type d'installation sont proposées, mais les trois composantes principales restent : le collecteur solaire, l'humidificateur et le condenseur.

Ce qui change dans ces différentes installations c'est collecteur solaire. Il y a des installations qui utilisent seulement un collecteur solaire pour l'eau, d'autres seulement un collecteur pou l'air, d'autres deux collecteurs, l'un pour l'eau, l'autre pour l'air.

Les installations les plus performantent restent celles avec les deux collecteurs [8].

Dans notre cas, on obordera l'études ce dernier type de configuration. Il est plus intéressant d'étudier la configuration la plus performante. Le figure suivante (figure.II.1) schématise cette configuration.

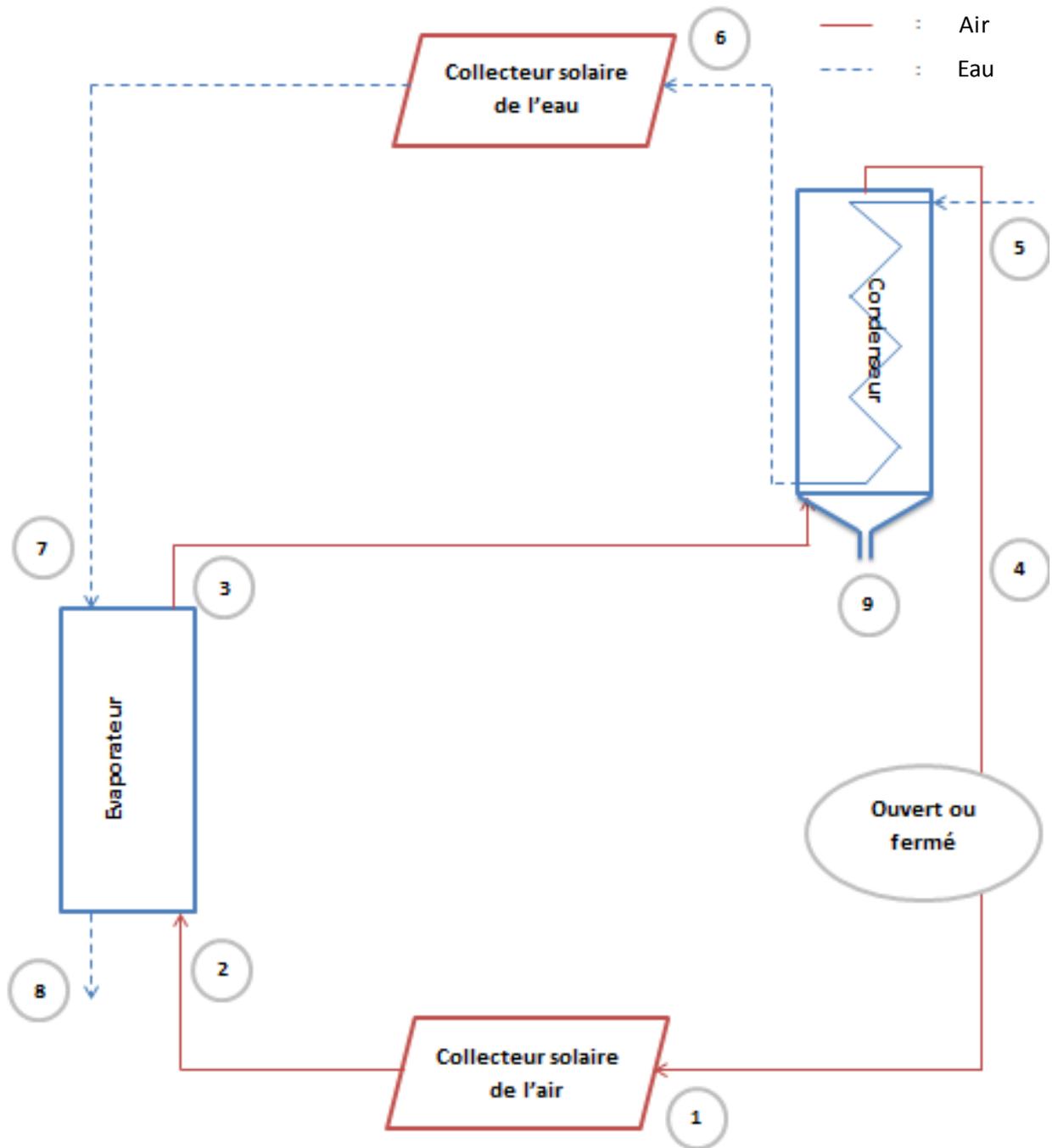


Figure.II.1 : Schéma de l'installation HD [8].

On remarque aussi que le système peut être ouvert ou fermé. Nous désignons par système fermé, un système qui recycle l'air sortant du condenseur.

Pour notre étude, nous choisissons d'étudier un système ouvert.

II.3 ETUDE DES COLLECTEURS SOLAIRES

II.3.1 Principe

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (Air, eau, . . .). Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure suivante :

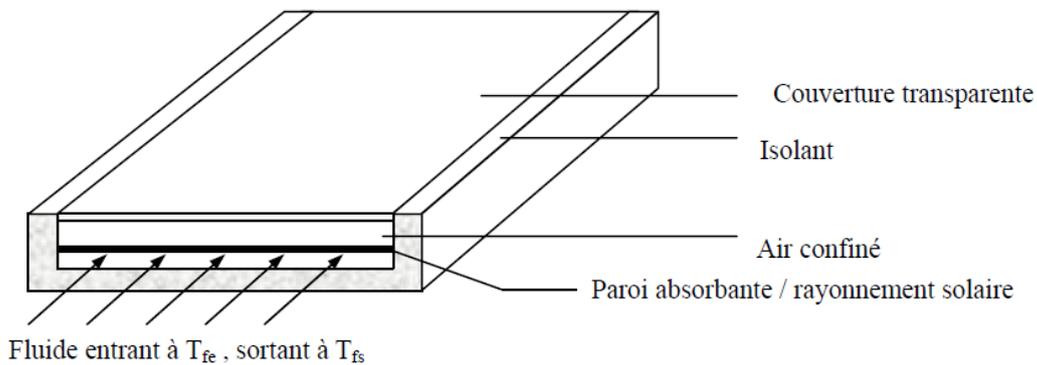


Figure.II.2 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan [9].

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température ($T_{fs} - T_{fe}$) à la traversée du capteur.

II.3.2 Bilan thermique global de la paroi absorbante

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$q_{sa} = q_p + q_u + q_{st} \quad (W) \quad (II.1)$$

où :

q_{sa} : Flux absorbé par la surface exposée (W).

q_p : Taux de transfert de chaleur perdu par la paroi absorbante (W).

q_u : Taux de transfert de chaleur utile transmis au fluide caloporteur (W).

q_{st} : Taux de transfert de chaleur stocké dans le capteur (W), il s'écrit :

CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

$$q_{st} = M_e C_{eau} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (II.2)$$

Où :

M : Masse en eau du capteur définie par : $\sum m_i C_i = M_e C_{eau}$, i représentant les différents éléments constitutifs du capteur (kg).

T : Température moyenne du capteur (K).

t : Temps (s).

$$q_{sa} = \tau_{cs} \cdot \alpha_{ps} \cdot G \cdot S \quad (W) \quad (II.3)$$

Où :

q_{sa} : Flux absorbé par la surface exposée (W).

τ_{cs} : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.

α_{ps} : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire.

G : Flux solaire incident sur le capteur ($W \cdot m^{-2}$).

S : Surface de la paroi absorbante (m^2).

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état :

$$q_u = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (W) \quad (II.4)$$

Où :

\dot{m}_f : Débit massique du fluide (kg/s).

C_{pf} : Chaleur spécifique du fluide ($W/K \cdot kg$).

T_{fs} : Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur (K).

T_{fe} : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K).

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme :

$$q_p = h_p (T_{pm} - T_{a,amb}) S \quad (W) \quad (II.5)$$

Où :

h_p : Coefficient global de pertes du capteur ($W/m^2 \cdot K$).

T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante (K).

$T_{a,amb}$: Température de l'air extérieur (Température de l'air ambiant) (K).

CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

Dans le cas d'un capteur plan, la température moyenne T_{pm} peut en première approximation être calculée par :

$$T_{pm} = \frac{3T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad (II.6)$$

Pour tenir compte de la non-linéarité de l'évolution de la température du fluide dans le capteur et de l'écart de température ΔT existant entre le fluide et la paroi absorbante.

II.3.3 Expression du coefficient global de pertes

Les échanges thermiques convectifs entre la paroi absorbante et l'extérieur dans un capteur solaire couvert à tubes, peuvent être schématisés comme indiqué sur la figure suivante :

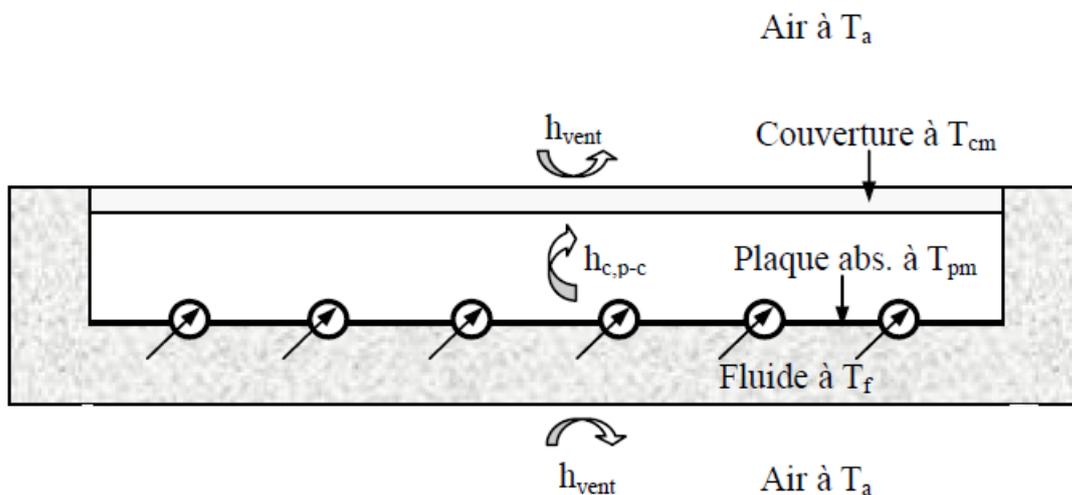


Figure.II.3 : Schématisation des flux convectifs dans un capteur couvert à tubes [9].

- Pertes thermiques vers le haut

Les pertes thermiques vers le haut s'écrivent :

$$q_{p,h} = q_{c,p-c} + q_{r,p-c} = q_{c,c-a} + q_{r,c-a} \quad (II.7)$$

Où :

$q_{p,h}$: Pertes thermiques vers le haut (W).

$q_{c,p-c}$: Taux de transfert de chaleur échangée par convection-conduction entre la paroi absorbante et la couverture (W).

CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

$q_{r,p-c}$: Taux de transfert de chaleur échangée par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture (W).

$q_{c,c-a}$: Taux de transfert de chaleur échangée par convection entre la couverture et l'air extérieur (W).

$q_{r,c-a}$: Taux de transfert de chaleur échangée par rayonnement entre la couverture et le milieu extérieur (W).

Chacune de ces chaleurs peut s'exprimer de la manière suivante :

$$q_{c,p-c} = h_{c,p-c} (T_{pm} - T_{cm})S \quad (II.8)$$

Où $h_{c,p-c}$ est le coefficient de transfert de chaleur entre deux surfaces parallèles délimitant un espace clos contenant de l'air, calculable par la corrélation présentée en Annexe A .

$q_{r,p-c}$ peut être calculé en considérant la paroi absorbante et la couverture comme deux surfaces parallèles infinies (la distance les séparant est faible devant leur largeur et leur longueur) grises et opaques (hypothèse de la couverture opaque au rayonnement IR), ces hypothèses permettent d'écrire :

$$q_{r,p-c} = \sigma \frac{T_{pm}^4 - T_{cm}^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1} S \quad (II.9)$$

que l'on peut aussi écrire sous la forme :

$$q_{r,p-c} = h_{r,p-c} (T_{pm} + T_{cm}) S \quad (II.10)$$

$$\text{avec : } h_{r,p-c} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 - T_{cm}^2)(T_{pm} + T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1}$$

Où:

σ : La constante de Boltzmann ($\sigma = 5,675 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$).

α_{pi} : Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR.

α_{ci} : Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR.

T_{cm} : Température moyenne de la couverture (K).

$q_{c,c-a}$ qui dépend principalement de la vitesse du vent peut se calculer par :

$$q_{c,c-a} = h_{c,c-a} (T_{cm} - T_{a,amb})S \quad (II.11)$$

Le coefficient de convection étant calculable par la corrélation suivante où u_{vent} représente la vitesse du vent.

$$h_{c,c-a} = h_{vent} = 5.7 + 3.8u_{vent} \quad (II.12)$$

$$q_{r,c-a} = \sigma\alpha_{ci} (T_{cm}^4 - \varepsilon_a T_{a,amb}^4)S = \sigma\alpha_{ci} (T_{cm}^4 - T_{ciel}^4)S \quad (II.13)$$

Où:

ε_a : Emissivité de l'atmosphère.

