

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE LARBI BEN M'HIDI OUM EL-BOUAGHI
FACULTE DES SCIENCES EXACTES ET SCIENCES DE LA NATURE ET DE LA VIE
DEPARTEMENT DE SCIENCES DE LA MATIERE

N° de Série :.....

N° d'ordre :.....

TH E S E

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de Doctorat en Sciences

Spécialité : Physique Energétique

Option : Photothermique

Par

BOUTRIAA ABDELOUAHAB

Thème

Étude et réalisation d'un nouveau distillateur solaire

Soutenu le 25/02/2018

Devant le jury :

Président :	NOUIRI Abdelkader	Prof.	U. Larbi ben M'hidi – Oum El-Bouaghi
Rapporteur :	RAHMANI Ahmed	MCA	U. Larbi ben M'hidi – Oum El-Bouaghi
Examineurs :	CHAKER Abla	Prof.	U. Constantine-1
	MEZAACHE El Hacene	Prof.	U. 20 Août 1955 Skikda
	DJEZZAR Mahfoud	Prof.	U. Constantine-1

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui me sont les plus chères:

À mes chers parents,

À mon épouse et mon fils Anas, Mohamed Omar et Moundir

À mon frère et mes sœurs,

À toute ma famille,

Et à tous mes amis.

Abdesouahab

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la volonté et le courage pour parachèvement ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Monsieur RAHMANI Ahmed, Maître de conférences à l'Université Larbi Ben M'hidi d'Oum El-Bouaghi, pour le sujet de recherche qu'il m'a proposé et lui exprimer ma profonde reconnaissance pour tout son aide, sa disponibilité, ses conseils et surtout l'intérêt qu'il a porté à mon travail et l'attention toute particulière accordée à la lecture et à la correction de ce mémoire.

Je tiens à remercier vivement Monsieur NOUIRI Abdelkader, Professeur à l'Université Larbi Ben M'hidi d'Oum El-Bouaghi, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter la présidence du jury de ma soutenance.

Je voudrais remercier vivement Madame CHAKER Abla, Professeur à l'Université des frères Mentouri Constantine-1, pour son intérêt à ce travail et pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de faire partie de ce jury de thèse.

Je remercie également Monsieur MEZAACHE El Hacene, Professeur à l'Université 20 Août 1955 de Skikda, d'avoir accepté de faire partie du jury et d'examiner notre travail.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur DJEZZAR Mahfoud, Professeur à l'Université des frères Mentouri Constantine-1, pour l'intérêt qu'il a accordé à ce travail et d'avoir accepté de participer à ma soutenance de thèse.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur LAOUAR Salah, Professeur à l'Université Larbi Ben M'hidi d'Oum El-Bouaghi, pour l'aide qui nous a apporté pour la finalisation de cette thèse.

Je tiens particulièrement à remercier Monsieur Djamil RACHEM, Maître de conférences à l'Université Larbi Ben M'hidi d'Oum El-Bouaghi, pour son aide précieuse.

Je suis également très reconnaissant envers Messieurs Amar HADEF, Maître de conférences à l'Université Larbi Ben M'hidi d'Oum El-Bouaghi, d'avoir fourni tout le matériel nécessaire pour l'élaboration de ce travail.

Liste des Figures

Figure I.1: Régions souffrant de pénurie d'eau à travers le monde.....	03
Figure I.2: Taux de consommation en eau douce dans le monde.....	04
Figure I.3: Apparition de la distillation solaire.....	08
Figure I.4: Irradiation solaire annuelle en Algérie.....	09
Figure I.5: Distillateur solaire passif (à gauche) et actif (à droite).....	11
Figure I.6: Paramètres influant la productivité d'un distillateur solaire.....	11
Figure I.7: Effet de la température ambiante sur la production du distillateur solaire.....	13
Figure I.8: Variation de la production en fonction de la vitesse du vent.....	14
Figure I.9: Effet de l'inclinaison de la vitre sur la production du distillateur solaire.....	14
Figure I.10 : Distillateur solaire type bassin seule et double vitre plane.....	15
Figure I.11: Différent forme du vitrage du distillateur solaire type bassin.....	16
Figure I.12 : Distillateur solaire sphérique et hémisphérique.....	16
Figure I.13 : Distillateur solaire type-V(g), tubulaire(h) et verticale plane (i).....	17
Figure I.14 : Distillateur avec cylindre en rotation (a), axe de rotation (b) et un vibreur (c)...	18
Figure I.15 : Distillateur solaire à ventilateur.....	18
Figure I.16 : Production du distillateur avec et sans ventilateur.....	19
Figure I.17 : Distillateur solaire (a) à double bassin (b) à cascades.....	20
Figure I.18 : Distillateur solaire avec réflecteurs internes et externes.....	21
Figure I.19 : Distillateur solaire en rotation assisté par un système de poursuite solaire.....	22
Figure I.20 : Distillateur solaire à mèche verticales (a) et incliné (b).....	23
Figure I.21 : Distillateur solaire avec éponges (a, b) ailettes à chiffon (c).....	24
Figure I.22 : Refroidissement de la vitre par injection d'eau (a), par ventilation (b,c) et par ombrage (d).....	25
Figure I.23 : Distillateur solaire intégré à un condenseur passif.....	26
Figure I.24 : Distillateur solaire avec condenseur externe.....	30
Figure I.25 : Distillateur solaire simple avec condenseur interne.....	27
Figure I.26 : Distillateur solaire simple avec création du vide.....	28
Figure I.27 : Stockage thermique par le gravier.....	28
Figure I.28 : Distillateur solaire intégré avec réservoirs de stockage.....	29
Figure II.1 : Les quatre configurations possibles pour une boucle à circulation naturelle.....	32
Figure II.2 : Schéma de principe d'une boucle à circulation naturelle.....	33
Figure II.3 : Schéma d'ensemble du distillateur solaire réalisé.....	34
Figure II.4 : Plateau absorbeur en acier galvanisé.....	34

Figure II.5 : Chicanes de verre collé à la vitre de distillateur.....	35
Figure II.6 : Condenseur à 03-tubes intégré au distillateur solaire proposé.....	36
Figure II.7 : Dispositif expérimental et emplacement des instruments de mesure.....	37
Figure II.8 : Pyranomètre pour la mesure de rayonnement solaire horizontal.	37
Figure II.9 : Anémomètre à girouette.....	38
Figure II.10 : Emplacement des instruments de mesures sur le distillateur.....	39
Figure II.11 : Instruments de mesure de la température et de l'humidité relative.....	39
Figure II.12 : Système d'acquisition automatique (VDAS).....	40
Figure II.13 : Bouteille graduée pour la collecte du distillat.....	40
Figure II.14 : Condenseur à un seul tube, (test du 04/06/2014).....	42
Figure II.15 : Distillateur avec condenseur à tube aileté, (test du 05/06/2014).....	43
Figure II.16 : Distillateur avec condenseur à trois tubes, (test du 08/06/2014).....	45
Figure III.1 : Installation expérimentale pour l'étude du distillateur solaire.....	49
Figure III.2 : Variation du rayonnement solaire et de la température ambiante.....	50
Figure III.3 : Variation de la vitesse du vent pour les quatre jours de tests.....	51
Figure III.4 : Variation des différentes températures du distillateur solaire pour les quatre jours de tests.....	51
Figure III.5 : Cumule et production horaire pour les quatre jours de test.....	52
Figure III.6 : Variation moyenne de rayonnement et température ambiante.....	53
Figure III.7 : Variation moyenne de vitesse du vent.....	54
Figure III.8 : Variation moyenne des principales températures du distillateur.....	54
Figure III.9 : Cumule et production horaire moyenne du distillateur.....	55
Figure III.10 : Variation temporelle du rendement thermique du distillateur.....	56
Figure III.11 : La variation de l'humidité relative à la branche chaude et froide.....	57
Figure III.12 : Variation de température de fluide à la branche chaude et froide.....	57
Figure III.13 : Comparaison entre le modèle de Dunkle et le modèle proposé.....	60
Figure III.14 : Variation des coefficients de transfert thermique par évaporation, convection et par rayonnement.....	61
Figure III.15 : Schéma de principe de la boucle à circulation naturelle dans le distillateur....	61
Figure III.16 : Comparaison entre les données expérimentales et modèle de Vijayan	64
Figure III.17 : Cumule des gouttelettes sur la vitre intérieure.....	65
Figure VI.1 : Shéma adopté pour la modélisation du distillateur solaire.....	68
Figure VI.2 : Mesures du rayonnement solaire pour les quatre journées de test.....	77
Figure VI.3 : Mesures de température ambiante pour les quatre journées de test.	77
Figure VI.4 : Mesures de la vitesse du vent pour les quatre journées de test.....	77

Figure VI.5 : Comparaison entre les températures calculées et expérimentales dans différents endroits du distillateur.....	79
Figure VI.6 : Comparaison de la production accumulée et horaire calculées avec les données expérimentales.....	80
Figure VI.7 : Température du fluide aux quatre coins de la boucle.....	82
Figure VI.8 : Variation du débit massique du fluide pendant les quatre jours de test.....	83
Figure VI.9 : Variation du nombre de Reynolds au régime stationnaire.....	83
Figure VI.10 : Caractéristiques de la circulation du fluide en fonction de la différence de la température ($T_{HL} - T_{CL}$)	84

Liste des Tableaux

Tableau		Page
I.1	Consommation mondiale d'eau.....	5
I.2	Disponibilité en eau potable dans l'espace euro-méditerranéen	5
I.3	Gisement solaire moyenne annuelle pour différentes zones d'Algérie.....	9
II.1	Erreur des instruments de mesures.....	40
II.2	Données expérimentales du 04/06/2014.	42
II.3	Données expérimentales du 05/06/2014.	44
II.4	Données expérimentales du 08/06/2014.	45
II.5	Estimation des coûts des composants du distillateur.	47
II.6	Analyse économique du distillateur solaire.	47
III.1	Comparaison avec des travaux précédents.....	65
VI.1	Paramètres physiques et géométriques de simulation.....	78
VI.2	Coefficients de corrélation (r) et pourcentages d'erreurs (e).....	81

Nomenclature

Symboles

A	Surface (m^2)
C	Constant
C_p	Chaleur spécifique ($J/kg\ K$)
D	Diamètre hydraulique (m)
f	Facteur de frottement, sans dimension
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)
Gr	Nombre de Grashof
h_{cw}	Coefficient d'échange thermique par convection ($W/m^2\ K$)
h_{ew}	Coefficient d'échange thermique par évaporation ($W/m^2\ K$)
h_{rw}	Coefficient d'échange thermique par rayonnement ($W/m^2\ K$)
h_{fg}	Chaleur latente de vaporisation (J/kg)
HR	Humidité relative (%)
I_o	Rayonnement global incident (W/m^2)
K	Coefficient de perte de pression
k	Conductivité thermique ($W/m\ K$)
L	Longueur caractéristique (m)
M_d	Production accumulé de distillation (kg)
\dot{m}_{ew}	Production horaire de distillation (kg/h)
N_G	Nombre de la géométrie
P	Pression partielle de vapeur (N/m^2)
Q	Puissance (W)
T	Température (K)
t	Temps (s)
V	Vitesse du vent (m/s)
W	Débit massique (kg/s)

Symboles Grecs

α	Coefficient d'absorption
α'	Fraction du rayonnement solaire absorbé
τ	Coefficient de transmissivité
β	Coefficient de dilatation thermique (K^{-1})
ρ	Masse volumique (kg/m^3)

μ	Viscosité dynamique (Ns/m ²)
ε	Coefficient d'émissivité
σ	Constante de Stefan Boltzman (5.6697.10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴)

Indies

<i>a</i>	Ambiant
<i>b</i>	Bassin
<i>C</i>	Condenseur
<i>CL</i>	Branche froide
<i>HL</i>	Branche chaude
<i>eff</i>	Effectif
<i>f</i>	Fluide
<i>g</i>	Verre
<i>i</i>	Intérieur
<i>ins</i>	Isolant
<i>o</i>	Externe, Référence
<i>r</i>	Relative
<i>s</i>	Refroidisseur, Salinité de l'eau
<i>t</i>	Total
<i>w</i>	Eau

Nombres Adimensionnels

<i>Gr</i>	Nombre de GRASHOF	$Gr = \frac{\beta g L^3 \rho^2 \Delta T}{\mu^2}$
<i>Pr</i>	Nombre de PRANDLT	$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$
<i>Nu</i>	Nombre de NUSSELT	$Nu = h_{cw} \frac{L}{k}$
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$

Table des matières

Introduction Générale	1
Chapitre I: Etude Bibliographique sur la Distillation Solaire	
I.1 Introduction.....	3
I.2 Problématique de l'eau dans le monde.....	4
I.3 Problématique de l'eau en Algérie.....	6
I.4 Solutions proposées pour résoudre le problème de l'eau.....	6
I.5 Distillation solaire avantages et challenges	7
I.5.1 Historique de la distillation solaire.....	7
I.5.2 Gisement solaire en Algérie.....	8
I.6 Classification des distillateurs solaires.....	10
I.6.1 Distillateur solaire passif.....	10
I.6.2 Distillateur solaire actif.....	10
I.7 Paramètres influant sur de la productivité d'un distillateur solaire.....	11
I.7.1 Influence des conditions météorologiques.....	12
I.7.1.1 Intensité du rayonnement solaire.....	12
I.7.1.2 Température ambiante.....	13
I.7.1.3 Vitesse du vent	13
I.7.2 Influence des paramètres de construction.....	14
I.7.2.1 Inclinaison de la vitre	15
I.7.2.2 Forme géométrique de la vitre.....	15
I.7.2.3 Mouvement sur l'eau du bassin.....	17
I.7.3 Influence des paramètres opérationnels	19
I.7.3.1 Masse de l'eau.....	20
I.7.3.2 Utilisation des réflecteurs internes et externes.....	21
I.7.3.3 Systèmes de poursuite solaire.....	22
I.7.3.4 Ajout d'éponges, tissus et matériaux à changement de phase.....	23
I.7.3.5 Effet des nanomatériaux	24
I.7.3.6 Augmentation de la surface libre de l'eau.....	24
I.7.3.7 Amélioration de la convection interne.....	24
I.7.3.8 Refroidissement de la vitre.....	25
I.7.3.9 Intégration d'un condenseur et création du vide	26
I.7.3.10 Amélioration de l'absorption thermique et stockage d'énergie.....	28
I.7.3.11 Réduction des pertes thermiques.....	29

I.8 Conclusion.....	29
Chapitre II: Conception et Réalisation du Distillateur Solaire	
II.1 Introduction.....	31
II.2 Principe de la circulation naturelle.....	31
II.3 Conception et principe de fonctionnement du distillateur solaire	31
II.4 Description du distillateur solaire.....	34
II.4.1 L'absorbeur.....	34
II.4.2 Le couvercle en verre.....	35
II.4.2 Le couvercle en verre.....	35
II.4.3 L'évaporateur.....	35
II.4.4 Le condenseur.....	36
II.4.5 L'isolation thermique.....	36
II.4.6 Les branches chaude et froide.....	36
II.5 Appareils et instruments des mesures.....	37
II.5.1 Relevé des paramètres météorologiques.....	37
II.5.2 Mesure des températures et d'humidité du fluide.....	38
II.5.3 Mesure de la quantité de l'eau distillée.....	40
II.6 Tests préliminaires du distillateur solaire.....	41
II.6.1 Test N°1 (04/06/2014).....	42
II.6.2 Test N°2 (05/06/2014).....	43
II.6.3 Test N°3 (08/06/2014).....	44
II.7 Etude économique du distillateur solaire.....	46
II.8 Conclusion	47
Chapitre III: Étude expérimentale du distillateur solaire	
III.1 Introduction.....	49
III.2 Montage expérimental.....	49
III.3 Analyse des résultats et discussions.....	50
III.4 Analyse du comportement thermique du distillateur solaire	53
III.4.1 Température moyenne du distillateur	54
III.4.2 Rendement thermique du distillateur.....	55
III.4.3 Humidité relative et température des branches chaude et froide.....	56
III.5 Analyse de transfert de chaleur et de masse.....	57
III.5.1 Approche empirique.....	57
III.6 Etude de la circulation naturelle	61
III.7 Sens de circulation du fluide.....	64

III.8	Analyse comparative avec d'autres travaux similaires.....	65
III.9	Conclusion.....	66
Chapitre IV: Modélisation et Simulation du distillateur Solaire		
VI.1	Introduction.....	67
VI.2	Modélisation du distillateur solaire.....	67
VI.2.1	Stratégie de la modélisation.....	67
VI.2.2	Suppositions et simplifications.....	68
VI.2.3	Modèle thermique.....	68
VI.2.3.1	Energie solaire absorbée par le système.....	69
VI.2.3.2	Bilan thermique de l'absorbeur.....	69
VI.2.3.3	Bilan thermique de l'eau salée	70
VI.2.3.4	Bilan thermique du fluide (air- humide).....	71
VI.2.3.4	Bilan thermique de la vitre intérieure.....	73
VI.2.3.5	Bilan thermique de la vitre extérieure.....	74
VI.2.3.6	Bilan thermique du condenseur	74
VI.3	Méthode de calcul numérique.....	75
VI.3.1	Conditions initiales et aux limites.....	76
VI.3.2	Méthode de résolution du système d'équations	76
VI.4	Résultats et discussions.....	79
VI.4.1	Validation du code de calcul	79
VI.4.2	Analyse d'erreur.....	80
VI.4.3	Analyse de l'écoulement du fluide.....	82
VI.5	Conclusion	84
Conclusion générale.....		86
Annexe.....		89

Introduction générale

Introduction générale

Le problème du manque d'eau potable ne cesse de prendre de l'ampleur dans plusieurs régions du monde. Ceci est dû aux différentes raisons telles que le réchauffement climatique, la pollution, la croissance démographique et le développement industriel et agricole [1-2]. Malgré l'abondance de l'eau sur la planète, la quantité d'eau douce disponible est très limitée. L'accès à l'eau potable reste un problème majeur, non résolu dans de nombreux pays, et souvent lié à la pauvreté [3]. Environ deux tiers de la population mondiale sont menacés par le manque d'eau potable et plus de 1.2 milliards de personnes n'ont pas accès à l'eau potable. Plus de 2 millions de personnes, principalement des enfants, meurent chaque année de maladies causées par l'eau polluée [4].

L'Algérie fait partie des pays les plus pauvres en matière de potentialités hydriques, où les ressources en eau potable sont extrêmement limitées et une grande partie des réserves d'eau est constituée d'eau saumâtre. Cependant, elle dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. Ce potentiel peut constituer un facteur important de développement durable s'il est exploité de manière économique. L'utilisation des énergies renouvelables et particulièrement l'énergie solaire sera liée non seulement à ses avantages économiques qui augmentent au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront, mais surtout pour des considérations liées à la protection de l'environnement.

L'utilisation de l'énergie solaire pour le dessalement des eaux saumâtres ou des eaux de mer est l'une des solutions préconisées pour l'approvisionnement de l'eau potable dans les régions éloignées arides ou isolées [5-6]. Les différentes expériences à travers le monde ont montré que la distillation solaire est beaucoup plus appropriée pour répondre à la demande en eau potable lorsque les conditions météorologiques sont favorables et la demande n'est pas trop élevée.

Le principe de fonctionnement d'un distillateur solaire est basé sur la production de la vapeur d'eau à partir d'une solution salée, chauffée par les rayonnements solaires. La vapeur produite sera par la suite condensée et stockée pour de futures utilisations. Le distillateur solaire a l'avantage d'être simple, facile à réaliser et peu coûteux. Il représente une technique écologique qui introduit une nouvelle source d'eau et contribue efficacement au développement durable des pays. Ils présentent néanmoins le gros inconvénient d'une production très faible. Donc, augmenter la productivité d'un distillateur solaire est un objectif à atteindre. Ceci a incité les chercheurs à réaliser, tester et de développer de nouveaux distillateurs plus avancés.

L'objectif principal de ce travail est l'étude et la conception d'un nouveau distillateur solaire. Une nouvelle approche expérimentale est proposée afin d'améliorer les performances thermiques du distillateur solaire conventionnel par l'utilisation d'une boucle à circulation naturelle. Ceci est dans le but d'augmenter le taux d'évaporation par la création de la convection interne de l'air sur la

surface libre d'eau et donc augmenter la productivité du distillateur. Certaines modifications sont introduites au distillateur conventionnel, à savoir: construire le système comme une boucle à circulation naturelle rectangulaire, utilisation de double vitrage et l'intégration d'un condenseur externe offre plusieurs avantages et contribue efficacement à améliorer la productivité du distillateur solaire. Le mouvement du fluide (air-humide) est créé par l'effet thermosiphon qui évolue à partir des gradients de densité induits par l'effet simultané de la température et de l'humidité entre l'évaporateur et le condenseur externe.

Ce travail est composé de quatre (04) chapitres, en plus d'une introduction et une conclusion générale.

Le premier chapitre présente une étude bibliographique sur la distillation solaire. La recherche bibliographique repose sur la problématique de l'eau dans le monde, l'état de l'art de la distillation solaire et une récapitulation des travaux théoriques et expérimentaux disponibles dans la littérature.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude et la conception d'un nouveau distillateur solaire fonctionnant sous l'effet du phénomène de la circulation naturelle. Les différentes étapes de réalisation du prototype de distillateur solaire, le matériel utilisé ainsi que les tests préliminaires effectués, sont présentés dans ce chapitre.

Le troisième chapitre est réservé à l'étude expérimentale du distillateur solaire élaboré. Le distillateur a été testé pendant des journées typiques. Les principales températures décrivant le comportement du distillateur, à savoir l'absorbeur, l'eau salée, les vitres, l'air humide et la température de la paroi du condenseur pour chaque test sont mesurés. Les données expérimentales montrent que le phénomène de la circulation naturelle a un bon effet sur la productivité ainsi que le rendement du distillateur. À la lumière des résultats obtenus lors des tests expérimentaux, les mécanismes de transfert de chaleur et de masse ont été étudiés.

La modélisation du distillateur solaire élaboré et la simulation de son comportement transitoire font l'objet du quatrième chapitre. Un modèle mathématique transitoire est proposé pour prévoir le comportement thermo-hydraulique du distillateur pour différentes conditions de fonctionnement. Le modèle mathématique repose sur les équations de conservation d'énergie des principaux composants du distillateur solaire, ainsi que des équations de conservation de la quantité de mouvement pour l'écoulement de l'air humide dans le système. Les phénomènes de transfert de chaleur et de masse, prenant place dans le système, sont considérés par la simulation. Une validation du code de calcul élaboré a été faite par la confrontation des résultats de simulation avec des tests expérimentaux menés sur le distillateur solaire.

Chapitre I :

Étude bibliographique sur la distillation solaire

I.1 Introduction

L'eau est une nécessité de base pour toutes les espèces vivantes. Bien que la surface de la terre soit constituée de 70% d'eau, moins de 3% de cette eau est douce, dont 2.2% contenue dans les glaciers et les nappes phréatiques. Il reste donc moins de 1% de l'eau contenue sur la terre pour répondre aux besoins des êtres humains et des espèces vivantes [7]. Le manque d'eau menace chaque année deux tiers de la population mondiale. Ce sont les chiffres alarmants révélés par des études scientifiques récentes. En raison notamment de la croissance démographique mondiale et de l'augmentation de la consommation d'eau sur terre, la prochaine décennie s'annonce donc particulièrement problématique. Le manque d'eau pourrait être l'un des facteurs majeurs de conflits dans le monde aux côtés du problème d'énergie, de changement climatique et des crises migratoires (Figure I.1). Ces facteurs sont déjà réunis en Syrie. Le Yémen pourrait lui être à court d'eau d'ici quelques années. Le même problème menace aussi le Pakistan, l'Iran, le Mexique ou encore l'Arabie Saoudite [8]. Selon les différentes prévisions, si rien n'est fait, la planète devrait faire face à un déficit hydrique global de 40%, si la situation évolue à un rythme inchangé.

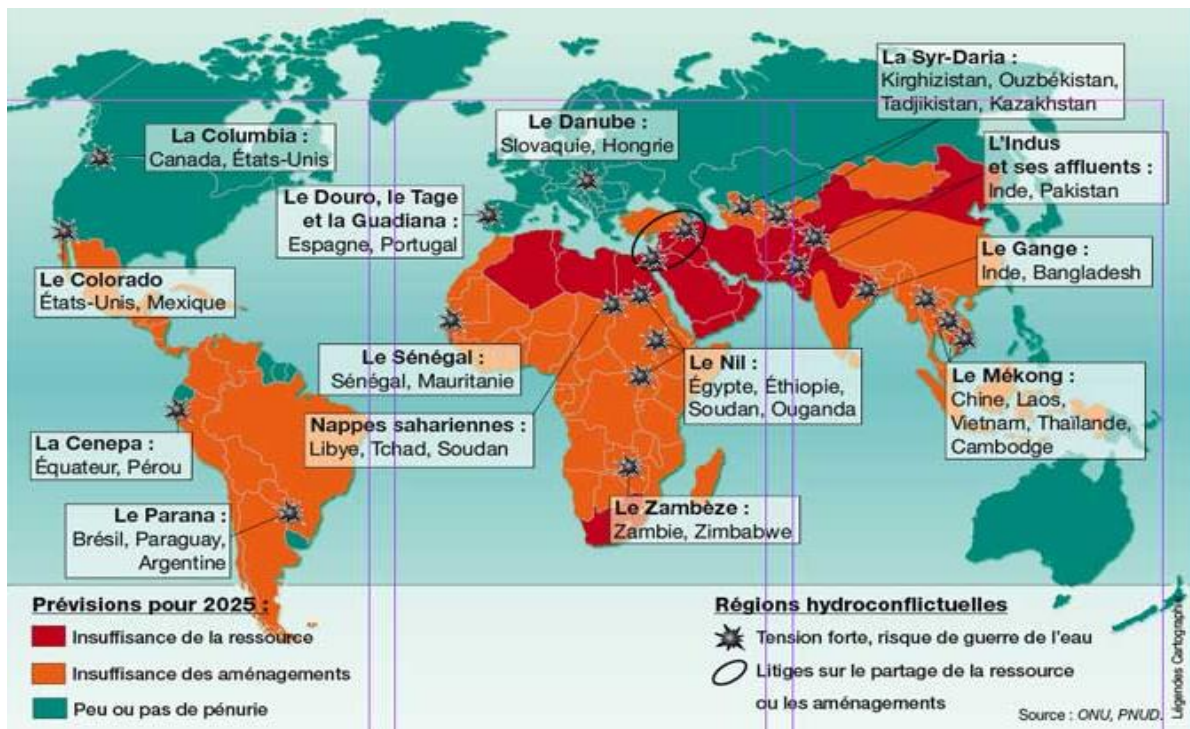


Figure I.1: Régions souffrant de pénurie d'eau à travers le monde [9].

L'utilisation des énergies renouvelables et en particulier l'énergie solaire pour le dessalement des eaux saumâtres ou des eaux de mer est l'une des solutions préconisées pour l'approvisionnement de l'eau potable dans les régions éloignées arides ou isolées. Les différentes expériences à travers le monde ont montré que le dessalement solaire a fait ses preuves qu'il est beaucoup plus approprié pour répondre à la demande croissante en eau potable. L'approche est basée sur la production de la

vapeur d'eau à partir d'une solution salée, chauffée par le rayonnement solaire. La vapeur produite sera par la suite condensée et stockée pour de futures utilisations. L'utilisation de l'énergie solaire sera liée non seulement à ses avantages économiques qui augmentent au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront, mais surtout pour des considérations environnementales. L'économie d'énergie et la protection de l'environnement sont alors les challenges des consommateurs, des chercheurs et des concepteurs des installations énergétiques.

I.2 Problématique de l'eau dans le monde

La demande mondiale en eau potable est en augmentation continue suite à la croissance démographique et le développement industriel agricole et aussi l'élévation du niveau de vie des populations. Avec une population mondiale de plus de 7 milliards d'individus, l'augmentation des besoins en eau est forcée de croître et elle devrait augmenter de 70% d'ici à 2050. La plus forte hausse concerne le secteur de l'agriculture (Figure I.2) qui est le plus grand consommateur d'eau douce, environ 70% de l'ensemble des prélèvements d'eau douce sont destinés à l'irrigation (près des 3/4 de la consommation totale). L'industrie est également consommatrice d'eau douce, puisqu'elle absorbe environ 20% des volumes disponibles. Les 10% restants sont adressés à l'usage domestique [10].

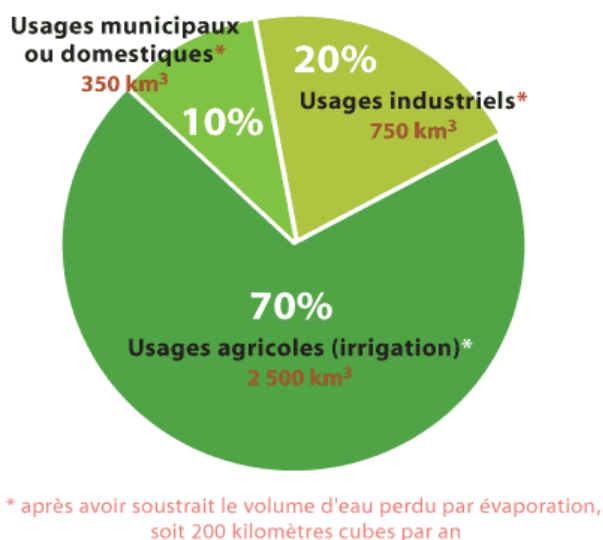


Figure I.2: Taux de consommation en eau douce dans le monde [11].

Malgré l'apparence alarmante de ces chiffres, la quantité d'eau douce dont nous disposons au niveau global devrait être amplement suffisante pour répondre à nos besoins quotidiens. Malheureusement, la répartition des ressources en eau est inégale. Pendant que certaines régions connaissent la sécheresse et deviennent arides, d'autres sont inondées. À l'heure actuelle, près de 1.2 milliard de personnes n'ont pas accès à l'eau et 2.6 milliard ne bénéficient pas de systèmes d'assainissement de base [4]. Avec la croissance démographique anticipée des prochaines années et

le rythme effréné auquel nous consommons cette ressource, le futur reste incertain. Le niveau de consommation d'eau potable d'un pays est devenu un indicateur de son niveau de développement économique. Le **tableau I.1** regroupe quelques chiffres sur la consommation annuelle et journalière par habitant dans différentes régions du monde.

Tableau I.1: Consommation mondiale d'eau [12].

Zone	Consommation (m ³ /hab.an)	Consommation (L/hab.j)
USA, Japon	210	578
Europe	122	334
Asie	31	87
Afrique	17	47
<i>Moyenne mondiale</i>	<i>50</i>	<i>137</i>

Pour le cas des pays du Maghreb, du Golfe ou de l'Asie Centrale, l'accès à l'eau est un problème majeur, non résolu jusqu'à l'heure actuelle, où les disponibilités en eau sont inférieures à 1000 m³ par personne et par an. Ces régions vulnérables, souvent situées dans les pays en voie de développement, sont d'autant plus exposées que la croissance rapide de la population crée, sur les ressources en eau, une pression supplémentaire. Dans les pays industrialisés, chaque personne consomme en moyenne de 100 à 150 litres/jour. Dans les pays en voie de développement, chaque personne utilise en moyenne 70 litres/jour. Le problème de l'eau à l'échelle mondiale est donc largement lié à la pauvreté et au développement. La croissance démographique, l'urbanisation, l'expansion de l'agriculture irriguée et l'industrialisation en perspective dans l'espace Euro-méditerranéen se traduiront inévitablement par un accroissement des besoins en eau qui accentueront la pression sur les ressources disponibles. En 2025, la demande totale en eau potable dans l'espace euro-méditerranéen serait en très légère régression par rapport aux années 1990. Elle croîtrait de 55% (**tableau I.2**).

Tableau I.2: Disponibilité en eau potable dans l'espace euro-méditerranéen [13].

	Pays	Disponibilité en eau (m ³ /hab/an)	
		1990	2025
Sud	Algérie	705	430
	Maroc	1117	590
	Tunisie	540	324
	Libye	1017	359
	Egypte	1123	630
Nord	Turquie	3626	2186
	Espagne	2849	2733
	France	3262	3044
	Italie	3243	3325
	Grèce	5826	5840

I.3. Problématique de l'eau en Algérie

L'Algérie fait partie des pays les plus pauvres en matière de potentialités hydriques, où les ressources en eau potable sont extrêmement limitées et la majorité des eaux sont des eaux saumâtres et souterraines profondes difficile à exploitées. Selon l'UNEP (Nations Unies pour l'Environnement), elle est en dessous du seuil théorique annuel de rareté fixé à 1000 m³ par habitant [14]. Le changement climatique et la croissance démographique attendus, risquent d'aggraver la situation de stress hydrique qui frappe déjà la plupart des pays du Sud et de l'Est de la Méditerranée.

L'Algérie a accumulée un retard dans les décennies 1980 et 2000 pour ajuster l'offre à la demande en eau. En effet, le besoin annuel en eau par habitant qui était de 1500 m³ en 1962 n'était plus que de 720 m³ en 1990, de 630 m³ en 1998 et de 500 m³ aujourd'hui, traduisant ainsi le décalage par rapport à la croissance démographique. Plusieurs facteurs peuvent donc expliquer la situation actuelle de stress hydrique en Algérie [15] à savoir :

- Contraintes physiques liées au relief et à la morphologie du pays.
- Baisse de la pluviométrie avec le phénomène de désertification des sols qui accentue la menace de sécheresse.
- La croissance démographique, où la population était estimée à 36 millions en 2010 et 46 millions en 2020.
- La demande en eau douce, accroît chaque année de 4 à 5%, tandis que les ressources naturelles restent invariables pour ne pas dire qu'elles diminuent.
- L'irrigation qui occupe 62% de la demande totale du pays.

I.4 Solutions proposées pour résoudre le problème de l'eau

L'une des mesures retenues pour gérer l'urgence de la pénurie dans le monde, consistait à augmenter les disponibilités en eau par divers approches telle que le dessalement qui est devenu une nécessité et l'ultime solution pour pallier au manque d'eau potable, permettant sa production à partir de l'eau de mer ou des eaux saumâtres grâce à des techniques particulières. Les technologies actuelles de dessalement des eaux sont classées en deux catégories, selon le principe appliqué :

- Les procédés thermiques faisant intervenir un changement de phases: la congélation et la distillation (multiple effets (ME), et multi-étage Flash (MSF) et distillation par compression de vapeur).
- Les procédés à membranes comme l'osmose inverse (RO) et électrodialyse.

Ces méthodes sont coûteuses et consomment de grandes quantités d'énergie électrique et en plus elles sont très polluantes. C'est la raison pour laquelle les scientifiques ont orienté leurs recherches vers l'utilisation des énergies renouvelables, solaire en premier lieu pour le dessalement.

I.5 Distillation solaire avantages et challenges

Le dessalement solaire des eaux saumâtres ou des eaux de mer est l'une des solutions préconisées pour lutter contre la pénurie d'eau. L'expérience a montré que le dessalement solaire est la solution la plus appropriée pour répondre à la demande croissante en eau potable particulièrement dans les régions éloignées arides ou isolées. L'utilisation des énergies renouvelables telles que l'énergie solaire, éolienne et géothermale fait l'objet de plusieurs travaux de recherche, vu l'intérêt économique (énergétiques) et environnemental de ce genre de procédés. En particulier, le dessalement solaire a suscité beaucoup d'intérêt dans les pays à ensoleillement élevé tels que les pays du Maghreb et ceux du Moyen-Orient. Les distillateurs solaires les plus connus sont ceux à effet de serre. Ils présentent l'avantage d'être de conceptions simples, faciles à réaliser et autonomes.

La distillation solaire est un cycle hydrologique à petite échelle analogue au cycle naturel. Il utilise une boîte fermée contenant de l'eau de mer/saumâtre et recouverte d'un couvercle transparent. Le rayonnement solaire passe à travers le couvercle transparent puis absorbé par l'eau. Le principe de fonctionnement est basé sur la production de la vapeur d'eau à partir de l'eau chauffée par le rayonnement solaire. La vapeur produite sera par la suite condensée et stockée pour de futures utilisations. Ce procédé produit une eau très pure grâce à l'élimination des impuretés telles que le sel, les métaux lourds et les micro-organismes.

I.5.1 Historique de la distillation solaire

La distillation solaire est une technologie solaire très ancienne qui date de plus de 2000 ans, bien qu'elle ait été conçue pour produire du sel plutôt que l'eau potable. Mouchot [16] avait déjà rapporté, que les premiers à avoir conçus des appareils pour distiller l'eau, étaient les alchimistes Arabes en 1551. Il écrivait «...certains utilisaient des récipients en verre pour la distillation...». Selon les alchimistes Arabes, des miroirs concaves servant à concentrer les rayons solaires étaient utilisés pour la distillation. Della Porta en 1589a utilisé de larges pots de terre exposés à la chaleur intense des rayons solaires à évaporer l'eau des feuilles et rassembler le condensat dans des vases placés au-dessous (Figure I.3). Le chimiste Lavoisier en 1861 a utilisé de larges lentilles en verre pour concentrer les rayons solaires afin de distiller de l'eau se trouvant dans des flacons. Il apparaît donc, que pendant le 19^{ème} siècle, les savants se servaient de l'énergie solaire pour la distillation non pas directement, mais en concentrant les rayons solaires à l'aide de miroirs et de lentilles.

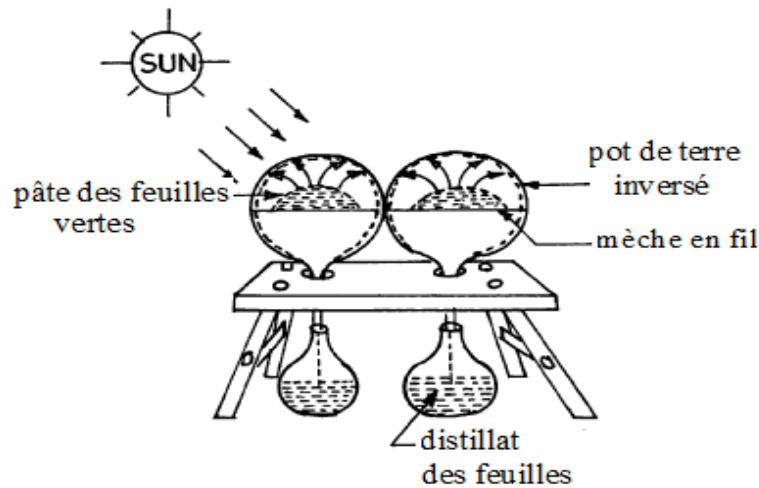


Figure I.3: Apparition de la distillation solaire [Della Porta, 1589].

