

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Ref :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences en : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

Intitulée

**Comportement énergétique d'un capteur
solaire de géométrie plane et curviligne**

Présentée par :
GUELLAI Fouzi

Soutenue publiquement le 30/11/2021

Devant le jury composé de :

Pr . Nouredine BELGHAR
Pr . Adnane LABED
Pr . Nouredine Moumami
Pr . BEN MOUSSA Hocine
Pr . Abdelhafid BRIMA

Président
Rapporteur
Co-Encadreur
Examineur
Examineur

(Pr.) Université de Biskra
(Pr.) Université de Biskra
(Pr.) Université de Biskra
(Pr.) Université de Batna
(Pr.) Université de Batna

A la mémoire de mon père, à ma mère, à mes frères et sœur, à ma petite fille et
mon épouse.

Remerciements

J'aimerais tout d'abord remercier mes directeurs de thèse, Professeur Nouredine Moumami et Professeur Adnane Labed, pour m'avoir aidé et dirigé tout au long de ce travail de recherche et pour leur soutien, surtout dans les moments les plus difficiles.

Je tiens tout particulièrement à remercier Dr. Mahboub C. et Dr. Chabane F. pour les conseils qui m'ont tant servi, qu'ils trouvent ici toutes les expressions de ma gratitude.

Mes sincères remerciements aux membres de jury : Pr. Brima A., Pr. Benmoussa H. et Pr. Belghar N., d'avoir accepté de juger ce modeste travail et pour le temps qu'ils ont consacré à l'expertise de cette thèse.

Je remercie également les étudiants (Master II, 2019) : khalil Rezaq et Bakkari youcef pour leur collaboration et disponibilité, sans eux, je n'aurais jamais pu réaliser ce travail

Mes sincères remerciements au staff du département de Génie Mécanique, au staff du laboratoire (LGM) et au staff du hall technologique de l'université de Biskra pour leurs soutiens que je n'oublierai jamais.

Table des matières

Remerciement	i
Tables des matières	ii
Tables des figures	ii
Liste des tableaux	ii
Nomenclature	ii
Résumé	ii
Chapitre 0 : Introduction général	1
Chapitre I : Etude bibliographique	3
I.1 Introduction	3
I.2 Evolution des capteurs solaires à air.....	3
Chapitre II : Modélisation des capteurs solaires à air	41
II.1 Introduction	41
II.2 Le système énergétique solaire étudié	41
II.3 Modélisation de l'insolateur	42
II.3.1 par une méthode directe	42
II.3.2 Méthode globale	43
II.3.3 Méthode par tranche « pas à pas »	46
II.4. Modélisation des coefficients d'échange thermique	49
II.4.1 Transfert conductif	49
II.4.2 Transfert radiatif	49
II.4.3 Transfert convectif	50
II.5. Puissance absorbée « P_n »	53
II.6. Calcul des pertes thermiques « Q_p »	54
II.6.1 Pertes à l'avant « U_t »	54
II.6.2 Pertes à l'arrière « U_b »	55
II.7. Algorithme de calcul des performances de l'insolateur plan à air	55
Chapitre III : Instruments et Mesures	61
III.1 Introduction	61
III.2 Dispositif expérimentale	61
III.3. Caractéristiques du capteur	63
III.4. Mesures expérimentales	64

III.5 Instruments de mesures	67
III.6. Calcul du rendement des capteurs	71
III.7. Calcul de l'erreur	72
III.8. Exemples des Mesures effectuées	72
Chapitre IV : Résultats et discussion	78
IV.1 Introduction	78
VI.2 Géométries des configurations étudiées	78
IV.3 Résultats numériques	80
IV.3.1 Rayonnement reçu sur différents point du capteur curviligne	80
IV.3.2 Influence du débit	82
IV.3.3 Influence de la longueur	85
IV.3.4 Calcul du coefficient de transfert convectif	89
IV.3.5 Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction du débit	90
IV.3.6 Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction de la distance axiale (x)	92
IV.4 Résultats Expérimentaux	93
IV.4.1 Variation journalière du rayonnement solaire global	94
IV.4.2 Effet des conditions climatiques	96
IV.4.2.1 Variation de la vitesse du vent	96
IV.4.2.2 Effet de la vitesse du vent	98
IV.4.3 Ecart de température de l'air (sortie - entrée) et du rendement thermique en fonction du temps	99
IV.4.4. Variation du rendement en fonction du débit	102
IV.4.5. Variation du rendement en fonction des paramètres réduits $\Delta T/I_g$	102
IV.4.6. Distribution des températures de l'air dans le canal d'écoulement des deux capteurs	104
IV.4.7. Perte de charge dans les deux capteurs	109
IV.4.8. Variation du rendement thermique effectif (η_{eff}) en fonction du débit d'air	109
IV.5. Conclusion	111
V. Conclusion général	113
Annexe :	115

Liste des figures

Figure I.1 : Bilan d'énergie d'un élément d'absorbeur et de fluide.....	6
Figure I.2 : Evaluation des températures de l'absorbeur (T) et de l'air (θ) le long du parcours de l'air pour un absorbeur de faible conductivité $eK_c = 0,1$. Deux débits sont envisagés $D = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ et $60 \text{ m}^3/\text{h}$	6
Figure I.3 : Evolution des températures de l'absorbeur (T) et de l'air (θ) le long du parcours de l'air pour un absorbeur de conductivité élevée $eK_c = 2$. Deux débits sont envisagés $D = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ et $60 \text{ m}^3/\text{h}$	7
Figure I.4: Schématisation d'un capteur solaire.....	8
Figure I.5: Allure générale des réseaux iso-G et iso- η : les points de fonctionnement possibles se situent hors de la zone ombrée.....	8
Figure I.6 : Vue en coupe du séchoir solaire couplé à une cheminée.....	9
Figure I.7 : Schéma d'un capteur solaire plan.....	10
Figure I.8 : Evolution de UL en fonction de E_p	10
Figure I.9 : Evolution de UL en fonction de T_p (K).....	11
Figure I.10 : Coupe transversale du capteur à air.....	12
Figure I.11 : Evolution de l'éclairement global incliné Journée du 19/10/99.....	12
Figure I.12 : Profil de températures (T_{fe} et T_{fs}) convection naturelle.....	12
Figure I.13 : Représentation du rendement instantané convection naturelle.....	13
Figure I.14 : Evolution de l'éclairement global incliné Journée du 23/10/99.....	13
Figure I.15 : Profil de températures (T_{fe} et T_{fs}) convection forcée.....	14
Figure I.16 : Représentation du rendement instantané (convection forcée).....	14
Figure I.17 : Séchoir solaire étudié.....	15
Figure I.18 : Ailettes rectangulaire de longueur L, de pas P, d'épaisseur e, et de hauteur H.....	15
Figure I.19 : Evolution de la température de l'air à l'aller dans le capteur.....	16
Figure I.20 : Evolution de la température de l'air au retour dans le capteur.....	16
Figure I.21 : Capteur à air ondulé.....	17
Figure I.22 : Evolution du rendement du capteur en fonction de l'irradiation globale.....	17
Figure I.23: Evolution de la température de sortie de l'air du capteur en fonction de l'irradiation globale.....	18
Figure I.24 : Evolution du rendement en fonction de la température de sortie du capteur.....	18
Figure I.25: Vue schématique du capteur solaire à air.....	19
Figure I.26: Influence de la température d'entrée de l'air sur les variations horaires de la température de sortie du fluide.....	19
Figure I.27 : Rendement thermique journalier du capteur en fonction de la température d'entrée de l'air.....	20
Figure I.28 : Influence de la vitesse de l'air sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur.....	20
Figure I.29 : Rendement thermique journalier du capteur en fonction de la vitesse de l'air.....	21
Figure I.30 : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur.....	21
Figure I.31 : Rendement thermique journalier du capteur en fonction de la hauteur du canal d'écoulement.....	22
Figure I.32 : Schéma du dispositif expérimental.....	23
Figure I.33 : Schéma descriptif des chicanes.....	23
Figure I.34 : Evolution de la température de l'air à l'entrée et à la sortie du capteur en fonction du temps.....	24
Figure I.35 : Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/IG$	25
Figure I.36 : Domaine d'étude (coupe du capteur suivant l'axe z).....	26
Figure I.37: Variation de la température de l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur.....	26
Figure I.38 : Variation du flux perdu en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur.....	27
Figure I.39 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan.....	27
Figure I.40 : Schéma de la géométrie étudiée.....	28
Figure I.41: Vecteur de vitesse V (Sans rugosité).....	28
Figure I.42: Vecteur de vitesse V (Rugosités rectangulaires).....	28
Figure I.43 : Champ de température (Sans rugosité).....	29

Figure I.44 : Champ de température Avec rugosité rectangulaire	29
Figure I.45 : Schéma de principe du capteur à air	30
Figure I.46 : Température de l'absorbeur	31
Figure I.47 : Température de fluide caloporteur	31
Figure I.48 : Température de fluide caloporteur comparé à la température ambiante pour la modélisation ...	31
Figure I.49 : Température de fluide caloporteur comparé à la température ambiante pour l'expérimentation ..	32
Figure I.50 : Rendement instantané	32
Figure I.51 : Schéma du prototype proposé	34
Figure I.52 : dispositif expérimental du prototype proposé	34
Figure I.53 : évolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (25 juin 2013) pour un débit de 0.018 Kg/sm ²	36
Figure I.54 : évolution de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (24 juin 2013) pour un débit de 0.0293 Kg/sm ²	36
Figure I.55 : évolution de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (27 juin 2013) pour un débit de 0.0385 Kg/sm ²	37
Figure I.56 : évolution de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (30 juin 2013) pour un débit de 0.0466 Kg/sm ²	37
Figure I.57 : variations de la chute de pression et de la puissance électrique consommée en fonction du débit massique par unité de surface.....	38
Figure I.58 : variations du rendement thermique et du rendement effectif (thermo-hydraulique) en fonction du débit massique par unité de surface	39
Figure I.59 : Vue schématique des deux capteurs solaires	40
Figure. II.1. Schémas des deux capteurs étudiés	42
Figure. II.2 : Représentation schématique des transferts thermiques dans l'insolateur.....	46
Figure. II.3 : Schéma électrique relatif à une section de l'insolateur (un seul passage d'air).....	47
Figure. II.4 : Tranche fictive « δx ».....	47
Figure. II.5: Organigramme simplifié du programme principal	60
Figure III.1 : Dispositifs expérimentaux : a) CSA plan, b) CSA curviligne	62
Figure III.2 : Vue schématique des deux capteurs solaires	62
Figure III.3 : Points de mesure des températures dans le conduit du canal d'écoulement d'air	65
Figure III.4 : Aspirateur (Ventilateur) ;.....	66
Figure III.5 : Régulateur de tension	66
Figure III.6 : Thermomètre-LCD-Digital	67
Figure III.7 : Solarimètre (Frederiksen)	68
Figure III.8 : thermo-Anémomètre à hélice	68
Figure III.9 : Anémomètre à coupelles	69
Figure III.10 : Manomètre différentiel	70
Figure III.11 : Voltmètre (Fluke 87-V).....	70
Figure. IV.1 : Schémas des deux capteurs étudiés	79
Figure. IV.2 : Variation du rayonnement solaire global en fonction du temps pour différents angles d'inclinaison (11/12/2018)	80
Figure. IV.3: Variation du rayonnement solaire global reçu à différentes distances de l'entrée du capteur (à 12h30 le 11/12/2018)	81
Figure. IV.4 : Variation du rayonnement solaire global en fonction du temps pour différents angles d'inclinaison (23/5/2018)	81
Figure IV-5 : Variation du rayonnement solaire global reçu à différentes distances de l'entrée du capteur (à 12h30 le 23/5/2018)	82
Figure IV-6 : Variation de la température de sortie en fonction du débit volumique d'air	83
Figure IV-7 : Variation de la température de l'absorbeur en fonction du débit volumique d'air	84
Figure. IV.8 : Variation du rendement du capteur plan en fonction du débit volumique d'air	84
Figure IV-9 : Variation du rendement du capteur curviligne en fonction du débit volumique d'air	85
Figure. IV.10 : Evolution de la température de sortie suivant la longueur du capteur ($Q_v=80m^3/h$)	87
Figure. IV.11 : Evolution de la température de l'absorbeur suivant la longueur du capteur ($Q_v=80m^3/h$)	87
Figure. IV.12 : Evolution du rendement du capteur plan en fonction de la longueur ($Q_v=80m^3/h$)	88

Figure. IV.13 : Evolution du rendement du capteur curviligne en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)	88
Figure IV-14 : Variation du coefficient d'échange par convection en fonction du débit volumique	91
Figure IV-15 : Variation Variation du nombre de Nusselt global en fonction du débit volumique	91
Figure IV-16 : Variation du coefficient d'échange convectif suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$) ...	92
Figure IV-17 : Variation du nombre de Nusselt suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)	93
Figure IV-18 : Variation du rayonnement solaire global (le 04 Mars 2019)	94
Figure IV-19 : Variation de rayonnement solaire (le 05 Mars 2019)	94
Figure IV-20 : Variation du rayonnement solaire (le 06 Mars 2019)	95
Figure IV-21 : Variation de la vitesse du vent en fonction du temps en fonction du temps (le 04 Mars 2019)	96
Figure IV-22 : Variation de la vitesse du vent en fonction du temps (le 05 Mars 2019)	96
Figure IV-23 : Variation de la vitesse du vent en fonction du temps (le 06 Mars 2019).....	97
Figure. IV.24. Influence des paramètres extérieurs sur le rendement des capteurs	98
Figure IV.25: Évolution en fonction du temps de l'écart de température de l'air (entrée-sortie) et de l'intensité du rayonnement solaire (27/02/2017), débit = 0,0253 kg/s.....	99
Figure IV.26: Rendement thermique et intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (27/02/2017), débit = 0,0253 kg/s.....	99
Figure IV.27: Évolution en fonction de temps de l'écart de température de l'air (entrée-sortie) et de l'intensité du rayonnement solaire (17/04/2017), débit = 0,0204 kg/s.....	100
Figure IV.28 : Rendement thermique et intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (17/04/2017), débit = 0,0204 kg/s.....	100
Figure IV.29 : Variation du rendement en fonction du débit (10/04/2017).....	101
Figure IV.30a : Variation du rendement en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$, (19/03/2017), pour un débit de 0,0242 kg/s (capteur plan).....	102
Figure IV.30b : Variation du rendement en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$, (19/03/2017), pour un débit de 0,0242 kg/s (capteur curviligne)	102
Figure IV-31 : Position des sondes dans le conduit d'écoulement d'air	103
Figure IV-32: Distribution de la température de l'air dans le conduit du canal d'écoulement pour différents débits d'air (capteur curviligne)	104
Figure IV-33: Distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement pour différents débits d'air (capteur plan)	105
Figure IV-34: Répartition de la température de l'air dans le conduit du canal d'écoulement de l'insolateur plan	107
Figure IV-35 : Répartition de la température de l'air dans le conduit du canal d'écoulement de l'insolateur curviligne	107
Figure IV-36 : Perte de charge par rapport au débit d'air pour chaque insolateur	108
Figure IV-37 : Consommation électrique du ventilateur par rapport au débit d'air pour les deux types d'insolateurs	109
Figure IV-38 : Les efficacités effectives par rapport au débit d'air pour les deux modèles d'insolateur	109

Liste des tableaux

Tableau III.1: Les Caractéristiques techniques des composants du deux insolateurs	63
Tableau III.2: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,025 kg/s « Capteur Plan 27/02/2017 »	74
Tableau III.3: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,025 kg/s « Capteur Curviligne 27/02/2017 »	74
Tableau III.4: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,02 kg/s « Capteur Plan 17/04/2017 »	75
Tableau III.5: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,02 kg/s « Capteur curviligne 17/04/2017 »	75
Tableau III.6: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit variable « Capteur Plan 10/10/2017 »	76
Tableau III.7: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit variable « Capteur Curviligne 10/10/2017»	76
Tableau III.8: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,018 kg/s Capteur Plan 03/03/2019	77
Tableau III.9: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,018 kg/s Capteur Curviligne 03/03/2019	77
Tableau IV.1 : Evolution de la température de l'air dans la veine d'air en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$) $I_g=850\text{W}/\text{m}^2$	77
Tableau IV.2: Tableau type des tests effectués	95

NOMENCLATURE

A : surface de captation de l'insolateur plan à air	m ²
C _p = 2300, chaleur massique du bois	J/kgK
C _p : chaleur massique de l'air	J/kgK
C _p _{fs} = 1000, chaleur massique de l'air sec	J/kgK
C _p _v = 1860, chaleur massique de la vapeur dans l'air	J/kgK
D _h : diamètre hydraulique	m
D _e : Nombre de Dean	
e : épaisseur de la veine d'air mobile	m
e _b : épaisseur de la paroi en bois de l'armoire de séchage	m
e _{is} : épaisseurs de l'isolant	m
e _b : épaisseurs du bois	m
F' : coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur	
F _R : coefficient global de transfert air-absorbeur	
F ₁₂ : facteur de forme géométrique entre les surfaces S ₁ et S ₂	
G : Eclairement solaire global reçu par le capteur solaire	W/m ²
G* _(i,γ) : Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur	W/m ²
q _{cf} : Débit calorifique du fluide caloporteur	W/°C
H : coefficient de transfert global à travers les parois du séchoir	W/m ² K
h _{cp} : coefficient de transfert conductif dans la paroi isolante du capteur	W/m ² K
h _{rc} : coefficient de transfert radiatif entre la vitre du capteur et la voûte céleste	W/m ² K
h _{rnpl} : coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque inférieure	W/m ² K
h _{rnv} : coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	W/m ² K
h _{vplf} : coefficient de transfert convectif entre la plaque inférieure et l'air	W/m ² K
h _{vfp} : coefficient de transfert convectif entre le produit et l'air	W/m ² K
h _{vv} : coefficient de transfert convectif dû au vent	W/m ² K
h _{vnat} : coefficient de perte par conduction-convection naturelle entre absorbeur et vitre	W/m ² K
h _{vnf} : coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air	W/m ² K
h _{cfPr} : Coefficient d'échange par convection	W/m ² K
l : largeur du capteur plan à air	m
l _s : largeur de l'armoire de séchage	m
L : longueur du capteur plan à air	m
L _s : longueur de l'armoire de séchage	m
M _{ce} : chaleur massique totale des différents éléments du CSP	J/K°
(M _c) _{AT} : chaleur massique de l'absorbeur et la tôle inférieure	J/K°
(M _c) _{cap} : chaleur massique des différents éléments du CSP excepté l'absorbeur et la tôle inf	J/K°
\dot{m} : débit massique d'air	kg/s
N : nombre de vitrage	
P : Puissance électrique consommée par la pompe d'air	W
p _t = 101,325, pression atmosphérique	kPa
P _u : puissance utile récupérée par l'insolateur	W
P' _u : la puissance récupérée par l'insolateur	W
Q _u : quantité de chaleur utile récupérée par l'insolateur	W/m ²

Q_p : quantité de chaleur perdue par l'insolateur	W/m^2
Q_{p1} : quantité de chaleur perdue à l'avant de l'insolateur	W/m^2
Q_{p2} : quantité de chaleur perdue à l'arrière de l'insolateur	W/m^2
Q_s : quantité de chaleur de séchage	W/m^2
$R = 8,314$, constante des gaz parfaits	$J/molK$
S_{pr} : surface d'échange entre l'air et le produit	m^2
t : temps	s
T_a : température ambiante	$^{\circ}C$
T_{pl} : température de la plaque inférieure placée dans la veine d'air mobile du capteur	$^{\circ}C$
T_c : température équivalente de la voûte céleste	$^{\circ}C$
T_{fe} : température sèche de l'air à l'entrée du capteur	$^{\circ}C$
T_f : température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur	$^{\circ}C$
T_{fs} : température sèche de l'air asséchant à la sortie du capteur	$^{\circ}C$
T_n : température moyenne de l'absorbeur	$^{\circ}C$
T_{pr} : température à la surface du produit à sécher	$^{\circ}C$
T_v : température de la vitre	$^{\circ}C$
U_b : coefficient de perte thermique à l'arrière de l'absorbeur	W/m^2K
U_L : coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air ambiant	W/m^2K
U_t : coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	W/m^2K
U_{tl} : coefficient de perte thermique à l'avant de la vitre	W/m^2K
v_f : vitesse de l'air dans la veine d'air mobile du capteur plan et vitesse moyenne de l'air à proximité du produit dans le lit de particules	m/s
V_v : vitesse du vent	m/s
Nombres adimensionnels	
Nu : nombre de Nusselt	
Pr : nombre de Prandtl	
Re : nombre de Reynolds	
Lettres grecques	
$\alpha_n = 0,95$, coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	
$\alpha_v = 0,06$, coefficient d'absorptivité de la vitre	
β : angle d'inclinaison du capteur	
ε_i est l'émissivité du milieu i	
$\varepsilon_{pl} = 0,25$, émissivité de la plaque inférieure lisse placée sur l'isolant dans le capteur	
$\varepsilon_{npl} = 0,25$, émissivité de l'absorbeur vers la plaque inférieure	
$\varepsilon_{nmat} = 0,95$, émissivité de l'absorbeur peint en noir mat	
$\varepsilon_b = 0,93$, émissivité du bois	
$\varepsilon_v = 0,9$, émissivité du vitrage	
λ_f : conductibilité de l'air à l'instant t	W/Mk
λ_{is} : conductivités thermiques de l'isolant	(W/mK)
λ_b : conductivités thermiques du bois	(W/mK)
μ_f : viscosité cinématique de l'air à l'instant t	kg/ms
ν_f : viscosité dynamique de l'air à l'instant t	m^2/s
$\rho_b = 400$, masse volumique du bois	kg/m^3
ρ_{pr} : masse volumique du produit humide à l'instant t	kg/m^3

ρ_f : masse volumique de l'air à l'instant t	kg/m ³
η : rendement thermique du capteur solaire à air	%
η_{eff} : rendement thermique effectif du capteur solaire à air	%
$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$, constante de Stephan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
$\tau_v = 0,84$, coefficient de transmittivité du vitrage	
τ_p : intervalle de temps entre deux bornes d'un pic	S
τ_{dr} temps nécessaire pour atteindre l'équilibre thermique	S
τ_{dT} : Temps d'ajustement dans le cas d'élévation de G	S
τ_{LT} : Temps d'ajustement dans le cas de chute de G	S
φ_{sa} : Flux solaire absorbé	W
$\varphi_{\text{p} \rightarrow}$: Flux perdu par la paroi absorbante	W
φ_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur	W
$\varphi_{\text{s} \rightarrow \text{p}}$ Flux solaire absorbé par la surface exposée	W
α_{ps} : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire	
τ_{cs} : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire	

Indices

A : Ambiante, apparente

e : Entrée, électrique

eff : Effectif

f : Fluide

p : Absorbeur (

s : Sortie

th : Thermique

u : Utile

v : Vitre

i : représentant les différents éléments constitutifs du capteur

ملخص الأطروحة :

إن هذا العمل يندرج ضمن مجموعة من الأبحاث المنجزة في مخبر الهندسة الميكانيكية بجامعة بسكرة و التي تصب في مجملها في تحسين أداء المبادلات الحرارية و تكيفها لظروف المناطق الصحراوية.

في نفس السياق، ارتأينا أن نوجه عنايتنا للملتقطات الشمسية الخاصة بتسخين الهواء و البحث في كيفية إنجاز النموذج الأكثر نجاعة، و من أجل ذلك قمنا بتقييم تجريبي لنموذجين من الملتقطات و إجراء دراسة مقارنة بطرق تجريبية و عددية و البحث في الطرق المعدة سلفا لمقارنة الملتقطات الشمسية في النظام أو الظروف الطبيعية المتغيرة. هذان النموذجان هما ملتقطان شمسيان حراريان لتسخين الهواء، أحدهما مستوي في أبسط نموذج تقليدي و الثاني منحني تم تصميمه و تصنيعه لأول مرة من طرف الأستاذ محبوب بجامعة بسكرة.

قمنا بإجراء دراسة مقارنة لمختلف الخصائص و الميزات الهيدروحرارية لكلا النموذجين و قد خلصنا إلى نتائج جلية تتعلق بتحسين مردود الملتقط الشمسي المنحني مقارنة بالمستوي.

كلمات مفتاحية: اللاقط الشمسي الحراري؛ الكفاءة الحرارية؛ الأداء الحراري؛ دراسة مقارنة؛ مجمع الطاقة الشمسية منحنى الأضلاع؛ دراسة تجريبية؛ مجمع الطاقة الشمسية المسطح ؛ التحويل الحراري؛ نمذجة؛ نجاعة؛ زجاج الوقاية.

Summary

This study is part of a number of researches carried out in the mechanical engineering laboratory (LGM) at the University of Biskra, which is aimed in its entirety at improving the performance of heat exchangers and adapting them to the Saharan conditions.

Solar air heaters can be used for many applications at low and moderate temperatures. There are different factors affecting the solar air heater efficiency, e.g. collector length, collector depth, type of absorber plate, glass cover plate, wind speed, etc.

In this work we present an extensive comparative study on the thermal performance of two design of single pass types of solar air heaters without obstacles: i) conventional solar flat plate collector, ii) curved solar flat collector, which was invented and constructed for the first time by Dr. Mahboub at Biskra university.

A theoretical model was constructed for both types of collectors, taking into account the new parameter, the curvature. We have sought to determine hydro-thermal characteristics for both SAHs. The results show a superiority of thermal performances of the curved collector in comparison with the flat plate collector.

Keywords : SAH : solar air heater, flat, curved, thermal efficiency; thermal performance; comparison; solar collector; experimental study ; modelization ; thermal conversion; efficiency ; plexiglass.

Résumé

Cette étude fait partie d'un certain nombre de recherches menées au laboratoire de génie mécanique (LGM) de l'Université de Biskra, qui vise dans son ensemble à améliorer les performances des échangeurs de chaleur et à les adapter aux conditions sahariennes.

Les capteurs solaires à air peuvent être utilisés pour de nombreuses applications à des températures basses et modérées. Il existe différents facteurs affectant l'efficacité du capteur solaire à air, par ex. longueur du capteur, profondeur du capteur, type de plaque absorbante, couverture transparente, vitesse du vent, etc.

Dans ce travail, nous présentons une étude comparative approfondie sur les performances thermiques entre deux conceptions de capteurs solaires à air à un seul passage sans obstacles : i) un capteur solaire plan conventionnel, ii) un capteur solaire curviligne, qui a été inventé et construit pour la première fois par le Dr. Mahboub à l'université de Biskra

Un modèle théorique a été construit pour les deux types de capteurs, prenant en compte le nouveau paramètre, la courbure. Nous avons cherché à déterminer les caractéristiques hydrothermiques des deux capteurs solaires. Les résultats montrent une supériorité des performances thermiques du capteur curviligne par rapport au capteur plan.

Mots clés : capteur solaire ; rendement thermique ; performance thermique ; comparaison ; capteur solaire curviligne ; étude expérimental ; capteur solaire plan ; modélisation ; conversion thermique ; efficacité ; plexiglas.

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

*L*es capteurs solaires thermiques sont des dispositifs conçus pour recueillir l'énergie provenant du Soleil et la transmettre à un fluide caloporteur (liquide ou gaz). L'énergie reçue par le fluide peut être ensuite utilisée directement (eau chaude sanitaire, chauffage, séchage,... etc.

Durant les dernières décennies, un important travail à travers le monde a été fait pour concevoir, construire et tester plusieurs types de capteurs solaires à air. L'objectif principal était d'améliorer leurs performances thermiques. Généralement, le rendement est le facteur le plus important pour la prédiction des performances thermiques des capteurs solaires à air.

Ces études ont portées généralement sur le développement de la structure interne du capteur solaire à air, notamment les rugosités artificielles, y compris la géométrie des chicanes, leurs répartitions, leurs nombres ... Etc.

Dans ce même contexte, plusieurs travaux ont été réalisés dans notre département de Génie mécanique de l'université de Biskra. Ces travaux se sont concentré sur l'amélioration des performances des capteurs solaires plans à air, l'optimisation et l'analyse de l'effet des paramètres intrinsèques (la géométrie, les rugosités artificielles, le sens de l'écoulement, ...etc) [1, 2, 3].

A la lumière des développements menés à la conception conventionnelle des insolateurs à air, Mahboub et al. [4] se sont engagé à optimiser la conception de ces insolateurs de la manière la plus simple et performante qui soit. Il s'agit d'un nouveau modèle de capteur solaire à air de forme **curviligne** dont les caractéristiques techniques sont identiques à celles d'un capteur solaire plan à air avec un canal lisse et dont les performances s'avèrent meilleures. La présente thèse aborde l'analyse du comportement énergétique de ce nouveau prototype de capteur solaire de géométrie curviligne en le comparant avec un capteur conventionnel plan.

Pour cela un code de calcul numérique a été adapté pour le calcul des performances des deux capteurs étudiés, en se basant sur le modèle Hottel-Whillier-Bliss.

Dans le but de confirmer les résultats de la simulation numérique et pour mieux caractériser ce modèle de capteur solaire, nous avons construit un capteur solaire à air de géométrie plane identique à celui conçu par Dr. Mahboub [4] et dont le but est de comparer

expérimentalement ces deux types de capteurs dans les mêmes conditions extérieures. Ensuite analyser l'influence de quelques paramètres spécifiques de chaque capteur tel que, la trajectoire du fluide caloporteur, la hauteur du soleil, la distribution de la température à l'intérieur du canal d'écoulement en se basant sur les consommations électriques mesurées par chaque type.

Cette thèse est structurée en quatre chapitres qui sont répartis comme suit :

Dans le premier chapitre nous présentons quelques travaux qui abordent l'exploitation de l'énergie solaire à partir de la conversion du rayonnement solaire en énergie utilisable pour l'être humain jusqu'aux études récentes liées à la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique et les techniques d'optimisation de leurs performances proposées par différents auteurs.

Le second chapitre est réservé à la présentation des modèles mathématiques adoptés pour la simulation numérique des capteurs solaires à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque inférieure placée sur l'isolant.

Le troisième chapitre est réservé au protocole expérimental adopté et aux différents instruments de mesure utilisés et le calcul de l'erreur due aux mesures expérimentales menées.

Dans le quatrième chapitre nous présentons l'essentiel du travail à travers la présentation et l'interprétation des résultats numériques et expérimentaux obtenus.

Enfin une conclusion générale qui englobe l'ensemble des résultats issus de cette étude et les suggestions proposées afin d'améliorer les performances de ces systèmes solaires.

Références

[1] A. Labed, Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime transitoire dans les capteurs plans à air ; application au séchage des produits agroalimentaires. Thèse de doctorat, université de Biskra, 2012.

[2] F. Chabane ; modélisation des paramètres de la conversion thermique de l'énergie solaire. Thèse de doctorat, université de Biskra, 2013.

[3] K. AOUES; Etude théorique et expérimentale de l'écoulement de l'air entre deux plans parallèles avec une surface chauffée. Thèse de doctorat, Université de Biskra.

[4] C. Mahboub, N. Moumami, A. Brima & A. Moumami. Experimental study of new solar air heater design. (2016), International Journal of Green Energy, 13:5, 521-529.

CHAPITRE II

I.1 Introduction

L'énergie a toujours été une composante importante de la vie et du bien-être humain. Le soleil est considéré depuis l'antiquité comme l'une des sources d'énergie les plus importantes que l'homme ait exploitées. Dans ce chapitre nous synthétisons quelques recherches qui ont contribué à nous aider à mieux comprendre les meilleures façons d'exploiter l'énergie solaire et enrichir nos connaissances à propos de son exploitation ; en commençant par Socrate qui orientait au sud les emplacements des maisons avec un bon arrangement des zones d'ombre pour le confort. Archimède a utilisé les rayons solaires à des fins militaires. Il les a concentrés à l'aide de miroirs géants pour brûler les navires de l'ennemi. Isaac Newton fournit en 17^{ème} siècle une théorie de la décomposition de la lumière blanche. Il dévoila la notion de longueur d'onde liée à la couleur à l'aide d'un prisme. Horace Bénédict de Saussure est l'inventeur de la « boîte chaude » nommée hélio thermomètre au 18^{ème} siècle. Il s'attacha à l'effet de serre entre les vitrages superposés, il est considéré comme le précurseur du capteur solaire plan. Antoine Laurent de Lavoisier utilisa de lentilles convergentes pour concentrer les rayons solaires en réalisant à la fin du 18^{ème} siècle le premier four qui peut fondre des métaux à des températures atteint 1880 °C. Joseph Fourier découvrit la notion de chaleur mystérieuse que nous l'appelons « ondes infrarouges ». Il a bien analysé le fonctionnement du capteur plan et spécifie le rôle du vitrage dans la création de l'effet de serre et la capture de l'énergie solaire. Antoine Becquerel découvrit la conversion de la lumière directement en électricité c'est-à-dire l'effet photovoltaïque est l'une de ses découvertes en 19^{ème} siècle. Augustin Bouchot inventa un système de poursuite solaire avec un capteur à concentration, il a prouvé également que l'énergie solaire peut être convertie en force motrice [1].

I.2 Evolution des capteurs solaires à air

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique. Ce dispositif de captage a pour base l'effet de serre où le rayonnement est capté dans le domaine du visible et du proche infrarouge (longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 3 μm), il traverse la vitre et il est piégé à l'intérieur où il est absorbé par le corps noir (absorbeur).

Ce dernier, compte tenu des températures atteintes, émet du rayonnement thermique dans le domaine de l'infrarouge (entre 4 et 30 μm). Ce rayonnement est réfléchi à nouveau par la paroi inférieure du vitrage situé au-dessus qui s'échauffe et rayonne par moitié vers la surface

absorbante et par moitié vers l'extérieur. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur.

Durant les dernières années, les études se sont diversifiées dans le domaine de l'exploitation de l'énergie solaire. Nous aborderons ci-dessous les travaux de recherche liées à l'amélioration des performances de ces systèmes dits : capteurs solaires à air à basses et moyennes températures.

J. FLECHON [2] a étudié l'influence des facteurs climatiques, à savoir le rayonnement global, la vitesse du vent, la température ambiante et le nombre de vitres, sur la température moyenne atteinte par le récepteur. Les facteurs pris en compte dans le calcul sont le rayonnement solaire, la convection externe libre et forcée et la convection libre. L'augmentation de la température d'équilibre T_e de l'absorbeur au-dessus de la température ambiante, devient plus évident à mesure que le nombre de vitres augmente. En l'absence de vent, la pente moyenne de la courbe $T_e = f(G)$ augmente avec le nombre de vitres

Dans une étude similaire, le même auteur a effectué une étude critique relative à l'incidence de conditions climatiques sur l'usage domestique de l'énergie solaire. Il a utilisé l'effet de serre pour étudier les performances possibles des capteurs à plaques plates dans les thermostats et la thermodynamique. Ensuite, il a finalement évalué la demande de chauffage et il a évoqué les perspectives de l'utilisation du rayonnement solaire [3].

En 1977, M. PAPINI et F. PAPINI [4] ont proposé une méthode de traitement chimique du couvercle en verre de l'absorbeur solaire, qui peut réduire la perte causée par la réflexion sur les deux surfaces optiques en verre. Par conséquent, ils obtiennent une augmentation d'environ 6% de la transmittance du spectre solaire qui peut être maintenue lorsque l'angle d'incidence de la lumière varie.

Afin de réduire la perte de rayonnement des capteurs solaires à air conventionnels, E. Rauzier [5] a conçu et testé différents isolateurs poreux. Pour les meilleurs matériaux (plaques expansées à mailles écrasées, verre concassé sélectif et mousse plastique réticulée), le rendement est 15% supérieur à celui des collecteurs conventionnels.

A.M. Dalbert et al. [6] ont étudié le mouvement convectif mixte d'un écoulement laminaire dans un insulateur plan vertical lorsque ces parois sont soumises à un écoulement constant et asymétrique. Lorsque l'écoulement est pleinement développé, l'importance relative de la

convection naturelle et de la convection forcée sont discutées. Dans le domaine du développement de l'écoulement, la résolution numérique de l'équation de la couche limite fournira le profil de vitesse et la distribution de la température dans ces systèmes sous la convection naturelle et la convection mixte. Le but de leurs recherches est d'obtenir une solution générale de la convection mixte laminaire dans un canal vertical rectangulaire où les parois sont soumises à un flux thermique constante. Ce flux est particulièrement présent dans les insolateurs plan où le rayonnement solaire produit un flux d'air chaud qui monte par convection. Leurs expériences montrent que le calcul numérique effectué dans le canal avec un flux constant représente l'écoulement dans un insolateur plan réel.

B. Drévillon et R. Vanderhaghen [7] ont utilisé les données météorologiques horaires pour comparer systématiquement les performances de différents types de capteurs solaires. Ils ont étudié des capteurs intégrés dans des systèmes de chauffage domestique ou bien pour la production d'eau chaude en analysant l'influence de plusieurs paramètres, tels que l'orientation de l'insolateur, la température de fonctionnement, la surface de capture, l'inertie thermique et la capacité de stockage. L'utilisation de données météorologiques horaires pour étudier systématiquement les performances de différents types d'insolateur montre clairement l'importance de disposer de capteurs performants. Le coefficient de perte vers l'avant de ces capteurs est d'environ $1,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Cela nécessite un système anti-convectif et un absorbeur sélectif. Leurs prototypes peuvent fonctionner à hautes températures sans dégrader leurs caractéristiques. Dans cette plage de température, les propriétés anti-convection du capteur divisent la surface de capture requise en deux.

P. Rivet du Ramses Group [08] a mené une étude numérique sur les capteurs solaires plans pour trouver une approximation et l'appliquer aux insolateurs à air, ou plus généralement à des capteurs à air où l'écoulement du fluide caloporteur est uniforme et en contact avec la plaque absorbante, ainsi que la signification physique des paramètres qui interviennent dans l'expression peuvent être expliquées pour trouver la formule classique qui donne l'efficacité du collecteur. La conductivité de la plaque absorbante est prise en compte dans le calcul. Il constate que le rôle de l'absorbeur est presque négligeable. Ils donnent le profil de la température du fluide et de l'absorbeur le long du trajet du fluide.

Leur étude est basé sur un modèle à une seule dimension, formé par un absorbeur de longueur L et de largeur l , (comme illustré sur la figure I.1), en contact avec un fluide circulant à une vitesse uniforme, la couverture transparente est en verre.

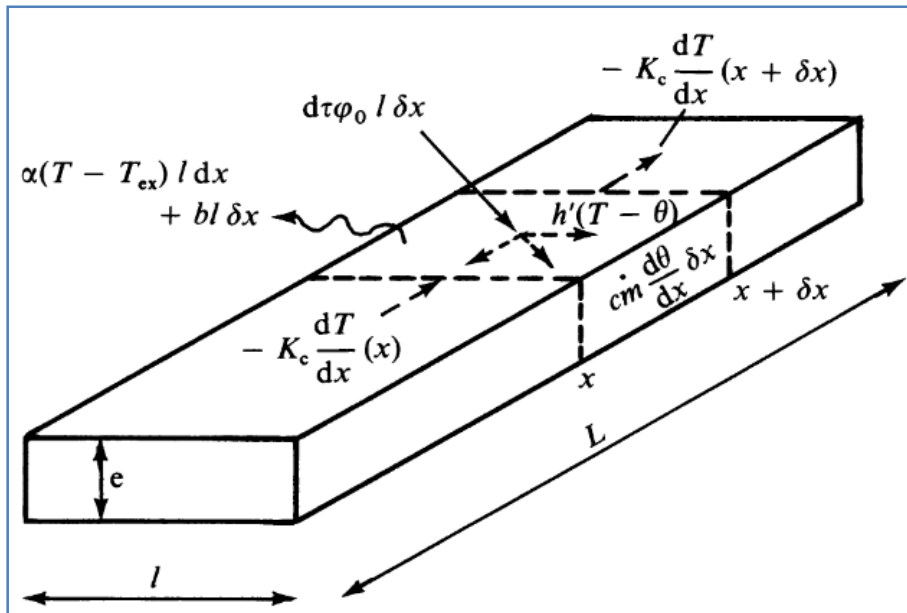


Figure I.1: Bilan d'énergie d'un élément d'absorbeur et de fluide [8].

Les résultats trouvés sont illustrés dans les figures suivantes :

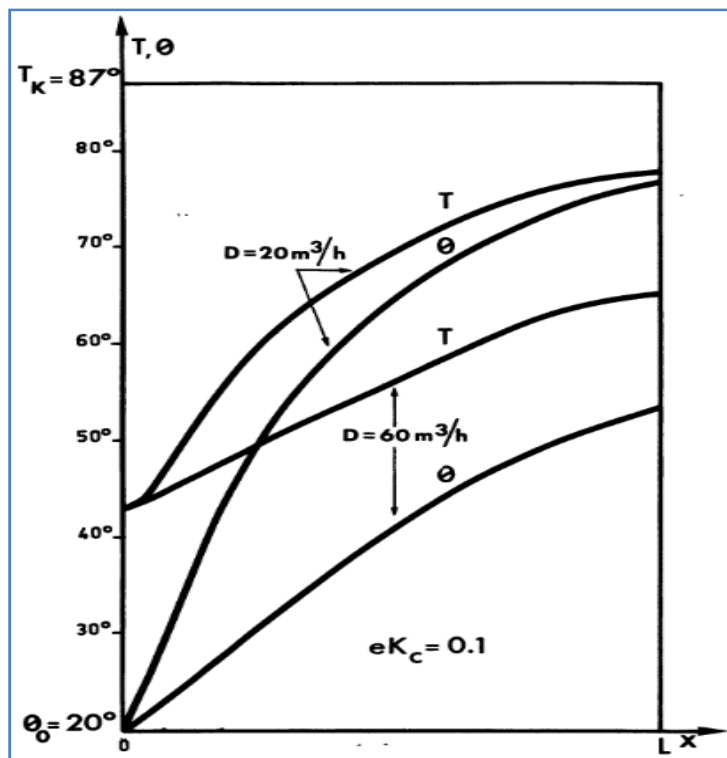


Figure I.2: Evaluation des températures de l'absorbeur (T) et de l'air (θ) le long du parcours de l'air pour un absorbeur de faible conductivité $K_c = 0,1$ pour deux débits $D = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ et $60 \text{ m}^3/\text{h}$ [8].

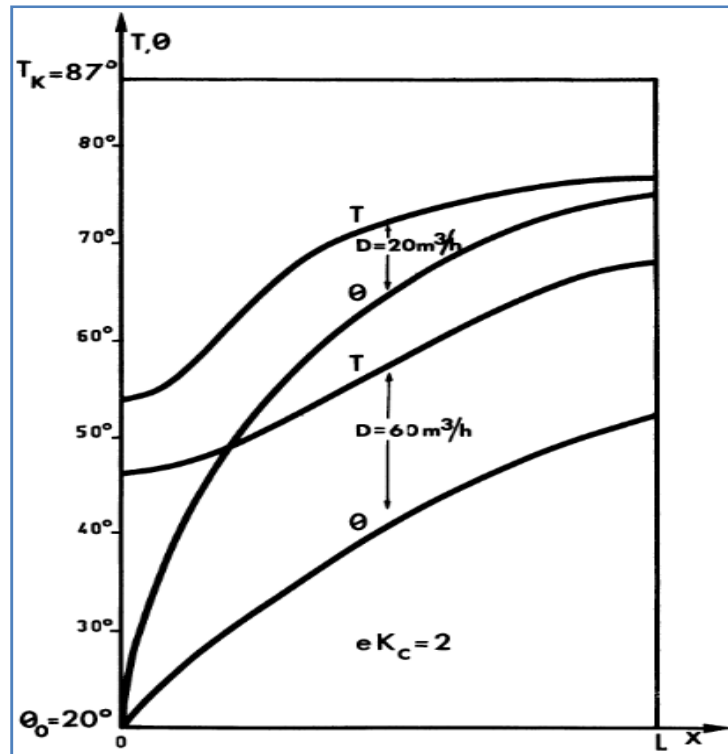


Figure I.3: Evolution des températures de l'absorbeur (T) et de l'air (θ) le long du parcours de l'air pour un absorbeur de conductivité élevée $K_c = 2$ pour deux débits $D = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ et $60 \text{ m}^3/\text{h}$ [8].

Leurs recherches montrent que le transfert de chaleur longitudinal par conduction dans la plaque absorbante est passif, sauf dans un cas marginal où le débit est faible et la conduction est élevée. Bien que leurs calculs impliquent des modèles conformes aux capteurs à air, les conclusions peuvent être étendues qualitativement aux capteurs avec conduites d'eau longitudinales et légitimer l'hypothèse que le transfert de chaleur longitudinal est généralement négligeable.

P. Y. Nizou et A. Chomarar [9] ont mené une étude pour déterminer graphiquement le point de départ de l'opération d'échauffement d'un insolateur plan. Le modèle mathématique reflétant le fonctionnement de l'insolateur en régime permanent permet d'exprimer l'énergie récupérée par le fluide caloporteur (E_r) selon une équation caractéristique qui dépend de la température moyenne du fluide (Figure I.4).

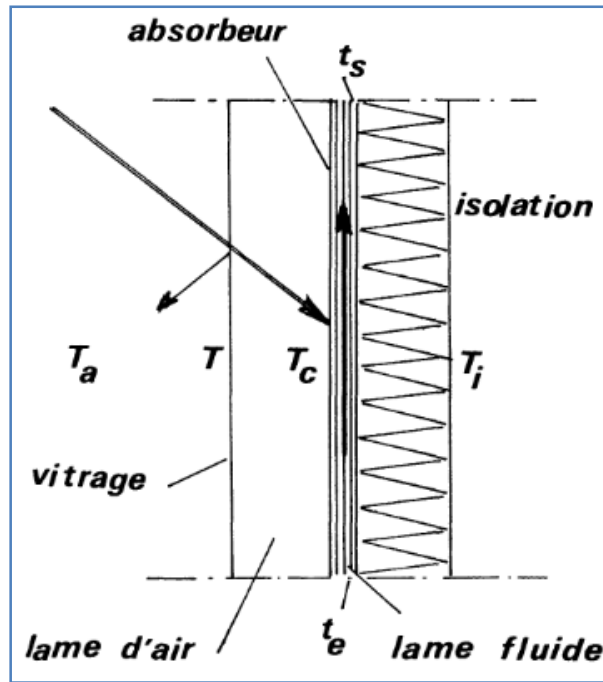


Figure I.4:Schématisation d'un capteur solaire [9].

Cette méthode a permis de déterminer le point de fonctionnement d'un insolateur à air directement ou bien par des approximations successives quelque soient les paramètres d'entrée. Elle leur permet également de visualiser la plage de fonctionnement des insolateurs à air de manière simple (Figure I.6).