T_{ciel} : Température équivalente du ciel (K).

Ces grandeurs sont calculables à partir des relations présentées en Annexe A.

On peut aussi écrire:

$$q_{r,c-a} = h_{r,c-a} (T_{cm} - T_{a,amb})S \quad (II.14)$$

avec:

$$\text{avec: } h_{r,c-a} = \sigma\alpha_{ci} \frac{(T_{cm}^4 - T_{ciel}^4)}{(T_{cm} - T_{a,amb})} \quad (II.15)$$

Le taux de transfert de chaleur perdue vers le haut par la plaque absorbante s'écrit finalement comme suit :

$$q_{p,h} = (h_{c,p-c} + h_{r,p-c})(T_{pm} - T_{cm})S = (h_{vent} + h_{r,a-c})(T_{cm} - T_{a,amb})S \quad (II.16)$$

soit encore :

$$q_{p,h} = \frac{T_{pm} - T_{cm}}{\frac{1}{h_{c,p-c}} + \frac{1}{h_{r,p-c}}} S = \frac{T_{cm} - T_{a,amb}}{\frac{1}{h_{c,a-c}} + \frac{1}{h_{r,a-c}}} S = \frac{T_{pm} - T_{a,amb}}{\frac{1}{h_{c,p-c}} + \frac{1}{h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent}} + \frac{1}{h_{r,a-c}}} S \quad (II.17)$$

- **Pertes thermiques vers le bas**

Les pertes thermiques vers le bas s'écrivent :

$$q_{p,b} = \frac{T_{pm} - T_{a,amb}}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} S \quad (II.18)$$

Où:

$q_{p,b}$: Pertes thermiques vers le bas (W).

e_i : Epaisseur de l'isolant (m).

λ_i : Conductivité thermique de l'isolant (W/m.K).

On obtient finalement :

$$q_p = q_{p,h} + q_{p,b} = \frac{T_{pm} - T_{a,amb}}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{r,a-c}}} S + \frac{T_{pm} - T_{a,amb}}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} S \quad (II.19)$$

Qu'on peut aussi écrire sous la forme :

$$q_p = h_p(T_{pm} - T_{a,amb})S \quad (II.20)$$

Donc h_p s'écrit finalement :

$$h_p = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{r,a-c}}} + \frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (II.21)$$

II.3.4 Profil transversal de température

Nous allons déterminer le profil de température de la paroi absorbante dans la direction Oy perpendiculaire à la direction Ox de l'écoulement du fluide, la figure suivante montre la disposition de ces axes.

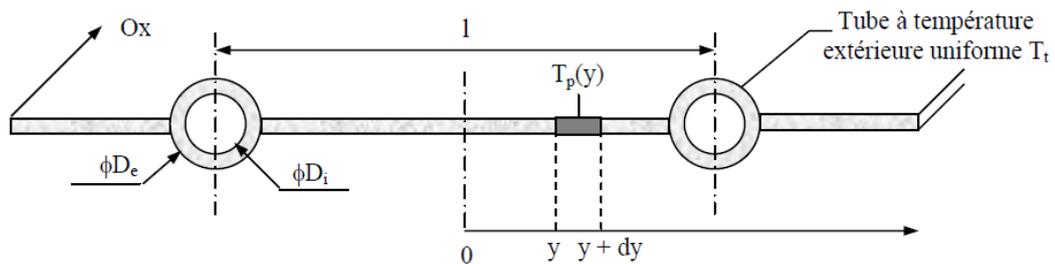


Figure.II.4 : Schéma en coupe de l'absorbeur [9].

Le bilan thermique du morceau de plaque de longueur dy compris entre y et y + dy s'écrit :

$$q_{sa}'' - \lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_y = - \lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_{y+dy} + h_p (T_{pm} - T_{a,amb}) dy \quad (II.22)$$

Où :

T_p : Température de la plaque absorbante (K).

q_{sa}'' : Flux solaire absorbé par la plaque ($q_{sa}'' = q_{sa}/S$) (W/m²).

CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

λ_p, e_p : Epaisseur et conductivité thermique de la paroi absorbante (m).

En développant cette équation, on obtient :

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} = \frac{h_p}{\lambda_p e_p} \left(T_p - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p} \right) \quad (II.23)$$

On peut poser : $\bar{T}_p = T_p - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}$ et $\omega^2 = \frac{h_p}{\lambda_p e_p}$, on obtient ainsi :

$$\frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial y^2} - \omega^2 \bar{T}_p = 0 \quad (II.24)$$

D'où :

$$T_p(y) = C_1 \sinh(\omega y) + C_2 \cosh(\omega y) \quad (II.25)$$

On utilise les conditions aux limites pour déterminer C_1 et C_2 :

En $y = 0$: $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial \bar{T}_p}{\partial y} = 0$ par raison de symétrie, on obtient donc $C_1 = 0$.

En $y = \frac{l-D_e}{2} = T_p = T_t$, On en déduit : $C_2 = \frac{T_t - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}}{\cosh\left[\frac{\omega(l-D_e)}{2}\right]}$

Où :

l : Distance entre les centres respectifs de deux tubes (m).

D_e : Diamètre extérieur du tube (m).

T_t : Température extérieure du tube (supposée uniforme) (K).

D'où :

$$\frac{T_p(y) - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}}{T_t - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}} = \frac{\cosh(\omega y)}{\cosh\left[\frac{\omega(l-D_e)}{2}\right]} \quad (II.26)$$

L'expression du taux de transfert de chaleur transférée à la base de la plaque en $y = \frac{l-D_e}{2}$

vers un tube, s'écrit :

$$\begin{aligned} q_{p \rightarrow t} &= \lambda_p e_p L \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_{y=(l-D_e)/2} = \frac{T_t - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}}{\cosh\left[\frac{\omega(l-D_e)}{2}\right]} \omega \lambda_p e_p L \sinh\left[\frac{\omega(l-D_e)}{2}\right] \\ &= \frac{L}{\omega} \left[T_t - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p} \right] \tanh\left[\frac{\omega(l-D_e)}{2}\right] \quad (II.27) \end{aligned}$$

Où :

L : longueur du capteur (la même que celle du tube) suivant Ox (m).

La plaque comprise entre $y = 0$ et $y = \frac{1-D_e}{2}$ joue en fait le rôle d'ailette de chauffage par rapport au tube. Si l'ailette était à température uniforme T_t , le taux de transfert de chaleur transférée s'écrirait :

$$q_{p \rightarrow tmax} = [q_{sa}'' - h_p(T_t - T_{a,amb})] \left(\frac{1-D_e}{2} \right) L \quad (II.28)$$

Le rendement de l'ailette est défini par :

$$F = \frac{q_{p \rightarrow t}}{q_{p \rightarrow tmax}} = \frac{\tanh\left[\frac{\omega(1-D_e)}{2}\right]}{\left(\frac{1-D_e}{2}\right)} \quad (II.29)$$

Le tube gagne également un taux de transfert de chaleur captée directement sur sa largeur apparente D_e supposée à la température uniforme T_t :

$$q_t = LD_e [q_{sa}'' - h_p(T_t - T_{a,amb})] \quad (II.30)$$

Où :

q_t : Taux de transfert de chaleur captée directement par le tube (W).

Le taux de transfert de chaleur utile totale gagnée par un tube selon la direction s'écrit finalement en considérant que chaque tube reçoit le flux de deux ailettes de longueur $\frac{1-D_e}{2}$ s'écrit :

$$q_u = [q_{sa}'' - h_p(T_t - T_{a,amb})] [D_e + F(1 - D_e)] L \quad (II.31)$$

Ce taux de chaleur utile gagnée par le tube est transmise au fluide à travers la résistance de conduction du tube d'épaisseur e_t et la résistance de convection entre la paroi interne du tube et le fluide, soit :

$$q_u = \frac{T_t - T_f}{\frac{1}{h_i \pi L D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi L D_i}} \quad (II.32)$$

Où :

T_f : Température du fluide (K).

h_i : Le coefficient de transfert par convection entre la paroi interne du tube et le fluide ($W/m^2.K$).

D_i : Le diamètre interne du tube (m).

e_t, λ_t : Epaisseur et conductivité thermique du tube (m).

En combinant les deux dernières équations, on obtien :

$$q_u = \frac{[q''_{sa} - h_p(T_f - T_{a,amb})][D_e + F(1 - D_e)]L}{1 + h_p \left[\frac{1}{h_i \pi L D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi L D_i} \right] [D_e + F(1 - D_e)]} \quad (II.33)$$

que l'on écrit sous la forme simplifiée suivante :

$$q_u = L.l.F'.[q_{sa}'' - h_p(T_t - T_{a,amb})] \quad (II.34)$$

$$F' = \frac{\frac{1}{h_p}}{1 + \frac{1}{[D_e + F(1 - D_e)]h_p} + \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i}} \quad (II.35)$$

F' apparait comme étant le rapport de résistance thermique au transfert entre la plaque et l'extérieur sur la résistance thermique au transfert entre le fluide et l'extérieur. F' est donc un nombre inférieur ou égal à l'unité appelé facteur d'efficacité de la plaque absorbante.

II.3.5 Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide

Considérons un tube de longueur L parmi les n tubes du capteur, le fluide entre dans le tube à la température T_{fe} et en ressort à la température T_{fs} . D'après ce qui précède, chaque tube gagne un taux de transfert de chaleur utile q_u .

On effectue un bilan thermique sur la portion de fluide contenue dans un tube entre les distances x et $x + dx$ à partir de l'entrée du tube, l'équation s'écrit comme suit :

$$\frac{\dot{m}_f}{n} C_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial x} = q_u' \quad (II.36)$$

Où :

\dot{m}_f : Débit du fluide (kg/s).

C_{pf} : Chaleur spécifique du fluide (W/kg.K).

T_f : Température du fluide (K).

q_u' : Taux de chaleur transférée par unité de longueur suivant la direction Ox ($q_u' = q_u/L$) (W/m).

En remplaçant l'expression de q_u' , et en prenant en compte que T_f ne dépende que de x , on obtient :

$$\frac{\dot{m}_f}{n} C_{pf} \frac{dT_f}{dx} = lF'[q_{sa}'' - h_p(T_f - T_{a,amb})] \quad (II.37)$$

- **Le cas de l'eau**

Pour l'eau, les propriétés ne varient quasiment pas en fonction de la température, on peut donc procéder à la résolution de l'équation précédente et déterminer la solution exacte, on aura alors (par intégration de 0 à x):

$$\frac{T_e(x) - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}}{T_{ee} - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n l F' h_p}{\dot{m}_e C_{pe}} x\right) \quad (II.38)$$

Où:

$T_e(x)$: Température de l'eau suivant x (K).

T_{ee} : Température de l'eau à l'entrée du capteur (K).

\dot{m}_e : Débit massique de l'eau (kg/s).

C_{pe} : Chaleur spécifique de l'eau (W/kg.K).

Pour obtenir la température à la sortie, on procède à l'intégration de 0 à L, on obtient alors :

$$\frac{T_{es} - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}}{T_{ee} - T_{a,amb} - \frac{q_{sa}''}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n S F' h_p}{\dot{m}_e C_{pe}}\right) \quad (II.39)$$

Où T_{es} représente la température de l'eau à la sortie du capteur.

- **Le cas de l'air**

Les propriétés de l'air sont fortement dépendante de sa température, on ne peut pas assumer qu'elles soient constantes, la résolution de l'équation (II.37) se fera donc par les méthodes numériques adaptées.

Pour l'air :

$$\frac{\dot{m}_a}{n} C_{pa} \frac{dT_a}{dx} = lF'[q_{sa}'' - h_p(T_a - T_{a,amb})] \quad (II.40)$$

II.4 ETUDE DE L'EVAPORATEUR

II.4.1 Bilan de masse et d'énergie

Afin de procéder au bilan de masse et d'énergie, on adoptera les hypothèses suivantes :

- Problème unidimensionnel (les propriétés des fluides et des écoulements varient suivant x).
- Ecoulement stationnaires.
- On admet que les parois externes de la colonne sont adiabatiques.
- On néglige les transferts de chaleur par rayonnement.
- Le système fonctionne à pression atmosphérique.

La figure suivante (Fig .2.5) représente les volumes de contrôles élémentaires considérés pour notre étude.