Le premier distillateur solaire conventionnel à grande échelle a été construit en 1872 dans les mines de nitrates du nord du Chili. Le modèle a été fabriqué par Carlos Wilson, un ingénieur Suédois avec une surface vitrée de 5000m², produisant jusqu'à 20m³ d'eau douce par jour, à partir d'une eau saline contenant 140g/l. Il a été abandonné en 1910 à cause de l'accumulation du sel dans le bassin [17].

Dans le début des années 1930, une nouvelle conception d'un distillateur incliné a été proposée en Russie par Trofimov [18]. Durant la 2^{ème} guerre mondiale, Maria Telkes développa des distillateurs solaires sphériques pour la marine et les forces aériennes américaine. 200.000 unités de ces modèles ont été utilisées durant cette période [19].

Après la deuxième guerre mondiale, le monde a connu beaucoup de sécheresse. Il est apparu alors, que la distillation solaire pouvait jouer un rôle très important en produisant de l'eau douce à partir de l'énergie solaire et résoudre ainsi ce problème crucial. Beaucoup de pays ce sont donc mis au travail, en développant différents types de distillateurs solaires.

En 1953 en Algérie, Cyril Gomella [20] a développé plusieurs types de distillateurs solaires (plus de 20 distillateurs ont été testés) et certains d'entre eux, ont été commercialisés à travers l'Afrique du Nord, le Sénégal, Chypre et l'Australie. Savornin et Le Jeune [21] ont étudié d'autres types de distillateurs à effet de serre et inclinés pour essayer d'augmenter la production du distillateur.

1.5.2 Gisement solaire en Algérie

L'Algérie dispose d'un gisement solaire énorme compte tenu sa situation géographique et la durée d'insolation enregistrée sur la quasi-totalité du territoire national (Figure I.4). Selon l'Agence Spatiale Allemande (ASA), l'Algérie possède le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen, soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique et 13.9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque. Ceci est l'équivalent de 10 grands gisements de gaz naturel à Hassi R'Mel [21].

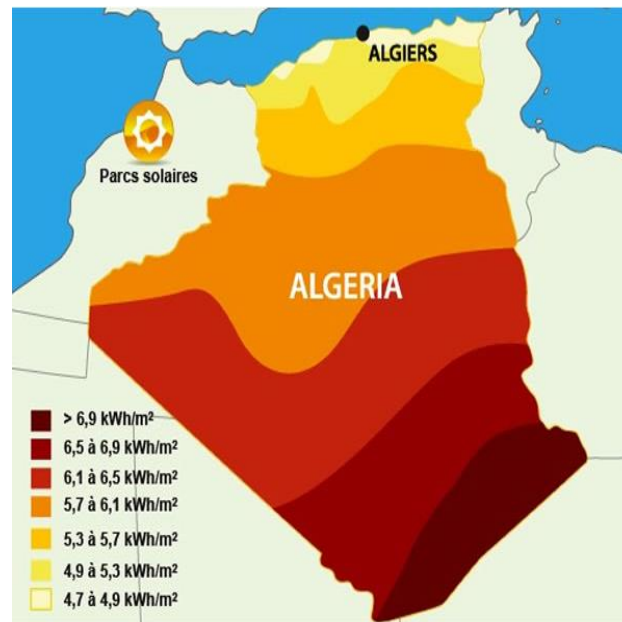


Figure I.4: Irradiation solaire annuelle en Algérie.

La durée d'insolation dans le Sahara Algérien est de l'ordre de 3500 h/an est la plus importante au monde, elle est toujours supérieure à 8 heures/jour et peut aller jusqu'à 12 heures/jour pendant l'été. La région d'Adrar est particulièrement la zone la plus ensoleillée et possède le plus grand potentiel solaire de toute l'Algérie. La répartition du potentiel solaire par région climatique est représentée dans le tableau suivant:

Tableau I.3: Gisement solaire moyenne annuelle pour différentes zones d'Algérie [22].

Régions	La côte	Hauts plateaux	Sahara
Superficie en (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Énergie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

Malgré ce potentiel énergétique, le dessalement solaire en Algérie n'est encore qu'à ses premiers pas. L'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie solaire peut s'effectuer en accouplant l'énergie solaire avec des procédés de dessalement modernes. Les différentes expériences à travers le monde ont montré que ces procédés s'adaptent convenablement aux énergies renouvelables et ils sont beaucoup plus appropriés pour les installations de petites capacités. Le CDER a entrepris une étude expérimentale d'une petite unité de dessalement d'eau saumâtre, qui produit de l'eau potable destinée aux besoins domestiques de quelques 800 habitants du petit village de Hassi-Khebi situé à 400 km au nord-est de la ville de Tindouf. Cette initiative a donné entière satisfaction du point de vue technique mais elle nécessite d'être encouragé afin de maîtriser davantage cette technologie [23].

I.6 Classification des distillateurs solaires

Les distillateurs solaires peuvent être classifiés en terme de leurs conception et le mode de fonctionnement en deux types différents; actif et passif.

I.6.1 Distillateur solaire passif

Plusieurs types de distillateurs solaires ont été réalisés, les plus répandus sont connue sous le nom passif; ils présentent l'avantage d'être simple, facile à réaliser, et peu coûteux. Ils présentent néanmoins le gros inconvénient d'une production très faible. Dans le cas du distillateur solaire passif (Figure I.5.a), l'eau dans le bassin subit un chauffage direct par une seule source d'énergie qui est l'énergie solaire, ces derniers sont divisés en distillateurs solaires conventionnelle et modifié. Le distillateur solaire passif a quelques inconvénients, qui limitent parfois son utilisation pour la production à grande échelle:

- l'exigence de zone ensoleillée de grand rayonnement solaire.
- Exposition aux dommages causés par l'intempérie.
- faible rendement et efficacité.
- moins demandé sur le marché mondial qui cause un faible intérêt pour les fabricants,

I.6.2 Distillateur solaire actif

Certains inconvénients des distillateurs solaires passifs ont incité les chercheurs de réaliser, tester et de développer d'autres distillateurs plus avancés. Ainsi plusieurs travaux de recherches ont été publiés sur la distillation solaire. On peut citer comme exemples les travaux de Telkes [24], Daniels [25], Howe [26], les Nations Unies [27], le traité de Talbert et al. [28], Malik et al. [29], Tiwari et al. [30], Kalogirou [18], ... etc.

La productivité des distillateurs solaires passifs peut être améliorée en augmentant la différence de température entre la surface d'évaporation (eau) et celle de condensation. La température de l'eau dans ces systèmes dépend principalement du niveau d'insolation. La température de la surface d'évaporation peut être augmentée en ajoutant l'énergie thermique dans le bassin en utilisant certaines sources externes qui peuvent être utilisées même pour la production nocturne, par l'introduction d'eau préchauffée et aussi par l'intégration d'un capteur solaire thermique ou photovoltaïque. Les distillateurs solaires actifs sont divisés selon les différents systèmes de collection solaire intégrée au distillateur solaire et au distillateur hybride (Figure I.5.b).

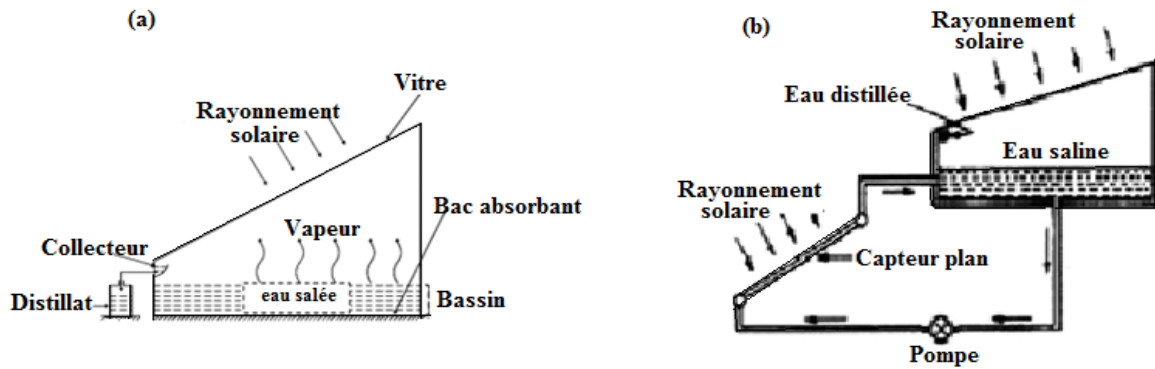


Figure I.5: Distillateur solaire passif (à gauche) et actif (à droite).

I.7 Paramètres influant sur de la productivité d’un distillateur solaire

L'amélioration de la productivité d'un distillateur solaire a fait l'objet de plusieurs travaux de recherches et reste un challenge pour les scientifiques. Cette amélioration peut être obtenue grâce à une modification appropriée à la conception du distillateur solaire et son mode de fonctionnements en adoptant différents techniques [31].

Les principaux paramètres agissant sur la productivité du distillateur sont les conditions météorologiques, les procédures opérationnelles et les paramètres de construction du distillateur solaire (Figure I.6).

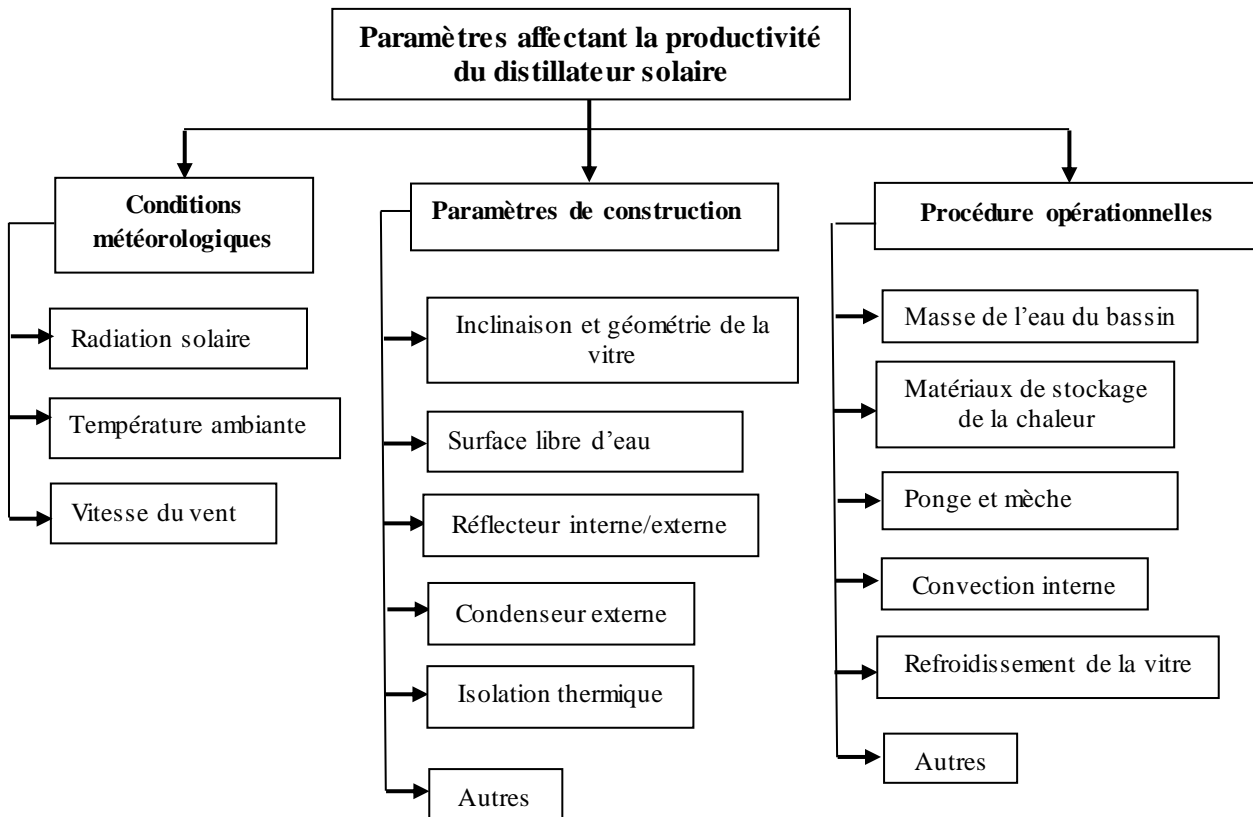


Figure I.6: Paramètres influant la productivité d’un distillateur solaire.

Les conditions météorologiques comprennent la radiation solaire, la température ambiante et la vitesse du vent. Les procédures opérationnelles comprennent la variation de la masse de l'eau dans le bassin, préchauffage d'eau d'alimentation, utilisation du ponge, mèche et autres matériaux de stockage de la chaleur, refroidissement de la vitre et création de la convection interne. En ce qui concerne les paramètres de conception, elles incluent la géométrie et le design du distillateur, à savoir: l'inclinaison de la vitre, surface libre de l'eau, réflecteur interne/externe, condenseur interne/externe, isolation thermique et d'autres paramètres.

I.7.1 Influence des conditions météorologiques

I.7.1.1 Intensité du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire représente le facteur le plus important sur la productivité d'un distillateur solaire. Le flux solaire varie avec la variation des saisons et peut être affecté par la nature de ciel (trouble atmosphérique). Si le ciel est clair l'intensité du rayonnement solaire augmente et la production est maximale. Il existe d'autres paramètres qui peuvent influencer l'intensité solaire, atteinte par l'absorbeur du distillateur, et qui sont liés à la nature de la vitre, tels que : l'inclinaison, l'épaisseur, le facteur de transmission et même la concentration des gouttelettes attachées à la face intérieure de la vitre. Donc pour une meilleure production, le distillateur solaire doit être orienté vers le sud et est incliné selon un angle pratiquement égal à la latitude du lieu.

I.7.1.2 Température ambiante

La température ambiante influe directement sur toutes les températures du distillateur (de l'absorbeur, de l'eau et de la vitre). L'influence de celle-ci dépend de la nature du distillateur. Pour un distillateur passif, l'augmentation de la température ambiante augmente la production. Pour un distillateur actif (avec un capteur externe), la diminution de celle-ci entraîne une chute de la température de la saumure et le système sera refroidi, ce qui provoque la diminution de la production.

L'influence de la température ambiante dépend aussi de la vitesse du vent et de l'intensité du rayonnement solaire. Par exemple, en hiver et sous certaines conditions, une faible température provoque plus de pertes thermiques vers l'ambient. L'impact négatif d'une diminution dans la température ambiante peut être compensé par une faible vitesse du vent et un rayonnement solaire typique. En été, l'augmentation de la température ambiante peut conduire à la saturation du distillateur (augmentation de la pression partielle de la vapeur et un blocage dans le processus d'évaporation) et la diminution de sa productivité malgré l'importance du flux solaire. Le problème est résolu par une vitesse du vent élevée et une température ambiante réduite pour refroidir la vitre et accentuer la condensation et la production du distillateur solaire.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'effet de la variation de température ambiante sur la productivité du distillateur solaire [32]. En utilisant le modèle théorique proposé par Malik [33], les résultats ont prouvé qu'une augmentation de 5°C dans la température ambiante provoque une augmentation de 3% dans de la production du distillateur simple (Figure I.7). Hinai et al. [34] ont remarqué qu'une augmentation de la température ambiante de 10°C améliore la production du distillateur de 8.2%.

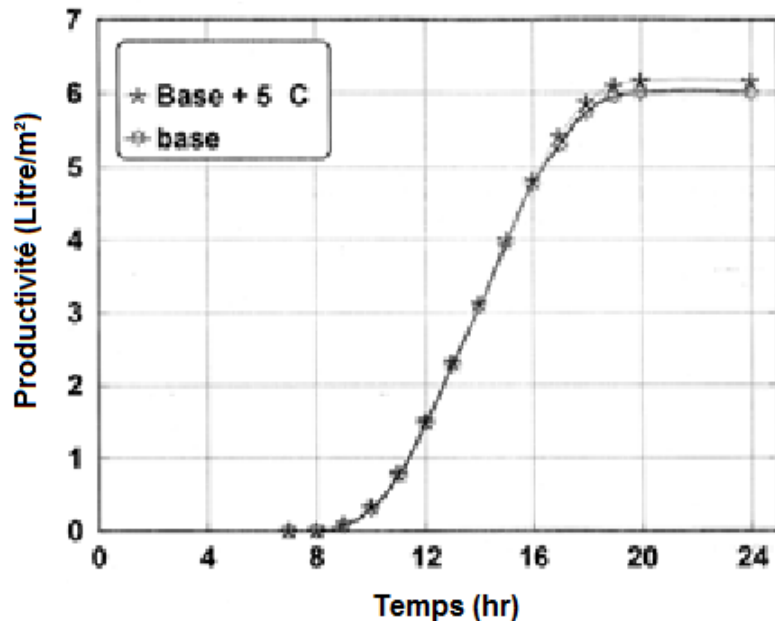


Figure I.7: Effet de la température ambiante sur la production du distillateur solaire [35].

1.7.1.3 Vitesse du vent

L'effet du vent sur la production est illustré par la figure I.8. L'augmentation de la vitesse du vent entraîne dans un premier temps une réduction de la température de la vitre, et une augmentation de l'écart de température entre la saumure et la vitre conduisant à l'accroissement de la production du distillateur. Cependant, au-delà d'une valeur critique, l'effet inverse se produit. De grandes vitesses provoquent le refroidissement de la face extérieure de la vitre, ce qui entraîne l'accroissement des pertes par convection au niveau de la vitre d'une part et d'autre part une diminution de la température de la saumure.

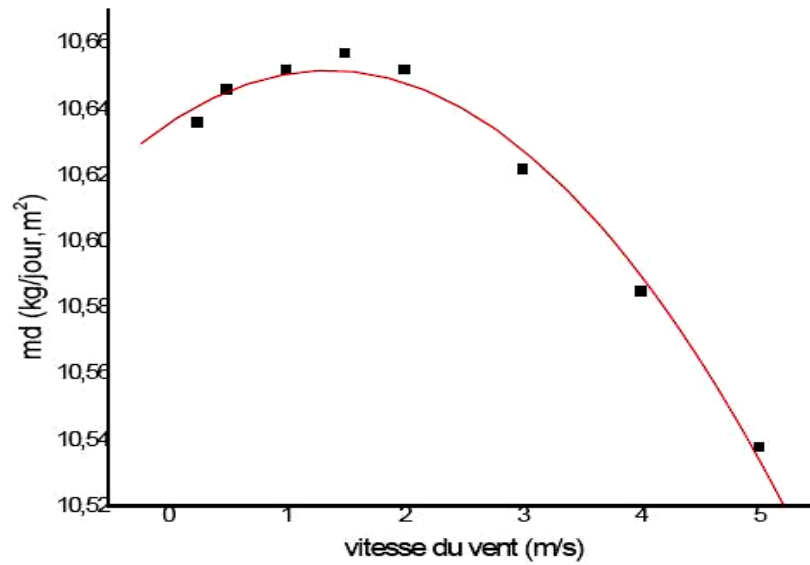


Figure I.8: Variation de la production en fonction de la vitesse du vent [36].

I.7.2 Influence des paramètres de construction

I.7.2.1 Inclinaison de la vitre

L'inclinaison de la vitre du distillateur solaire doit faire l'objet d'un choix judicieux pour répondre à un certain nombre de critères. Elle doit être suffisante pour s'assurer que les gouttelettes de l'eau condensées ruissèlent vers la gouttière de collecte afin d'éviter la réflexion des rayons solaire et la formation de grandes gouttelettes stagnantes à la face interne de la vitre. L'effet de l'angle d'inclinaison a fait l'objet de plusieurs travaux de recherches [37-39]. Une étude théorique sous les conditions atmosphériques de la ville de Suez en Janvier et Juillet 1988 sur l'effet de variation de l'angle de la vitre sur la production du distillateur solaire est illustrée dans la figure I.9. L'étude montre que la production augmente avec l'augmentation de l'angle de la vitre en été, tandis que pour l'hiver l'angle de la vitre devrait être minimale.

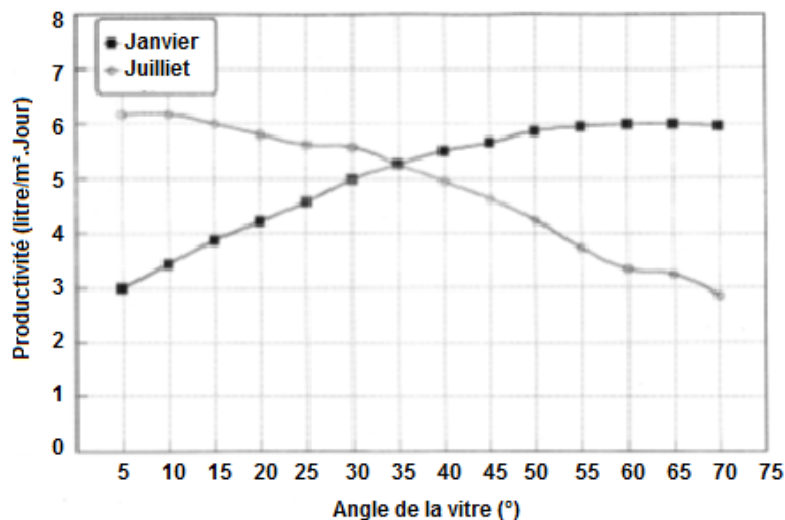


Figure I.9: Effet de l'inclinaison de la vitre sur la production du distillateur solaire [35].

Singh et Tiwari [40] ont mentionné que la production annuelle est maximum lorsque l'inclinaison de la vitre est égale à latitude d'endroit. Nafey et al.[41] ont découvert que le distillateur a seule vitre de 15° d'inclinaison augmente la production de 29% avec une profondeur de l'eau de 3 à 6cm. Akash et al.[42] ont montré qu'une inclinaison de 15° pour un distillateur solaire à double vitrage augmente la production d'environ 3.5% pour la même profondeur de l'eau (3 à 6 cm).

1.7.2.2 Forme géométrique de la vitre

Plusieurs travaux de recherches ont été effectués sur des distillateurs solaires avec différentes géométries de la couverture transparente. Cette dernière influe directement sur le rayonnement solaire reçus par l'eau dans le bassin. L'augmentation de la surface de la vitre améliore nettement l'échange thermique au niveau de la vitre et par conséquent une augmente de la productivité du distillateur solaire.

Le distillateur solaire conventionnel type bassin est le distillateur le plus ancien qui peut se trouver avec une simple ou double vitrage (Figure I.10). Rahul et al. [43] ont étudié un distillateur simple vitrage incliné ou la production journalière peut varier de 0.5 à 1.2 l/m^2 en hiver et de 1.0 à 2.5 l/m^2 en été. Phadatare et al. [44] ont testé un distillateur simple de type bassin avec une couverture inclinée en plastique ils ont trouvé une production maximale de 2.1 l/m^2 et une efficacité de 34% obtenue avec une profondeur de l'eau de 2 cm. Pour le distillateur double vitrage, Rajamanickam et al. [45] ont trouvé une production de de 3.07 $l/m^2/j$ pour une profondeur de 10mm d'eau salé. Par ailleurs, Aburideh et al. [46] ont montré que la production moyenne de ces distillateurs peut atteindre 4 $l/m^2/j$.

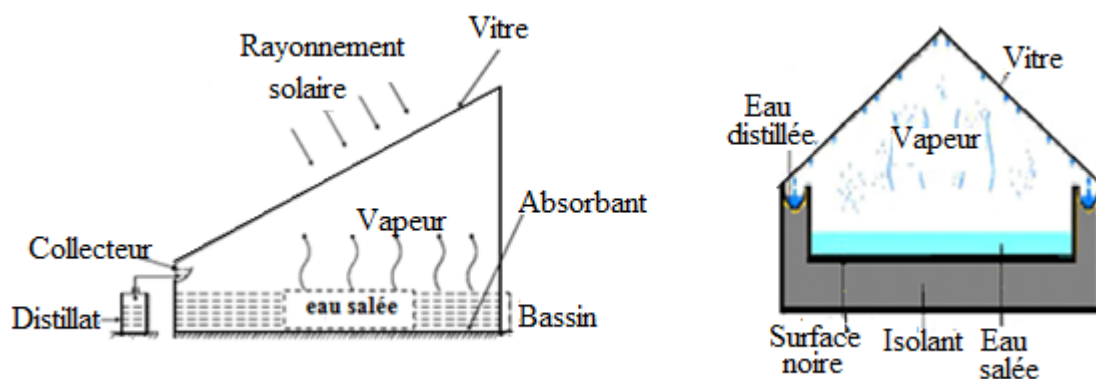


Figure I.10: Distillateur solaire type bassin seule et double vitre plane.

Ahsan [47] a proposé un distillateur solaire de vitre triangulaire (Figure I.11.a) qui a marqué une production de 1.6 $l/m^2/j$ et 1.55 $l/m^2/j$ pour une profondeur de l'eau de 1.5 cm et 2.5 cm, respectivement. Nagarajan[48] a proposé un distillateur solaire avec un vitrage pyramide triangulaire (Figure I.11.b) qui a donné une production maximale de 4.3 $l/m^2/j$. Kabeel [49] a testé

un distillateur avec une couverture pyramide (Figure I.11.c) et un bassin concave contenant une mèche de jute noire. La production journalière de ce distillateur a atteint 4.0 kg/m^2 avec une efficacité maximale de 45%. Un modèle mathématique a été présenté par Dhiman Naresh [50] pour prévoir le comportement thermique du distillateur solaire sphérique. Les résultats obtenus montrent une amélioration dans l'efficacité de 30% par rapport à un distillateur solaire conventionnel.

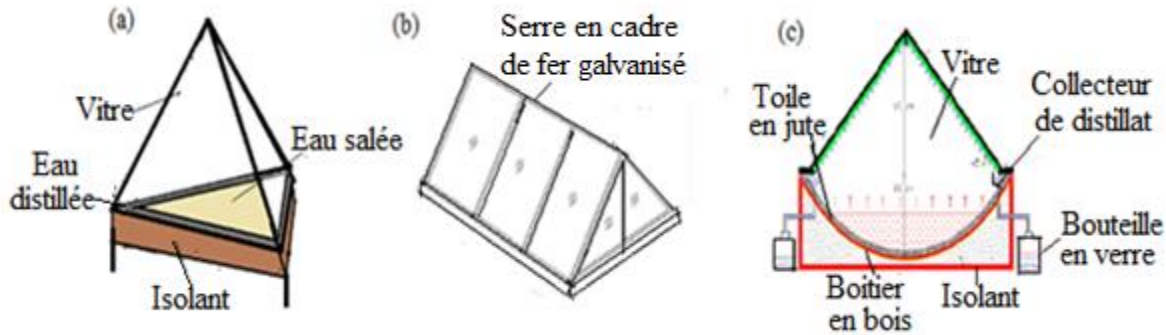


Figure I.11: Différentes formes de vitrage du distillateur solaire type bassin.

Chaker et Menguy [51] ont étudié particulièrement l'efficacité globale d'un distillateur solaire sphérique. La surface de condensation est balayée au moyen d'un essuie-glace entraîné par un moteur (Figure I.12.a). Le balayage permet un drainage rapide des gouttelettes et maintenir la surface de condensation transparente. Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des paramètres de fonctionnement externes (météorologique), ainsi que l'effet des paramètres de fonctionnement interne. Par rapport à un distillateur solaire plan, le distillateur sphérique est caractérisé par de faibles pertes thermiques et par une production et une efficacité meilleures. Pour le distillateur hémisphérique (Figure I.12.e) Arunkumar [52] a montré que la production maximale de ce type de distillateur varie de $3.68 \text{ l/m}^2/\text{j}$ sans refroidissement à $4.2 \text{ l/m}^2/\text{j}$ avec refroidissement de la vitre. Par ailleurs, Ismail Basel [53] a montré que la production moyenne du distillateur hémisphérique transportable (Figure I.12.f) varie de 2.8 à $5.7 \text{ l/m}^2/\text{j}$.

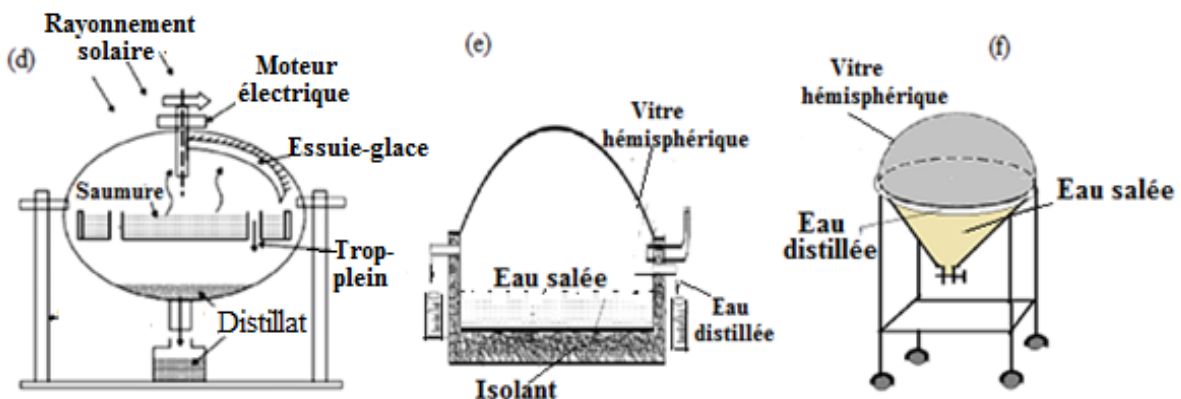


Figure I.12: Distillateur solaire sphérique et hémisphérique.

Suneesh [54] a étudié un distillateur solaire de type 'V' (Figure I.13.g) avec un système de refroidissement externe de la vitre en utilisant de l'eau et de l'air. Il a constaté que la productivité journalière augmente de 3.3 l/m^2 jusqu'à 4.6 l/m^2 si le refroidissement est utilisé. Ashan et al. [55] ont mentionné que le distillateur tubulaire (Figure I.13.h) donne une production de $5 \text{ kg/m}^2/\text{j}$. Boukar et Harmim [56] ont étudié l'effet de plusieurs paramètres sur la performance d'un distillateur vertical (Figure I.13.i). Ils ont montré que la productivité de ce type de distillateurs varie de 0.5 à $2.3 \text{ l/m}^2/\text{j}$.

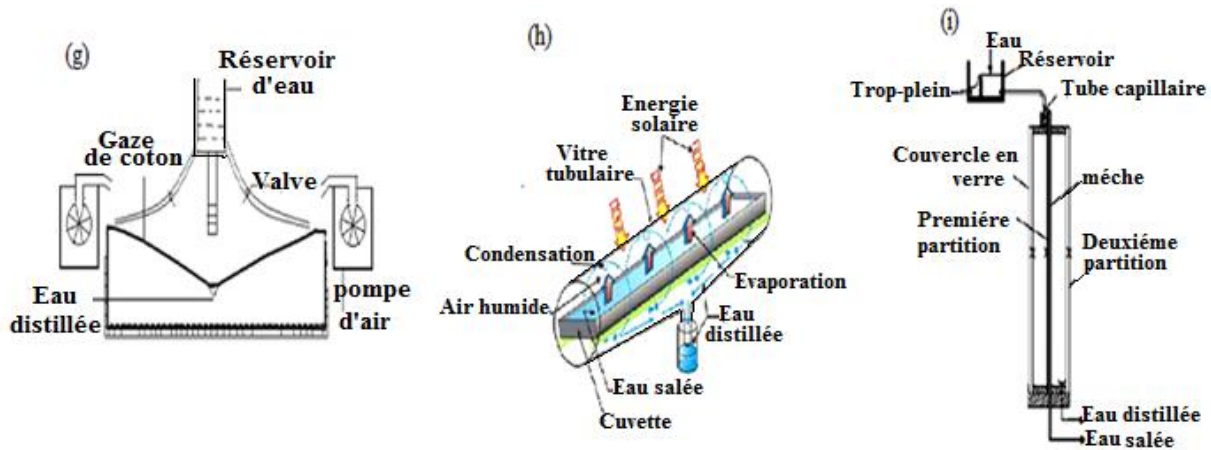
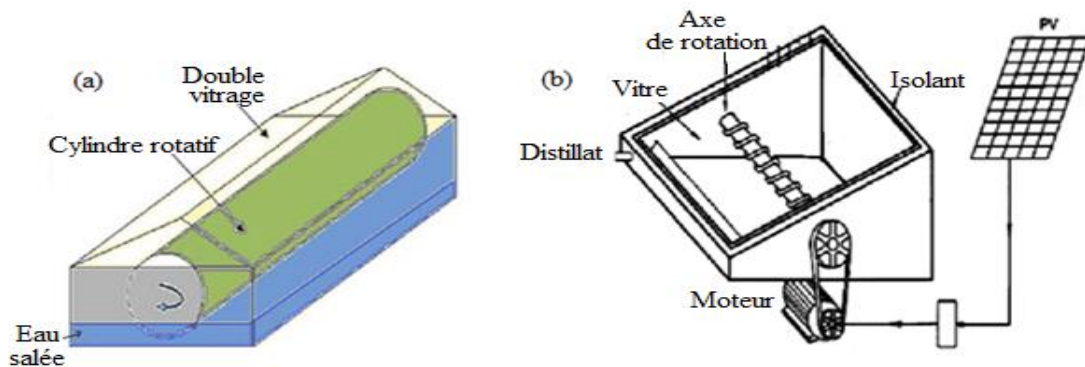


Figure I.13: Distillateur solaire type-V(g), tubulaire(h) et verticale plane (i).

I.7.2.3 Mouvement sur l'eau du bassin

Ayoub [57] a proposé un distillateur solaire à double vitrage avec un cylindre en rotation sur l'eau du bassin (Figure I.14.a) ce système a donné une production de 4 litres par jour avec une augmentation de 200% par rapport au distillateur simple à double vitre. Abdelrahim et al. [58] ont utilisé un axe de rotation (Figure I.14.b) près de surface de l'eau du bassin pour créer une agitation dans l'eau ce qui augmente le taux d'évaporation et de condensation cette idée a augmenté le rendement à une valeur de 5.5% au mois de juillet. Eldalil [59] a étudié un distillateur solaire avec un système de vibration (Figure I.14.c) il a trouvé que la production est de 5.8 l/m^2 par jour avec une efficacité de 60%.



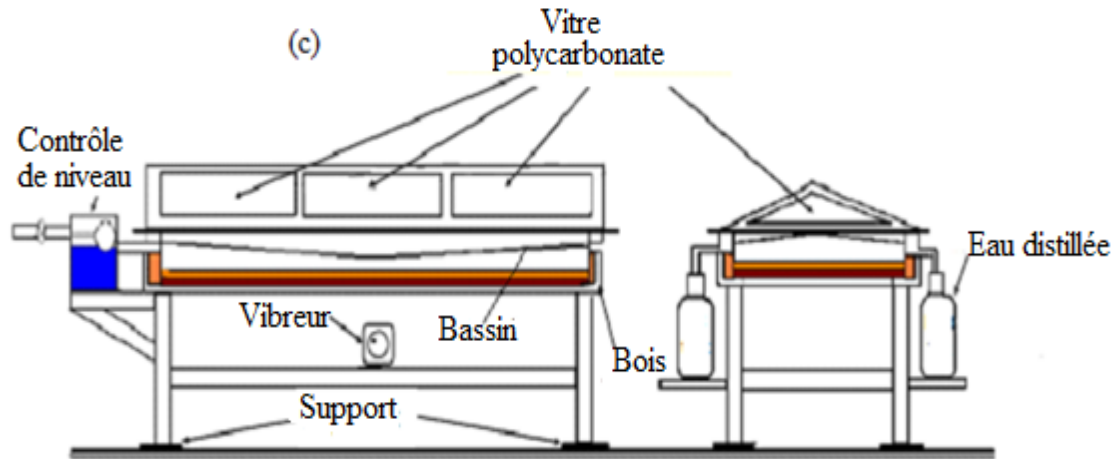


Figure I.14: Distillateur avec cylindre en rotation (a), axe de rotation (b) et un vibreur (c).

Omara et al. [60], ont testé un distillateur solaire classique, avec un ventilateur fixé d'environ 3 mm au-dessus du fond du bassin et tourné à l'aide d'une éolienne externe (Figure I.15). La rotation est utilisée pour détruire la couche limite entre le volume d'eau et la surface de l'absorbeur afin d'augmenter le coefficient de transfert thermique eau-paroi et en même temps améliorer l'évaporation à la surface libre de l'eau.

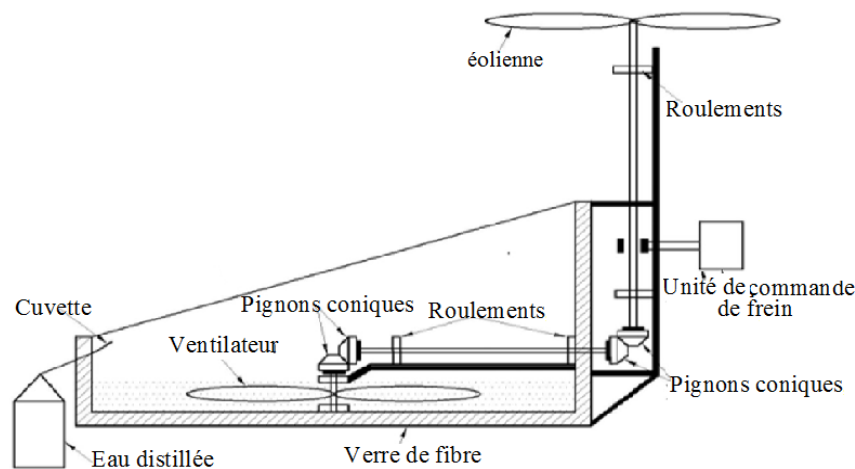


Figure I.15: Distillateur solaire à ventilateur.