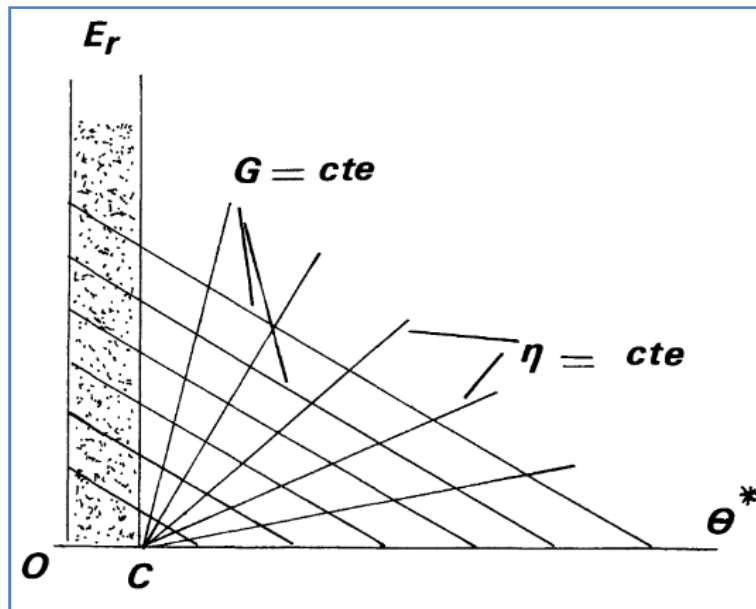


Figure I.5:Allure générale des réseaux iso-G et iso- η : les points de fonctionnement possibles se situent hors de la zone ombrée [9].

J. R. Puiggalié F. Penot [10] ont mené des expériences sur un séchoir solaire couplé à une cheminée afin d'étudier le comportement thermique et dynamique de ce système. Ils ont montré que les performances de leur installation sont améliorées en ajoutant des thermosiphons superposés. La figure suivante illustre le schéma du dispositif (Figure I.6).

En analysant le comportement dynamique et thermique de chaque élément du séchoir, ils ont conclu que l'approvisionnement en énergie directe à la cheminée est encore très faible. Dans des conditions de travail extérieur, il se comporte comme un thermosiphon en convection naturelle et qu'il peut changer en convection forcée avec l'augmentation du vent.

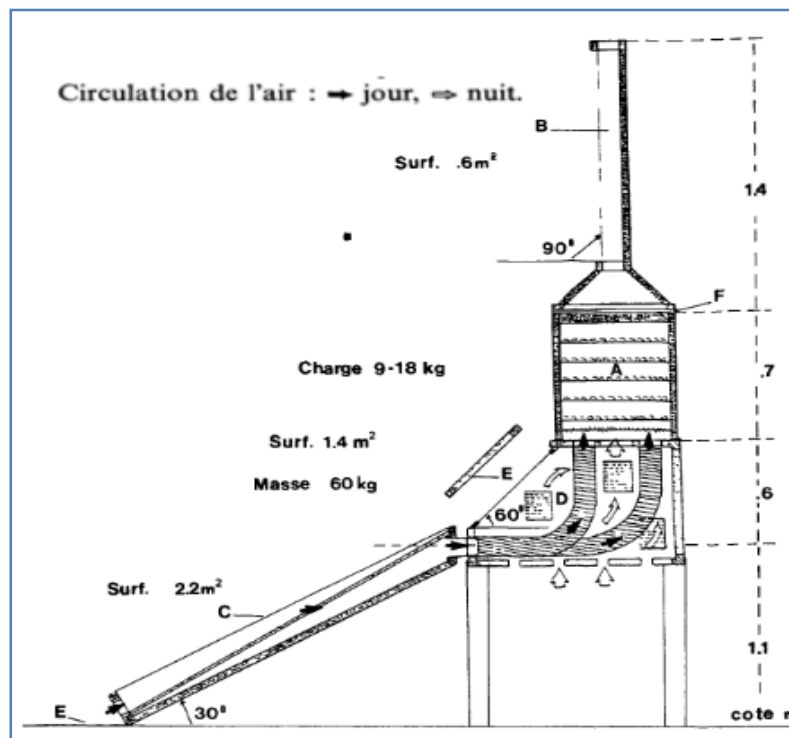


Figure I.6: Vue en coupe du séchoir solaire couplé à une cheminée [10].

A. Benkhelifa [11] a proposé un modèle mathématique pour calculer la perte de chaleur vers l'avant de l'insolateur plan qui se produit entre l'absorbeur et l'air ambiant. Les résultats obtenus sont validés avec des données empiriques trouvées dans la littérature. L'auteur a utilisé une méthode numérique afin d'étudier l'influence de certains paramètres physiques et géométriques sur le coefficient de perte thermique vers l'avant de l'insolateur. Ce dernier est composé d'un absorbeur, de couvertures transparentes en verre d'un isolant à la partie inférieure. La méthode la plus courante est de faire circuler l'eau dans l'absorbeur (capteur d'eau) ou bien l'air (capteur d'air) entre la plaque absorbante et le couvercle transparent ou sous la plaque absorbante.

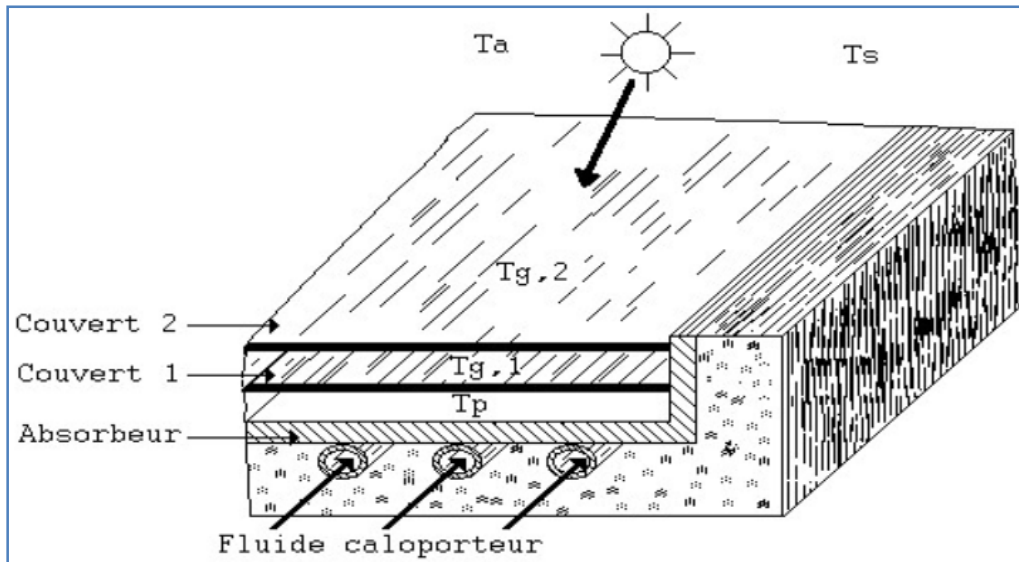


Figure I.7: Schéma d'un capteur solaire plan [11].

Le modèle proposé a permis de calculer le coefficient de transfert de chaleur convectif, les pertes thermiques vers l'avant et la température le long de l'absorbeur. Les figures (I.8, I.9) montrent les résultats obtenus.

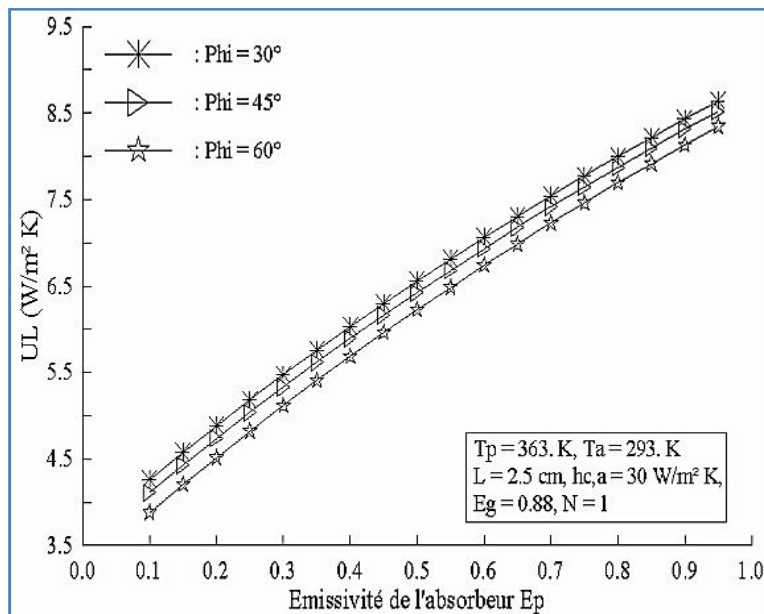


Figure I.8: Evolution de UL en fonction de E_p [11].

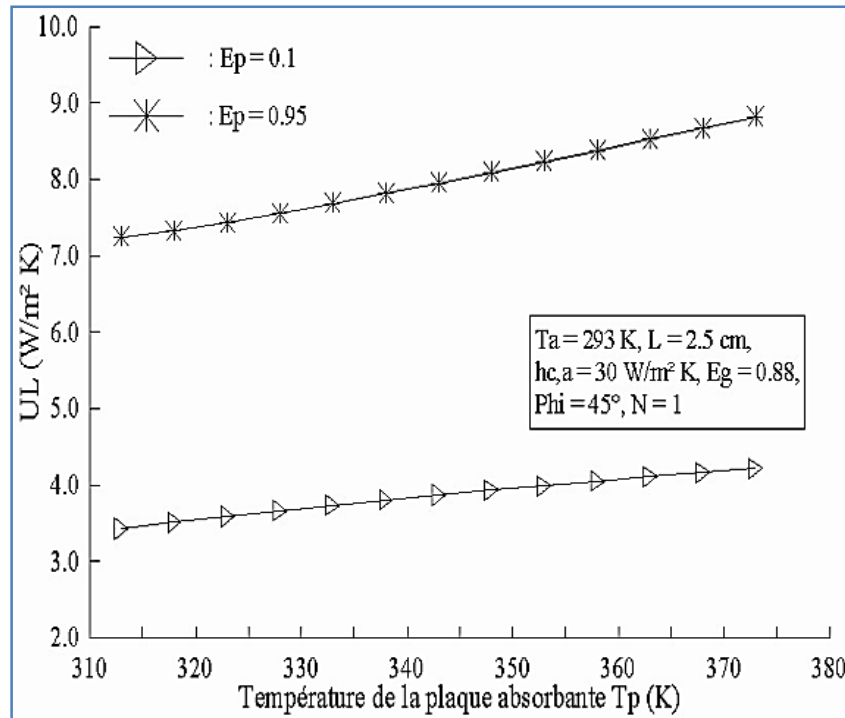


Figure I.9: Evolution de (UL) en fonction de T_p [11].

Il a conclu que le coefficient de pertes thermiques vers l'avant de l'insolateur directement proportionnel à l'émissivité de l'absorbeur, à la température de l'absorbeur et au coefficient d'échange convectif avec l'ambient. En revanche il est inversement proportionnel à l'augmentation de la distance entre l'absorbeur et le vitrage.

F. Mokhtari et D. Semmar [12] ont mené une étude expérimentale sur un insolateur à air. Ils ont exposé la manière de construction de leur prototype avant d'examiner les performances thermique de ce capteur solaire en mesurant quelques paramètres nécessaires à l'étude théorique afin de prouver la fiabilité de ce capteur solaire à air (Figure I.10). L'utilisation est le séchage des produits agro-alimentaires.

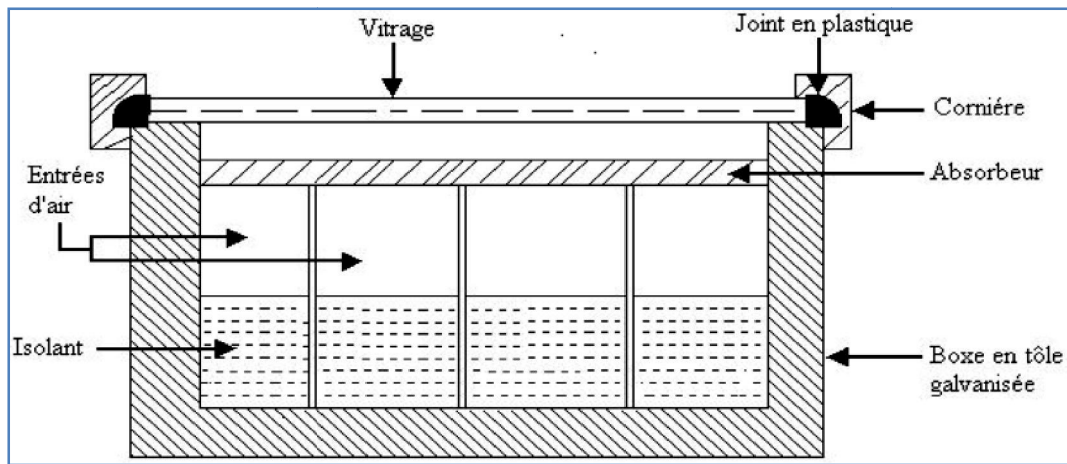


Figure I.10: Coupe transversale de l'insolateur à air [12].

La circulation du fluide caloporteur était en convection naturelle et en convection forcée. Les résultats obtenus concernant la convection naturelle sont montrés dans les figures (I.11, I.12, I.13) et pour la convection forcée dans les figures (I.14, I.15, I.16). Ces courbes montrent les profils de l'évolution de l'éclairement global, l'écart de température et le rendement thermique.

La conception proposée pourrait atteindre des températures de fluide considérables et peut être utilisé dans diverse applications telle que le séchage des produits agro-alimentaires.

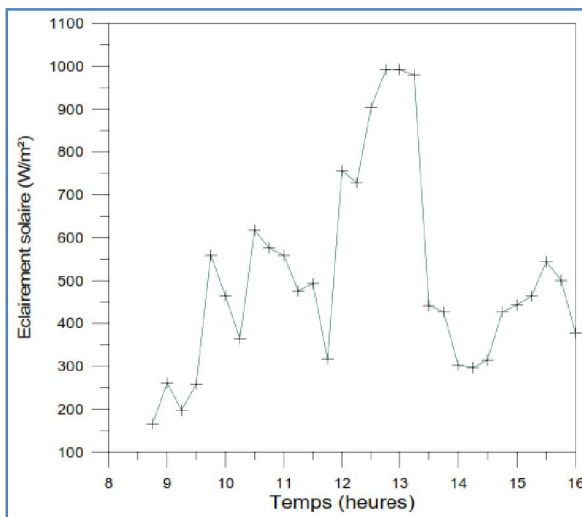


Figure I.11: Evolution de l'éclairement global Journée du 19/10/99 [12].

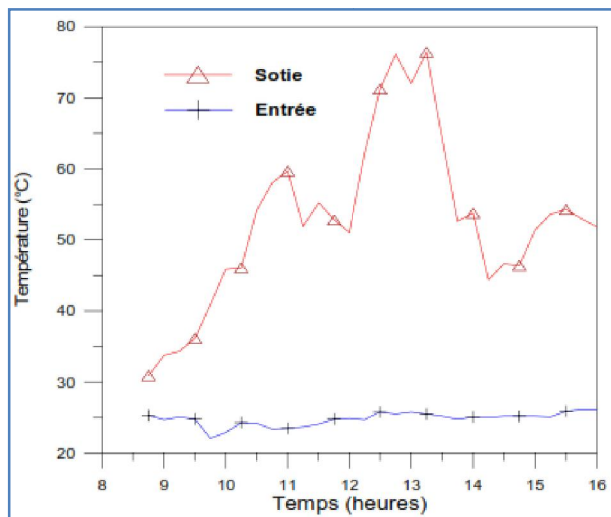


Figure I.12 : Profil de températures (Tfe et Tfs) convection naturelle [12].

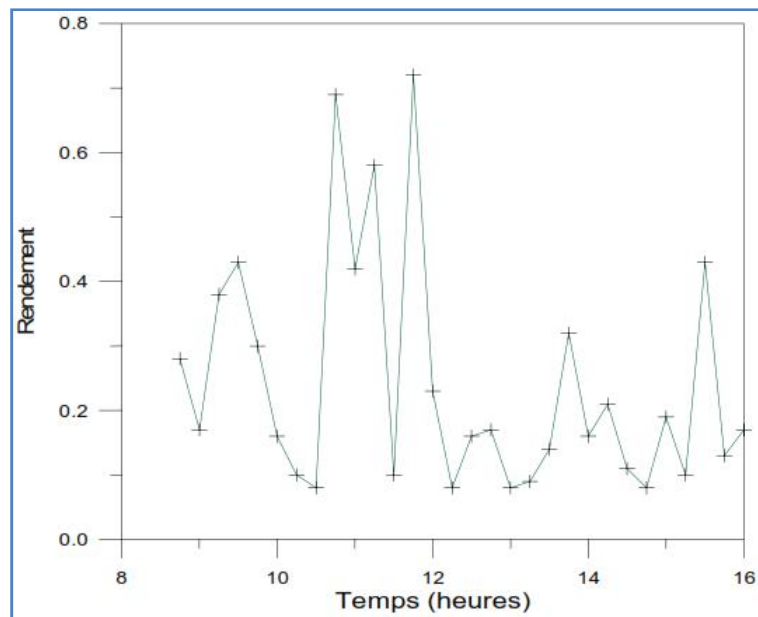


Figure I.13: Représentation du rendement instantané, convection naturelle [12].

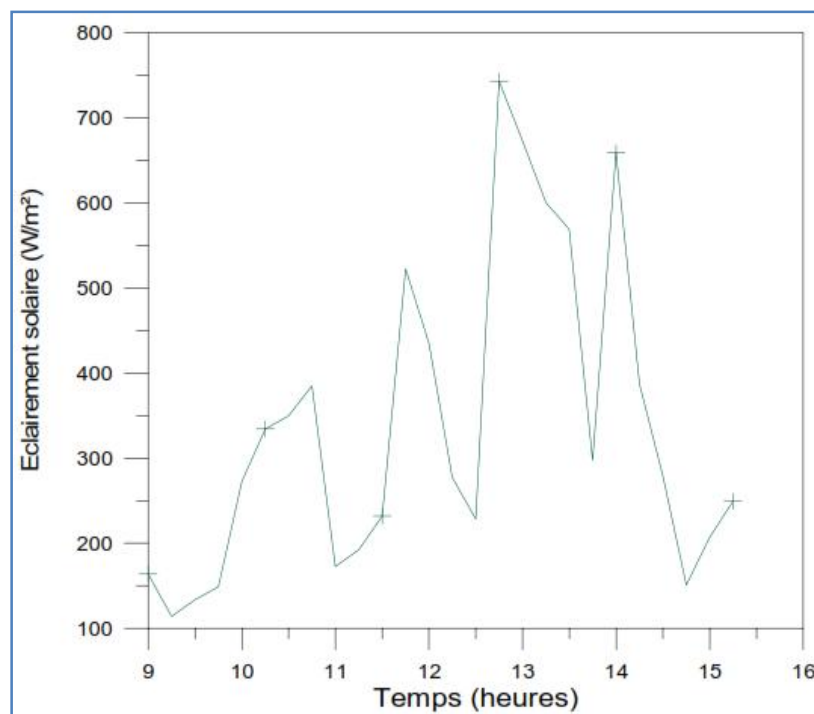


Figure I.14: Evolution de l'éclairement global incliné, convection forcée [12].

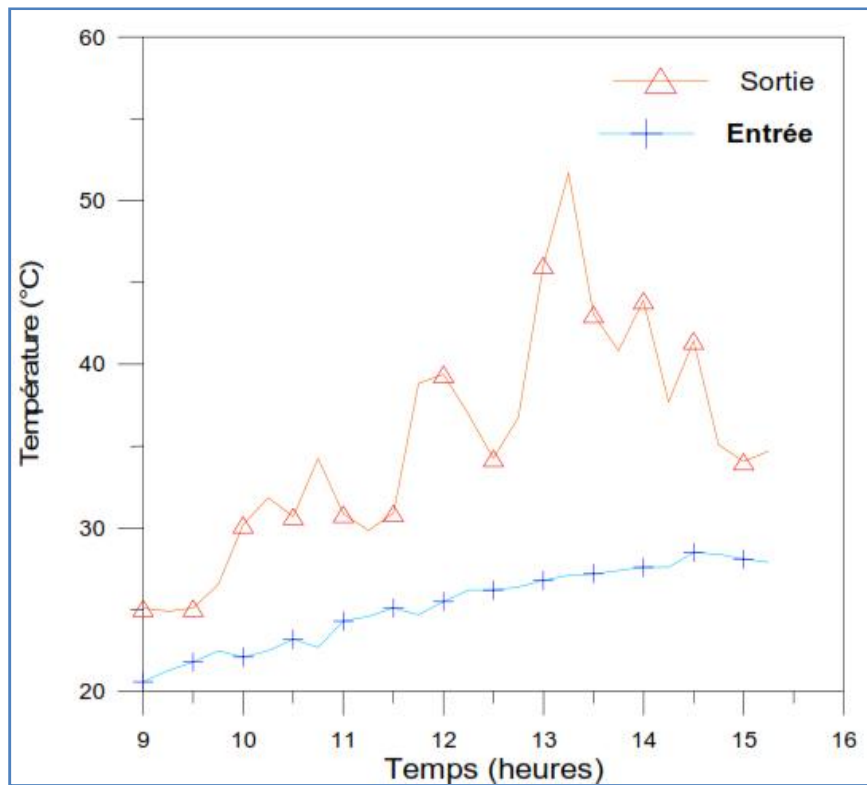


Figure I.15: Profil de températures (T_{fe} et T_{fs}), convection forcée [12].

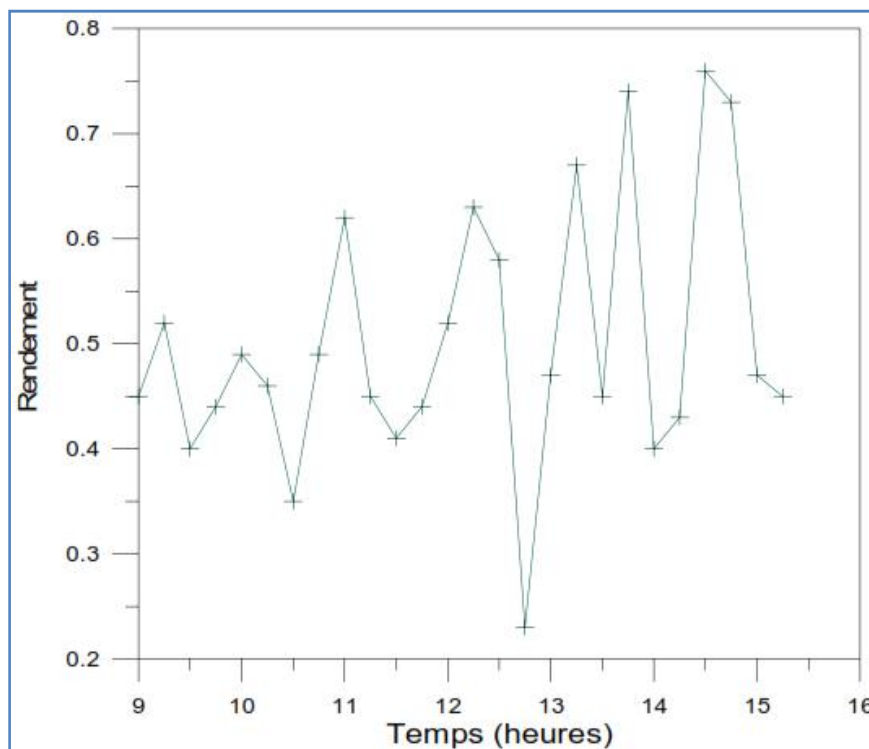


Figure I.16: Représentation du rendement instantané, convection forcée [12].

Ahmed Khouya et al [13] ont mené une étude théorique pour prédire la fiabilité d'un système de séchage de bois. Ce système consiste à un insolateur à air lié à une chambre de stockage dans laquelle ils mettent l'échantillon à sécher. L'insolateur est constitué de plusieurs canaux d'écoulement. L'air s'écoule grâce à des ventilateurs. Le modèle mathématique est obtenu à partir de la loi de conservation de l'énergie dans chaque composant du système. Des mesures expérimentales du rayonnement solaire et de la température ambiante ont été réalisées ainsi que des simulations ont été effectuées. Les résultats obtenus mettent en évidence l'importance de l'usage des ailettes et la double circulation de l'air sur les performances thermique d'un tel système.

Pour l'insolateur à air, si l'échange thermique entre l'absorbeur et l'air est favorisé, le rendement thermique peut être amélioré. Pour cette raison, ils proposent d'augmenter la surface d'échange entre l'absorbeur et l'air grâce à une plaque d'absorption sans chicanes.

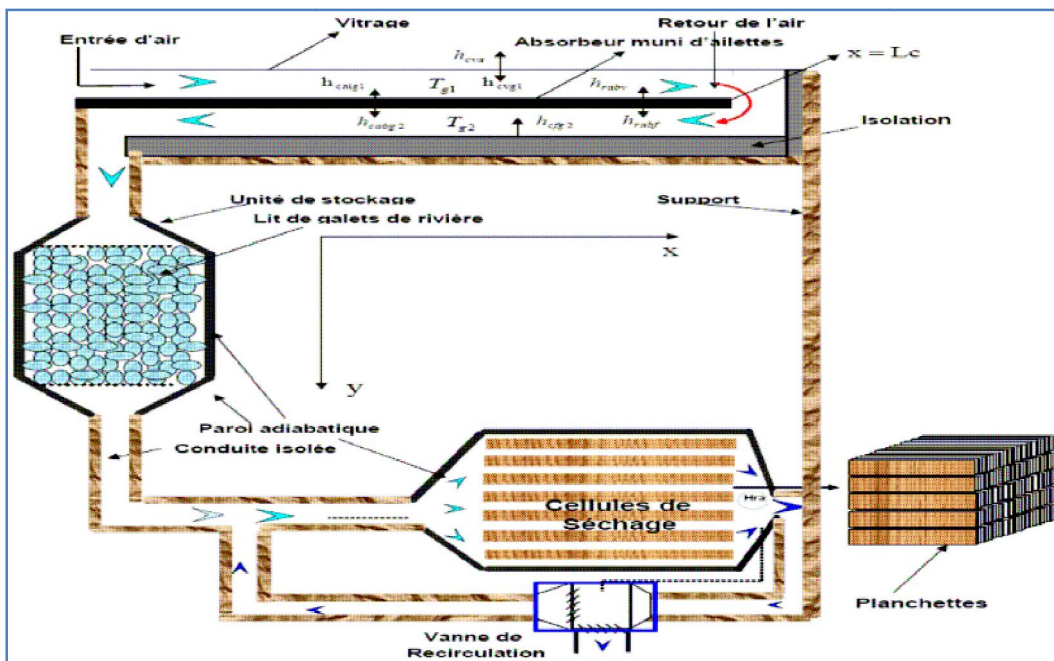


Figure I.17 : Séchoir solaire étudié [13].

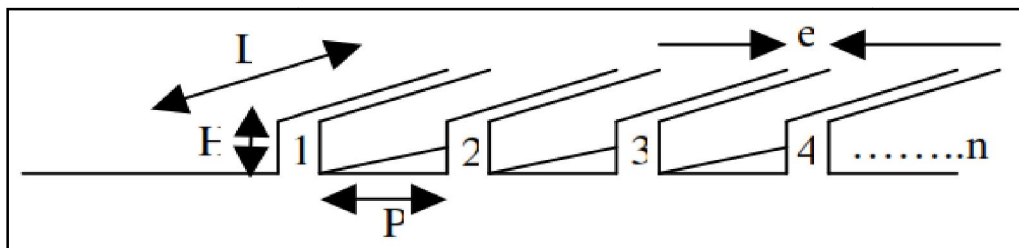


Figure I.18: Ailettes rectangulaire de longueur L, de pas P, d'épaisseur e, et de hauteur H [13].

Les figures (1.19) et (1.20) montrent les profils de température de l'air le long du canal d'écoulement. Les résultats de l'étude montrent que l'utilisation de dissipateurs thermiques sur l'absorbeur et la double circulation sont toujours des facteurs auxiliaires pour améliorer les performances thermiques des insolateurs à air couplés à une chambre de stockage

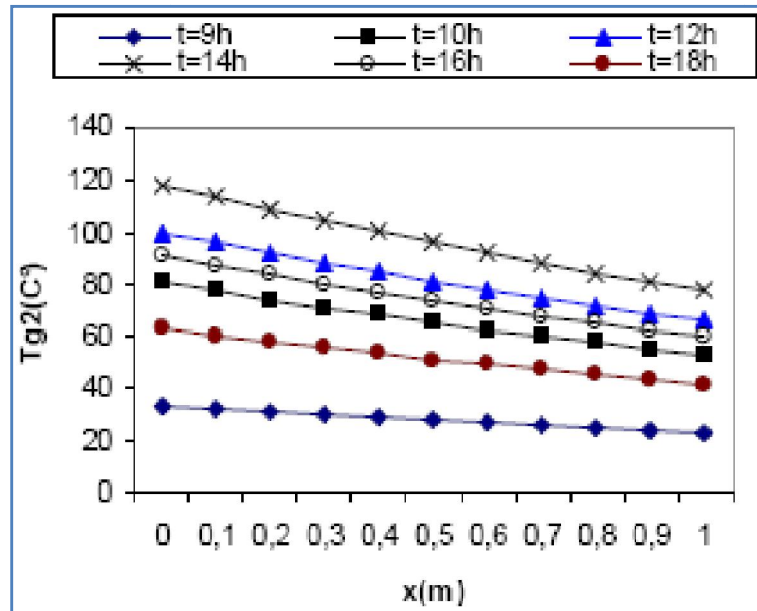


Figure I.19: Evolution de la température de l'air à l'aller dans le capteur [13].

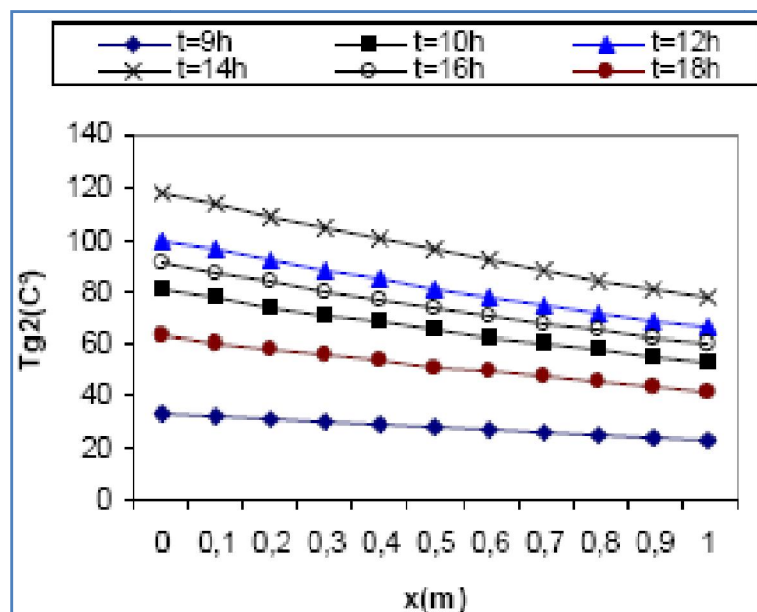


Figure I.20: Evolution de la température de l'air au retour dans le capteur [13].

Le changement climatique a permis d'exporter une variété de plantes aromatiques et médicinales. Cependant, le séchage de ces produits constitue un champ énergétique particulièrement gourmand, qui a exhorté M. Ayadi et al. [14] à penser à une utilisation économique, qui est l'utilisation des énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire. L'insolateur étudié a un absorbeur ondulé et une seule vitre. L'écoulement du fluide caloporteur est situé entre l'absorbeur et la vitre comme le montre la figure I.21.

Le but de cette recherche consiste en une étude théorique. Il s'agit de trouver la rentabilité énergétique d'un système (insolateur -stockage) destiné au séchage d'une certaine quantité de produit dans la journée avec un accumulateur de chaleur pour la nuit.

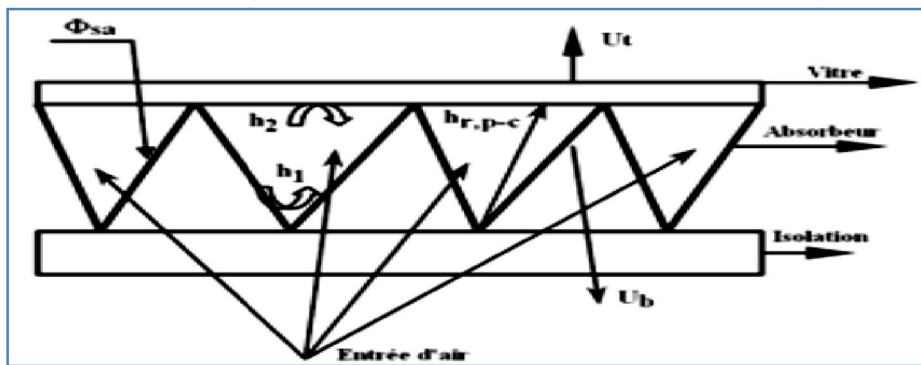


Figure I.21: Capteur à air ondulé [14].

L'étude a permis de calculer le rendement et la température du système (insolateur –stockage) pour des applications de séchage. Les résultats obtenus illustrés dans les figures ci-dessous montrent que le rendement du capteur augmente avec l'augmentation du rayonnement.

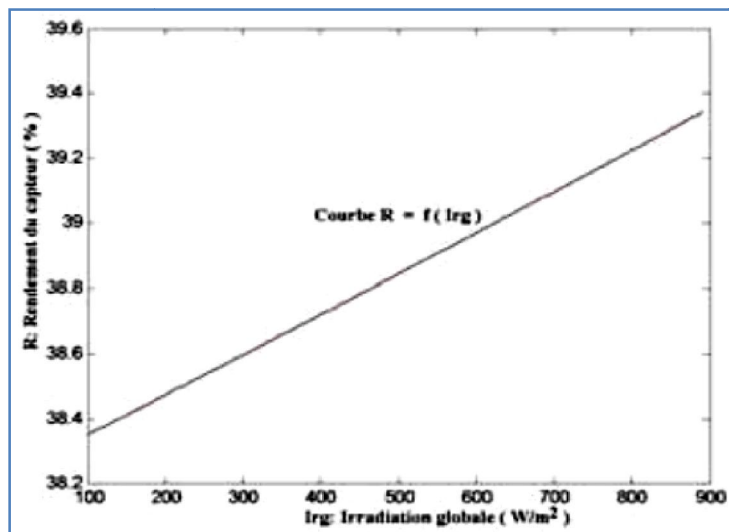


Figure I.22: Evolution du rendement du capteur en fonction de l'irradiation globale [14].

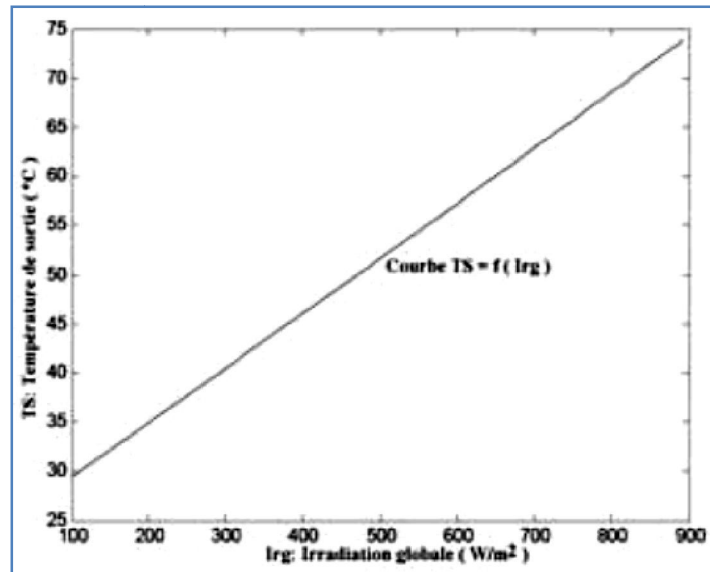


Figure I.23 : Evolution de la température de sortie de l'air du capteur en fonction de l'irradiation globale [14].

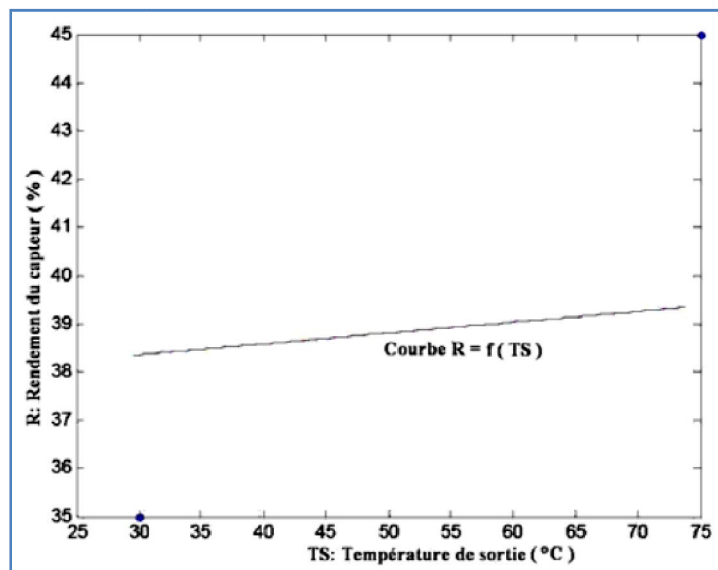


Figure I.24: Evolution du rendement en fonction de la température de sortie du capteur [14].

S. Oudjedi et al. [15] ont étudié l'échange thermique en convection forcée dans un insolateur à air simple où l'écoulement du fluide est entre l'absorbeur et la couverture transparente. Ils ont montré qu'en état quasi-stationnaire, l'équation d'équilibre thermique de chaque composant de l'insolateur est empilée dans une équation différentielle commune du premier ordre, qui ne contrôle que les performances thermiques de l'insolateur. La solution de l'équation différentielle est exprimée sous la forme d'une expression simple de la température du fluide, qui est en fonction du flux. Ils ont analysé quelques paramètres qui influent sur les

performances thermiques de l'insolateur comme le débit d'air, la température ambiante, la distance entre l'absorbeur et la vitre.

La figure I.25 représente les composants de la configuration étudiée et les différents modes de transferts thermiques impliqués.

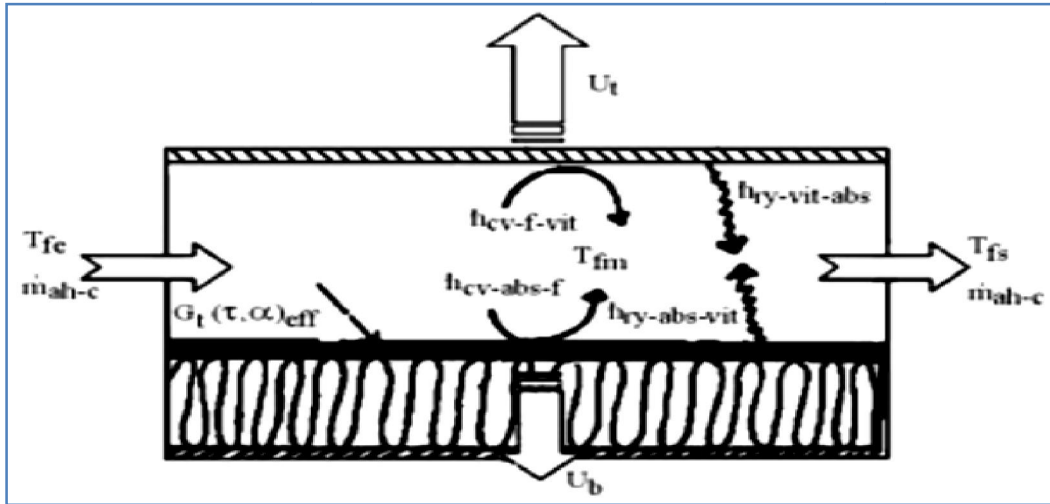


Figure I.25: Vue schématique du capteur solaire à air [15].

Il résulte de l'étude faite que le rendement thermique du capteur diminue avec l'augmentation de la température d'entrée de l'air. De même, l'augmentation de la hauteur du canal d'écoulement conduit à une diminution du rendement.

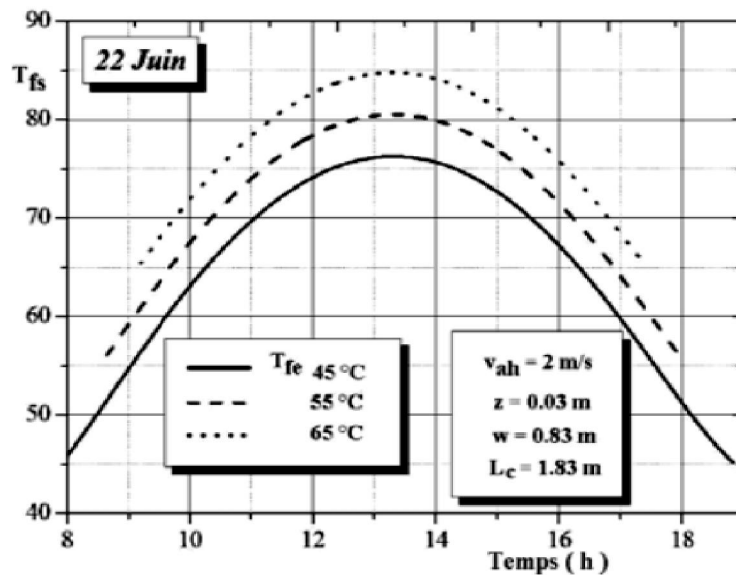


Figure I.26: Influence de la température d'entrée de l'air sur les variations horaires de la température de sortie du fluide [15].

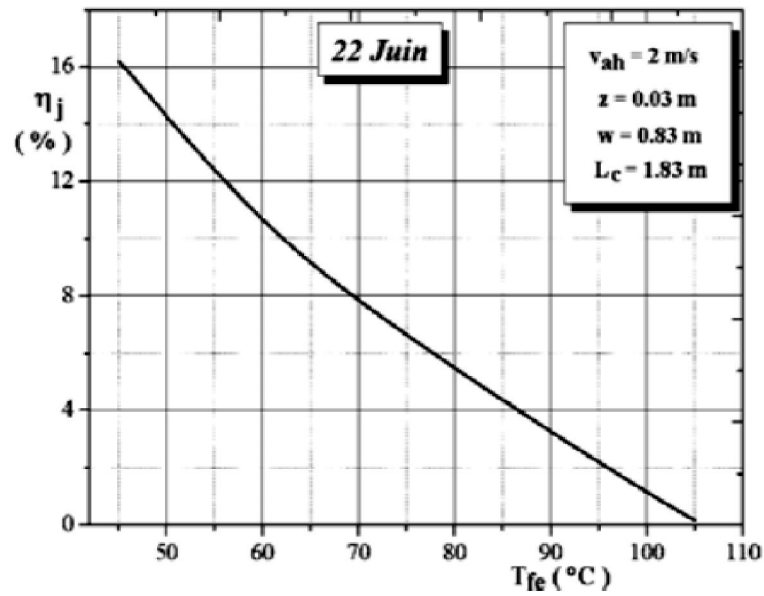


Figure I.27: Rendement thermique journalier du capteur en fonction de la température d'entrée de l'air [15].

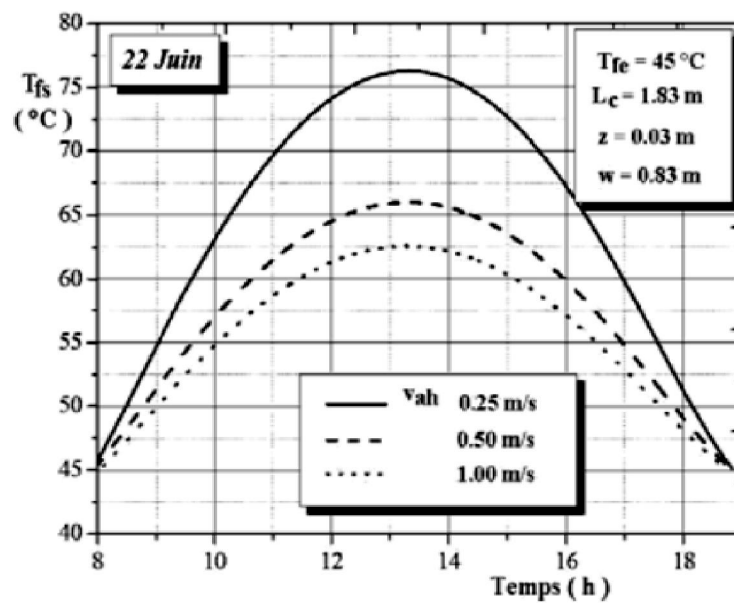


Figure I.28: Influence de la vitesse de l'air sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur [15].

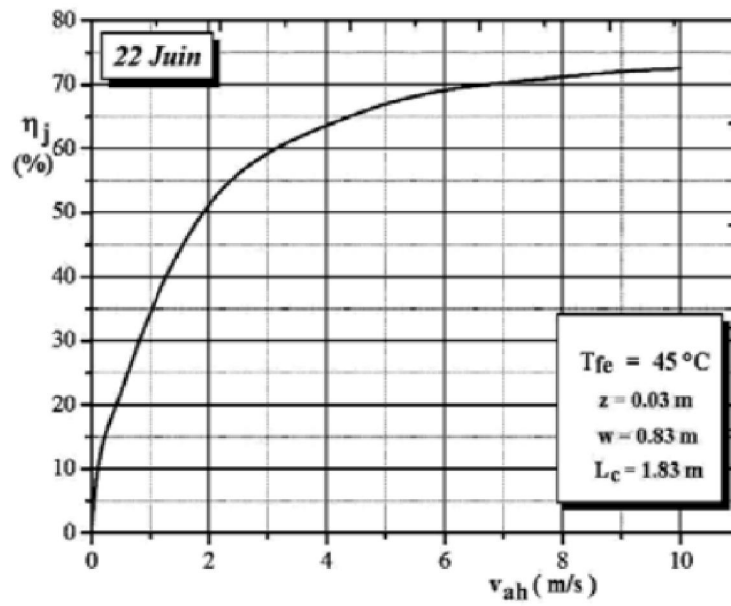


Figure I.29: Rendement thermique journalier du capteur en fonction de la vitesse de l'air [15].

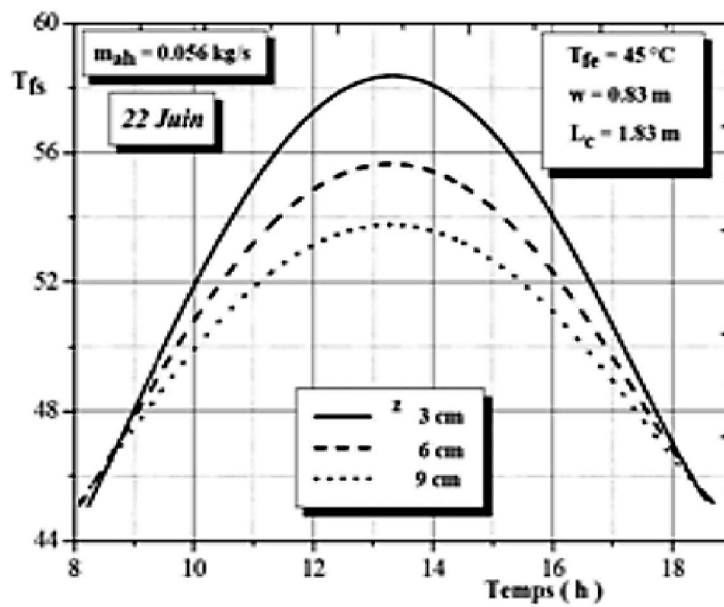


Figure I.30: Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur [15].