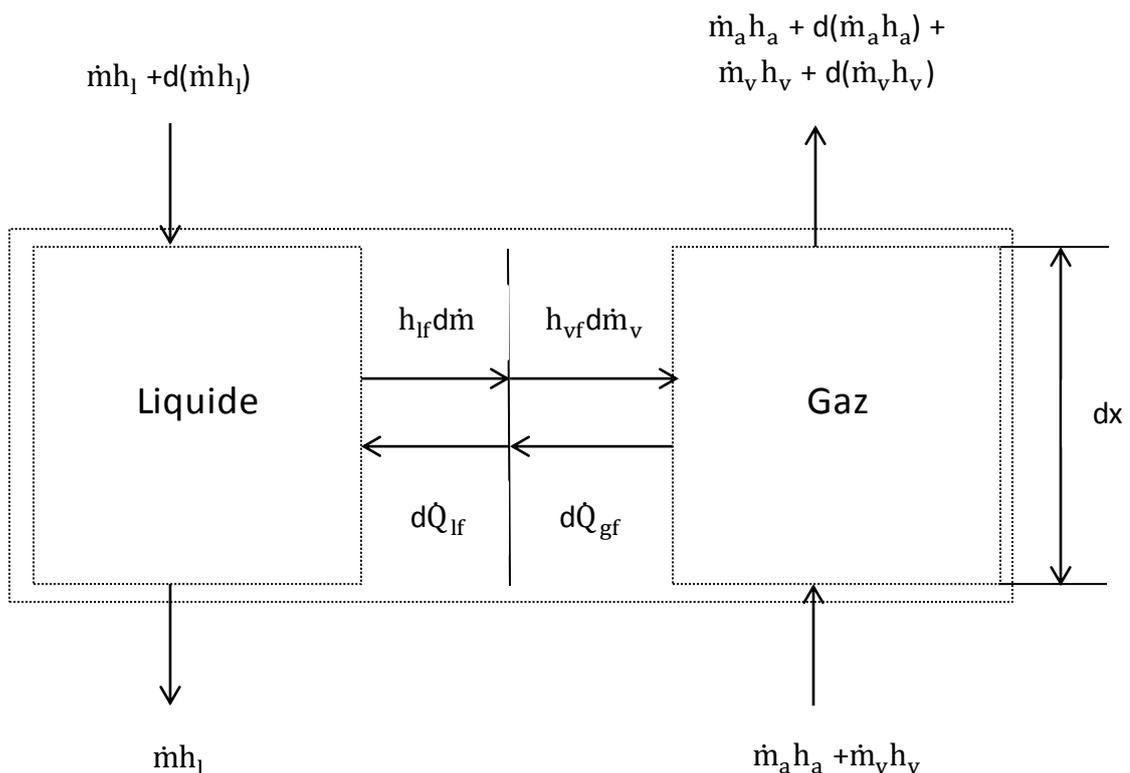


Figure.II.5 : Schématisation d'un volume de contrôle élémentaire au niveau de l'évaporateur [10].

CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

Le volume de contrôle comporte trois zones, une qui entoure le liquide, une qui entoure le gaz (le gaz désigne le mélange air sec-vapeur) et une autre qui englobe l'interface.

Où :

A_f : La surface d'échange par unité de longueur (m^2/m).

\dot{m} : Le débit de l'eau (kg/s).

h_l : L'enthalpie de l'eau (J/kg).

\dot{m}_a : Le débit d'air sec ($kg.s$).

h_a : L'enthalpie de l'air sec ($J.kg$).

\dot{m}_v : Le débit de vapeur (kg/s).

h_v : L'enthalpie de la vapeur (J/kg).

$d\dot{m}$: Le taux de transfert de masse de la phase liquide et le gaz (kg/s).

- **Bilans massiques :**

Les bilans massiques pour le volume de contrôle entourant le gaz en ce qui concerne l'air sec et la vapeur s'écrivent comme suit :

$$d\dot{m}_a = 0 \quad (II.41)$$

$$d\dot{m}_v = d\dot{m} \quad (II.42)$$

- **Bilans énergétiques**

En considérant les deux volumes de contrôle entourant le gaz et le liquide, en négligeant le transfert de chaleur vers le milieu extérieur et en négligeant la variation des énergies cinétiques et potentielles, on écrit les équations suivantes :

$$d(\dot{m} h_l) - d\dot{Q}_{lf} - h_{lf} d\dot{m} = 0 \quad (II.43)$$

$$d(\dot{m}_a h_a) + d(\dot{m}_v h_v) - d\dot{Q}_{gf} - h_{vf} d\dot{m} = 0 \quad (II.44)$$

Où :

h_{lf} : L'enthalpie spécifique du liquide évaluée à la température de l'interface T_f (J/kg).

h_{vf} : L'enthalpie spécifique de la vapeur évaluée à la température de l'interface T_f (J/kg).

CHAPITRE II : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

En considérant maintenant le volume de contrôle qui englobe le tout (le gaz, le liquide et l'interface), on écrit l'équation suivante :

$$d(\dot{m}_a h_a) + d(\dot{m}_v h_v) - d(\dot{m} h_l) = 0 \quad (II.45)$$

En combinant ces quatre dernières équations, on obtient l'équation suivante :

$$d\dot{Q}_{lf} + d\dot{Q}_{gf} = (h_{vf} - h_{lf}) d\dot{m}_v \quad (II.46)$$

En admettant qu'il ait équilibre entre la phase liquide et gazeuse à l'interface, l'équation précédente devient :

$$d\dot{Q}_{lf} + d\dot{Q}_{gf} = h_{fg} d\dot{m}_v \quad (II.47)$$

Où :

h_{fg} : La chaleur latente de vaporisation de l'eau évaluée à la température de l'interface T_f (J/kg).

II.4.2 Expressions des taux de transfert de chaleur et de masse

Les expressions des taux de transfert de chaleur s'écrivent comme suit :

$$d\dot{Q}_{lf} = U_{l,ev} (T_l - T_f) A_f dx \quad (II.48)$$

$$d\dot{Q}_{gf} = U_{g,ev} (T_g - T_f) A_f dx \quad (II.49)$$

Où :

$U_{l,ev}$: Le coefficient de transfert de chaleur entre le cœur du liquide et l'interface (W/m².K).

$U_{g,ev}$: Le coefficient de transfert de chaleur entre le cœur du gaz et de l'interface (W/m².K).

De la même façon, on écrit l'expression du transfert de masse :

$$d\dot{m}_v = U_{m,ev} (\rho_{vf} - \rho_v) A_f dx \quad (II.50)$$

Où :

ρ_v : La masse volumique partielle de la vapeur dans le cœur du gaz (kg/m³).

ρ_{vf} : La masse volumique partielle de la vapeur saturée à T_f (kg/m^3).

II.4.3 Détermination des coefficients de transfert

La détermination des coefficients de transfert, dans notre cas, se fait forcément à travers des corrélations spécifiques aux colonnes garnies. Ces corrélations prennent en compte les nombres adimensionnels habituels à ce type de problème (nombres de Reynolds, Prandtl, Nusselt, Schmidt, Sherwood).

L'analogie entre les phénomènes de transfert de chaleur et de masse nous donne les formules suivantes :

$$\text{Nu}_g = C_q (\text{Re}_g)^a (\text{Pr}_g)^b \quad (\text{II.51})$$

$$\text{Sh}_g = C_m (\text{Re}_g)^a (\text{Sc}_g)^b \quad (\text{II.52})$$

Où:

Re_g : Nombre de Reynolds du gaz.

Nu_g : Nombre de Nusselt du gaz.

Pr_g : Nombre de Prandtl du gaz.

Sc_g : Nombre de Schmidt du gaz.

Sh_g : Nombre de Sherwood du gaz.

Ces nombres sont des nombres adimensionnels.

Les valeurs des constantes dépendent du type de garnissage.

II.4.4 Température de l'interface

En remplaçant les expressions des taux de transfert de chaleur et celle du transfert de masse dans l'équation (II.47), on obtient l'expression suivante

$$U_{l,ev} (T_l - T_f) + U_{g,ev} (T_g - T_f) = h_{fg} U_{m,ev} (\rho_{vf} - \rho_v) \quad (\text{II.53})$$

Cette équation exprime la dépendance de la température de l'interface avec celle de l'eau et du gaz, de la masse volumique de la vapeur, ainsi qu'avec les coefficients de transfert de chaleur et de masse.

La connaissance des valeurs des grandeurs mentionnées précédemment permettra la résolution numérique de cette équation. Ceci sera développé dans le chapitre suivant.

II.5 ETUDE DU CONDENSEUR :

II.5.1 Hypothèses

Afin de procéder à l'étude du condenseur, nous posons les hypothèses suivantes :

- L'évaporateur fonctionne en régime permanent.
- Les parois externes de l'évaporateur sont adiabatiques.
- Les échanges de chaleur par rayonnement sont négligés.
- Le problème est monodimensionnel.

II.5.2 Equations de bilan

La figure suivante (figure.II.6), montrent les différents échanges de chaleurs et de masse qui s'effectuent au niveau d'un élément de longueur unitaire dans le condenseur. Cet élément comporte trois zones, une de liquide, un de gaz (air humide) et une autre de film de vapeur saturée (désignée aussi par interface).

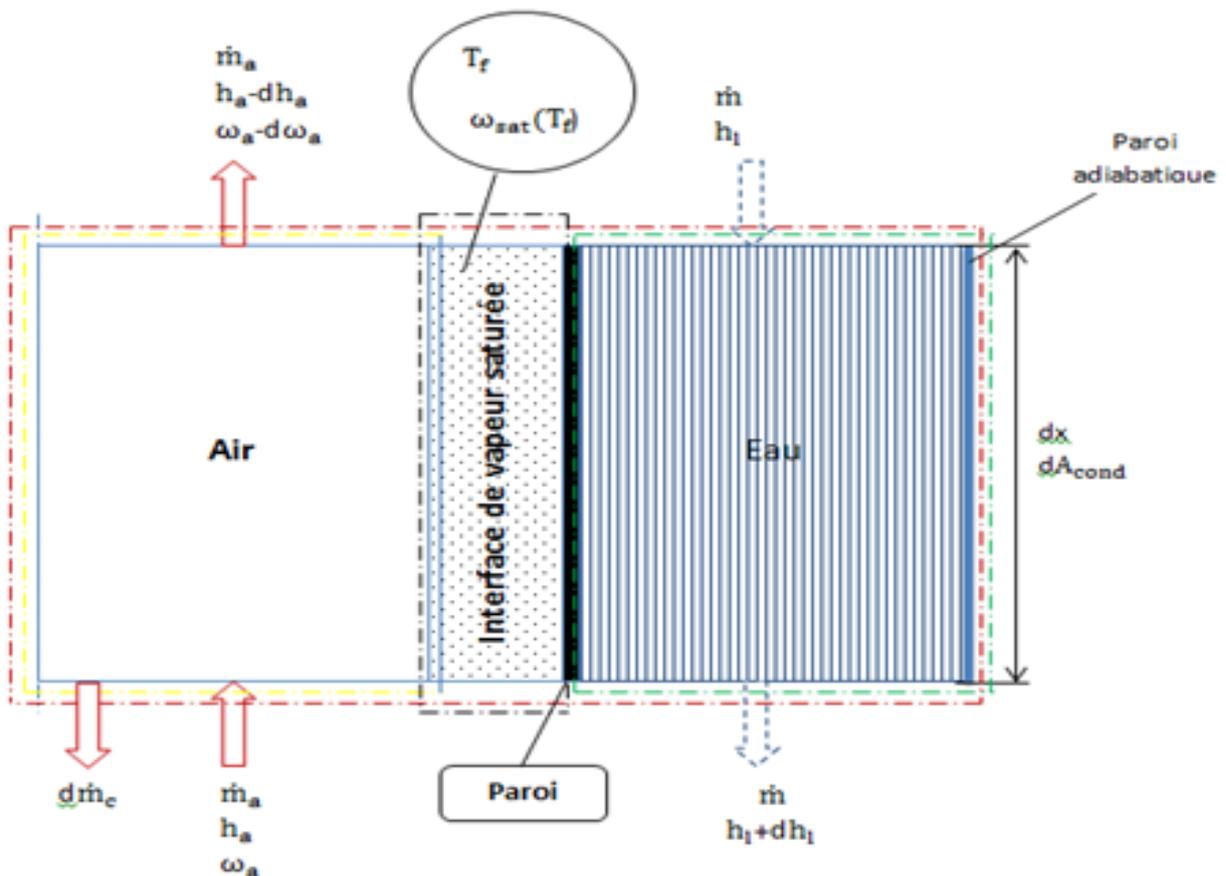


Figure.II.6. Schématisation d'un volume de contrôle élémentaire au niveau du condenseur.