La comparaison entre le distillateur conventionnel et le distillateur avec ventilateur pour de différentes profondeurs d'eau (1, 2, 3 et 4 cm) montre une augmentation de la production. La productivité maximale du distillateur solaire avec le ventilateur est obtenue à une profondeur d'eau de 1 cm pour des vitesses de rotation inférieures à 22 tr/min et à 3 cm de la profondeur d'eau pour des vitesses de rotation supérieures à 22 tr/min. La figure I.16 montre que l'utilisation du ventilateur a amélioré la productivité du distillateur simple d'environ 17% pour 3 cm de profondeur d'eau et pour une vitesse de rotation de 30 tr/min.

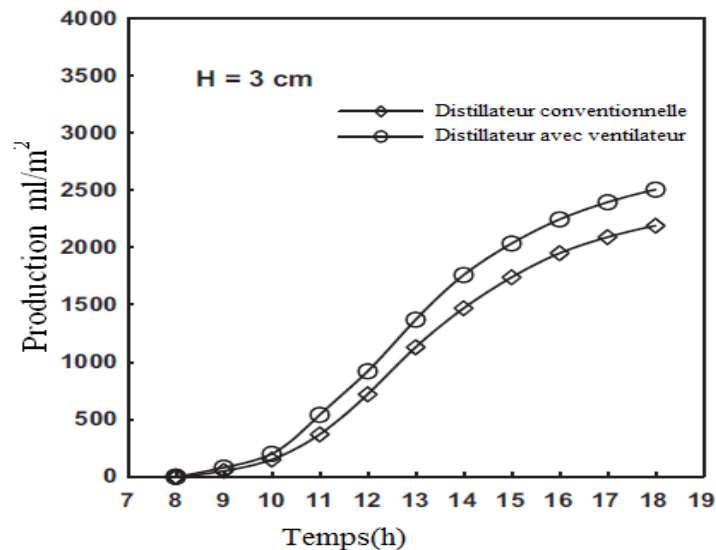


Figure I.16: Production du distillateur avec et sans ventilateur [60].

I.7.3 Influence des paramètres opérationnels

L'amélioration de la productivité d'un distillateur solaire dépend aussi des paramètres d'exploitation (dit aussi opérationnels) du distillateur. Autrement dit, ces paramètres sont en relation directe avec les phénomènes physiques régissant les mécanismes de transfert de chaleur et de masse dans le distillateur.

Parmi ces paramètres on peut citer : la température de l'eau, la surface libre de l'eau, l'écart de température eau-vitre, la température de la vitre, la profondeur/masse de l'eau, l'air de la surface de condensation, la pression interne ou partielle de la vapeur contenue dans le volume l'air du distillateur.

Les modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) entre les différents constituants du distillateur sont directement influencés par les paramètres opérationnels du distillateur. L'amélioration de ces coefficients de transfert thermiques et massiques est possible à travers la modification de l'état de surface (bassin absorbant, vitre, ...), création de la convection forcée au lieu de la convection naturelle et même par la modification des caractéristiques physiques de l'eau (conductivité, capacité calorifique, transmissivité, ...). Le stockage de l'énergie et l'isolation thermique sont indispensables pour économiser l'énergie calorifique à l'intérieur du distillateur. Ceci afin de compenser et limiter les pertes thermiques vers l'ambient. En général, l'amélioration de la productivité d'un distillateur solaire est réalisée par l'amélioration de l'évaporation, la condensation, le stockage de la chaleur et en réduisant les pertes thermiques [31].

1.7.3.1 Masse de l'eau

Une faible masse d'eau à distiller est toujours considérée comme l'une des principales techniques pour augmenter la température de l'eau du bassin ainsi que le taux d'évaporation. Autrement dit, pour avoir une production assez élevée il est utile de réduire au maximum la profondeur d'eau dans le bassin du distillateur. Cet effet a été l'objet de plusieurs travaux de recherche [61]. Murugavel et al. [62] ont montré que la productivité varie inversement avec la profondeur de l'eau pendant le jour et proportionnellement pendant la nuit.

Le distillateur solaire à étages multiples (Figure I.17.a) est un bon exemple sur la gestion de la masse d'eau dans le distillateur. Dans ce type de distillateurs, la masse d'eau est répartie entre plusieurs étages superposés afin de réduire la hauteur de l'eau dans chaque étage. Lorsque l'eau du bassin est réchauffée, elle s'évapore et se condense à la surface inférieure du bassin suivant situé au-dessus. La chaleur latente d'évaporation est cédée à l'eau contenue dans l'étage supérieur qui s'évapore à son tour et se condense à la surface inférieure de l'étage suivant et ainsi de suite. De cette manière, l'énergie, prévue pour réchauffer l'eau du bassin inférieur, est récupérée, du moins en grande partie, pour être plusieurs fois utilisée. Ce processus de récupération de la chaleur latente a un effet majeur sur la production du distillateur. A titre d'exemple, la production moyenne d'eau distillée pour le distillateur solaire à double bassin est supérieure de 40% à celle du distillateur simple bassin [63].

Afin de réduire la masse d'eau du bassin, le distillateur solaire à cascade (Figure I.17.b) est proposé dans une tentative d'augmenter la production en diminuant l'inertie thermique de la masse d'eau. L'utilisation de ce type de distillateurs solaires présente l'avantage d'avoir une lame d'eau très faible et l'orientation du bassin par rapport au rayonnement incident se rapproche davantage de l'optimum.

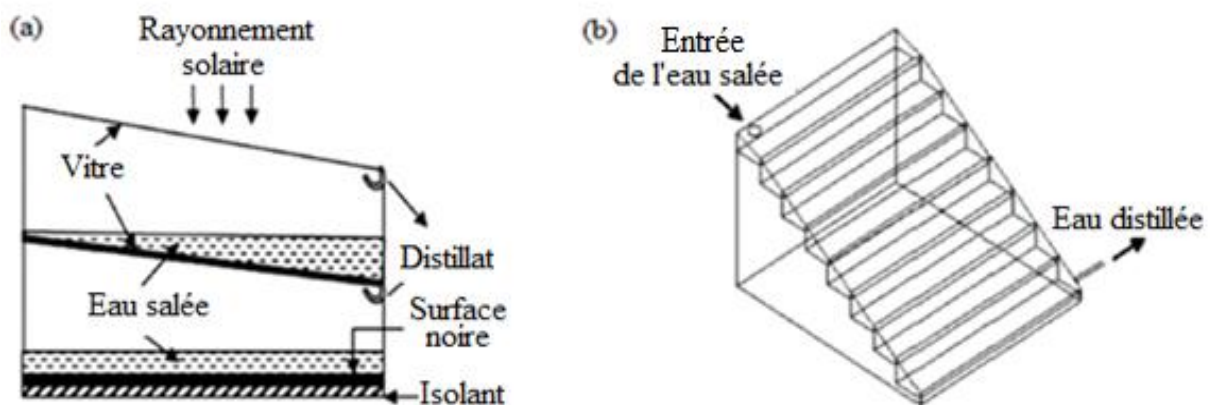


Figure I.17: Distillateur solaire (a) à double bassin (b) à cascades.

I.7.3.2 Utilisation des réflecteurs internes et externes

Les réflecteurs et les concentrateurs solaires sont également utilisés pour augmenter la productivité du distillateur solaire simple. Ils permettent d'augmenter (ou d'optimiser) considérablement la quantité du rayonnement solaire récupérée. Ainsi la température de l'eau du bassin sera nettement plus grande. L'expérience a montré que la productivité journalière peut être augmentée d'environ 70% à 100% par rapport au distillateur solaire simple pendant les jours d'hiver et de 48% pour l'ensemble des jours de l'année [64-65].

Les réflecteurs sont placés à l'intérieure comme à l'extérieure du distillateur solaire Abdallah et al. [66] ont étudié les performances d'un distillateur solaire avec des réflecteurs internes. Tanaka [67] a utilisé des miroirs comme réflecteurs interne et externe (Figure I.18.a). Il a obtenu une production de $7 \text{ l/m}^2/\text{j}$ avec une augmentation de 48% en utilisant des réflecteurs internes et externes et de 22% avec le réflecteur interne seulement.

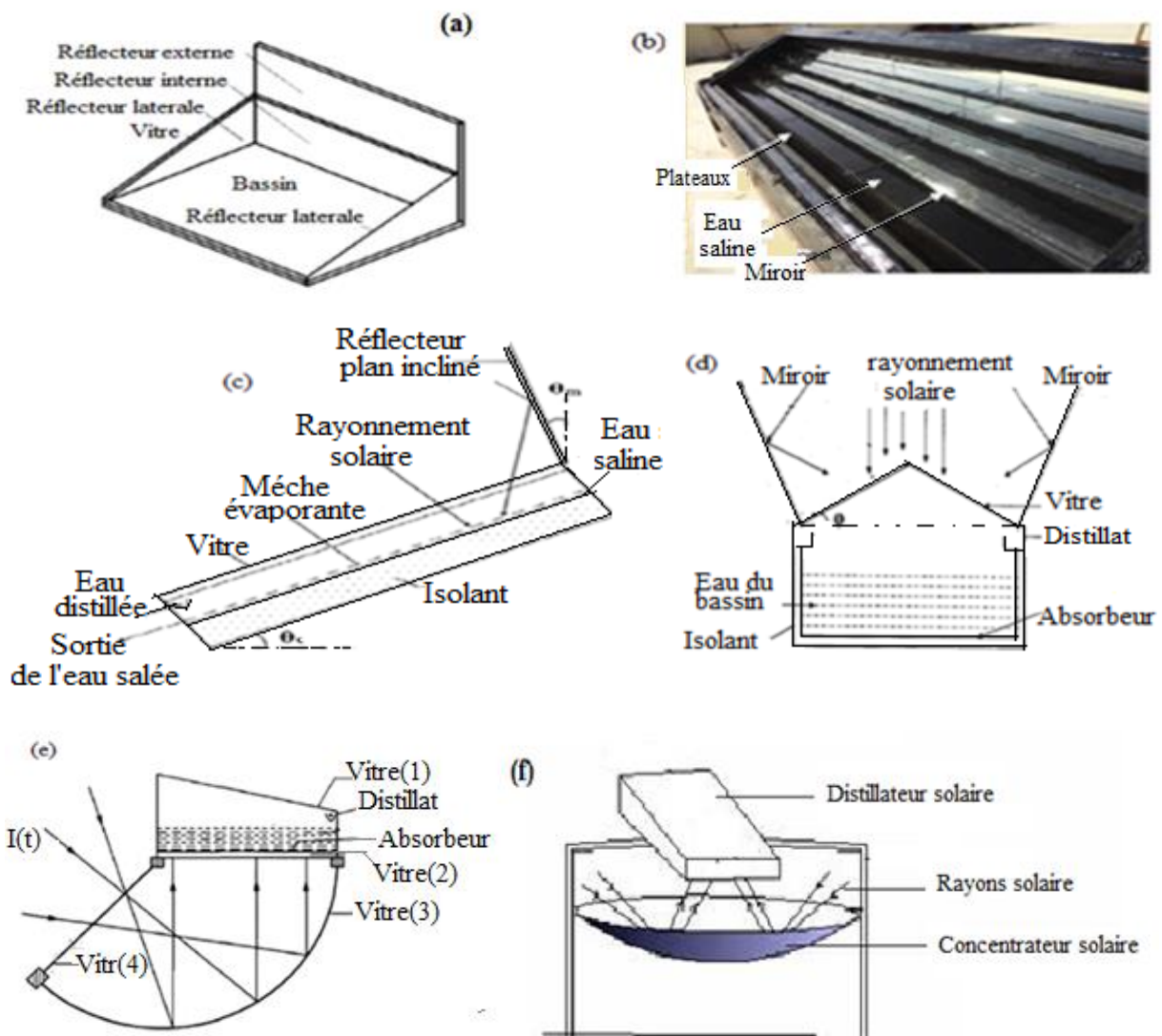


Figure I.18: Distillateur solaire avec réflecteurs internes et externes.

Omara et al. [68] ont étudié un distillateur solaire à cascade avec des miroirs internes attaché à chaque étage (Figure I.18.b). La production été de $6.35 \text{ l/m}^2/\text{j}$ et elle est plus élevée que celle du distillateur conventionnel d'environ 75%. Tanaka et Nakatake [69] ont utilisé un distillateur solaire incliné avec un réflecteur externe supérieur de 15° par rapport à la verticale (Figure I.16.c). Avec ce réflecteur, ils ont pu obtenir une production de $4.2 \text{ l/m}^2/\text{j}$. El-Sebaï [70] a testé un distillateur à double vitre de type bassin avec deux réflecteurs externes (Figure I.18.d). L'expérience a montré que la productivité quotidienne du distillateur simple, avec l'utilisation des miroirs, a été améliorée d'environ 19% en été et de 30% en hiver.

L'addition d'un réflecteur au-dessous du bassin du distillateur (Figure I.18.e et Figure I.18.f) est considérée comme la solution la plus efficace pour augmenter la productivité du distillateur solaire.

Ce type de distillateur solaire est appelé distillateur à absorbeur inversé. Le réflecteur concentre le rayonnement solaire sur le fond métallique du bassin, en raison de cette chaleur additionnelle, la température de l'eau dans ce distillateur augmente à une vitesse plus rapide par rapport au distillateur solaire conventionnel. Un autre facteur aussi important dans cette amélioration, c'est l'élimination des déperditions atmosphériques vers le bas du distillateur. Loin que ça, l'isolation thermique (au-dessous du bassin) est éliminée grâce à cette technique. Les expériences ont montré que la production du distillateur avec ce type de réflecteurs peut être doublée par rapport au distillateur conventionnel [71].

I.7.3.3 Systèmes de poursuite solaire

Le système de poursuite solaire qui suit le mouvement du soleil est également utilisé pour augmenter le rayonnement solaire reçu par le bassin du distillateur solaire, ce qui en résulte une augmentation importante de sa température et de sa productivité [72-73]. Abdallah et Badran [74] ont placé un système de poursuite solaire au-dessous d'un distillateur à simple pente. Ce dispositif a été utilisé pour faire tourner le distillateur solaire avec le mouvement du soleil. Ils ont constaté que la production du distillateur a été augmentée de 22% par rapport au distillateur fixe (Figure I.19).

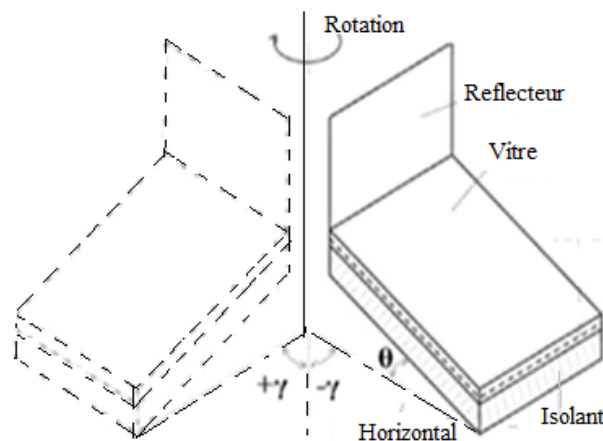


Figure I.19: Distillateur solaire en rotation assisté par un système de poursuite solaire.

I.7.3.4 Ajout d'éponges, tissus et matériaux à changement de phase

L'ajout des éponges, les tissus et les mèches dans le bassin, augmente l'évaporation de l'eau à cause des forces capillaires et la capacité d'absorption de l'eau. Les expériences menées par Velmurugan [75] et Abu-Hijleh et Rababa [1] sur le distillateur solaire simple en utilisant les éponges dans le bassin ont montrés une augmentation de 15.3% à 27.3% de la production. Le distillateur solaire de type bassin avec l'addition de mèche utilisé par Minasian et Al-karaghoul [76] a enregistré une augmentation de la productivité d'environ 85% par rapport au distillateur simple. Sakthiv el et al. [77] ont élaboré un distillateur à mèche vertical comme illustré sur la Figure I.20.a. L'avantage du mèche est de garder la saumure aussi peu profonde que possible tout en évitant les endroits secs avec un échauffement plus rapidement de l'eau vers une température élevée. Une autre conception d'un distillateur solaire à mèche inclinée est illustrée sur la Figure I.20.b [78]. L'eau de la saumure se propage progressivement sur la surface mince de la mèche où il s'évaporation rapidement en raison de sa faible inertie thermique. Donc, sa nécessaire un temps plus court pour obtenir de l'eau fraîche. Dans ce type de système, le rendement peut être amélioré d'environ 16 à 50% [79].

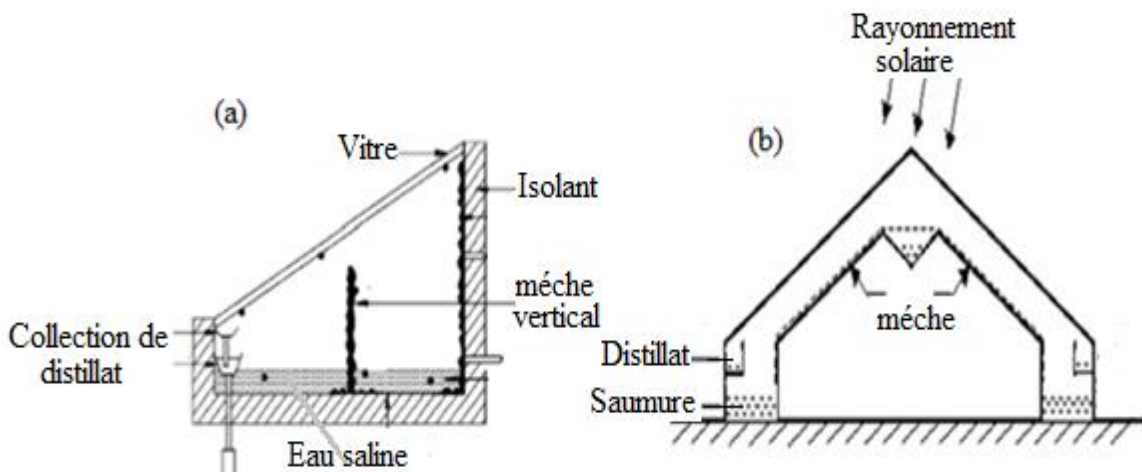


Figure I.20: Distillateur solaire à mèche verticales (a) et incliné (b).

L'ajout de matériaux à changement de phase MPC (PCM Phase Change Matériel) à l'eau du bassin est également utilisé pour améliorer les performances du distillateur solaire [80]. Plusieurs matériaux comme: LHTESS, la paraffine et l'acide stéarique sont utilisés comme moyen de stockage de l'énergie sous forme de chaleur latente. La chaleur étant absorbée ou restituée lors du passage de l'état solide à l'état liquide (et vice versa). Les données expérimentales montrent que l'amélioration de la productivité du distillateur solaire conventionnel avec MPC peut atteindre 80% [81].

1.7.3.5 Effet des nanomatériaux

Le mélange de nanoparticules de taille solide à l'eau du bassin (nano-fluide) contribue efficacement à améliorer la production du distillateur. Kabeel et al. [82] ont amélioré la productivité de distillateur solaire en utilisant des nano-fluides en suspension, ils ont utilisé des particules solides nanométriques d'oxyde d'aluminium dans l'eau. Ces derniers ont modifié les caractéristiques de transfert de chaleur et les propriétés d'évaporation de l'eau. Leurs résultats ont montré que l'utilisation de nano-fluides améliore la productivité du distillateur solaire d'environ 116% avec un condenseur externe.

1.7.3.6 Augmentation de la surface libre de l'eau

L'augmentation de la surface libre de l'eau du bassin contribue efficacement à l'amélioration de la productivité du distillateur solaire conventionnel. Ceci est dû à la relation directe entre la productivité et la surface d'évaporation. Dans ce contexte, plusieurs techniques ont été proposées pour augmenter la surface libre de l'eau du bassin. Bassam et al. [83] ont proposé de placer des cubes d'éponge sur la surface de l'eau pour améliorer la production du distillateur à simple pente (Figure I.21.a). Par conséquent, ils ont trouvé que le rendement du distillateur solaire a été amélioré par 18%.

Velmurugan et al. [84] ont augmenté aussi la surface de l'eau dans le bassin en utilisant 450 éponges de 20mm×35mm×35mm (Figure I.21.b). L'étude a donné une augmentation dans la productivité journalière de 1.88 à 2.8 kg/m². Srivastava et al. [85] ont utilisé des ailettes poreuses composées de chiffons de coton noirci partiellement plongées dans l'eau du bassin (Figure I.21.c). Cette tentative a permis d'obtenir une production maximale d'environ 7.5 kg/m².

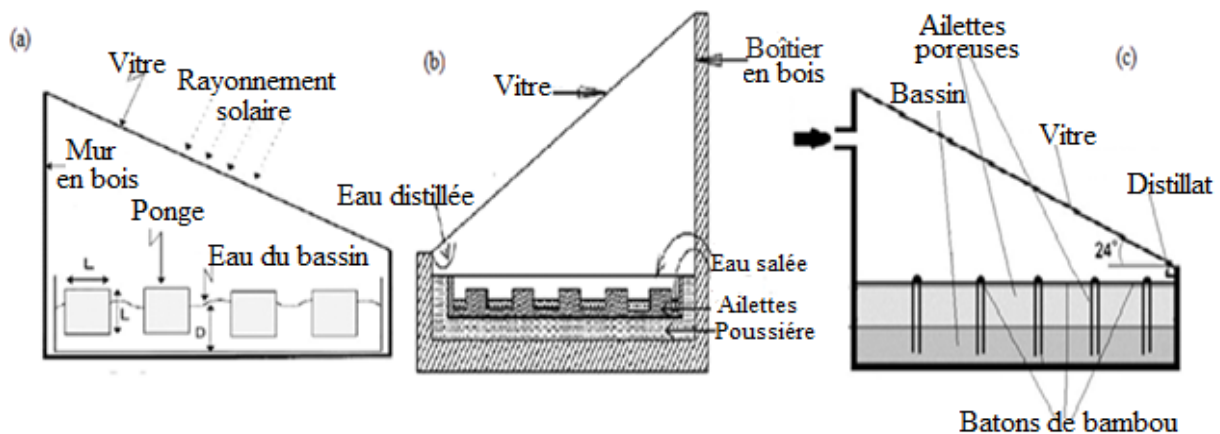


Figure I.21: Distillateur solaire avec éponges (a), b) ailettes à chiffon (c).

1.7.3.7 Amélioration de la convection interne

La convection interne est une autre façon d'augmenter la productivité du distillateur solaire. Cet effet n'a pas reçu suffisamment d'attention, seulement quelques essais expérimentaux ont été

abordés. Ali et al. [86] ont créé le mouvement d'air à l'intérieur du distillateur solaire simple par un ventilateur. Ils ont trouvé que la productivité du distillateur solaire est augmentée d'environ 30%. Cette augmentation est principalement due à l'amélioration des coefficients de transfert de chaleur et de masse, résultat du mouvement turbulent de l'air à l'intérieur du distillateur.

1.7.3.8 Refroidissement de la vitre

Le refroidissement externe de la vitre (Figure I.22) a également été utilisé pour augmenter la productivité du distillateur solaire en élargissant la différence de température entre l'eau et la vitre. L'écoulement de l'eau à couche mince sur la surface de couverture de verre externe a été proposé par plusieurs auteurs [87]. Le refroidissement des couvercles en verre permet d'obtenir une réduction de la température de couverture en verre avec une amélioration de l'efficacité et de la productivité des distillateurs. Il a été montré que la productivité du distillateur avec un jet d'eau est améliorée d'environ 25 à 59% à celui sans refroidissement [88,89]. Le refroidissement de la vitre a également été réalisé en forçant l'air sur la vitre à l'aide d'un ventilateur externe [90].

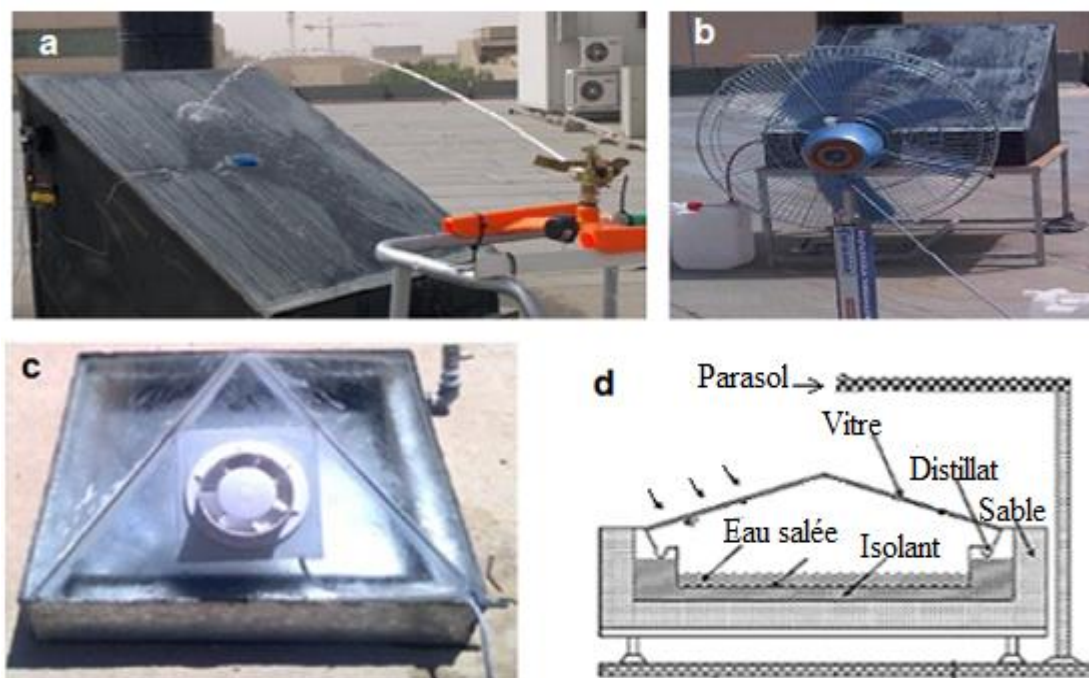


Figure I.22: Refroidissement de la vitre par injection d'eau (a), par ventilation (b,c) et par ombrage (d).

Les expériences montrent que le rendement quotidien est augmenté de 30 à 40% avec et sans flux d'air, respectivement. Bechki et al. [91] ont étudié l'effet de l'ombre partiel sur le distillateur solaire de type bassin à double vitrage dans la ville de Ouargla au sud Algérien (Figure I.22.d). Leurs résultats ont confirmé que l'ombrage de la vitre au-dessus du distillateur augmente la production d'environ 12%.

1.7.3.9 Intégration d'un condenseur et création du vide

L'intégration d'un condenseur interne/externe est une autre technique efficace pour augmenter la productivité d'un distillateur [92]. Cela est dû à la différence de température entre l'eau et la paroi du condenseur et au maintien d'une pression réduite à l'intérieur du distillateur. L'utilisation d'un condenseur externe contribue à réduire la concentration des gouttelettes d'eau sur la face interne de la vitre. Ceci contribue à améliorer la transmissivité de la vitre et augmenter au maximum le flux solaire reçu par le bassin. Il a été constaté que l'ajout d'un condenseur externe augmente la productivité d'environ 70 à 75% par rapport au CSS [93]. Hassan et Fath [94] ont étudié théoriquement et expérimentalement l'effet d'ajouter un condenseur externe au distillateur solaire simple de type bassin (Figure I.23.a). L'étude expérimentale montre une augmentation de 50% dans l'efficacité du distillateur solaire simple. Le transfert de la vapeur vers le condenseur externe peut être effectué par le processus de la circulation naturelle selon la manière de convection entre le condenseur et le distillateur (Figure I.23.b). Les résultats théoriques montrent qu'environ 75% du rendement de distillateur solaire est due à la contribution de la circulation naturelle.

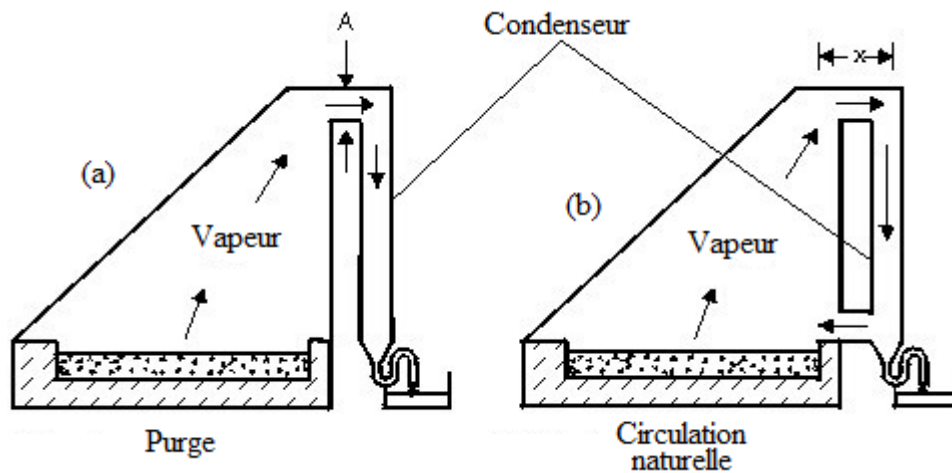


Figure I.23 : Distillateur solaire intégré à un condenseur passif.

Une conception similaire a été réalisée par El-Bahi et Inan [95] avec l'intégration d'un réflecteur externe (Figure I.24.a). Une fraction de la vapeur produite est condensée sur la surface intérieure de la vitre du distillateur tandis que le reste était transféré au condensateur externe. Les tests ont montrés que la production du distillateur était de $4.0 \text{ kg/m}^2/\text{j}$.

Madhlopa et Johnstone [96] ont proposé un distillateur solaire passif avec un condenseur à multiples bassins (Figure I.24.b). Ce distillateur utilise la chaleur latente de condensation pour chauffer l'eau contenue dans les bassins et augmenter de plus la productivité du distillateur. Les résultats montrent que la productivité de distillateur modifié est 62% plus élevée que celle du distillateur conventionnel à simple effet. Abu Qudais et Othman [97] ont construit un distillateur

simple (Figure I.24.c) intégré à un condenseur externe avec un ventilateur intermédiaire de basse puissance qui sert à aspirer la vapeur vers le condenseur et créer une convection interne. Le ventilateur est alimenté par un panneau solaire photovoltaïque. L'utilisation de ce système a conduit une augmentation de 42% d'efficacité par rapport au distillateur simple.

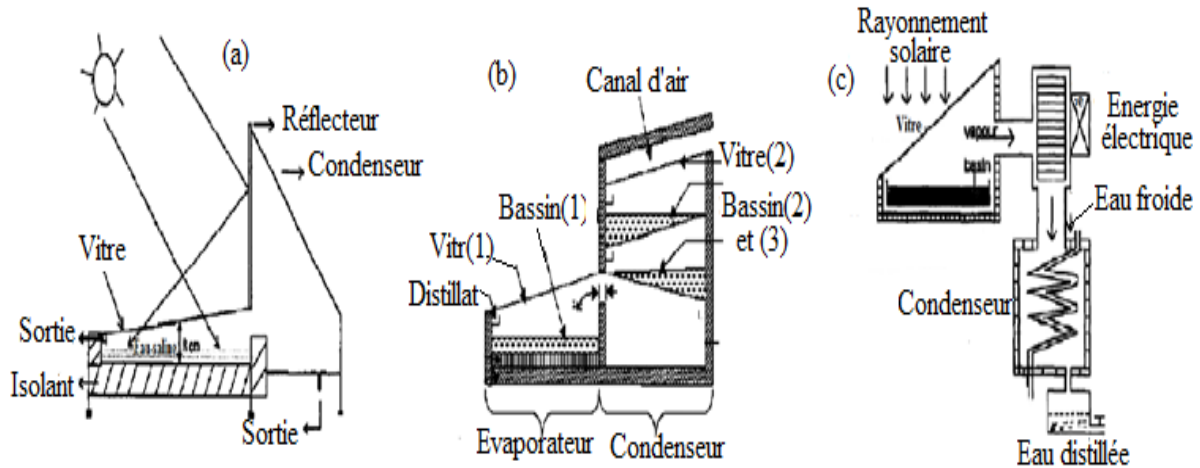


Figure I.24: Distillateur solaire avec condenseur externe.

Khalifa et al. [98] ont effectué des modifications expérimentales sur le distillateur solaire conventionnel pour améliorer la productivité de l'eau distillée à l'aide d'un condenseur interne (Figure I.25). Le condenseur interne était constitué avec un tube de cuivre de 10 mm de diamètre de en huit passes chacun de 1.2 m de long. Leurs résultats ont indiqué que l'efficacité quotidienne du distillateur solaire avec le condenseur interne était d'environ 54%.

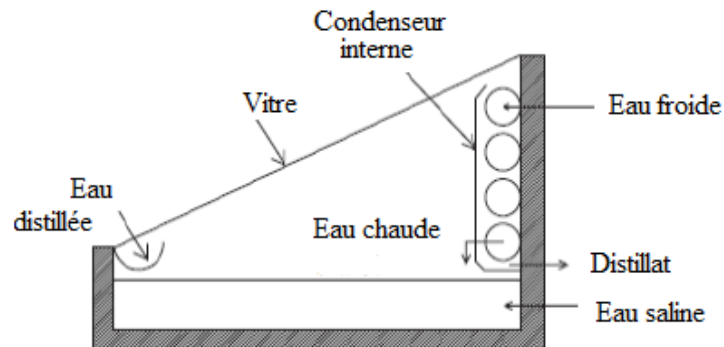


Figure I.25: Distillateur solaire simple avec condenseur interne.

Réduire la pression à l'intérieur du distillateur (Figure I.26) est une autre façon d'augmenter la production. L'eau peut être rapidement évaporée à des températures beaucoup plus basses, ce qui demande moins d'énergie thermique. Par ailleurs, sous l'état de vide, l'effet des gaz non-condensables, qui réduisent le taux de condensation, est évité. Sriram et al. [99] ont utilisé une pompe à vide pour aspirer la vapeur à l'intérieur d'un distillateur solaire à double pente et pour maintenir la pression à vide à 50 mm.Hg. Ils ont constaté une augmentation de la production d'environ 50.75%.

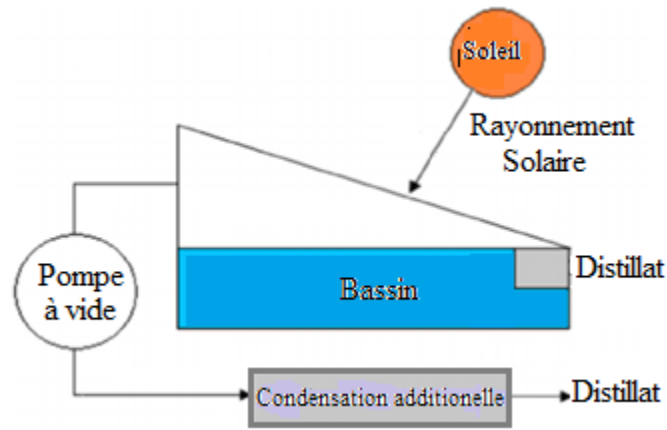


Figure I.26: Distillateur solaire simple avec création du vide.

1.7.3.10 Amélioration de l'absorption thermique et stockage d'énergie

L'eau du bassin de distillateur solaire reflète environ 11% du rayonnement solaire [29]. Cette perte peut être réduite en augmentant l'absorption de l'eau en ajoutant des matériaux absorbants au bassin comme des colorants, des billes de verre, de caoutchouc, de gravier, de sable et de poussière de scie et même des plaques métalliques utilisées le cuivre, l'aluminium et l'acier [100] pour le stockage thermique dans le bassin. Dutt et al. [101] ont étudié l'effet de rajout de colorant dans le distillateur solaire à double bassins. Ils ont constaté que l'addition du colorant fait augmenter l'efficacité du système de 10%. L'influence du gravier noir sur la productivité du distillateur solaire (Figure I.27) a été étudiée par Nafey et al. [102]. La productivité a été augmentée de 19% par rapport au distillateur simple (sans gravier).

L'intégration d'un réservoir de stockage avec un distillateur solaire conduit à une production plus importante de distillat [103] en raison de la température élevée de l'eau du bassin (Figure I.28). Grâce au réservoir de stockage, la température de l'eau reste élevée même dans la nuit et la production de distillat se prolonge le long de la journée [104].

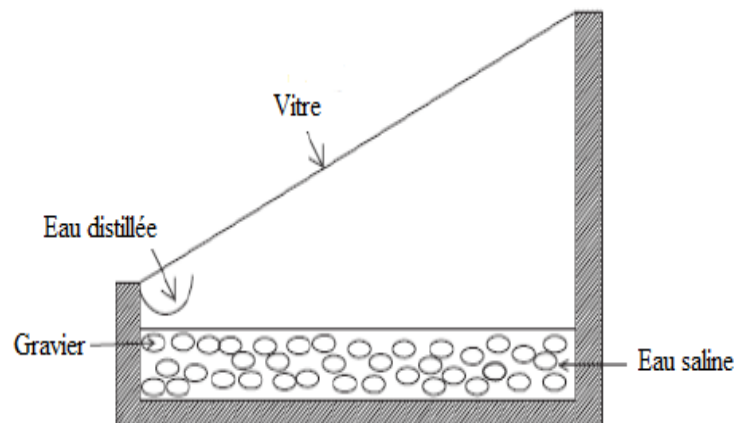


Figure I.27: Stockage thermique par le gravier.