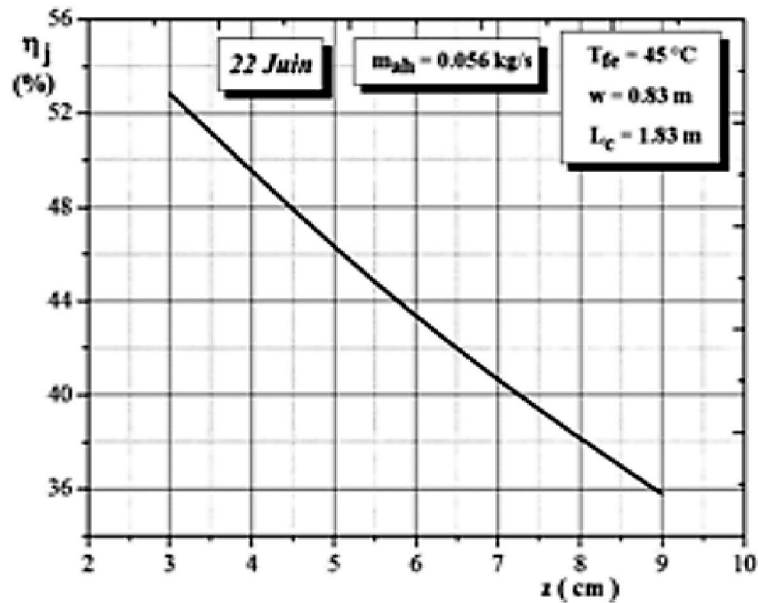


Figure I.31: Rendement thermique journalier du capteur en fonction de la hauteur du canal d'écoulement [15].

Ils ont constaté que la température à la sortie du capteur solaire et le rendement thermique continuent de diminuer au fur et à mesure que la hauteur du canal d'écoulement augmente. Cela est dû au fait que lorsque la distance (absorbeur – vitre) augmente, l'échange de chaleur convectif interne dans le capteur se détériore rapidement et le débit massique d'air gardé constant.

Leur étude montrait que, sous l'hypothèse d'un fonctionnement quasi-statique, l'équation du bilan thermique de chaque partie de l'isolateur est combinée en une équation différentielle conventionnelle qui contrôle les performances thermiques de l'isolateur.

L'utilisation d'une telle équation différentielle facilite énormément l'analyse des facteurs qui influent sur l'isolateur. Selon l'analyse réalisée :

- Le changement de la température d'entrée de l'air n'influe pas fortement sur la température de sortie, par contre, l'augmentation de la température d'entrée du fluide caloporteur influe négativement sur le rendement thermique.

- A mesure que la vitesse de l'air humide augmente, la température de sortie du fluide caloporteur diminue, en revanche, le rendement thermique augmente.

- A mesure que la hauteur du canal d'écoulement du fluide augmente, la température de sortie du fluide caloporteur et le rendement thermique de l'isolateur reculent.

K.Aoues et al. [16] ont mené une étude théorique et expérimentale sur un insolateur plan. Les paramètres étudiés sont le rayonnement solaire, le débit d'air, la vitesse du vent, et les températures de l'air à l'entrée et à la sortie et celle ambiante. Pour optimiser les performances thermiques, l'insolateur dispose de rugosités artificielles de différentes formes (modèle 1 et modèle 2) et disposition (A et B) dans la lame d'air dynamique.

La figure suivante montre le schéma de leur dispositif expérimental.

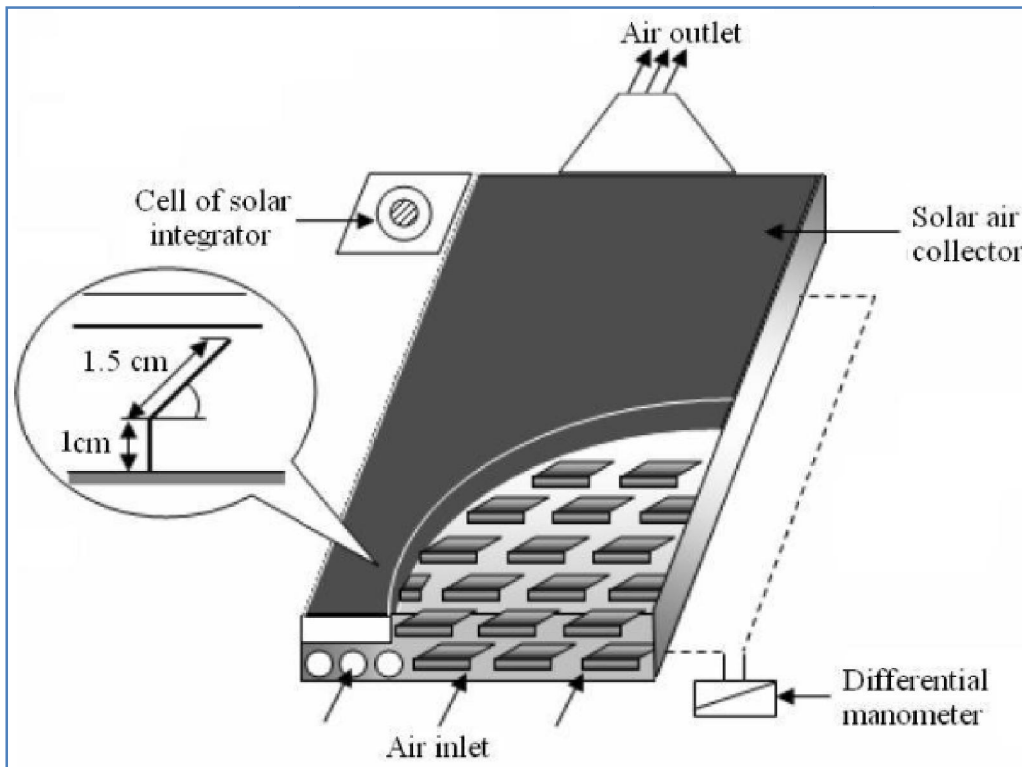


Figure I.32: Schéma du dispositif expérimental [16].

Les deux types d'obstacles ajoutés (model-1 et model-2) sont illustrés dans la figure 1.32.

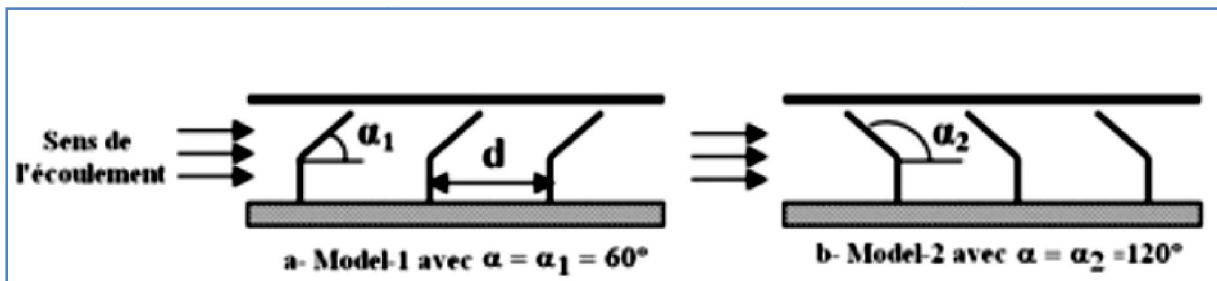


Figure I.33: Schéma descriptif des chicanes [16].

Il s'avère d'après les résultats obtenus à travers cette étude que l'ajout des rugosités artificielles dans la lame d'air peut augmenter l'échange thermique avec la plaque absorbante.

La comparaison de l'efficacité des quatre configurations expérimentées a conduit au choix de la configuration B1 car elle donne le meilleur rendement.

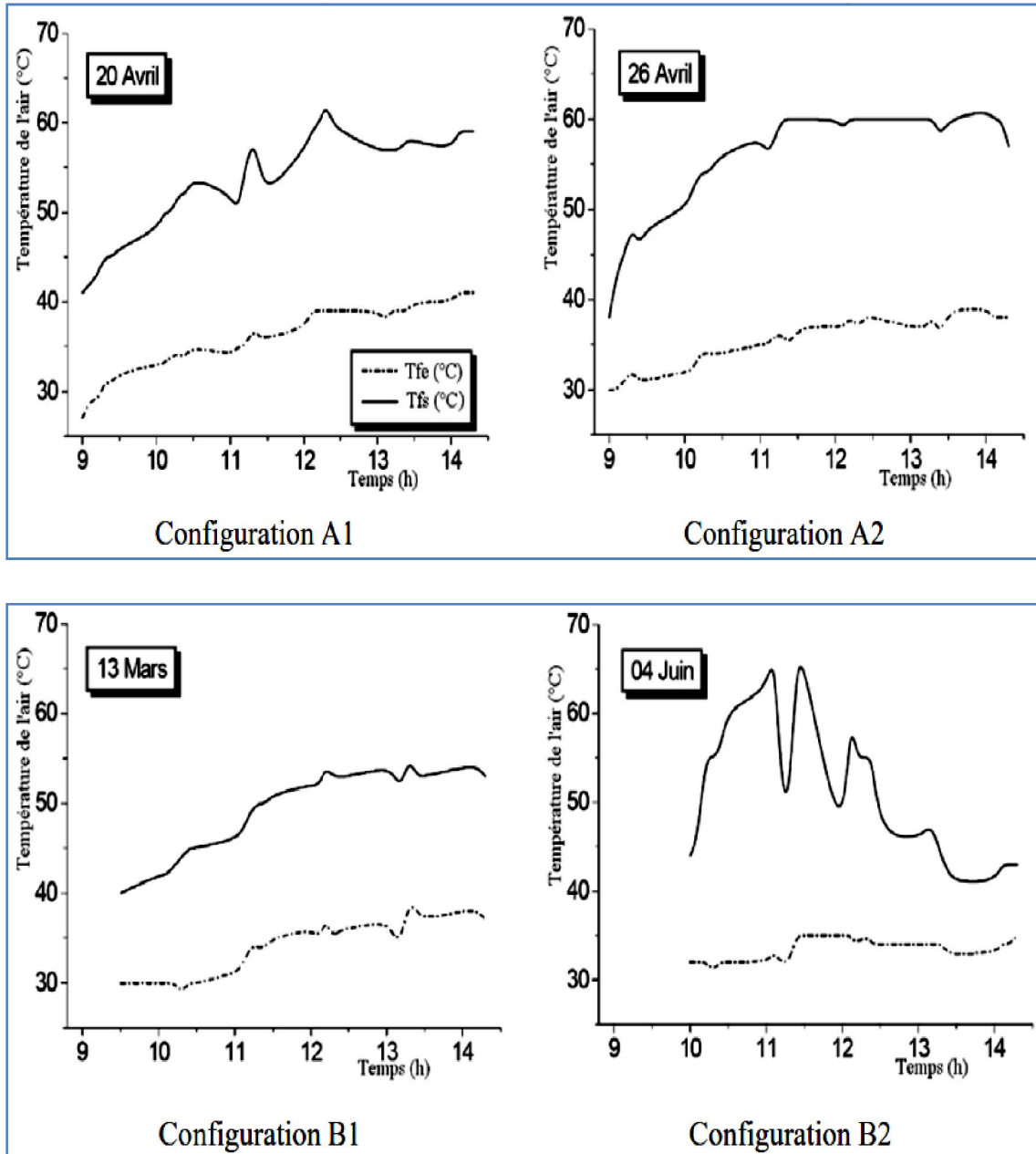


Figure I.34: Evolution de la température de l'air à l'entrée et à la sortie du capteur en fonction du temps [16].

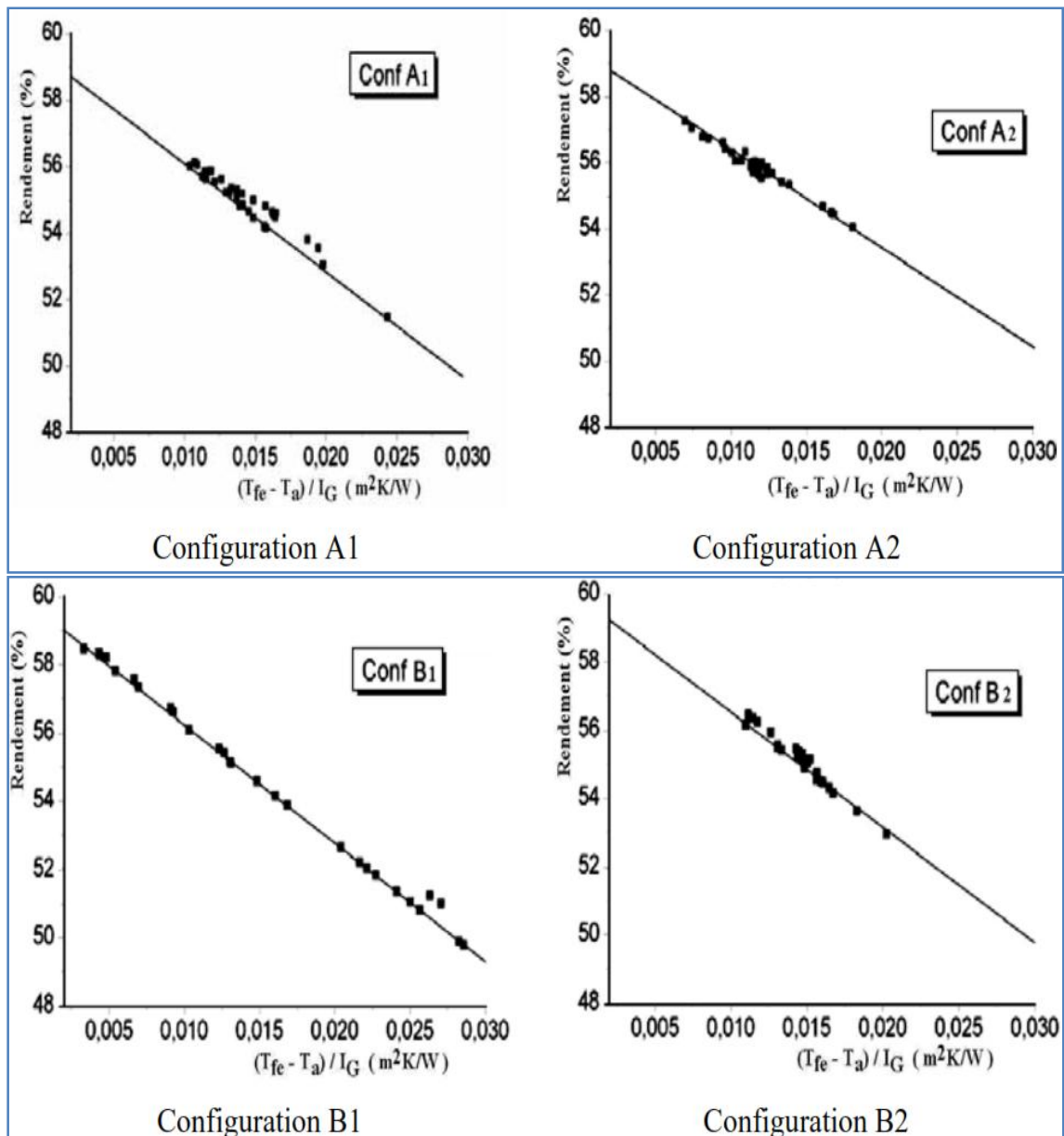


Figure I.35: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$ [16].

D. Ababsa et al. [17] ont mené une étude numérique en utilisant le logiciel Fluent sur l'influence de l'épaisseur de la veine dynamique du capteur solaire sur la perte par convection frontale. Ils ont mis l'accent sur le problème de la convection entre l'absorbeur et la couverture transparente. La simulation a été réalisée en régime stationnaire avec l'approximation de Boussinesq. L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour coupler la vitesse et la pression. La compréhension du transfert convectif leur permettrait d'optimiser les insolateurs à air.

La conception étudiée est un capteur solaire plan composé d'un absorbeur, d'une couverture transparente en verre et de parois latérales isolantes. Leur conception est illustrée dans la figure 1.36.

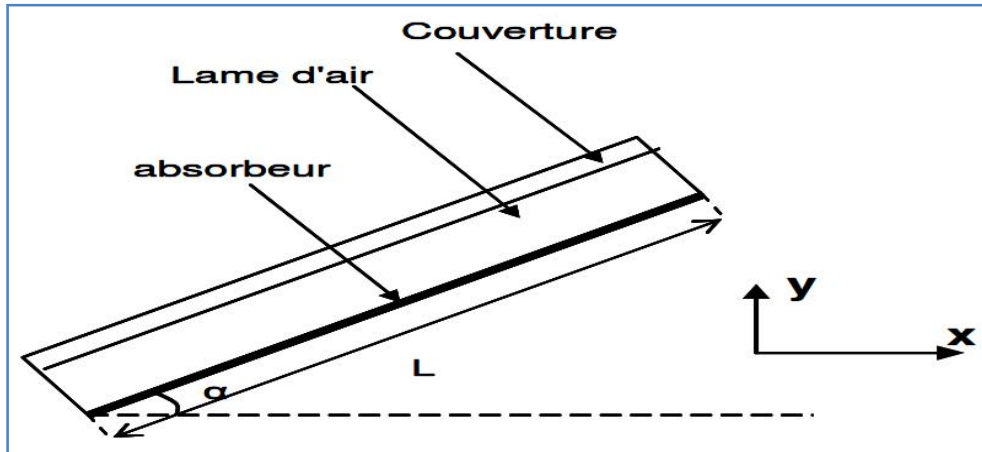


Figure I.36: Domaine d'étude (coupe du capteur suivant l'axe z) [17].

Les profils de vitesse et de température en fonction de l'épaisseur de la lame d'air sont présentés sur les figures (I.37 et I.38). Ils ont constaté que la variation de la température est proportionnelle à l'épaisseur de la lame d'air et à la température de l'air.

Cette étude a permis de calculer la perte thermique sur la face avant du capteur solaire et d'obtenir un épaisseur optimale qui donne un meilleur rendement.

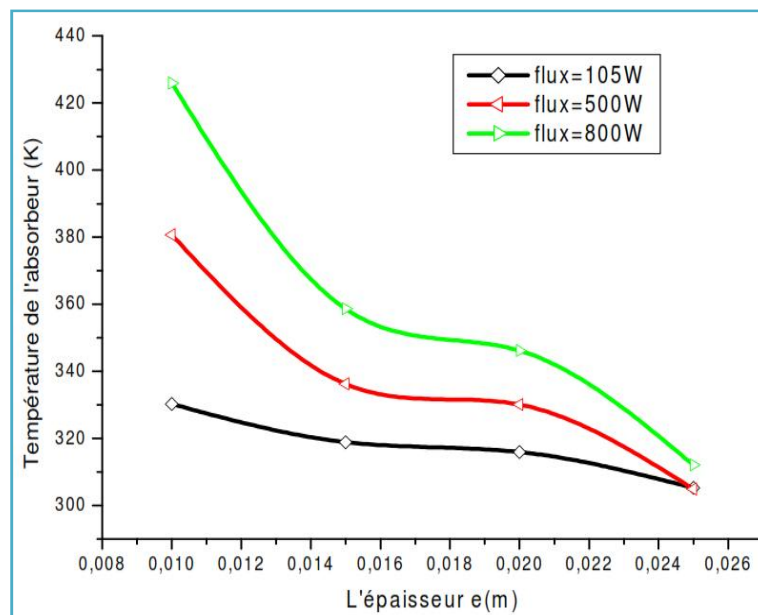


Figure I.37: Variation de la température de l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur [17].

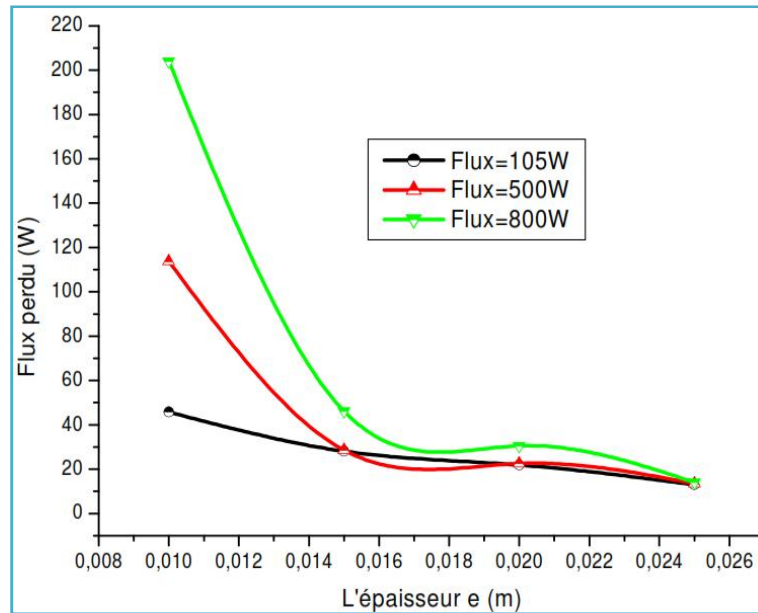


Figure I.38 : Variation du flux perdu en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur [17].

K. Aliane et M.A. Amraoui [18] ont étudié numériquement un insolateur à air de géométrie plane. Pour améliorer les échanges thermiques entre le fluide caloporteur et la plaque absorbante de l'isolateur. Ils ont intégré dans la lame d'air des chicanes rectangulaires disposées en rangées.

Dans leur travail, ils ont étudié l'effet de la rugosité artificielle pour augmenter l'échange thermique à l'intérieur d'un insolateur plan en utilisant la méthode des volumes finis pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air dans la veine dynamique de l'insolateur avec et sans rugosité artificielle. Les figures ci-dessous montrent la conception de leur étude.

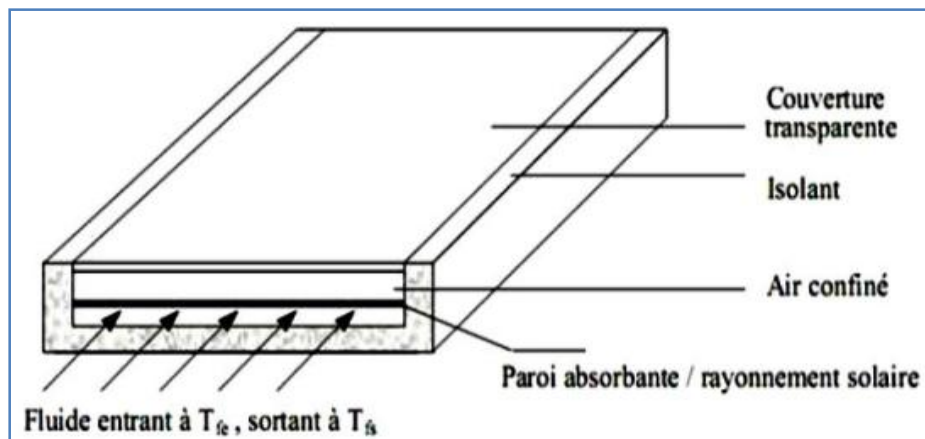
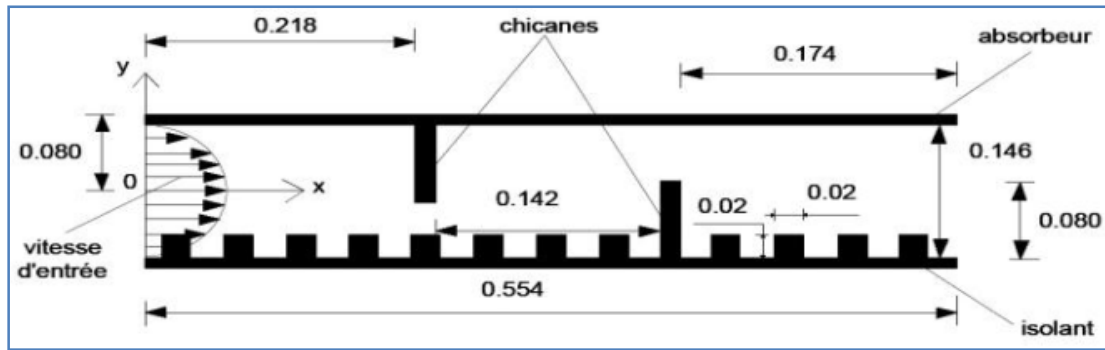
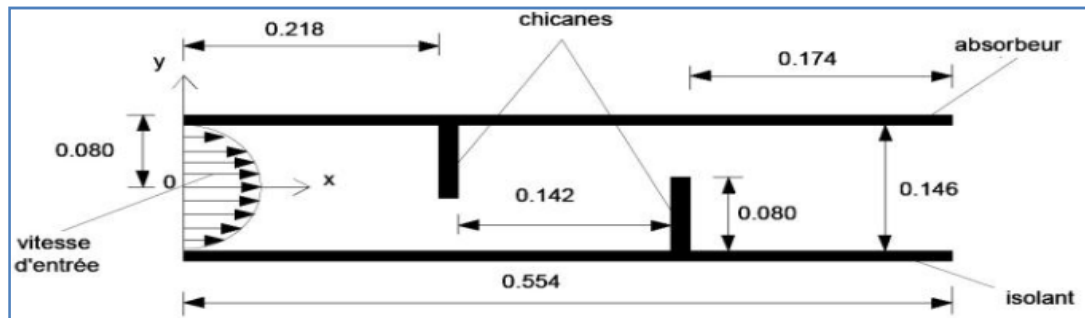


Figure I.39: Schéma de principe d'un capteur solaire plan [18].



a-Modèle de capteur sans rugosité.



b-Modèle de capteur avec rugosité rectangulaire.

Figure I.40: Schémas de la géométrie étudiée [18].

Les résultats numériques illustrés sur les figures (I.41-I.42), montrent une meilleure distribution des vitesses et une élévation de la température de sortie de l'air dans le canal d'écoulement du capteur muni de rugosités artificielles.

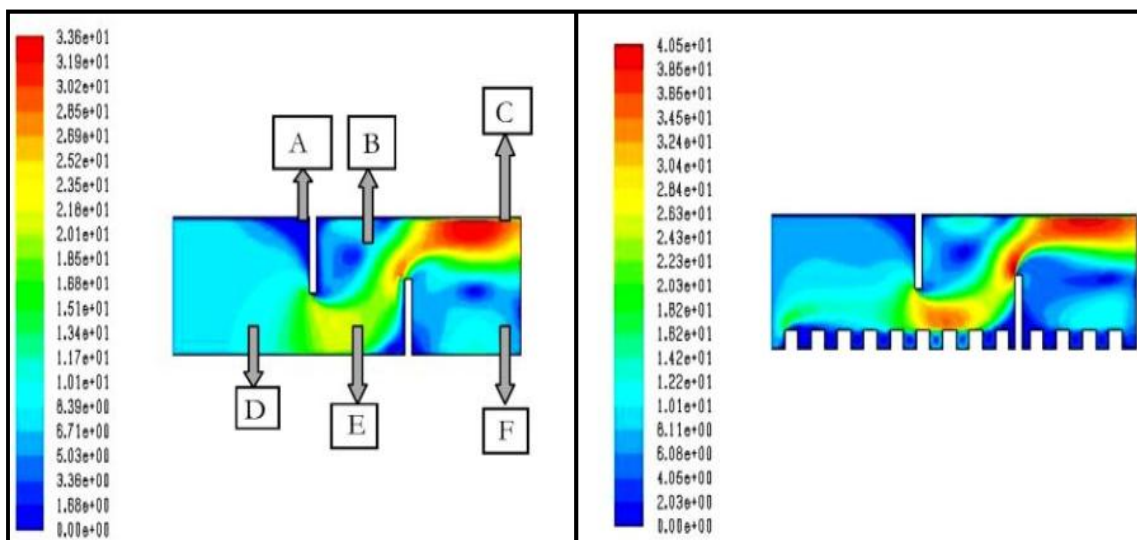


Figure I.41: Vecteur de vitesse V (Sans rugosité)[18].

Figure I.42: Vecteur de vitesse V (Rugosités rectangulaires)[18].

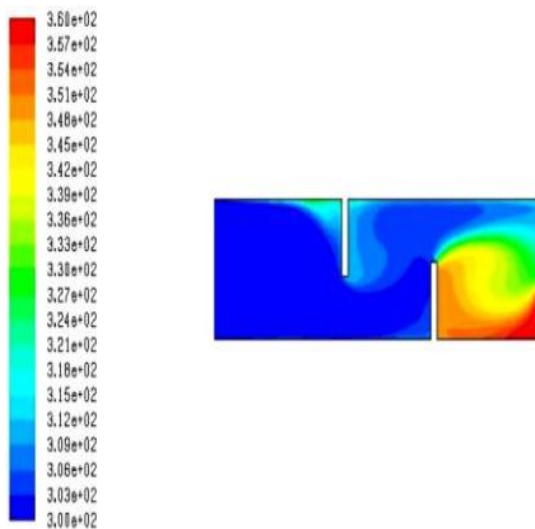


Figure I.43 : Champ de température
(Sans rugosité)[18].

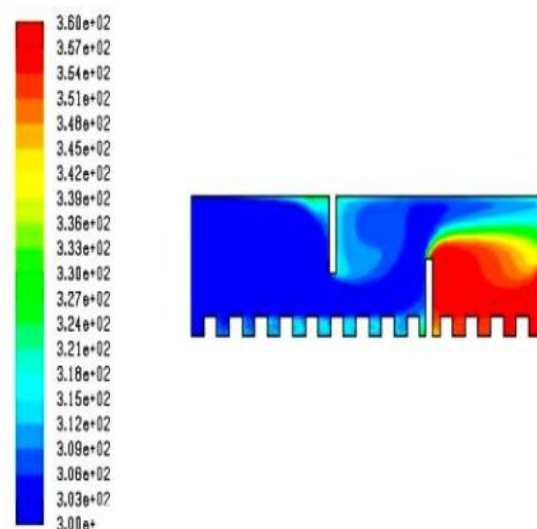


Figure I.44 : Champ de température
Avec rugosité rectangulaire [18].

Ils ont constaté que la rugosité favorise la vitesse d'écoulement dans quelques zones, par conséquent les températures du fluide caloporteur augment de manière progressive, bien que avec certaines vitesses et le transfert thermique s'améliore. En outre l'existence des chicanes a homogénéisé la distribution de la température le long de la veine dynamique de l'insolateur, par conséquent le transfert thermique augmente. Ceci se reflète sur le rendement de l'insolateur.

Rabéa. Kaoulal et al [19], ont mené une étude numérique sur un insolateur à air plan intégrés au bâtiment pour le chauffage domestique. La figure 1.45 schématise la conception étudiée. Il est composé d'une couverture transparente en verre, une plaque absorbante en cuivre et un isolant en polystyrène.

Les auteurs ont mis un modèle pour analyser le comportement dynamique d'un insolateur, par une approche de son fonctionnement en appliquant la méthode des nœuds.

Les résultats numériques, expérimentaux et des comparaisons sont illustrés sur les figures I.46-I.50. Il en résulte que :

- La température de l'absorbeur est la plus élevée, ce qui explique aisément par son facteur d'absorption solaire (absorbeur en cuivre peint en noir avec une couche sélective).
- D'après les profils des températures simulées, le polystyrène assure une bonne isolation.

- La température de sortie du fluide varie en fonction du flux solaire.

-La conception a permis d'obtenir des températures du fluide considérable à la sortie, favorable pour les exploiter dans le préchauffage et le chauffage des bâtiments,

Grâce à leurs recherches, les auteurs ont pu développer un modèle numérique pour décrire le comportement d'un insolateur à air dans des conditions transitoires.

Ils ont aussi conclu que la modélisation en convection forcée peut bien expliquer le comportement thermique de l'insolateur et l'importance de son inertie.

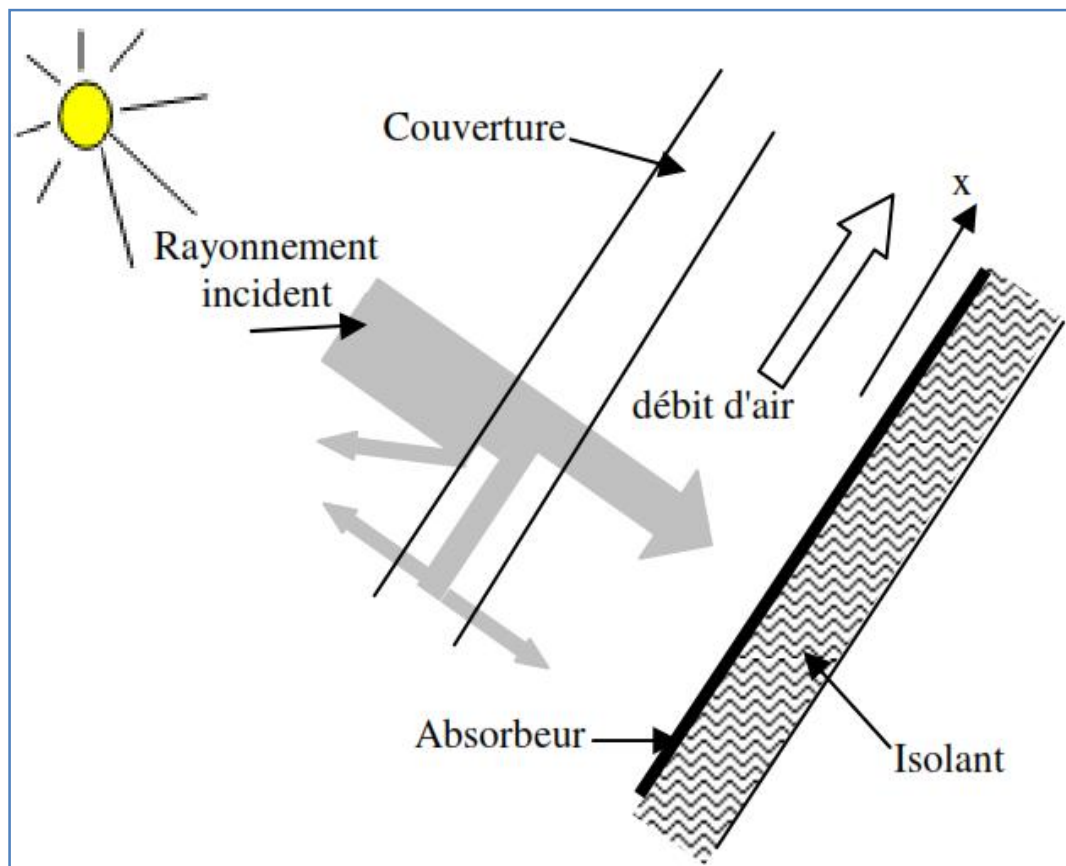


Figure I.45 : Schéma de principe du capteur à air [19].

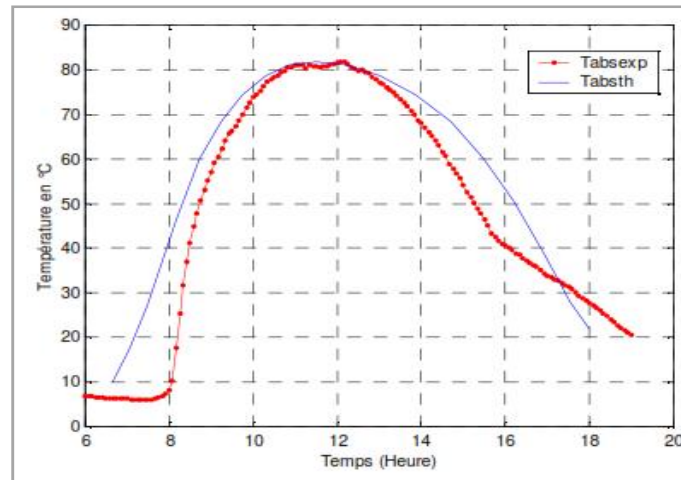


Figure I.46 : Température de l'absorbeur [19].

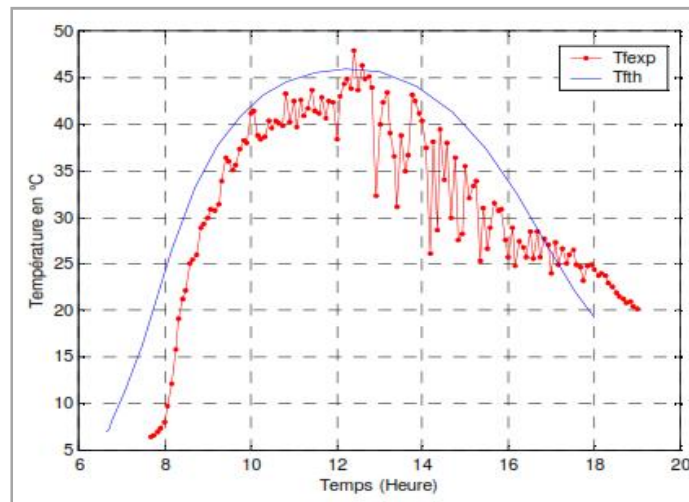


Figure I.47: Température de fluide caloporteur [19].

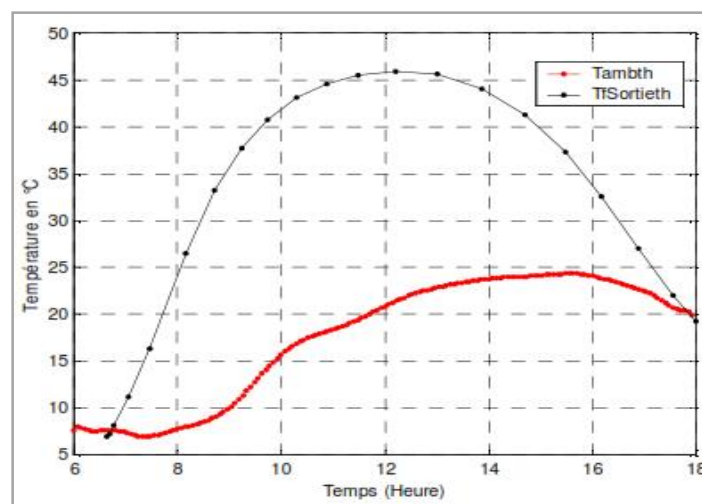


Figure I.48: Température de fluide caloporteur comparé à la température ambiante pour la modélisation [19].

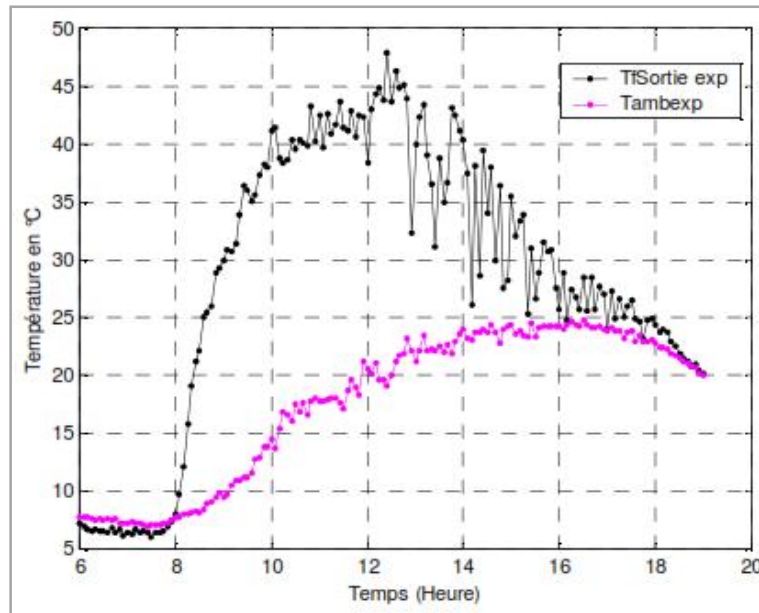


Figure I.49: Température de fluide caloporteur comparé à la température ambiante pour l'expérimentation [19].

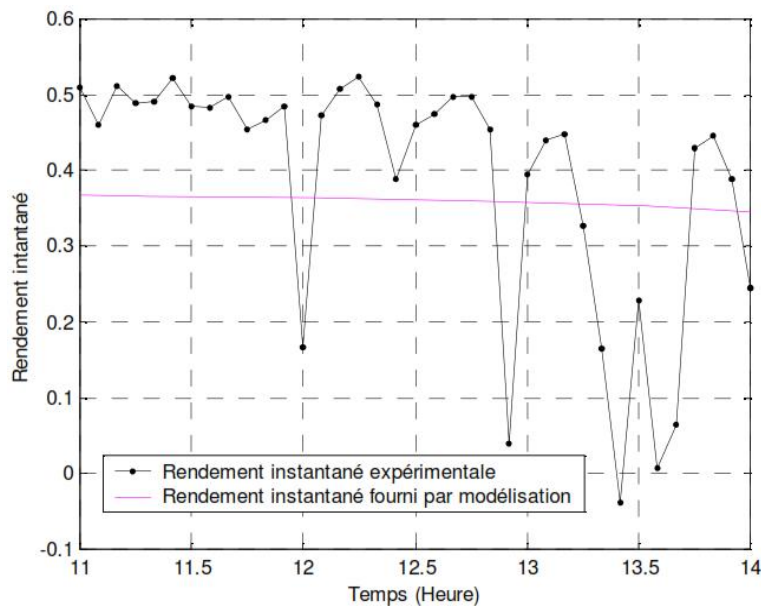


Figure I.50: Rendement instantané [19].

Compte tenu du développement de la conception des capteurs solaire à air classiques au cours des dernières années, Mahboub Chawki [20] proposa un prototype d'insolateur de nouvelle géométrie et sans chicanes. L'auteur a promis de simplifier au maximum la conception de ces insolateurs à air. Il s'agit d'un capteur solaire à air de géométrie curviligne, ceci en gardant les mêmes composants du capteur plan. Il a constaté, que l'efficacité thermique de ce modèle d'insolateurs d'air est supérieure à celle des capteurs solaires simples

dans les mêmes conditions de travail. Mais au contraire, pour le rendement thermo-hydraulique, le gain énergétique net qu'il représente est l'énergie thermique équivalente compte tenu le travail nécessaire à la circulation de l'air à travers la veine d'air. Il estime que pour augmenter le gain énergétique net, il devrait augmenter l'échange de chaleur et en même temps garder la perte de charge aussi faible que possible.

Afin de réaliser son but, le flux secondaire provoqué par la force centrifuge affectant un fluide qui s'écoule dans un canal curviligne est particulièrement intéressant. Les caractéristiques générales d'écoulement et de transfert de chaleur dans un tel canal dépendent de nombre :

$$De = \frac{\text{force centrifuge} \times \text{force d'inertie}}{\text{force visqueuse}} = Re \left(\frac{Dh}{Rc} \right)^{1/2}$$

Où Dh et Rc sont respectivement le diamètre hydraulique et le rayon de courbure de la conduite. Bien qu'il y ait manifestement un manque d'informations sur la corrélation entre l'échange de chaleur et la perte de charge en nombre de Dean pour une telle configuration et dans les conditions aux limites représentant les capteurs solaires à air, cela prouve que l'augmentation de la perte de charge est due à la flexion de la vitesse axiale du fluide dans le canal curviligne. Par conséquent la contrainte de cisaillement avec la paroi supérieure du conduit d'écoulement. Bien que les échanges thermiques s'améliorent à l'apparition de l'écoulement secondaire.

Sur la base des faits suivants : Si le nombre de Dean touche son minimum (correspondant à $Rc \gg Dh$), un flux secondaire peut être généré sans changer la vitesse axiale. Il a recommandé de concevoir un capteur solaire curviligne sans chicanes, comme illustré sur la figure I. 51.

Pour déterminer l'efficacité de ce nouveau prototype, L'auteur a eu recours à la méthode expérimentale ; la figure ci-dessous donne une description générale du dispositif expérimental.

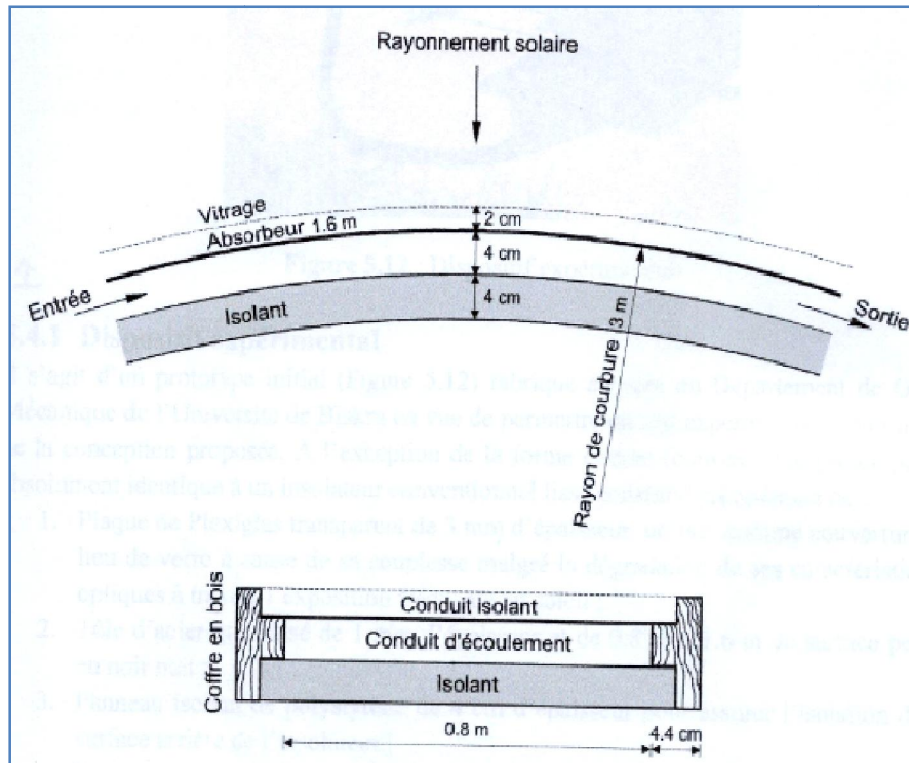


Figure I.51 : Schéma du prototype proposé [20].



Figure I.52 : Dispositif expérimental du prototype proposé [20].