- **Bilan de masse :**

Le bilan massique appliqué sur le volume de contrôle total de l'élément représenté dans la figure.II.1 s'écrit :

$$\dot{m}_a \omega + d\dot{m}_c = \dot{m}_a [\omega - d\omega] \quad (II.54)$$

On aura donc :

$$\frac{d\dot{m}_c}{dA_{cond}} = - \dot{m}_a \frac{d\omega}{dA_{cond}} \quad (II.55)$$

Le problème est monodimensionnel ($dA_{ev} = P_{ev} dx$), l'équation devient :

$$\dot{m}_a \frac{d\omega}{dx} = - \frac{d\dot{m}_c}{dx} \quad (II.56)$$

- **Bilan de transfert de masse :**

Le bilan de transfert de masse appliqué sur le volume de contrôle qui englobe l'air et l'interface de l'élément de la figure.II.2 donne :

$$\left(\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial A_{cond}} \right) dA_{cond} = U_{m,cond} (\omega - \omega_{sat}(T_f)) dA_{cond} \quad (II.57)$$

On aura :

$$\frac{d\dot{m}_c}{dA_{cond}} = -U_{m,cond} (\omega_{sat}(T_f) - \omega) \quad (II.58)$$

Le problème est monodimensionnel, on aura donc :

$$\frac{d\dot{m}_c}{dx} = -P_{cond} U_{m,cond} (\omega_{sat}(T_f) - \omega) \quad (II.59)$$

Finalement, on aura :

$$\dot{m}_a \frac{d\omega}{dx} = P_{cond} U_{m,cond} (\omega_{sat}(T_f) - \omega) \quad (II.60)$$

- **Bilan d'énergie :**

Le bilan d'énergie appliqué sur le volume de contrôle qui englobe l'eau et l'interface de l'élément de la figure.II.2 donne :

$$\dot{m} h_1 = \dot{m} \left[h_1 + \left(\frac{\partial h_1}{\partial A_{cond}} \right) dA_{cond} \right] + U_{l,cond} (T_f - T_1) dA_{cond} \quad (II.61)$$

On aura :

$$\frac{dh_1}{dA_{\text{cond}}} = U_{l,\text{cond}}(T_1 - T_f) \quad (\text{II.62})$$

En prenant en compte l'expression de l'enthalpie ($dh_1 = C_{pl}T_1$) et la mono-dimensionnalité du problème, l'équation devient :

$$\frac{dT_1}{dx} = \frac{P_{ev}U_{l,\text{cond}}(T_1 - T_f)}{\dot{m}C_{pl}} \quad (\text{II.63})$$

On applique maintenant Le bilan d'énergie sur le volume de contrôle qui englobe l'air et l'interface de l'élément de la figure.II.2 donne :

$$\dot{m}_a [h_a + \omega h_v] = \dot{m}_a [h_a + \omega h_v - (\frac{\partial h_a}{\partial A_{\text{cond}}})dA_{\text{cond}} - \omega(\frac{\partial h_v}{\partial A_{\text{cond}}})dA_{\text{cond}}] + \dot{m}_c dh_c + U_{a,\text{cond}}(T_f - T_a)dA_{\text{cond}} \quad (\text{II.64})$$

En prenant en compte l'expression des enthalpies, on aura :

$$[\dot{m}_a(C_{pa} + \omega C_{pv}) + \dot{m}_c C_{pc}] \frac{dT_a}{dA_{\text{cond}}} = U_{a,\text{cond}}(T_f - T_a) \quad (\text{II.65})$$

Le problème est monodimensionnel, l'équation devient :

$$\frac{dT_a}{dx} = \frac{P_{ev}U_{a,\text{cond}}(T_f - T_a)}{[C_{pa} + \omega C_{pv} + \dot{m}_c C_{pc}]} \quad (\text{II.66})$$

Par la suite, on applique ce bilan sur l'interface :

$$-h_{vl}[(\frac{\partial \dot{m}_c}{\partial A_{\text{cond}}})dA_{\text{cond}}] = U_{l,\text{cond}}(T_1 - T_f) dA_{\text{cond}} + U_{a,\text{cond}}(T_a - T_f) dA_{\text{cond}} \quad (\text{II.67})$$

On aura :

$$-\frac{d\dot{m}_c}{dA_{\text{cond}}} h_{vl} = U_{l,\text{cond}}(T_1 - T_f) + U_{a,\text{cond}}(T_a - T_f) \quad (\text{II.68})$$

En considérant la mono-dimensionnalité du problème et en combinant avec l'équation (II.3), on obtient :

$$\dot{m}_a \frac{d\omega}{dx} h_{vl} = U_{l,\text{cond}}P_{\text{cond}}(T_1 - T_f) + U_{a,\text{cond}}P_{\text{cond}}(T_a - T_f) \quad (\text{II.69})$$

CHAPITRE III :
SIMULATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

III.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons aborder la procédure de calcul pour les collecteurs solaires et l'évaporateur. A défaut de temps, nous allons laisser la partie concernant le condenseur.

III.2 DESCRIPTION DE LA PROCEDURE ADOPTEE POUR LA RESOLUTION DU PROBLEME

II.2.1 Procédure pour les collecteurs solaires

Comme on l'a vu précédemment, dans le chapitre précédent, les propriétés physiques de l'eau et de l'air ont été supposées constantes (du fait de la plage de température pour le collecteur plan et les conditions de fonctionnement).

On aura donc à remplacer les valeurs des différents paramètres pour avoir la valeur de la température de sortie pour l'eau dans le cas du collecteur solaire pour l'eau et celle de l'air pour le cas du collecteur solaire pour l'air.

Par manque de données sur les collecteurs solaire plan, nous avons pris des matériaux et des valeurs qui se rapprochent le plus des ceux utilisés en pratique.

III.2.2. Choix des différents paramètres

III.2.2.1 Choix des dimensions et des matériaux

Pour notre étude, nous avons pris des collecteurs solaires plans de 2m² de superficie [8], avec une inclinaison de 45°.

Pour les matériaux, nous avons choisi (à partir des données disponibles des constructeurs de panneaux solaires) les matériaux suivants :

- Le verre pour la couverture transparente.
- Le cuivre pour la plaque absorbante et les tubes.
- Le polyuréthane pour l'isolation.

Pour les dimensions des différents composants des collecteurs solaires, nous avons pris :

- 22mm et 20mm pour les diamètres des tubes extérieurs et intérieurs des tubes (donc une épaisseur de 2mm pour les tubes).
- 1m de longueur pour les tubes avec un nombre total de 20 tubes espacés de 10cm.
- 10mm pour l'épaisseur de la plaque absorbante.

- 40mm pour l'épaisseur de l'isolation.
- Et finalement 30mm de distance entre la couverture transparente et la plaque absorbantes.

III.2.2.2 Choix des données d'entrée

Pour les débits, nous avons pris un débit de 0.08kg/s pour l'eau et 0.05 pour l'air [8].

En ce qui concerne la température d'entrée des fluides, nous allons dans un premier temps la faire varier pour constater la variation de la température de sortie. Par la suite, on prendra une température d'entrée de 33°C pour l'air. Cette température représente la température ambiante moyenne d'une région aride en été [8].

En ce qui concerne l'eau salée, nous allons prendre une température de 25°C [8].

Par la suite, on variera le flux solaire, pour voir son influence sur la température de sortie de l'air et de l'eau. On le fixera après à 800W/m², ce qui représente le flux moyen d'une journée d'été dans une région aride [8].

III.2.2.3 Autres simplifications

- Comme il nous est difficile de déterminer les températures de la couverture transparente et celle de la plaque absorbante pour déterminer les pertes thermiques. Nous avons pris des valeurs extrêmes pour effectuer une petite évaluation. En prenant une valeur de 100°C pour la plaque absorbante et 30°C pour la couverture en verre, nous avons trouvé que les pertes thermiques par rayonnement étaient vraiment négligeables devant les pertes par convection.
- Pour les pertes par convection entre la plaque et la couverture, nous avons pris ces mêmes valeurs.
- On a pris une humidité spécifique de 0.0003 pour l'air, on choisit donc la négliger et faire nos calculs pour de l'air sec.

III.2.2.4 Evaluation des pertes thermiques

Les pertes thermiques seront évaluées selon les corrélations présentées en Annexe A ainsi que celle des pertes par convection due au vent donnée dans l'expression (II.12).

III.2.3 Description de la procédure de résolution pour l'évaporateur (colonne garnie)

Afin de procéder à la résolution du problème, nous allons subdiviser la colonne en 50 éléments. Ces éléments seront liés entre eux par des conditions aux limites. On déterminera ainsi toutes les valeurs de température de l'air, celle de l'eau et de l'humidité.

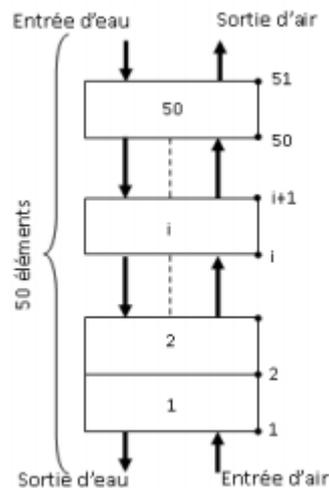


Figure.III.1 : Schéma montrant la subdivision de la colonne [11].

Les éléments seront numérotés à partir de la base en remontant vers le sommet de la colonne, la procédure de calcul sera entamée en donnant une distribution des températures du gaz et de l'eau aux différents nœuds séparant les éléments.

Ensuite nous évaluerons les propriétés physiques des fluides au niveau de chaque élément et nous calculerons la température à l'interface ainsi que le taux d'évaporation qui s'y produit et enfin les propriétés thermodynamiques du gaz à la sortie de l'élément. Nous procéderons ainsi en remontant la colonne de la base vers le sommet connaissant les conditions d'entrée du gaz au premier élément. De même, ayant le débit d'eau à la sortie du dernier élément qui correspond à l'entrée d'eau dans la colonne, nous parcourons la colonne du sommet vers la base afin de calculer les débits d'eau à l'entrée de chaque élément.

Dans une seconde étape, nous corrigeons les températures estimées au départ et nous reprenons les calculs précédents. Nous procéderons ainsi jusqu'à ce qu'un test de convergence soit satisfait, signifiant que les derniers calculs correspondent au régime stationnaire.

III.2.4 Choix des données pour l'évaporateur

III.2.4.1 Choix du type d'évaporateur

Pour notre installation, nous proposons un évaporateur en colonne à garnissage en vrac de type « pall rings » en plastique. Ce choix est basé sur deux critères :

- L'eau salée est très corrosive, nous avons choisi le plastique afin d'éviter ce problème.
- L'eau salée cause des problèmes de dépôt salin, afin de remédier à ce problème, nous avons choisi un garnissage en vrac, ces derniers se démontent facilement et peuvent donc être nettoyés rapidement.

Notre garnissage a les propriétés suivantes :

- Surface volumique : $a=206 \text{ m}^2/\text{m}^3$.
- Fraction volumique du vide : $\varepsilon = 90\%$
- Coefficient du garnissage : $F =131 \text{ m}^{-1}$

Ces caractéristiques nous permettent de calculer le diamètre hydraulique équivalent à l'aide de l'expression [12] :

$$d_h = 4\varepsilon/a \quad (\text{III.1})$$

donc : $d_h = 0.01747 \text{ m} = 17.47 \text{ mm}$

III.2.4.2 Choix des dimensions de l'évaporateur

➤ **Choix du diamètre de la colonne**

Les garnissages sont en série de (0.3 - 0.6 - 0.9 - 1.2m). Par ailleurs, il y a une condition empirique à vérifier qui est : $d > 12d_h$ [13].

$$12d_h = 0.2096 \text{ m.}$$

Nous avons donc le choix entre ces trois diamètres. On choisira pour la suite des calculs celui de 0.6m.

III.2.4.3 Détermination des vitesses d'écoulement des fluides

Le débit d'air se calcule à la base de la colonne par la relation suivante :

$$m_a = \rho_a U_a \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad (\text{III.2})$$

avec :

$$\rho_a = \frac{P}{(1+\omega_e)RT_{ae}} \tag{III.3}$$

Notre système fonctionne à pression atmosphérique (P=1atm), la température, par la suite calculée, est de 352K.

Pour les débits mentionnés précédemment (0.08 kg/s pour l'eau et 0.05 kg/s pour l'air), nous aurons les vitesses suivantes :

ua = 0.9 m/s pour le gaz.

ui= 0.01 m/s pour l'eau liquide.

III.2.4.4 Estimation de la rétention totale

La rétention totale est déterminée à partir de la courbe représentée sur la figure suivante :

Le facteur suivant nous permet de la lire sur la figure:

$$F_s = U_a \sqrt{\rho_a} \tag{III.4}$$

On lit donc la valeur de h_t qui est de 0.07.