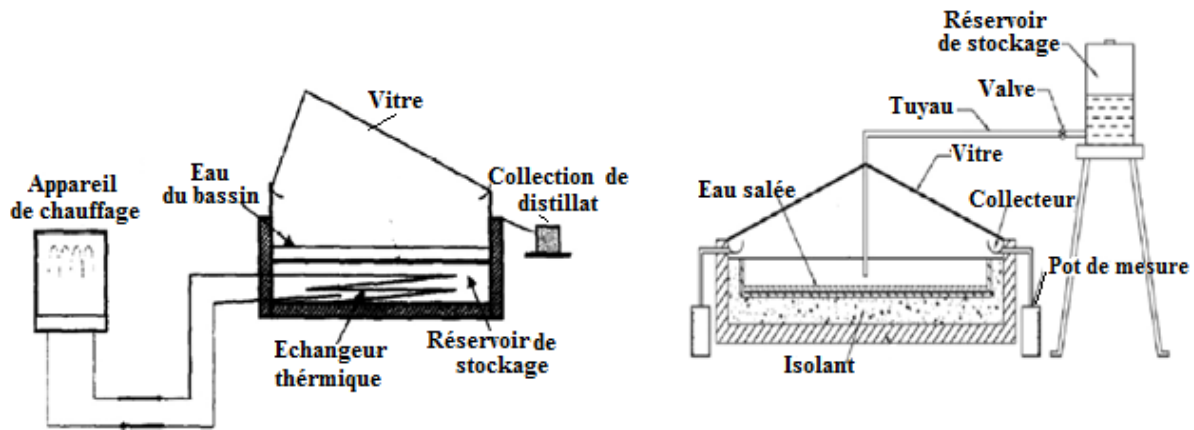


Figure I.28: Distillateur solaire intégré avec réservoirs de stockage.

1.7.3.11 Réduction des pertes thermiques

L'épaisseur de l'isolant aux côtés du distillateur joue un rôle important dans le stockage de l'énergie thermique à l'intérieur du distillateur et dans la réduction des pertes thermiques vers l'ambient. Khalifa et Hamood [105] ont étudié l'effet des différentes épaisseurs d'isolation sur la production du distillateur solaire simple. Ils ont montré qu'une augmentation de 80% de la production est obtenue pour une épaisseur de 60 mm d'isolant. Karaghoulis et al. [106] ont mené étudié l'effet de l'isolation latérale sur un distillateur à seul et double bassin. Ils ont trouvé que l'efficacité du distillateur peut augmenter de 2 à 4%. Al-Hinai et al. [107] ont étudié l'influence de l'isolation sur la performance annuelle d'un distillateur solaire simple. Ils ont rapporté que l'épaisseur optimale de d'isolation varie de 0.09 m à 0.13 m et que la productivité de distillateur solaire est directement proportionnelle à l'épaisseur d'isolation.

1.8 Conclusion

On a vu dans ce chapitre que l'utilisation de l'énergie solaire pour le dessalement des eaux de mer et saumâtres, nécessite a priori une connaissance approfondie des différents mécanismes de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur et à l'extérieur du distillateur solaire. La conception ou la modification d'un distillateur solaire est finalement tributaire de plusieurs considérations techniques et économiques. Le meilleur distillateur c'est celui qui possède une meilleur productivité, qui a la nature passif, moins couteux, simple a exploité, qui nécessite peu d'entretien et ne demande pas de personnes qualifié.

A la lumière de ce qui a été présenté dans la littérature, nous avons constaté que l'effet de la convection naturelle interne n'a pas eu suffisamment d'attention par les travaux de recherche ultérieurs. Cependant, le taux d'évaporation, dépend directement des coefficients de transfert de chaleur et de masse qui sont améliorés par le mouvement de l'air sur la surface de l'eau du bassin.

Dans le cadre de cette étude nous avons essayé d'augmenter la productivité du distillateur solaire simple avec la création de la convection d'air à l'intérieur du distillateur à l'aide de l'effet thermosiphon. Le distillateur solaire proposé est conçu pour fonctionner comme une boucle de circulation naturelle (NCL) avec l'air humide comme fluide de travail.

Le chapitre suivant, présente une description détaillée du distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude ainsi que les étapes suivies dans la conception et la réalisation du distillateur solaire.

Chapitre II :

Conception et réalisation du distillateur solaire

II.1 Introduction

Ce chapitre présente les étapes de conception et de réalisation du distillateur solaire proposé dans le cadre de cette thèse. Une description détaillée de différentes parties, constituant le distillateur solaire, est aussi donnée dans ce chapitre. Le distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude, prend la forme d'une boucle à circulation naturelle rectangulaire. Cette conception est choisie vue la simplicité et la nature passive de la boucle à circulation naturelle. Ces installations fonctionnent sous l'effet thermosiphon créé par la variation de la masse volumique du fluide entre les branches chaude et froide.

Une nouvelle tentative est faite pour améliorer la productivité du distillateur solaire conventionnel de type bassin, simple vitrage, intégré avec un condenseur externe. Certaines modifications sont introduites au distillateur conventionnel, à savoir: la conception du distillateur comme une boucle de circulation naturelle rectangulaire et l'intégration un condenseur passif externe, offre plusieurs avantages et contribue efficacement à l'amélioration des performances du distillateur. La condensation de la vapeur est complètement se fait au niveau du condenseur externe. Pour cette raison et afin d'éviter la condensation au niveau de la vitre interne du distillateur, un double vitrage est proposé avec la disposition horizontale du couvercle.

Le distillateur solaire sujet d'étude est élaboré et testé à la faculté des Sciences et Sciences Appliquées, à l'Université d'Oum-El-Bouaghi (Latitude: $35^{\circ}79'N$, Longitude : $7^{\circ}40'E$). Une série de tests préliminaires a été effectuée afin de définir les paramètres opérationnels influant sur la productivité du distillateur. Afin d'évaluer l'effet de la surface du condenseur sur la productivité et rechercher la configuration optimale avant de construire la version finale du distillateur, des tests expérimentaux ont été effectuées en variant la forme géométrique du condenseur.

Les résultats des tests ont montré que la forme géométrique du condenseur influe d'une manière significative sur la productivité du distillateur et que l'augmentation de la surface d'échange du condenseur augmente la production de l'eau distillée.

II.2 Principe de la circulation naturelle

La circulation naturelle est un phénomène simple qui se produit dans un fluide en présence de gradients de température et de densité dans un champ de gravité. Généralement, la source froide est située au-dessus de la source chaude pour favoriser la circulation naturelle. Sous l'effet d'une source de chaleur, la masse volumique du fluide diminue. Le fluide dans la branche chaude (ascendante) est moins dense que celui dans la branche froide (descendante). En conséquence des flux de chaleur, la partie chauffante du fluide devient plus légère et augmente, tandis que la partie refroidie devient plus dense et tombe par gravité. Ces effets combinés établissent la circulation du

fluide à l'intérieur de la boucle. Selon la disposition de la source chaude et froide, les boucles à circulation naturelle existent sous quatre combinaisons sont possibles (Figure II.1).

- HHHC : Chauffage horizontal - Refroidisseur horizontal
- HHVC : Chauffage horizontal - Refroidisseur vertical
- VHHC : Chauffage vertical - Refroidisseur horizontal
- VHVC : Chauffage vertical - Refroidisseur vertical

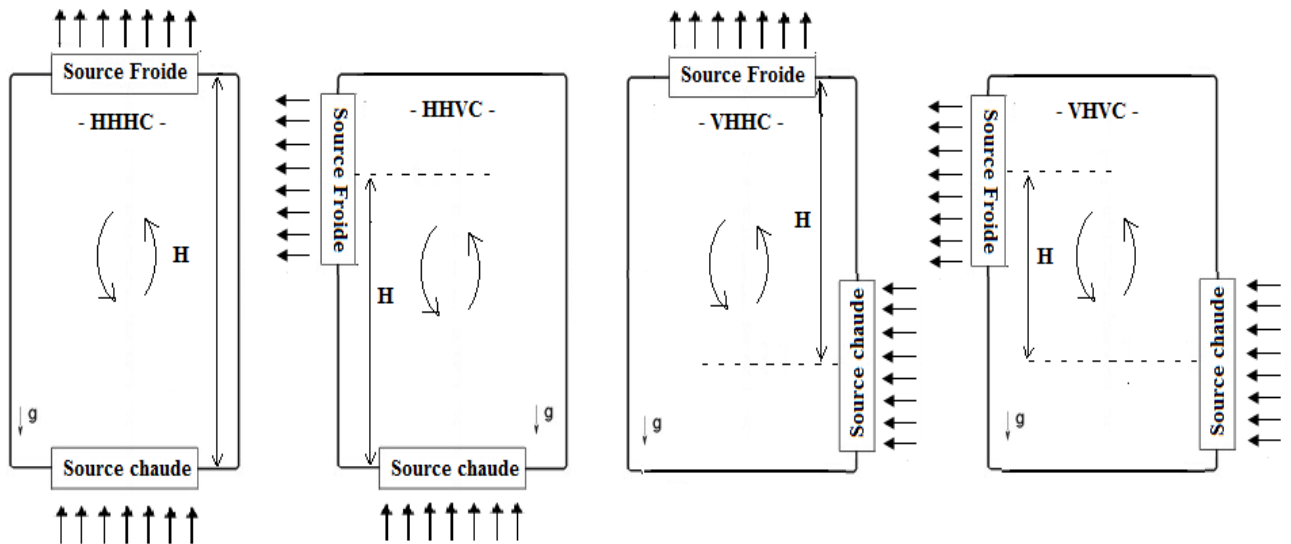


Figure II.1: Les quatre configurations possibles pour une boucle à circulation naturelle [108].

La fonction principale d'une boucle de circulation naturelle (NCL) est le transfert de chaleur d'une source chaude vers la source froide. Le principal avantage d'un système de circulation naturelle est de faire circuler un fluide sans besoin d'aucune force extérieure comme une pompe ou un ventilateur. Elle se caractérise donc par une grande fiabilité et un faible coût de maintenance et d'exploitation [109].

Les boucles à circulation naturelle sont utilisées dans une large gamme d'applications, tels que dans les installations de chauffage solaire et géothermique, dans les générateurs de vapeur, le refroidissement des appareils électroniques, des transformateurs électriques, des moteurs à combustion interne et aussi dans le refroidissement du cœur des réacteurs nucléaires [110].

II.3 Conception et principe de fonctionnement du distillateur solaire

Le distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude, prend la forme d'une boucle à circulation naturelle rectangulaire (Figure II.2). L'idée de ce travail consiste à utiliser les caractéristiques de la boucle à circulation naturelle pour améliorer les performances thermiques du distillateur solaire et bien sûr augmenter sa productivité. Le système est une combinaison d'un distillateur simple de type bassin modifié qui joue le rôle de la source chaude (évaporateur), intégré

à un condenseur tubulaire externe jouant le rôle de la source froide (refroidisseur). Le lien entre l'évaporateur et le condenseur est fait par des tubes verticaux en PVC agissant comme branche chaude et froide.

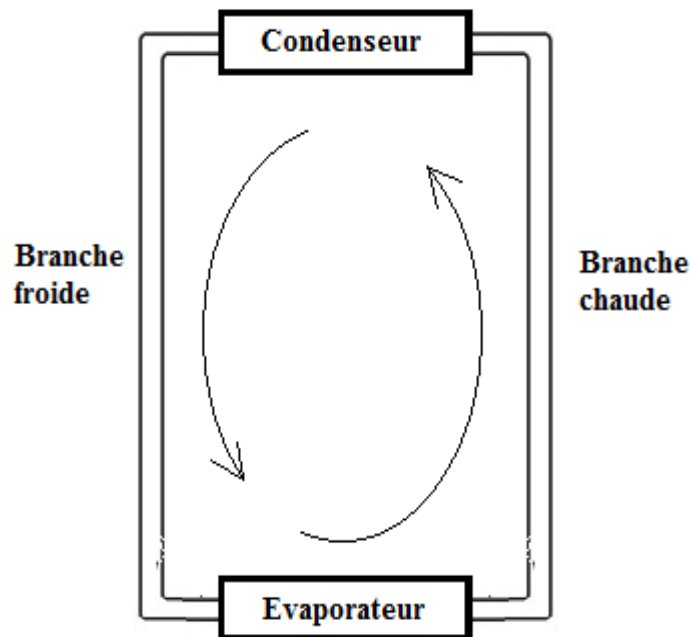


Figure II.2: Schéma de principe d'une boucle à circulation naturelle.

Dans l'évaporateur et sous l'effet du rayonnement solaire absorbé par la plaque galvanisée, l'eau du bassin s'échauffe et ensuite s'évapore pour produire de la vapeur. La vapeur générée réchauffe l'air compris entre l'eau et la vitre du distillateur. En conséquence, la masse volumique du fluide (air-humide) diminue et devienne moins dense que celui dans la branche froide (descendante). Sous l'effet de la différence de densité entre les deux branches, le fluide monte dans la branche chaude (ascendante) vers le condenseur. Tout au long du condenseur, la température du fluide (air-humide) décroît progressivement jusqu'à la sortie du condenseur. À mesure que la température du fluide décroît, sa densité augmente où il descend à travers la branche froide vers l'évaporateur pour qu'il répète le même cycle.

Une boucle à circulation naturelle est donc établie dans le distillateur solaire, produite par la différence de masse volumique entre l'air relativement froid dans la branche froide (à gauche) et l'air chaud riche en humidité dans la branche chaude (à droite).

La vitesse de circulation du fluide (air-humide) est donc proportionnelle à l'écart de température du fluide ($T_{HL}-T_{CL}$) entre les deux branches de la boucle sans la nécessité d'un moyen externe de circulation. La vapeur d'eau, séparée de l'air, forme un mince film liquide qui descend sous l'effet de gravité et l'inclinaison des tubes du condenseur. Ensuite, le condensat formé dans les tubes s'écoule pour être recueillie dans une bouteille de collecte.

II.4. Description du distillateur solaire

La figure II.3 montre un schéma d'ensemble du distillateur solaire proposé et réalisé dans le cadre de cette étude (version finale). Il est constitué principalement par l'évaporateur (distillateur conventionnel modifié) et un condenseur externe reliés par deux branches verticales en PVC.

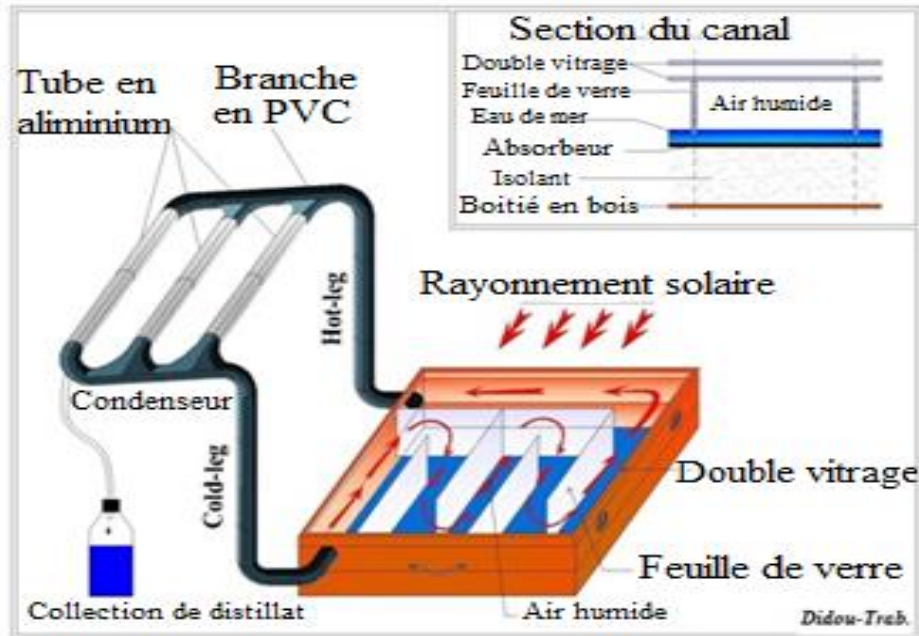


Figure II.3: Schéma d'ensemble du distillateur solaire réalisé.

II.4.1 L'absorbeur

L'absorbeur du distillateur est l'élément le plus important du distillateur. Il est conçu pour recueillir l'énergie solaire transmise par rayonnement et la communiquer à l'eau du bassin. Il est constitué d'une plaque galvanisée rectangulaire de 0.35 m² (0.5 m x 0.7 m) et de 1 mm d'épaisseur peint en noir pour augmenter l'absorption des rayons solaires (Figure II.4). La plaque galvanisée est placée dans un boîtier en bois de 2 cm, enfermé au-dessus par une couverture transparente en double vitrage.



Figure II.4: Plateau absorbeur en acier galvanisé.

II.4.2 Le couvercle en verre

La couverture transparente du distillateur est un élément essentiel du distillateur et joue un rôle primordial dans la création de l'effet de serre à l'intérieur du distillateur solaire. La couverture transparente est en double vitrage de 3 mm d'épaisseur pour chaque vitre. Les deux vitres sont disposées horizontalement et parallèlement et espacées de 1.5 cm. Cet arrangement de la couverture transparente permet d'accroître les performances thermiques du distillateur solaire et assurer les fonctions suivantes :

- recevoir le maximum du rayonnement incident sans réflexion interne.
- réduire au maximum la condensation sur la vitre interne et augmente la transparence de la couverture.
- limiter les déperditions thermiques vers le haut.
- réduire le volume d'air dans le distillateur.

Les deux feuilles en verre sont attachées à un cadre en bois qui forme un couvercle en verre amovible attaché avec le boîtier en bois par des paumelles afin d'obtenir un accès libre au système pour les opérations de nettoyage et de maintenance.



Figure II.5: Chicanes de verre collé à la vitre de distillateur.

II.4.3 L'évaporateur

L'espace compris entre la plaque galvanisé et la vitre intérieure du couvercle (5 cm) est divisé en plusieurs passes à l'aide des chicanes en verre rectangulaire (4.5 cm x 10 cm) collées verticalement à la vitre intérieure est submergé dans l'eau de bassin. Ces chicanes sont suspendues au couvercle de verre intérieur et immergés dans l'eau pour empêcher le transfert d'air entre les passages. Cette partition (Figure II.5) qui prend la forme d'un labyrinthe, forme un canal rectangulaire qui permet à l'air en mouvement de balayer la totalité de la surface de l'eau, d'emporter plus d'humidité durant son passage et d'augmenter le temps de séjour du fluide dans l'évaporateur.

II.4.4 Le condenseur

Le condenseur (Figure II.6) prend la forme d'un échangeur tubulaire horizontal constitué de trois tubes en aluminium identiques et parallèles chacun est de 70 cm de longueur avec un diamètre externe de 50mm. L'aluminium est choisi pour sa conductivité thermique élevée et sa légèreté. Les tubes du condenseur sont légèrement inclinés de 5° à l'horizon pour faciliter l'écoulement du condensat et surtout pour avoir un sens de circulation positif (Figure II.2) et éviter les instabilités de l'écoulement. Le condensateur est mis à l'abri du rayonnement solaire par un couvercle en plastique (embrelle) placé au-dessus du condenseur à une distance de 10 cm permettant la circulation de l'air ambiant autour des tubes du condenseur.



Figure II.6: Condenseur à 03-tubes intégré au distillateur solaire proposé.

II.4.5 L'isolation thermique

Au-dessous de l'absorbeur une couche de laine de verre isolante de 10 cm d'épaisseur est placée afin de réduire les pertes thermiques vers le bas. Les parois latérales internes du boîtier de 5 cm de hauteur sont recouvertes par une couche de silicone blanc qui sert à réfléchir les rayons solaires incidents vers l'eau du bassin est réduit les pertes thermiques latéralement vers l'atmosphère.

II.4.6 Les branches chaude et froide

La liaison entre l'évaporateur et le condenseur est réalisée par deux tubes verticaux en PVC. Ces tubes sont de 80 mm de diamètre et isolés par une couche de laine de verre de 2 cm. La hauteur (entraxe) entre le condenseur et l'évaporateur est 50 cm. Les branches verticales sont connectées d'une part avec le boîtier en bois et d'autre part avec le condenseur. Cette connexion est assurée à l'aide des coudes en PVC. La silicone et la colle PVC sont utilisés pour le collage et aussi afin éviter les fuites.

II.5 Appareils et instruments des mesures

Le distillateur solaire est instrumenté pour mesurer les températures en différents points de l'installation (l'absorbeur, l'eau du bassin, les vitres interne et externe, la paroi du condenseur et l'air dans chaque branche). Les paramètres météorologiques à savoir, le flux solaire, la température ambiante et la vitesse du vent, sont mesurés. La [figure II.7](#) montre les différentes instrumentations utilisées à la mesure. La précision de mesure et l'incertitude des instruments de mesure sont données dans le tableau II.1.

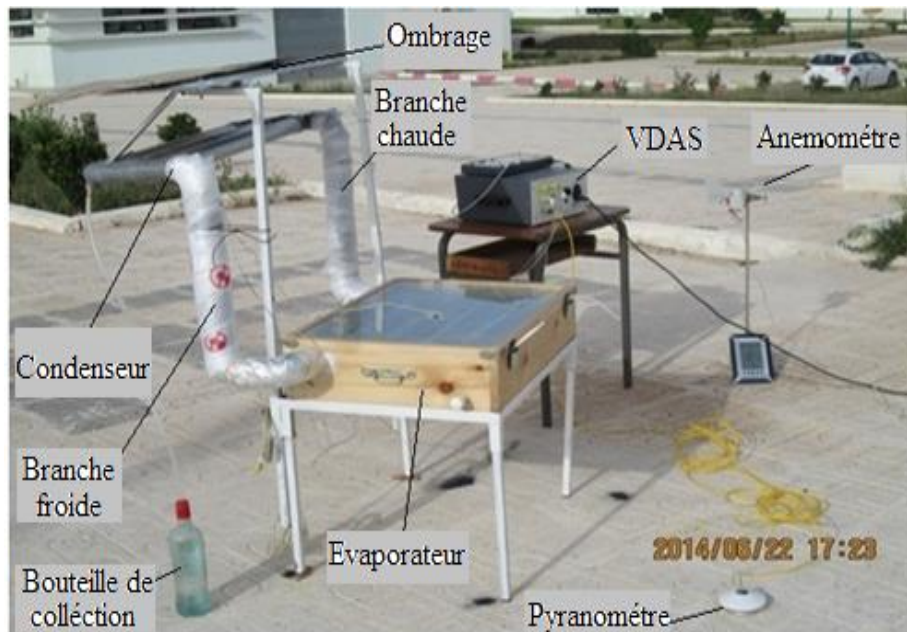


Figure II.7: Dispositif expérimental et emplacement des instruments de mesure.

II.5.1 Relevé des paramètres météorologiques

Le rayonnement solaire reçu par la surface horizontale de la couverture transparente du distillateur solaire est mesuré à l'aide d'un pyranomètre type CMP-3 placé horizontalement sur le sol ([Figure II.8](#)).



Figure II.8: Pyranomètre pour la mesure de rayonnement solaire horizontal.

La vitesse du vent est obtenue par l'utilisation d'un anémomètre à girouette (Davis Instruments) comme illustrée sur la [figure II.9](#).



Figure II.9: Anémomètre à girouette.

II.5.2 Mesure des températures et d'humidité du fluide

La [figure II.10](#) montre l'emplacement des appareils de mesure de la température et de l'humidité de l'air en circulation dans le distillateur. L'humidité relative et la température de l'air en circulation sont mesurées au niveau de la branche chaude (1) et froide (2) à l'aide de deux thermomètres-hygromètres digitaux type TP2 ([Figure II.11.a](#)) placés juste aux extrémités du condenseur. Quatre thermocouples type K ([Figure II.11.b](#)) sont utilisés pour la mesure des températures de la tôle galvanisée (3), la vitre interne et externe (4 et 5) et celle de la surface externe du condenseur (6). D'autres thermomètres type TP2 ([Figure II.11.c](#)) sont utilisés pour la mesure de la température de l'eau du bassin (7) ainsi que la température de l'air aux extrémités de l'évaporateur (8 et 9). La température ambiante est mesurée à l'aide d'un thermomètre type WT-2 ([Figure II.11.d](#)).

Les thermocouples type K ainsi que le pyromètre sont reliés à un système d'acquisition automatique de données (VDAS) qui affiche les températures et la radiation globale ([Figure II.12](#)). Les paramètres sont relevés chaque 30 minutes à partir de 07:30 am jusqu'à 18:00 am.

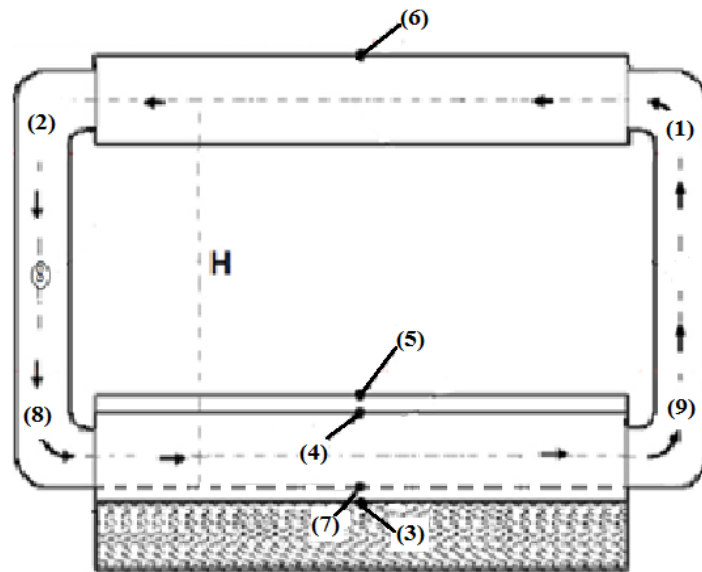


Figure II.10: Emplacement des instruments de mesures sur le distillateur.

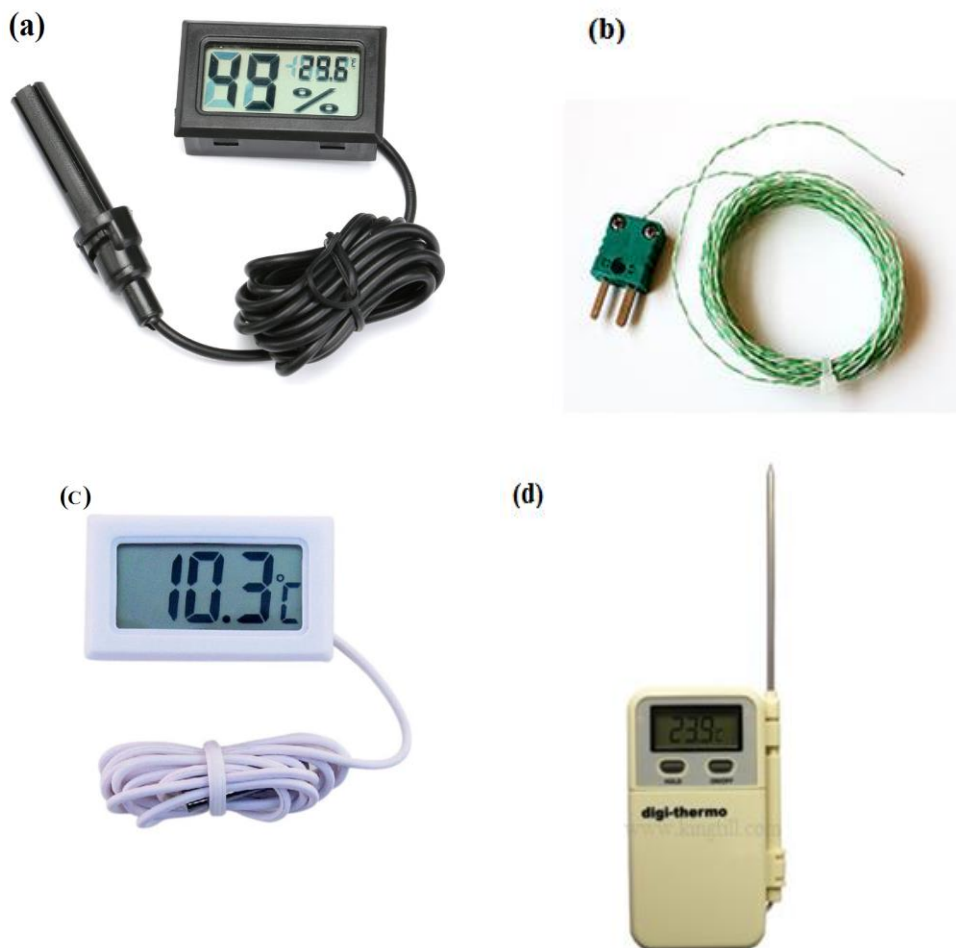


Figure II.11: Instruments de mesure de la température et de l'humidité relative.



Figure II.12: Système d'acquisition automatique (VDAS).

II.5.3 Mesure de la quantité de l'eau distillée

Une bouteille en verre, transparente et graduée de 1.5 litres (Figure II.13) est utilisée pour collecter et mesurer la quantité d'eau distillée.



Figure II.13: Bouteille graduée pour la collecte du distillat.

Tableau II.1: Erreur des instruments de mesures.

Instrument de mesure	Précision	Gamme de mesure	Erreur (%)
Thermocouple type-K	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	0-100 $^{\circ}\text{C}$	1.4
Thermomètre digital	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	-50-300 $^{\circ}\text{C}$	1.5
Hygromètre digital	$\pm 5\%$	10-99%	7.1
Pyranomètre	$\pm 1\text{w/m}^2$	0-2500 w/m^2	0.1
Anémomètre à girouette	$\pm 0.1\text{m/s}$	0-50 m/s	2.0
Bouteille graduée	$\pm 10\text{ml}$	0-1500 ml	0.6

II.6 Tests préliminaires du distillateur solaire

La version finale du distillateur solaire (Figure II.7) a été passée par plusieurs modifications géométriques telles que : l'orientation des chicanes, l'épaisseur de la couche d'isolation des tubes en PVC et la forme géométrique du condenseur. Ceci est en vue d'améliorer les performances thermiques du distillateur. Chaque modification dans le système est suivie par un test expérimental pour voir la quantité d'eau distillée collectée à la fin de la journée. Les résultats de tests ont montré que l'isolation des branches (chaude et froide) influe directement sur la productivité du distillateur. En fait, augmenter l'épaisseur d'isolant permet de réduire les déperditions thermiques au niveau des tubes en PVC et aussi de réduire au maximum la condensation de la vapeur à cet endroit. Les résultats de tests montrent aussi que la forme géométrique du condenseur influe d'une manière significative sur la productivité du distillateur et que l'augmentation de la surface d'échange du condenseur augmente la production de la quantité du distillat.

En effet, trois formes géométriques différentes ont été testées et leurs résultats sont présentés dans cette section. Les tests ont été effectués à la faculté des Sciences et Sciences Appliquées, Université l'Arbi Ben M'Hidi, Oum-El-Bouaghi pendant des journées typiques du 04, 06 et le 08 juin 2014.

Le distillateur a été orienté vers le nord-sud pour recevoir le maximum de rayonnement solaire tout au long des heures de la journée. Pour les trois tests, le bassin du distillateur a été rempli avec 3.5 litres d'eau de mer correspondant à 10 mm de profondeur d'eau. Afin de maintenir le niveau d'eau dans le bassin, l'eau d'alimentation est ajoutée à température ambiante pour chaque heure avec une quantité d'eau égale à celle du distillat produite. Les données expérimentales sont présentées pour chaque test du 08:00 am vers 17:00 am. Les mesures concernent les paramètres météorologiques, les principales températures du distillateur et la production du distillateur :

- Le flux solaire, ϕ (W/m²),
- La température ambiante, T_a (°C)
- La vitesse du vent, V_v (m/s)
- La température du bassin galvanisé, T_b (°C)
- La température de l'eau de mer, T_w (°C)
- La température du condenseur, T_C (°C)
- Le cumule de la production du distillat, P (ml)

L'effet du condenseur sur la productivité (les performances) du distillateur est évalué à travers une étude comparative entre les journées de tests effectués. Il est à noter que cette étude comparative est valable, car les expériences ont été effectuées pratiquement dans la même période et que la variation des paramètres météorologiques sur les résultats n'est pas significative.

II.6.1 Test N°1 (04/06/2014)

Dans le premier test, le condenseur prend la forme d'un seul tube galvanisé de 70 cm de longueur, 80 mm de diamètre et de 0.5 mm d'épaisseur (Figure II.14). Les données expérimentales relatives à ce test sont présentées dans le tableau II.2. Les conditions météorologiques caractérisant cette journée sont très favorables pour tester notre distillateur. Le flux solaire a atteint une valeur élevée de 1135 W/m², la température ambiante varie entre 19.5°C et 26.5°C et la vitesse du vent est comprise entre 0.25 et 1.17 m/s.



Figure II.14: Condenseur à un seul tube, (test du 04/06/2014).

Tableau II.2: Données expérimentales du 04/06/2014.

Temps (hr)	T _a (°C)	V _v (m/s)	Φ (W/m ²)	T _b (°C)	T _w (°C)	T _c (°C)	P (ml)
08:00	19.5	0.25	508	25.0	22.5	20.0	0
09:00	20.3	0.30	710	32.8	32.5	21.8	0
10:00	22.1	0.53	872	39.7	44.1	23.2	40
11:00	24.9	1.17	980	55.5	59.9	33.6	100
12:00	26.5	0.50	1135	64.1	64.8	44.8	175
13:00	26.2	0.32	1066	67.4	66.8	45.4	285
14:00	26.1	0.35	984	62.9	63.5	40.9	470
15:00	26.7	0.50	840	63.1	63.7	40.3	540
16:00	25.1	0.35	758	60.7	60.5	39.2	625
17:00	24.6	0.42	465	58.6	55.6	27.3	690

La production du distillateur enregistrée à la fin de la journée a été de 1.97 kg/m^2 . Cette valeur est relativement faible par rapport à celle d'un distillateur conventionnel ($2.5 \text{ kg/m}^2/\text{j}$). Cette diminution dans la production traduit l'incapacité du condenseur à transférer la chaleur véhiculée par le fluide vers l'ambient. Ceci peut être expliqué par la température élevée de la paroi du condenseur. Par ailleurs, un faible taux de transfert de chaleur et de mass (condensation) au niveau de la paroi interne du condenseur.

II.6.2 Test N°2 (05/06/2014)

Afin de booster la production du distillateur on a procédé de changer la conception du condenseur en augmentant sa surface externe par l'addition des ailettes annulaires le long du tube. En effet, 14 ailettes annulaires de 120 mm de diamètre externe ont été fixées à la surface externe de tube (Figure II.15). Ces ailettes sont construites à partir d'une plaque galvanisée de 1 mm d'épaisseur. Cela signifie une amélioration de 100% dans la surface externe du condenseur par rapport à la configuration précédente (sans ailettes). Ceci contribue à l'augmentation du transfert thermique convectif à la surface extérieure du condenseur.

Les données expérimentales relevées lors du test du 05/06/2014 sont regroupées dans le tableau II.3. Cette journée est caractérisée par un flux solaire important qui dépasse 1000 W/m^2 , une vitesse du vent moyenne (de 0.8 à 1.16 m/s) et une température ambiante saisonnière (de $24 \text{ }^\circ\text{C}$ à 32.8°C).



Figure II.15: Distillateur avec condenseur à tube aileté, (test du 05/06/2014).

Tableau II.3: Données expérimentales du 05/06/2014.

Temps (hr)	T _a (°C)	V _v (m/s)	Φ (W/m ²)	T _b (°C)	T _w (°C)	T _c (°C)	P (ml)
08:00	24.0	0.91	552	33.8	33.3	24.3	0
09:00	26.2	0.87	727	48.3	45.0	30.2	0
10:00	28.3	0.79	879	60.7	58.6	42.8	50
11:00	29.9	1.12	978	66.1	65.9	51.0	140
12:00	30.6	1.16	1028	69.8	68.9	57.1	260
13:00	31.7	0.90	1017	71.3	69.6	58.6	410
14:00	32.2	0.83	955	71.5	71.3	60.1	550
15:00	32.8	0.88	839	70.2	68.1	63.7	675
16:00	32.3	0.52	686	66.3	65.1	53.8	790
17:00	31.2	0.80	450	56.6	55.8	49.6	875

Suite à cette modification, la production du distillateur solaire a atteint 2.5 kg/m². C'est à dire, une amélioration de l'ordre de 27% par rapport à la configuration précédente (sans ailettes). Cette amélioration dans la production du distillat est le résultat d'une amélioration dans le taux de transfert thermique/massique au niveau de la surface du condenseur. On constate que l'ajout des ailettes à l'extérieure du condenseur contribue efficacement dans l'augmentation de la quantité d'eau distillée. Par ailleurs, cette amélioration reste insuffisante et inférieure au résultat souhaité dans le cadre de cette étude.

II.6.3 Test N°3 (08/06/2014)

Pour améliorer davantage la productivité du distillateur solaire, nous suggérons d'augmenter, à la fois, la surface d'échange interne et externe du condenseur. En effet, la configuration du condenseur a été complètement changée. La configuration finale du condenseur est obtenue en utilisant trois (03) tubes en aluminium placés en parallèle et formant un échangeur tubulaire horizontal. Chacun tube est d'un diamètre 50 mm et d'une longueur de 70 cm (Figure II.16).

La surface d'échange externe du condenseur est devenue 0.33 m² et elle est supérieure par environ 87% par rapport au 1^{er} test. La conductivité élevée de l'aluminium augmente davantage la conduction de la chaleur de la surface interne vers la surface externe. L'augmentation du taux de transfert thermique vers l'ambiant contribue donc à réduire la température de la paroi du condenseur et permet d'avoir un taux de condensation élevé à la surface interne des tubes du condenseur et une augmentation dans la production du distillateur. Le tableau II.4 montre rassemble les données expérimentales relevées lors du test du 08/06/2014.



Figure II.16: Distillateur avec condenseur à trois tubes, (test du 08/06/2014).

Tableau II.4: Données expérimentales du 08/06/2014.