Les expériences sont réalisées dans des conditions extérieures où les données météorologiques sont généralement incontrôlables, il est donc difficile de répondre aux exigences de l'ASHRAE [21] pour les tests standards des capteurs solaires à air. Les tests de performance se limitent à la détermination de l'efficacité thermique et thermo hydraulique pour ce nouveau capteur solaire. Les tests ont été effectués à l'Université de Biskra pendant l'été (juin 2013). Il a choisi des jours clairs et ensoleillé et la vitesse du vent était relativement faible. La direction du capteur solaire était vers le sud et incliné de 18° par rapport à l'horizontale, ce qui est considéré comme le meilleur choix pour l'emplacement à Biskra en été.

Le débit d'air à l'intérieur du capteur solaire à air est assisté par un système de ventilateur d'extraction avec un variateur de vitesse. Pour chaque expérience, le débit massique surfacique prend l'une des quatre valeurs suivantes, à savoir 0,018, 0,0293, 0,0385, 0,0466 kg/sm^2 , ce qui se situe dans la plage de débit typique d'un capteur solaire à air. L'enregistrement de données a été fait manuellement et les résultats obtenus sont illustrés dans les figures ci-dessus.

Les figures (1.53-1.56) montrent la variation de l'intensité globale du rayonnement solaire et l'écart de température du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du capteur solaire curviligne. Les mesures montrent que le rayonnement solaire global a augmenté jusqu'à un maximum d'environ $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ au midi solaire, pendant cette période, il est resté presque stable, après cela, il a commencé à diminuer.

Un changement similaire de la différence de température de l'air, est constaté, car ce dernier dépend fortement du rayonnement solaire. Les différences de température maximales obtenues sont respectivement de 27,8, 21,5, 17,8 et $16,2^\circ \text{C}$ pour des débits 0,018, 0,0293, 0,0385 et $0,0466 \text{ kg}/\text{sm}^2$,

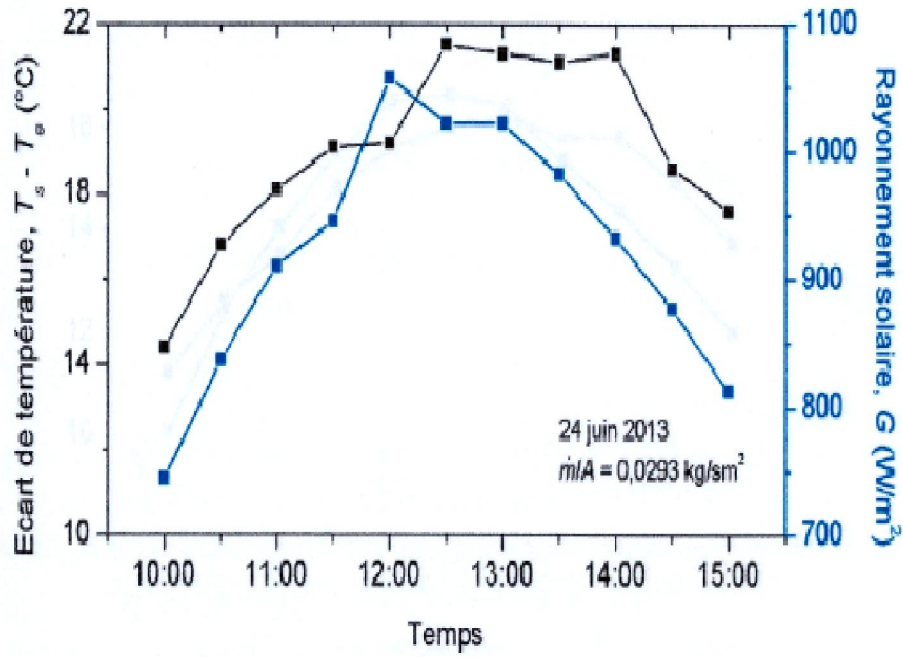


Figure I.53: évolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (25 juin 2013) pour un débit de 0.018 Kg/sm² [20].

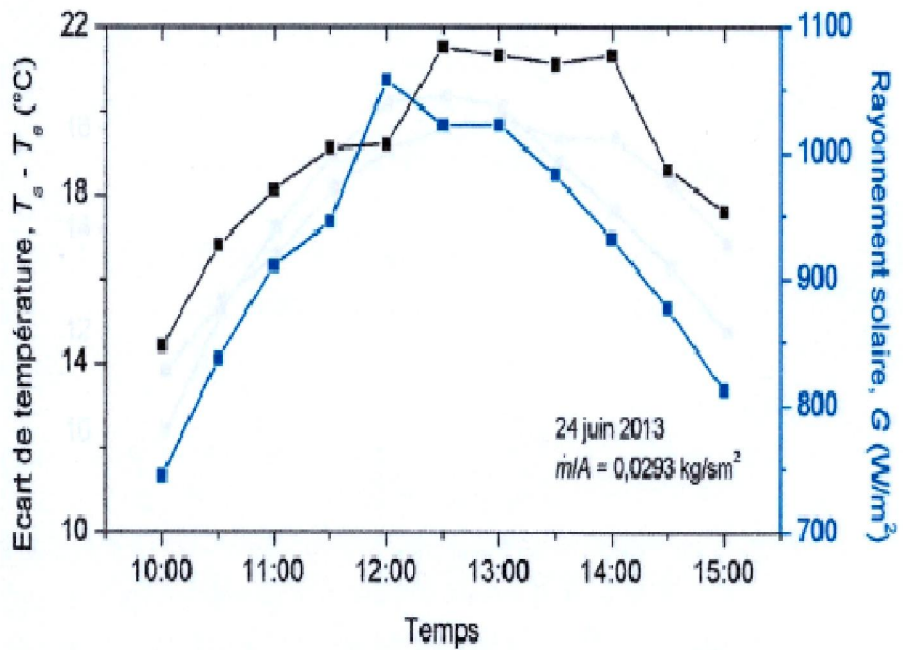


Figure I .54 : Evolution de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (24 juin 2013) pour un débit de 0.0293 Kg/sm² [20].

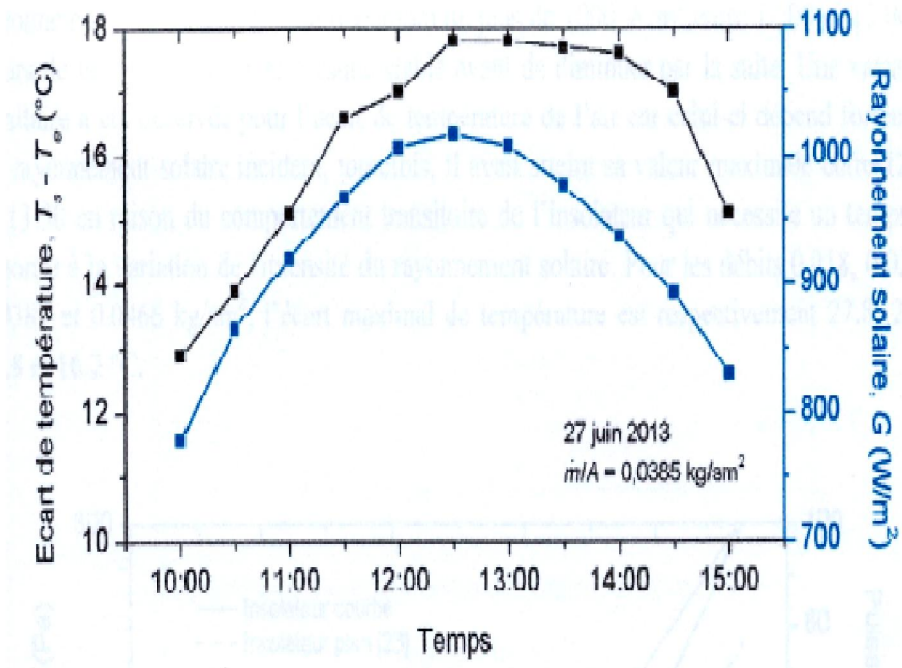


Figure I.55 : Evolution de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (27 juin 2013) pour un débit de 0.0385 Kg/sm² [20].

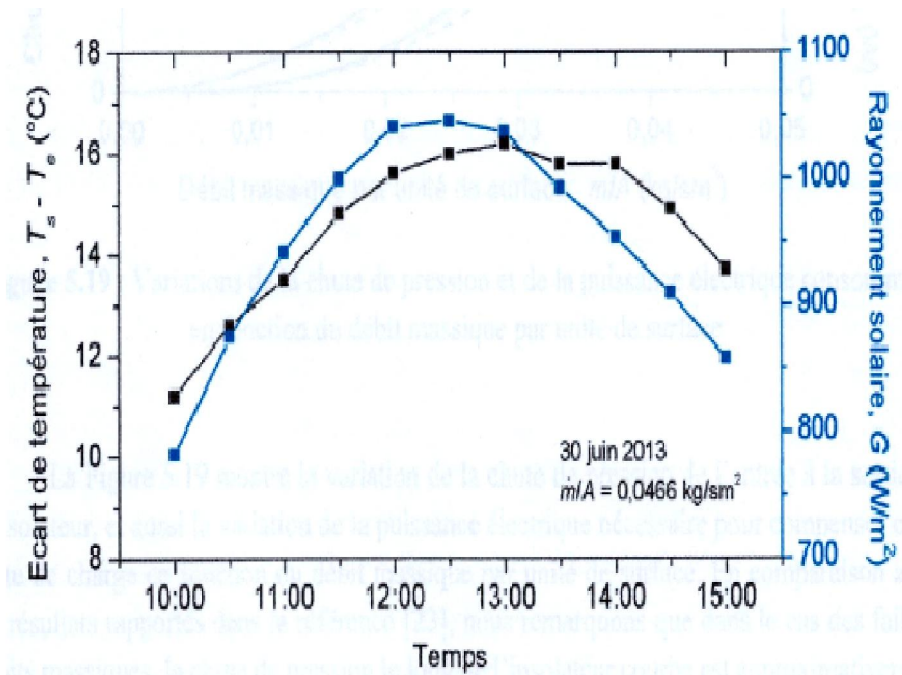


Figure I.56 : Evolution de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (30 juin 2013) pour un débit de 0.0466 Kg/sm² [20].

La figure 1.57 montre l'évolution de la perte de charge de l'entrée à la sortie du capteur solaire et la variation de la puissance électrique nécessaire pour équilibrer la perte de charge,

en fonction du débit massique surfacique. Par rapport aux résultats faites auparavant, l'auteur a distingué particulièrement que dans le cas d'un faible débit massique, les pertes de charge le long du capteur solaire curviligne est approximativement égale aux pertes de charge du capteur solaire plan.

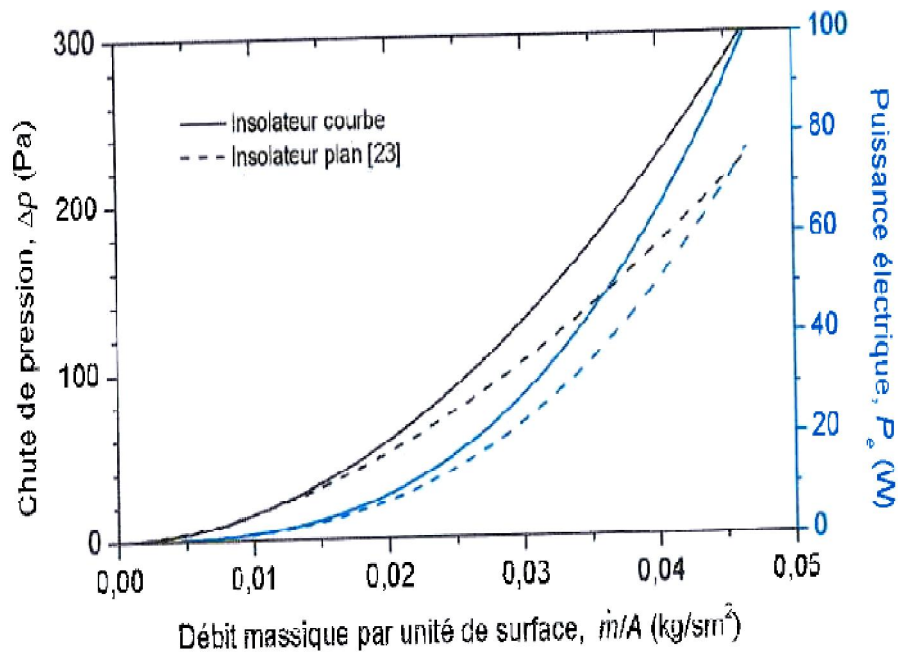


Figure I.57 : variations de la chute de pression et de la puissance électrique consommée en fonction du débit massique par unité de surface [20].

Au fur et à mesure que le débit augmente, la force centrifuge affectant l'écoulement de l'air serait considérable, entraînant un changement de la courbe de vitesse axiale. En conséquence, les pertes de charges dans le capteur solaire curviligne augmentent plus rapidement que les pertes de charges dans le capteur plan.

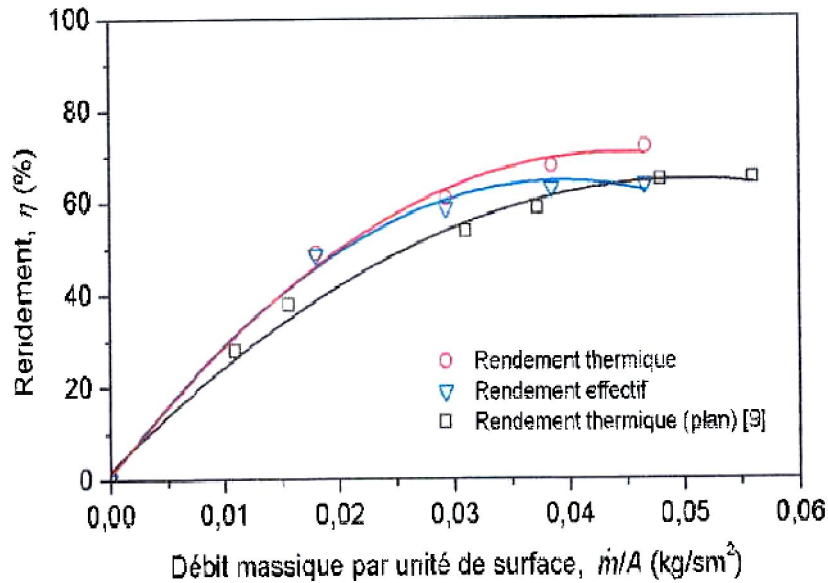


Figure I.58 : variations du rendement thermique et du rendement effectif (thermo-hydraulique) en fonction du débit massique par unité de surface [20].

Les résultats trouvés grâce à cette étude, montrent le potentiel de la nouvelle conception, au sujet de performances thermo-hydrauliques, car le capteur curviligne ne diffère du capteur plan que par sa forme géométrique. Et il ne nécessite pas l'utilisation de rugosité industrielle, contrairement aux capteurs solaires conventionnels. Cependant, en raison des difficultés de cette étude, l'auteur a exhorté de faire d'autres expériences pour donner des renseignements complémentaires sur les performances de la nouvelle conception.

Quelques années plus tard, Singh et al. [22] ont étudié numériquement un CSA courbé inspiré de celui de Mahboub [20], en utilisant un modèle CFD validée pour différents angles de courbure ($25-50^\circ$). Afin d'améliorer les performances thermo-hydrauliques en incorporant l'effet de cheminée sur le canal d'écoulement convexe et concave. Les résultats montrent un facteur d'amélioration du transfert de chaleur significatif, une augmentation du nombre de Nusselt par unité de chute de pression (NuP) et un rapport d'amélioration de la température par rapport au CSA plan conventionnel. Les conceptions convexes et concaves présentent respectivement, une amélioration thermique de 43% et 31% et une NuP de 7% et 6% supérieure à la convection naturelle conventionnelle pour un capteur solaire plan à air.

Récemment Singh et al. [23] ont présenté une comparaison des performances thermiques d'un capteur solaire à air courbé et plan dans diverses conditions environnementales en utilisant le modèle numérique cité ci-dessous. Ils ont déterminé l'angle de courbure optimal pour le capteur solaire à air incurvé sous une large plage de débit

massique ($0,0172-0,0472\text{kg/sm}^2$) qui offre des performances thermiques optimales (i.e. 25°) et des nombres de Reynolds ($2200-6000$) et d'angles d'inclinaison ($0-60^\circ$). Le facteur d'amélioration (Nu courbé / Nu plan) se situe dans la plage ($1,5-2,2$), ce qui montre que le CSA courbé est thermiquement bien meilleur que le CSA plan. Deuxièmement, le CSA courbé optimisé est ensuite comparé à une conception plane pour des angles d'inclinaison θ de 0 à 60° , dans des conditions stables et venteuses.

A l'issus des résultats intéressants trouvés par Mahboub et al [20], nous avons réalisé une étude expérimentale comparative des performances thermiques du capteur curviligne avec ceux du capteur plan. De plus, les performances hydrauliques telles que la chute de pression et la consommation électrique ont été étudiées. L'objectif principal était de déterminer les performances effectives des deux capteurs solaires à air. Généralement, l'efficacité était le facteur le plus important pour prédire les performances thermiques et effectives des capteurs solaires à air [24 et 25].

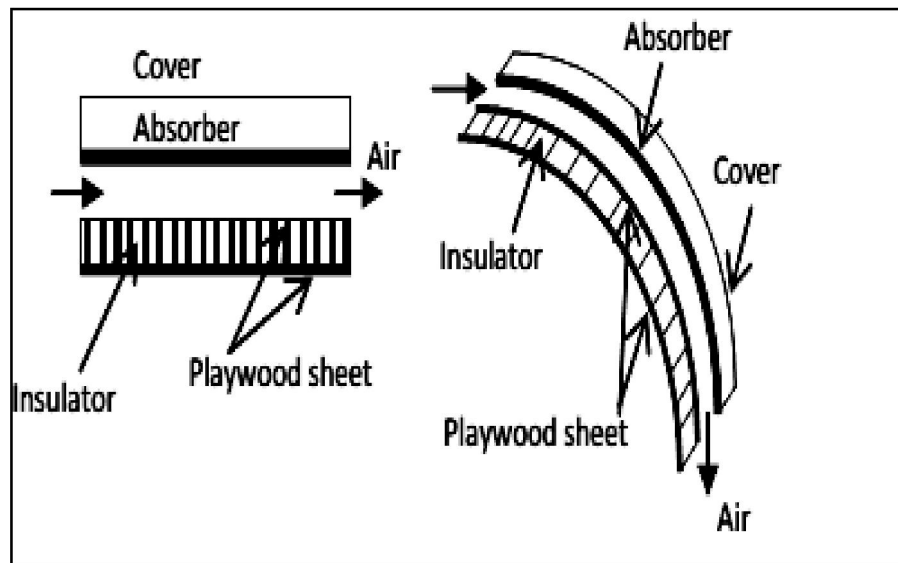


Figure I.59 : Vues schématique des deux capteurs solaires

Référence

- [1] J. Bernard. Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [2] J. Flechon. Température d'équilibre d'un collecteur. Plan dans des conditions réelles définies. Revue de Physique Appliquée, 1976, 11 (6), pp.743-750.
- [3] J. Flechon. Exploitation domestique de l'énergie solaire. Influence du climat. Revue de Physique Appliquée, 1978, 13 (2), pp.75-79.
- [4] M. Papini, F. Papini. Amélioration de l'effet de serre dans les convertisseurs thermiques de l'énergie solaire : traitement anti-reflet de la couverture de verre, par voie chimique. Revue de Physique Appliquée, 1977, 12 (12), pp.1855-1859.
- [5] E. Rauzier. Expérimentation de capteurs solaires à air à absorbeur poreux. Revue de Physique Appliquée, 1980, 15 (3), pp.411-415.
- [6] A. M. Dalbert, J.L. Peube, F. Penot, J.F. Robert. Etude de l'écoulement dans un collecteur plan. Revue de Physique Appliquée, 1980, 15 (2), pp.201-206.
- [7] B. Drévilion, R. Vanderhaghen. Comparaison des performances des capteurs héliothermiques plans. Revue de Physique Appliquée, 1980, 15 (2), pp.131-138.
- [8] P. Rivet, Groupe Ramses. Analyse physique élémentaire de l'équation simplifiée du capteur plan à air en régime stationnaire. Revue de Physique Appliquée, 1980, 15 (5), pp.977-983.
- [9] P.-Y. Nizou, A. Chomarar. Détermination du point de fonctionnement d'un capteur solaire plan sans concentration par une méthode graphique. Revue de Physique Appliquée, 1980, 15 (2), pp.143-149.
- [10] J.R. Puiggali, F. Penot. Analyse du comportement dynamique et thermique d'un séchoir solaire constitué d'un capteur à matrice poreuse couplé à une cheminée solaire. Revue de Physique Appliquée, 1983, 18 (10), pp.625-633.
- [11] A. Benkhelifa. Optimisation d'un Capteur Solaire Plan, Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique (1998) 13-18.
- [12] F. Mokhtari et D. Semmar. Etude expérimentale d'un capteur solaire à air, Rev. Energ. Ren. : Valorisation (1999) 243-246.
- [13] A. Khouya, J. Benabdelouhab, Abdeslam Draoui. Simulation numérique des transferts thermiques dans un système de séchage solaire du bois. Jean-Jacques Bezian. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. ENSTIMAC, 5p.
- [14] M. Ayadi, I. Zouari et A. Bellagi, Simulation d'une association d'un capteur solaire à air et un stock pour une unité de séchage solaire. Revue des Energies Renouvelables SMSTS'08 Alger (2008) 25–34.
- [15] S. Oudjedi, A. Boubghal, W. Braham Chaouch, T. Chergui, et A. Belhamri. Etude paramétrique d'un capteur solaire plan à air destiné au séchage (Partie: 2). Revue des Energies Renouvelables SMSTS'08 Alger (2008) 255 – 266

- [16] K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Moummi, A. Labed, E. Achouri et A. Benchabane. Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 12 N°2 (2009) 237 – 248.
- [17] D. ABABSA, F. Z. FERAHTA, S. BOUGOUL, C. ABID. Etude numérique de la convection dans la lame d'air d'un capteur solaire. V^{ème} Congrès International sur les Energies Renouvelables et l'Environnement, 04-06 Novembre, 2010, Sousse, Tunisie.
- [18] K. Aliane et M.A. Amraoui. Etude numérique d'un capteur solaire plan à air ayant une rugosité rectangulaire. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 16 N°1 (2013) 129-141.
- [19] R. Kaoulal; S M E. Bekkouche; T. Benouaz; S. Kherrou. Modélisation numérique d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime transitoire en vue d'intégration au bâtiment. Conférence IBPSA France-Arras-2014.
- [20] C. Mahboub, N. Moummi, A. Brima & A. Moummi. Experimental study of new solar air heater design. (2016), *International Journal of Green Energy*, 13:5, 521-529.
- [21] ANSI/ASHRAE 93-1986 (RA 91). ASHRAE Standard: Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors.
- [22] A.P. Singh, O.P. Singh, (2019). Thermo-hydraulic performance enhancement of convex-concave natural convection solar air heaters *Solar Energy*, 183: 146-161.
- [23] Singh, A.P., O.P. Singh, (2019). Curved vs. flat solar air heater: performance evaluation under diverse environmental conditions. *Renewable Energy*, 145: 2056-2073.
- [24] F. Guellai, Adnane Labed, Noureddine Moummi. Experimental thermal-hydraulic investigations of various solar flat plate collector designs. The Forth Students Symposium on Engineering Application of Mechanics SSENAM'4.
- [25] F. Guellai, Adnane Labed, Noureddine Moummi, Chawki Mahboub Measurement and Analysis of Thermal-Hydraulic Performance of Curved and Plate Flat Solar Air Heaters; A Comparative Study. *Instrumentation Mesure Métrologie Journal* Vol.18, No.6, December, 2019, pp. 553-558.

CHAPITRE II

II.1 Introduction

Le capteur solaire thermique, est un échangeur de chaleur qui permet de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air ...). Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications, à savoir ; le chauffage, la réfrigération, le séchage, etc.

L'objectif principal de ce chapitre est la détermination, en particulier des performances thermiques des deux modèles de capteurs solaires ; plan et curvilignes. Ces deux modèles ont les mêmes dimensions et mêmes matériaux de construction, la seule différence qui existe c'est la forme courbure du deuxième capteur comme il est présenté dans la coupe longitudinale ci-dessous (Figure II.1).

L'étude du comportement thermique du capteur solaire conçu relative à la configuration utilisée, ne peut être qu'une étude parmi tant d'autres déjà élaborées. Plusieurs modèles décrivant la variation du rendement thermique, en fonction des paramètres, tels que le nombre de Reynolds, le débit de l'air caloporteur ou autres [2,3]. Ces modèles généralement ne tiennent pas en compte de la courbure du capteur. Pour cela nous recourrons à une solution que nous avons jugée susceptibles de permettre l'extraction des distinctions entre ces deux capteurs ; il s'agit d'utiliser les valeurs des mesures expérimentales du rayonnement reçu en chaque point sur les deux capteurs.

II.2 Le système énergétique solaire étudié :

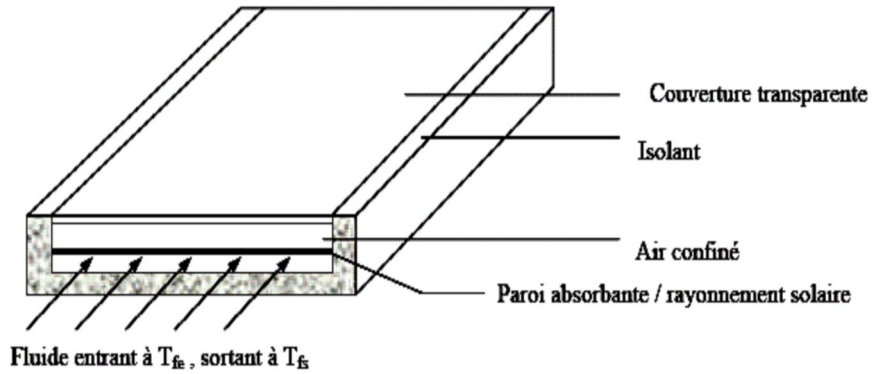
Le système solaire étudié est un capteur séchoir sans stockage d'énergie. Ceci nous amène à considérer un capteur solaire plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque inférieur placée sur l'isolant. Tout ceci est dans le but d'obtenir des températures moyennes suffisantes pour le séchage solaire des produits agro-alimentaires.

Les paramètres influençant le fonctionnement du capteur sont de deux natures :

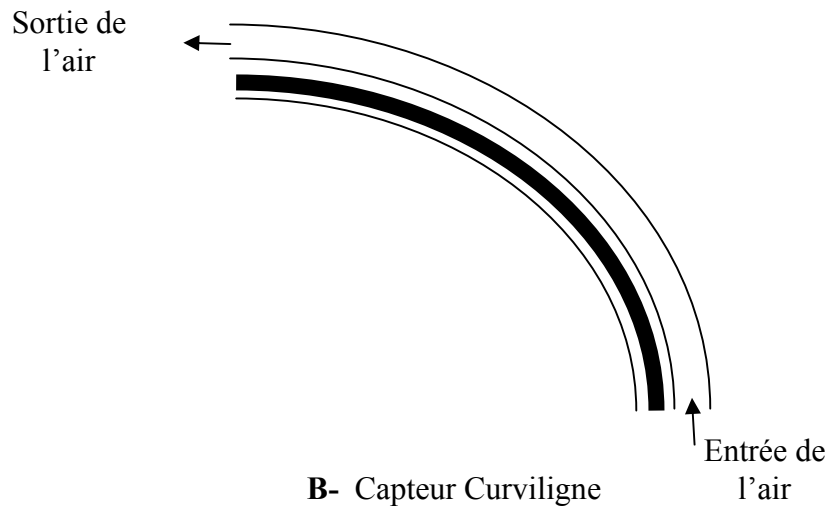
- paramètres intrinsèques : ce sont soit des caractéristiques propres au capteur, soit des caractéristiques du fluide caloporteur qui le traverse,
- paramètres extrinsèques : c'est l'ensemble des conditions climatiques dont dépend le fonctionnement du capteur. L'éclairement incident est séparé en un éclairement de longueur d'onde inférieure à 2,5 μm et un éclairement infrarouge de longueur d'onde supérieure à 2,5

μm . Ceci permet de tenir compte du rayonnement du ciel lorsque le capteur est placé à l'extérieur ou de celui du local d'essais lors des essais avec simulateur solaire [4].

La figure 1 représente les éléments du capteur solaire à air étudié :



A- Capteur plan



B- Capteur Curviligne

Figure. II.1 : Schémas des deux capteurs étudiés.

II.3 Modélisation de l'insolateur

II.3.1 par une méthode directe

Le bilan thermique d'un insolateur rapporté à l'unité de surface est :

$$G = Q_u + Q_p + Q_s \quad (1)$$

Ce bilan se résume ainsi : le flux global G reçu par l'insolateur représente la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les

différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée Q_s dans les différentes parties de l'insolateur.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, ce qui conduit à :

$$G = Q_u + Q_p \quad (2)$$

Le comportement du capteur a été modélisé en régime dynamique en utilisant une discrétisation nodale.

La modélisation du comportement thermique du capteur solaire en régime dynamique est faite par la discrétisation fictive en un certain nombre de pas. Les équations sont obtenues en écrivant les bilans énergétiques pour chaque nœud.

Il existe deux méthodes de modélisation de l'insolateur plan à air :

- a)- Méthode globale.
- b)- Méthode par tranches.

II.3.3 Méthode globale

Cette deuxième méthode est celle suivie par **Hottel**, **Whillier** et **Bliss** [5, 6]. Elle suppose que le régime est quasi-permanent et que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Cette méthode considère que la variation de la température à l'entrée du capteur est faible et les performances que nous déterminons sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit [7, 8, 9] :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{v}_f \text{grad} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (3)$$

Où q est le flux de conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ .

En régime permanent et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient:

$$\rho C_p \vec{v}_f \text{grad} T_f = \sigma_T \quad (4)$$

Si le transfert s'effectue suivant la direction de l'écoulement (axe longitudinal \bar{x}) cette équation s'écrit :

$$\rho C_p v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Q_u}{e}$$

En introduisant le coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur U_L , la puissance utile apportée par l'air sortant de l'insolateur s'écrit :

$$P_u = A Q_u = A ((\tau_v \alpha_n) G - U_L (T_n - T_a)) \quad (5)$$

Où A est la surface de captation.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_f = T_n$, et on pourrait écrire :

$$P'_u = A ((\tau_v \alpha_n) G - U_L (T_f - T_a)) \quad (6)$$

En fait, la condition $T_f = T_n$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté « F' », qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est celle du fluide, ce coefficient s'écrit alors :

$$F' = \frac{(\tau_v \alpha_n) G - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \alpha_n) G - U_L (T_f - T_a)} \quad (7)$$

Soit :

$$P_u = A F' ((\tau_v \alpha_n) G - U_L (T_f - T_a)) \quad (8)$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l F' ((\tau_v \alpha_n) G - U_L (T_f - T_a)) \quad (9)$$

Si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) G}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l F' x}{\dot{m} C_p}\right) \quad (10)$$

La température T_{fs} du fluide à la sortie de l'insolateur de longueur L est donc telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l F' L}{\dot{m} C_p}\right) \quad (11)$$

En fait, l'équation (11) qui est fonction de F' qui est aussi fonction de T_f et T_n , dépend donc de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{(\tau_v \alpha_n)G - U_L(T_n - T_a)}{(\tau_v \alpha_n)G - U_L(T_{fe} - T_a)} \quad (12)$$

La puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 d'insolateur est :

$$\begin{aligned} Q_u &= \frac{\dot{m}}{l.L} C_p (T_{fs} - T_{fe}) = \frac{\dot{m}}{l.L} C_p \left((T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L}) - (T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L}) \right) \\ &= \frac{\dot{m}}{l.L} C_p \left((T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L}) \exp\left(-\frac{l.L.F' U_L}{\dot{m}.C_p}\right) - (T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L}) \right) \\ &= \frac{\dot{m}.C_p}{l.L.U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{l.L.F' U_L}{\dot{m}.C_p}\right) \right) \left(\frac{(\tau_v \alpha_n)G}{U_L} - U_L(T_{fe} - T_a) \right) \end{aligned} \quad (13)$$

$$Q_u = F_R ((\tau_v \alpha_n)G - U_L(T_{fe} - T_a)) \quad (14)$$

Avec :

$$F_R = \frac{\dot{m}.C_p}{l.L.U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{l.L.F' U_L}{\dot{m}.C_p}\right) \right) \quad (15)$$

Pour une surface A de l'insolateur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p}\right) \right) \quad (16)$$

II.3.2 Méthode par tranche « pas à pas » :

La méthode de modélisation «pas à pas» consiste à découper le CSP en tranches fictives de longueur “ δx ” dans le sens de l’écoulement du fluide caloporteur et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche [7, 8].

Il est commode pour cela d’utiliser les analogies thermiques et électriques.

Le réseau électrique (Figure. II.3) correspond à l’insolateur est représenté sur la figure II.2 démunie d’ailettes nous permis d’écrire :

Pour la vitre :

$$\alpha_v G + h_{mv}(T_n - T_v) + \frac{h_{vnat}}{2}(T_n - T_v) = U_{t1}(T_v - T_a) \tag{17}$$

Pour l’absorbeur :

$$(\tau_v \alpha_n)G = h_{vnf}(T_n - T_f) + \frac{h_{vnat}}{2}(T_n - T_v) + h_{rnpl}(T_n - T_{pl}) + h_{mv}(T_n - T_v) \tag{18}$$

Pour le fluide caloporteur :

$$h_{vnf}(T_n - T_f) = h_{vPlf}(T_f - T_{pl}) + Q_u \tag{19}$$

Pour la plaque inférieure :

$$h_{vPlf}(T_f - T_{pl}) + h_{rnpl}(T_n - T_{pl}) = U_b(T_{pl} - T_a) \tag{20}$$

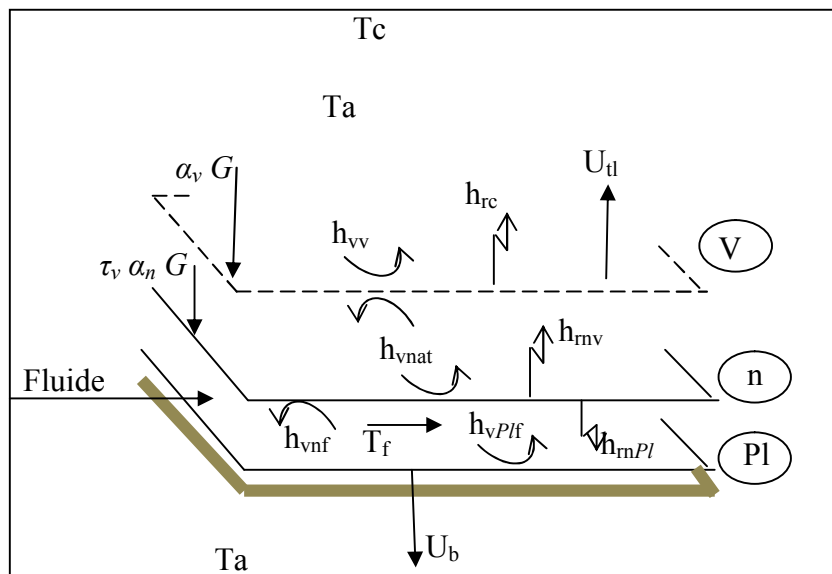


Figure. II.2 : Représentation schématique des transferts thermiques dans l’insolateur.

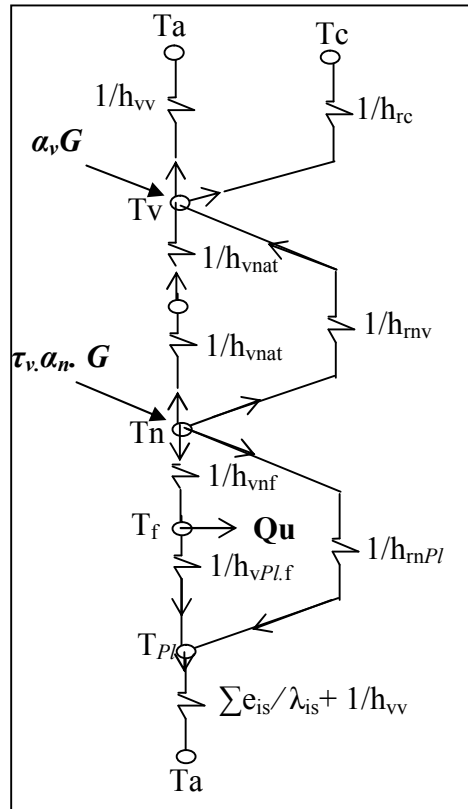


Figure. II.3 : Schéma électrique relatif à une section de l'insolateur (un seul passage d'air)

Détermination de la température selon la direction de l'écoulement de l'air

On considère la tranche "δx" voir (Figure. II.4). La température de l'air est supposée uniforme au niveau de la section de la veine mobile de l'insolateur démunie d'ailettes.

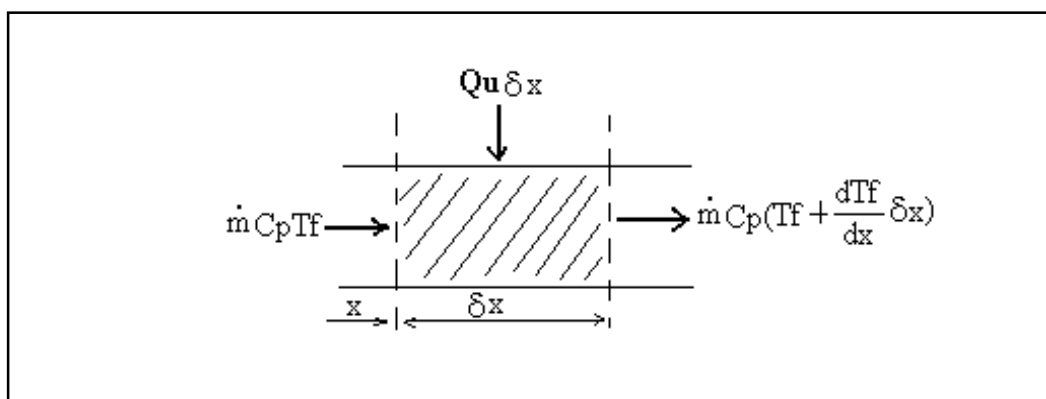


Figure. II.4 : Tranche fictive «δx»

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne (*l* est la largeur du capteur) :

$$\dot{m} C_p T_f + Q_u l \delta x = \dot{m} C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \tag{21}$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u l}{\dot{m} C_p} \quad (22)$$

Nous supposons, comme on le fait généralement, que le transfert de chaleur avec le fluide (air) de température T_f est uniforme le long du capteur de longueur L . l'intégration de l'équation est donc triviale et l'on a :

$$T_f(x) = \frac{Q_u l}{\dot{m} C_p} x + T_{fe} \quad (23)$$

Où T_{fe} est la température d'entrée du capteur, et T_{fs} , la température de sortie a pour valeur :

$$T_{fs} = \frac{Q_u l L}{\dot{m} C_p} + T_{fe} \quad (24)$$

Supposons aussi que la température du fluide varie linéairement le long du capteur, la valeur moyenne de la température est égale donc à la moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie :

$$T_f = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} \quad (25)$$

Des deux dernières équations, on déduit :

$$Q_u = \frac{2 \dot{m} C_p (T_f - T_{fe})}{A} \quad (26)$$

Où : $A = l.L$

En remplaçant la valeur de la puissance utile dans le système d'équations du bilan, on aboutit aux équations suivantes :

$$\left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{mv} + U_{tl}\right) T_v - \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{mv}\right) T_n = \alpha_v I_g + U_{tl} T_a \quad (27)$$

$$-\left(h_{mv} + \frac{h_{vnat}}{2}\right) T_v + \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{vnf} + h_{mv} + h_{mPl}\right) T_n - h_{vnf} T_f - h_{mPl} T_{Pl} = (\tau_v \alpha_n) I_g \quad (28)$$

$$h_{vnf} T_n - \left(h_{vnf} + h_{vPlf} + \frac{2 \dot{m} C_p}{A}\right) T_f + h_{vPlf} T_{Pl} = -\frac{2 \dot{m} C_p}{A} T_{fe} \quad (29)$$

$$-h_{mPl} T_n - h_{vPlf} T_f + (h_{mPl} + U_b + h_{vPlf}) T_{Pl} = U_b T_a \quad (30)$$

Ce système d'équations peut être sous forme d'une équation matricielle de dimension 4 :

$$[A][T] = [B] \quad \text{où} \quad [T] = \begin{bmatrix} T_v \\ T_n \\ T_f \\ T_{Al} \end{bmatrix}$$

Les températures sont déterminées par la matrice inverse [10, 11] : $[T] = [A]^{-1}[B]$

Tous ces calculs nécessitent la connaissance des valeurs des coefficients d'échange par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs de U_{t1} et U_b qui sont formulées par :

$$U_{t1} = h_{vv} + h_{rc} \quad \text{et} \quad U_b = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{vv}}}$$

II.4. Modélisation des coefficients d'échange thermique

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du CSP,
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique "h", les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

II.4.1 Transfert conductif

Les coefficients de transfert conductif à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'insolateur sont donnés par :

$$\frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad \text{et} \quad \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (31)$$

Où :

λ_{is} et λ_b sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois

et e_{is} et e_b sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois

II.4.2 Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en Kelvin). On applique la formule [12] :

$$h = \frac{\sigma (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (32)$$

Où : T_1 et T_2 sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes,

ε_i est l'émissivité du milieu i (de surface S_i),

F_{12} est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1,

σ est la constante de Stephan-Boltzmann.

➤ Entre la vitre et la voûte céleste

Rapporté par [10, 13], le coefficient d'échange radiatif s'écrit :

$$h_{rc} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 - \cos \beta) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (33)$$

Où : β est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale et les températures T_v et T_c sont les températures absolues.

T_c est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963) :

$$T_c = 0,0552 \cdot T_a^{1,5} \quad (34)$$

Les températures T_c et T_a sont exprimées en Kelvin.

➤ Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{mv} = \frac{\sigma (T_v + T_n) (T_v^2 + T_n^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{nmat}} - 1} \quad (35)$$

Les températures T_v et T_n sont exprimées en Kelvin.

➤ Entre l'absorbeur et la plaque inférieure placée sur l'isolant

$$h_{rPI} = \frac{\sigma (T_n + T_{AI})(T_n^2 + T_{AI}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{nAI}} + \frac{1}{\varepsilon_{AI}} - 1} \quad (36)$$

Les températures T_n et T_{PI} sont exprimées en Kelvin.

II.4.3 Transfert convectif

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- Ceux dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

➤ Transfert convectif dû au vent

La relation suivante de Hottel et Woertz est généralement admise [5, 14] :

$$h_{vV} = 5,67 + 3,86 \cdot v_v \quad (37)$$

Où : v_v est la vitesse du vent en (m/s).

➤ Transferts convectifs dans le capteur

- **Entre l'absorbeur et la vitre**

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [15] s'écrit :

$$h_{vnat} = 1,42 \left(\frac{(T_n - T_a) \sin \beta}{L} \right)^{1/4} \quad (38)$$

Les températures T_n et T_a sont exprimées en Kelvin.

- **Dans la veine d'air mobile**

Différents modèles sont utilisés dans la littérature pour le calcul du coefficient de transfert convectif et le nombre de Nusselt. Parmi ces modèles, on peut citer celui de T.Letz [3] permettant de calculer le coefficient de transfert convectif en utilisant une corrélation valable pour un canal lisse et en la multipliant par un coefficient de correction constant [16].

La corrélation de Parker [17] valable pour un capteur sans chicanes donnée en fonction des valeurs du nombre de Reynolds:

$$Nu = 0,344 \cdot Re^{0,35} \quad 100 < Re < 2100$$

$$Nu = 1,68 \cdot 10^{-9} \cdot Re^{2,25} \quad 2100 < Re < 2850$$

$$Nu = 2.55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1,04} \quad 2850 < Re < 5650$$

$$Nu = 19.8 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,8} \quad 5650 < Re < 100.000$$

La corrélation de Kays permis le calcul du nombre de Nusselt à partir de la relation suivante [18, 16] :

$$Nu_u = 0,0158 Re^{0,8} \quad \text{pour } L/D_H > 10$$

Ces modèles précédemment cités ne permettent pas de différencier entre le capteur plan et le capteur curviligne, vu que ces deux capteurs ont les mêmes dimensions et les mêmes matériaux de construction, pour cela nous avons choisis de calculer le coefficient d'échange en utilisant les expressions ci-dessous :

Principe de calcul du coefficient de convection global

Le calcul de la valeur du coefficient de convection globale ainsi que le nombre du Nusselt est basée sur le bilan énergétique du capteur solaire à air, on suit cette logique d'analyse nous aurons ce qui suit :

$$Q_u = H \cdot S_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{fm}) [W] \quad (39)$$

$$Q_u = m \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) [W] \quad (40)$$

$$H = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_s - T_e)}{S_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{fm})} \quad (41)$$

$$T_{fm} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n} : \text{est la température moyen du fluide.}$$

$$Nu_u = \frac{H \cdot D_h}{k} \quad (42)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot S_{passage}}{P_{mouillé}} : \text{est le diamètre hydraulique.}$$

Les propriétés thermo-physiques du fluide sont calculées à partir de la température de référence T_{fm} .

Principe de calcul du coefficient de convection local

De même, le calcul du coefficient d'échange local est basé du bilan énergétique en suivant la même logique utilisée pour le calcul du coefficient d'échange globale.

$$Q_u = h_x \cdot S_{absx} \cdot (T_{abs} - T_{fx}) [W] \quad (43)$$

$$Q_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) [W] \quad (44)$$

$$h_x = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e)}{S_{abs} \cdot (T_{abs(x)} - T_{f(x)})} \quad (45)$$

$$N_{u_x} = \frac{h_x \cdot D_h}{k} \quad (46)$$

II.5. Puissance absorbée «P_n»

La puissance incidente I_g reçue par un mètre carré de surface d'insolateur incliné d'un angle β peut être déterminée théoriquement, elle s'écrit :

$$G = \phi_{b\beta} + \phi_{d\beta} \quad (47)$$

Où :

$\phi_{b\beta}$ est la composante directe,

$\phi_{d\beta}$ est la composante diffuse.

La puissance transmise à travers le vitrage est donc égale à $(\phi_{b\beta} \cdot \tau + \phi_{d\beta} \cdot \tau_d)$ en désignant par τ la transmittivité totale directionnelle et τ_d la transmittivité totale hémisphérique. L'absorbeur capte la fraction α_n de cette puissance transmise, et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)$. Si r_{vd} est la réflectibilité hémisphérique du vitrage, celui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction $(1 - \alpha_n) \cdot r_{vd}$. Ce dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_n \cdot (1 - \alpha_n) \cdot r_{vd}$ et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)^2 \cdot r_{vd}$. La fraction $(1 - \alpha_n)^2 \cdot r_{vd}^2$ est, à nouveau, réfléchie vers l'absorbeur et ainsi de suite.