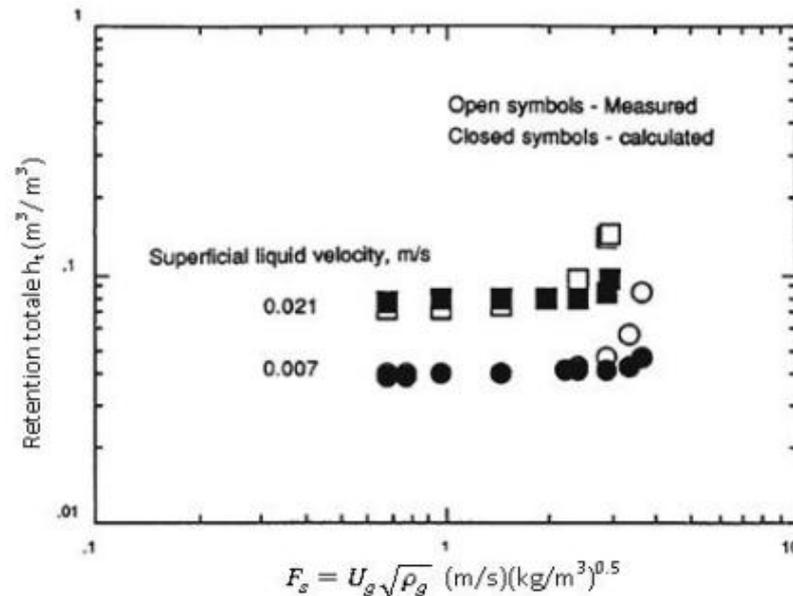


Figure.III.2 : Estimation de la rétention totale pour les garnissages structurés [11].

La fraction effective du vide est donnée par l'expression suivante :

$$\varepsilon' = \varepsilon - h_t \quad (III.5)$$

d'où : $\varepsilon' = 0.83$

Ceci nous permet d'évaluer l'aire de l'interface liquide-gaz par unité de hauteur de la colonne :

$$A_f = a \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right) \quad (III.6)$$

Avec les valeurs des paramètres de cette expression évaluées précédemment, on aura donc : $A_f = 52.93/\text{m}$ de colonne.

III.3 CALCUL DES PROPRIETES PHYSIQUE DES FLUIDES

III.3.1 Propriétés de la phase liquide

Comme les propriétés physiques de la phase liquide varient très peu dans le domaine de température considéré, nous allons utiliser des valeurs constantes pour la masse volumique ρ_l , la chaleur spécifique C_{pl} , la viscosité dynamique μ_l et la conductivité thermique λ_l . Pour les valeurs utilisées voir Annexe A.

III.3.2 Propriété physique du gaz

On désigne par « gaz », le mélange air sec – vapeur, il est donc naturel de calculer les propriétés du gaz à partir de celles de l'air sec et la vapeur.

Le coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air a une valeur constante qui est de $26.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Toutes les corrélations utilisées sont données en Annexe A .

L'expression de l'humidité spécifique s'écrit comme suit :

$$\omega = 0.622 \frac{f P_{\text{sat}}(T_g)}{P - f P_{\text{sat}}(T_g)} \quad (III.7)$$

Où : f représente un facteur de correction dépendant de la pression. Dans notre cas (pression atmosphérique), il est égal à 1.

Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne de chaque élément, soit par exemple pour l'élément (i) compris entre les niveaux (i-1) et (i+1) :

$$\bar{T}_g(i) = \frac{1}{2}(T_{g_i} + T_{g_{i+1}}) \quad (\text{III.8})$$

III.4 Calcul des coefficients de transfert

Les corrélations retenues pour notre configuration de garnissage sont les suivantes [11]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (\text{III.9})$$

$$Sh = 0.023 Re^{0.8} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (\text{III.10})$$

Celles-ci seront utilisées pour le gaz.

Pour la phase liquide, la corrélation suivante sera utilisée [11]:

$$Nu = 2 + 0.5 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (\text{III.11})$$

Ainsi nous sommes assurés d'avoir un nombre de Nusselt supérieur à 2.

III.5 calcul de la température de l'interface et du taux de transfert de masse

L'évaluation de la température à l'interface est nécessaire pour le calcul du taux de transfert de masse $\Delta m_v(i)$ au niveau de chaque élément (i). Elle est donnée par l'équation (II.53) :

$$\alpha_l (\bar{T}_l(i) - T_f(i)) + \bar{\alpha}_g(i) (\bar{T}_g(i) - T_f(i)) = \bar{h}_{fg}(i) \bar{\beta}_g(i) (\bar{\rho}_{vf}(i) - \bar{\rho}_v(i)) \quad (\text{III.12})$$

Où la température moyenne de la phase liquide est définie comme pour la phase gazeuse par :

$$\bar{T}_l(i) = \frac{1}{2}(T_{l_i} + T_{l_{i+1}}) \quad (\text{III.13})$$

La résolution de l'équation (III.12), peut se faire à l'aide d'une méthode numérique, notamment celle de Brent ou celle de Newton-Raphson. En notant que $\bar{h}_{fg}(i)$ et $\bar{\rho}_{vf}(i)$ dépendent de $T_f(i)$, les corrélations seront données en Annexe A.

Le taux de transfert de masse se calcule à partir de la formule suivante :

$$\Delta \bar{m}_v(i) = \bar{\beta}_g(i) (\bar{\rho}_{vf}(i) - \bar{\rho}_v(i)) A_f \Delta Z \quad (\text{III.14})$$

Cette procédure doit être effectuée pour tous les éléments en parcourant la colonne du premier élément se trouvant à la base jusqu'au dernier se trouvant au sommet.

III.6 Calcul du débit d'eau à l'entrée de chaque élément

Le débit d'eau m_{l_i} à l'entrée de chaque élément (i) se calcule en retranchant le taux de transfert de masse $\Delta m_v(i)$ correspondant à cet élément du débit d'eau $m_{l_{i+1}}$ à la sortie de l'élément :

$$m_{l_i} = m_{l_{i+1}} + m_v(i) \quad (III.15)$$

Le débit d'eau étant connu à la sortie du dernier élément, les calculs seront donc effectués à partir de cet élément en parcourant la colonne du sommet vers la base.

III.7 Correction des températures

En remplaçant les expressions des taux de transfert de chaleur dans les équations (II.43) et (II.44), nous obtenons :

$$\begin{cases} \Delta_g = m_a \Delta h_a(i) + \bar{m}_v(i) \Delta h_v(i) + \bar{\alpha}_g(i) (\bar{T}_g(i) - T_f(i)) A_f \Delta z + (\bar{h}_v(i) - \bar{h}_{vf}(i)) \Delta m_v(i) = 0 \\ \Delta_l = \bar{m}_l(i) \Delta h_l(i) + \bar{\alpha}_l(i) (\bar{T}_l(i) - T_f(i)) A_f \Delta z + (\bar{h}_l(i) - \bar{h}_{lf}(i)) \Delta m_v(i) = 0 \end{cases} \quad (III.16)$$

Où :

$$\Delta h_a(i) = C_{pa} (T_{g_{i+1}}(i) - T_{g_i}(i))$$

$$\Delta h_v(i) = C_{pv}(i) (T_{g_{i+1}}(i) - T_{g_i}(i))$$

$$\Delta h_l(i) = C_{pl}(i) (T_{g_{i+1}}(i) - T_{g_i}(i))$$

$$(\bar{h}_v(i) - \bar{h}_{vf}(i)) = C_{pv}(i) (\bar{T}_g(i) - T_f(i))$$

$$(\bar{h}_l(i) - \bar{h}_{lf}(i)) = C_{pl}(i) (\bar{T}_l(i) - T_f(i))$$

Ces équations ne seront satisfaites que si les distributions de température $T_{g_{i+1}}$ et T_{l_i} correspondent au régime stationnaire.

Les premières des températures obtenues sont un peu loin de valeur réelles des températures. En substituant les termes de Δ_g et de Δ_l qui sont en réalité des écarts de températures, on obtiendra les températures corrigées.

La procédure consiste à utiliser les valeurs calculées de $\Delta_g^{(n)}$ et $\Delta_l^{(n)}$ à chaque étape (n) pour corriger les températures moyennes $\bar{T}_g(i)$ et $\bar{T}_l(i)$ et obtenir une nouvelle estimation des distributions pour l'étape suivante (n + 1) par les relations suivantes :

$$\begin{cases} \bar{T}_g(i)^{(n+1)} = \bar{T}_g(i)^n + \left(\frac{RX_g}{m_a cp_a}\right) \Delta_g^n \\ \bar{T}_l(i)^{(n+1)} = \bar{T}_l(i)^n + \left(\frac{RX_l}{m_a cp_l}\right) \Delta_l^n \end{cases} \quad (III.17)$$

Dans ces expressions (RX_g) et (RX_l) représentent des facteurs de relaxation destinés à accélérer la convergence du processus. Elles prennent des valeurs comprises dans l'intervalle de 1×10^{-4} à 8×10^{-4} [10].

Après avoir corrigé les températures moyennes, nous corrigeons les distributions des températures aux niveaux des nœuds par les relations suivantes :

$$\begin{cases} \bar{T}_{g_{j+1}}(i)^{(j+1)} = 2\bar{T}_g(i)^{(n+1)} - \bar{T}_{g_{j+1}}(i)^{(n+1)} \\ \bar{T}_{l_1}(i)^{(j+1)} = 2\bar{T}_l(i)^{(n+1)} + \bar{T}_{l_{j+1}}(i)^{(n+1)} \end{cases} \quad (III.18)$$

Ce processus de calcul est répété jusqu'à la satisfaction d'un test de convergence portant sur la valeur maximale des différences :

$$\begin{cases} \bar{T}_g(i)^{(n+1)} = \bar{T}_g(i)^{n+1} \\ \bar{T}_l(i)^{(n+1)} = \bar{T}_l(i)^{(n+1)} \end{cases} \quad (III.19)$$

CHAPITRE IV

RESULTATS ET INTERPRETATION

IV.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats obtenus après calcul. Nous allons montrer les résultats pour les collecteurs solaire ; la variation de la température de sortie des fluides (eau et air) en fonction des différents paramètres et voir leur influence sur celle-ci. Par la suite, nous allons montrer les résultats pour l'évaporateur ; la variation des températures tout au long de la colonne de garnissage ainsi que l'humidité et l'humidité de saturation.

IV.2 TEMPERATURE A LA SORTIE DES COLLECTEURS SOLAIRES

IV.2.1 Effet de la vitesse du vent

La vitesse du vent engendre des pertes thermiques par convection, ceci engendre forcément une diminution de la température des fluides à la sortie des collecteurs solaires.

Afin de procéder à cette étude, nous allons fixer le flux solaire absorbé à 800 W/m^2 , la température ambiante à 30°C , celle d'entrée de l'eau à 30°C .

Les deux figures suivantes (figure.IV.1 et figure.IV.2) illustrent cette variation.

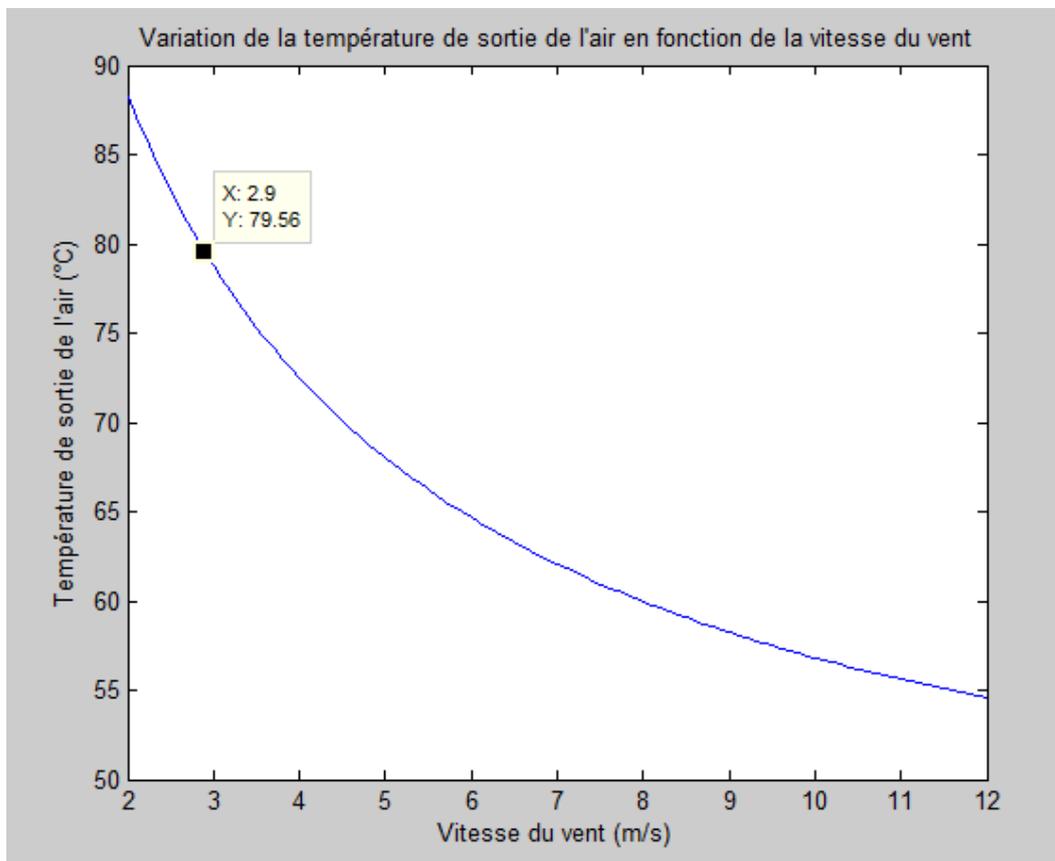


Figure.IV.1 Variation de la température de sortie de l'air en fonction de la vitesse du vent.