Temps (hr)	T _a (°C)	V _v (m/s)	Φ (W/m ²)	T _b (°C)	T _w (°C)	T _c (°C)	P (ml)
08:00	28.0	2.7	500	31	28.7	28.5	0
09:00	30.6	3.1	680	47.0	44.8	30.9	0
10:00	32.5	3.5	825	61.5	59.1	34.7	15
11:00	34.3	3.7	931	67.3	64.0	39.9	145
12:00	37.5	0.5	980	69.5	66.8	49.2	325
13:00	39.2	3.2	976	71.3	69.5	54.4	520
14:00	33.8	0.6	205	69.2	68.8	47.8	700
15:00	36.3	0.5	916	70.0	64.3	48.2	840
16:00	36.4	0.2	777	61.8	60.8	44.8	950
17:00	36.8	2.0	475	60.9	60.6	44.0	1050

Cette journée est un peu plus chaude par rapport aux tests précédents ($T_{a-max.}=39.2^{\circ}C$), la vitesse du moyenne du vent est de l'ordre de 2 m/s et le flux solaire maximum a atteint 980 W/m². La production journalière du distillateur pour la nouvelle configuration du condenseur (à 03 tubes) est 3.0 kg/m². Il est clair que la production du distillateur est augmentée suite à la nouvelle configuration du condenseur et précisément à l'augmentation des surfaces d'échanges interne et

externe. L'amélioration dans ce cas est de l'ordre de 52% par rapport au 1^{er} test et de 20% par rapport au 2^{ème} test. Cette amélioration traduit un taux élevé transfert thermique et massique de part et d'autre des surfaces d'échange du condenseur. La production obtenue par la dernière configuration (condenseur à 03 tubes) a été jugée satisfaisante. Sachons qu'on peut améliorer de plus cette valeur si le test s'étale sur tout la journée (À partir du lever de soleil jusqu'au coucher de soleil). La configuration finale du distillateur (condenseur à 03-tubes) fera l'objet d'une étude expérimentale dont l'objet est d'étudier les performances thermiques du distillateur et l'analyse des phénomènes thermo-physiques décrivant le comportement thermo-hydraulique du système.

II.7 Étude économique du distillateur solaire

L'étude économique du distillateur solaire élaboré dans le cadre de cette étude est effectuée selon la méthode proposée par Kabeel et al. [111]. Le coût annuel du système (AC) est estimé sur la base du coût annuel fixe (AFC), du coût de maintenance annuel (AMC) et du coût de récupération annuel (ASC) selon l'équation suivante:

$$AC = AFC + AMC - ASC \quad (II.1)$$

Le coût annuel fixe est obtenu en multipliant le coût total fixe (P) par le facteur d'amortissement:

$$AFC = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} P \quad (II.2)$$

Où, n , est la durée de vie utile du distillateur solaire, estimée à 10 ans et i le taux d'intérêt pris à 12% du coût total fixe. Le coût de différentes composantes du distillateur est donné dans le tableau II.5. Le coût de maintenance est estimé à 10% du coût total fixe. Il représente de coût de remplissage régulier de l'eau, la collecte de l'eau distillée, le nettoyage de la vitre et l'enlèvement de sel et minéraux déposés sur le plateau galvanisé. Le coût annuel de récupération est calculé par l'équation II.3.

$$ASC = \frac{i}{(1+i)^n - 1} S \quad (II.3)$$

Avec, S le taux de récupération, estimé à 20% du coût total fixe.

On suppose que la productivité moyenne du distillateur solaire est de 2.5 kg/m²par jour et que le système fonctionne 344 jours par année considérant la durée d'ensoleillement caractérisant la région d'Oum El-Bouaghi. Le coût d'un litre d'eau distillée est obtenu en divisant le coût annuel du distillateur par le rendement annuel. En fait, la grande partie du coût c'est celle de la main-d'œuvre qui représente environ 30% du coût de fabrication du système. L'analyse économique du distillateur est présentée dans le tableau II.6. L'analyse montre que le coût de l'eau distillée pour ce système est de 1.7 DA/kg.m² et la période de récupération du coût du distillateur est de 151 jours.

Tableau II.5: Estimation des coûts des composants du distillateur.

Elément	Prix (DA)
Tube en PVC et raccords	1100
Vitre en verre de	1300
Plateau galvanisé	500
Boîtier en bois	1500
Peinture, silicone et colle	700
Isolation (polystyrène + laine de verre)	600
Tubes en aluminium	600
Coût de la main-d'œuvre	1900
Coût total fixe	8200
Coût total fixe par m ²	23428

Tableau II.6: Analyse économique du distillateur solaire.

Paramètres économiques et type de coût	Valeur
Coût total fixe	23428 DA
Coût annuel de récupération	93 DA an ⁻¹
Coût annuel fixe	1452 DA an ⁻¹
Coût d'entretien annuel	145 DA an ⁻¹
Productivité annuelle de l'eau	1032 kg/m ²
Coût d'eau distillée	22 DA /kg
Coût annuel Total	1504 DA an ⁻¹
Coût journalière de l'eau produit	1.7 DA kg.m ⁻²
Bénéfice net	18742 DA an ⁻¹
Période de remboursement	151 Jours

II. Conclusion

Les étapes de conception et de réalisation du distillateur solaire proposé sont présentées dans le cadre de ce chapitre. Une description détaillée de différentes parties constituant le distillateur solaire est aussi présentée. La version actuelle du distillateur solaire élaboré est obtenue après plusieurs améliorations dans la construction du système et la plus importante c'est la forme géométrique du condenseur.

Les tests préliminaires effectués sur le prototype du distillateur solaire ont montré que la surface du condenseur joue un rôle déterminant dans l'amélioration de la productivité journalière. Cela est dû à la différence de température du fluide entre l'évaporateur et le condenseur et au maintien d'une pression réduite à l'intérieur du distillateur. Cette différence de la température permet d'augmenter la différence de la masse volumique du fluide entre les deux branches et par conséquent, augmenter la circulation naturelle du fluide dans la boucle. Le mouvement du fluide (air-humide) près de la surface libre d'eau permet donc d'emporter plus de vapeur et par conséquent la productivité du distillateur solaire se trouve améliorée.

L'utilisation d'un condenseur externe contribue donc à réduire la concentration des gouttelettes d'eau sur la face interne de la vitre. Ceci contribue à améliorer la transmissivité de la vitre et augmenter au maximum le flux solaire reçu par le bassin. Toutes ces constatations théoriques vont être vérifiées par une analyse thermo-hydraulique approfondie des phénomènes physiques qui interviennent lors du fonctionnement du distillateur solaire. Cela fait l'objet du prochain chapitre qui sera consacré l'étude expérimentale détaillée du distillateur solaire élaboré dans le cadre de cette thèse.

Chapitre III:
Étude expérimentale du distillateur solaire

III.1 Introduction

Après avoir arrivé à une conception finale du distillateur solaire, ce dernier fera l'objet d'une étude expérimentale détaillée durant des journées typiques dans la saison estivale. Le but de cette partie expérimentale c'est l'étude des performances thermiques du distillateur à travers l'analyse de ses caractéristiques thermo-hydraulique durant les jours de tests à savoir, la production du distillateur ainsi que les principales températures telles que la température de l'absorbeur, de l'eau du bassin, des vitres (intérieure et extérieure), du fluide en circulation (au niveau de chaque branche) et celle de la paroi du condenseur. L'étude concerne les phénomènes de transfert de chaleur et de masse ainsi que le phénomène de la circulation naturelle. L'étude des mécanismes de transfert de chaleur et de masse est être faite par l'estimation des coefficients de transfert de chaleur et de masse relatifs au distillateur solaire proposé. À partir des résultats expérimentaux obtenus dans le cadre de cette étude, une corrélation empirique propre à notre distillateur est développée. Cette corrélation permet l'étude du transfert de chaleur et de masse dans le distillateur solaire proposé. La circulation naturelle à l'intérieur du distillateur est justifiée à travers l'estimation des caractéristiques hydrodynamiques de l'écoulement (débit massique, vitesse, nombre de Reynolds).

III.2 Montage expérimental

La [figure III.1](#) montre une photographie du montage expérimental du distillateur solaire proposé. Les expériences ont été effectuées à la faculté des Sciences et Sciences Appliquées, Université d'Oum-El-Bouaghi (Latitude : 35°79'N, Longitude 7°40'E) et les résultats expérimentaux présentés concernent des jours typiques au mois de juin et juillet 2014.



Figure III.1: Installation expérimentale pour l'étude du distillateur solaire.

Le bassin a été rempli de 3.5 kg d'eau de mer (1cm de profondeur) et orienté vers le nord-sud pour recevoir le maximum de rayonnement solaire pendant les heures du test. Afin de maintenir constante la masse de l'eau pendant la journée de test, l'eau d'alimentation est ajoutée chaque demi-heure avec une quantité égale à celle recueillie au niveau de la bouteille de collecte. Les mesures expérimentales concernent les paramètres métrologiques, la production ainsi que les principales températures du distillateur à savoir : de l'absorbeur, l'eau du bassin, les vitres (intérieure et extérieure), le fluide en circulation et le condenseur.

III.3 Analyse des résultats et discussions

Les figures III.2 jusqu'à III.6, montrent les variations des paramètres métrologiques, les températures mesurées dans différents endroits du distillateur ainsi que sa productivité pour les journées de tests. La figure III.2 montre l'évolution temporelle du rayonnement solaire global reçu tout au long des jours de tests. Les courbes du rayonnement solaire sont caractérisées par une variation typique avec des valeurs qui varient de 290 à 1015 W/m². La figure montre aussi les variations de la température ambiante pendant les journées de tests. Il est clair que les températures sont saisonnières et varient entre 23.2°C et 41.5°C.

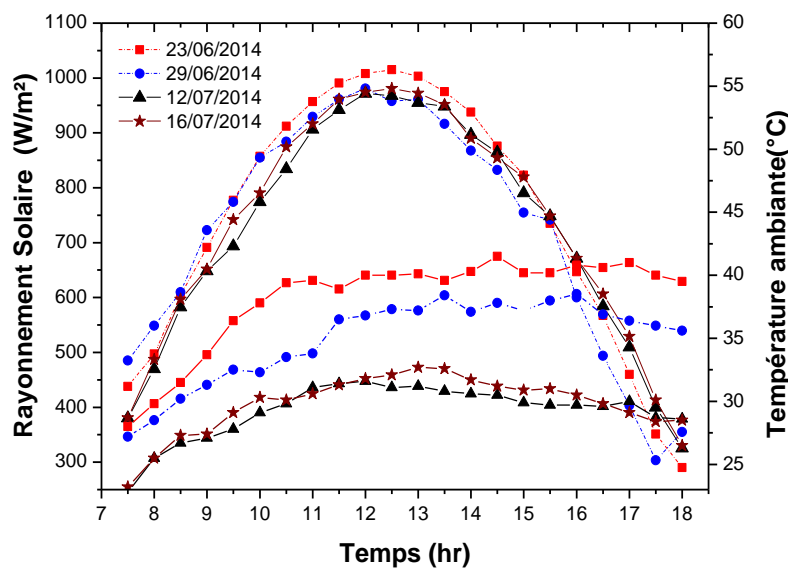


Figure III.2: Variation du rayonnement solaire et de la température ambiante.

La figure III.3 montre la variation de la vitesse du vent relevée toutes les 30 min tout au long des quatre jours de tests. Les mesures montrent que la vitesse du vent varie dans la gamme de 0-5.8 m/s. Les principales températures décrivant le comportement des différentes parties du distillateur solaire (l'absorbeur (T_b), l'eau du bassin (T_w), les vitres (T_{gi} , T_{go}), l'air humide (T_f) et la paroi du condenseur (T_s)) pour les quatre expériences sont illustrés dans la figure III.4.

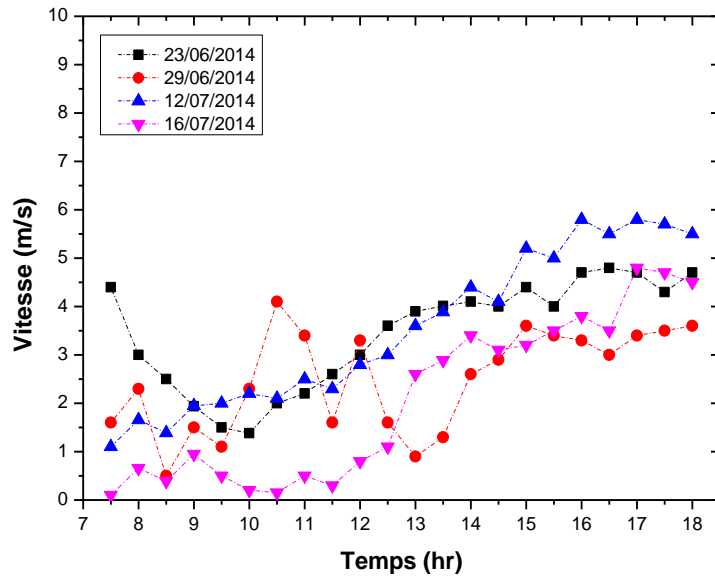


Figure III.3: Variation de la vitesse du vent pour les quatre jours de tests.

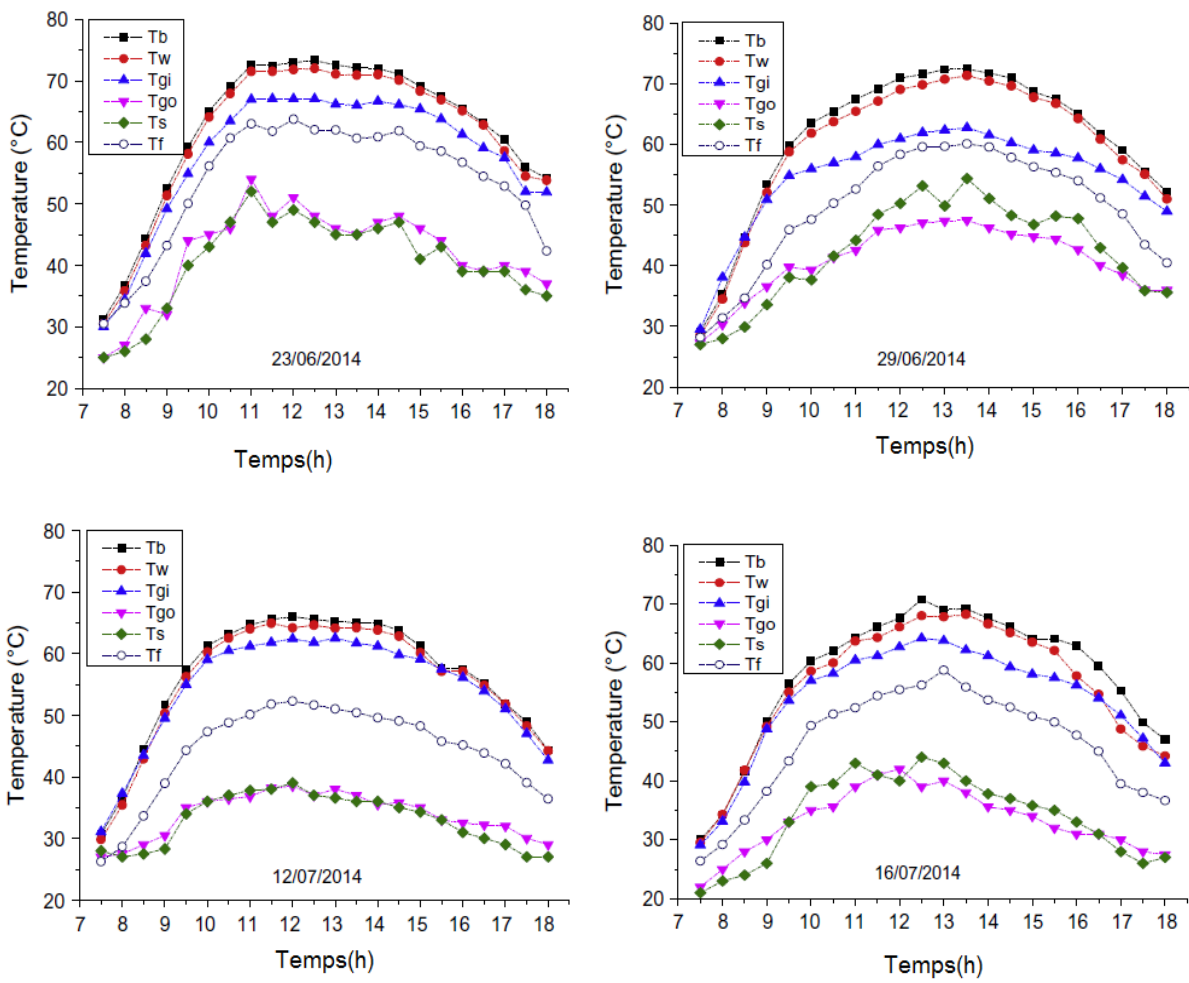


Figure III.4: Variation des différentes températures du distillateur solaire pour les quatre jours de tests.

Les résultats montrent que la température de l'eau du bassin (T_w) augmente progressivement et elle est proche de celle de l'absorbeur (T_b). Ceci est dû principalement à la faible profondeur de l'eau dans le bassin (1cm). Il est clair aussi que la température de la vitre intérieure (T_{gi}) est faiblement inférieure à celle de l'eau. Cette diminution s'explique par l'existence d'un échange thermique de la vitre intérieure vers la vitre extérieure.

Il est évident que la température de la vitre extérieure (T_{go}) est inférieure à la température de la vitre intérieure (T_{gi}). Ceci s'explique par l'échange thermique convectif et radiatif de la vitre externe vers l'ambient. Ces déperditions thermiques au niveau de la vitre externe sont imposées par l'effet combiné de la vitesse du vent et la température ambiante.

La température de la paroi du condenseur (T_s) est proche de celle de la vitre externe de fait qu'elle est aussi au contact avec l'air ambient. Rappelons que le condenseur est à l'abri des rayonnements solaires par une toiture en plastique, où il est refroidit par l'air ambient qui circule autour des tubes de condenseur. La température de l'air humide en circulant à l'intérieur du distillateur est définie par deux températures différentes. Il s'échauffe dans l'évaporateur où il sort avec une température élevée (T_H) vers la branche chaude et il se refroidit dans le condenseur où il sort vers la branche froide avec température basse (T_C). La température moyenne du fluide (T_f) est évaluée par la moyenne arithmétique des températures mesurées au niveau des deux branches chaude et froide :

$T_f = (T_H + T_C)/2$. Cette valeur moyenne définit exactement la température du volume fluide au centre des échangeurs de chaleur de la boucle (évaporateur et condenseur).

La variation de la production horaire et le cumule de distillat pour chaque journée de test est présentée sur la [figure III.5](#).

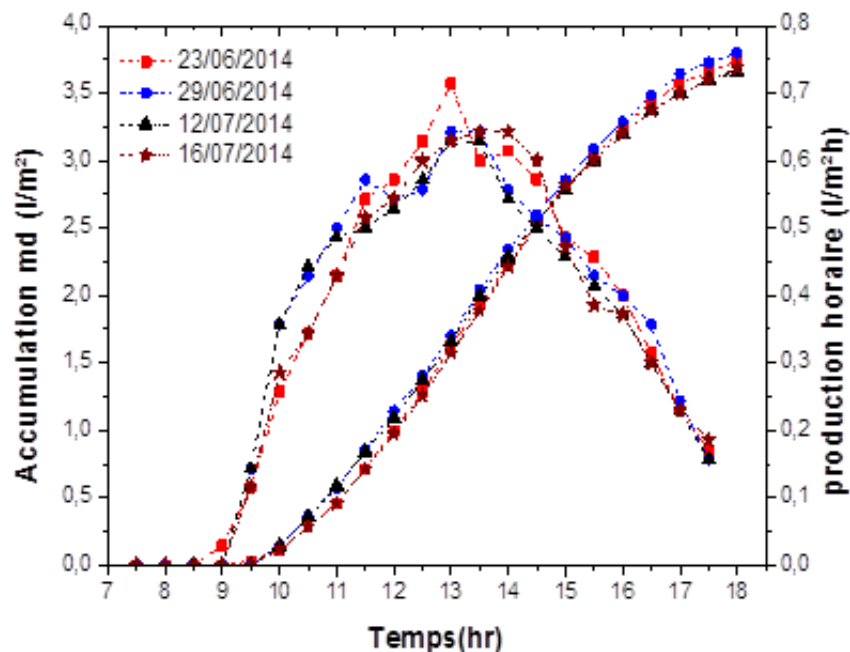


Figure III.5: Cumule et production horaire pour les quatre jours de test.

On constate généralement que la production commence à partir de 9h00 du matin lorsque la température de l'eau atteint 50°C. La figure montre aussi que la production journalière maximale du distillateur à la fin du test est de 3.72 kg/m². La production horaire présentée sur la même figure montre le débit du distillat recueilli chaque 30 min. Autrement dit, elle représente la vitesse de production du distillateur qui nous donne une idée assez claire sur le comportement du distillateur solaire le long du test. La production horaire de notre distillateur est caractérisée par une valeur critique qui dépasse 0.6 kg/m²/h pour les quatre tests expérimentaux.

III.4 Analyse du comportement thermique du distillateur solaire

Afin d'arriver à une analyse réaliste du comportement thermique du distillateur solaire, une étude qualitative et quantitative est faite à la lumière des tests expérimentaux réalisés au mois de juin et juillet 2014. Le comportement thermique du distillateur durant une journée d'été typique, sera donc évalué à travers le calcul des valeurs moyennées des variables caractérisant le système (conditions atmosphériques, températures et production), relevés lors des quatre jours de tests. L'approche suivie consiste à estimer l'incertitude individuelle de chaque point de données expérimentales. Il y aura donc un degré considérable d'incertitude expérimentale pour chaque paramètre (X). L'erreur absolue (ΔX) estime l'erreur maximale calculée entre une donnée expérimentale (X_i) et sa valeur moyenne (X_m) selon la relation: $\Delta X = \max (X_m - X_i)$. La valeur réelle est ensuite calculée par la relation: $X = X_m \pm \Delta X$. Les figures III.6 et III.7 montrent la valeur moyenne des paramètres météorologiques correspondants aux quatre jours de tests, l'écart maximum à chaque valeur est indiqué par des barres d'erreur.

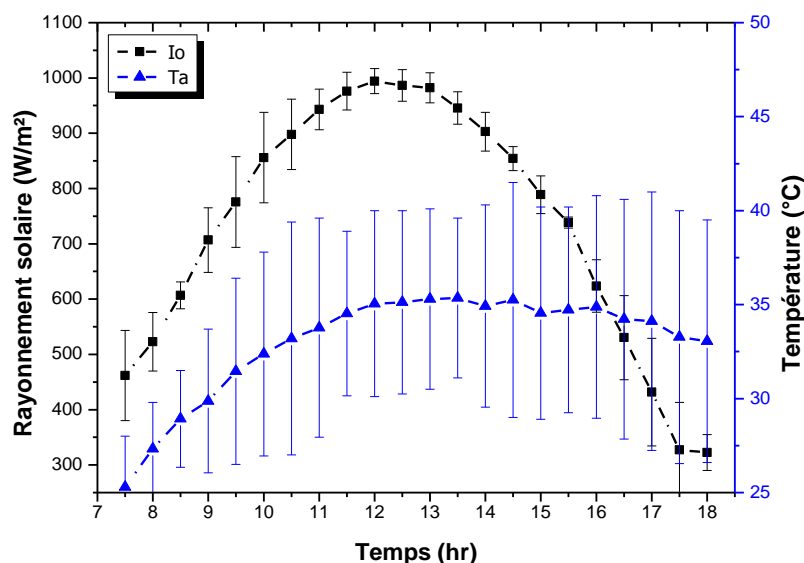


Figure III.6: Variation moyenne de rayonnement et température ambiante.

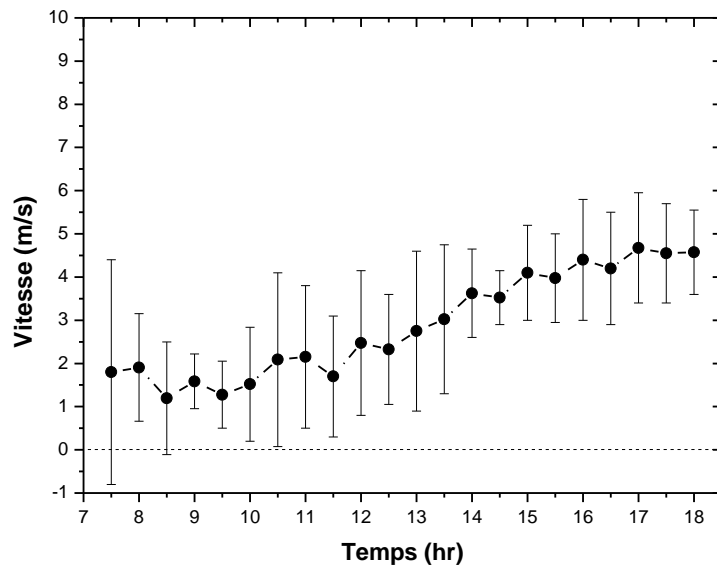


Figure III.7: Variation moyenne de vitesse du vent.

III.4.1 Température moyenne du distillateur

La figure III.8 montre la variation des principales températures du distillateur solaire moyennées sur les quatre jours de tests. Au début du test, il est clair que la température de l'eau augmente rapidement (d'environ 13°C/h entre 08h00 et 10h00), puis atteint sa valeur maximale de 68.6 °C à 13h00. La température de l'air humide (Tf) augmente jusqu'à 57.86°C et la température de la vitre interne atteint la valeur de 63.7°C. La différence de température entre les vitres intérieur et extérieur est de 21.57°C.

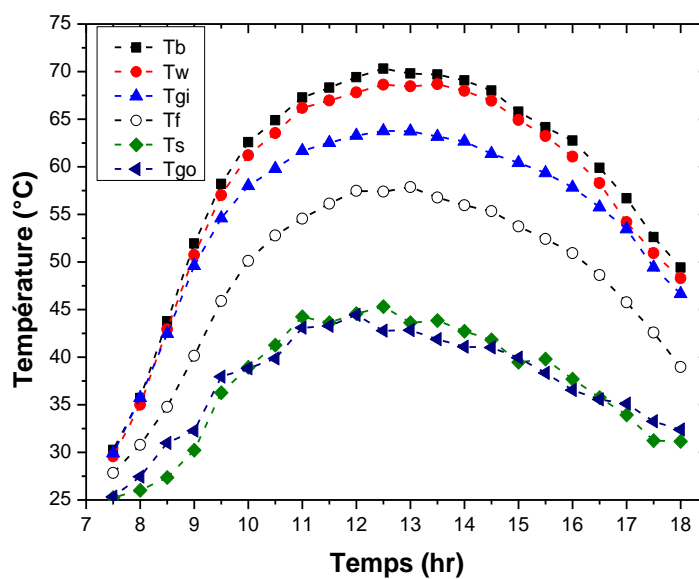


Figure III.8: Variation moyenne des principales températures du distillateur.

Ceci montre que la conception proposée pour le couvercle (horizontal et à double vitrage) constitue une barrière thermique efficace contre les pertes thermiques vers le haut (du couvercle vers l'ambiant) et contribue efficacement à maintenir une température élevée de l'eau dans le bassin.

La différence de températures entre l'eau du bassin et la paroi du condenseur ($T_w - T_s$) atteint un maximum de 25.45°C. Cette différence de températures est obtenue grâce à l'exclusion du condenseur à l'extérieur du distillateur et aussi grâce à la conductivité élevée des tubes d'aluminium formant le condenseur. Entre l'eau et la couverture intérieure, la différence de température ($T_w - T_{gi}$) est de 5.5°C. Alors qu'elle est de 10.74°C ($T_w - T_f$) entre l'eau et le fluide traversant l'évaporateur. En conséquence, le transfert de chaleur et de masse s'effectue principalement entre l'eau et le fluide et par une faible proportion avec la vitre intérieure.

III.4.2 Rendement thermique du distillateur

La figure III.9 montre les variations moyennes de production cumulée et la production horaire du distillateur. La figure montre que la production moyenne par jour est d'environ 3.7 kg/m². La production horaire moyenne et maximale du distillateur est de 0.65 kg/m²/h. Le rendement thermique d'un distillateur solaire (η) est calculé sur la base de la masse d'eau distillée (m_d) de la chaleur latente d'évaporation (h_{fg}) et du rayonnement solaire total (I_o) reçu par la surface du distillateur (A) selon l'équation suivante :

$$\eta = \frac{m_d h_{fg}}{I_o A} \quad (III.1)$$

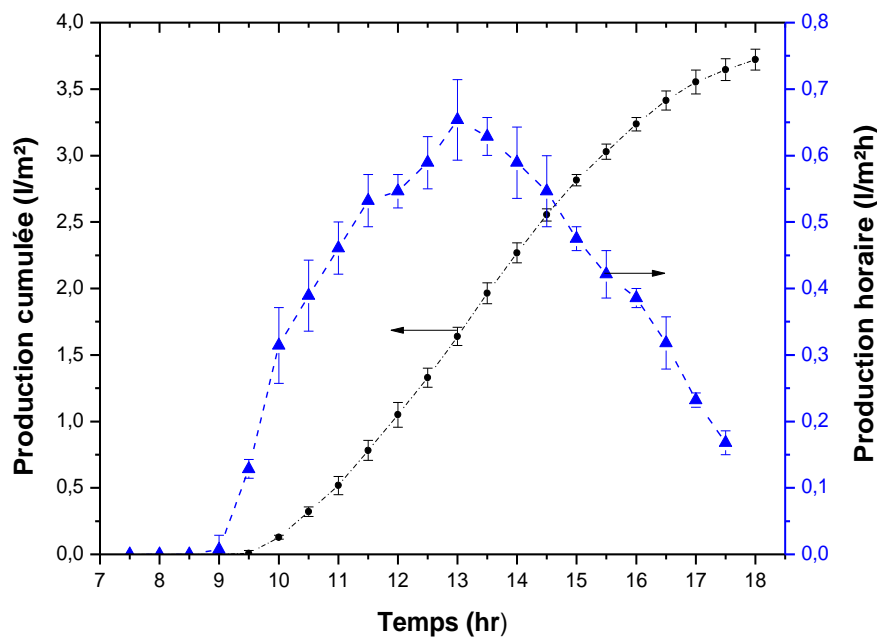


Figure III.9: Cumule et production horaire moyenne du distillateur.

La figure III.10 illustre la variation de rendement thermique du distillateur au cours du temps. Le rendement du système atteint une valeur maximale de 45.15% à 13h00. On constate que le distillateur devient plus rentable lorsque les écarts de température et d'humidité du fluide entre les branches chaude et froide est maximal (Figure III.11 et III.12).

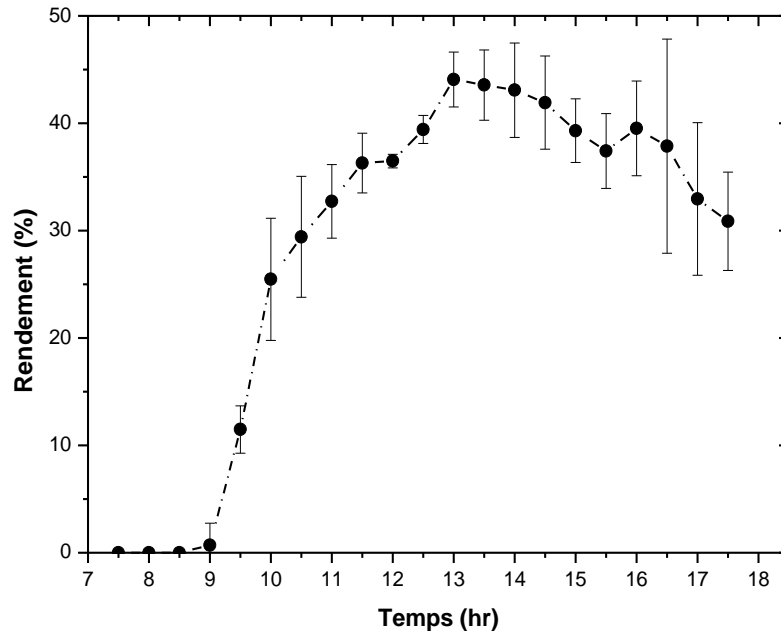


Figure III.10: Variation temporelle du rendement thermique du distillateur.

III.4.3 Humidité relative et température des branches chaude et froide

Les Figures III.11 et III.12 montrent respectivement les variations de la température et d'humidité relative du fluide de travail (air-humide) dans les branches chaude et froide. Au fur et à mesure que le rayonnement solaire augmente, la différence de température entre les deux branches augmente, par conséquent, la différence d'humidité du fluide augmente à son tour. Dans la branche chaude, le fluide se trouve une température et humidité relative élevée. Tandis que dans la partie froide, on constate une réduction sensible dans la température et l'humidité relative du fluide. On peut conclure donc que le fluide s'écoule dans la direction désirée sous l'effet de la différence de la densité entre l'évaporateur et le condenseur dans lequel il a été soumis à un transfert simultané de chaleur et de masse.

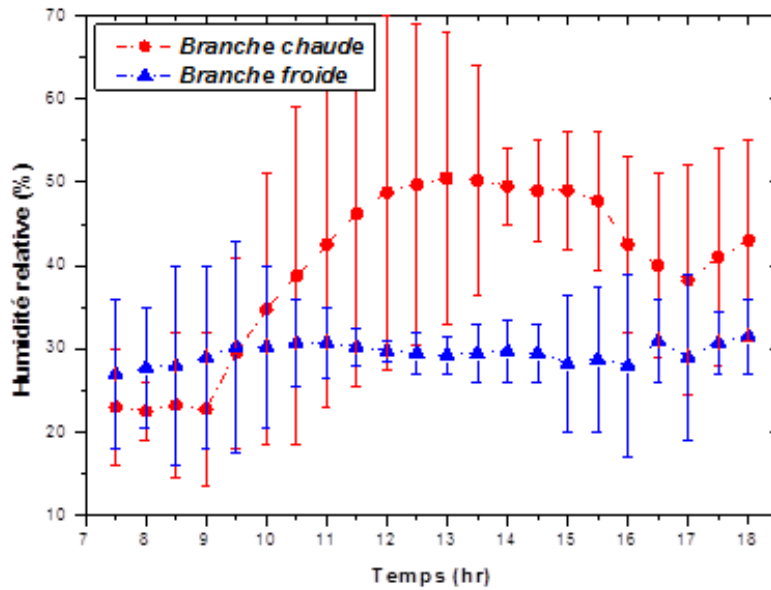


Figure III.11: La variation de l'humidité relative à la branche chaude et froide.

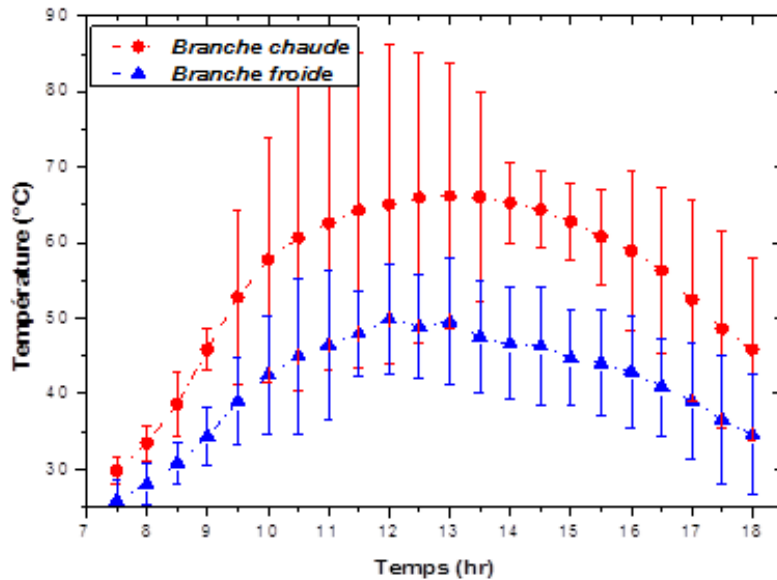


Figure III.12: Variation de température de fluide à la branche chaude et froide.