Après p réflexions sur le vitrage, la fraction réfléchie vers l'absorbeur est $(1 - \alpha_n)^p \cdot r_{vd}^p$ de sorte qu'après une infinité de réflexions, la puissance captée est :

$$\phi_n = \sum_{p=0}^{\infty} (1 - \alpha_n)^p r_{vd}^p (\phi_{b\beta} \tau + \phi_{d\beta} \tau_d) = \frac{\alpha_n (\phi_{b\beta} \tau + \phi_{d\beta} \tau_d)}{1 - (1 - \alpha_n) r_{vd}} \quad (48)$$

Le rendement optique η_0 de l'insolateur défini par le quotient ϕ_n/G , également appelé 'transmittivité-absorptivité effective' de l'insolateur et noté $(\tau_v \alpha_n)$ vaut donc :

$$\eta_0 = \tau_v \alpha_n = \frac{\alpha_n (\phi_{b\beta} \tau + \phi_{d\beta} \tau_d)}{(1 - (1 - \alpha_n) r_{vd}) (\phi_{b\beta} + \phi_{d\beta})} \quad (49)$$

Pour la suite, on se limitera à déterminer la puissance ϕ_n par m^2 de surface de captation de l'insolateur en utilisant la formule suivante :

$$\phi_n = (\tau_v \alpha_n) G \quad (50)$$

II.6. Calcul des pertes thermiques « Q_p »

Supposons que :

- Le régime est permanent,
- La puissance Q_{uv} absorbée par la vitre est négligeable,
- Les températures de l'absorbeur et de la plaque inférieure sont confondues.

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur Q_p par m^2 de surface de captation de l'insolateur à l'aide du coefficient de pertes U_L et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels T_n et T_a [9, 19]:

$$Q_p = U_L (T_n - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (51)$$

Si les pertes latérales sont négligeables, Q_{p1} désignera les pertes à l'avant et Q_{p2} , les pertes à l'arrière.

II.6.1 Pertes à l'avant « U_t »

Afin de déterminer le coefficient de pertes à l'avant U_t qui dépend de plusieurs paramètres, parmi eux le nombre et l'épaisseur de la couverture transparente, la formule suivante [20], exprime les pertes à l'avant Q_{p1} en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle de la vitre :

$$Q_{p1} = \frac{T_n - T_a}{N \left/ \left[\left(\frac{C}{T_n} \right) \left(\frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^{0,33} \right] + \frac{1}{h_{vv}}} + \frac{\sigma (T_n^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\epsilon_{n\beta} + 0,05N(1 - \epsilon_{n\beta})} + \frac{2N + f - 1}{\epsilon_{v\beta}} - N} \quad (52)$$

Les températures T_n et T_a sont exprimées en Kelvin.

Cette équation est valable pour :

$$\begin{aligned} 47^\circ\text{C} < T_n < 147^\circ\text{C}, & & -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}, & & 0,1 < \epsilon_{vb} < 0,95, \\ v_v < 10 \text{ m/s}, & & 1 \leq N < 3 & & \text{et} & & 0 < \beta < 90^\circ \end{aligned}$$

Où :

N : est le nombre de vitrages

$\varepsilon_{n\beta}$: est l'émissivité de l'absorbeur pour une inclinaison β de celui-ci,

$\varepsilon_{v\beta}$: est l'émissivité de la vitre pour une inclinaison β de l'insolateur,

F : est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par :

$$f = (1 - 0,04 \cdot h_{vv} + 0,0005 \cdot h_{vv}^2)(1 + 0,091 \cdot N) \quad (53)$$

C : est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison de l'insolateur sur les coefficients de convection dans les conduits non utiles, il est exprimé par :

$$C = 365,9(1 - 0,00883 \beta + 0,00012 \beta^2) \quad (54)$$

β étant exprimée en degrés

Finalement, les pertes U_t sont données par :

$$U_t = \frac{Qp_1}{T_n - T_a} \quad (55)$$

II.6.2 Pertes à l'arrière « U_b »

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est :

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (56)$$

Où : h_{vv} est le coefficient d'échange convectif dû au vent, entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur.

II.7. Algorithme de calcul des performances de l'insolateur plan a air

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul des performances thermiques de l'insolateur sont représentées sur la figure II.6. En utilisant la méthode globale de **Hottel, Whillier et Bliss**. Nous rappelons que le rayonnement solaire G est introduit comme une valeur pour le capteur plan tandis que pour le capteur curviligne, G est introduit comme vecteur dont les valeurs varient selon le rayonnement reçu en chaque point, ces valeurs sont prises des résultats expérimentaux.

Les étapes de calcul sont les suivantes :

Introduction des données

- Dimensions de l'insolateur (largeur, longueur, inclinaison, etc.),
- Caractéristiques des ailettes, si utile,
- Données météorologiques, G , T_a , V_v ,
- Débit massique du fluide caloporteur \dot{m} ,
- Température d'entrée du fluide T_{fe} .

1. Initialisation des températures moyennes

- T_f du fluide dans l'insolateur,
- T_n de l'absorbeur,
- T_{pl} de la plaque inférieure placée sur l'isolant,
- T_v de la vitre.

2. Calcul du coefficient de transfert convectif h_{vv} dû au vent, voir équation (37)**3. Calcul du coefficient de transfert convectif h_{vnf} dans le conduit utile entre le fluide et l'absorbeur, voir équation (39)****4. Calcul du coefficient de pertes par conduction-convection naturelle h_{vnat} entre l'absorbeur et la vitre, voir équation (38)****5. Calcul des coefficients de transfert radiatif h_{rc} , h_{rnv} et $h_{rnp\ell}$ par les formules respectives (33), (35) et (36)****6. Calcul des pertes U_t de la face avant de l'insolateur utilisant la corrélation de Klein (52) et l'équation (55)****7. Calcul des pertes U_b de la face inférieure de l'insolateur utilisant la relation (56)****8. Calcul du coefficient U_L des pertes totales de l'insolateur, tenant compte des échanges radiatifs [21], il s'écrit :**

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} h_{vPlf} + h_{vnf} h_{rnp\ell} + h_{vPlf} h_{rnp\ell}) + U_b U_t (h_{vnf} + h_{vPlf})}{h_{vnf} h_{rnp\ell} + h_{vPlf} U_t + h_{vPlf} h_{rnp\ell} + h_{vnf} h_{vPlf}}$$

Sachant que : $h_{vPlf} = h_{vnf}$, il vient alors :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} + 2 h_{rnp\ell}) + 2 U_b U_t}{U_t + 2 h_{rnp\ell} + h_{vnf}} \quad (57)$$

- Si le capteur sans ailettes, ne contient pas la plaque inférieure placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile, on ne tient pas compte des échanges radiatifs et on peut écrire :

$$U_L = U_t + U_b \quad (58)$$

9. Calcul du coefficient d'efficacité F' tenant compte des échanges radiatifs [22] :

$$F' = \frac{h_{rnPl} h_{vnf} + h_{vPlf} U_t + h_{vPlf} h_{rnPl} + h_{vnf} h_{vPlf}}{(U_t + h_{rnPl} + h_{vnf})(U_b + h_{vPlf} + h_{rnPl}) - h_{rnPl}^2}$$

Pour : $h_{vPlf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

$$F' = \frac{h_{vnf}(U_t + 2h_{rnPl} + h_{vnf})}{(U_t + h_{rnPl} + h_{vnf})(U_b + h_{vnf} + h_{rnPl}) - h_{rnPl}^2} \quad (59)$$

- Par contre, lorsque le capteur sans ailettes ne dispose pas de la plaque inférieure sur l'isolant, les échanges radiatifs étant négligés, le coefficient F' peut être calculé par l'expression suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_{vnf}}} \quad (60)$$

10. Calcul du coefficient de correction F_R , à l'aide de l'équation (16)

11. Calcul de la puissance utile Q_u fournie par l'insolateur à partir de la relation :

$$Q_u = F_R((\tau_v \alpha_n)G - U_L(T_{fe} - T_a)) \quad (61)$$

12. Recalcul de la température moyenne du fluide T_f avec la relation suivante due à Klein

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'}\right) \quad (62)$$

Calcul de la température moyenne de la plaque inférieure T_{pl} , déduite des équations

(60) à (62) du bilan :

$$(\tau_v \alpha_n)G + U_t(T_a - T_n) + h_{rnPl}(T_{pl} - T_n) + h_{vnf}(T_f - T_n) = 0 \quad (63)$$

$$h_{vnf}(T_n - T_f) + h_{vPlf}(T_{pl} - T_f) = Q_u \quad (64)$$

$$U_b(T_a - T_{pl}) + h_{vPlf}(T_f - T_{pl}) + h_{rnPl}(T_n - T_{pl}) = 0 \quad (65)$$

Pour : $h_{vPlf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

$$T_{Pl} = T_f + \frac{h_{rnPl}(\tau_v \alpha_n)G - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b h_{vnf} + h_{rnPl}(U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnPl} + h_{vnf})(U_b + h_{vnf} + h_{rnPl}) - h_{rnPl}^2} \quad (66)$$

Pour : $h_{vPlf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

13. Recalcul de la température moyenne de l'absorbeur T_n , d'après le bilan énergétique,

- Capteur muni de plaque inférieure et sans ailettes : $T_n = 2T_f + \frac{Q_u}{h_{vnf}} - T_{Pl}$ (67)

- Capteur sans plaque inférieure et sans ailettes [23] : $T_n = T_f + \frac{Q_u}{h_{vnf}}$ (68)

14. Calcul de la température moyenne de la vitre T_v , d'après le bilan énergétique, elle s'écrit :

$$T_v + 273 = \frac{\alpha_v G + (T_n + 273) + (h_{rmv} + \frac{h_{vnat}}{2})(T_a + 273)h_{vv} + (T_c + 273)h_{rc}}{h_{rmv} + \frac{h_{vnat}}{2} + h_{vv} + h_{rc}} \quad (69)$$

15. Comparer, la valeur initiale de T_n et celle calculée. Si l'écart est trop important, réitérer à partir de (3), sinon continuer.

16. Calcul de :

- la température du fluide à la sortie du capteur :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{AQ_u}{\dot{m} Cp} \quad (70)$$

- le rendement thermique de l'insolateur η :

Le rendement thermique de l'insolateur représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente :

$$\eta = \frac{Q_u}{G} = \frac{P_u}{A.G} \quad (71)$$

Il peut être aussi donné en fonction du rapport de la différence de température ($T_{fe} - T_a$) au flux global incident G :

$$\eta = \frac{P_u}{AG} = F_R(\tau_v \alpha_n) - F_R U_L \frac{T_{fe} - T_a}{G} \quad (72)$$

Remarque :

A partir de cette étude théorique, nous avons développé un programme dans un environnement « Matlab » qui nous a permis de calculer les performances thermiques de l'insolateur plan à air. Ce programme a été élaboré pour la première fois par K. Aoues [24] dans son travail de Magister, puis développé pour l'optimisation des CSPs muni de différentes formes d'ailettes rectangulaires et munis d'une plaque en acier galvanisé placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile par A. Labed [16]. Nous avons amélioré ce programme afin de permettre d'introduire le rayonnement solaire sous forme d'un vecteur de valeurs obtenues à partir de mesures expérimentales.

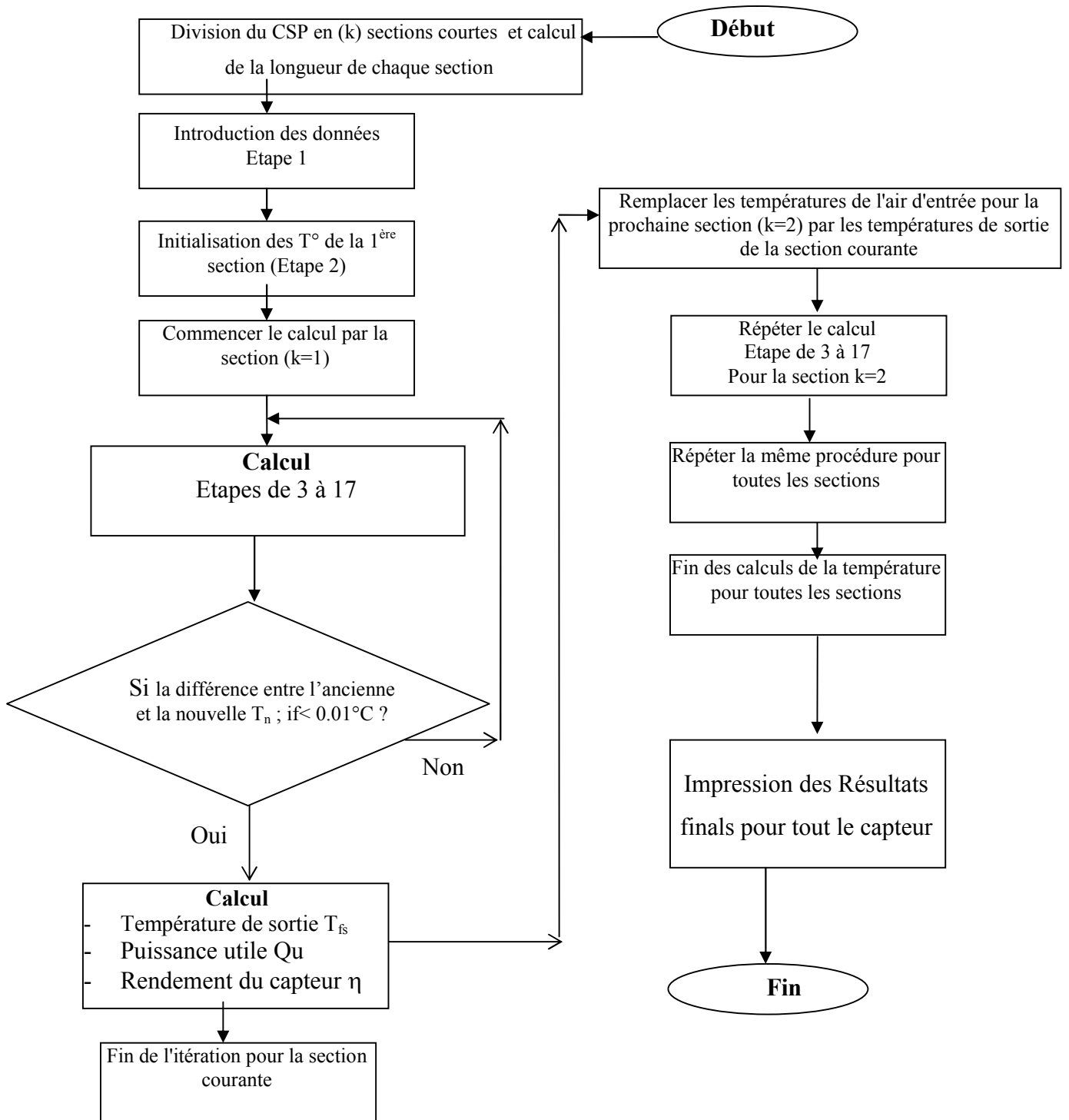


Figure. II.5 : Organigramme simplifié du programme principal [11].

Références

- [1] S.Ouard, Optimisation des formes et disposition d'obstacles dans la veine mobile du fluide des capteurs solaires plans à deux couches d'air en vue de la maximisation du couple rendement et température, Thèse de doctorat. Université de Valenciennes, France (1989).
- [2] S. A. Klein, Calculation of flat plate collectors loss coefficients, *Solar Energy*, 1975, Vol 17.
- [3] T. Letz, Modélisation et dimensionnement économique d'un système de chauffage domestique bi-énergie, Thèse doctorat, INSA Lyon, France (1985).
- [4] J. A. Duffie, Beckman D., *Solar engineering of thermal processes*, Jhon & Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA ed. 908 pp (2006).
- [5] H. C. Hottel, Woertz B. B. Performance of flat plate solar heat collectors. *Transactions of the ASME* 64: (1942) 91–104.
- [6] A. Whillier, Plastic covers for solar collectors, *Solar Energy* 7(3) : (1963) 148-151.
- [7] A. A. Hegazy.(a), Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors. *Energy Conversion and Management*, 41: (2000) 861-881.
- [8] A. A. Hegazy. (b), Performance of flat plate solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation. *Energy Conversion and Management*, 41: (2000) 401-417.
- [9] S. Kalogirou, The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76: (2003) 337-361.
- [10] S. Youcef-Ali, Étude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre, thèse Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis France (2001).
- [11] K. S. Ong, Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and Solution Procedure, *Solar Energy* 55: (1995) 93-109.
- [12] J. F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques*, Cast, INSA de Lyon, Technique et Documentation de Paris (1980).
- [13] A. Belghit, M. Belhamidi, A. Bennis, B. C. Boutaleb. et S. Benet, Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée, *Revue Générale de Thermique* 36 : (1997) 837-850.
- [14] W. H. Mc Adams, *Transmission de la chaleur*, 2^{ème} éd, Dunod, Paris (1961).
- [15] N. Moumni. Prévisions systématiques et optimisation des performances des capteurs solaires plans à air dans divers sites de climats méditerranéens ou sahariens et avec ou sans altitude. PhD thesis. Université de Valenciennes, France (1994).

- [16] A. Labeled, Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime transitoire dans les capteurs plans à air ; application au séchage des produits agroalimentaires. Thèse de doctorat, université de bisous, 2012.
- [17] B.F. Parker, Lindley M.R., Colliver D.G., Murphy W.E., Thermal performance of three solar air heaters. *Solar Energy* 51(6): (1993) 467–79.
- [18] M. Dagueneat, *Les Séchoirs Solaires : Théorie et Pratique*, Unesco (1985).
- [19] A. Fudholi, K. Sopian, M. Ruslan, M. Alghoul, M. Sulaiman, Review of solar dryers for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: (2010) 1-30.
- [20] Beckman W. A., Klein S. A. et Duffie J. A., *Solar Heating Design (by the f-chart method)*, A Wiley-Interscience publication (1977).
- [21] T. Liu, W. Lin, W. Gao, C. Luo, M. Li, Q. Zheng, C. Xia.; A parametric study on the thermal performance of a solar air collector with a v-groove absorber. *International Journal of Green Energy*, 4: (2007) 601-622.
- [22] A. Hachemi, Contribution à l'optimisation des performances thermiques des insolateurs plan à air, à lit garni de rangées d'obstacles aux pas serrées. Amélioration du rendement par interaction entre le rayonnement et la convection, Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, France (1992).
- [23] D. Njomo, Étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre, *Rev. Gén. Therm (Elsevier)*, 37: (1998) 973-980.
- [24] K. Aoues, Modélisation thermique de l'écoulement de l'air entre deux plans parallèles, garnis de rugosités artificielles rectangulaires avec la partie supérieure inclinée, Mémoire de magistère (2005).

CHAPITRE III

III.1 Introduction

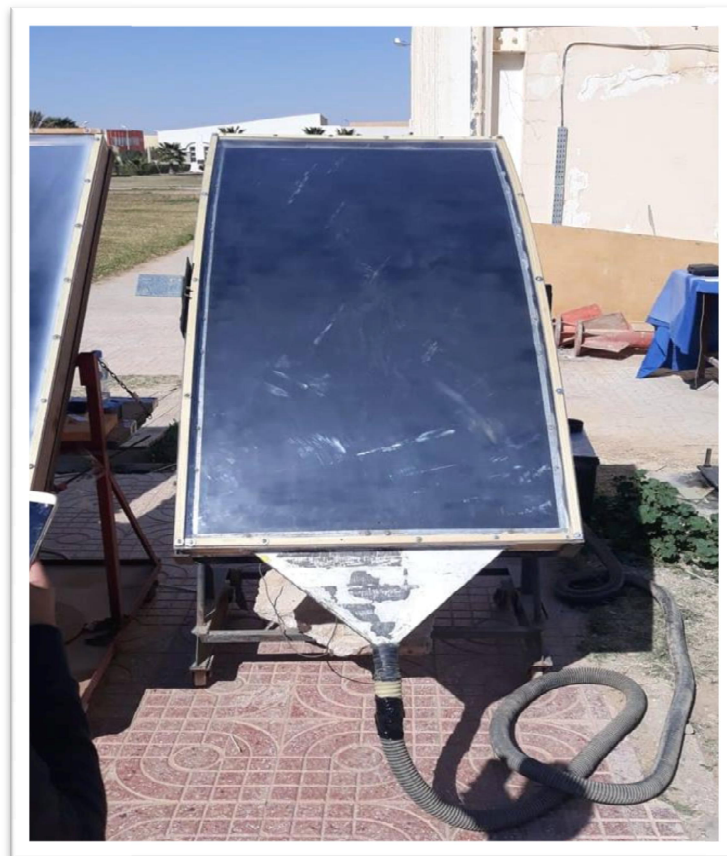
Dans ce chapitre, nous présentons les instruments de mesure et le protocole expérimental relatif aux expériences menées sur les capteurs solaires à air ; plan et curviligne. En premier lieu nous décrivons les différentes configurations étudiées, ainsi que les infrastructures d'essais qui nous ont permis de réaliser notre étude expérimentale. En deuxième phase nous exposons les incertitudes relatives aux erreurs de mesures et à la précision des appareils.

III.2 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental conçu et réalisé se compose de deux capteurs solaires à air ; le premier est un capteur curviligne, proposé, réalisé et testé pour la première fois à l'université de Biskra par C.Mahboub [1]. Nous y avons apporté quelques modifications après le maintien et le remplacement de quelques parties afin d'effectuer le maximum de mesures. Le deuxième capteur est un capteur plan à air conventionnel. Nous l'avons construit dans le hall technologique de l'université de Biskra identique au capteur curviligne afin d'étudier et de comparer le comportement énergétique des deux capteurs. La figure III.1 montre les dispositifs expérimentaux utilisés dans cette étude.



(a)



(b)

Figure III.1 : Dispositifs expérimentaux : a) CSA plan, b) CSA curviligne

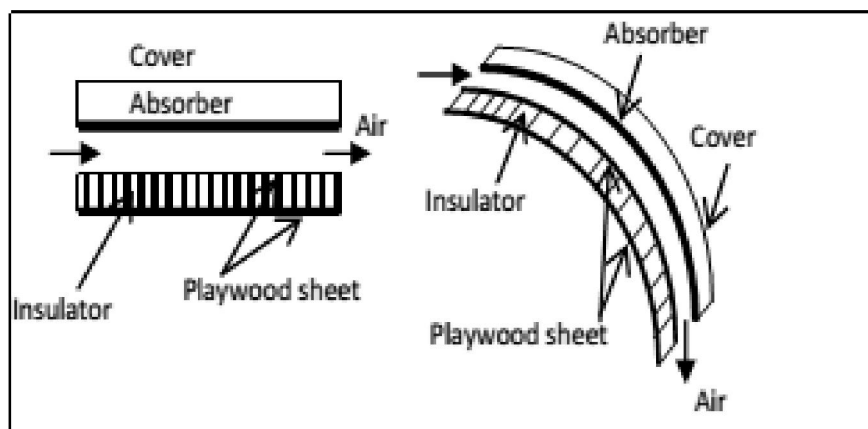


Figure III.2. Schémas des carneaux d'écoulement d'air

III.3. Caractéristiques techniques des capteurs expérimentés :

Les caractéristiques techniques des deux capteurs sont données dans le tableau suivant:

Tableau III.1: Les Caractéristiques techniques des composants du deux insolateurs.

Eléments	Dimension	Caractéristiques	Matériaux
Parois latéraux	Longueur : 1,644 m Hauteur : 10 cm Epaisseur : 4,4 cm	Conductivité : 0,13 W/m.K. Masse volumique: $\rho \leq 600$ (kg.m ³). Cp = 1880 J/kg.K.	Bois rouge
Couverture transparente	Longueur : 1,644 m Largeur : 0,844 m Epaisseur : 3 mm	Transmittivité : 0,92 Chaleur spécifique : Cp= 1.47(j/g.K). Masse volumique, $\rho = 1189$ (kg/m ³).	Fibre acrylique (plexiglas)
Absorbeur	Longueur : 1,6 m Largeur : 0,8 m Epaisseur : 1 mm	Emissivité : 0,95 Absorptivité : 0,95 Conductivité thermique Kc = 180W/mK.	Acier galvanisé peint en noir mat
Isolant	Epaisseur arrière : 4 cm	Conductivité: 0,03 W/m.K Chaleur spécifique : Cp = 21 kJ m ⁻³ K ⁻¹ Masse volumique : $\rho = 1500$ (kg/m ³).	Mousse polyuréthane
Fluide caloporteur (air)	/	Cp = 1,256 kJ m ⁻³ K ⁻¹ $\rho = 1,199$ Kg/m ³ viscosité cinématique: 1,506. 10 ⁻⁵ m ² /s	Air (à 20 °C, humidité relative 50%)
Panneau Isorel	Epaisseur : 3 mm	/	Bois
Panneau contreplaqué	Epaisseur : 3 mm	/	Bois

Les deux capteurs conçus sont composés d'une veine d'air passive, située entre l'absorbeur et la couverture transparente, avec une hauteur de 2 cm. Alors que la veine d'air dynamique, située entre l'absorbeur et la plaque arrière avec une épaisseur de 4 cm. (Voir la Figure III.2). L'écoulement du fluide caloporteur se fait de haut en bas avec un aspirateur placé à la sortie du fluide caloporteur. L'aspirateur équipé d'un régulateur de vitesse nous permettra de contrôler le débit d'air à la sortie. Enfin un isolant entre deux panneaux de bois pour la protection du système.

III.4. Mesures expérimentales

Les expériences ont été réalisées en plein air près du hall technologique du Département de génie mécanique de l'Université de Biskra (Latitude : 34°51' N, Longitude : 5° 44'E, Altitude : 87 m). Les mesures sont effectuées pendant les jours ensoleillés avec des périodes parfois nuageuses. Les collecteurs ont été placés dans un stand orienté vers le sud avec une inclinaison égale à la latitude locale.

Dans les deux capteurs étudiés, les sections de sortie d'air sont équipées de conduits à canaux divergents, l'installation d'essai permet de faire varier le débit massique de l'air. En résumé, notre configuration expérimentale est utilisée pour la mesure du rayonnement solaire, de la vitesse du vent, de la chute de pression et des températures de l'air à l'entrée, à la sortie, à la surface de la plaque absorbante et au niveau conduit du canal d'air.

Pour réaliser ces expériences, nous avons choisi d'utiliser douze (12) points de mesure ; dix (10) thermocouples isolés ont été utilisés pour la mesure de la température moyenne dans le conduit du canal des CSA. La température de l'air de sortie est mesurée grâce à un thermocouple et la température ambiante est mesurée à l'aide d'un thermomètre à mercure.

Les relevés de températures de l'air sont basés sur un maillage simple, chaque valeur de température est mesurée à mi-hauteur ($z = e / 2$), quatre (04) intervalles suivant l'axe de direction du flux (x) (petites sections de maillage à l'entrée et à la sortie) , et de larges sections au milieu du capteur) et deux (02) intervalles sur la demi-largeur du conduit du canal d'air perpendiculaire à la direction d'écoulement (y) (en considérant que la température de l'air est symétrique). Les valeurs de température sont enregistrées selon les points indiqués dans l'illustration suivante (figure III.3).

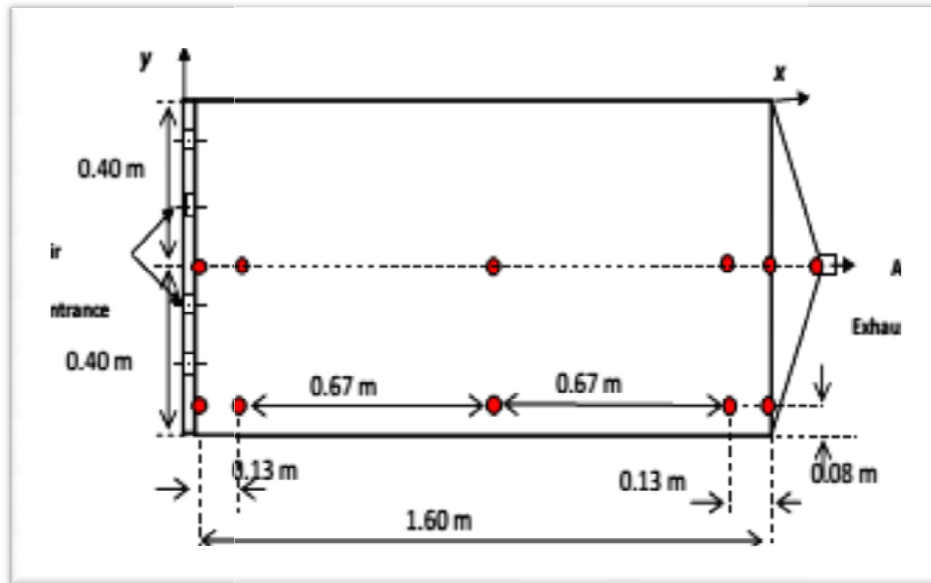


Figure III.3 : Points de mesure des températures dans le conduit du canal d'écoulement d'air

Les données du test ont été mesurées à un intervalle moyen de 30 minutes (quelques fois on mesure à un intervalle de 15 mn). Les températures sont mesurées avec des thermocouples de type (k) avec une précision de 0,01 °C. L'intensité du rayonnement solaire est mesurée à l'aide d'un pyranomètre de marque Kipp et Zonen CM11 d'une précision de 1%. La pression est enregistrée grâce à un baromètre (Kimo CP301) avec ± 1 Pa et 0,5% de la lecture. Enfin un anémomètre de type Kimo avec fil chaud (VT300) avec $\pm 3\%$ de la lecture et $\pm 10 \text{ m}^3$ est utilisé pour la mesure du débit et $\pm 3\%$ de la lecture et une précision de $\pm 0,1 \text{ m/s}$.

- **Aspiration du fluide caloporteur :**

Pour la circulation d'air, nous avons utilisé un aspirateur mobile (Entraînement d'aspiration 1 KW, poids 30 kg). Le dispositif est muni d'un filtre à air, électrostatique, modèle : MPF-803 dont les dimensions sont : profondeur 84 cm, largeur 32,5 cm, hauteur 42,5 cm. (voir la figure III.4)



Figure III.4 : Aspirateur (Ventilateur).

Pour contrôler la vitesse d'aspiration nous avons utilisé un régulateur de tension de type SCR4000W AC 220V. Celui-ci permet de régler la vitesse d'écoulement du fluide caloporteur est par conséquent le choix du débit voulu. (voir la figure III.5)



Figure III.5 : Régulateur de tension.

III.5 Instruments de mesures

III.5.1 Thermocouples

Les températures de l'air ambiant, celle à l'entrée et à la sortie du capteur ainsi que dans le canal d'écoulement sont mesurées en utilisant des thermocouples de type LCD-Digital. Chaque thermocouple est connecté à un afficheur numérique.

- Plage de mesure : -30 à 110 °C
- Exactitude : ± 1 °C
- Résolution : ± 1 °C



Figure III.6 : Thermomètre-LCD-Digital.

III.5.2. Solarimètre :

L'intensité du rayonnement solaire global a été mesurée grâce à un solarimètre (Frederiksen) étalonné avec un pyranomètre Kipp & Zonen CM21. Celui-ci a été placé près de la vitre transparente avec la même inclinaison et la même orientation de l'insolateur.

- Plage de mesure : 0 à 1999 W/m²
- Exactitude : $\pm 5\%$ de la pleine échelle
- Résolution : 1 W/m²



Figure III.7 : Solarimètre (Frederiksen).

III.5.3 Anémomètre à hélice :

Le débit de l'air à la sortie du capteur a été mesuré par un anémomètre à hélice KIMO-LV110 (voir Figure III.8).

- Plage de mesure : 0 à 65000 m³/h
- Exactitude : $\pm 3\%$ de la lecture ± 10 m³/h
- Résolution : 1 m³/h



Figure III.8 : Thermo-Anémomètre à hélice.

III.5.4 Anémomètre à coupelles

Afin de mesurer la vitesse du vent à proximité des surfaces des capteurs nous avons utilisé un anémomètre à coupelles KIMO.

- Plage de mesure
- Exactitude
- Résolution



Figure III.9 : Anémomètre à coupelles

III.5.5 Manomètre différentiel

Afin de mesurer la chute de pression de l'entrée à la sortie de l'insolateur nous avons utilisé un manomètre différentiel de type KIMO-CP300.

- Plage de mesure : 0 à 100 Pa
- Exactitude : $\pm 0,5\%$ de la lecture ± 1 Pa
- Résolution : 1 Pa



Figure III.10 : Manomètre différentiel

III.5.6 Voltmètre

Pour mesurer la consommation électrique, nous avons utilisé un voltmètre (Fluke 87-V).



Figure III.11 : Voltmètre (Fluke 87-V).

III.6. Calcul du rendement des capteurs

- **Bilan thermique global**

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit [2]:

$$\varphi_{sa} = \varphi_{p \rightarrow} + \varphi_u + \varphi_{st} \text{ (w)} \quad (\text{III.1})$$

Où : φ_{sa} Flux solaire absorbé

$\varphi_{p \rightarrow}$ Flux perdu par la paroi absorbante

φ_u Flux utile transmis au fluide caloporteur

i : représentant les différents éléments constitutifs du capteur

T : Température moyenne du capteur

t : Temps

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\varphi_{s \rightarrow p} \approx \tau_{cs} \cdot \alpha_{ps} \cdot G_{(i,\gamma)}^* \quad (\text{III.2})$$

Où : $\varphi_{s \rightarrow p}$ Flux solaire absorbé par la surface exposée (W)

$G_{(i,\gamma)}^*$: Eclairage (densité de flux) solaire incident sur le capteur ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)

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

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

S : Surface de la paroi absorbante.

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit :

$$\varphi_u = q_{cf} (T_{fs} - T_{fe}) \text{ (w)} \quad (\text{III.3})$$

Où q_{cf} : Débit calorifique du fluide caloporteur ($\text{W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme :

$$\varphi_{p \rightarrow} = h_p (T_{pm} - T_a) S \text{ (w)} \quad (\text{III.4})$$

Où : h_p Coefficient global de pertes du capteur

T_{pm} Température moyenne de la paroi absorbante

T_a : Température ambiante.

- **Rendements d'un capteur solaire**

Les rendements d'un capteur sont définis par rapport au flux solaire incident de la manière suivante :

$$\text{- Le rendement global: } \eta = \frac{\varphi_u}{G_{(i,\gamma)}^* S} \quad (\text{III.5})$$

$$\text{- Le rendement interne: } \eta_i = \frac{\varphi_u}{\varphi_{s \rightarrow p}} \quad (\text{III.6})$$

$$\text{- Le rendement optique: } \eta_0 = \frac{\varphi_{s \rightarrow p}}{G_{(i,\lambda)}^*} \quad (\text{III.7})$$

On définit également des rendements moyens sur une période donnée (jour, mois, année).

Pour ce faire, on intègre la relation du bilan (3.1) sur la période choisie :

$$\int_0^t \varphi_{s \rightarrow p} dt = \int_0^t \varphi_u dt + \int_0^t \varphi_{p \rightarrow} dt \quad \text{soit : } Q_{s \rightarrow p} = Q_u + Q_{p \rightarrow} \quad (\text{III.8})$$

On définit alors les rendements global $\bar{\eta}$, interne $\bar{\eta}_i$ et optique $\bar{\eta}_0$ moyens du capteur sur la période considérée par :

$$\bar{\eta} = \frac{Q_u}{\int_0^t G_{(i,\gamma)}^* S dt} \quad (\text{III.9})$$

$$\bar{\eta}_i = \frac{Q_u}{Q_{sa}} \quad (\text{III.10})$$

$$\bar{\eta}_0 = \frac{Q_{sa}}{\int_0^t G_{(i,\gamma)}^* S dt} \quad (\text{III.11})$$

Ces rendements sont à considérer lors d'un calcul de dimensionnement d'un capteur solaire. Il ne faut pas les confondre avec les rendements instantanés qui sont toujours plus élevés (un rendement journalier moyen tient compte du refroidissement nocturne par exemple).

III.7. Calcul de l'erreur

Le rendement thermique du capteur est calculé par :

$$\eta = \frac{h_{\exp}(T_s - T_e)}{G} \quad (\text{III.12})$$

En se basant sur l'analyse de l'erreur des mesures expérimentales par les instruments utilisés; les incertitudes sur les mesures expérimentales et les résultats sont souvent employés pour se rapporter aux valeurs possibles qui peuvent inclure des erreurs. Selon Holman [3,4] on assume que le résultat R d'une expérience est calculé à partir d'un ensemble de mesures. Il est donné en fonction des variables indépendantes X_1, X_2, \dots, X_N :

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (\text{III.13})$$

Si δR est l'incertitude sur le résultat et $\delta X_1, \delta X_2, \dots, \delta X_N$ sont les incertitudes sur les variables indépendantes. Si toutes les incertitudes dans les variables indépendantes sont données avec le même ordre, alors l'incertitude sur le résultat est calculée par l'équation suivante :

$$\delta R = \left\{ \left(\frac{\delta X}{\delta x_1} * X_1 \right)^2 + \left(\frac{\delta X}{\delta x_2} * X_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta X}{\delta x_N} * X_N \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{III.14})$$

Les paramètres indépendants mesurés dans les expériences, rapportés dans ce manuscrit sont : la température d'entrée de l'air dans le capteur T_{fe} , la température de sortie de l'air dans le capteur T_{fs} , la température ambiante T_a , le débit d'écoulement d'air, le rayonnement solaire.

Si A_c et C_p sont considérés constants, on peut écrire :

$$\eta = f (T_{fo}, T_{fi}, G, \dot{m}) \quad (\text{III.15})$$

Les équations de l'incertitude totale sur le rendement du capteur η , $(T_{fi}-T_a)/G$ peuvent être écrites comme :

$$\delta R = \left\{ \left(\frac{\partial F}{\partial T_{fs}} * \delta T_{fs} \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial T_{fe}} * \delta T_{fe} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta X}{\delta G} * G \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{III.16})$$

Les résultats des calculs montrent que l'incertitude totale sur le calcul du rendement η , du terme $(T_{fe}-T_a)/G$ sont presque de l'ordre de 1%.

III.8. Exemples des Mesures effectuées

Les tableaux suivants illustrent quelques exemples des résultats obtenus.

Tableau III.2: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,025 kg/s « Capteur Plan 27/02/2017 »

Heure	G (w/m ²)	V _{vent} (m ² /s)	T _e (°c)	T _s (°c)	ΔT (°c)	T _a (°c)	V _{sortie} (m ² /s)	ṁ (kg/s)
9H00	417	0	13,4	21	7,6	14	5,9	0,025
9H30	544	1,4	15,2	27,7	12,5	15,4	5,9	0,25
10H00	680	1,3	17,2	34,4	17,2	16,7	5,8	0,25
10H30	760	0,9	18,1	39,2	21,1	17,9	5,8	0,25
11H00	870	1,1	19,2	44,5	25,3	18,6	5,55	0,25
11H30	942	3,1	20,7	48,7	28	19,7	5,55	0,25
12H00	988	0	20,9	50,9	30	19,6	5,7	0,25
12H30	1025	0	22,1	51,1	29	20,9	5,7	0,25
13H00	1033	1,9	22,7	52,1	29,4	20,4	5,3	0,25
13H30	1014	1,5	24,5	54,7	30,2	21,4	5,3	0,25
14H00	989	0	24,3	52,8	28,5	21,8	5,3	0,25
14H30	930	2,3	24,1	52,5	28,4	24	5,3	0,25
15H00	838	2,4	23,8	49	25,2	22,3	5,6	0,25
15H30	775	0	23,7	44,5	20,8	22,6	5,6	0,25
16H00	696	1,3	23,5	43,5	20	23,5	5,55	0,25

Tableau III.3: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,025 kg/s « Capteur Curviligne 27/02/2017 »

Heur	G (w/m ²)	V _{vent} (m ² /s)	T _e (°c)	T _s (°c)	ΔT (°c)	T _a (°c)	V _{sortie} (m ² /s)	ṁ (kg/s)
9H00	417	0	14,4	25,3	10,9	14	5,9	0,25
9H30	544	1,4	16,3	33	16,7	15,4	5,9	0,25
10H00	680	1,3	18,3	38,5	20,2	16,7	5,8	0,25
10H30	760	0,9	19,6	43,4	23,8	17,9	5,8	0,25
11H00	870	1,1	20,8	48,2	27,4	18,6	5,55	0,25
11H30	942	3,1	22,4	53,2	30,8	19,7	5,55	0,25
12H00	988	0	22,8	56,8	34	19,6	5,7	0,25
12H30	1025	0	23	57,4	34,4	20,9	5,7	0,25
13H00	1033	1,9	23,6	58,8	35,2	20,4	5,3	0,25
13H30	1014	1,5	24,9	61,5	36,6	21,4	5,3	0,25
14H00	989	0	24,7	60,8	36,1	21,8	5,3	0,25
14H30	930	2,3	24,6	60,1	35,5	24	5,3	0,25
15H00	838	2,4	24,6	54,3	29,7	22,3	5,6	0,25
15H30	775	0	24,3	49,8	25,5	22,6	5,6	0,25
16H00	696	1,3	24,3	48,1	23,8	23,5	5,55	0,25

Tableau III.4: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,02 kg/s « Capteur Plan 17/04/2017 »

Heur	G (w/m2)	Vvent (m2/s)	Te (°c)	Ts (°c)	ΔT (°c)	Ta (°c)	Vsortie (m2/s)	\dot{m} (kg/s)
9H00	613	0,5	26,6	39,2	12,6	25	4,5	0,02
9H30	681	0	26,6	42,6	16	25,3	4,5	0,02
10H00	808	0	26,9	46,2	19,3	27,9	4,6	0,02
10H30	896	0	27,4	49,9	22,5	28	4,6	0,02
11H00	992	0,5	28,9	54,6	25,7	28,1	4,6	0,02
11H30	1014	0	29,2	56,7	27,5	28,7	4,6	0,02
12H00	1057	0	29,9	57,1	27,2	29	4,5	0,02
12H30	1070	0	30,5	60,5	30	29,5	4,5	0,02
13H00	1110	0	31,6	62,6	31	31,4	4,5	0,02
13H30	1085	0	31,1	60,7	29,6	30,7	4,5	0,02
14H00	1030	0	32,2	62,6	30,4	33,9	4,6	0,02
14H30	993	0	32,1	57,3	25,2	31	4,6	0,02
15H00	907	0	31,9	53,6	21,7	30,8	4,5	0,02
15H30	860	0	31,1	52,8	21,7	30,5	4,5	0,02
16H00	780	0	30,6	51	20,4	30	4,5	0,02

Tableau III.5: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,02 kg/s « Capteur curviligne 17/04/2017 »

Heur	G (w/m2)	Vvent (m2/s)	Te (°c)	Ts (°c)	ΔT (°c)	Ta (°c)	Vsortie (m2/s)	\dot{m} (kg/s)
9H00	613	0,5	28,1	43,8	15,7	25	4,5	0,02
9H30	681	0	28,6	49,2	20,6	25,3	4,5	0,02
10H00	808	0	29,3	55,4	26,1	27,9	4,6	0,02
10H30	896	0	30	58,7	28,7	28	4,6	0,02
11H00	992	0,5	32,2	65	32,8	28,1	4,6	0,02
11H30	1014	0	32,6	68,8	36,2	28,7	4,6	0,02
12H00	1057	0	33,9	69,4	35,5	29	4,5	0,02
12H30	1070	0	30,1	72,5	42,4	29,5	4,5	0,02
13H00	1110	0	34,9	74,5	39,6	31,4	4,5	0,02
13H30	1085	0	35,1	72,7	37,6	30,7	4,5	0,02
14H00	1030	0	34,4	73,7	39,3	33,9	4,6	0,02
14H30	993	0	34,8	68,9	34,1	31	4,6	0,02
15H00	907	0	33,6	65	31,4	30,8	4,5	0,02
15H30	860	0	33	64	31	30,5	4,5	0,02
16H00	780	0	32,7	63,2	30,5	30	4,5	0,02

Débit variable :**Tableau III.6:** Exemple des mesures expérimentaux avec un débit variable « Capteur Plan 10/10/2017 »

Heur	G (w/m2)	Vvent (m2/s)	Te (°c)	Ts (°c)	ΔT (°c)	Ta (°c)	Vsortie (m ² /s)	ṁ (kg/s)
9H00	538	0	21,3	30,8	9,5	21,9	1,77	0,0160
9H30	644	0	22,9	37,7	14,8	22,8	2,02	0,0182
10H00	700	0	24,5	44,2	19,7	21,9	2,41	0,0218
10H30	808	1,1	24,8	49	24,2	22	2,81	0,0254
11H00	915	0	25,3	50,9	25,6	22,2	3,3	0,0298
11H30	995	0	25,3	52,9	27,6	22,4	3,6	0,0325
12H00	1031	0,5	26	54,5	28,5	23,1	4	0,0361
12H30	1058	0	26,3	56,1	29,8	24,4	4,5	0,0407
13H00	1066	0	26,3	57,2	30,9	25,2	4,7	0,0425
13H30	1048	0	26,3	57,4	31,1	23,6	4,8	0,0434
14H00	1015	0	25,6	54,9	29,3	24,2	4,9	0,0443
14H30	961	0	25,5	54	28,5	25	5	0,0452
15H00	888	0	27,6	53	25,4	25,8	4,9	0,0443
15H30	812	0	26,9	49,1	22,2	26	4,9	0,0443
16H00	763	0	26,5	47	20,5	25,5	5	0,0452

Tableau III.7: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit variable « Capteur Curviligne 10/10/2017»

Heur	G (w/m2)	Vvent (m2/s)	Te (°c)	Ts (°c)	ΔT (°c)	Ta (°c)	Vsortie (m2/s)	ṁ (kg/s)	mtot (kg/s)
9H00	538	0	22,6	32,2	9,6	21,9	1,77	0,0080	0,0160
9H30	644	0	25,1	41,6	16,5	22,8	2,02	0,0091	0,0182
10H00	700	0	27,4	50,3	22,9	21,9	2,41	0,0109	0,0218
10H30	808	1,1	28	58,4	30,4	22	2,81	0,0127	0,0254
11H00	915	0	29,2	63,6	34,4	22,2	3,3	0,0149	0,0298
11H30	995	0	29,1	67,6	38,5	22,4	3,6	0,0162	0,0325
12H00	1031	0,5	29,5	70,3	40,8	23,1	4	0,0180	0,0361
12H30	1058	0	29,5	69,2	39,7	24,4	4,5	0,0203	0,0407
13H00	1066	0	29,9	69,1	39,2	25,2	4,7	0,0212	0,0425
13H30	1048	0	29,9	69,7	39,8	23,6	4,8	0,0217	0,0434
14H00	1015	0	29,6	67,7	38,1	24,2	4,9	0,0221	0,0443
14H30	961	0	29,6	65	35,4	25	5	0,0226	0,0452
15H00	888	0	29,6	62,6	33	25,8	4,9	0,0221	0,0443
15H30	812	0	29,1	59,8	30,7	26	4,9	0,0221	0,0443
16H00	763	0	28,4	56,2	27,8	25,5	5	0,0226	0,0452

Après l'installation des sondes sur l'absorbeur nous avons pu mesurer la température dans différents points de l'absorbeur comme illustrent les tableaux suivants.