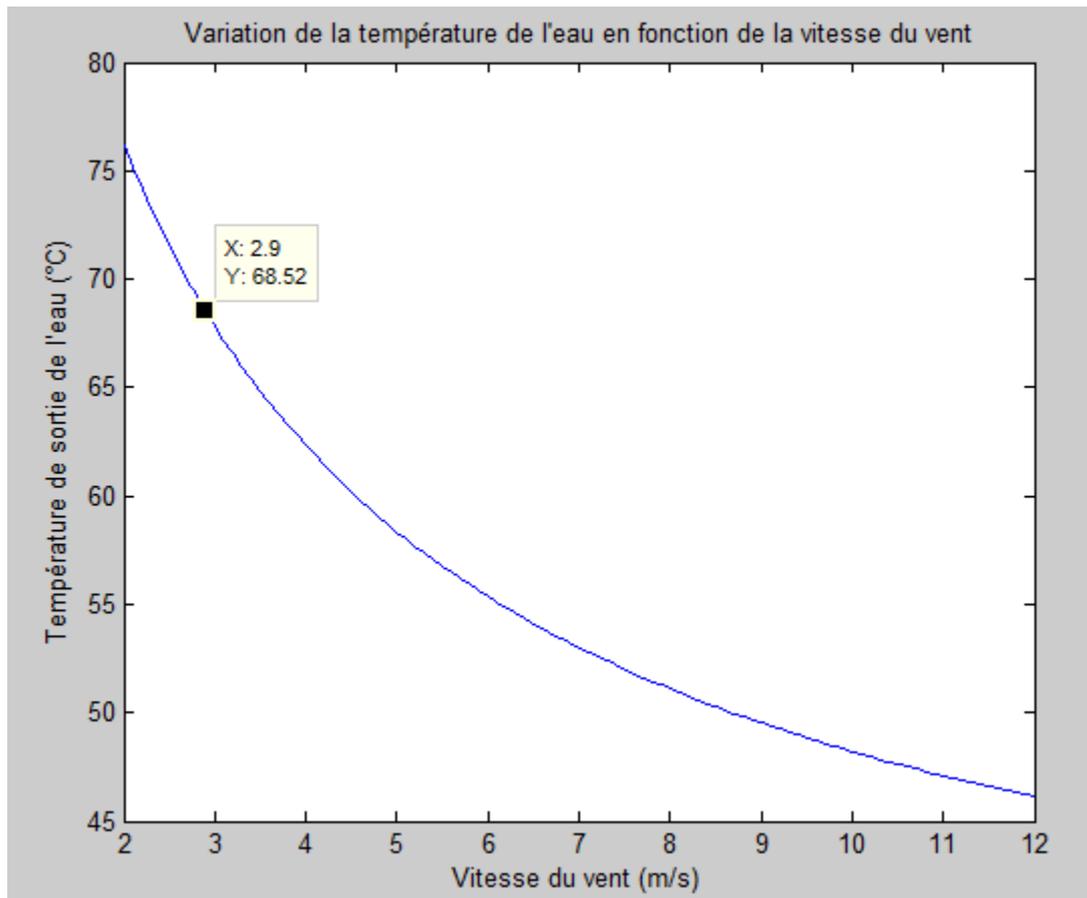


Figure.IV.2 Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de la vitesse du vent.

Notons bien que pour la valeur de la vitesse du vent qu'on a choisi pour la suite de la procédure de calcul (qui est de 2.9m/S [8]), notamment celle de l'évaporateur, nous trouvons les valeurs respectives pour la température de sortie de l'eau et celle de l'air sont : 68.52 °C et 79.56 °C.

IV.2.2 Effet du flux solaire absorbé

Le flux solaire absorbé cause le réchauffement du fluide. Son augmentation cause donc l'augmentation certaine de la température de sortie des fluides. Les deux figure suivantes (figure.IV.3 et figure IV.4) montrent la variation de ces températures :

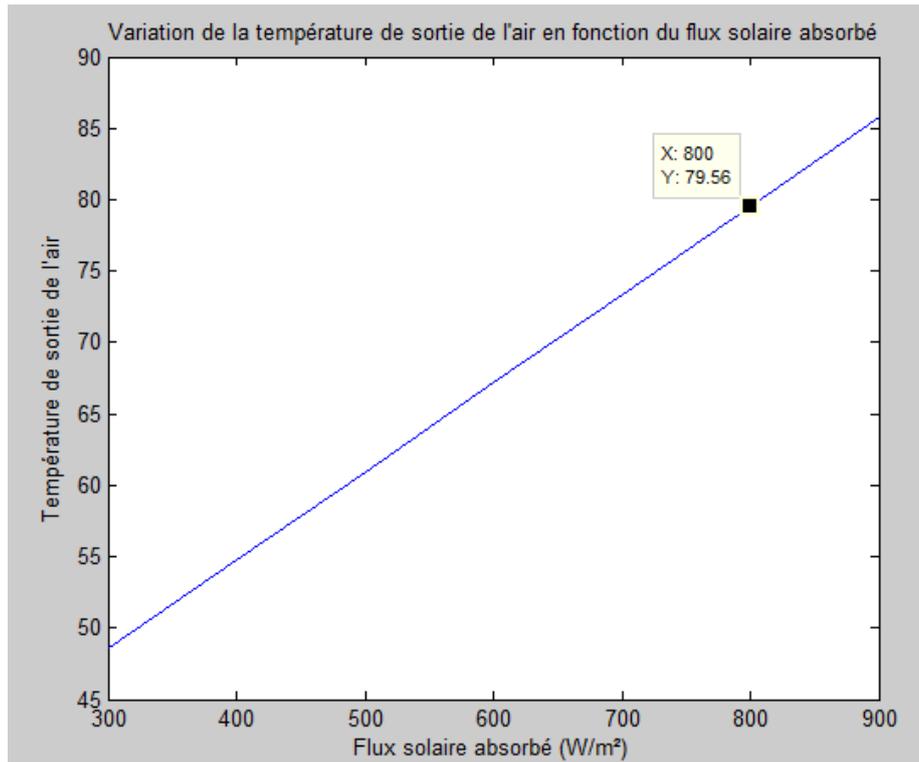


Figure.IV.3 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du flux solaire absorbé.

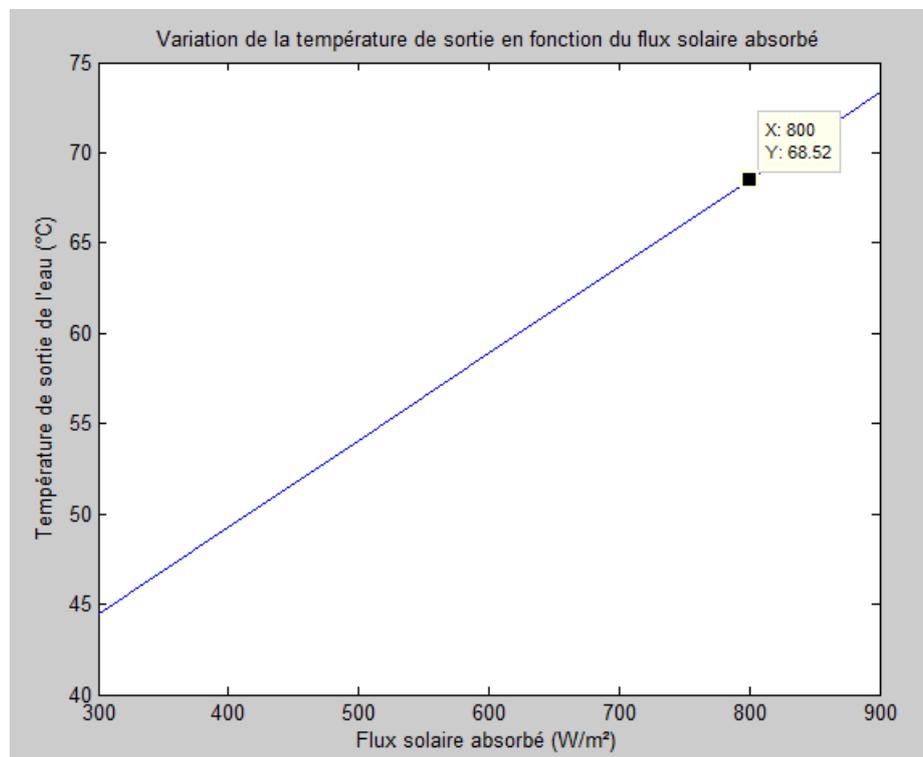


Figure.IV.4. Variation de la température de sortie de l'eau en fonction du flux solaire absorbé.

Notons que pour la valeur du flux retenue pour la suite des calculs (800W/m^2) nous avons les mêmes températures que précédemment.

IV.2.3 Effet de la température d'entrée des fluides

La température d'entrée du fluide influe directement sur celle de sortie, la chaleur absorbée par le fluide lui garantit la différence de température nécessaire pour augmenter celle de la sortie.

Les deux figures suivantes (figure.IV.5 et figure IV.6) illustre la variation de température de sortie selon la température d'entrée.

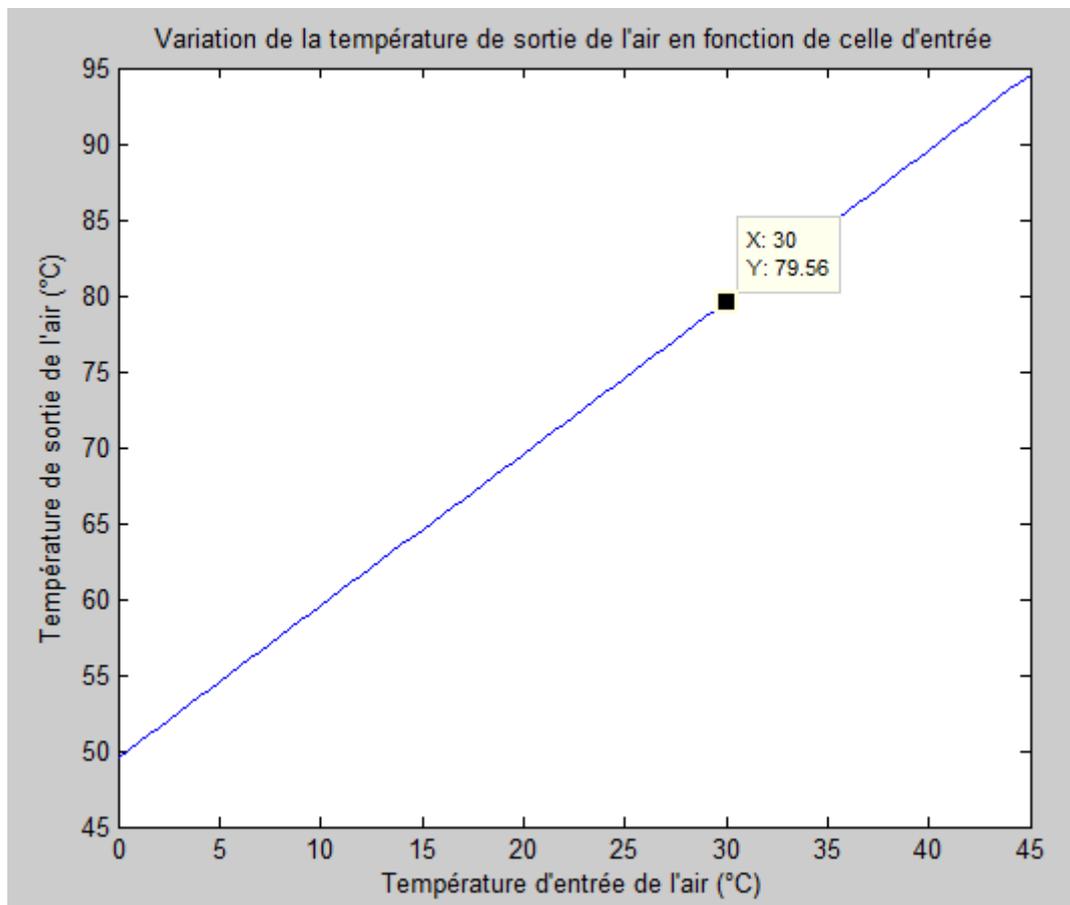


Figure.IV.5 Variation de la température de sortie de l'air en fonction de celle d'entrée.