III.5 Analyse de transfert de chaleur et de masse

III.5.1 Approche empirique

Les données expérimentales présentées précédemment (Figures III.8 jusqu'à III.12) sont utilisées pour développer une corrélation empirique décrivant le transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du distillateur solaire proposé. Dans l'évaporateur, le transfert de chaleur est considéré entre l'eau et l'air humide en mouvement. Le mécanisme de transfert de chaleur est réalisé simultanément par évaporation, convection et par rayonnement, où la convection et l'évaporation sont couplées ensemble. Une approche expérimentale est adoptée dans cette partie pour évaluer le coefficient de transfert convectif en fonction de la masse du distillat, de la température de l'eau ainsi

que la température et l'humidité relative du fluide. Cette approche empirique peut être considérée comme un support pour l'analyse thermo-hydraulique et pour des améliorations futures dans la conception du distillateur. La relation du nombre de Nusselt avec le coefficient de transfert de chaleur, h_{cw} est donnée par l'expression suivante [112]:

$$Nu = h_{cw} \frac{D}{k} = C(Gr' \cdot Pr)^n \quad (III.2)$$

Avec, C et n sont des constantes, Pr et Gr' sont respectivement, les nombres de Prandtl et le nombre de Grashof modifié.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}, \quad Gr' = \frac{\beta g D^3 \rho^2 \Delta T'}{\mu^2} \quad (III.3)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection h_{cw} est donné par Dunkle [112] par l'expression:

$$h_{cw} = 0.884 \Delta T'^{1/3} \quad (III.4)$$

Avec,

$$\Delta T' = (T_w - T_f) + \frac{(P_w - P_f) T_w}{268.9 \times 10^3 - p_w} \quad (III.5)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par évaporation h_{ew} est exprimé par la relation :

$$h_{ew} = 0.01623 h_{cw} \left[\frac{P_w - P_f}{T_w - T_f} \right] \quad (III.6)$$

Remplaçons l'équation (III.4) dans l'équation (III.6) h_{ew} est obtenu comme suit:

$$h_{ew} = 0.01623 \frac{k}{D} C(Gr' Pr)^n \left[\frac{P_w - P_f}{T_w - T_f} \right] \quad (III.7)$$

Par ailleurs, la production horaire par unité de surface du distillateur solaire peut être calculée à partir de formule suivante:

$$m_d = 3600 \frac{h_{ew} (T_w - T_f)}{h_{fg}} \quad (III.8)$$

Remplaçons l'équation (III.7) dans l'équation (III.8) on trouve :

$$m_d = 0.01623 (P_w - P_f) \left(\frac{k}{D} \right) \left(\frac{3600}{h_{fg}} \right) C(Gr' Pr)^n \quad (III.9)$$

L'équation (III.9) peut-être réécrite sous la forme suivante:

$$\frac{m_d}{R'} = C(Gr' Pr)^n \quad (III.10)$$

$$R' = 0.01623(P_w - P_f)A_w \left(\frac{k}{D}\right) \left(\frac{3600}{h_{fg}}\right) \quad (III.11)$$

L'équation (III.10) peut être réduite sous la forme d'une équation linéaire en prenant le logarithme des deux côtés de l'équation, on trouve:

$$\ln \left[\frac{\dot{m}_{ew}}{R'} \right] = \ln C + n \ln(Gr'Pr) \quad (III.12)$$

$$y = \ln C + nx \quad (III.13)$$

Avec:

$$\begin{cases} x = \ln(Gr'Pr) \\ y = \ln \left[\frac{\dot{m}_{ew}}{R'} \right] \end{cases} \quad (III.14)$$

Les constantes de la corrélation C et n (Eq. III.2), sont déterminés donc par la méthode d'analyse de régression linéaire présentée dans [61]:

$$n = \frac{\sum x \sum y - N \sum (xy)}{(\sum x)^2 - N \sum x^2} \quad (III.15)$$

$$C = \exp \left(\frac{\sum y - n \sum x}{N} \right) \quad (III.16)$$

N , est le nombre des valeurs (points) expérimentales considérées. Les valeurs des constantes C et n , sont obtenues à partir des données expérimentales sont respectivement 0.098 et 0.317. Alors, la relation adimensionnelle du nombre de Nusselt, qui caractérise le transfert de chaleur et de masse au sein de notre distillateur, est donnée par la relation:

$$Nu = 0.098(Gr'Pr)^{0.317} \quad (III.17)$$

Dans le modèle de Dunkle, les valeurs des constantes C et n sont respectivement 0.075 et 1/3, sachant que la relation de Dunkle est appliquée pour les distillateurs solaires qui ont la surface de condensation parallèle à la surface d'évaporation et l'intervalle des températures utilisé est de 25 à 60°C. Donc, les constantes C et n caractérisant notre modèle sont supérieures à ceux du modèle de Dunkle, respectivement par 30.6% et 5%.

La [figure II.13](#) montre une comparaison entre le modèle actuel (proposé) et le modèle de Dunkle. La figure montre que le transfert de chaleur par convection obtenu par le modèle actuel (Eq. III.17) à la même tendance que celle du modèle de Dunkle. Ceci montre que le transfert de chaleur dans notre modèle dépend de la température.

On observe également que le transfert de chaleur par convection prédite par le modèle actuel dépasse celui donné par le modèle de Dunkle. Cette amélioration est principalement due à la

convection interne de l'air, créer par le phénomène de circulation naturelle qui se développe dans le distillateur et conduit à une amélioration importante dans la production du distillateur.

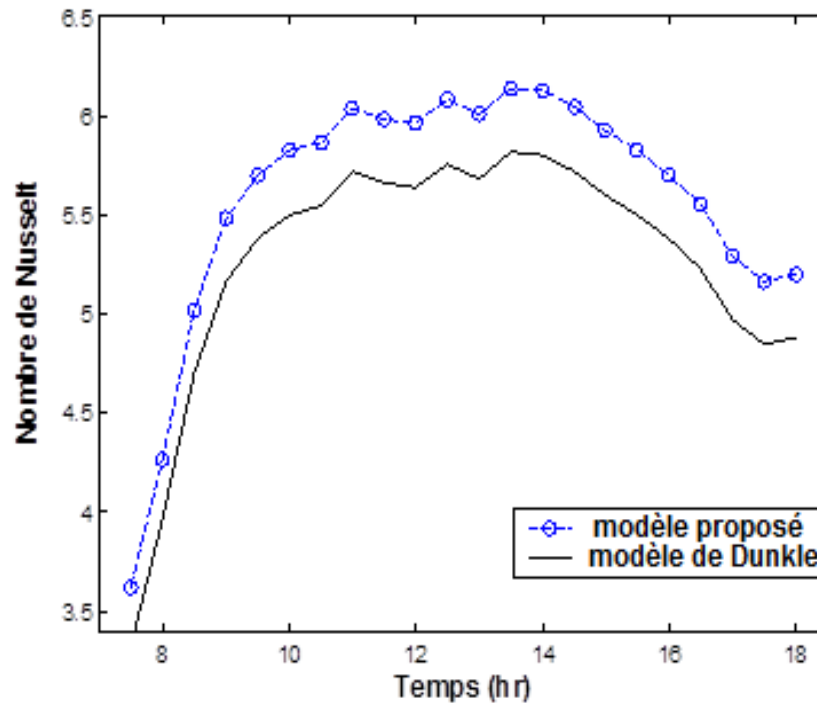


Figure III.13: Comparaison entre le modèle de Dunkle et le modèle proposé.

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement h_{rw} à partir de la surface de l'eau vers l'air humide peut être estimé par la relation suivante :

$$h_{rw} = \frac{\sigma \cdot [T_w^2 + T_f^2] \cdot (T_w + T_f)}{\frac{1}{\varepsilon_f} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1} \quad (\text{III. 18})$$

La variation des coefficients de transfert de chaleur par convection, évaporation et par rayonnement est présentée dans la [figure III.14](#). On observe que le coefficient de transfert convectif est fortement dépend de la température (proportionnelle à l'écart de température entre l'eau et de l'air humide). Alors que le coefficient de transfert de chaleur par évaporation n'a pas la même tendance que le coefficient de transfert de chaleur par convection. Cela est dû à sa dépendance à la pression partielle de la vapeur très sensible à la température.

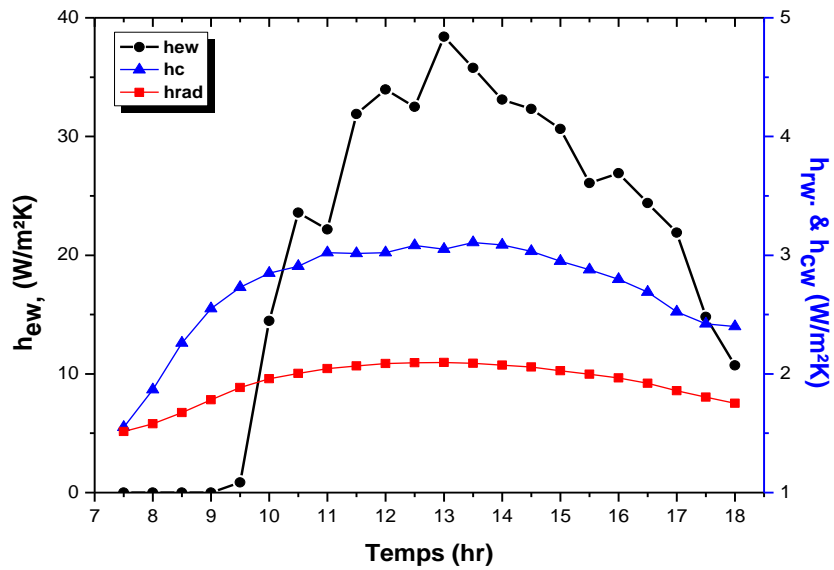


Figure III.14: Variation des coefficients de transfert thermique par évaporation, convection et par rayonnement.

III.6 Etude de la circulation naturelle

Dans cette partie, le phénomène de la circulation naturelle à l'intérieur du distillateur solaire est étudié sur la base des hypothèses adoptées dans le modèle de Vijayan [113]. Le distillateur est traité comme une boucle à circulation naturelle rectangulaire monophasée avec de l'air humide comme fluide de travail (Figure III.15). La longueur totale de la boucle est de 4.55 m, la longueur du canal chauffé (évaporateur) est de 2.85 m et la longueur du canal refroidie (condenseur) de 0.7 m. La distance verticale relative entre le centre du refroidisseur et le dispositif de chauffage (entraxe) est 0.5 m et rapport d'aspect de $L/D = 81$.

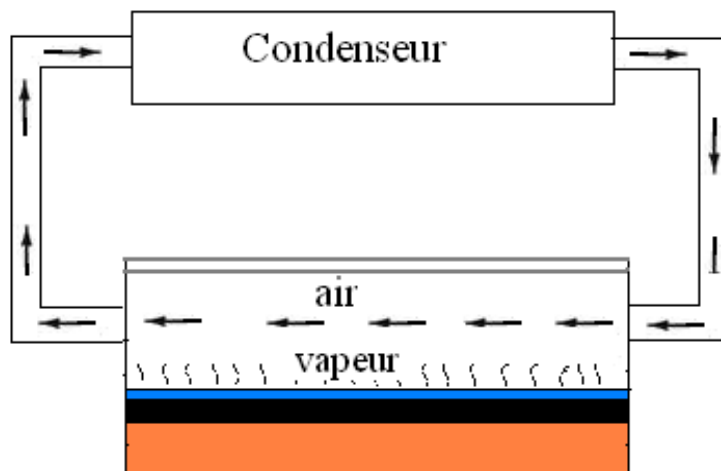


Figure III.15: Schéma de principe de la boucle à circulation naturelle dans le distillateur.

Les équations d'énergie et de la quantité de mouvement décrivant le comportement thermique et hydraulique du fluide à l'intérieur du distillateur sont données respectivement par les équations suivantes :

$$\frac{L}{A} \frac{dW}{dt} = g\rho_o\beta \oint T dz - \frac{W^2}{2\rho_o A^2} \left(f \frac{L}{D} + k \right) \quad (III.19)$$

L'équation d'énergie pour chaque partie dans la boucle peut être exprimée par:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{W}{\rho_o A} \frac{\partial T}{\partial s} = \frac{Q_H}{\rho_o CpAL} , \text{ évaporateur} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{W}{\rho_o A} \frac{\partial T}{\partial s} = - \frac{\pi D h_c (T - T_s)}{\rho_o CpA} , \text{ condenseur} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{W}{\rho_o A} \frac{\partial T}{\partial s} = 0 , \text{ branches verticales} \end{cases} \quad (III.20)$$

Le modèle de Vijayan impose que l'état stationnaire soit établi dans la boucle. La solution en régime permanent des équations (III.19) et (III.20) est donnée en fonction du nombre de Reynold en régime stationnaire :

$$Re_{ss} = 0.1768 \left[\frac{Gr_m}{N_G} \right]^{0.5} \quad (III.21)$$

$$Gr_m = \frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot \rho^2 \cdot Q \cdot H}{A \cdot Cp \cdot \mu^3} \quad (III.22)$$

Gr_m est le nombre de Grashof modifié introduit par Vijayan et qui dépend de la géométrie de la boucle, de la puissance thermique, Q échangée entre le fluide et les échangeurs et aussi de la température moyenne du fluide. La chaleur sensible échangée entre l'évaporateur et le condenseur est exprimée en fonction de l'écart de température entre les deux branches verticales multiplier par le débit massique du fluide en:

$$Q = WCp(T_H - T_C) \quad (III.23)$$

Le débit d'écoulement du fluide monophasé dans la boucle en régime permanent peut être calculé par l'égalité des forces de flottabilité avec les forces de frottement. Vijayan et al. [114] ont exprimé le débit massique du fluide par l'expression suivante:

$$W = \left[\frac{2\rho_o^2 \beta g (T_H - T_C) H}{R_H} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (III.24)$$

H est la hauteur entre le condenseur et l'évaporateur et R_H est la résistance hydraulique totale calculée sur la base des pertes de charges singulières et par frottement le long de la boucle donnée par:

$$R_H = \sum_{i=1}^N \left(\frac{fL}{D} + k \right)_i \frac{1}{A_i^2} \quad (III.25)$$

Le paramètre, N_G , représente la contribution de la géométrie de la boucle, défini par :

$$N_G = \frac{L_t}{D_r} \sum_{i=1}^N \left(\frac{l_{eff}}{D^2 A} \right)_i \quad (III.26)$$

La boucle proposée est caractérisée par des diamètres et des sections transversales nonuniformes. Dans ce cas, il faut définir un diamètre et une section transversale de référence qui représentent la boucle équivalente:

$$D_r = \frac{1}{L_r} \sum_{i=1}^N D_i L_i, \quad A_r = \frac{1}{L_r} \sum_{i=1}^N A_i L_i = \frac{V_t}{L_t} \quad (III.27)$$

La [figure III.16](#) montre une étude comparative entre les résultats expérimentaux et la modèle proposé par Vijayan (Eq. III.21), développée pour les boucles à circulation naturelle en régime stationnaire. L'analyse comparative montre qu'il existe un bon accord entre le modèle laminaire de Vijayan et les données expérimentales correspondant aux quatre jours de tests. Ainsi, il est clair que presque tous les points de données expérimentales sont situés dans les nombres de Reynolds de 220-1670. Ceci confirme que l'amélioration du transfert de chaleur et de masse ([Figure III.13](#)) résulte de l'utilisation du phénomène de la circulation naturelle qui permet de circuler le fluide à l'intérieur du distillateur.

Il faut rappeler que la corrélation de Vijayan est développée pour des boucles à circulation naturelle à grande échelle. Ce modèle a été validé pour le distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude et avec de l'air humide comme fluide de travail.

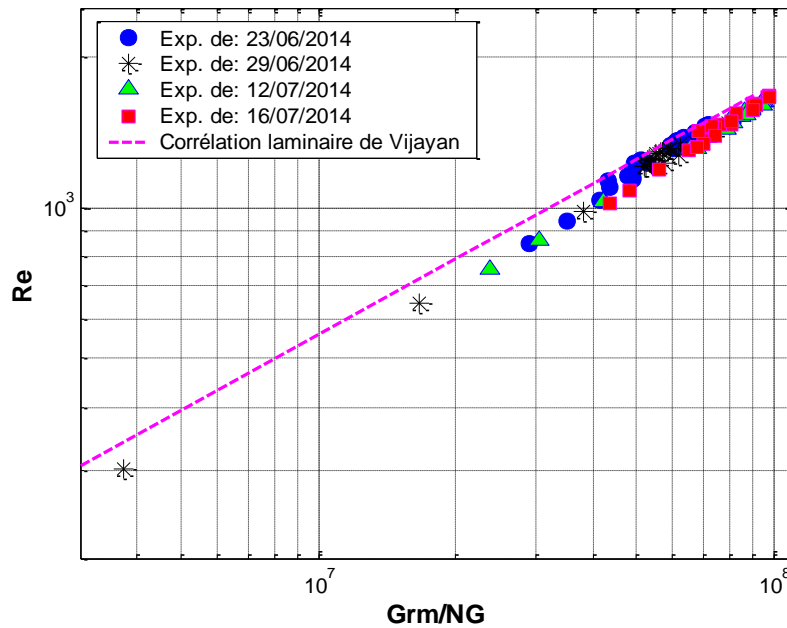


Figure III.16: Comparaison entre les données expérimentales et modèle de Vijayan.

III.7 Sens de circulation du fluide

Le sens de circulation du fluide à l'intérieur du distillateur solaire peut être observé à travers une image photographique du couvercle du distillateur illustrée sur la [figure III.17](#). La figure montre l'existence des gouttelettes liquide de condensat attachées à la face interne du couvercle. La taille des gouttelettes augmente, puis elles chutent et retournent vers l'eau du bassin au lieu d'aller vers le condenseur. Donc, l'apparition des gouttelettes peut être considérée comme une perte de distillat produite et aussi une perte thermique vers le haut à travers la barrière thermique (double vitrage). En outre, ces gouttelettes contribuent à réduire la quantité du rayonnement solaire reçue par l'absorbeur.

Par ailleurs, la distribution des gouttelettes sur la face intérieure du couvercle nous a donné une information sur le sens d'écoulement du fluide dans le distillateur qui s'écoule suivant la direction spécifiée pendant la conception du système. L'image montre qu'à l'entrée de l'évaporateur (1^{er} passe), la vitre est complètement dépourvue des gouttelettes liquides. À mesure que le fluide avance, le long de son parcours dans l'évaporateur, la concentration de gouttelettes devient plus importante. Dans le dernier passe (à la sortie de l'évaporateur), une forte concentration de gouttelettes est observée.

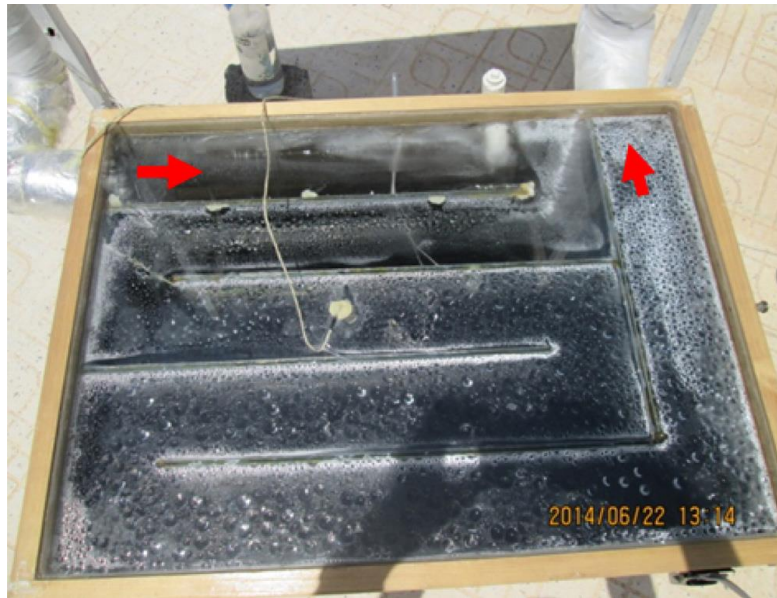


Figure III.17: Cumule des gouttelettes sur la vitre intérieure.

III.8 Analyse comparative avec d'autres travaux similaires

Le tableau III.1 montre une étude comparative entre les résultats obtenus dans le cadre de cette étude et quelques travaux de recherche similaires, réalisées par d'autres chercheurs [94-95-115]. L'analyse se base sur l'effet de l'intégration d'un condenseur externe au distillateur solaire conventionnel pour des conditions estivales. Généralement, le transfert de la vapeur d'eau du distillateur vers le condenseur s'effectue par deux modes différents, à savoir : la diffusion (différence de concentration de vapeur) ou par le phénomène de la circulation naturelle (la différence de température et de densité de l'air entre le distillateur et le condenseur) [94]. Le tableau montre que la grande partie de la vapeur produite est condensée au niveau de la vitre du distillateur alors qu'une faible partie est transférée vers le condenseur externe intégré. Cependant, dans notre distillateur, l'ensemble de vapeur produite est transférée vers le condenseur, via la boucle à circulation naturelle. L'analyse des travaux ultérieurs, montre que la surface du condenseur est plus importante que celle de la vitre.

Tableau III.1: Comparaison avec des travaux précédents.

Référence	Mode de fonctionnement	Rapport de surface: Condenseur/ Vitre	Flux solaire max (W/m ²)	Production collectée (kg/m ²)		Contribution du condenseur (%)
				Sur la vitre	Sur le condenseur	
Hassan et al.[94]	Diffusion	3.3	700	4.153	1.25	23.13
El-Bahi et al. [95]	Diffusion	13.5	950	6.52	0.48	6.85
Husham et al. [115]	Diffusion	1.5	1040	2.355	1.49	38.75
Husham et al. [115]	CN	1.3	1040	2.475	1.885	43.23
Etude actuel	CN	1	1011	0.0	3.73	100

*NC: Circulation Naturelle.

Sachant qu'une surface de condenseur élevée peut engendrer des pertes thermiques considérables et surtout lorsque la température ambiante est trop basse (en hiver).

Cependant, pour notre distillateur, la surface de condensation (du condenseur) est égale à celle de la vitre en verre. Dont, on a optimisé la surface du condenseur afin de réduire les pertes ainsi que le volume de la cavité d'air à l'intérieur du distillateur.

III.9 Conclusion

À la lumière des résultats expérimentaux obtenus dans le cadre de cette étude, on peut tirer les conclusions suivantes:

- Les données expérimentales du distillateur solaire montrent que la productivité journalière est d'environ 3.72 kg/m², la production horaire maximale est de 0.653 kg/m²h et le rendement thermique peut atteindre 45.15%. Par conséquent, des améliorations significatives sont obtenues par rapport au distillateur conventionnel lorsque la convection de l'air est créée à l'intérieur du distillateur.
- La séparation du condenseur au distillateur élargit la différence de températures entre l'eau du bassin et la paroi du condenseur. Ainsi, une grande différence de densité est obtenue par la différence des conditions thermodynamiques de fluide entre les branches de la boucle.
- Les caractéristiques thermo-hydrauliques liées à la circulation naturelle de l'air dans une boucle fermée ont été analysées par la présente étude et la capacité de la circulation naturelle dans la création d'une convection interne de l'air est également démontrée. L'écoulement du fluide dans ce cas est créé par les forces de flottabilité qui évoluent à partir des gradients de densité induits par l'effet simultané de la température et d'humidité.
- La méthode d'analyse de régression a été utilisée pour développer une corrélation empirique définissant le transfert de chaleur à l'intérieur du distillateur solaire proposé sur la base des données expérimentales.
- La comparaison entre le modèle proposé et le modèle de Dunkle révèle que le transfert de chaleur dans notre distillateur solaire dépend de la température et que le modèle prédit dépasse le modèle de Dunkle.
- En utilisant la relation entre le nombre de Reynolds en régime stationnaire (Re_{ss}) et le nombre de Grashof modifié (Gr_m), l'analyse comparative montre qu'il existe un bon accord entre les données expérimentales et la corrélation laminaire de Vijayan où le nombre de Reynolds atteint des valeurs élevées de l'ordre de 10^3 .

Chapitre IV :

Modélisation et simulation du distillateur solaire

VI.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous sommes intéressés à la modélisation et la simulation du comportement thermo-hydraulique en régime transitoire du distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude. La simulation numérique est très utile pour prévoir l'évolution des paramètres thermique du système et permettant une compréhension approfondie des différents phénomènes physiques ayant lieu dans le distillateur. Par ailleurs, la simulation peut être utilisée pour optimiser les performances thermiques du distillateur. Le distillateur solaire proposé est traité comme une boucle à circulation naturelle rectangulaire et horizontale (HHHC) à dispositifs thermosiphon qui combine les effets de transfert de chaleur et de masse de fluide le long de la boucle de distillateur. Le modèle mathématique a été développé sur la base des équations du bilan énergétique des principaux composants du distillateur et des corrélations appropriées décrivant les phénomènes de transfert de chaleur et de masse ayant lieu dans le système. Ces équations sont résolues par un système des équations différentielles ordinaires (ODE) qui détermine les variables de sortie du système pour les différentes conditions météorologiques. Une validation proprement dite du modèle numérique élaboré est effectuée en comparant les résultats de simulation avec les résultats expérimentaux, présentés dans le chapitre précédent, pour quatre jours de tests. Les valeurs de l'erreur quadratique moyenne et du coefficient de détermination sont aussi calculées.

VI.2 Modélisation du distillateur solaire

VI.2.1 Stratégie de la modélisation

La modélisation consiste à subdiviser le distillateur solaire en un ensemble de volumes de contrôles chacun représente une partie physique dans le distillateur. La modélisation nécessite une compréhension approfondie des phénomènes physiques ayant lieu dans le système. Cela permet une sélection judicieuse des corrélations empiriques qui rentre en jeu dans l'estimation des coefficients de transfert de chaleur et de masse.

L'approche adoptée pour la modélisation du distillateur est similaire à celle suivie dans la modélisation du distillateur solaire conventionnel avec l'introduction de deux équations différentielles, à savoir ; l'équation de conservation d'énergie l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Ces deux équations supplémentaires décrivent le comportement thermo-hydraulique du fluide (air-humide) à l'intérieur du distillateur solaire. En fait, le distillateur solaire est traité comme une boucle à circulation naturelle rectangulaire avec de l'air humide comme fluide de travail. Sachant que le mouvement du fluide dans le système est créé par les forces de flottabilité qui évoluent à partir des gradients de densité induits par l'effet simultané de la

température et de l'humidité entre l'évaporateur et le condenseur. Le schéma de la modélisation du distillateur solaire est présenté dans la Figure VI.1.

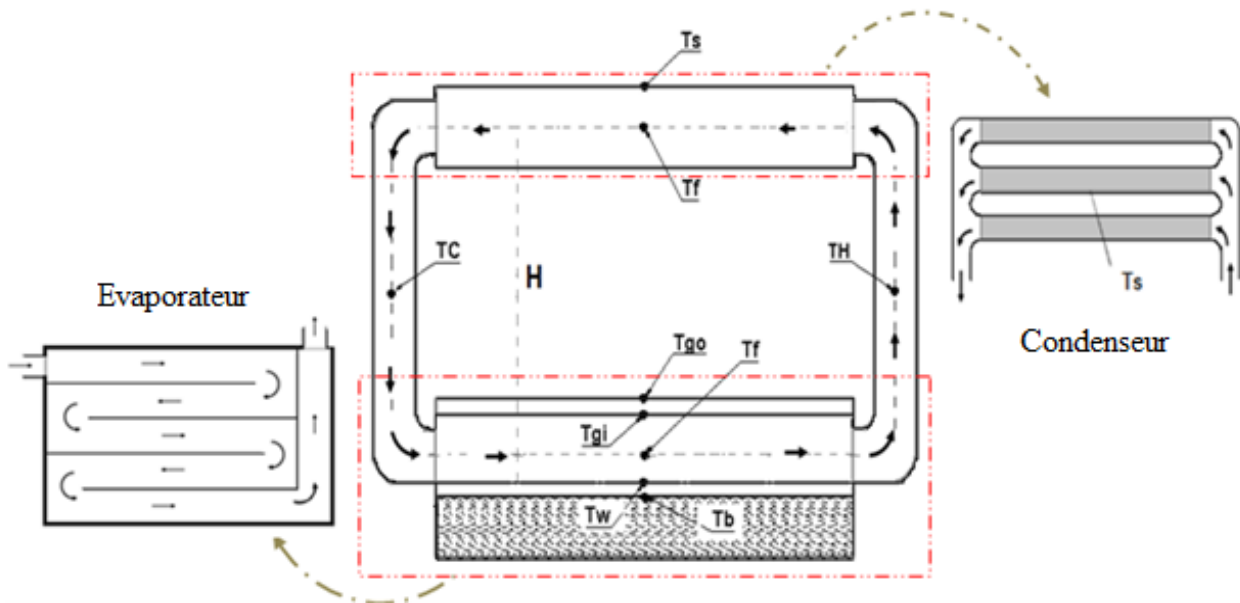


Figure VI.1: Schéma adopté pour la modélisation du distillateur solaire.

VI.2.2 Suppositions et simplifications

Afin de simplifier les calculs et réduire le nombre de variables, un ensemble des hypothèses simplificatrices ont été prises en considération :

- le distillateur solaire est considéré comme une boucle à circulation naturelle avec l'air humide comme fluide en circulation.
- l'équilibre thermique est réalisé à n'importe quel point de la boucle.
- l'écoulement du fluide est unidimensionnel ($D/L \ll 1$).
- la variation transversale de la vitesse est négligeable.
- la variation transversale de la température est négligeable.
- le mélange air et vapeur est considéré comme simple fluide (air-humide).
- les pertes thermiques au niveau de branche chaude et froide sont négligées.
- l'effet des chicanes sur le transfert de chaleur et de masse est négligé.

VI.2.3 Modèle thermique

Les équations du bilan énergétique décrivant les différentes parties du distillateur solaire sont obtenues à partir du premier principe de la thermodynamique.

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = \sum Q_{entr} - \sum Q_{sort} \quad (VI.1)$$

Le premier terme représente la variation temporelle de l'énergie interne contenue dans un corps et le second terme représente la différence entre la quantité d'énergie reçue et perdue par le système.

VI.2.3.1 Energie solaire absorbée par le système

Le rayonnement solaire passe à travers les deux vitres puis à travers l'eau salée pour être absorbé par la plaque galvanisée (absorbeur). Les fractions de rayonnement solaire absorbé par la vitre externe, la vitre interne, l'eau du bassin et l'absorbeur, sont calculés respectivement selon Dehghan et al. [116] par les équations suivantes :

$$\alpha'_{go} = (1 - \rho_{go})\alpha_{go} \quad (VI.2)$$

$$\alpha'_{gi} = (1 - \rho_{go})(1 - \alpha_{go})(1 - \rho_{gi})\alpha_{gi} \quad (VI.3)$$

$$\alpha'_w = (1 - \rho_{go})(1 - \alpha_{go})(1 - \rho_{gi})(1 - \alpha_{gi})(1 - \rho_w)\alpha_w \quad (VI.4)$$

$$\alpha'_b = (1 - \rho_{go})(1 - \alpha_{go})(1 - \rho_{gi})(1 - \alpha_{gi})(1 - \rho_w)(1 - \alpha_w)\alpha_b \quad (VI.5)$$

VI.2.3.2 Bilan thermique de l'absorbeur

L'énergie solaire reçue par le bassin absorbeur est transférée d'une part vers l'eau salée et d'autre part vers l'ambient à travers l'isolation thermique placée au-dessous du bassin. L'équation du bilan énergétique traduisant le comportement thermique de l'absorbeur est donnée par :

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \alpha'_b \cdot I(t) \cdot A_b - Q_{b-w} - Q_{b-a} \quad (VI.6)$$

Le transfert de chaleur entre l'absorbeur et l'eau salée est effectué par convection naturelle selon la relation suivante :

$$Q_{b-w} = h_{cb-w} A_b (T_b - T_w) \quad (VI.7)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'absorbeur vers l'eau du bassin, h_{cb-w} est calculé à partir du nombre de Nusselt moyen correspondant à une surface horizontale [117]:

$$h_{cb-w} = Nu \cdot k_w / L \quad (VI.8)$$

Où,

$$Ra < 10^5, \quad Nu = 1 \quad (VI.8.1)$$

$$10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7, \quad Nu = 0.54 Ra^{1/4} \quad (VI.8.2)$$

$$Ra > 2 \cdot 10^7, \quad Nu = 0.15 Ra^{1/3} \quad (VI.8.3)$$

Les déperditions thermiques de l'absorbeur vers l'ambient, à travers la l'isolation sont évaluées par:

$$Q_{b-a} = U_{b-a} A_b (T_b - T_a) \quad (VI.9)$$

Sachant que le coefficient global de transfert thermique, U_{b-a} peut être calculé par la combinaison des résistances thermiques de la laine verre, de la fermeture inférieure en bois avec la résistance convective de l'air ambiant, h_{b-a} par la relation suivante :

$$U_{b-a} = \left(\frac{L_{isol.}}{k_{isol.}} + \frac{L_{bois.}}{k_{bois.}} + \frac{1}{h_{b-a}} \right)^{-1} \quad (VI.10)$$

Le coefficient de transfert convectif, h_{b-a} est déterminé en fonction de la vitesse du vent en tenant compte de l'effet du rayonnement et de convection libre :

$$h_{b-a} = 5.7 + 3.8 V \quad (VI.11)$$

VI.2.3.3 Bilan thermique de l'eau salée

L'équation de bilan énergétique pour l'eau dans le bassin est donnée par l'équation (VI.12). L'eau reçoit de la chaleur par absorption due au rayonnement solaire et par convection naturelle avec le bassin galvanisé (Eq.VI.7). D'autre part, l'eau échange la chaleur vers l'air humide en mouvement et aussi vers la vitre inférieure du couvercle :

$$M_w C_{Pw} \frac{dT_w}{dt} = \alpha'_w \cdot I(t) A_w + Q_{cb-w} - Q_{w-f} - Q_{w-gi} + Q_{Feed} \quad (VI.12)$$

L'apport ou la soustraction d'énergie à cause de l'ajout de l'eau d'alimentation est représenté par Q_{Feed} dans l'équation (VI.20). Le transfert de chaleur de l'eau vers le fluide est effectué à la fois par évaporation, par convection et par rayonnement selon l'équation suivante :

$$Q_{w-f} = h_{ew} A_w (T_w - T_f) + h_{cw-f} A_w (T_w - T_f) + \frac{\sigma A_w (T_w^4 - T_f^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_f} - 1 \right)} \quad (VI.13)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par évaporation, h_{ew-f} est lié au coefficient de transfert de chaleur par convecteur, h_{cw-f} par l'équation suivante [118]:

$$h_{ew-f} = 0.01623 h_{cw-f} (P_w - P_f) / (T_w - T_f) \quad (VI.14)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection est donné par la relation du Dunkle [119]:

$$h_{cw-f} = 0.884 \left[(T_w - T_f) + \frac{(P_w - P_f)(T_w + 273)}{268.9 \times 10^3 - p_w} \right]^{1/3} \quad (VI.15)$$

Le transfert de chaleur de l'eau vers la vitre intérieure, est aussi effectué par évaporation, par convection et par rayonnement. Ceci est dû l'écart de température entre la surface de l'eau et la vitre inférieure. Sous cette différence de température, il va y avoir un transfert thermique et massique selon l'équation suivante :

$$Q_{w-gi} = h_{ew-gi}A_w(T_w - T_{gi}) + h_{cw-gi}A_w(T_w - T_{gi}) + \frac{\sigma A_w(T_w^4 - T_{gi}^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_{gi}} - 1\right)} \quad (VI.16)$$

Le modèle de Dunkle est utilisé cette fois-ci pour calculer les coefficients de transfert de chaleur par convection et par évaporation de l'eau vers la vitre intérieure :

$$h_{cw-gi} = 0.884 \left[(T_w - T_{gi}) + \frac{(P_w - P_{gi})(T_w + 273)}{268.9 \times 10^3 - p_w} \right]^{1/3} \quad (VI.17)$$

$$h_{ew-gi} = \frac{0.01623 h_{cw-gi} (P_w - P_{gi})}{(T_w - T_{gi})} \quad (VI.18)$$

La production du distillateur, \dot{m}_d est calculée par l'intégration du taux d'évaporation instantané pour un intervalle de temps donné. Ainsi, une équation différentielle peut être établie pour calculer la quantité du distillat accumulée comme suit :

$$\frac{d\dot{m}_d}{dt} = \dot{m}_{ew} = h_{ew-f}(T_w - T_f)/h_{fg} \quad (VI.19)$$

Pour maintenir la masse de l'eau (ou la profondeur) dans le distillateur, une quantité de l'eau est ajoutée à la température ambiante remplaçant la quantité du distillat produite. L'eau d'alimentation relativement froide contribue à réduire la température de l'eau du bassin. Cet effet peut être simulé par l'addition d'une quantité d'énergie négative qui tient en compte l'écart entre la température de l'eau du bassin et celle de l'eau d'alimentation par l'expression suivante :

$$Q_{Feed} = \dot{m}_{ew} (Cp_{feed} \cdot T_a - Cp_w \cdot T_w) \quad (VI.20)$$

VI.2.3.4 Bilan thermique du fluide (air- humide)

La vapeur générée est dans l'évaporateur est ensuite transférée vers le fluide en écoulement qui est chauffé, puis quitte le l'évaporateur pour monter à travers la branche chaude vers le condenseur. Dans le condenseur le fluide se refroidit, sa densité est augmentée progressivement le long des tubes du condenseur, puis il revient à l'évaporateur via la branche froide pour répéter le même processus. La température moyenne du fluide, T_f est évaluée par la moyenne arithmétique calculée entre la température de la branche chaude et celle de la branche froide en supposant que les deux jambes sont adiabatiques. L'air humide circulant dans la boucle est considéré comme un fluide monophasé et ses propriétés thermo-physiques sont donnés en fonction de la température dans l'annexe.

$$T_f = (T_{HL} + T_{CL})/2 \quad (VI.21)$$

La variation de la masse volumique du fluide dans l'évaporateur et dans le condenseur peut être considérée comme une fonction linéaire de la température (approximation de Boussinesq):

$$\rho = \rho_o [1 + \beta(T_f - T_o)] \quad (VI.22)$$

Avec, ρ_o , la masse volumique à la température de référence (T_o).

L'équation différentielle décrivant la variation temporelle du débit massique, W du fluide en circulation à l'intérieur d'une boucle fermée à circulation naturelle est donnée par l'équation suivante [120-121]:

$$\sum_{i=1}^4 \left(\frac{L_i}{A_i} \right) \frac{dW}{dt} = \frac{\beta \rho g Q_H H}{W \bar{c}_{pf}} - \frac{W^2}{\rho A_c^2} \sum_{i=1}^4 \left[\frac{1}{2} \left(\frac{fL}{D_h} + K \right)_i \left(\frac{A_c}{A_i} \right)^2 \right] \quad (VI.23)$$

Avec, Q_H est la quantité de la chaleur sensible reçue par le fluide pendant son passage à travers l'évaporateur et qui fait augmenter sa température. Elle est calculée à partir du bilan thermique effectué entre le fluide et les surfaces de contact (l'eau, la vitre interne et les murs latéraux du boîtier en bois).

$$Q_H = Q_{w-f} + Q_{gi-f} - Q_{f-a} \quad (VI.24)$$

Les résultats expérimentaux effectués précédemment (Figure III.16) montrent que le régime d'écoulement du fluide à l'intérieur du distillateur solaire est purement laminaire ($220 < Re_f < 1670$). Donc, le coefficient de frottement linéaire, f peut-être calculé par l'équation suivante [122]:

$$f = \frac{64}{Re_f} \quad (VI.25)$$

Lors de son passage dans la boucle, le fluide subit une série de résistances hydrauliques provoquées par les chicanes, les jonctions et les coudes. L'effet hydraulique de ces obstructions est simulé en ajoutant des coefficients de perte de charge appropriés et associés aux quatre coins de la boucle.