Tableau III.8: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,018 kg/s Capteur Plan 03/03/2019

Temps	G [w/m ²]	Thermocouples [c °]								vitesse de vent m/s	Débit d'air kg/s
		Température de l'absorbeur						entrée T _e	sortie T _s		
		S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆				
09:00	666	17,8	20,1	19,5	17,4	21	22,5	16	25	0	0,018
09:30	742	19,8	23,1	24,7	19,2	23	26,6	17	29	1,4	0,018
10:00	802	20,1	25,8	25,4	20,2	24	25,7	17	31	1,9	0,018
10:30	880	21,9	26,1	26,7	21,2	27	31,6	18	35	2,5	0,018
11:00	910	22,4	27,2	25	22,4	26	30,5	19	37	3	0,018
11:30	947	23,6	28	26,8	23,3	29	33,3	20	40	0,5	0,018
12:00	966	24	30	29,4	24,1	30	30,5	21	42	2,3	0,018
12:30	977	25	29,5	33	25	33	37	21	45	0,9	0,018
13:00	980	25,3	31,4	28,7	24,8	32	35,4	21	45	0,9	0,018
13:30	953	25,9	31,6	34,4	25,5	35	39,5	21	46	0,8	0,018
14:00	995	26,4	33	32,1	26	34	36	22	45	2	0,018
14:30	883	25	31	37	25	30	33,4	22	44	0	0,018
15:00	809	26	30	32,5	26,5	33	36,5	23	44	0,8	0,018
15:30	722	24,1	27	30,7	25	32	29,7	23	40	1,2	0,018
16:00	730	25	28,1	31,2	26	33	30	23	41	0	0,018

Tableau III.9: Exemple des mesures expérimentaux avec un débit 0,018 kg/s Capteur Curviligne 03/03/2019

Temps	G [w/m ²]	Thermocouples [c °]								vitesse de vent m/s	Débit d'air kg/s
		Plaque inférieure						entrée T _e	sortie T _s		
		S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆				
9:00	520	22,2	28,3	27,9	23,7	30,1	38,1	18,6	32,4	0	1,8
9:30	660	23,2	26	34,5	23,2	30,4	42,8	17,8	43,3	1,4	1,8
10:00	759	25,2	27,7	33,6	25,5	37,6	48	19,9	49	1,9	1,8
10:30	855	26,2	33,5	41,5	27,1	44,2	53,9	21,1	53,2	2,5	1,8
11:00	965	27,7	33,7	40,8	27,8	45,1	55,8	22,2	57,3	3	1,8
11:30	1003	28,3	34,8	45	30,3	49,9	63,3	23	61	0,5	1,8
12:00	1029	28,5	32,1	44,8	29	45,8	61,5	23,7	57,6	2,3	1,8
12:30	1055	29,1	31,7	45,5	30,1	48,5	59,9	24,3	60,7	0,9	1,8
13:00	1010	31,3	33,4	45,2	31,8	42,7	60	24,6	63,6	0,9	1,8
13:30	925	30,3	36,5	46,5	31,8	51,5	59,3	25,4	64,2	0,8	1,8
14:00	960	30,3	34,1	39,7	30,2	46,8	57,3	25,8	61,7	2	1,8
14:30	905	30,4	37	47,9	30,8	40	54,5	26,2	60,3	0	1,8
15:00	764	29,9	34,4	43,9	30,2	40,8	49	26,1	57,6	0,8	1,8
15:30	674	28,7	32,2	35,5	29,1	36,3	47,8	25,2	51,8	1,2	1,8
16:00	753	28,3	30,5	35,7	28,2	30,8	43,5	25,2	47,4	0	1,8

Références

- [01] C. Mahboub, Etude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires. Thèse de doctorat, université de Biskra, 2016.
- [02] Livre de Thermique Solaire, Yves JANNOT, Mars 2011. P. (21-40).
- [3] Holman J. P., Experimental methods for engineers. 6th ed. Singapore: McGraw-Hill New York(1994).
- [4] Samaneh Sami , Amir Rahimi , Nasrin Etesami, Dynamic Modeling and a Parametric Study of an Indirect Solar Cabinet Dryer, Drying Technology, 29 (7) : (2011) 825-83

CHAPITRE IV

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats numériques et expérimentaux relatives aux expériences menées sur les deux capteurs plan et curviligne (Figure. IV.1). En premier lieu nous décrivons les différentes configurations et les infrastructures d'essais qui nous ont permis de réaliser notre étude expérimentale. En deuxième phase nous exposons les résultats qui traduisent l'influence des différents paramètres intérieurs et extérieurs sur l'efficacité d'un capteur en comparant les performances thermiques et hydrauliques calculées pour les deux cas étudiés.

Il est à rappeler que notre contribution à travers cette étude, consiste à optimiser ces systèmes en vue de déterminer la meilleure configuration de point de vue thermique et hydraulique.

VI.2 Géométries des configurations étudiées :

Les deux capteurs solaires étudiés sont des capteurs à air, simple passe d'une dimension de 1600×800mm ; le premier a une forme plane, le deuxième est courbé. Les éléments constituant sont :

- Une seule couverture transparente -simple vitrage- en plexiglas ordinaire d'une épaisseur de 3 mm et d'un coefficient de transmission et d'émission respectivement égale à : $\tau_v = 80\%$, $\varepsilon_v = 75\%$.
- l'absorbeur est sous forme d'une tôle mince en acier galvanisé, peinte en noir, d'une épaisseur de 1 mm, d'un coefficient de conductivité thermique $k = 180 W/m \cdot K$. Ses coefficients d'absorption et d'émission sont respectivement égales à : $\alpha_c = 95\%$, $\varepsilon_c = 90\%$. On remarque que l'épaisseur de l'absorbeur est très petite par rapport à la surface normale à l'écoulement du fluide, par conséquent le nombre de Biot est très petit ($Bi \ll 10^{-3}$) [1]. Cette inégalité nous permet de négliger la résistance thermique interne par rapport au terme convectif. La hauteur entre l'absorbeur et la couverture transparente est de 20mm. Dans cette zone du capteur (absorbeur-couverture), la convection naturelle est le mode de transfert thermique dominant.
- Le conduit d'air mobile, appelé aussi la veine d'air dynamique d'une épaisseur de 40 mm est comprise entre l'absorbeur et l'isolant arrière.
- L'isolation arrière est composée d'une plaque en polystyrène d'une épaisseur de 40 mm pris en sandwich entre deux feuilles contre plaquées d'une épaisseur de 3 mm pour chacune d'elles.

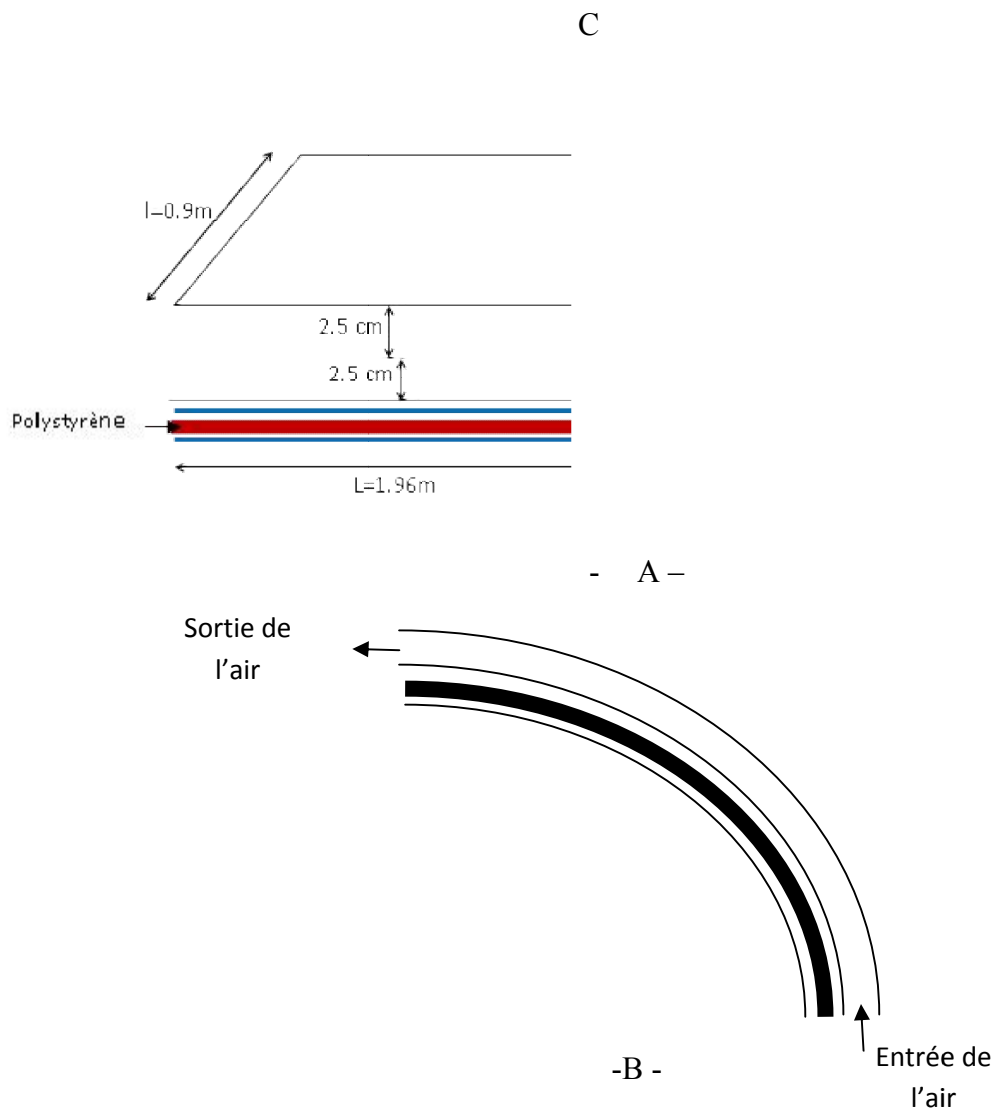


Figure. IV.1 : Schémas des deux capteurs étudiés.

Les paramètres expérimentaux mesurés de ces deux expériences sont les suivants :

- La température de l'air ; à l'intérieur, à l'entrée et à la sortie du capteur.
- La température de l'absorbeur.
- La température ambiante.
- Le flux solaire incident.
- La vitesse du vent et de l'air.

IV.3 Résultats numériques

Les résultats numériques sont obtenus à partir du modèle Whiller-Bliss. En fait, ce modèle ne tient compte que des dimensions du capteur (longueur, largeur, hauteur, ..) et des matériaux de construction et d'isolation et ne prend pas en compte l'effet de la courbure, vu les dimensions des deux capteurs qui sont les mêmes.

Pour décrire et comparer les performances thermiques des deux configurations étudiées sous l'influence des paramètres caractéristiques (longueur, débit, conditions climatiques...) nous avons opté à introduire les **valeurs mesurées** du rayonnement reçu sur différents points du capteur curviligne selon la longueur (x), or pour le capteur plan, il n'existe qu'une seule valeur reçue sur un plan incliné avec un angle $\alpha=35^\circ$.

IV.3.1. Rayonnement reçus sur différents points du capteur curviligne

Les figures IV.2, 3, 4 et 5, présentent la variation du rayonnement reçu pour différents angles d'inclinaison et par suite différentes distances de l'entrée du capteur curviligne.

Les expériences sont menées dans des journées de différentes saisons où l'angle d'incidence n'est pas le même. Ces expériences nous ont permis de définir la valeur du rayonnement global reçu sur chaque point du capteur curviligne. Il est clair que le rayonnement reçu sur le capteur curviligne diffère d'un angle à un autre et par conséquent d'une position x à une autre.

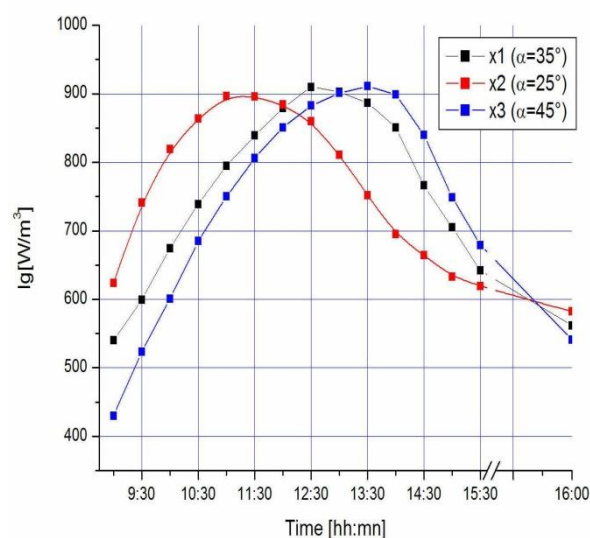


Figure IV.2 : Variation du rayonnement solaire global en fonction du temps pour différents angles d'inclinaison (11/12/2018)

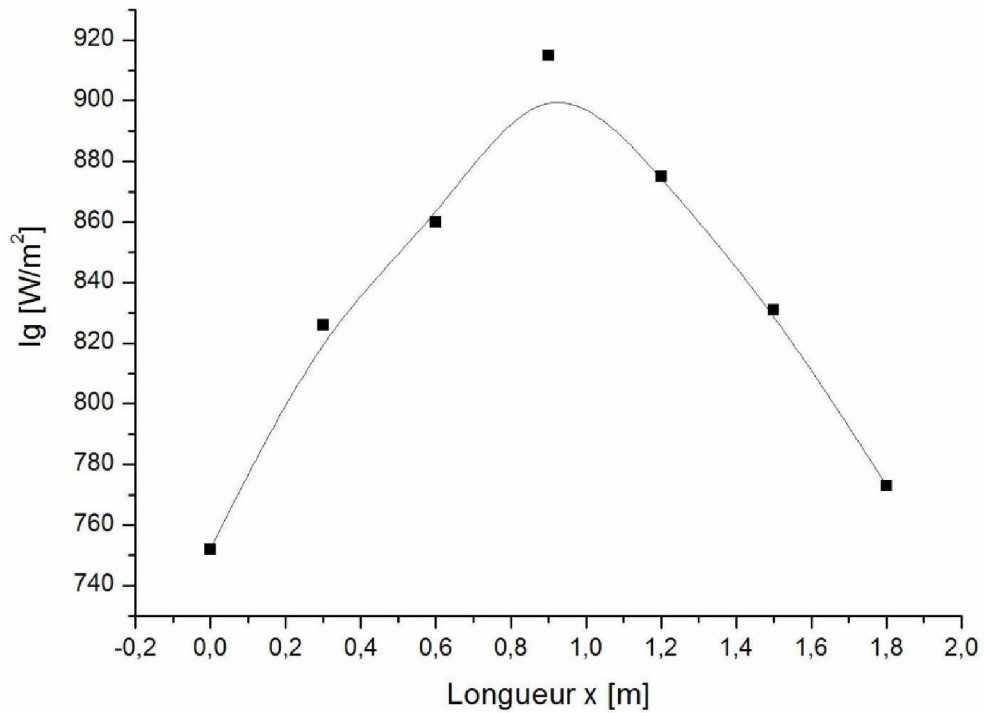


Figure IV.3 : Variation du rayonnement solaire global reçu à différentes distances de l'entrée du capteur (à 12h30 le 11/12/2018).

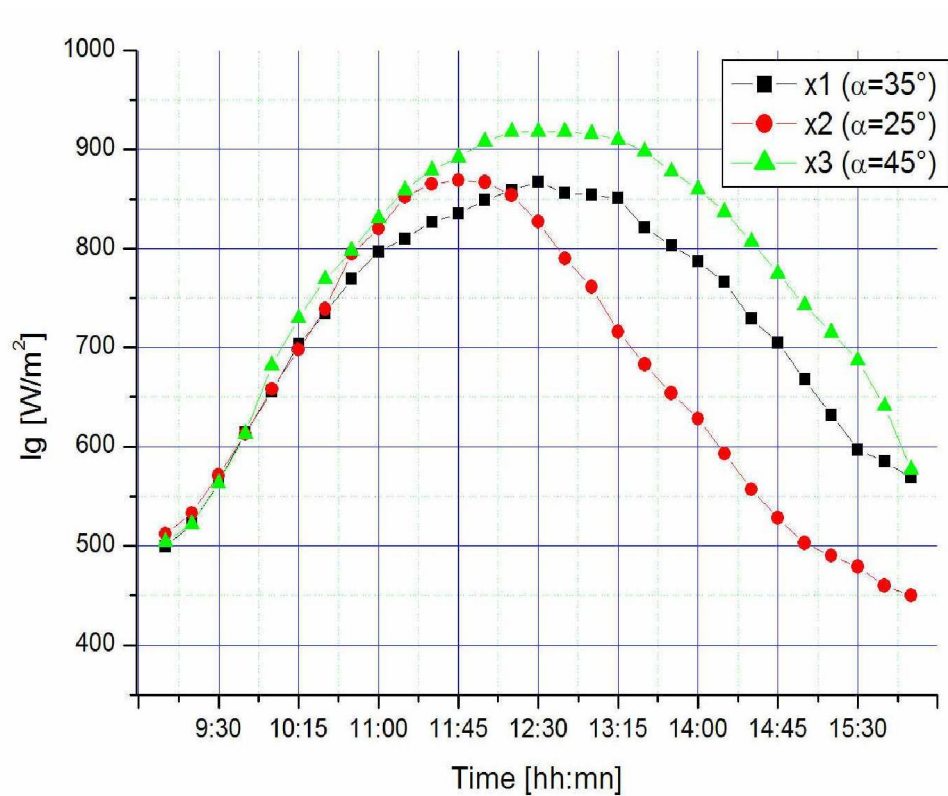


Figure IV.4 : Variation du rayonnement solaire global en fonction du temps pour différents angles d'inclinaison (23/5/2018)

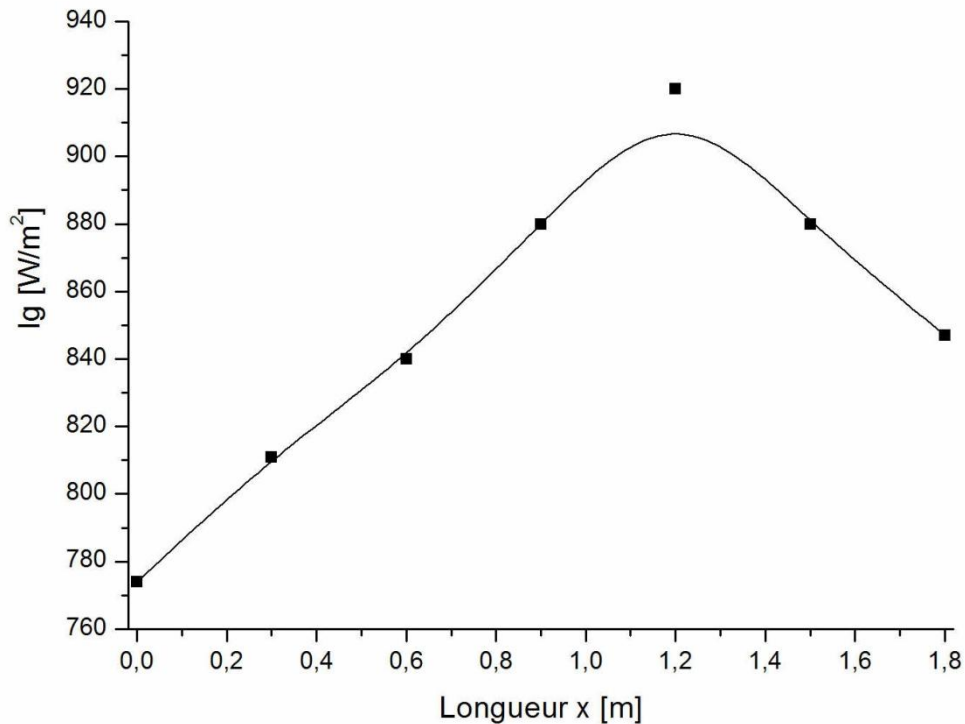


Figure IV.5 : Variation du rayonnement solaire global reçu à différentes distances de l'entrée du capteur (à 12h30 le 23/5/2018).

IV.3.2 Influence du débit

Selon les courbes de la figure IV.6, qui traduisent la variation de la température de sortie en fonction du débit, nous remarquons qu'une augmentation du débit permet un abaissement de la température d'air à la sortie du capteur.

D'après la figure IV.7, nous constatons que l'augmentation du débit permet une diminution de la température de l'absorbeur et une amélioration du rendement thermique (Figure. IV.8 et 9). De même, la comparaison entre les rendements thermiques des deux configurations, révèle que la température de sortie du capteur curviligne est plus élevée que celle du capteur plan quelque soit la saison de l'année ; ceci permet d'avoir rendement meilleur. Cette augmentation du rendement est due à l'augmentation du rayonnement reçu par le capteur curviligne dans une grande partie de la journée.

Un autre paramètre qui n'est pas pris en compte dans le modèle Willer-Bliss, c'est celui de l'augmentation du coefficient de friction causé par la courbure de l'absorbeur, ce qui va perturber l'écoulement et par suite améliorer le transfert de chaleur. De ce fait les pertes thermiques sont inférieures pour l'absorbeur dans le capteur curviligne car une grande partie de l'énergie reçue par l'absorbeur est transférée au fluide caloporteur par frottement.

On remarque également que l'augmentation du débit d'air permet une augmentation de l'écart de température entre l'absorbeur et l'air en écoulement. Cette différence de température entraîne un bon transfert de chaleur qui se traduit par un bon coefficient de transfert convectif.

Il est à noter que le rendement du capteur augmente lorsque celui-ci est courbé. Ceci s'explique par le fait que la courbure de l'absorbeur et par suite la veine dynamique induit une augmentation du coefficient de frottement et par conséquent l'amélioration du transfert de chaleur. (Figures. IV. 8 et 9).

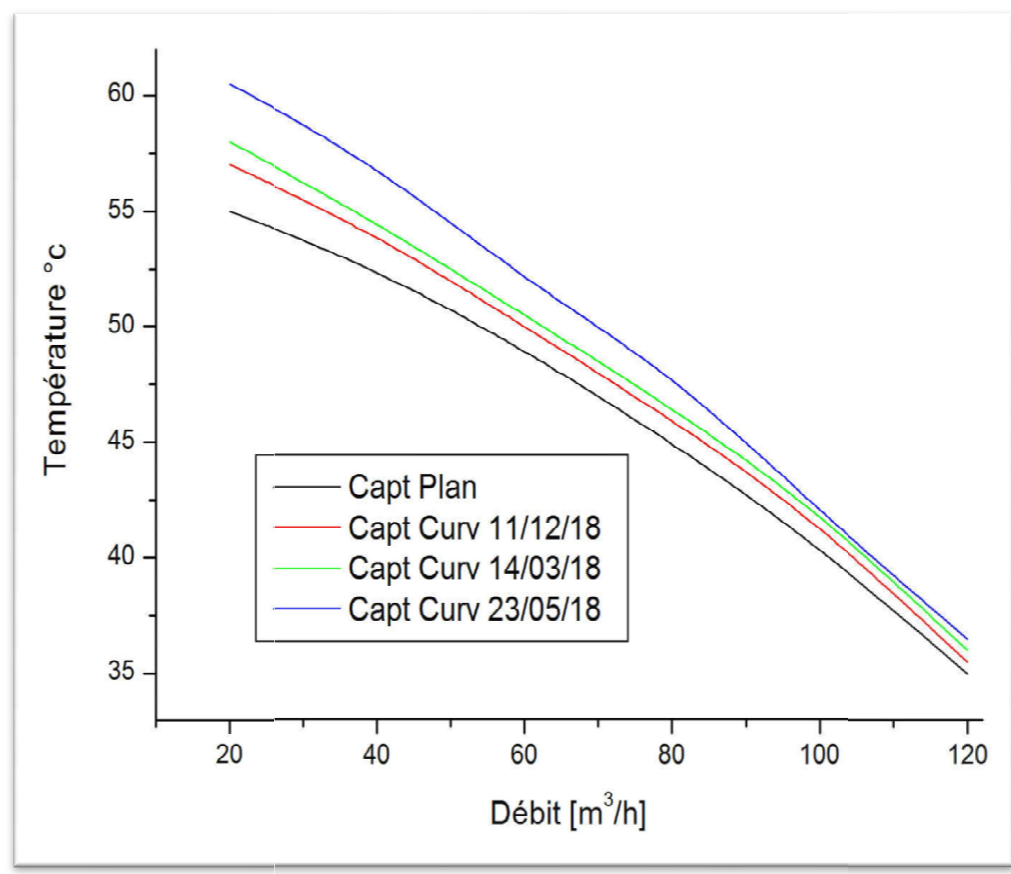


Figure. IV.6 : Variation de la température de sortie en fonction du débit volumique d'air.

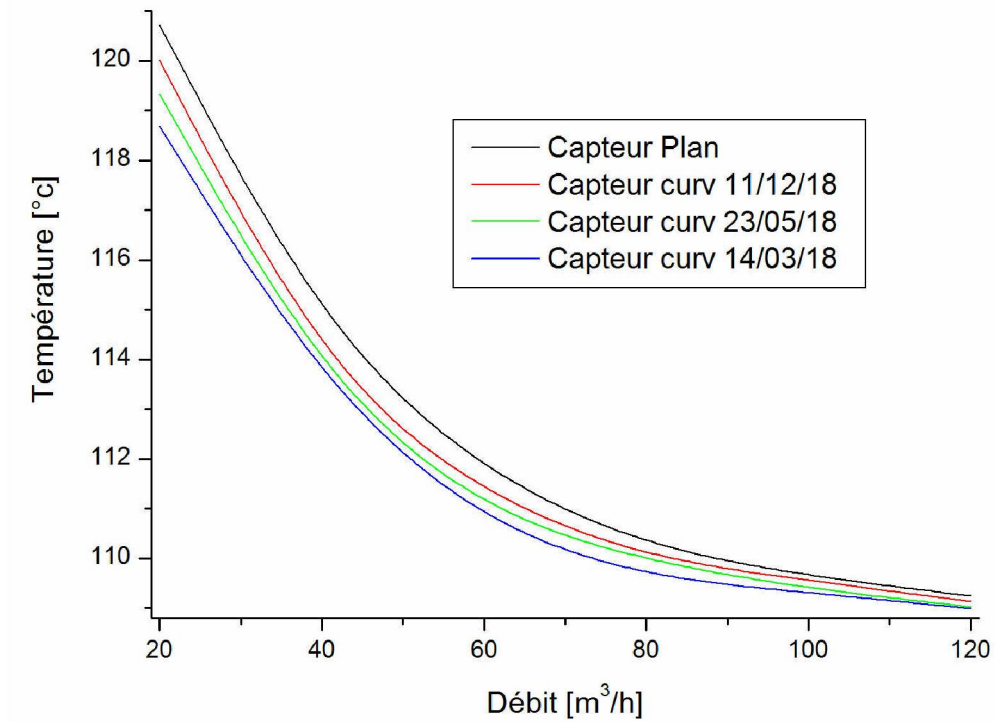


Figure. IV.7 : Variation de la température de l'absorbeur en fonction du débit volumique d'air.

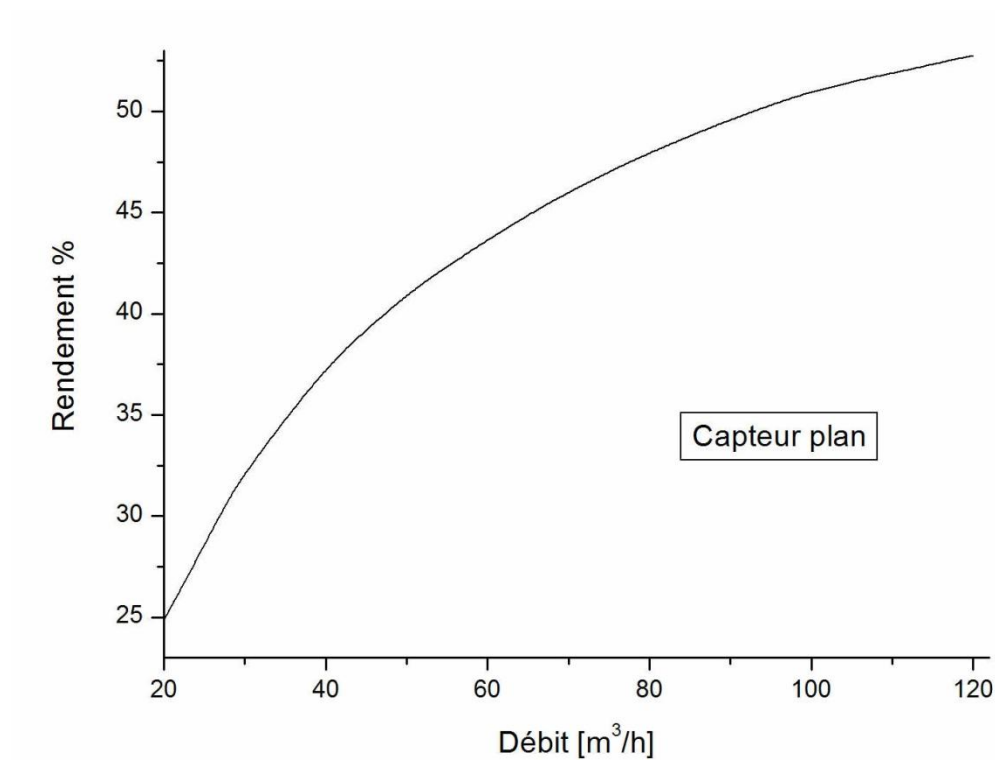


Figure. IV.8 : Variation du rendement du capteur plan en fonction du débit volumique d'air.

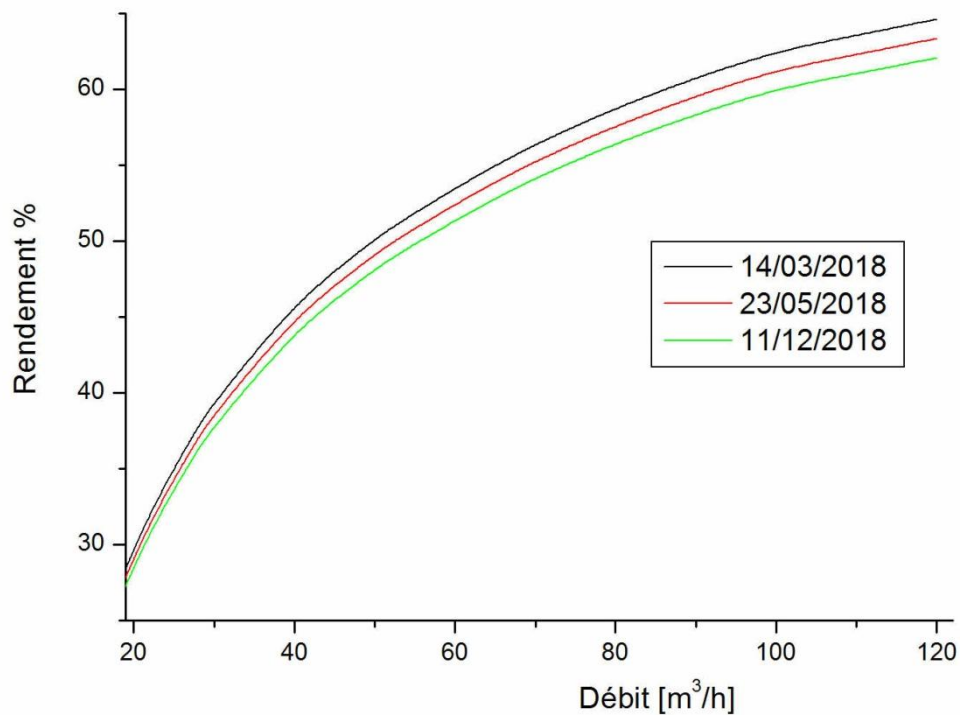


Figure. IV.9 : Variation du rendement du capteur curviligne en fonction du débit volumique d'air.

IV.3.3 Influence de la longueur

Dans cette partie nous allons présenter les performances (rendement, température de sortie, coefficient d'échange ...) des deux capteurs de l'entrée (à partir de $x=0$) jusqu'à la sortie des deux capteurs.

Soit \hat{x} la longueur de la ($n^{\text{ème}}$) section suivant le sens de l'écoulement (x) dans le capteur. En utilisant l'équation ci-dessous, la température (T_{fs}) de l'air à la sortie de la section (numéro n) du capteur s'écrit:

$$T_{fs(n)}(x) = \frac{Q_u l}{\dot{m} C_p} \hat{x} + T_{fe(n)} \quad (1)$$

Où $T_{fe(n)}$ (la température d'entrée de la section n) est égale à la température de sortie de la section ($n-1$).

Cette expression permet de suivre l'évolution de la température du fluide caloporteur selon la longueur du capteur solaire. Les résultats des calculs sont regroupés dans les tableaux ci-dessous. On constate que la température de sortie du fluide caloporteur (Tableau IV.1), ainsi

que celle de l'absorbeur, augmentent progressivement quand on augmente la longueur du canal d'écoulement du fluide (Figure. IV.10 et 11). Ceci est dû au fait que les échanges thermiques convectifs internes dans le capteur augmentent du fait que le parcours offert au fluide caloporteur se prolonge par l'augmentation de la distance (x). En plus, la croissance de la température de l'air en fonction de la distance (x) est plus élevée que celle de l'absorbeur. Ceci fait que la différence de température entre l'absorbeur et l'air est en diminution en fonction de la distance (x) et par conséquent cela influe sur l'évolution du rendement et le coefficient d'échange qui diminuent en s'éloignant de l'entrée (x=0). De même, l'augmentation de la distance (x) qui n'est rien d'autre que la surface A_c de l'absorbeur du capteur, augmente les pertes thermiques ce qui influe inversement sur le rendement [2] (Figures. IV.12 et 13).

Tableau IV.1 : Evolution de la température de l'air dans la veine d'air en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$) $I_g=850\text{W}/\text{m}^2$.

Configuration		Longueur (m)						
		0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8
Plan	T°	27	34	41.1	45.5	49.1	51.5	52.2
curviligne	14/3	27	36.35	45.14	51.9	54.1	53.9	53.1
	23/5	27	35.1	44.2	50.8	52.9	54.3	55.9
	11/12	27	36.9	46.2	54.7	54.1	52.0	51.0

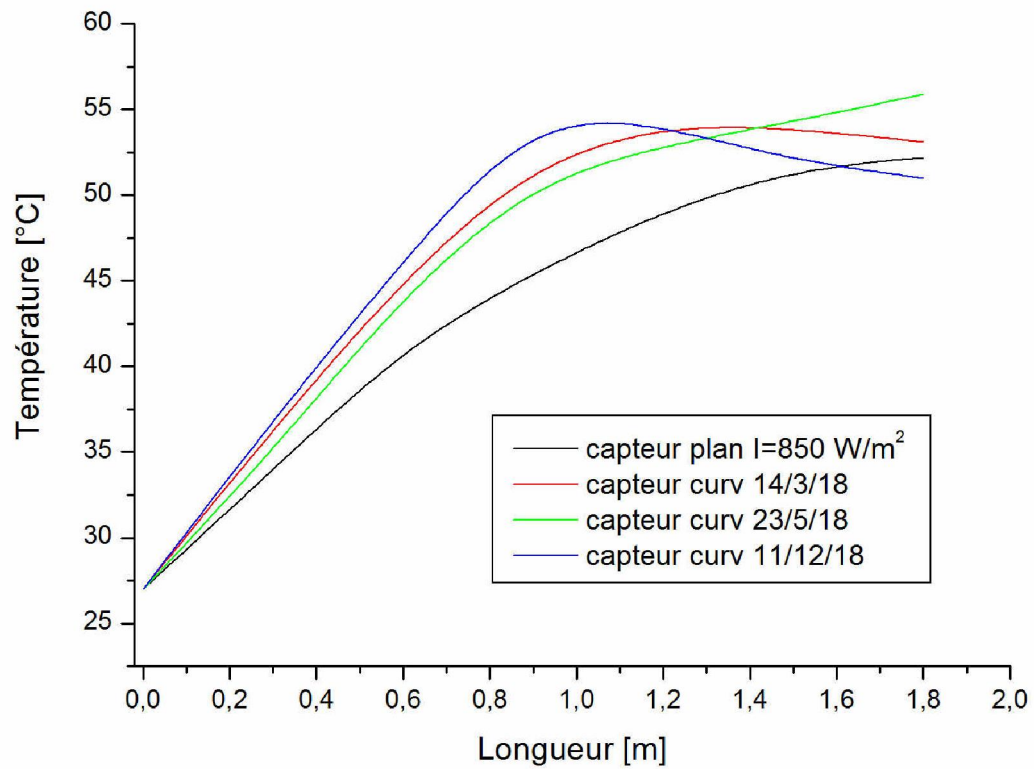


Figure. IV.10 : Evolution de la température de sortie suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

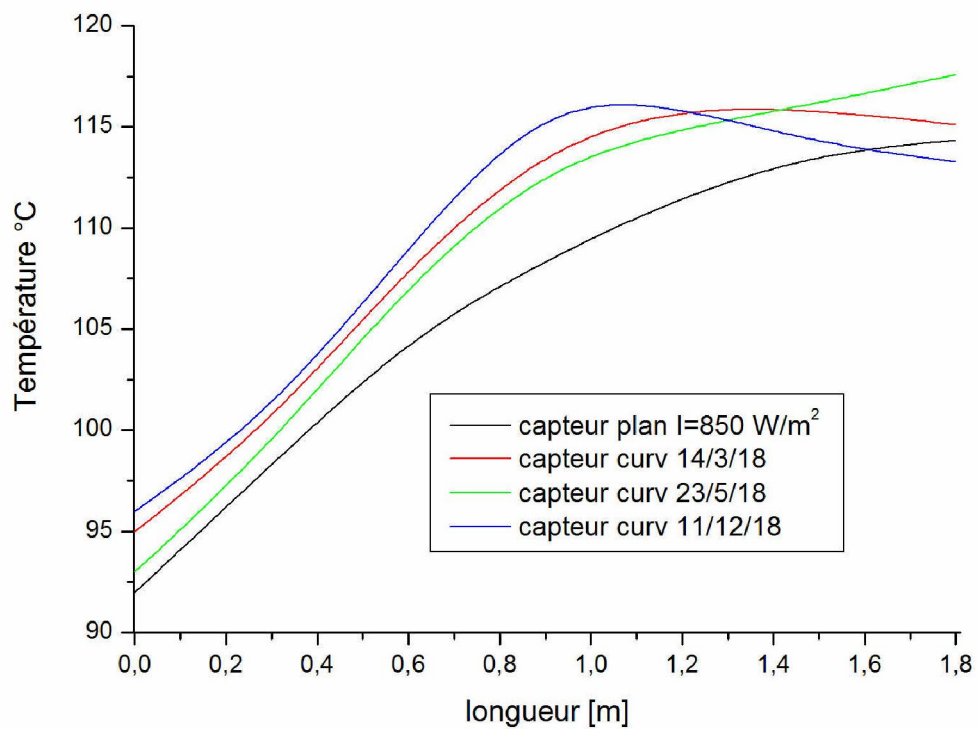


Figure. IV.11 : Evolution de la température de l'absorbeur suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

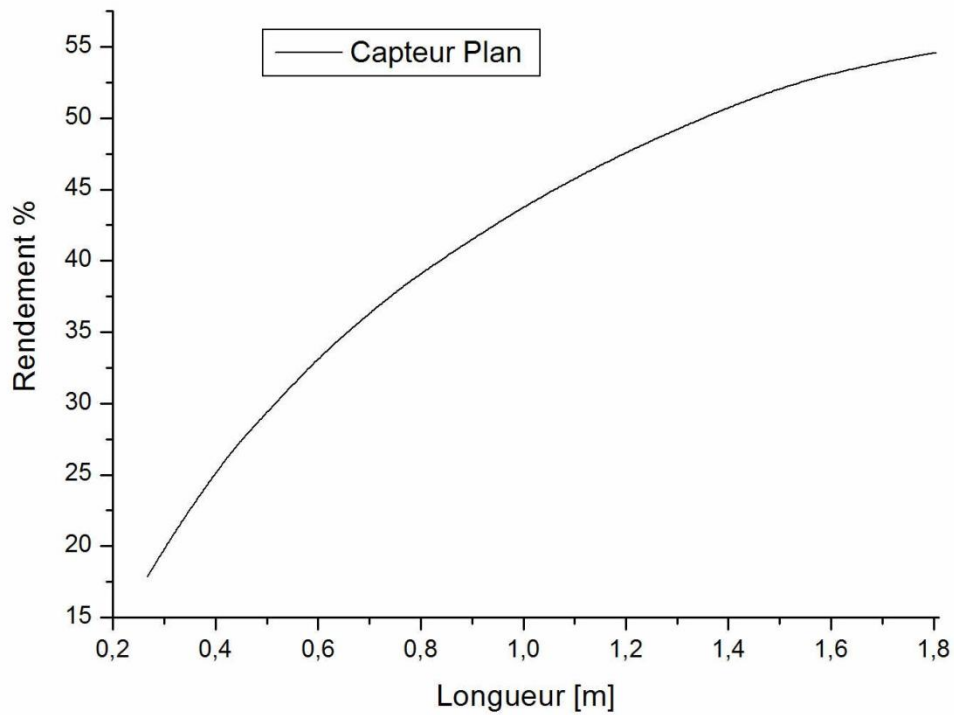


Figure. IV.12 : Evolution du rendement du capteur plan en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

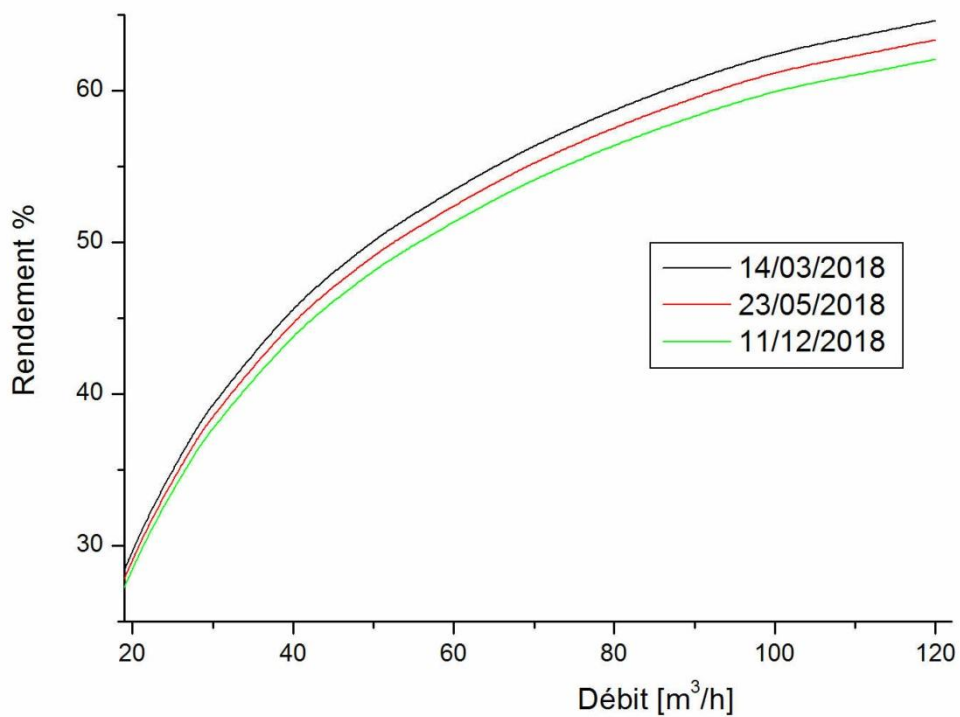


Figure. IV.13 : Evolution du rendement du capteur curviligne en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

IV.3.4 Calcul du coefficient de transfert convectif

Différents modèles sont utilisés dans la littérature pour le calcul du coefficient de transfert convectif et le nombre de Nusselt. Parmi ces modèles, on peut citer celui de T.Letz [3] permettant de calculer le coefficient de transfert convectif en utilisant une corrélation valable pour un canal lisse et en la multipliant par un coefficient de correction constant [2].

La corrélation de Parker [4] valable pour un capteur sans chicanes donnée en fonction des valeurs du nombre de Reynolds :

$$Nu = 0.344 \cdot Re^{0,35} \quad 100 < Re < 2100 \quad (2)$$

$$Nu = 1.68 \cdot 10^{-9} \cdot Re^{2,25} \quad 2100 < Re < 2850 \quad (3)$$

$$Nu = 2.55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1,04} \quad 2850 < Re < 5650 \quad (4)$$

$$Nu = 19.8 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,8} \quad 5650 < Re < 100.000 \quad (5)$$

La corrélation de Kays permet le calcul du nombre de Nusselt à partir de la relation suivante [5, 2] :

$$Nu = 0,0158 Re^{0,8} \quad \text{Pour } L/D_H > 10 \quad (6)$$

Ces modèles précédemment cités ne permettent pas de différencier entre le capteur plan et le capteur curviligne, du fait que ces deux capteurs ont les mêmes dimensions et mêmes matériaux de construction. Pour cela nous avons choisis de calculer le coefficient d'échange en utilisant les expressions développées ci-dessous :

Principe de calcul du coefficient de convection global

Le calcul de la valeur du coefficient de convection global ainsi que le nombre de Nusselt est basée sur le bilan énergétique du capteur solaire. Cette logique d'analyse nous a permis d'écrire ce qui suit :

$$Q_u = H \cdot S_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{fm}) [W] \quad (7)$$

$$Q_u = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_s - T_e) [W] \quad (8)$$

$$H = \frac{\dot{m} \cdot cp \cdot (T_s - T_e)}{S_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{fm})} \quad (9)$$

$T_{fm} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n}$: est la température moyenne du fluide.

$$Nu = \frac{H \cdot D_h}{k} \quad (10)$$

$D_h = \frac{4 \cdot S_{passage}}{P_{mouillé}}$: est le diamètre hydraulique

Les propriétés thermo-physiques du fluide sont calculées à partir de la température de référence T_{fm} .

Principe de calcul du coefficient de convection local

De même, le calcul du coefficient d'échange local est évalué à partir du bilan énergétique en suivant la même logique utilisée pour le calcul du coefficient d'échange global.

$$Q_u = h_x \cdot S_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{fx}) [W] \quad (11)$$

$$Q_u = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_s - T_e) [W] \quad (12)$$

$$h_x = \frac{\dot{m} \cdot cp \cdot (T_s - T_e)}{S_{abs} \cdot (T_{abs(x)} - T_{f(x)})} \quad (13)$$

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot D_h}{k} \quad (14)$$

IV.3.5 Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction du débit

Les figures. IV.14 et IV.15 présentent pour les deux configurations, la variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange convectif h entre l'absorbeur et le fluide caloporteur en fonction du débit. Il est à noter en premier lieu que l'augmentation du débit conduit à une augmentation des échanges thermiques.