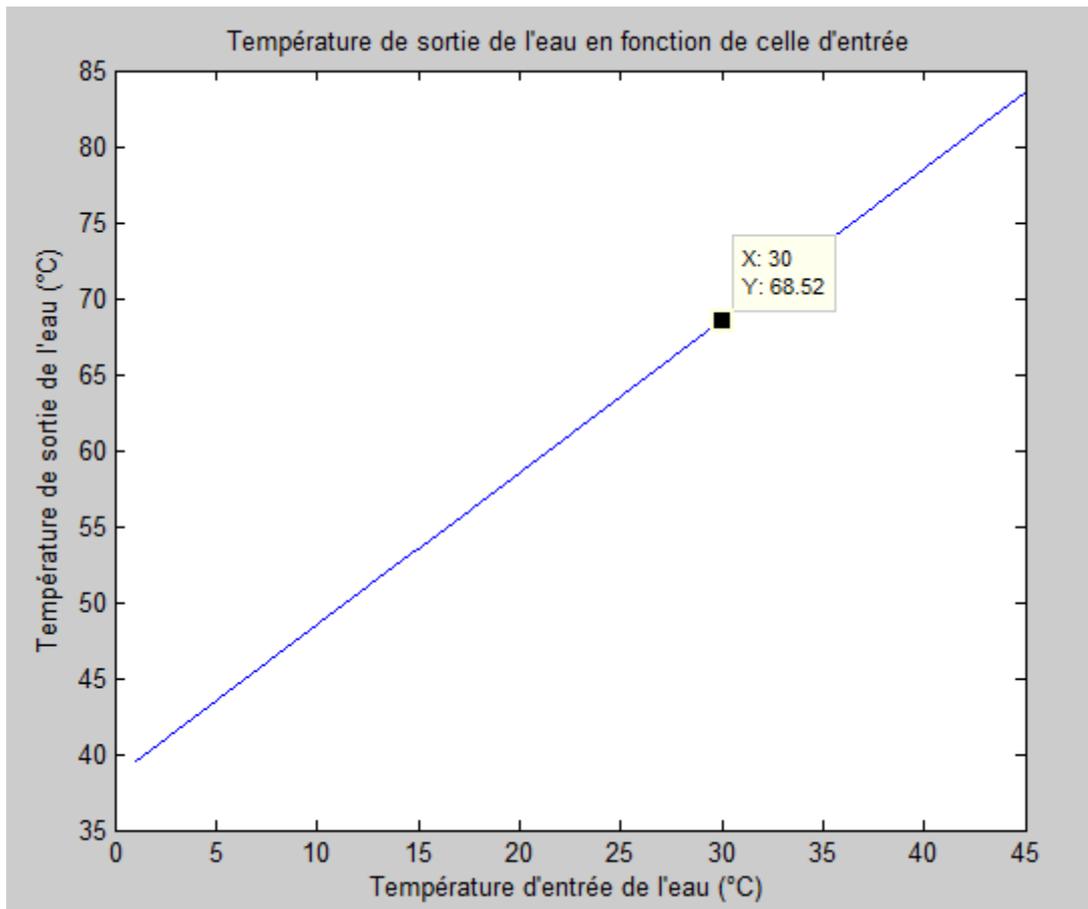


Figure.IV.6 Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de celle d'entrée.

Notons aussi que pour la valeur d'entrée retenue, nous obtenons les températures mentionnées plus en haut.

Remarque : Nous aurions pu nous intéresser au rendement des collecteurs solaires, mais ce qui nous concerne le plus dans notre étude, c'est la température de sortie. Pour le rendement, il faut avoir de données plus précises que celles que nous avons, surtout en ce qui concerne les dimensions des différents organes des collecteurs.

IV.3 EVOLUTION DE L'HUMIDITE SPECIFIQUE DANS L'EVAPORATEUR

Les résultats suivants, montrent l'évolution de l'humidité à l'intérieur de l'évaporateur. La figure suivante (figure.IV.7) illustre cette évolution. On constate qu'après une certaine hauteur, le gaz arrive à saturation. Ce qui se manifeste par une égalité entre l'humidité et l'humidité de saturation. En notant que même l'humidité de saturation ne

cesse d'évoluer, et ce, du fait de l'augmentation de l'augmentation de la pression de saturation.

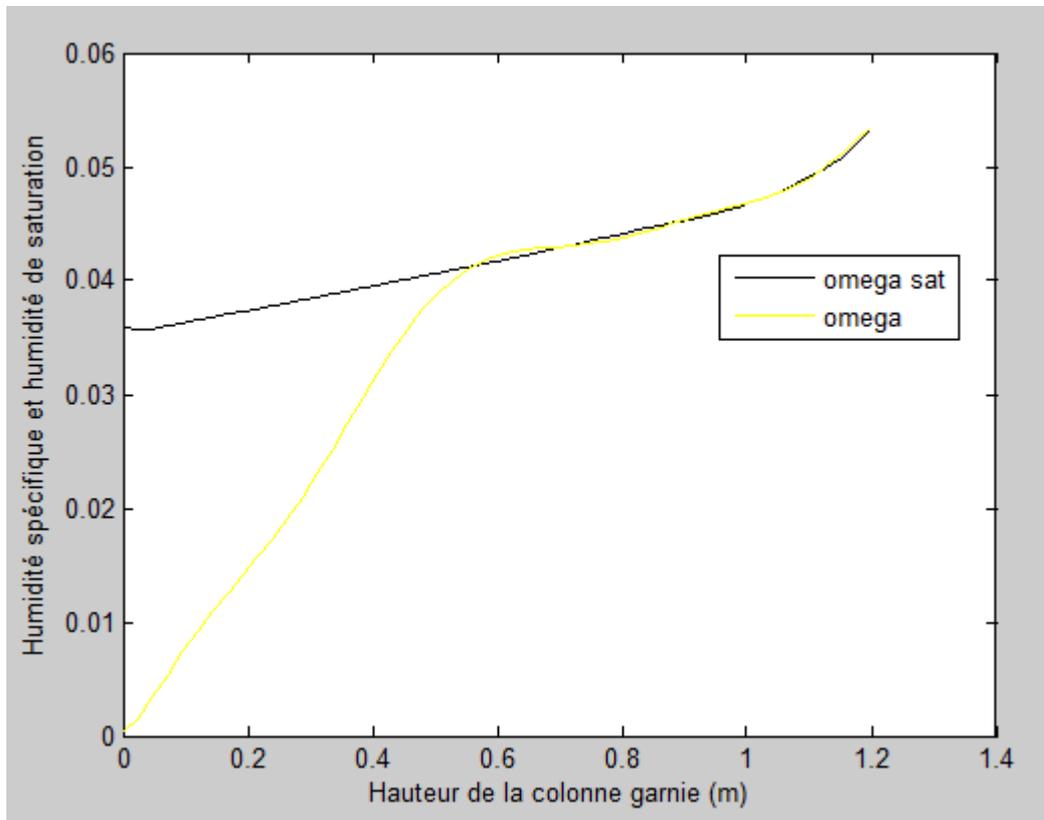


Figure.IV.7 Evolution de l'humidité et de l'humidité spécifique le long de l'évaporateur.

IV.4 EVOLUTION DES TEMPERATURES DE L'EAU ET DU GAZ

Les figures suivantes (figure.IV.8 et figure.IV.9) montrent l'évolution de la température de l'eau et celle du gaz. Tandis que celle du gaz varie d'une manière très faible. On procédera à l'analyse en prenant en compte le fait que l'eau et l'air n'entrent pas dans l'évaporateur du même côté.

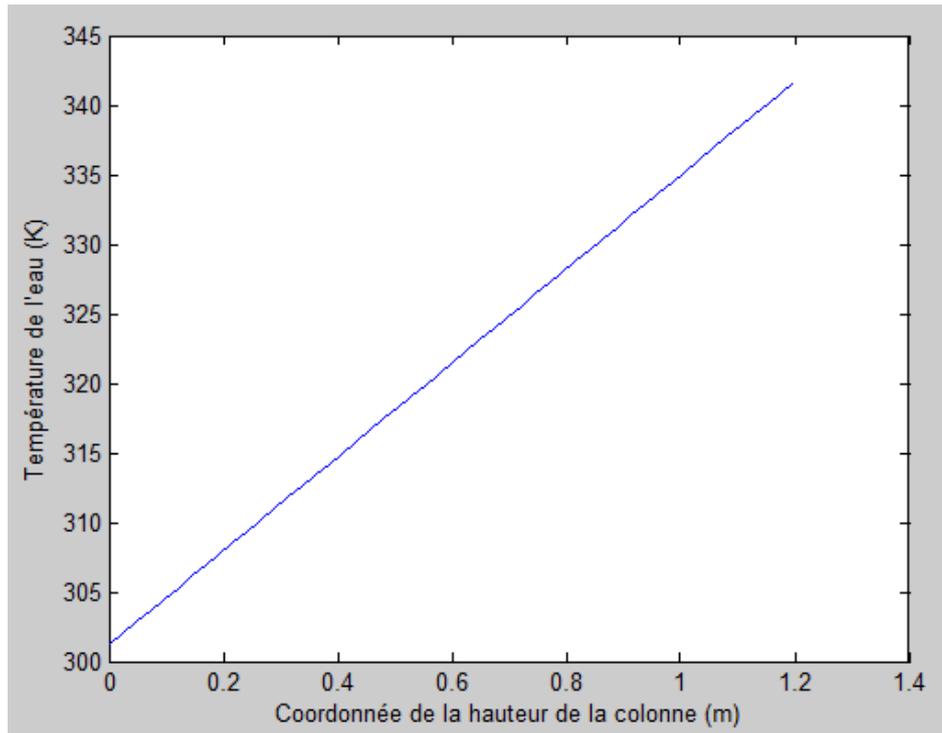


Figure.IV.8 Evolution de la température de l'eau le long de l'évaporateur.

On constate que la température de l'eau varie fortement (de 341.71 K à 301.20 K).

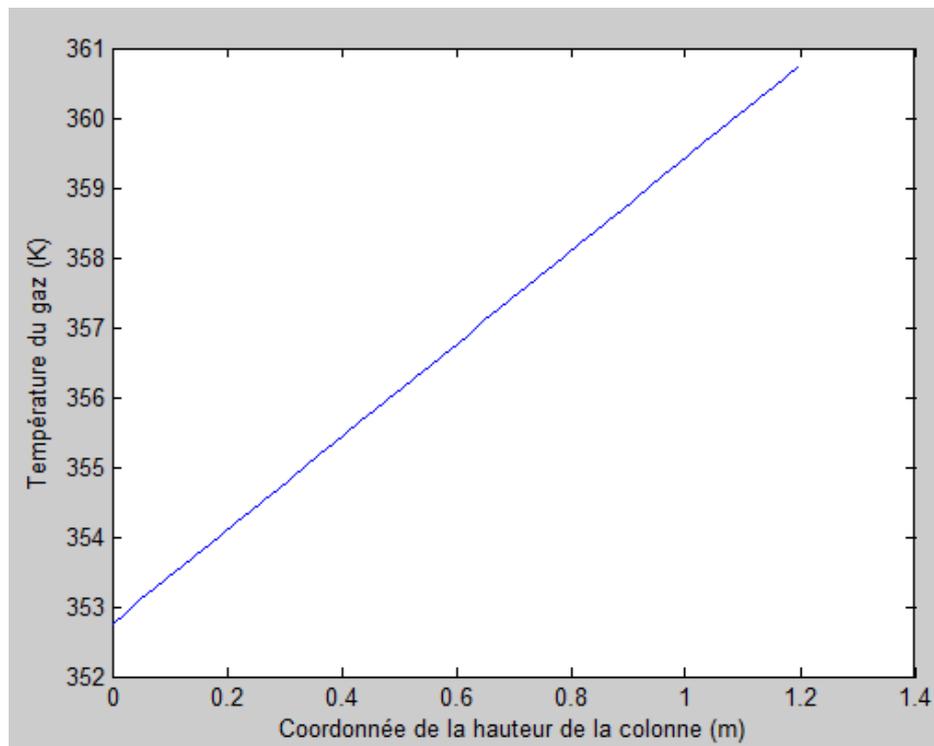


Figure.IV.9 Evolution de la température du gaz le long de l'évaporateur.

De même manière, on constate que la température du gaz varie d'une manière très faible (de 352.76 K à 360.54 K).

Cette différence dans l'évolution des températures est due au fait que l'eau fournit la chaleur de vaporisation, ce qui engendre forcément une telle diminution.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

La modélisation des phénomènes de transferts de chaleur et de masse nous a permis, pour les collecteurs solaires, de déterminer les températures de sortie des fluides et d'étudier l'influence des paramètres pertinents, tels que : la vitesse du vent, le flux solaire absorbé et la température d'entrée des fluides, sur celles-ci.