L'équation du bilan énergétique du fluide lors de son passage à travers les éléments de la boucle peut être dérivée à partir du transfert de chaleur et de masse entre le volume de fluide et les échangeurs de chaleur mise en contact (l'évaporateur et le condenseur). Alors, le bilan thermique du fluide est exprimé par l'équation suivante:

$$\rho_f V_f c_{pf} \frac{dT_f}{dt} = Q_{w-f} + Q_{gi-f} - Q_{f-s} - Q_{f-a} \quad (VI.26)$$

La quantité de chaleur dissipée vers l'ambient à travers les murs latéraux de boîtier en bois, entourant le bassin du distillateur, est donnée par la relation :

$$Q_{f-a} = A_{lat} U_{fa} (T_f - T_a) \quad (VI.27)$$

Où, A_{lat} est la surface latérale du bassin et U_{fa} le coefficient global de transfert thermique du fluide vers l'ambiante. Le transfert de chaleur du fluide vers la surface interne du condenseur, Q_{f-s} est effectué simultanément par convection, rayonnement et par condensation:

$$Q_{f-s} = h_{cf-s} A_{si} (T_f - T_s) + \frac{\sigma A_{si} (T_f^4 - T_s^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_f} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1\right)} + Q_{Cond} \quad (VI.28)$$

Les branches verticales de boucle sont supposées adiabatiques, aucune condensation ne s'est produite sur les surfaces internes de la branche chaude ou froide.

Le transfert de chaleur par condensation, Q_{Cond} peut-être donc exprimé par la relation :

$$Q_{Cond} = \dot{m}_{ew} [h_{fg} + 0.68 C_{pw} (T_f - T_s)] \quad (VI.29)$$

h_{fg} et C_{pw} sont respectivement la chaleur latente de vaporisation et la capacité calorifique du condensat (eau distillée). Le coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide au voisinage des surfaces internes du condenseur est calculé par la corrélation de Sider-tate [123] :

$$h_{cf-s} = 1.86 \frac{k}{D_{ci}} \left(\frac{RePr}{L_c/D_{ci}}\right) \left(\frac{\mu_f}{\mu_c}\right)^{0.14} \quad (VI.30)$$

VI.2.3.4 Bilan thermique de la vitre intérieure

La vitre intérieure échange la chaleur d'une part avec l'eau du bassin, avec le fluide et absorbe une portion du rayonnement solaire incident. D'autre part, et dû à la différence de température entre les deux vitres (intérieur et extérieur), l'échange de chaleur est effectué à travers le gap d'air entre les deux vitres. L'équation du bilan énergétique pour la vitre intérieure est exprimée par :

$$M_{gi} C_{Pgi} \frac{dT_{gi}}{dt} = \alpha'_{gi} \cdot I(t) \cdot A_g + Q_{w-gi} - Q_{gi-f} - Q_{gi-go} \quad (VI.31)$$

Dans l'évaporateur, la température du fluide est inférieure à celle de la vitre intérieure. Pour cette raison un échange thermique est effectué par convection et par rayonnement de la vitre vers le fluide en mouvement:

$$Q_{gi-f} = h_{cgi-f} A_g (T_{gi} - T_f) + \sigma A_g (T_{gi}^4 - T_f^4) / \left(\frac{1}{\varepsilon_f} + \frac{1}{\varepsilon_{gi}} - 1\right) \quad (VI.32)$$

Le transfert de chaleur de la vitre intérieure vers la vitre extérieure est effectué par rayonnement et par conduction à travers l'espace d'air (gap) séparant les deux vitres.

$$Q_{gi-go} = \sigma \varepsilon_g A_g (T_{gi}^4 - T_{go}^4) + A_g (T_{gi} - T_{go}) \left[\left(\frac{L}{k}\right)_g + \left(\frac{L}{k}\right)_{gap} \right] \quad (VI.33)$$

La condensation sur la face inférieure de la vitre prend lieu en raison de la différence de températures entre l'eau et vitre intérieure. Les tests préliminaires ont montré l'apparition de gouttelettes d'eau de condensation attachées à la vitre (Figure III.17) à cause de sa position horizontale. L'effet négatif des gouttelettes liquides est pris en considération dans la modélisation

du distillateur solaire, car ces gouttelettes réduisent la transmissivité de la vitre et diminuent le rayonnement solaire passant vers l'absorbeur. Pour cette raison, les caractéristiques optiques de la vitre intérieure sont modifiées par rapport à celles de la vitre externe (Tableau VI.1).

VI.2.3.5 Bilan thermique de la vitre extérieure

La vitre externe reçoit l'énergie thermique du rayonnement solaire incident et de la vitre intérieure et cède la chaleur vers l'ambient par rayonnement et aussi par convection induite par la vitesse du vent. L'équilibre énergétique traduisant l'échange thermique de part et d'autre est exprimé par l'équation différentielle suivante :

$$M_{go} C_{Pgo} \frac{dT_{go}}{dt} = \alpha'_{go} \cdot I(t) A_g + Q_{gi-go} - Q_{go-a} \quad (VI.34)$$

La quantité de chaleur transmise vers l'ambient, est estimée à partir de l'équation suivante :

$$Q_{go-a} = h_{cgo-a} A_g (T_{go} - T_a) + \sigma \varepsilon_g A_g (T_{go}^4 - T_{sky}^4) \quad (VI.35)$$

Pour tenir en compte l'effet de la vitesse du vent sur le transfert de chaleur convectif à la surface extérieure de la vitre, le coefficient de transfert de chaleur par convection est calculé à l'aide de la corrélation de Wattmuf [124] :

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{cgo-a} = 2.8 + 3.0 V; \quad V \leq 5 m/s \\ h_{cgo-a} = 6.15 V^{0.8}; \quad V > 5 m/s \end{array} \right. \quad (VI.36.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{cgo-a} = 2.8 + 3.0 V; \quad V \leq 5 m/s \\ h_{cgo-a} = 6.15 V^{0.8}; \quad V > 5 m/s \end{array} \right. \quad (VI.36.2)$$

La température de ciel est calculée selon Elsayed et al. [125] par la relation :

$$T_{sky} = T_a - 6 \quad (VI.37)$$

VI.2.3.6 Bilan thermique du condenseur

Le condenseur a été modélisé par un seul canal horizontal. Dans lequel les trois tubes en aluminium, formant le condenseur, sont assemblés comme un seul tube ayant le même diamètre hydraulique d'un seul tube. La section transversale du canal égale à la somme des sections des trois tubes. De même, la surface d'échange interne et externe égale à la somme de celle des trois tubes du condenseur. La paroi interne du condenseur reçoit la chaleur de l'air humide en mouvement par condensation, convection et par rayonnement comme il est exprimé dans l'équation (VI.39). Le transfert de chaleur du condenseur vers l'ambiance s'effectue simultanément par rayonnement et par convection naturelle ou forcée sous l'effet du vent (Eq. VI.36). L'équilibre énergétique au niveau du matériau du condenseur est donnée par l'équation différentielle suivante :

$$M_s C_{Ps} \frac{dT_s}{dt} = Q_{f-s} - Q_{s-a} \quad (VI.38)$$

Où,

$$Q_{s-a} = h_{cs-a} A_{so} (T_s - T_a) + \sigma \varepsilon_s A_{so} (T_s^4 - T_{sky}^4) \quad (VI.39)$$

Le coefficient global de transfert de chaleur de convection autour des tubes de condensateur peut être estimé par la somme des coefficients de convection naturelle et forcée par la relation :

$$h_{cs-a} = h_{NC} + h_{FC} \quad (VI.40)$$

La convection naturelle autour d'un cylindre horizontal, Churchill et Chu [126-127] ont proposé la corrélation suivante :

$$h_{NC} = \frac{k}{D_{so}} \left[0.6 + \frac{0.387(GrPr)^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad (VI.41)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_a)D_{co}^3}{\nu^2} \quad (VI.42)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection forcée est lié directement à la vitesse du vent. Selon Churchill et Bernstein [123], le coefficient de transfert de la chaleur pour l'écoulement turbulent autour d'un tube horizontal est calculé par :

$$Nu_{FC} = 0.3 + \frac{0.62Re_D^{1/2}Pr^{1/3}}{(1 + (0.4/Pr)^{2/3})^{1/4}}, \quad Re_D < 10^4 \quad (VI.43.1)$$

$$Nu_{FC} = 0.3 + \frac{0.62Re_D^{1/2}Pr^{1/3}}{(1 + (0.4/Pr)^{2/3})^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{1/2} \right], \quad 10^4 < Re_D < 4.10^5 \quad (VI.43.2)$$

$$Nu_{FC} = 0.3 + \frac{0.62Re_D^{1/2}Pr^{1/3}}{(1 + (0.4/Pr)^{2/3})^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}, \quad Re_D > 4.10^5 \quad (VI.43.3)$$

Sachant que les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température moyenne entre l'air et la paroi du condensateur : $T_{fm} = (T_a + T_s)/2$.

VI.3 Méthode de calcul numérique

Le comportement thermo-hydraulique du distillateur solaire est décrit donc par huit (08) équations différentielles ordinaires (ODE) décrivant les différents éléments constituant le système, à savoir: les vitres en verre, la masse d'eau, l'absorbeur, le condenseur ainsi que le fluide en mouvement (air-humide) à l'intérieur du distillateur. Pour cette raison, un programme de calcul informatique été établi et développé sous Matlab 6.1 pour résoudre le système d'équations différentielles et prédire le comportement transitoire du distillateur solaire.

VI.3.1 Conditions initiales et aux limites

Les conditions initiales du programme de calcul représentent l'état initial du distillateur. Les principales variables, telles que les températures, le débit massique de circulation du fluide et la productivité du distillateur ont été supposés égaux aux relevés expérimentales au début de l'expérience (à 7h30 min). Pour une simulation réaliste du comportement transitoire du distillateur, la variation temporelle des paramètres météorologiques est introduite dans le modèle en tant que conditions aux limites. Les variations de l'intensité du rayonnement solaire, la température ambiante et la vitesse du vent pour les quatre expériences présentées dans le chapitre précédent sont illustrés dans les [Figures VI.2-4](#).

Ces paramètres météorologiques (ou condition aux limites) ont été mesurés à un intervalle de temps d'une demi-heure. Alors que lors de l'exécution du programme, le calcul nécessite la définition de ces conditions pour un moment donné. Ce problème est résolu par l'utilisation de la méthode d'interpolation linéaire entre deux mesures successives. La méthode d'interpolation linéaire, offert par le logiciel Matlab, est utilisée en raison de sa simplicité dans la génération de nouvelles valeurs intermédiaires dans l'ensemble des points expérimentaux discrets.

VI.3.2 Méthode de résolution du système d'équations

La méthode de Runge-Kutta de 4ème/5ème ordre (ode45) est utilisée pour résoudre le système d'équations différentielles régissant le comportement thermo-hydraulique et transitoire du distillateur. La méthode Runge-Kutta est caractérisée par sa précision et sa stabilité souvent utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires (ODE).

Le temps de calcul total qui correspond à la période de fonctionnement du distillateur est de 10.5 heures. Les principales caractéristiques (physiques, géométriques et optiques) de distillateur solaire, utilisés dans la simulation, sont regroupées dans le (Tableau VI.1).

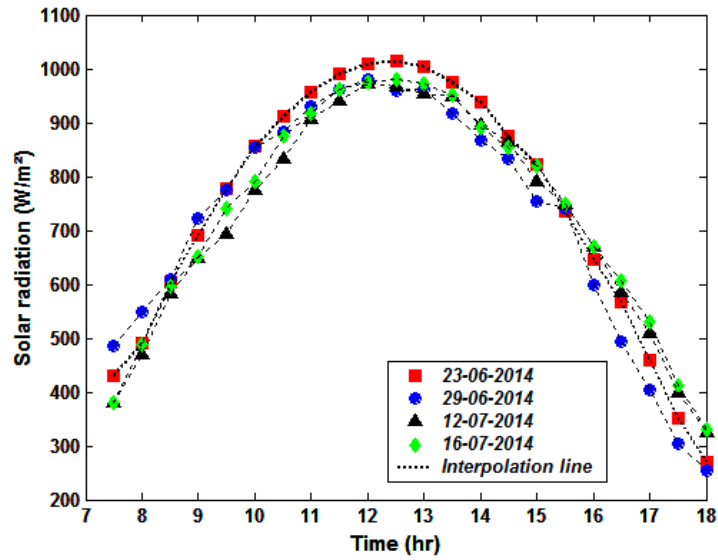


Figure VI.2: Mesures du rayonnement solaire pour les quatre journées de test.

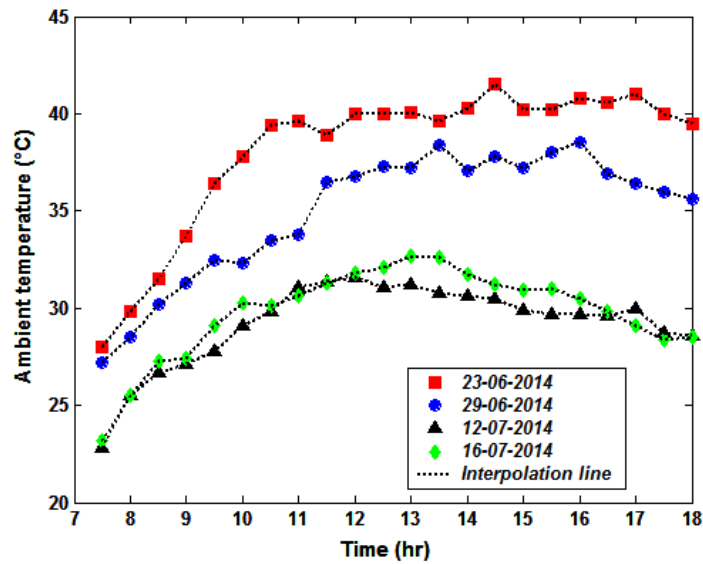


Figure VI.3: Mesures de température ambiante pour les quatre journées de test.

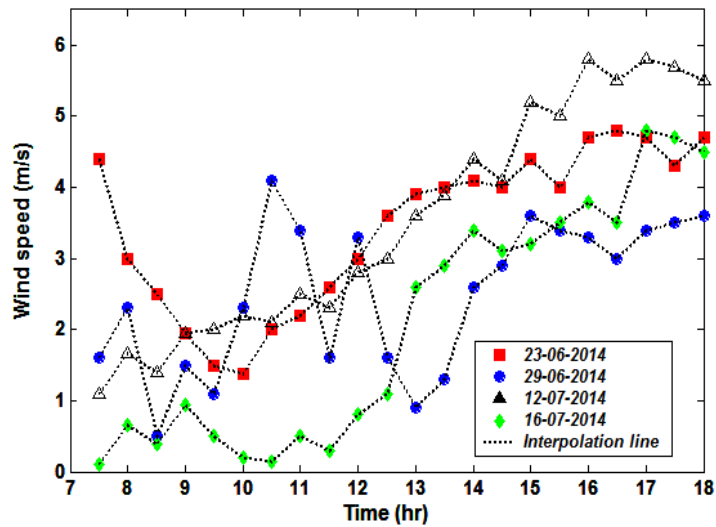


Figure VI.4: Mesures de la vitesse du vent pour les quatre journées de test.

Tableau VI.1: Paramètres physiques et géométriques de simulation.

Paramètres	Valeurs
Surface libre de l'eau	$A_w=0.35 \text{ m}^2$
Surface externe du condensateur	$A_{so}=0.353 \text{ m}^2$
Absorptivité du bassin	$\alpha_b=0.95$
Absorption de l'eau	$\alpha_w=0.221$
Absorption de la vitre intérieure	$\alpha_{gi}=0.15$
Absorption de la vitre extérieure	$\alpha_{go}=0.05$
Réfectivité de l'eau	$\rho_w=0.05$
Réfectivité de la vitre intérieure	$\rho_{gi}=0.1$
Réfectivité de la vitre externe	$\rho_{go}=0.05$
Émissivité de l'eau	$\varepsilon_w=0.95$
Émissivité de la vitre	$\varepsilon_g=0.9$
Émissivité de surface de condenseur	$\varepsilon_s=0.15$
Émissivité de l'air humide	$\varepsilon_f=0.01$
Profondeur de l'eau	$h_w=10 \text{ mm}$
La masse du plateau de bassin	$M_b=2.7 \text{ kg}$
La masse de l'eau	$M_w=3.5 \text{ kg}$
La masse de la vitre	$M_g=3 \text{ kg}$
La masse des tubes de condenseur	$M_s=0.91 \text{ kg}$
Hauteur de boucle	$H=0.5 \text{ m}$
Longueur de boucle	$L_t=4.55 \text{ m}$
Longueur de canal d'évaporateur	$L_h=2.85 \text{ m}$
Longueur de condenseur	$L_c=0.7 \text{ m}$
Rapport Longueur/Diamètre de la boucle	$L/D=81$
Coefficient de perte de pression	$K=0.75$

Les propriétés thermo-physiques de l'eau de mer sont exprimées en fonction de la température sous forme polynomiale pour une salinité de 35000 ppm. En outre, les capacités thermiques spécifiques des matériaux de construction, telles que la plaque galvanisée, les vitres en verre et les tubes d'aluminium sont aussi calculées en fonction de la température. Ces propriétés sont données à l'annexe.

VI.4 Résultats et discussions

VI.4.1 Validation du code de calcul

Afin de valider notre code de calcul élaboré, une étude comparative a été réalisée entre les résultats de simulation et les données expérimentales recueillies à partir des quatre jours d'essai en juin et juillet 2014. Le modèle proposé a été largement validé en considérant tous les paramètres de simulation et sous les mêmes conditions météorologiques.

Les figures VI.5 et VI.6 montrent une comparaison entre les résultats de simulation et les données expérimentales pour les principales températures décrivant le comportement du système à savoir la paroi l'absorbeur (T_b), l'eau salée (T_w), les vitres en verre (T_{gi} et T_{go}), l'air humide (T_f) et la paroi du condenseur (T_s), ainsi que la production horaire et accumulée du distillateur solaire.

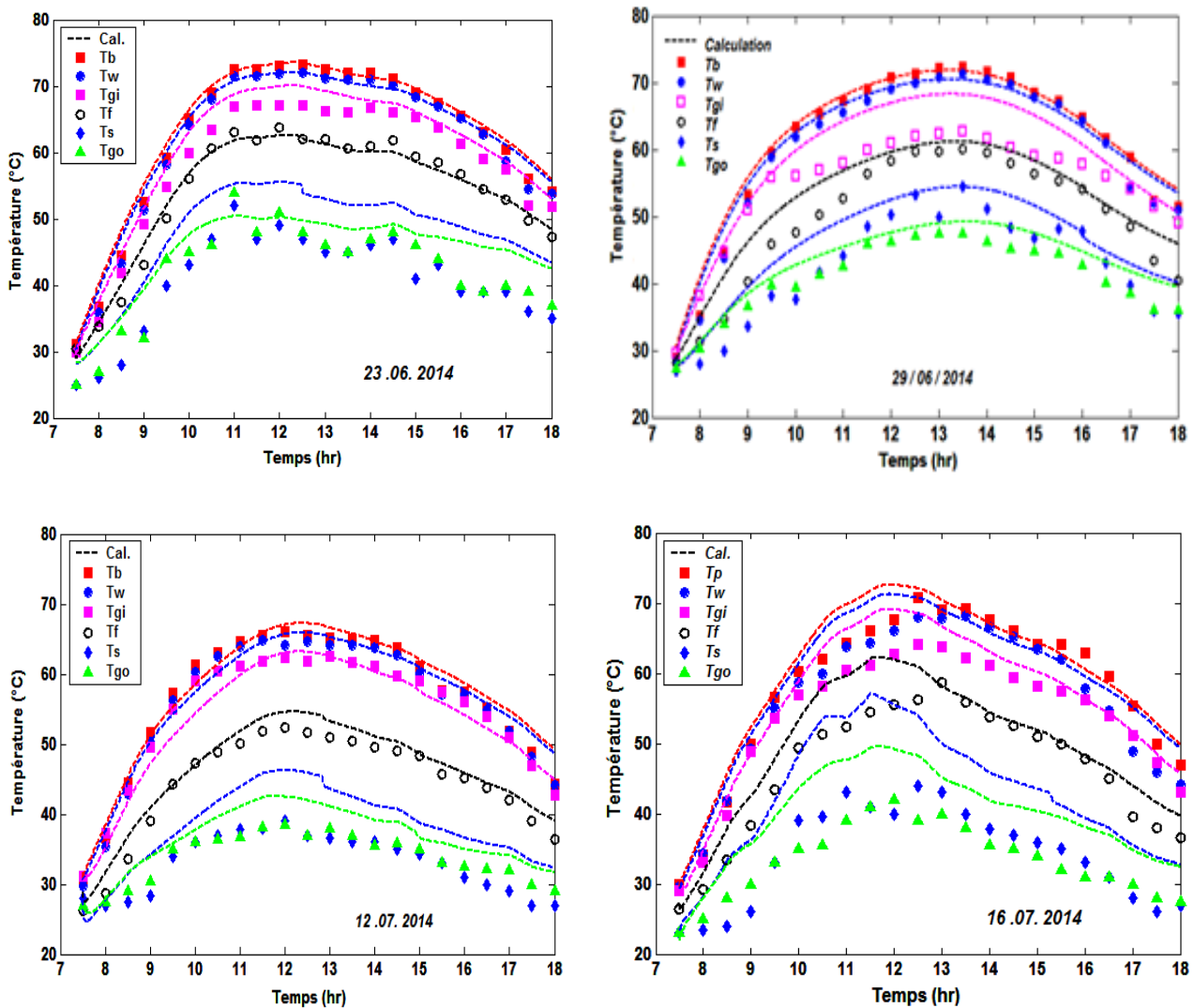


Figure VI.5: Comparaison entre les températures calculées et expérimentales dans différents endroits du distillateur.

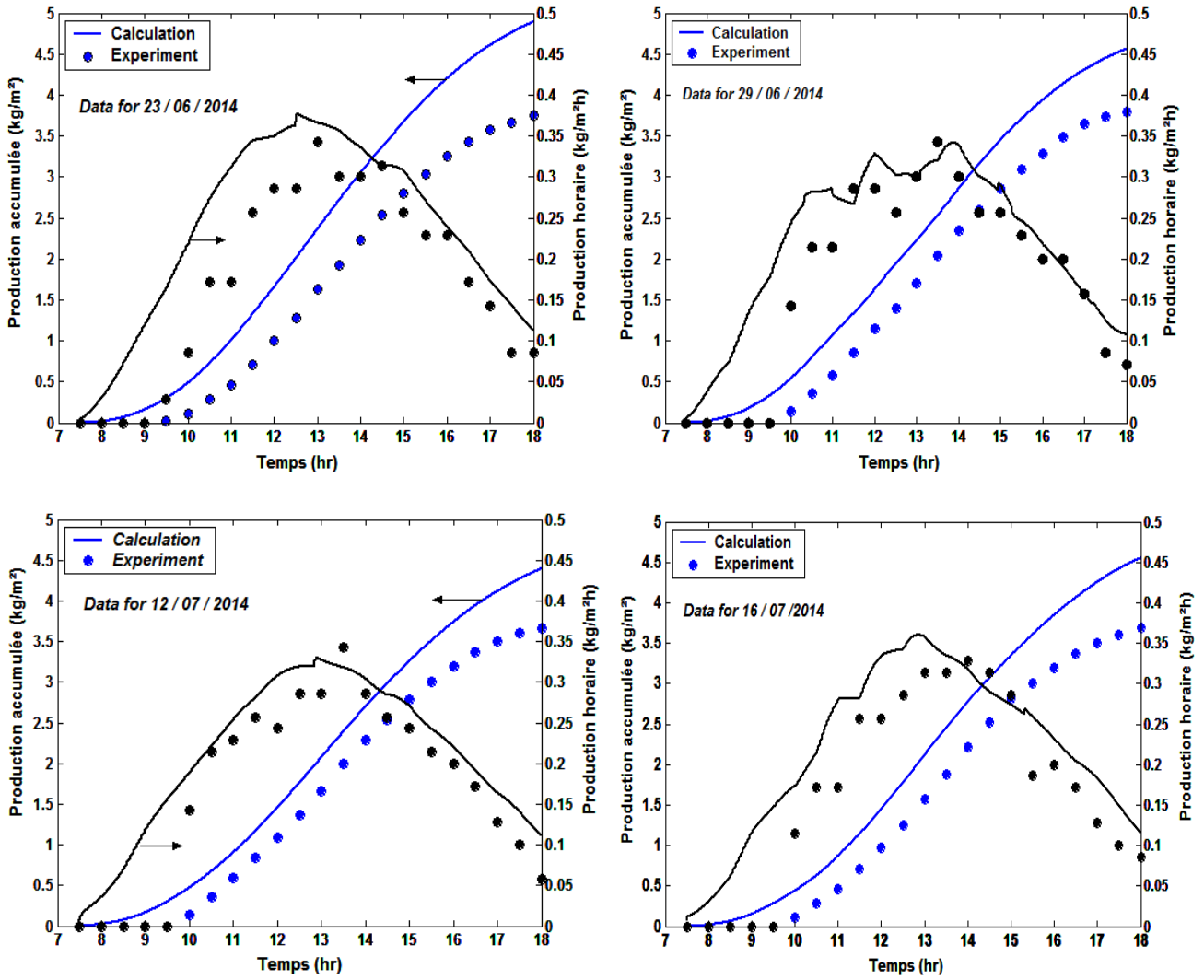


Figure VI.6: Comparaison de la production accumulée et horaire calculées avec les données expérimentales.

VI.4.2 Analyse d'erreur

La fiabilité du modèle thermique proposé est vérifiée par l'estimation de l'écart de déviation entre les données de simulations et expérimentales (tableau VI.2). Cet écart peut être exprimé en utilisant le coefficient de corrélation (r) et l'erreur quadratique moyenne (e) en utilisant la méthode d'analyse statistique proposé par Tiwari et al. [113].

$$r = \frac{N \sum X_i Y_i - \sum X_i \sum Y_i}{\sqrt{N \sum (X_i)^2 - (\sum X_i)^2} \sqrt{N \sum (Y_i)^2 - (\sum Y_i)^2}} \quad (VI.44)$$

$$e = \sqrt{\frac{\sum (e_i)^2}{N}} \quad (VI.45)$$

Le pourcentage d'erreur de chaque valeur (e_i) est exprimé par :

$$e_i = \frac{X_i - Y_i}{X_i} .100 \quad (VI.46)$$

L'analyse de l'incertitude montre que le coefficient de corrélation se situe entre 0.94 et 0.99 et que les valeurs d'erreur quadratique moyennes varient de 2.7% à 26%.

Tableau VI.2: Coefficients de corrélation (r) et pourcentages d'erreurs (e).

Date	23/06/2014		29/06/2014		12/07/2014		16/07/2014	
Paramètre	$e(\%)$	r	$e(\%)$	r	$e(\%)$	r	$e(\%)$	r
T_b	3.171	0.995	4.229	0.994	3.722	0.984	4.938	0.978
T_w	3.470	0.994	4.367	0.993	3.592	0.985	6.209	0.975
T_f	2.697	0.993	6.563	0.981	4.625	0.992	7.725	0.966
T_s	15.57	0.974	9.248	0.962	14.12	0.942	20.45	0.952
T_{gi}	4.072	0.995	6.367	0.991	3.927	0.983	5.094	0.985
T_{go}	9.216	0.945	5.623	0.975	7.656	0.977	15.99	0.971
\dot{m}_d	26.02	0.996	20.55	0.997	20.98	0.998	22.12	0.997

En général, les écarts entre le calcul et les données expérimentales s'expliquent par les hypothèses simplificatrices introduites pour la modélisation du distillateur. Dans notre cas, ces écarts sont principalement attribués à l'hypothèse qui stipule que les branches verticales (chaude et froide) de la boucle sont adiabatiques (pas de pertes thermique vers l'ambiance). Sachant que cette hypothèse est impérative pour le développement de notre modèle et l'adoption des équations caractéristiques de la boucle à circulation naturelle (NCL).

L'étude comparative montre que le modèle proposé surestime les paramètres du distillateur, en particulier la température du condenseur et la productivité de distillateur. Ces écarts s'expliquent par une quantité excessive de chaleur et de masse échangée entre l'évaporateur vers le condenseur.

En réalité, il existe une quantité de la chaleur et de masse perdue au niveau des branches verticales de la boucle. Ceci peut être dû à une insuffisance dans l'isolation des tubes. Cette explication est confirmée expérimentalement en mesurant la température de l'air humide aux quatre coins de la boucle (entrée et sortie de l'évaporateur et du condenseur) comme indique sur la [Figure III.7](#). La figure montre l'existence d'un écart de température aux extrémités de la branche chaude avec un maximum de 4.7°C à midi. Cela confirme qu'il existe d'une déperdition thermique au niveau de la branche chaude, qui n'a pas été considérée dans la simulation, qui est en fait due à la température élevée du fluide à cet endroit. Pour la branche froide, il est clair qu'il n'y a pas de perte de chaleur significative et que cette dernière peut être considérée comme adiabatique.

L'écart maximal dans l'estimation de la productivité du distillateur est de l'ordre de 20.5% à 26%. Comme indiqué auparavant, ces erreurs peuvent s'expliquer par une surestimation du taux de vapeur (condensat) reçu par le condenseur. Autrement dit, la condensation a eu lieu au niveau de la branche chaude à cause du fait qu'elle n'est pas bien isolée (n'est pas parfaitement adiabatique).

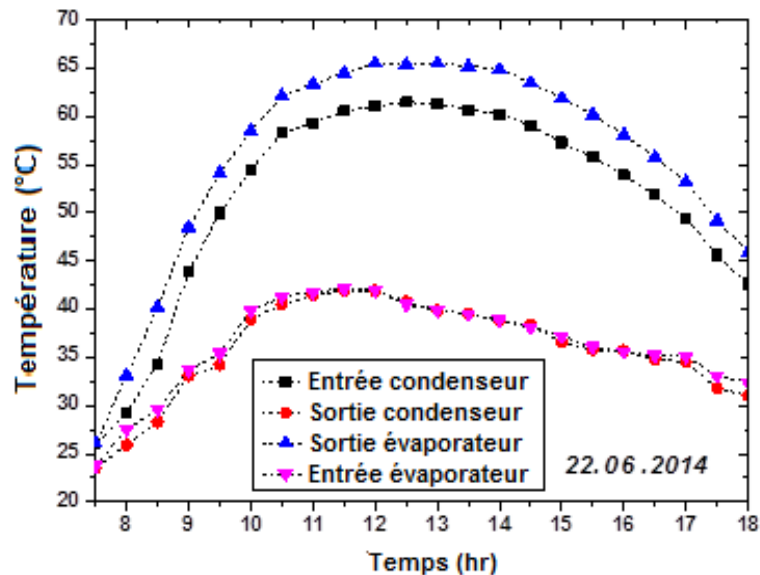


Figure VI.7: Température du fluide aux quatre coins de la boucle.

Un autre facteur qui nous le voyons à l'origine de cet écart et qui est souvent négligé dans des travaux de recherche similaires est le décalage de temps entre la génération de la vapeur dans l'évaporateur et la collecte du condensat dans la bouteille en verre qui prend un temps relativement long (Figure VI.6). Cela représente l'inertie du système qui traduit le temps nécessaire pour que les gouttelettes liquides se coalisent et arrivent à une masse critique qui enclenche leur départ vers la bouteille de collecte. Ce retard peut être justifié par plusieurs facteurs, tels que la configuration du distillateur, la faible inclinaison des tubes de condenseur et sa hauteur par rapport à l'évaporateur.

VI.4.3 Analyse de l'écoulement du fluide

Le distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude un exemple des dispositifs à circulation naturelle double diffusion qui combinent l'effet de transfert de chaleur et de masse induisant un écoulement de fluide le long d'une boucle fermée. Ce type de boucles à circulation naturelle est plus efficace que ceux fonctionnant à un seul effet (gradient de température). Sachant que la présence de la vapeur d'eau dans le distillateur augmente la différence de densité entre la branche chaude et la branche froide de la boucle. La densité de l'air humide étant nettement inférieure à celle de l'air sec, sa capacité thermique spécifique est nettement plus importante.

Afin de montrer la capacité de la boucle à circulation naturelle dans l'amélioration des performances du distillateur solaire, il est essentiel d'étudier la variation du débit massique du fluide en circulation pendant les quatre jours de tests pris en compte dans cette étude. Comme il est illustré sur la figure VI.8, il est clair que le débit massique du fluide varie proportionnellement avec la température du fluide.

Le débit massique calculé du fluide par le modèle transitoire proposé est comparé à celui calculé au chapitre précédent, par modèle laminaire de Vijayan en régime stationnaire (Vijayan, 2002). La

comparaison révèle aussi que le distillateur solaire actuel présente un comportement quasi stationnaire pour les quatre journées de tests et pour toute la gamme d'intensité solaire qui varie lentement avec le temps (journées typiques).

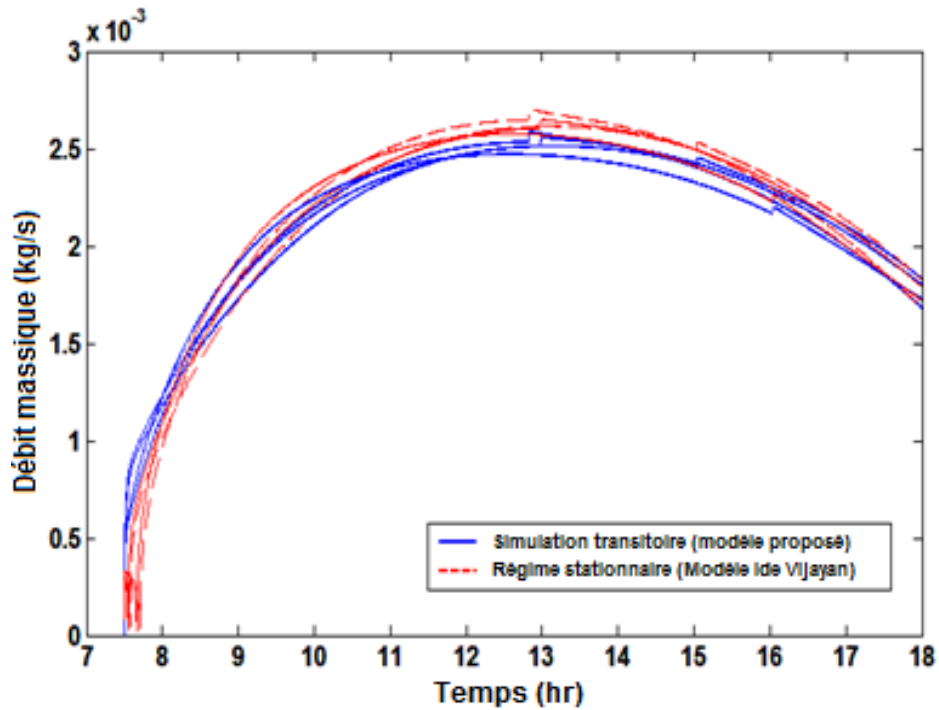


Figure VI.8: Variation du débit massique du fluide pendant les quatre jours de test.

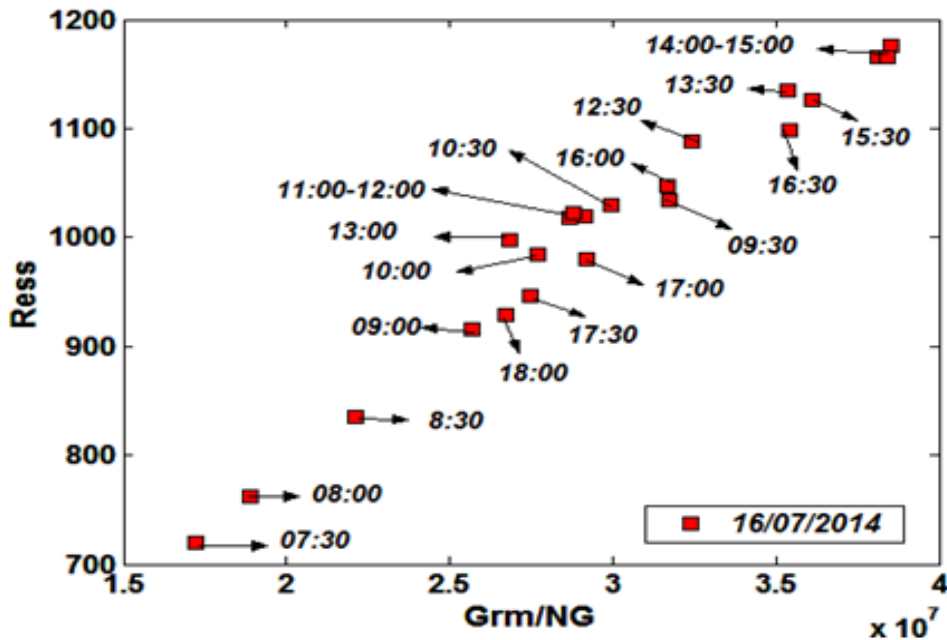


Figure VI.9: Variation du nombre de Reynolds au régime stationnaire.

La dépendance du débit du massique à la température du fluide est illustrée sur la figure VI.9. On constate que tous les points de données sont situés dans l'intervalle de régime laminaire avec des nombres de Reynolds commence de 700 à 1200. La circulation du fluide dans le distillateur est

plus importante lorsque sa température est plus élevée. Pour la date du 16/07/2014, le débit massique de fluide atteint son maximum entre 14h:00 et 15h:00.

La figure VI.10 décrit les caractéristiques hydrauliques de l'écoulement du fluide (le débit, le nombre de Reynolds et la vitesse du fluide) à l'intérieur du distillateur en fonction de la différence de température entre la branche chaude et la branche froide ($T_{HL}-T_{CL}$) pour les quatre jours d'essai. Le calcul montre que, lorsque la différence de température de fluide entre la branche chaude et froide augmente, les forces de flottabilité induites et le débit de fluide augmentent aussi.