Nous remarquons aussi que l'échange thermique est plus important dans le capteur curviligne que dans le capteur plan.

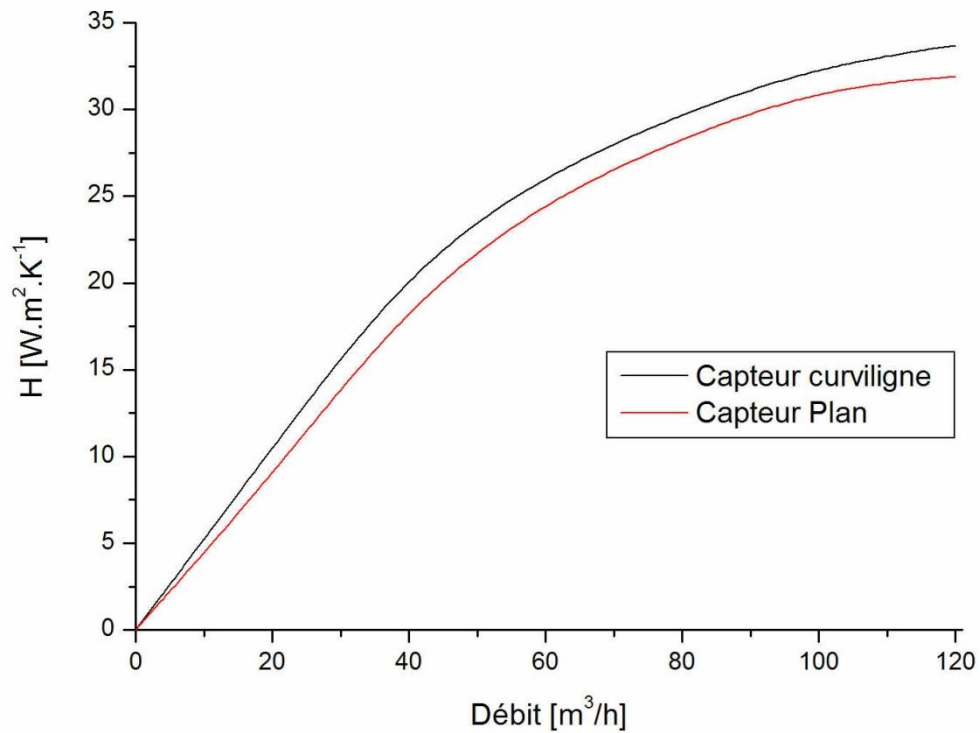


Figure. IV.14 : Variation du coefficient d'échange par convection en fonction du débit volumique

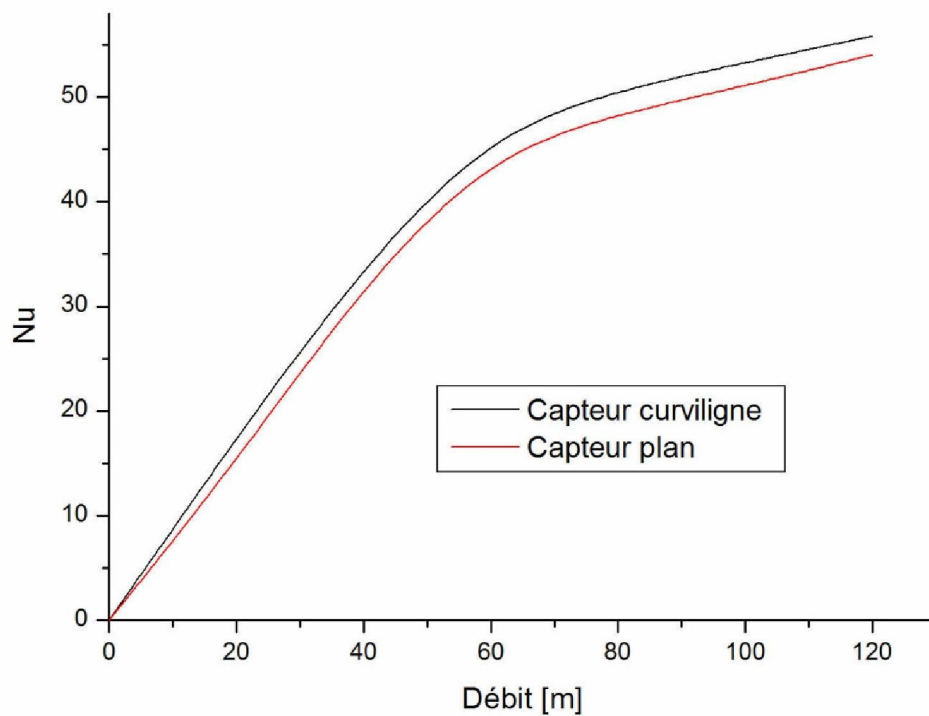


Figure. IV.15 : Variation du nombre de Nusselt global en fonction du débit volumique

IV.3.6 Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction de la distance axiale (x)

Les courbes des figures. IV.16 qui présentent la variation du nombre de Nusselt en fonction de la distance x , montrent que la valeur du nombre de Nusselt diminue assez sensiblement en chaque section de l'entrée à la sortie. Ceci est dû à la diminution du gradient de température entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui conduit à une saturation énergétique relative au fluide caloporteur.

Dans le cas d'un capteur curviligne, nous pensons à l'existence d'un coefficient de friction entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui entraîne ainsi une amélioration du coefficient de transfert et par la suite du nombre de Nusselt (Voir figures IV.15 et IV.16).

Il est clair que le coefficient d'échange thermique est en fonction du flux solaire incident absorbé par le système. Ce flux varie chaque angle en fonction du temps et de la date pour les deux systèmes et en chaque point pour le capteur curviligne. Ceci nous laisse penser d'utiliser un système d'acquisition des données reçues momentanément sur les différents points du capteur curviligne afin de développer des corrélations permettant de décrire le comportement thermique d'un tel système.

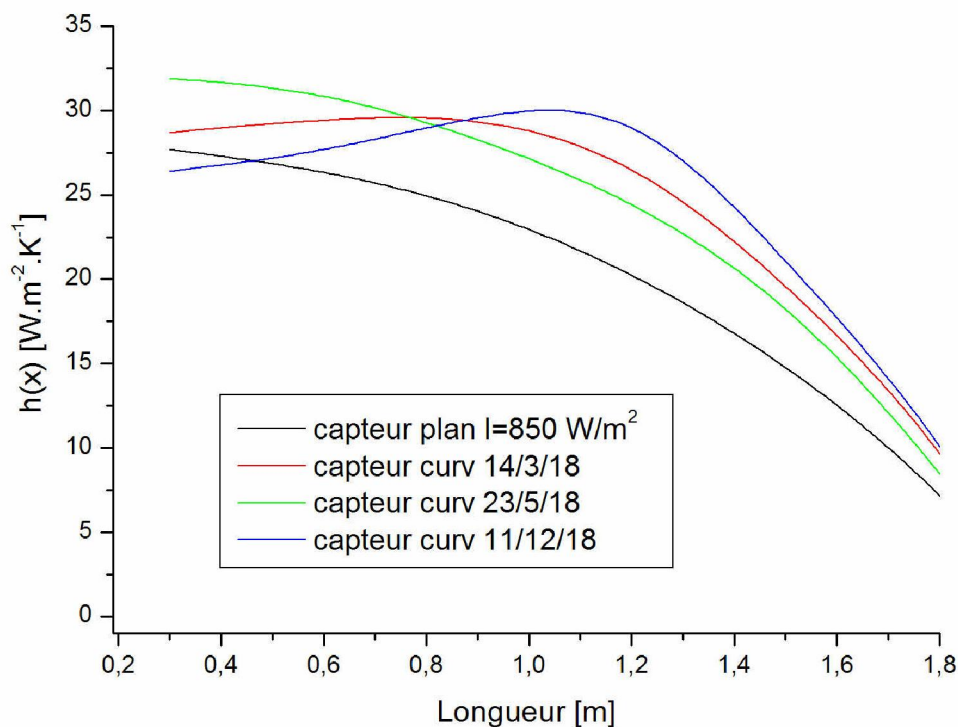


Figure. IV.15: Variation du coefficient d'échange convectif suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

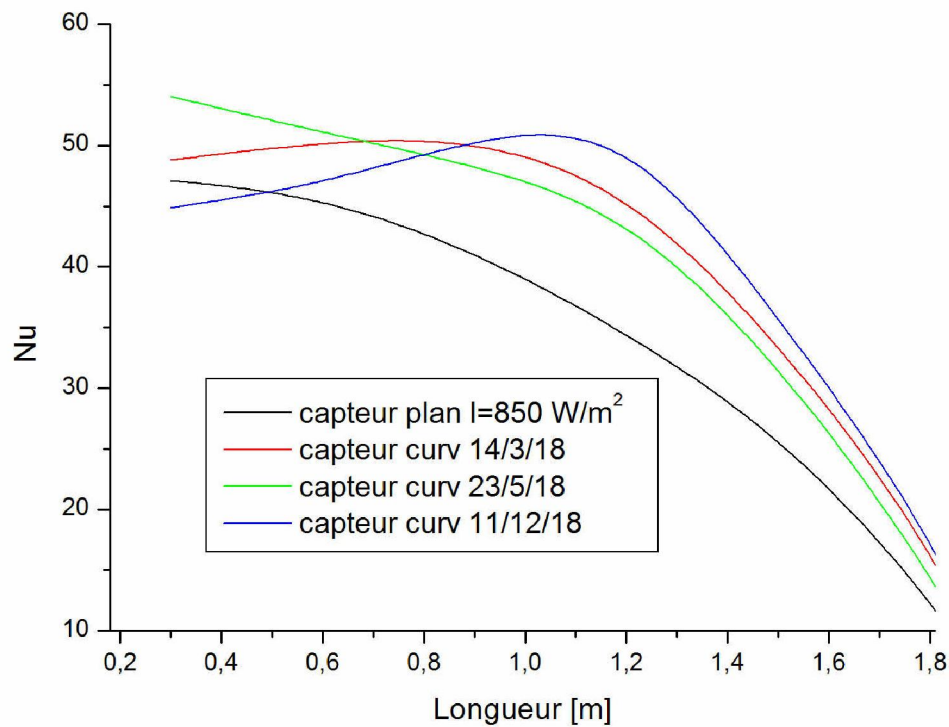


Figure. IV.16 : Variation du nombre de Nusselt suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

IV.4. Résultats Expérimentaux :

L'évolution des paramètres en régime stationnaire sont mesurés simultanément est donnée dans des tableaux où les relevés sont effectués chaque 30 mn de 09h :00 à 16h:00. L'évolution de l'éclairement pour les journées considérée présente parfois des irrégularités dues aux passages nuageux, ce qui a influencé plus au moins les profils des différents paramètres.

Dans le tableau suivant on présente des mesures réalisées au cours du 16/02/2017 pour un capteur solaire plan.

Tableau IV.1: Tableau type des tests effectués.

Heure	G (w/m ²)	V _{vent} (m ² /s)	T _e (°c)	T _s (°c)	ΔT (°c)	T _a (°c)	V _{sortie} (m ² /s)	ṁ (kg/s)	ΔT/G (Km2/w)
9H00	367	1	13,7	23,2	9,5	13,7	4,35	0,0196	0,0258
9H30	503	0	14,7	29,1	14,4	14,3	4,35	0,0196	0,0286
10H00	635	0	16,4	34,2	17,8	16,5	4,35	0,0196	0,0280
10H30	739	1	18,5	43,1	24,6	17	4,35	0,0196	0,0332
11H00	800	0	20,3	47,9	27,6	18,6	4,35	0,0196	0,0345
11H30	875	0	21,4	52,9	31,5	19,4	4,35	0,0196	0,036
12H00	920	1,1	23,2	55,9	32,7	20,7	4,45	0,0201	0,0355
12H30	917	1	24	55,4	31,4	20,4	4,45	0,0201	0,0342
13H00	935	0	24,9	60	35,1	23	4,35	0,0196	0,0375
13H30	928	0	25,2	58,9	33,7	22,5	4,35	0,0196	0,0363
14H00	893	0	25,5	56	30,5	21,9	4,15	0,0187	0,0341
14H30	830	2,1	25,2	52,8	27,6	22,1	4,15	0,0187	0,0332
15H00	775	0	24,6	47,8	23,2	21,3	4,2	0,0190	0,0299
15H30	684	0	24,2	42,7	18,5	21,5	4,2	0,0190	0,0270
16H00	592	2	23,7	38,7	15	23,6	4,5	0,0203	0,0253

IV.4.1 Variation journalière du rayonnement solaire global

La mesure du rayonnement solaire global reçu sur un plan incliné ($\alpha = 35^\circ$) est important dans les applications de l'énergie solaire. Le fonctionnement des capteurs est lié directement au rayonnement global reçu par l'insolateur. Les figures (IV.17, IV.18, IV.19) représentent la variation du rayonnement solaire global mesuré sur un plan incliné ($\alpha = 35^\circ$) pour trois jours types. A partir de ces figures, on peut déduire que le rayonnement solaire prend des valeurs relativement moyennes au alentour de 500 w/m² au début de l'expérience (9:00 du matin), il continue à augmenter pour atteindre sa valeur maximale au midi solaire, puis il commence à diminuer jusqu'à la fin de l'expérience (16:00 du soir).

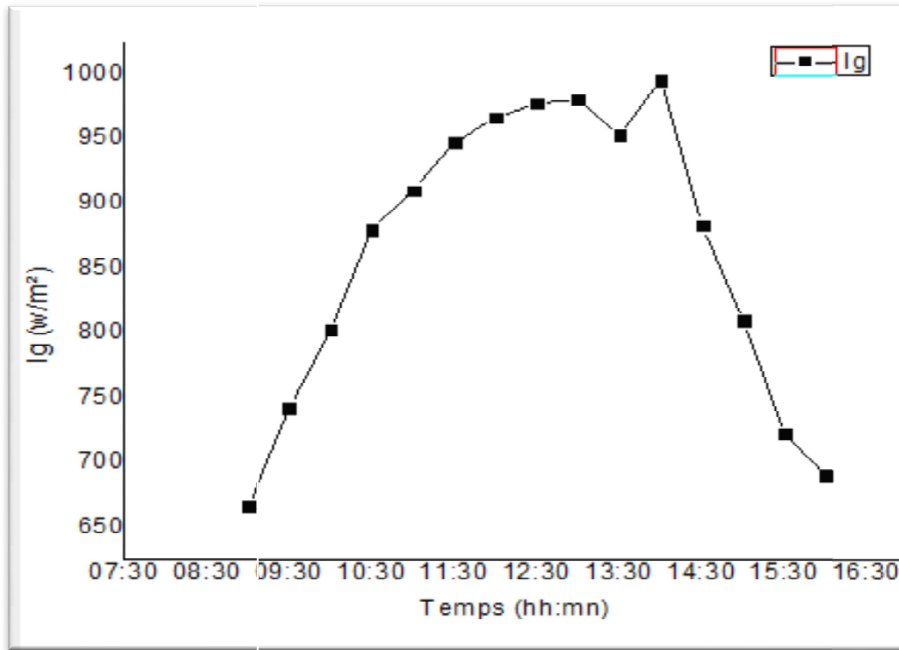


Figure IV.17 : Variation du rayonnement solaire global (le 04 Mars 2019).

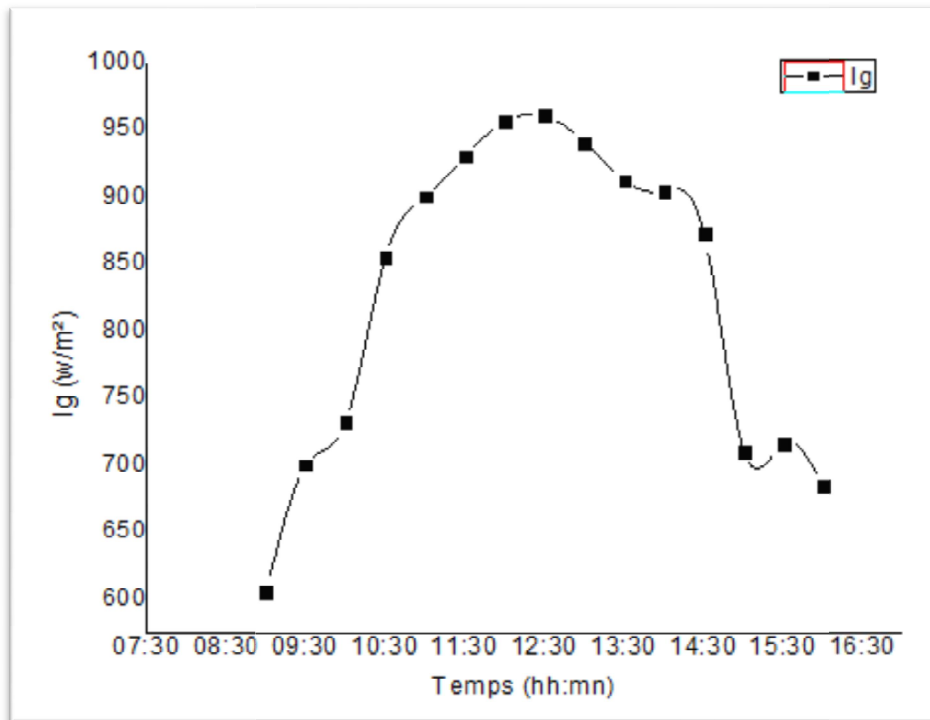


Figure IV.18 : Variation de rayonnement solaire global (le 05 Mars 2019).

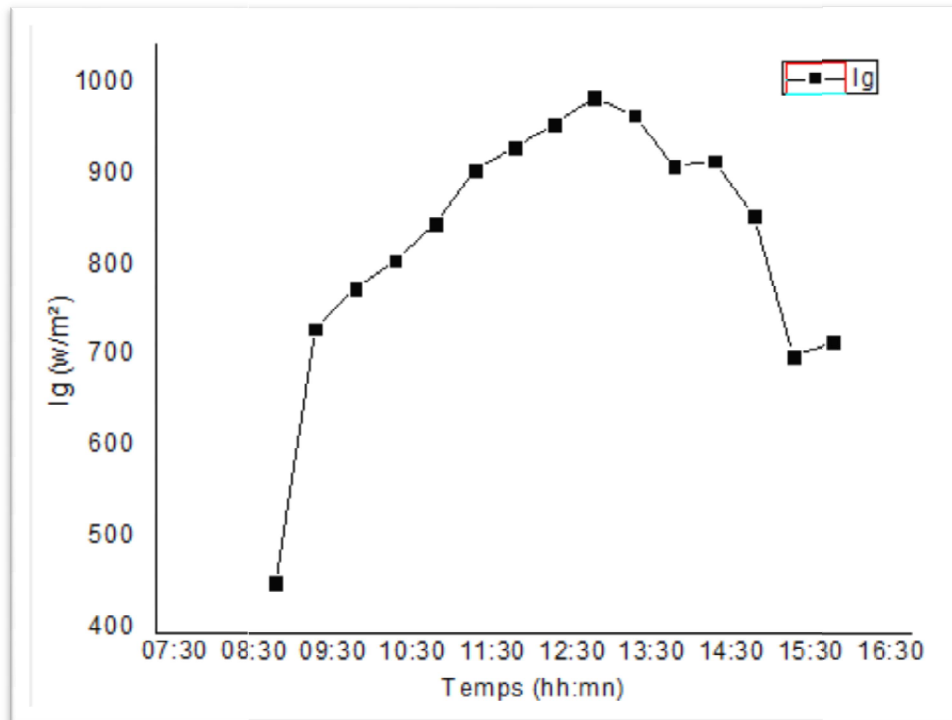


Figure IV.19 : Variation du rayonnement solaire global (le 06 Mars 2019).

IV.4.2 Effet des conditions climatiques

IV.4.2.1 Variation de la vitesse du vent :

L'effet de la vitesse du vent est important, il peut influencer sur les performances thermiques du capteur, surtout lorsque la vitesse du vent s'approche de 3 m/s [6]. La variation de la vitesse du vent mesurée pour les mêmes jours types mentionnés auparavant est présentée sur les figures (IV.20, IV.21, IV.22).

Nous constatons que la vitesse du vent n'est pas stable, mais que ses valeurs n'ont pas dépassé 3 m/s dans le premier cas, alors que durant le deuxième et le troisième cas elles sont légèrement stables et modérées par rapport au premier cas. Nous avons enregistré ainsi, quelques pics vers les midi-solaires.

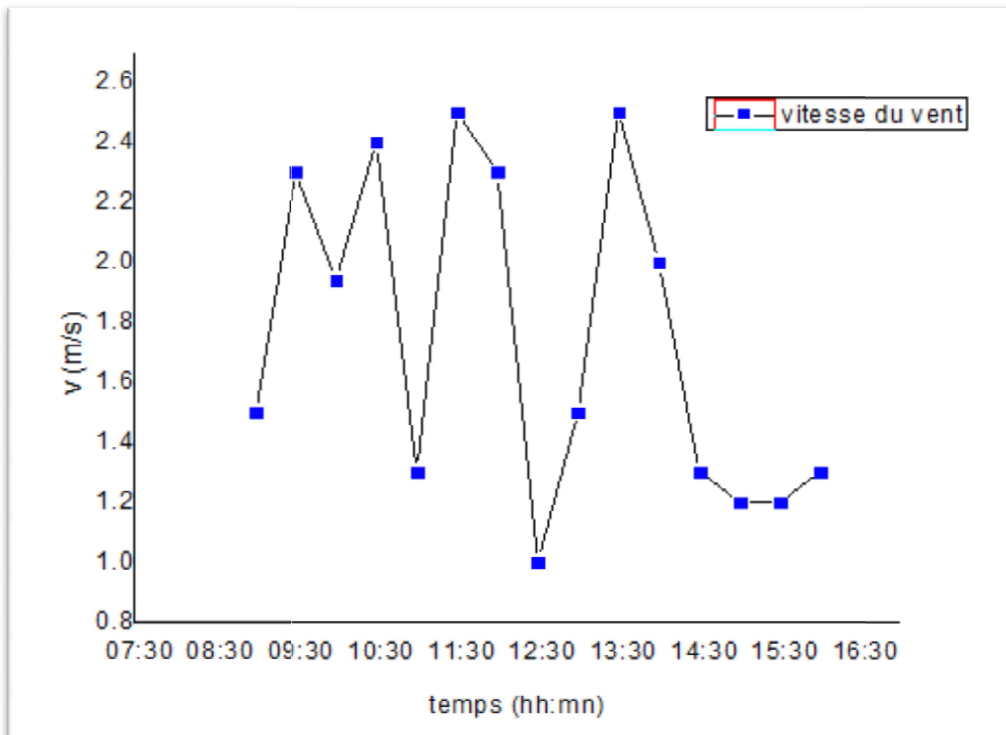


Figure IV .20 : Variation de la vitesse du vent en fonction du temps en fonction du temps (le 04 Mars 2019).

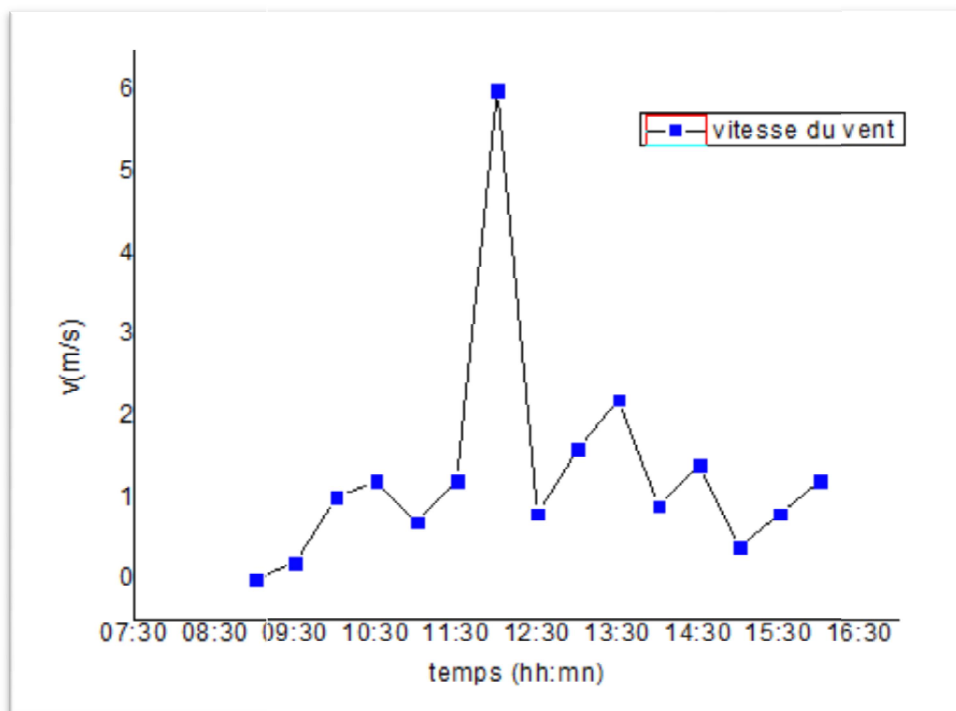


Figure IV.21 : Variation de la vitesse du vent en fonction du temps (le 05 Mars 2019).

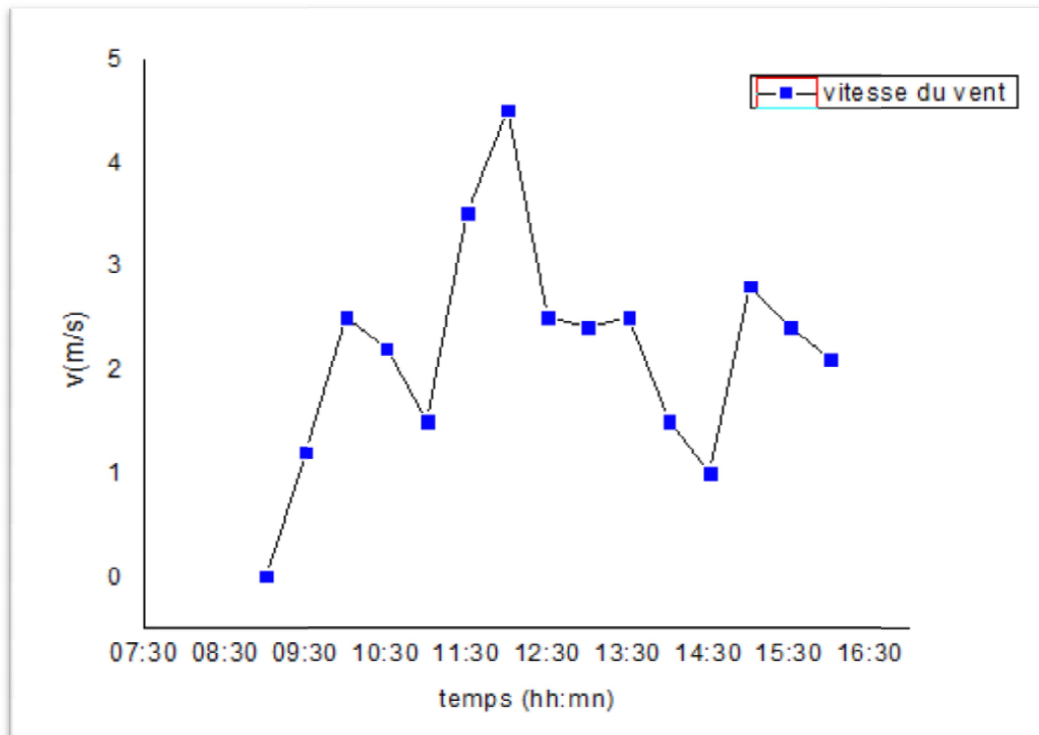


Figure IV.22 : Variation de la vitesse du vent en fonction du temps (le 06 Mars 2019).

IV.4.2.2 Effet de la vitesse du vent:

Pour avoir une idée sur l'effet de la vitesse du vent sur les résultats mesurés, nous présentons ci-dessous quatre expériences effectuées respectivement le 09/03/2017 et le 30/03/2017 avec un débit d'air de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, le 19/04/2017 et le 20/04/2017 avec un débit d'air de $40 \text{ m}^3/\text{h}$.

Ces données mentionnées sont prises chaque 10 min de 9h20 jusqu'à 15h00. Ce paramètre extérieur influe généralement sur les résultats de l'expérience. De ce fait, l'écart entre les résultats numériques et ceux expérimentaux est plus au moins important. Afin de voir l'influence de ce paramètre externe sur les résultats expérimentaux, nous avons calculé le rendement thermique du capteur pour quatre expériences effectuées (Figure. IV. 23).

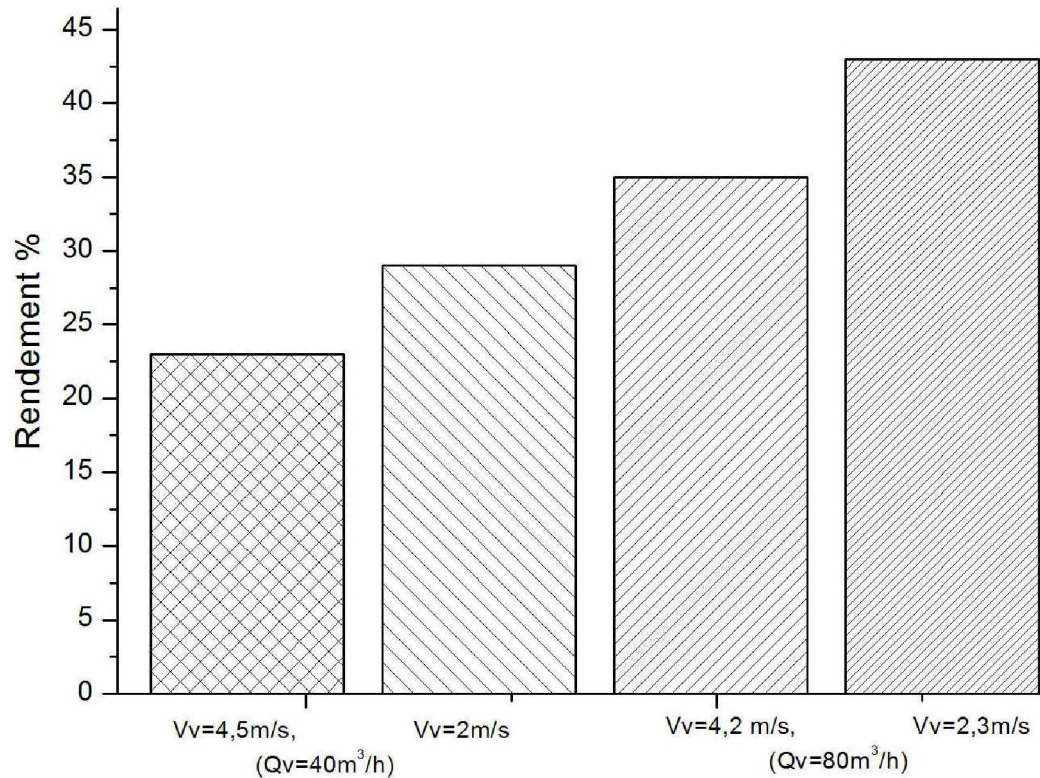


Figure. IV.23 : Influence des paramètres extérieurs sur le rendement des capteurs

A partir de cette figure on remarque que la vitesse du vent influe considérablement sur l'efficacité thermique du capteur solaire. Ceci se voit clairement en comparant la première expérience avec la deuxième et la troisième expérience avec la quatrième, dont les valeurs des rendements sont 23 % contre 29% et 33,56 % contre 43% or que ces expériences sont effectuées avec les mêmes débits $40\text{m}^3/\text{h}$ pour les deux premières expériences et $80\text{m}^3/\text{h}$ pour les deux dernières expériences. A signaler que le flux moyen incident sur le capteur est presque le même pour les deux cas ($812 \sim 840\text{W}/\text{m}^2$).

IV.4.3 Ecart de température du fluide caloporteur (sortie - entrée) et du rendement thermique en fonction du temps

Les figures IV.24 et IV.25 présentent les profils de l'écart de température de l'air (sortie-entrée) et de l'intensité du rayonnement solaire global pour les journées du 27/02/2017 et du 17/04/2017 respectivement. Les figures IV.26 et IV.27 représentent l'évolution du rendement thermique et de l'éclairement global de chaque insolateurs pour les mêmes journées respectivement. L'examen des courbes de ces figures montre que cet écart dépend fortement du rayonnement solaire incident. En plus, l'écart entre les performances calculées

pour les deux insolateurs est évident. Cette différence est plus significative aux alentours de midi solaire.

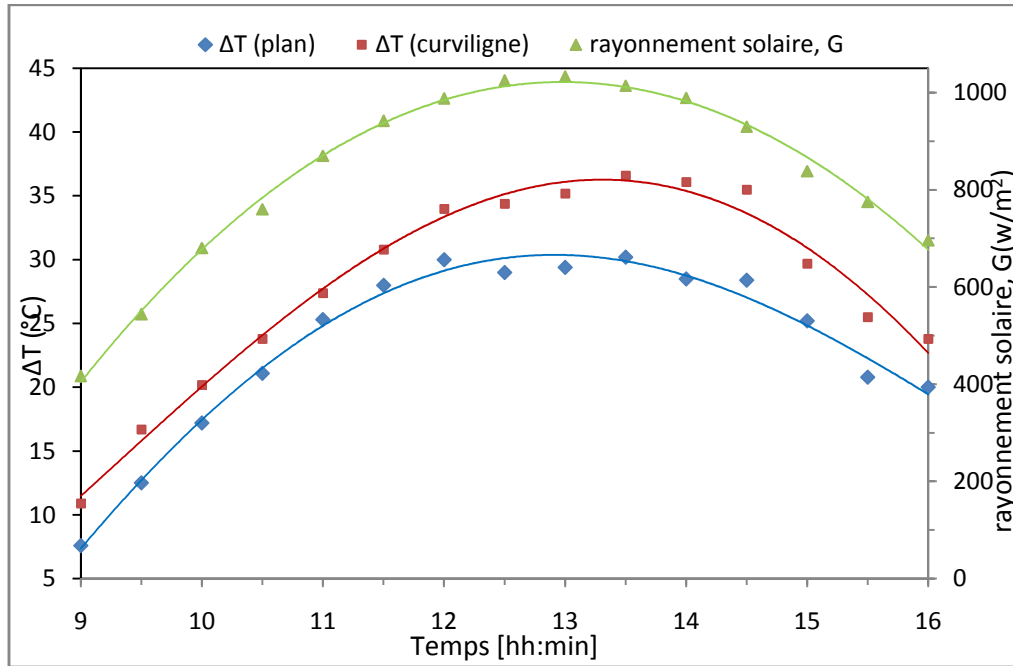


Figure IV.24: Évolution en fonction du temps de l'écart de température de l'air (entrée-sortie) et de l'intensité du rayonnement solaire (27/02/2017), débit = 0,0253 kg/s.

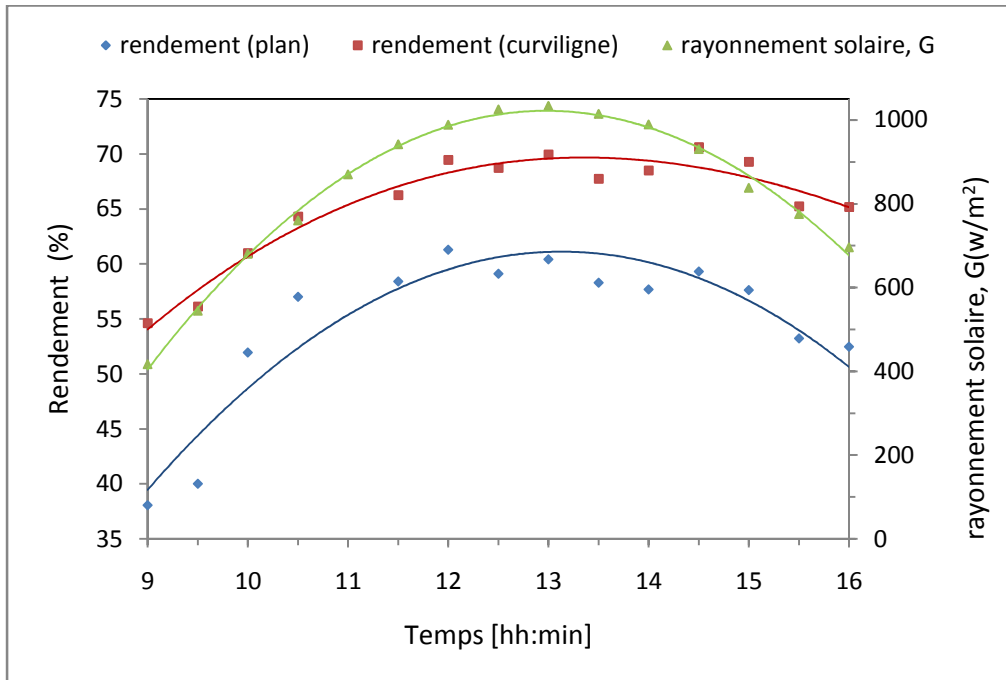


Figure IV.25: Rendement thermique et intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (27/02/2017), débit = 0,0253 kg/s.

Les figures IV.26 et IV.27 montrent la variation du rendement de chaque système en fonction du temps. Pour les deux capteurs, le rendement augmente en fonction du

rayonnement solaire. Pour le même débit et dans les mêmes conditions, une nette amélioration des performances thermiques est constatée pour le système à géométrie curviligne.

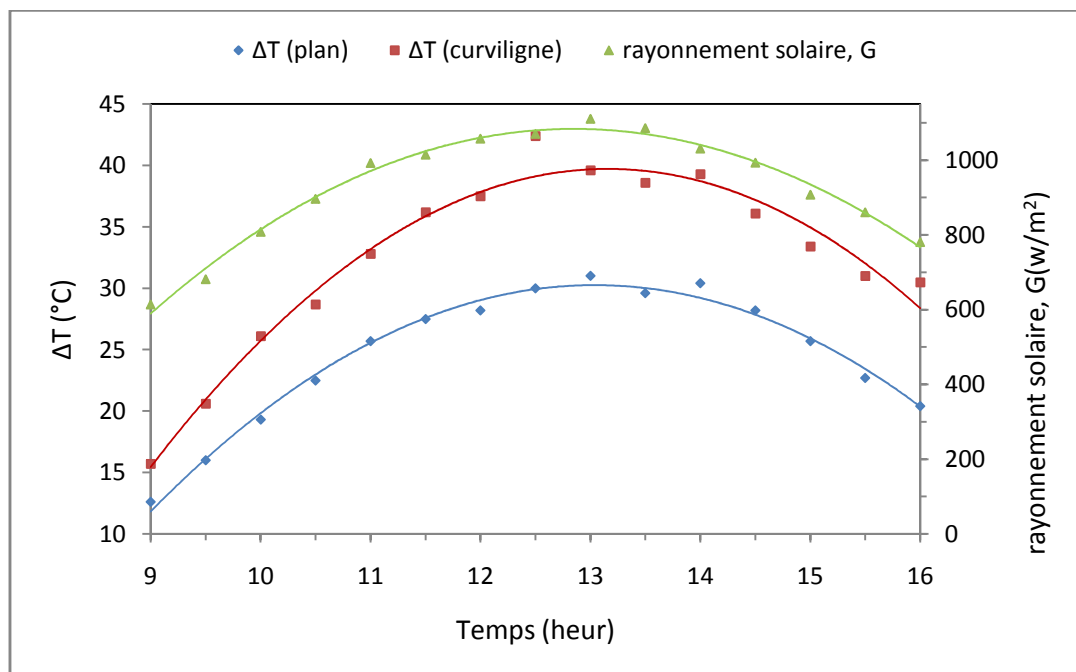


Figure IV.26: Évolution en fonction de temps de l'écart de température de l'air (entrée-sortie) et de l'intensité du rayonnement solaire (17/04/2017), débit = 0,0204 kg/s.

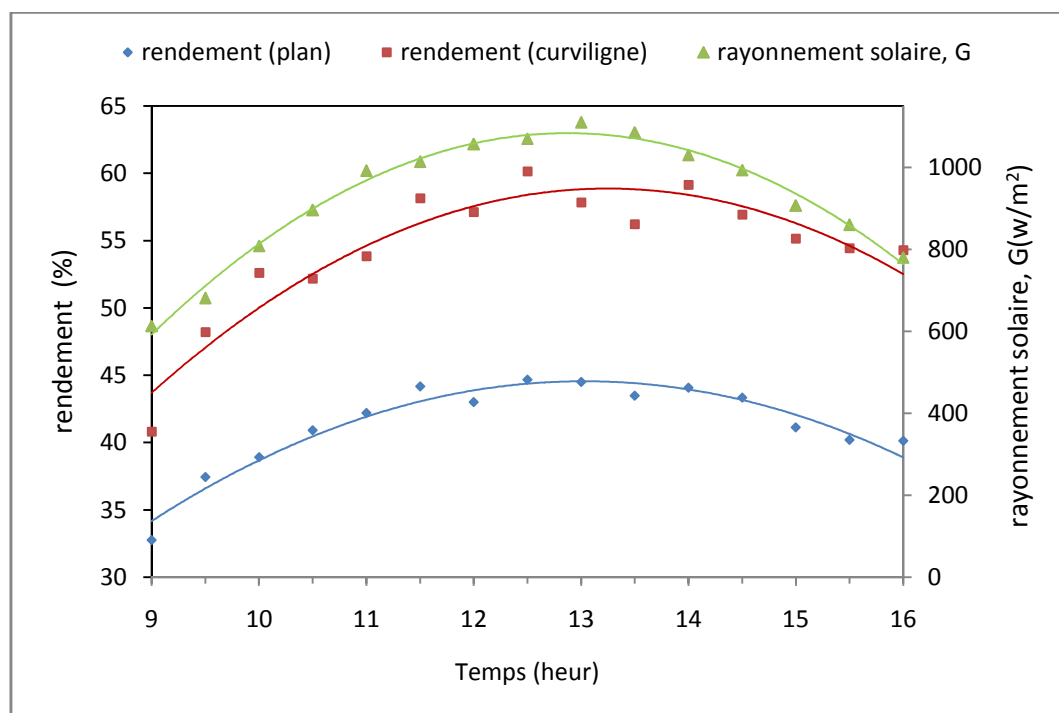


Figure IV.27: Rendement thermique et intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (17/04/2017), débit = 0,0204 kg/s.

IV.3.6. Variation du rendement en fonction du débit

La figure IV.28 traduit la variation du rendement des deux systèmes en fonction du débit massique pour une journée type. Il est à remarquer que le rendement augmente en fonction du débit. A noter également qu'un écart du rendement significatif entre les deux systèmes à partir d'une valeur du débit égale à 0,015 kg/s.

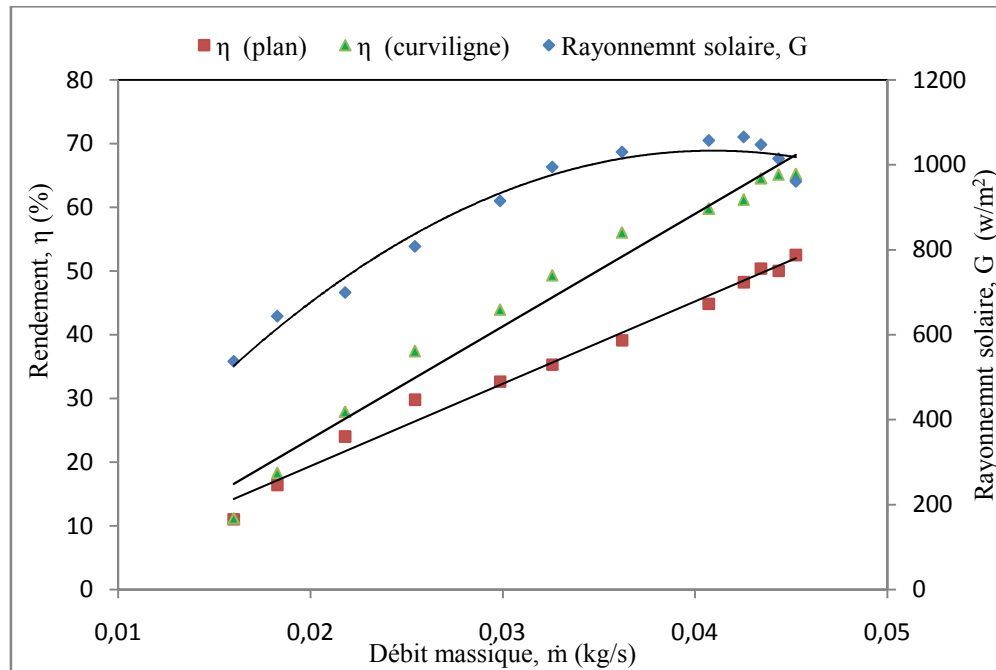


Figure IV.28: Variation du rendement en fonction du débit (10/04/2017).

IV.4.5. Variation du rendement en fonction des paramètres réduits $\Delta T/Ig$

Les figures IV.29a et IV.29b représentent la variation du rendement en fonction des paramètres réduits pour les deux capteurs ; plan et curviligne respectivement.

Il est à noter que le gain en chaleur qui se traduit par le produit ($F_0 \cdot \tau_v \cdot \alpha_{abs}$) est supérieur dans le capteur solaire curviligne et que le produit ($F_0 U_L$) qui traduit les pertes thermiques est inférieur pour le même capteur (curviligne). Ceci montre que les performances thermiques d'un tel système sont meilleures.

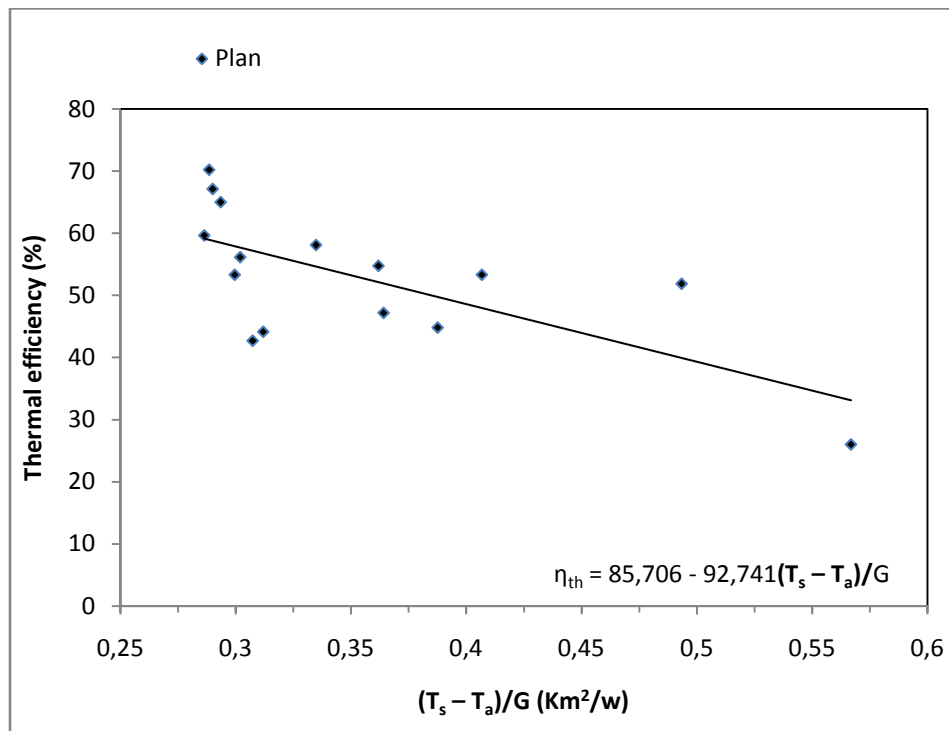


Figure IV.29a : Variation du rendement en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$, (19/03/2017), pour un débit de 0,0242 kg/s (capteur plan).