En ce qui concerne l'évaporateur, nous avons pu déterminer l'évolution de l'humidité spécifique et la distribution des températures de l'air et de l'eau à travers la colonne du saturateur.

Ce travail, nous a permis d'aborder en profondeur les phénomènes de transferts de chaleur et de masse dans différents composants d'une installation de dessalement par humidification-déshumidification de l'air. Nous avons noté la difficulté qu'il y a à modéliser les phénomènes mis en jeu dans ce type d'installation.

Comme suite à ce travail, nous proposons l'étude du condenseur, qui malheureusement, n'a pu être abordée dans le présent travail, étant donné les délais qui lui sont impartis. Ensuite, il serait intéressant d'effectuer une étude paramétrique de l'ensemble du système pour évaluer ses performances en fonction de la situation géographique et des saisons de l'année, afin d'établir les conditions optimales d'utilisation du procédé de dessalement par humidification déshumidification de l'air, en comparaison avec les autres procédés de dessalement déjà éprouvés, comme l'osmose inverse et les procédés par distillation MED et MSF.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie :

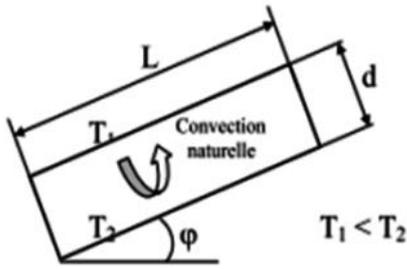
- [1] Programme des Nations Unies pour l'Environnement, Dessalement de l'eau de mer dans les pays méditerranéens : évaluation des impacts sur l'environnement et lignes directrices proposées pour la gestion de la saumure, UNEP(DEC)/MED WG.183/Inf.6 7 mai 2001.
- [2] Patrick DANIS, Dessalement de l'eau de mer (J 2700), Traités Génie des Procédés, Techniques de l'ingénieur, 2005.
- [3] Maurel. A, Dessalement de l'Eau de Mer et des Eaux Saumâtres, Techniques & Documents, Paris, France, 226, 2001.
- [4] K. Bourouni, M.T. Chaibi, L. Tadrist, Water desalination by humidification-dehumidification of air: state of the art, Elsevier Science B.V, 2001.
- [5] Algériennes des Eaux, Dessalement, <http://www.ade.dz/Dessalement/dessal.php>, site consulté le 14/04/2012.
- [6] Ministère des Ressources en Eau, Ressources en eau non conventionnelle, http://www.mre.gov.dz/eau/ress_non_convent.htm, site consulté le 15/04/2012.
- [7] Ministère de l'Energie et des Mines, Energie solaire, <http://www.mem-algeria.org/francais/index.php?page=potentiels>, site consulté le 15/04/2012.
- [8] J. Orfi, N. Galanis, M. Laplante, Air humidification-dehumidification for a water desalination system using solar energy, Desalination 203 (2007) 471-481, Elsevier Science, 2007.
- [9] Yves JANOT, Thermique Solaire, Ellipses, 2003.
- [10] Aramayo-Prudencio A. " The analysis and design of saturators for power generation cycle : part 2- Heat and mass transfert". Proceeding of ASME Turbo Expo power of Land, sea and air. June 16-19, Atlanta, Georgia,USA. (2003).
- [11] Robert H. Perry, Perry's chemical engineers' handbook, Mc Graw-Hill, 1997.
- [12] Mackowiak J. "Fluid Dynamics of packed columns, chapter 2: Two phase flow and operating range" .
- [13] Wicker K. "Life below the wet bulb: The Maisotsenko cycle, www.powermag.platts.com, site consulté le 05/06/2012.

ANNEXES

ANNEXE

ANNEXES

Annexe A.1 : Cellule fermée rectangulaire inclinée

<p>Cellule fermée rectangulaire inclinée</p> 	$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \varphi))^{1,6}}{Gr Pr \cos \varphi} \right] +$ $\left[\left(\frac{Gr Pr \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^*$ $Nu = (\sin \varphi)^{1/4} Nu(90^\circ) \quad \text{si } \varphi^* < \varphi < 90^\circ$ $Nu = 1 + [Nu(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 90^\circ < \varphi < 180^\circ$ <p style="text-align: center;">Avec $\varphi^* = \tan^{-1}(4800 Pr)$</p>
---	--

Annexe A.2 : Ecoulement dans un tube

<p>Écoulement dans un tube</p>	<p>Écoulement turbulent : $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$</p> <p>$n = 0,3$ si $\theta_{\text{fluide}} > \theta_{\text{paroi}}$ $n = 0,4$ si $\theta_{\text{fluide}} < \theta_{\text{paroi}}$</p> <p style="text-align: right;">$Re > 5000$ et $0,6 < Pr < 100$</p> <p>Re calculé pour $D_H = 4S / P$ où : S = section de passage du fluide P = périmètre de contact fluide/paroi</p> <p>Écoulement laminaire : $Nu = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$</p> <p>Valable pour $Re Pr \frac{D}{L} \geq 10$, μ_p calculé à θ_p</p>
--------------------------------	--

Annexe A.3 : Rayonnement du ciel

$$W = \sigma T_{\text{ciel}}^4 = \sigma \varepsilon_a T_a^4$$

Où T_{ciel} ou ε_a sont donnés par l'une des corrélations suivantes

$$T_{\text{ciel}} = T_a - 12$$

$$\varepsilon_a = 1 - 0,261 \exp[-7,77 \cdot 10^{-4} (T_a - 273)^2]$$

$$\varepsilon_a = 0,787 + 0,764 \ln \left(\frac{T_{ra}}{273} \right)$$

Où : T_{ra} Température de rosée de l'air en K
 T_a Température de l'air en K

ANNEXES

Corrélations pour les propriétés physiques en fonction de la température de l'air et de la vapeur d'eau :

Air sec :

$$\bar{\mu}_a = 6.109 \times 10^{-6} + 4.604 \times 10^{-8} \cdot \bar{T}_g - 1.051 \times 10^{-11} \cdot \bar{T}_g^2$$

$$\bar{\lambda}_a = 3.227 \times 10^{-3} + 8.3894 \times 10^{-5} \cdot \bar{T}_g - 1.98598 \times 10^{-8} \cdot \bar{T}_g^2$$

$$\bar{Pr}_a = 0.815 - 4.958 \times 10^{-4} \cdot \bar{T}_g - 4.514 \times 10^{-7} \cdot \bar{T}_g^2$$

Vapeur d'eau :

$$\bar{\mu}_v = 4.07 \times 10^{-8} \cdot \bar{T}_g - 6.109 \times 10^{-6}$$

$$\bar{\lambda}_v = 1.024 \times 10^{-2} - 8.21 \times 10^{-6} \cdot \bar{T}_g + 1.41 \times 10^{-7} \cdot \bar{T}_g^2 - 4.51 \times 10^{-11} \cdot \bar{T}_g^3$$

$$\bar{c}_{p_v} = 8137 - 37.34 \cdot \bar{T}_g + 0.07482 \cdot \bar{T}_g^2 - 4.956 \times 10^{-5} \cdot \bar{T}_g^3$$

$$h_{fg} = 2.257 \times 10^6 + 2.595 \times 10^3(373.15 - T)$$

$$Pr_v = \frac{\bar{c}_{p_v} \cdot \bar{\mu}_v}{\bar{\lambda}_v}$$

Corrélations pour P_{sat} :

Pour : $40 \leq T \leq 60$

$$P_{sat} = (0.00015067 \times T^3) - (0.00946 \times T^2) + (0.4287333 \times T) - 4.2722$$

Pour : $60 \leq T \leq 120$

$$P_{sat} = (0.000342 \times T^3) - (0.05 \times T^2) + (3.315 \times T) - 72$$

Pour : $120 \leq T \leq 180$

$$P_{sat} = (0.000342 \times T^3) - (0.05 \times T^2) + (3.315 \times T) - 72$$

Corrélations pour ρ_{vf} :

Pour : $40 \leq T \leq 60$

$$\rho_{vf} = ((8.e - 7) \times T^3) - ((4.e - 5) \times T^2) + (0.002 \times T) - 0.018$$

Pour : $60 \leq T \leq 100$

ANNEXES

$$\rho_{vf} = ((1.41e - 6) \times T^3) - ((1.62e - 4) \times T^2) + ((0.9993 e - 2) \times T) - 0.189692$$

Pour : $100 \leq T \leq 140$

$$\rho_{vf} = ((2.34e - 6) \times T^3) - ((4.4331e - 4) \times T^2) + ((3.838932 e-2) \times T) - 1.1587768$$

Pour : $140 \leq T \leq 180$

$$\rho_{vf} = ((4.55e - 6) \times T^3) - ((1.4128e - 4) \times T^2) + ((18.1123e-2) \times T) - 8.17483$$

Propriétés du gaz :

Les propriétés thermodynamiques du gaz (air humide) se calculent comme suit :

Pression partielle de la vapeur :
$$P_v = \frac{P \cdot \omega}{\omega + 0.622}$$

Humidité relative :
$$\varphi = \frac{P_v}{P_{sat}}$$

Fraction massique de vapeur :
$$Y = \frac{\omega}{1 + \omega}$$

Fraction molaire de vapeur :
$$X = \frac{\omega / M_w}{1 / M_w + \omega / M_w}$$

Pression partielle de l'air sec :
$$P_a = P - P_v$$

Masse volumique partielle d'air sec :
$$\rho_a = \frac{M_a \cdot P_a}{R \cdot T_g}$$

Masse volumique partielle de vapeur :
$$\rho_v = \frac{M_w \cdot P_v}{R \cdot T_g}$$

Masse volumique apparente du gaz :
$$\overline{\rho}_g = \frac{M_g \cdot P}{R \cdot T_g}$$

Chaleur spécifique du gaz :
$$\overline{Cp}_g = Y \overline{Cp}_v + (1 - Y) \overline{Cp}_a$$

Masse molaire apparente du gaz :
$$M_g = X M_w + (1 - X) M_a$$

En ce qui concerne la conductivité thermique et la viscosité du gaz Miller recommande pour les mélanges binaires, la relation empirique de Wilke, qui permet d'écrire :

$$\overline{\Phi} = \frac{X \cdot \Phi_v}{X + (1-X) \Omega_{va}} + \frac{(1-X) \cdot \Phi_a}{X \Omega_{av} + (1-X)}$$

ANNEXES

Avec :

$$\Omega_{va} = \frac{\left\{ 1 + \left(\frac{\phi_v}{\phi_a} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_a}{M_w} \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^2}{\left\{ 8 \cdot \left(1 + \frac{M_w}{M_a} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad \text{et} \quad \Omega_{av} = \frac{\left\{ 1 + \left(\frac{\phi_a}{\phi_v} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_w}{M_a} \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^2}{\left\{ 8 \cdot \left(1 + \frac{M_a}{M_w} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

Où ϕ peut prendre la valeur de λ ou de μ

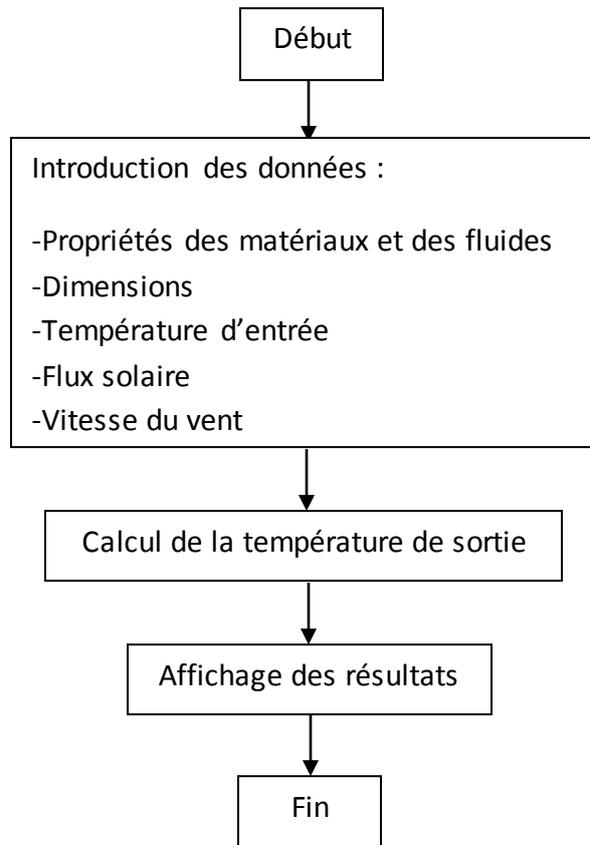
Propriétés de la phase liquide : $\rho_w = 997 \text{ kg/m}^3$

$$Cp_w = 4184 \text{ J/kg.K}$$

$$\lambda_w = 0.6531 \text{ W/m.K}$$

ANNEXES

Organigramme pour la résolution numérique pour les collecteurs solaires



ANNEXES

Organigramme pour la résolution numérique pour l'évaporateur