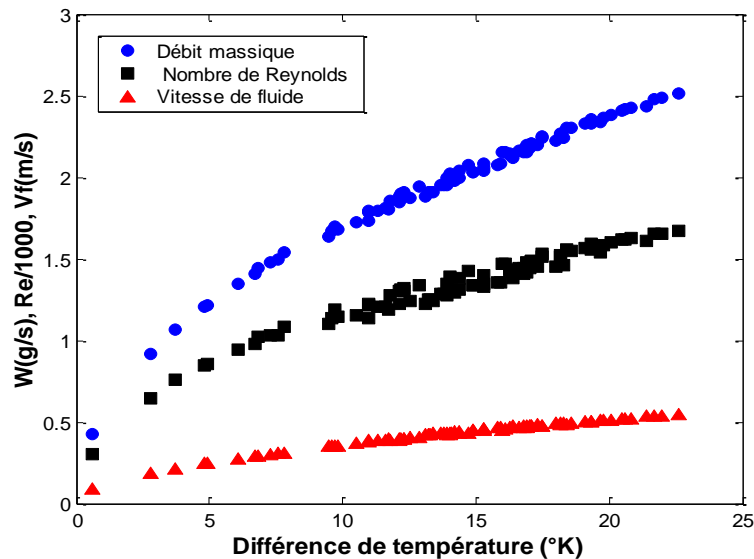


Figure VI.10: Caractéristiques de la circulation du fluide en fonction de la différence de la température ($T_{HL} - T_{CL}$).

VI.5 Conclusion

Cette partie présente une simulation numérique en régime transitoire du distillateur solaire proposé et étudié dans le cadre de cette étude. Le système proposé est traité comme une boucle à circulation naturelle rectangulaire, qui combine les effets de transfert de chaleur et de masse dans l'écoulement du fluide le long d'une boucle fermée.

Un code de calcul transitoire a été développé sous le logiciel Matlab 6.1. Les principaux aspects de transfert de chaleur et de masse décrivant le comportement thermo-hydraulique du distillateur solaire sont étudiés. La validation du code de calcul a été réalisée à travers une étude comparative entre les résultats de simulation et les relevés expérimentaux relatifs à quatre journées d'été typiques. À la lumière de ce qui a été présenté dans ce chapitre, les conclusions suivantes peuvent être tirées:

- L'étude comparative montre un accord raisonnable entre la simulation et les données expérimentales du distillateur solaire. L'analyse d'incertitude du modèle présenté montre que

l'erreur quadratique moyenne est comprise entre 2.7% et 26% et que le coefficient de détermination est proche de 1.0.

- L'erreur relative maximale dans l'estimation des principaux paramètres thermo-hydrauliques du distillateur est acceptable et les écarts sont principalement dus aux simplifications introduites dans le modèle.
- L'accord entre les résultats de simulation et les données expérimentales révèle l'exactitude et l'adéquation du modèle thermique proposé pour prédire le comportement dynamique du distillateur solaire et peut-être utilisé pour la conception des distillateurs solaires similaires.
- L'intégration d'une boucle à circulation naturelle au distillateur solaire conventionnel semble être une option intéressante pour transférer la vapeur de l'eau de l'évaporateur vers le condenseur, sans les mettre en contact direct. De plus, placer le condenseur externe au-dessus du distillateur semble être plus approprié pour améliorer la productivité du système.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans le cadre de ce travail, une nouvelle tentative est faite pour améliorer les performances du distillateur solaire conventionnel, de type de bassin, à l'aide de l'effet thermosiphon créé par une boucle à circulation naturelle intégrée. Certaines modifications sont introduites sur le distillateur conventionnel, à savoir: construire le distillateur comme une boucle à circulation naturelle rectangulaire, doubler le vitrage en verre et l'intégration d'un condenseur externe, offrent plusieurs avantages et contribuent efficacement à l'amélioration du système. Le comportement thermique du distillateur solaire au cours des jours de tests est décrit à travers les variations de ses principaux paramètres, à savoir: la température de l'absorbeur, de l'eau salée, des vitres, de l'air humide et celle de la paroi du condenseur. Les tests expérimentaux réalisés dans le cadre de cette étude montrent que le phénomène de la circulation naturelle a un effet positif sur les performances du distillateur où la productivité quotidienne a atteint 3.72 kg/m^2 et son rendement thermique maximal est 45.15%.

Les données expérimentales présentées dans cette étude sont utilisées pour développer une corrélation empirique décrivant le transfert de chaleur et de masse dans le distillateur solaire. Le transfert de chaleur/masse est considéré entre la surface libre de l'eau et l'air humide en mouvement. Le transfert de chaleur s'effectue simultanément par évaporation, convection et rayonnement. L'analyse montre que le modèle de transfert de chaleur prédit possède la même tendance asymptotique que celle du modèle de Dunkle. Cependant, modèle proposé dépasse celui donné par Dunkle grâce à la convection interne induite par le phénomène de la circulation naturelle qui se manifeste dans le système et qui contribue efficacement à l'amélioration de sa productivité.

Le phénomène de la circulation naturelle dans le distillateur solaire proposé est étudié à travers le modèle de Vijayan. L'analyse comparative montre qu'il existe un bon accord entre le modèle laminaire de Vijayan et les données expérimentales correspondant aux journées de tests effectués. En outre, le nombre de Reynolds pour l'écoulement de l'air humide est de l'ordre de 220-1670. Cela confirme que l'amélioration du transfert de chaleur et de masse résulte de l'utilisation du phénomène de la circulation naturelle qui provoque la circulation du fluide le long de la boucle.

La simulation numérique du comportement dynamique du distillateur solaire est aussi présentée dans ce travail. Un modèle transitoire a été proposé pour prévoir le comportement thermo-hydraulique du système pour différentes conditions de fonctionnement. Le distillateur solaire est traité comme une boucle à circulation naturelle monophasique rectangulaire avec de l'air humide comme fluide de travail. Le modèle mathématique proposé est dérivé à partir des équations de base de conservation d'énergie et de quantité de mouvement pour l'écoulement de l'air humide dans le système. Les principaux phénomènes de transfert de chaleur et de masse, prenant place dans le

système, sont pris en compte par la simulation. Un code de calcul transitoire a été développé à l'aide du logiciel Matlab.

La validation du code de calcul a été réalisée par une étude comparative entre les résultats de simulation et les données expérimentales relatives lors des journées de tests. L'étude comparative montre un accord acceptable entre la simulation et les relevées expérimentales du distillateur solaire. L'analyse d'incertitude du modèle présenté montre que l'erreur relative maximale, des principaux paramètres thermo-hydrauliques du système, varie de 2.7% à 26% et les coefficients de corrélation sont proches de l'unité. Les écarts sont dus principalement aux simplifications introduites dans le modèle.

Cette étude peut être considérée comme une nouvelle application sur le phénomène de la circulation naturelle avec l'air humide comme fluide de travail. Ce travail constitue un modèle type pour d'autres travaux similaires et les résultats obtenus dans le cadre de cette étude pourraient constituer un début pour des recherches futures. Par ailleurs, le distillateur solaire proposé dans le cadre de cette étude reste sujet à des améliorations futures.

La simulation numérique du comportement transitoire du distillateur solaire est aussi présentée dans ce travail. Un modèle transitoire a été proposé pour prévoir le comportement thermo-hydraulique du système pour différentes conditions de fonctionnement. Le système solaire est traité comme une boucle de circulation naturelle monophasique rectangulaire avec de l'air humide comme fluide de travail. Le modèle mathématique proposé est dérivé à partir des équations du bilan énergétique des différents composants du système, ainsi que l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour l'écoulement de l'air humide dans le système. Les principaux phénomènes de transfert de chaleur et de masse, prenant place dans le système, sont pris en compte par la simulation. Un code de calcul transitoire a été développé à l'aide du logiciel Matlab.

La validation du code de calcul a été réalisée par une étude comparative entre les résultats de simulation et les données expérimentales relatives journées de tests. L'étude comparative montre un accord entre la simulation et les données expérimentales du distillateur solaire. L'analyse de l'incertitude du modèle présenté montre que les valeurs de la moyenne des carrés de pourcentage de déviation varient entre 2.7% et 26% et les coefficients de corrélation sont proches de 1.0. Ainsi, l'erreur relative maximale dans l'estimation des principaux paramètres thermo-hydrauliques du système a été jugée acceptable et les écarts sont principalement attribuables aux simplifications introduites dans le modèle. En effet, le modèle mathématique proposé peut être utilisé pour des études conception et d'optimisation pour des systèmes solaires similaires.

Cette étude peut être considérée comme une nouvelle application sur le phénomène de la circulation naturelle avec l'air humide comme fluide de travail. Ce travail constitue un modèle type

pour d'autres travaux similaires et les résultats obtenus dans le cadre de cette étude pourraient constituer un début pour des recherches futures.

Annexe

- Propriétés physiques de l'air humide en fonction de la température [61]:

$$\rho = \rho_o [1 + \beta(T - T_o)]$$

$$Cp = 999.2 + 0.1434T + 1.101 \cdot 10^{-4}T^2 - 6.7581 \cdot 10^{-8}T^3$$

$$k = 0.0244 + 0.7673 \cdot 10^{-4}T$$

$$\mu = 1.718 \cdot 10^{-5} + 4.62 \cdot 10^{-8}T$$

$$P_{sat} = 133.322 \text{ Exp}[46.784 - 3.868 \ln(T) - 6435/T]$$

$$P_w = \text{exp}[25.317 - 5144/(T_w + 273)]$$

$$P_f = \text{exp}[25.317 - 5144/(T_f + 273)]$$

- Propriétés physiques de l'eau pure en fonction de la température [128]:

$$\rho_w = 999.9 + 2.034 \times 10^{-2}T - 6.162 \times 10^{-3}T^2 + 2.261 \times 10^{-5}T^3 - 4.657 \times 10^{-8}T^4$$

$$Cp_w = 11071.06485 - 60.19826T + 0.17327T^2 - 1.64 \times 10^{-4}T^3$$

$$k_w = -0.5312 + 0.00543T - 3.55574 \times 10^{-6}T^2 - 6.1651 \times 10^{-9}T^3$$

$$\mu_w = 4.2844 \times 10^{-5} + 1/(0.157(T + 64.993)^2 - 91.296)$$

$$h_{fg} = 2.4935 \times 10^6 [1 - 9.4779 \times 10^{-4}T + 1.3132 \times 10^{-7}T^2 - 4.7974 \times 10^{-9}T^3]$$

- Propriétés de l'eau saline en fonction de la température, la salinité est de 35g/kg [129]:

$$\rho_{ws} = 1029.1 - 0.1666T - 0.0036T^2 + 2.8584 \times 10^{-6}T^3$$

$$cp_{ws} = 3990.2 + 0.4917T - 0.0285T^2 + 4.836 \times 10^{-5}T^3$$

$$k_{ws} = (548.8138 + 1.7961T - 0.018T^2)/1000$$

$$\mu_{ws} = 0.0011 \text{Exp} \left[-3.79418 + \left(\frac{604.129}{(T + 273.15) - 133.97} \right) \right]$$

$$h_{fgs} = h_{fg}(1 - s/1000)$$

- Capacité de chaleur des matériaux en fonction de la température

$$Cp_b = 322.4 + 0.4155(T_b + 273.15)$$

$$Cp_g = 750$$

$$Cp_s = 770.89 + 0.44525(T_s + 273.15)$$

Références bibliographiques

- [1] Abu-Hijleh B., Rababa H.M., Experimental study of a solar still with sponge cubes in basin. *Energy Conversion and Management* 44 (2003) 1411-8.
- [2] Adrian P., Aggelos Z., Jayanta D.M., Mervyn S., Global applicability of solar desalination. *Renewable Energy* 88 (2016) 200-219.
- [3] Patricia Hugonin, Eau introduction aux thématiques, Université de Genève, 2011.
- [4] Rapport de l'UNICEF et de l'OMS. Progrès en matière d'assainissement et d'alimentation en eau, 2010.
- [5] Ayoub G.M., Malaeb L., Developments in solar still desalination systems, a critical review. *Science and Technology* 42 (2012) 2078–2112.
- [6] Elango C., Gunasekaran N., Sampathkumar K., Thermal models of solar still A comprehensive review. *Renewable Sustainable Energy* 47 (2015) 856–911.
- [7] Alia Romy H., Les nations unies et le problème de l'eau dans le monde : essai sur ONU-eau. Université du Québec à Montréal (2008).
- [8] Mesfin M., Mekonnen, Arjen Y. Hoekstra., Four billion people facing severe water scarcity, *Science Advances*.:Vol. 2, no. 2, pp. 1-6, DOI: 10.1126/sciadv.1500323, 12 Feb 2016
- [9] René-Eric Dagorn, Géopolitique de l'eau. Magazine Sciences humaines, N° 206 –Juillet 2009.
- [10] Talbi B., Souak F.Z., Le management intégré des ressources en eau en Algérie : enjeux et contraintes, (ESMB) pp. 67-72(2016).
- [11] Boutbila H., Etude et conception d'un distillateur solaire à usage agricole, thèse de doctorat, Université des Frères Mentouri, Constantine-1, (2012).
- [12] Zella L., L'eau pénurie ou incurie. Office des Publications Universitaires, Alger 2007.
- [13] Sommet économique et social euro- méditerranéen (N°3). Cooper par l'eau et pour l'eau dans l'espace euro-Méditerranéen. Casablanca, 27 à 28 Novembre 1997.
- [14] Bouziani M., L'eau de la pénurie aux maladies. Editions Ibn-Khaldoun Alger, p 247 (2000).
- [15] Morgan M., Alexis G., État des lieux du secteur de l'eau en Algérie. (IPEMED), Octobre 2013.
- [16] Mouchot A., La chaleur solaire et ses applications industrielles, Paris : Gauthier-Villars pp 233-238 (1879).
- [17] Josia H., Apparatus for solar distillation, proceeding of the institution of civil engineers, Vol 73, pp 284-288 (1883)

- [18] Kalogirou S., Seawater desalination using renewable energy sources. *Progress in Energy and Combustion Science* 31 pp 242-281 (2005)
- [19] Telkes M., Solar stiller for life rafts, US Office of Science, Report N°525, PB21120, 24 pages (19 juin 1945).
- [20] Gomella C., Contribution à l'étude de la distillation solaire les résultats industriels acquis en Algérie aperçu sur l'importance de l'énergie thermique, Colloques internationaux du Centre National de la Recherche Scientifique (Applications thermiques de l'énergie solaire dans le domaine de la recherche et de l'industrie), France, pp 601-620 (1961).
- [21] Savornin L.G., Etude sur l'évaporation et la condensation de l'eau dans les distillateurs solaires, application thermique de l'énergie solaire dans le domaine de la recherche et de l'industrie, Colloques internationaux, centre national de la recherche scientifique (CNRS), 1961, 589-600.
- [22] Mefti A., Bouroubi M.Y., Mimouni H., Evaluation du potentiel énergétique solaire. *Bulletin des Energies Renouvelables*, N° 2, P12, décembre 2002.
- [23] Sadi A., Le Dessalement Solaire - Considérations Techniques. Centre de Développement des Energies Renouvelables, *Chemss* (2000)91-97.
- [24] Telkes M., Solar stills, *Proceedings of World Symposium on Applied Solar Energy*. Phoenix, Arizona, pp 73-79 (Novembre 1955).
- [25] Daniels F., *Direct use of the sun's energy*, Yale University Press, New Haven, 374 pages, Chapter 10, Distillation of water, pp. 167-195 (1964).
- [26] Everett D. H., Review of still types, Chapter prepared for UN Solar Distillation Panel Meeting, 34 pages (October 14-18, 1968).
- [27] United Nations. *Solar Distillation as a means of meeting small-scale water demands*. Publication (1970).
- [28] Talber S.G., Eibling J. A. , Lof G.O.G., *Manual of solar distillation of saline water*, Office of Saline Water, US Department of the Interior. Researches and Developments, Report N°546 (1970).
- [29] Malik M.A., Tiwari G.N., Kumar A. et, Sodha S., *Solar distillation*, Pergamon Press, Oxford, England (1982).
- [30] Tiwari G.N., Singh H.N. , Tripathi R., Present status of solar distillation. *Solar Energy* 75 (2003) 367-373.

- [31] Sivakumar V., Ganapathy S.E., Improvement techniques of solar still efficiency: a review. *Renewable and Sustainable Energy* 28 (2013) 246–64.
- [32] Muftah A.F., Alghoul M.A., Fudholi A., Abdul-Majeed M.M., Sopian K., Factors affecting basin type solar still productivity: a detailed review. *Renewable and Sustainable Energy* 32 (2014) 430-47.
- [33] Aburideh H., Deliou A., Abbad B., An experimental study of a solar still: application on the sea water desalination of Fouka. *Proceeding* 33 (2012)475–84.
- [34] Al-Hinai H., Al-Nassri M.S., Jubran B.A. Effect of climatic, design and operational parameters on the yield of a simple solar still. *Conversion and Management* 43(2002) 1639–50.
- [35] Safwat Nafey A., Abdelkader M., Abdelmotalib A., Parameters affecting solar still productivity. University, Suez, Egypt. *Energy Conversion and management* 41 (2000) 1797-1809.
- [36] Haddad Z., Chaker A., Boukerzaza N., Etude du couplage d'un distillateur solaire avec un capteur plan. *Revue des energies renouvelables ICRES-07 Tlemcen* (2007) 179-186.
- [37] Kabeel A.E., El-Agouz S.A., Review of researches and developments on solar stills. *Desalination* 276 (2011)1–12.
- [38] Kumar S., Tiwari G., Singh H., Annual performance of an active solar distillation system. *Desalination* 127(1) (2000) 79–88.
- [39] Ghoneyem A., Arifleri soft ware to analyze solar stills and an experimental study on the effects of the cover. *Desalination* 114 (1997) 37–44.
- [40] Singh, H., and Tiwari, G. Monthly., Performance of passive and active solar stills for different Indian climatic conditions. *Desalination* 168 (2004) 145–150.
- [41] Nafey A., Abdelkader M., Abdelmotalip A., Enhancement of solar still productivity using floating perforated black plate. *Energy Conversion and Management* 43 (2002) 937–946.
- [42] Akash B., Mohsen M., Nayfeh W., Experimental study of the basin type solar still under local climate conditions. *Energy Conversion and Management* 4 (2000)1883–1890.
- [43] Dev R., Tiwari G.N., Solar distillation. Centre for energy studies, Indian Institute of Technology Delhi, Hauz kKhas, New Delhi, 110016, India
- [44] Phadatare M.K., Verma S.K., Influence of water depth on internal heat and mass transfer in a plastic solar still. *Desalination* 217 (2007)267–75.

- [45] Rajamanickam M.R., Ragupathy A., Influence of water depth on internal heat and mass transfer in a double slope solar still. *Energy procedia* 14(2012) 1701–8.
- [46] Aburideh H., Deliou A., Abbad B., An experimental study of a solar still: application on the sea water desalination of Fouka. *Energy procedia* 33(2012)475–84.
- [47] Ahsan A., Imteaz M., Thomas U.A., Parameters affecting the performance of alow cost solar still. *Applied Energy* 114(2014) 924–30.
- [48] Nagarajan P.K., Vijayakumar D., Paulson V., Ravishankar S., Performance evaluation of triangular pyramid solar still for enhancing productivity of fresh water, *Res. J. Pharm. Biol. Chem. Sci.* 5 (2) (2014) 764–771.
- [49] Kabeel A.E., Performance of solar still with a concave wick evaporation surface. *Energy* 34 (2009) 1504–9.
- [50] Dhiman N., Transient analysis of a spherical solar still. *Desalination* 69 (1988) 47–55.
- [51] chaker A., menguy G., Efficacité interne d'un distillateur solaire sphérique. *Renewable Energy* (2001) 53-58
- [52] Arunkumar T., Jayaprakash R., Denkenberger D., An experimental study on a hemispherical solar still. *Desalination* 286 (2012)342–8.
- [53] Basell I., Design and performance of a transportable hemispherical solar still. *Renewable Energy* 34 (2009)145–50.
- [54] Suneesh P.U., Jayaprakash R., Arunkumar T., Effect of air flow on V type solar still with cotton gauze cooling. *Desalination* 337 (2014) 1–5
- [55] Ashan A., Fukuhara T., Mass and heat transfer model of tubular solar still. *Solar Energy* 84 (2010) 1147–56.
- [56] Boukar M., Harmim A., A Parametric study of vertical solar still under desert climatic conditions, *Desalination* 168 (2004) 21–28.
- [57] Ayoub G.M., Al-Hindi M., Malaeb L., A solar still desalination system with enhanced productivity. American University of Beirut, Lebanon.
- [58] Zeinab S.A., Ashraf L. Improving the performance of solar desalination systems. *Renewable Energy* 30 (2005) 1955–71.
- [59] Eldalil K.M.S., Improving the performance of solar still using vibratory harmonic effect, *Desalination* 251 (2010) 3–11.

- [60] Omara Z.M., Abdullah A.S., Dakrory T., Improving the productivity of solar still by using water fan and wind turbine. *Solar Energy* 147 (2017) 181–188.
- [61] Tiwari A.K., Tiwari G.N., Effect of water depths on heat and mass transfer in a passive solar still in summer climatic condition. *Desalination* 195 (2006) 78–94.
- [62] Kalidasa Murugavel K., Chockalingam KnKSK., Srithar K., Progresses in improving the effectiveness of the single basin passive solar still. *Desalination* 220 (2008) 677–86.
- [63] Al-Karaghoulia A.A., Alnaserb W.E., Experimental comparative study of the performances of single and double basin solar-stills. *Applied Energy* 77(2004) 317–25.
- [64] Tanaka H., Nakatake Y., Theoretical analysis of a basin type solar still with internal and external reflectors. *Desalination* 197 (2006) 205–16.
- [65] Omara ZM, Kabeel AE, Abdullah AS, Essa FA., Experimental investigation of corrugated absorber solar still with wick and reflectors. *Desalination* 381 (2016) 111–6.
- [66] Abdallah S., Badran O., Abu-Khader Mazen M., Performance evaluation of a modified design of a single slope solar still. *Desalination* 219 (2008) 222–30.
- [67] Tanaka H., Experimental study of a basin type solar still with internal and external reflectors in winter. *Desalination* 249 (2009) 130–4.
- [68] Omara Z.M., Kabeel A.E., Younes M.M., Enhancing the stepped solar still performance using internal reflectors. *Desalination* 314 (2013) 67–72.
- [69] Tanaka H., Nakatake Y., Increase in distillate productivity by inclining the flat plate external reflector of a tilted-wick solar still in winter. *Solar Energy* 83 (2009) 785–9.
- [70] Sebaili A.A., Effect of wind speed on some designs of solar stills. *Energy Conversion and Management* 41(6) (2000) 523–38.
- [71] Dev R., Tiwari G.N., Characteristic equation of the inverted absorber solar still. *Desalination* 269 (2011) 67-77.
- [72] Kalogirou S.A., Design and construction of a one-axis sun-tracking system. *Solar Energy* 57 (6) (1997) 465–469.
- [73] S.M.A. Ibrahim, The forced circulation performance of a sun tracking parabolic concentrator collector. *Renewable Energy* 9 (1–4) (1996) 568–571.
- [74] Abdallah S., Badran O., Sun tracking system for productivity enhancement of solar still. *Desalination* 220 (2008) 669–676.

- [75] Velmurugan V., Gopalakrishnan M., Raghu R., Srithar K., Single basin solar still with fin for enhancing productivity. *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 2602–8.
- [76] Minasian A., Al-Karaghoul A., An improved solar still: The Wick-Basin type. *Energy Conversion and Management* 36 (1995) 213–217.
- [77] Sakthivel M., Shanmugasundaram S., Alwarsamy T., An experimental study on a regenerative solar still with energy storage medium jute cloth. *Desalination* 264 (2010) 24–31.
- [78] Elsayed M.M., Taha I.S., Sabbagh J.A., Design of solar thermal systems. Scientific Publishing Center, King Abdulaziz University, Saudi Arabia (1986).
- [79] Janarthanan B., Chandrasekaran J., Kumar S., Performance of floating cum tilted wick typed solar still with the effect of water flowing over the glass cover. *Desalination* 190 (2006) 51–62.
- [80] Deshmukha H.S., Thombre S.B., Solar distillation with single basin solar still using sensible heat storage materials. *Desalination* 410 (2017) 91–98
- [81] El-Sebaï A.A., Al-Ghamdi A.A., Al-Hazmi, F.S., Faidah S.A., Thermal performance of a single basin solar still with PCM as a storage medium. *Applied Energy* 86 (2009) 1187–95.
- [82] Kabeel A.E., Omara Z.M., Essa F.A., Improving the performance of solar still by using nanofluids and providing vacuum. *Energy Conversion and Management* 86 (2014) 268–74.
- [83] Bassam, A., Hamzeh, A., and Rababah, M., Experimental study of a solar still with sponge cubes in basin. *Energy Conversion and Management* 44 (2003)1411–1418.
- [84] Velmurugan V., Gopalakrishnan M., Raghu R., Srithar K., Single basin solar still with fin for enhancing productivity. *Energy Conversion and Management* 49(2008) 2602–8.
- [85] Srivastava Pankaj K., Agrawal S. K., Winter and summer performance of single sloped basin type solar still integrated with extended porous fins. *Desalination* 319 (2013) 73–8.
- [86] Ali H.M., Experimental study on air motion effect inside the solar still on still performance. *Energy Conversion and Management* 32 (1991) 67–70.
- [87] Arunkumar T., Jayaprakash R., Denkenberger D., Ahsan A., Okundamiya M.S., An experimental study on a hemispherical solar still. *Desalination* 286 (2012) 342–8
- [88] Husham M.A., Alfaylakawi K.A., Productivity Enhancement Conventional Solar Stills Using Water Sprinklers and Cooling Fan . *Journal of Advanced Science and Engineering Research* Vol 2, No 3 September (2012) 168-177

- [89] Rajamanickam M.R., Ragupathy A., Enhanced performance of a single basin double slope solar still with thin film of water flowing over the cover plate. *Journal of Energy Technologies and Policy* Vol.3, No.1, 2013
- [90] Taamneh Y., Taamneh M.M., Performance of pyramid-shaped solar still: Experimental study, *Desalination* 291 (2012) 65–68.
- [91] Bechki D., Bouguettaia H., Blanco-Galvez J., Babay S., Bouchekima B., Boughali S., Effect of partial intermittent shading on the performance of a simple basin solar still in south Algeria. *Desalination* 260 (2010) 65–9.
- [92] Kabeel A.E., Omara Z.M., Essa F.A., Abdullah A.S., Solar still with condenser : A detailed review. *Renewable Energy* 59 (2016) 839–857.
- [93] Smolsky B.M., G.T. Sergegeev, Heat and mass transfer with liquid evaporation, *Int. J. Heat Mass Transer* 5 (1962) 1011-21, M.A.S.
- [94] Fath HES., Elsherbiny SM. Effect of adding a passive condenser on solar still performance. *Energy Conversion and Management* 34(1993)63–72.
- [95] El-Bahi A., Inan D., A solar still with minimum inclination, coupled to an outside condenser. *Desalination* 123(1999)79–83.
- [96] Madhlopa A., Johnstone C., Numerical study of a passive solar still with separate condenser *Energy Systems Research Unit, Department of Mechanical Engineering, University of Strathclyde, 75 Montrose Street, Glasgow G1 1XJ, United Kingdom.*
- [97] Abu-Qudias M., Bassam A., Abu-Hijleh K., Othman O.N., Experimental study and numerical simulation of a solar still using an external condenser. *Energy* 21 (1996) 851-5.
- [98] Khalifa A-JN, Al-Jubouri A.S., Abed M.K., An experimental study on modified simple solar stills. *Energy Conversion and Management* 40 (1999)1835–47.
- [99] Sriram V., Samuel Hansen R., Kalidasa Murugavel K., Experimental study on a low pressure solar still. *Applied Energy* 49 (2013) 137–41.
- [100] Sivakumar V., Ganapathy E. S., Improvement techniques of solar still efficiency: A review *Renewable and Sustainable Energy* 28 (2013)246–264.
- [101] Dutt D.K., Kumar A., Anand J.D., Tiwari G.N., Performance of a double-basin solar still in the presence of dye. *Applied Energy* 32 (1989) 207-223
- [102] Nafey A.S., Abdelkader M., AbdElmotalib A., Mabrouk A A., Solar still productivity enhancement. *Energy Conversion and Management* 42(11) (2001) 1401–8.

- [103] Voropoulos K., Mathioulakis E., Belessiotis V., Experimental investigation of the behavior of a solar still coupled with hot water storage tank. *Desalination* 156 (2003) 315–22
- [104] Rajamanickam MR., Ragupathy A., Influence of water depth on internal heat and mass transfer in a double slope solar still. *Energy Procedia* 14 (2012) 1701–8.
- [105] Khalifa A. J. N., Hamood A. M., On the verification of the effect of water depth on the performance of basin type solar stills. *Solar Energy* 83(2009)1312–21.
- [106] Al-Karaghoul A., Alnaser W., Performances of single and double basin solar- stills. *Applied Energy* 78(3) (2004) 347–54.
- [107].Al-Hinai H., Al-Nassri M.S., Jubran B.A., Effect of climatic design and operational parameters on the yield of a simple solar still. *Energy Conversion and Management* 43 (2002) 1639–50.
- [108] Zvirin, Y., Shitzer, A., Grossman G., The natural circulation solar heater-models with linear and non-linear temperature distribution, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 20, pp. 997-999, 1977.
- [109] Huang B.J., Zelaya R., Heat transfer behaviour of a rectangular thermosyphon loop. *Heat Transfer* 110 (1988) 487-493.
- [110] Misale M., Overview on single-phase natural circulation loops, *International Conference on Advances In Mechanical And Automation Engineering*, Mai 2014.
- [111] Kabeel A.E., Hamed A.M., El-Agouz S.A., Cost analysis of different 20 solar still configurations. *Energy* 35 (2010) 2901–8.
- [112] Kumar S., Tiwari G.N., Estimation of convective mass transfer in solar distillation system. *Solar Energy* 57(1996)459–64.
- [113] Tiwari G.N., Shukla S.K., Singh I.P., Computer modeling of passive/active solar stills by using inner glass temperature. *Desalination* 154 (2003) 171–85.
- [114] Vijayan P.K., Experimental observations on the general trends of the steady state and stability behavior of single-phase natural circulation loops. *Nucl Eng Des* 215(2002)139–52.
- [115] Husham M.A., Seasonal performance evaluation of solar stills connected to passive external condensers. *Sci Res Essays* 7 (2012) 1444–60.
- [116] Dehghan, A.A., Afshari, A., Rahbar, N., Thermal modeling and exergetic analysis of a thermoelectric assisted solar still. *Solar Energy* 115 (2015) 277–288.
- [117] Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergaman, T.L., Lavine, A.S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, New York (2007).

- [118] Tiwari G.N., Dimri V., Singh U., Chel A., Sarkar B., Comparative thermal performance evaluation of an active solar distillation system. *Int. J. Renewable Energy* 31 (2007)1465–1482.
- [119] Kumar S., Tiwari G.N., Estimation of convective mass transfer in solar distillation system. *Solar Energy* 57 (1996) 459–464.
- [120] Vijayan P.K., Bade M.H., Saha D., Sinha R.K., Venkat R.V., A generalized flow correlation for single-phase natural circulation loops. In: Proceedings of 6th ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference, Kalpakkam, India, January (2004) pp. 5–7.
- [121] Swapnalee B.T., Vijayan P.K., A generalized flow equation for single phase natural circulation loops obeying multiple friction laws. *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (11) (2011) 2618–2629.
- [122] Misale M., Garibaldi P., Passos J.C., Ghisi de Bitencourt G., Experiments in a single phase natural circulation mini-loop. *Exp. Ther. Fluid Sci.* 31 (2007) 11–20.
- [123] Kreith F., Boehm R.F., Heat and mass transfer In: *Mechanical Engineering, Handbook* (1999). CRC Press LLC, Boca Raton.
- [124] Wattmuf J.H., Charters W.W.S., Proctor D., Solar and wind induced external coefficients for solar collectors. *Complex* 2, 56 (1977).
- [125].Elsayed M.M., Taha I.S., Sabbagh J.A., *Design of Solar Thermal Systems*. Scientific Publishing Center (1994), King Abdulaziz University, Saudi Arabia.
- [126] Churchill S.W., Chu H.H.S., Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *Int. J. Heat Mass Transfer* 18 (1975)1049–1053.
- [127] Baehr H.D., Stephan K., *Heat and Mass Transfer*, 2nd edition (2006). Springer, Verlag, Berlin, Heidelberg.
- [128] Lienhard-IV J.H., Lienhard-V J.H., *Heat Transfer. Textbook*, 3rd edition (2003). Phlogiston Press, Cambridge, USA.
- [129] Sharqawy M.H., Lienhard-V J.H., Zubair S.M., The thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. *Desalination Water* 16 (2010) 354–380.

ملخص

نقترح في هذا العمل مقارنة تجريبية جديدة لتحسين أداء وإنتاجية المقطر الشمسي التقليدي باستخدام تأثير الانسياب الطبيعي داخل المقطر. تعتمد الفكرة على توليد تدفق طبيعي للهواء عن طريق دمج حلقة انسياب طبيعي مستطيلة في المقطر الشمسي. لقد تم اختبار النموذج المقترح خلال أيام نموجية في فصل الصيف. كما تم تقييم معامل انتقال الحرارة عن طريق الحمل ومقارنته مع نموذج Dunkle، بينت المقارنة تحسنا كبيرا في الانتقال الحرارة بفعل تدفق الهواء داخل المقطر. تمت كذلك دراسة ظاهرة الانسياب الطبيعي في الجملة وتم التوصل إلى توافق جيد بين نتائج البيانات التجريبية ونتائج نموذج Vijajan للانسياب الرقائقي. أيضا أثبتت الدراسة أن ظاهرة الانسياب الطبيعي للمائع لها تأثير جيد على أداء المقطر الشمسي أين بلغت الإنتاجية اليومية للمقطر قيمة 3.72 كغ/م² أما كفاءة القصوى فقد بلغت 45.15%. كما تم في هذا العمل عرض المحاكاة العددية للسلوك الحراري للمقطر الشمسي حيث تم تطوير نموذج حسابي للتنبؤ بالسلوك الحراري للمقطر تحت نفس الظروف التجريبية لأيام الاختبار. النموذج الرياضي المقترح تم اشتقاقه من خلال معادلات التوازن الحراري للأجزاء المختلفة للمقطر الشمسي وكذا معادلة إنحفاظ كمية الحركة للهواء الرطب المتدفق داخل الجملة. الظواهر الرئيسية لانتقال الحرارة والكتلة التي تحدث داخل النظام تم أخذها بعين الاعتبار خلال المحاكاة وقد أجريت عملية تحقق شاملة للنموذج المقترح بمقارنة نتائج المحاكاة مع البيانات التجريبية التي تم الحصول عليها خلال أيام الاختبار، أين أظهرت المقارنة اتفاق مقبول بين نتائج المحاكاة والبيانات التجريبية.

الكلمات المفتاحية: المقطر الشمسي، حلقة الانسياب الطبيعي، المكثف الخارجي، دراسة تجريبية، النمذجة والمحاكاة، انتقال الحرارة والكتلة.

Résumé

Dans ce travail, une nouvelle approche expérimentale est proposée pour améliorer les performances du distillateur solaire conventionnel en utilisant l'effet thermosiphon à l'intérieur du distillateur. L'idée consiste à générer un flux d'air interne en intégrant une boucle à circulation naturelle rectangulaire. Le distillateur solaire proposé a été testé pendant des journées typiques d'été. Le coefficient de transfert de chaleur par convection est évalué et comparé avec le modèle de Dunkle. La comparaison montre que le transfert de chaleur par convection est considérablement amélioré par l'écoulement d'air créée à l'intérieur du distillateur. Le phénomène de la circulation naturelle à l'intérieur du distillateur est étudié et un bon accord est trouvé entre les données expérimentales et la corrélation laminaire de Vijajan. L'étude montre que, le phénomène de la circulation naturelle à un effet positif sur les performances du distillateur où la productivité quotidienne est de 3.72 kg/m^2 et le rendement du système a atteint 45.15%.

La simulation numérique du comportement thermique du distillateur est également présentée dans le cadre de ce travail. Dans lequel un modèle mathématique en régime transitoire a été développé pour prévoir le comportement thermo-hydraulique du distillateur pour les mêmes conditions des expériences effectuées. Le modèle mathématique proposé est dérivé à partir des équations du bilan énergétique des différentes composantes du distillateur, ainsi que de l'équation de quantité de mouvement pour l'air humide circulant dans le système. Les principaux phénomènes de transfert de chaleur et de masse ayant lieu dans le système sont pris en compte par la simulation. Une validation approfondie du modèle proposé a été effectuée en comparant les résultats de la simulation aux relevées expérimentales obtenues pendant les jours de tests. La comparaison montre un accord raisonnable entre les résultats de la simulation et les données expérimentales.

Mots-clés: *Distillateur solaire, Boucle à circulation naturelle, Condenseur externe, Etude expérimentale, Modélisation et simulation, Transfert de chaleur, transfert de mass.*

Abstract

In this work, a new experimental approach is proposed to enhance the performances of the conventional solar still using the thermos-phononic effect inside the still. The idea consists in generating an internal air flow by integrating a rectangular natural circulation loop attached to the still. The proposed solar still was tested during summer typical days. The convective heat transfer coefficient is evaluated and compared with Dunkle's model. The comparison shows that convective heat transfer is considerably improved by the air flow created inside the still. The natural circulation phenomenon in the still was studied and a good agreement between the experimental data and the Vijajan's laminar model was found. The study shows that the natural circulation phenomenon is found to have a good effect on the still performances where the still daily productivity achieves 3.72 kg/m^2 and the maximum efficiency is of 45.15%.

The numerical simulation of the still thermal behaviour was also presented in this work. Where, a transient mathematical model was developed for forecasting the still thermal-hydraulic behaviour under the same experimental conditions of the test days. The proposed mathematical model is derived from the energy balance equations of the different components of the still, as well as, momentum equation for the humid air flowing in the system. The main heat and mass transfer phenomena having a place in the system are considered by the simulation. An extensive validation of the proposed model has been performed by comparing the simulation results against experimental data obtained during the test days. The comparison shows a reasonable agreement between the simulation results and the experimental data.

Keywords: *Solar still, Natural circulation loop, External condenser, Experimental study, Modeling and simulation, Heat and mass transfer.*