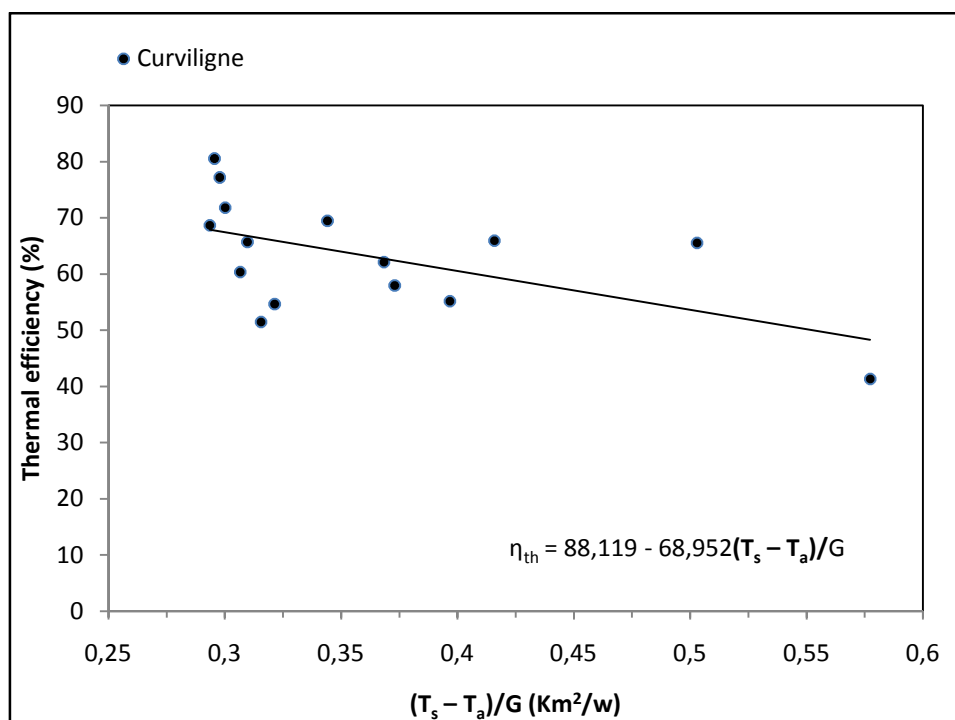


Figure IV.29b : Variation du rendement en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$, (19/03/2017), pour un débit de 0,0242 kg/s (capteur curviligne).

IV.4.6. Distribution des températures de l'air dans le canal d'écoulement des deux capteurs

Les contours ci-dessous montrent les profils des températures de l'air dans les deux capteurs le long du canal d'écoulement d'air pour les deux capteurs et pour des débits d'air différents.

Les relevés des températures de l'air sont basés sur un maillage simple, quatre (04) intervalles suivant l'axe d'écoulement (sérés à l'entrée et à la sortie et desserrés au milieu du capteur). Les valeurs des températures suivant la largeur de la veine d'air sont mesurées sur lami largeur ; en considérant que la température de l'air est symétrique (à $y = 8$ cm de la paroi latérale et à $y = 40$ cm). Les valeurs des nœuds sont fondées sur les relevés expérimentaux des températures (Figure IV-30).

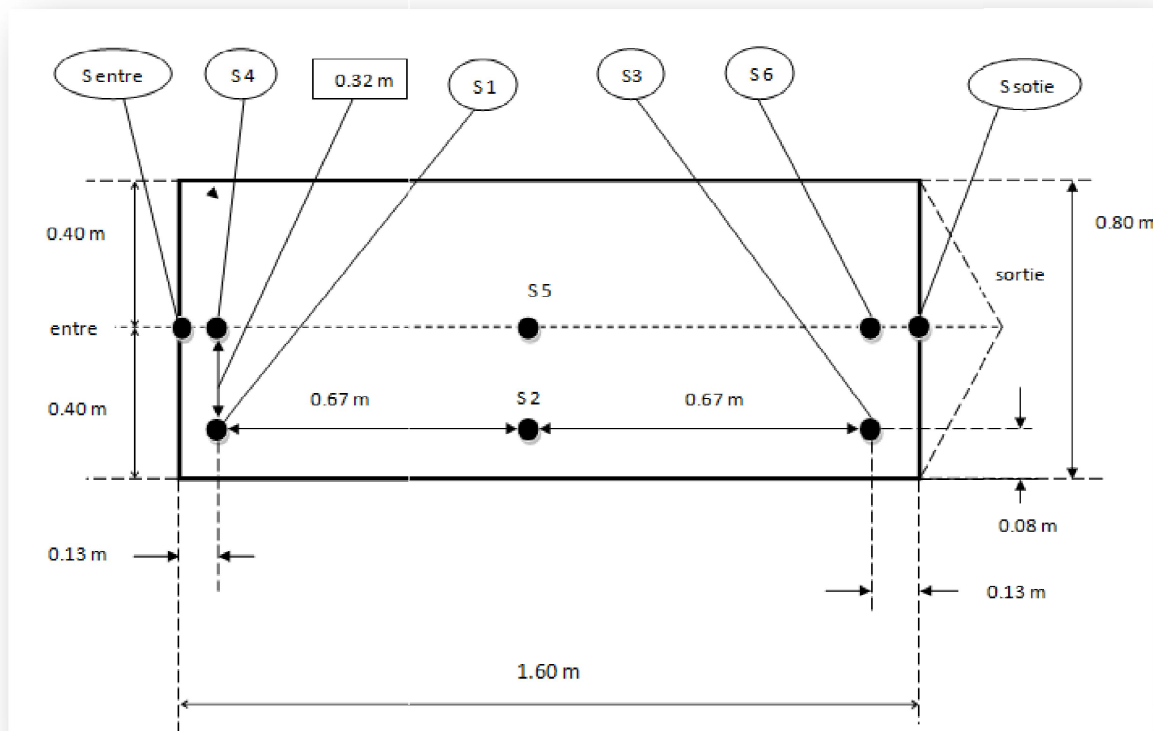
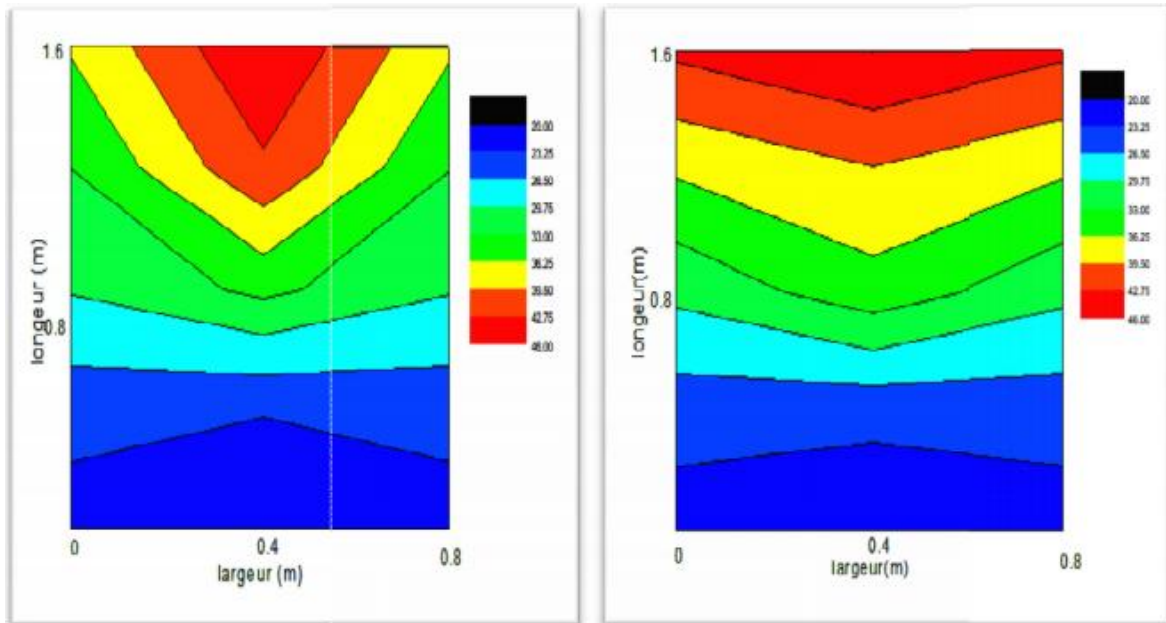


Figure IV.30 : Position des sondes de mesure dans le conduit d'écoulement d'air

Les profils relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination de l'évolution réelle des températures de l'air pour chaque capteur.

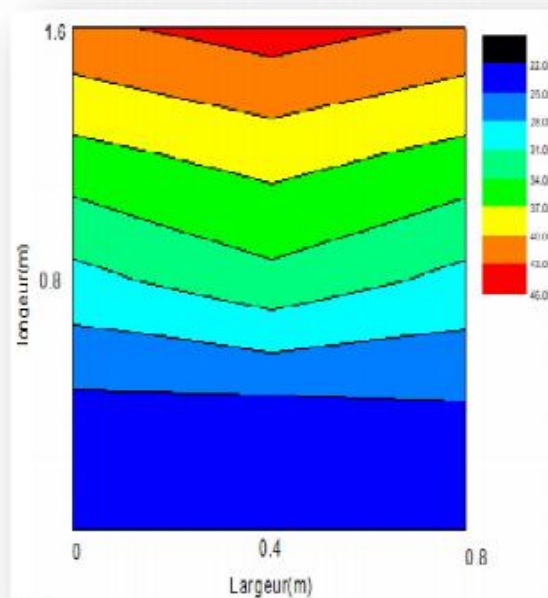
a) Capteur curviligne

La prise des températures de l'air dans le canal d'écoulement pour différents débits (0.018 kg/s, 0.024 kg/s et 0.033 kg/s), nous a permis de tracer les isothermes illustrées dans les figures ci-dessous pour un rayonnement solaire variant aux alentours de 900 w/m² (Figures. IV.31.a, IV.31.b et IV.31.c).



(a)

(b)



(c)

Figure IV .31: Répartition de la température de l'air dans le conduit du canal d'écoulement pour différents débits d'air (capteur curviligne).

On constate que la distribution de la température n'est pas la même, ni à l'entrée, ni au centre, ni à la sortie du capteur. La distribution de la température de l'air augmente en s'éloignant de l'entrée du capteur du canal jusqu'à atteindre les valeurs maximales de température à la sortie du canal. En comparant les trois figures IV.31.a, IV.31.b et IV.31.c, il est important de noter que la température de l'air est faible à l'entrée du canal et qu'elle augmente jusqu'à la sortie. Par contre, pour les débits (0.018 et 0.033 kg/s), la zone thermique de haute température est localisée dans la sortie du canal au centre, tandis que pour le débit (0.024 kg/s), la zone à haute température est répartie le long de la largeur à la sortie du canal.

b) Capteur plan

Les figures IV.32 (a, b et c) montrent les contours de distribution des températures de l'air dans le conduit d'air mobile pour les différents débits d'air.

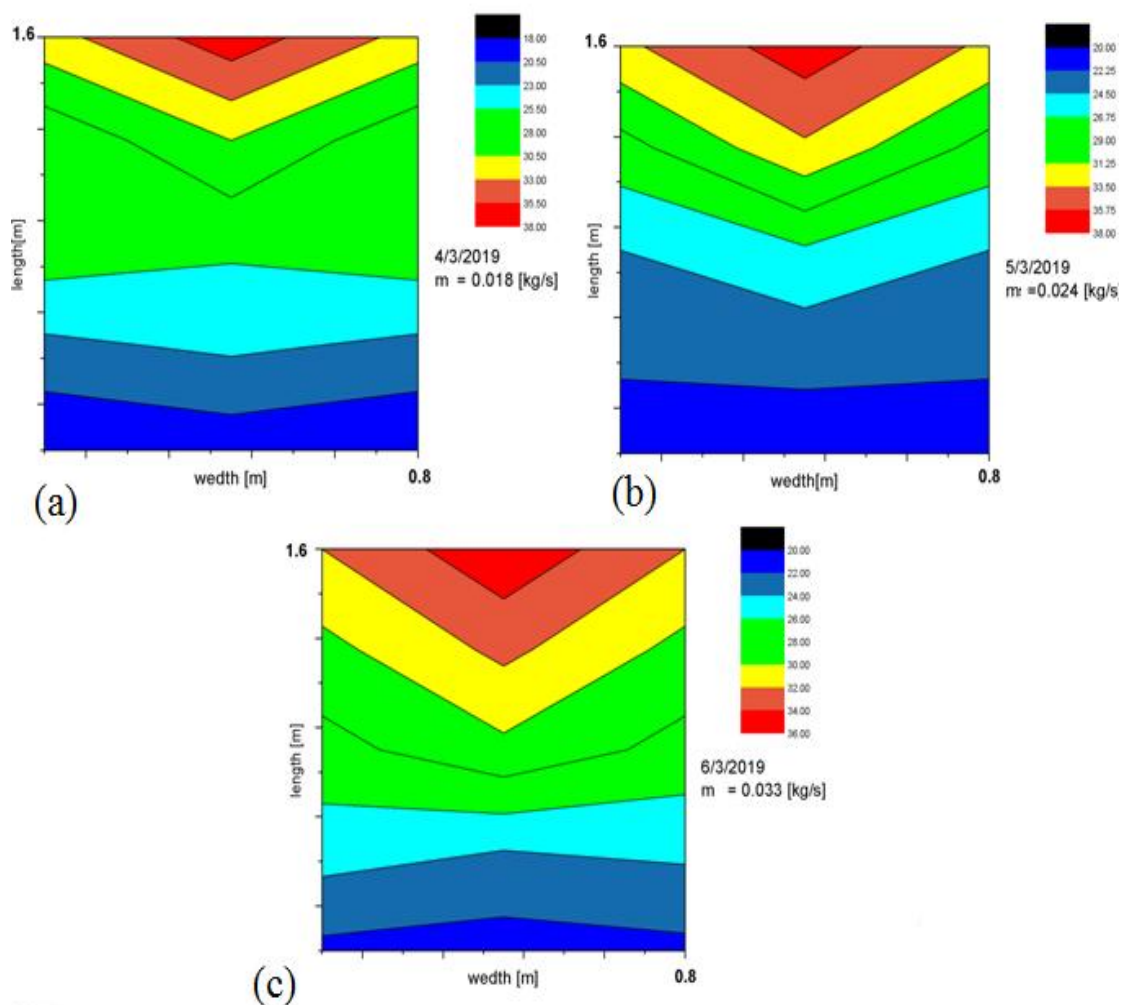


Figure IV.32: Distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement pour différents débits d'air (capteur plan).

On constate que la répartition de la température n'est pas la même, ni à l'entrée ni au milieu, ni à la sortie du conduit du canal. La valeur maximale de température est enregistrée à la sortie de l'insolateur. La température de la ligne centrale est supérieure à celle des parties latérales et la distribution des températures est mieux répartie pour le cas du débit d'air (0,033 kg/s) par comparaison aux deux autres cas.

La distribution de température est obtenue à partir des points d'expérience présentés sur la figure IV.30. Pour mieux comparer la distribution des températures dans la veine d'air des deux capteurs, nous avons tracé dans les figures IV.33 et IV.34 les contours présentant la distribution de température de l'air dans les deux capteurs, pour un débit d'air égale à 0,033 Kg/s et pour une intensité solaire I_G égale à 900 W/m^2 . On constate que la répartition de la température n'est pas la même, ni à l'entrée, ni au milieu, ni à la sortie du conduit du canal. Ceci est valable pour les deux insolateurs.

La distribution de la température de l'air le long des veines d'air des deux systèmes, montre une augmentation de l'entrée à la sortie. Les valeurs maximales de température sont obtenues à la sortie des deux CSP. On peut noter que les valeurs de température de l'air le long du conduit du capteur courbé sont supérieures à celles du capteur plan.

Les valeurs de la température de l'air mesurées sur la ligne médiane mi-hauteur ($e/2$) des deux insolateurs sont plus élevées que celles proches des parois latérales ; cela peut être dû aux pertes de chaleur à travers les parois latérales.

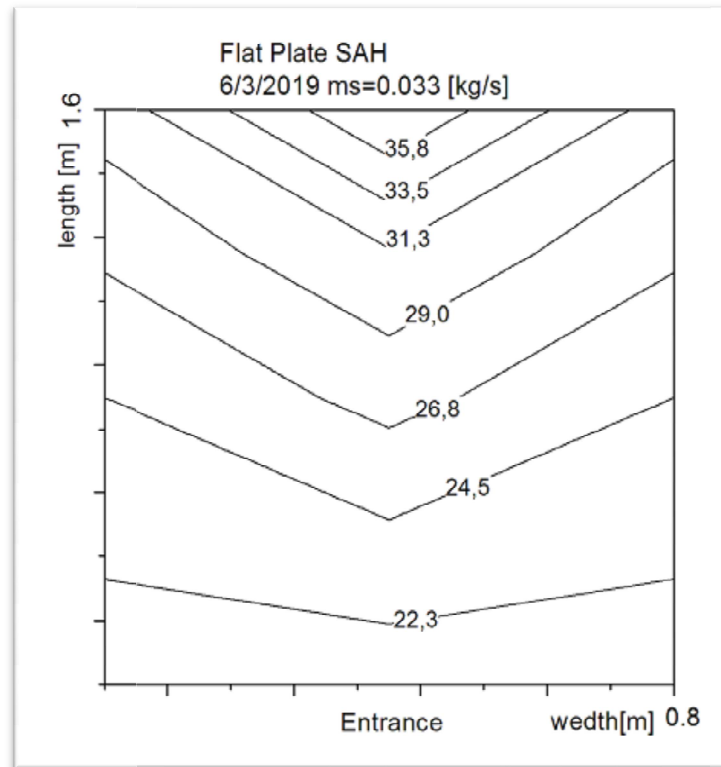


Figure IV.33 : Répartition de la température de l'air dans le conduit du canal d'écoulement de l'insolateur plan.

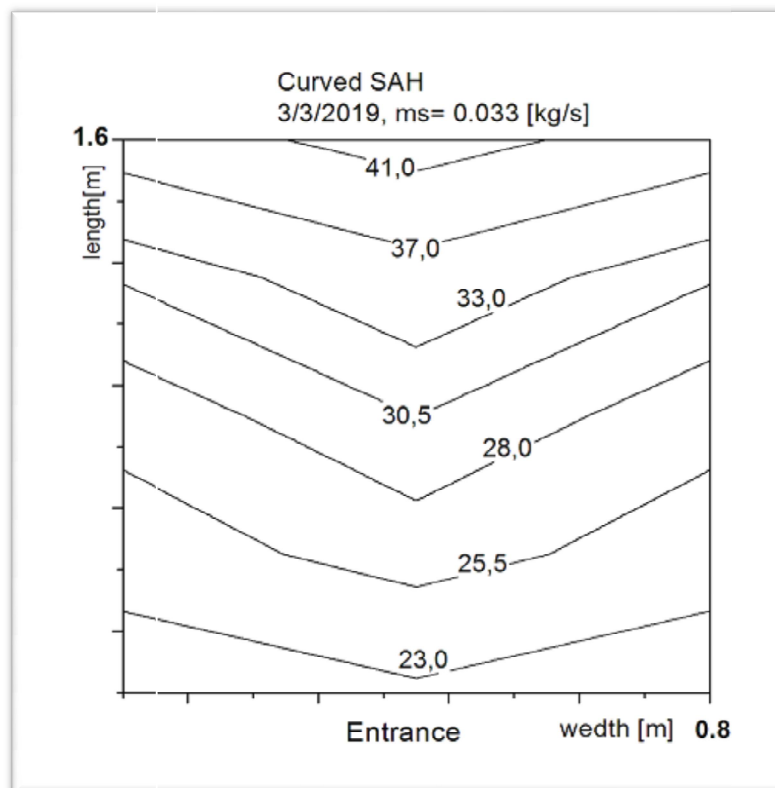


Figure IV .34 : Répartition de la température de l'air dans le conduit du canal d'écoulement de l'insolateur curviligne.

IV.4.7. Pertes de charge dans les deux capteurs

La figure IV-35 donne une idée globale sur la perte de charge entre la sortie et l'entrée des deux insolateurs pour différents débits d'air. Il est à noter que la perte de charge dans l'insolateur courbé est supérieure à celle de l'insolateur plan, alors que cette différence n'est pas significative par rapport au gain des performances thermiques. Cependant, un débit massique plus élevé entraîne également des valeurs de facteur de frottement plus élevées.

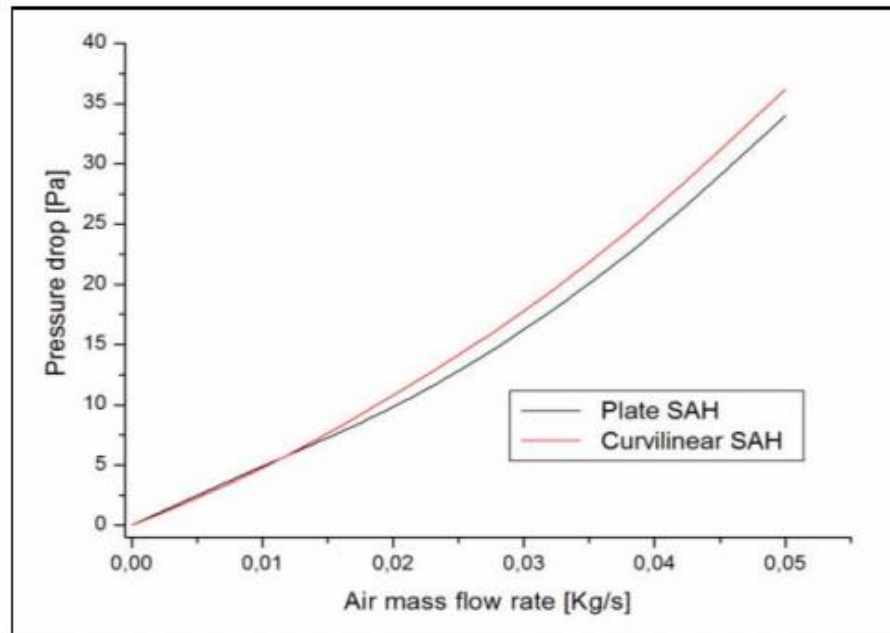


Figure IV .35 : Perte de charge par rapport au débit d'air pour chaque insolateur.

IV.4.8 Variation du rendement thermique effectif (η_{eff}) en fonction du débit d'air

La variation du rendement thermique moyen (η) est exprimée en fonction de la variation du débit d'air. Il est à noter que l'efficacité thermique augmente considérablement avec l'augmentation du débit d'air, sa courbe augmentant en allure convexe. La même évolution s'est produite pour les valeurs de consommation électrique de la figure IV-36. Nous notons que les valeurs mesurées de la consommation d'énergie des ventilateurs pour les deux capteurs augmente progressivement avec l'augmentation du débit d'air; cependant, sa courbe augmente selon un profil concave.

Par conséquent, la puissance de pompage requise est convertie en énergie thermique de l'équipement, afin d'évaluer les performances réelles du capteur, en termes de rendement effectif pour le gain thermique utile, et de l'énergie thermique équivalente qui sera nécessaire pour fournir l'énergie mécanique correspondante en surmontant les pertes de puissance de

frottement, cela affecte directement l'efficacité effective qui augmente avec l'augmentation du débit d'air en ligne droite (Figure IV .37). Il est à noter que la consommation électrique du capteur curviligne est légèrement supérieure à celle du capteur plan.

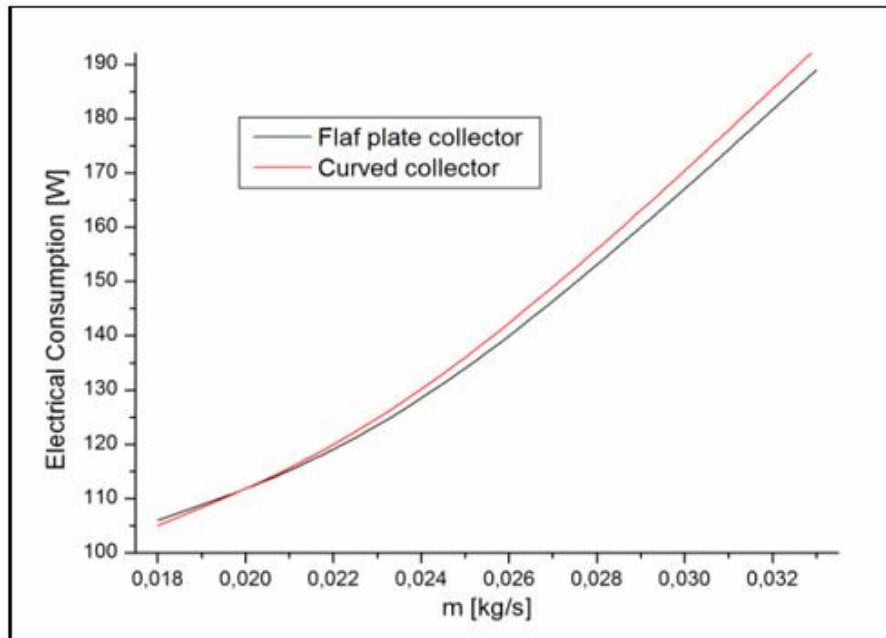


Figure IV.36 : Consommation électrique du ventilateur en fonction du débit d'air pour les deux types d'insolateurs.

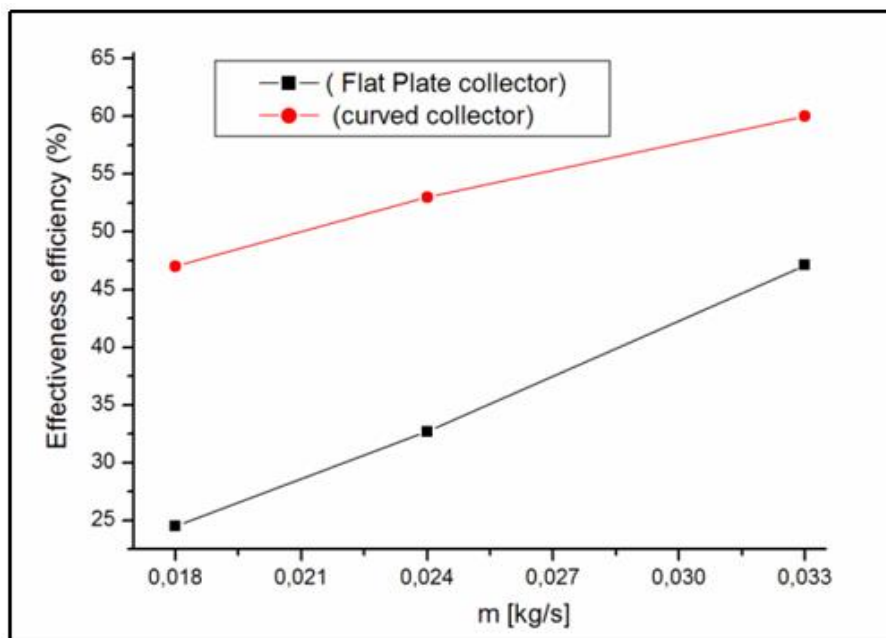


Figure IV.37 : Rendement effective en fonction du débit d'air pour les deux types d'insolateur.

IV.5. CONCLUSION

A l'issue de cette étude comparative menée entre les deux capteurs plan et curviligne, une investigation sur leurs performances thermiques est fournie.

Il s'avère que leurs performances sont très sensibles aux divers paramètres climatiques surtout le rayonnement incident et la vitesse du vent. La forme curviligne a un effet important sur les performances thermique du capteur. Parmi les performances étudiés ; la température de sortie. Il se trouve que cette dernière est plus élevée pour le capteur curviligne et pour différents débits, l'augmentation de ce dernier conduit à une diminution de la température de l'air à la sortie et de celle de l'absorbeur et une amélioration du rendement thermique. De même, la comparaison entre les rendements thermiques des deux configurations montre que le rendement du capteur curviligne est plus élevé que celui du capteur plan quelque soit la saison de l'année. Cette augmentation du rendement est due à l'augmentation du rayonnement reçu par le capteur curviligne dans une grande partie de la journée.

La perte de charge dans l'insolateur courbé est légèrement supérieure à celle de l'insolateur plan, alors que cette différence n'est pas significative par rapport au gain des performances thermiques. Cependant, un débit massique plus élevé entraîne également des valeurs de facteur de frottement plus élevées. Ce coefficient de friction augmente aussi par la courbure de l'absorbeur, ce qui va perturber l'écoulement et par suite améliorer le transfert de chaleur, ce qui fait que les pertes thermiques sont inférieures pour le capteur curviligne car une grande partie de l'énergie reçue par l'absorbeur est transférée au fluide caloporteur par frottement.

L'efficacité thermique augmente considérablement avec l'augmentation du débit d'air, sa courbe augmentant en allure convexe. La même évolution s'est produite pour les valeurs de consommation électrique. Les valeurs mesurées de la consommation d'énergie des ventilateurs pour les deux capteurs augmentent progressivement avec l'augmentation du débit d'air ; cependant, sa courbe augmente en profil concave.

La puissance de pompage requise est convertie en énergie thermique de l'équipement, afin d'évaluer les performances réelles du capteur, en termes de rendement effectif pour le gain thermique utile, et de l'énergie thermique équivalente qui sera nécessaire pour fournir l'énergie mécanique correspondante en surmontant les pertes de puissance de frottement. Cela affecte directement l'efficacité effective qui augmente avec l'augmentation du débit d'air en

ligne droite. Il est à noter que la consommation électrique du capteur curviligne est légèrement supérieure à celle du capteur plan.

La variation du nombre de Nusselt en fonction de la distance x , montre que la valeur du nombre de Nusselt diminue assez sensiblement en chaque section de l'entrée à la sortie. Ceci est dû à la diminution du gradient de température entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui conduit à une saturation énergétique relative au fluide caloporteur.

Dans le cas d'un capteur curviligne, nous pensons à l'existence d'un coefficient de friction entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui entraîne ainsi une amélioration du coefficient de transfert et par la suite du nombre de Nusselt.

Il est clair que le coefficient d'échange thermique est en fonction du taux de chaleur reçu par le soleil. Ce dernier varie chaque jour et chaque mois pour les deux systèmes et en chaque point pour le capteur curviligne. Ceci rend plus efficace d'utiliser un système d'acquisition des données reçues momentanément sur les différents points du capteur curviligne afin de développer des corrélations permettant de décrire le comportement thermique d'un tel système.

Références :

- [1] C. Mahboub, Etude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires. Thèse de doctorat, université de Biskra, 2016.
- [2] A. Labed, Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime transitoire dans les capteurs plans à air ; application au séchage des produits agroalimentaires. Thèse de doctorat, université de bisous, 2012.
- [3] T. Letz, M. Lallemand. Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air en régime dynamique. *Revue de Physique Appliquée*, 1986, 21 (11), pp.727-734.
- [4] B.F. Parker, Lindley M.R., Colliver D.G., Murphy W.E., Thermal performance of three solar air heaters. *Solar Energy* 51(6): (1993) 467–79.
- [5] M. Dagueuet, Les Séchoirs Solaires : Théorie et Pratique, Unesco (1985).
- [6] N. Moumami ; (1994). Prévisions systématiques des performances et optimisation des performances des capteurs solaires plans à air dans divers sites de climats méditerranéens et sahariens et avec ou sans altitudes (Doctoral dissertation, Valenciennes).

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Au terme des travaux que nous venons de réaliser dans cette thèse, nous espérons avoir contribué à l'étude et le développement des systèmes solaires générateurs de la chaleurs propres à prix faibles cout à travers la caractérisation d'une nouvelle forme de ces capteurs conçue, réalisé, modélisé et testé au laboratoire de gé »nie mécanique de l'Université de Biskra.

Notre apport principal dans ce travail, sur le plan théorique est l'adaptation d'un code de calcul numérique du comportement dynamique de ce système qui constitue une chaîne énergétique solaire ; Ceci en se basant sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, celui de Hottel-Whillier-Bliss.

Le modèle adopté pour le calcul des coefficients de transfert convectif dans la veine d'air mobile ne prend pas en considération la géométrie des deux systèmes. Nous avons adopté une condition aux limites de type : Neumann; en imposant un flux de chaleur sur la face avant de l'absorbeur. Ceci nous a permis d'affronter le problème lié à la configuration complexe de la section de passage du fluide et l'interaction des protubérances dans ce canal. Nous avons par la suite tracé l'évolution de la température à différents points de l'absorbeur et du canal d'écoulement de l'entré jusqu'à la sortie.

Les expériences réalisées et présentées dans cette thèse nous ont permis d'analyser les performances thermo-hydrauliques de chaque capteur, tel que l'écart de température (sortie-entrée), la perte de charge pour différents débits d'air, la consommation électrique induite, la distribution de température de l'air dans le canal d'écoulement et dans l'absorbeur, le coefficient de transfert par convection le long de la longueur, le coefficient d'échange global et enfin le rendement thermique et le rendement effectif.

Il ressort de l'étude comparative menée entre les deux types de capteurs solaires que les performances thermiques des deux modèles sont très sensibles aux différents paramètres climatiques, spécialement l'intensité du rayonnement solaire et la vitesse du vent.

Il est à noter que, sous les mêmes conditions climatiques, le capteur solaire muni d'un canal d'écoulement courbé présente le meilleur rendement thermique. Cela est dû en partie à

Conclusion générale

l'effet de la forme courbée de l'absorbeur qui engendre un facteur de frottement plus élevé favorable à la production de la chaleur par un mélange de fluide meilleur et d'autre part, du fait que la courbure du canal d'écoulement permet, grâce à la force centrifuge de pousser le fluide à mieux embraser la plaque supérieure chaude. Cet effet est d'autant plus remarqué pour des débits élevés, ce qui nous encourage à conseiller l'utilisation de ces systèmes pour réchauffer des espaces plus grandes.

De même, les pertes de charge ainsi que la consommation électrique induite pour les deux capteurs étudiés augmentent avec l'élévation du débit. Les résultats ont montré une légère augmentation de la perte de charge dans le capteur curviligne et par conséquent sa consommation électrique par rapport au capteur plan.

Les tests menés nous ont permis de tracer les contours représentant la distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement de chaque capteur. Ceux ont montrés que les valeurs de température le long du canal du capteur curviligne sont plus élevées que celles du capteur plan. Les valeurs de température maximales sont enregistrées à la sortie de chaque capteur. Les valeurs de température à ligne moyenne sont toujours plus élevées que ceux enregistrées près des parois latérales. Une meilleure distribution des températures a été enregistrée dans tous le canal d'écoulement du capteur curviligne par comparaison à celui plan.

Il s'avère d'après les valeurs des températures enregistrées dans le canal d'écoulement du capteur curviligne et à différentes heures des journées d'expérimentation, que la distribution de la température diffère d'un moment un l'autre. Ceci est dû à variation de la position du soleil, à travers sa hauteur qui affecte l'intensité du rayonnement solaire au cours de la journée du lever au coucher du soleil et de ce fait, la distribution du rayonnement sur la surface du capteur curviligne est différente.

Les relevé des températures de l'air et de l'absorbeur nous ont permis également de calculer les coefficients de transfert par convection et les nombres de Nusselt pour les deux configurations étudiées et pour différents débits. Les valeurs de ces deux coefficients le long des canaux d'écoulement diminuent au fur et à mesure qu'on se rapproche de la sortie dans le sens de l'écoulement.

Les performances enregistrées à travers le profil du rendement thermique en fonction du débit d'air montre que ce dernier augmente en fonction du débit jusqu'à une valeur limite égale à 0,045 kg/s. Au-delà de cette valeur le rendement reste constant malgré l'augmentation du débit. A noter également qu'un écart de rendement significatif entre les deux systèmes à

Conclusion générale

partir d'une valeur de débit égale à 0,015 kg/s a été enregistré. Cet écart $(\Delta\eta_{\text{cur}} - \Delta\eta_{\text{plan}})_{\text{max}}$ est maximal à midi solaire, égale à 17 % pour un débit de 0,362 kg/s. Les profils du rendement thermique en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$ montrent que le gain en chaleur est supérieur pour le capteur curviligne et que les pertes thermiques sont inférieures.

Ce travail étant achevé, des informations importantes sont données pour le comportement énergétique de ces systèmes en régime de fonctionnement permanent. En perspectives, nous envisagerons, élargir cette contribution par des études expérimentale et numérique en régime transitoire par des méthodes (ou outils) adéquates.

ANNEXES

Publications

Measurement and Analysis of Thermal-Hydraulic Performance of Curved and Plate Flat Solar Air Heaters; A Comparative Study

Fouzi Guellai, Adnane Labeled*, Nouredine Moumami, Chawki Mahboub

Laboratoire de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider B.P. 145, Biskra, Algérie

Corresponding Author Email: a.labeled@univ-biskra.dz

<https://doi.org/10.18280/i2m.180606>

ABSTRACT

Received: 9 June 2019

Accepted: 12 October 2019

Keywords:

solar collector, air heater, curved collector, efficiency, thermal-hydraulic

This paper presents a comparative study between the thermal-hydraulic performances of two types of solar air heaters (SAHs) having the same components: i) is a simple pass solar flat plate collector, and ii) is a simple pass curvilinear solar collector. Thus, we carried out studies to compare the thermal efficiencies and hydraulic performances of both SAHs, in order to compare their effective efficiencies. The experimental measures show that, at different air mass flow rates, the highest efficiencies were obtained from the curvilinear SAH and no significant difference between the pressure drops in both SAHs is noticed. In addition, this study has allowed us to show that the curvilinear form is an efficient method to improve the SAH performances, it permits a good temperature distribution in the air flow duct of the collector.

1. INTRODUCTION

The transformation of solar radiation into thermal energy is based on systems known as solar collectors. This energy is used directly by relying on so-called passive systems by storing it in building elements (conservatory, greenhouse, glass facade) or indirectly through so-called active solar collector systems via heat transfer fluid which can be water or air. They are used for heating buildings and for drying food products and agri-food products [1-3].

Solar collectors have generally flat form. These collectors can be improved by the addition of baffles (obstacles) in the flow channel of the caloporting fluid [4].

For this purpose, thermal improvement was proposed by acting on the flow direction of the heat transfer fluid by Labeled et al. [5]. The system has been tested under natural conditions for different flow rates of the caloporting fluid. They found that efficiency increases with the increase in flow rate; in addition, the thermal efficiency of Solar air heater is higher when the air flow is oriented from the high entrance to the low exhaust.

Several attempts have been carried out to investigate thermo-hydraulic performances of roughened solar air heater numerically [6, 7] and experimentally [8-10]. They proved that roughened solar air heaters are quantitatively and qualitatively better than conventional solar air heater. Various parameters were studied such as mass flow rate, the number of the glass cover, variation in the width of the duct, roughness geometries and air velocity, etc. These parameters affect thermal and effective efficiencies of roughened solar air heater.

Another variant has been developed, characterized by the curvilinear shape by Mahboub et al. [11]. They designed, constructed and experimented a new SAH model, characterized by the curvilinear shape. The designed model has the same materials and dimensions as those of a conventional system (plate SAH). It has been concluded that

the proposed design has advantages not only in terms of thermo-hydraulic performance, but also, this new design does not require the use of artificial roughness unlike any other efficient insulator and therefore, the cost of manufacture and the weight are minimized.

Two years later; Singh et al. [12] investigated numerically various curved solar air heater designs that shows significant enhancement of heat transfer and thermal efficiency. They have taken the initial design proposed in the reference [11]. The Computational Fluid Dynamic (CFD) model is validated by the results reported by Mahboub et al. [11]. They observed that secondary vortex formation near the absorber wall increases the Nusselt number significantly. New correlations for friction factor and Nusselt number has been developed as a function of Reynolds number and various geometric parameters such as relative groove height.

Furthermore, Singh et al. [13] investigated experimentally a curved SAH using a validated computational fluid dynamic model for different curvature angles (25–50°). In order to enhance thermo-hydraulic performance by incorporating chimney effect on convex and concave flow channel. The results show significant heat transfer enhancement factor, increase in Nusselt number per pressure drop unit (NuP) and temperature enhancement ratio in comparison to conventional flat SAH. The convex and concave designs present respectively, a thermal enhancement of 43% and 31% and NuP of 7% and 6% higher than conventional flat natural convection SAH.

Recently Singh et al. [14] presented a comparison of the thermal performances of a curved and flat solar air heater (SAH) under diverse environmental conditions using the above cited numerical model. They determined the optimum curvature angle for curved SAH under wide range of mass flow rate (0.0172–0.0472 kg/sm²) that offers optimum thermal performance (i.e. 25°), Reynolds numbers (2200-6000) and inclination angle (0–60°). The enhancement factor (Nucurved/Nuflat) is in the range 1.5-2.2 which show that

curved SAH is thermally much better than flat design. Secondly, the optimized curved SAH is then compared with flat design for 0–60° tilt angles θ , under tranquil and windy conditions.

In this work, we propose to make a comparative study between the thermal performances of the flat and curvilinear SAHs. Furthermore, the hydraulic performances such as the pressure drop and the electrical power consumption were measured. The main objective was to determine the effective performances of both SAHs. Generally, efficiency was the most important factor in predicting the thermal and effective performances of solar air collectors.

2. EXPERIMENTAL

2.1 Experimental setup

The conducted experimental setup consists of two similar air solar collectors, flat and curvilinear (Figure 1) whose technical characteristics are:

- The transparent cover is made of Plexiglas with a thickness of 3 mm.
- The absorber is a galvanized steel sheet with a thickness of 1 mm and 0.8 m × 1.6 m of surface painted in matte black.
- The insulation is made of polystyrene with a thickness of 4 cm.
- Useful duct length $L = 1.6$ m.
- Width of the useful duct $l = 0.8$ m.
- The inclination of the insulator $i = 34^\circ$.
- The flow is below the absorber.
- The distance between the absorber and the transparent cover is equal to 2.2 cm (Figure 2).



(a)



(b)

Figure 1. Experimental devices: a) plate SAH, b) curved SAH

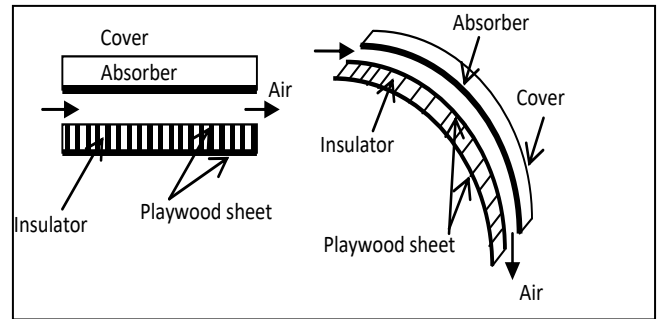


Figure 2. Schematic view of both solar collectors

2.2 Experimental measurements

The experiments were carried out in an open air near the technological hall of the Department of Mechanical Engineering of Biskra University (Latitude: 34° 50'43.65" N, Longitude: 5° 44'49.27" E, Altitude: 107 m). Measurements are made during sunny days with sometimes cloudy periods. The collectors were placed in a stand facing south at an inclination angle equal to the local latitude.

In both studied collectors, the air outlet cross-sections are equipped with divergent channel duct, the test facility permits to vary the mass flow rate of the air. In summary, the above experimental set-up is used for the measurement of the solar radiation, wind velocity, pressure drop and the air temperatures in the inlet, outlet, absorber plate surface and the air channel duct.

To carry out these experiments, we chose to use twelve (12) points of measurement; ten (10) insulated thermocouples have been used for the mean temperature measurement in the channel duct of the SAHs, outlet air temperature is measured by a thermocouple and the ambient temperature is measured by a mercury thermometer.

The air temperatures readings are based on a simple mesh, each temperature value is measured at half height point ($z=e/2$), four (04) intervals following the flow direction axis (x) (small mesh sections at the entrance and exit, and wide sections in the middle of the collector) and two (02) intervals on the half-width of air channel duct perpendicular to the flow direction (y) (by considering that the air temperature is symmetric). The temperature values are recorded according to the points shown in the following illustration (Figure 3).

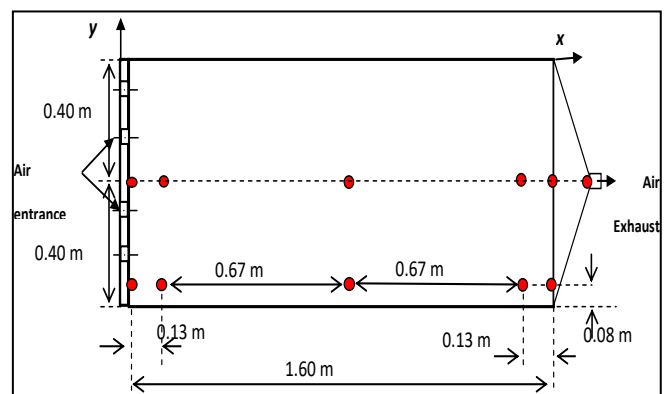


Figure 3. Points of measurement of the temperatures in the air flow channel duct

The test data were measured at an average interval of 30 min, the temperatures, solar radiation intensity, pressure drop,

the air flow rate and wind velocity are, respectively, measured with the k-type thermocouples with an accuracy of 0.01°C, Kipp and Zonen pyranometer CM11 with 1% accuracy, pressure transducer accuracy (Kimo CP301) with ±1 Pa and 0.5% of reading, a Kimo-type anemometer with hot wire (VT300) with ±3% of reading and ±10m³ for the flow rate measurement and ±3% of reading and ±0.1m/s accuracy were used.

2.3 Experimental uncertainty analysis

The performance of a solar collector can be evaluated from the following global energy balance that indicates the distribution of received solar energy by the SAH into useful energy gain Q_u , thermal losses Q_p , and stored energy Q_{st} .

$$Q_{sa} = Q_u + Q_p + Q_{st} \quad (1)$$

By neglecting the thermal energy stored in the various components of the collector (thermal inertia), we obtain:

$$Q_{sa} = Q_u + Q_p \quad (2)$$

The quantity of energy necessary for the heating of the caloporting fluid can be expressed by:

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (3)$$

The solar collector efficiency, defined as the ratio between the amounts of useful energy recovered and the incident global radiation is written as follows:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{I \times S_{abs}} \quad (4)$$

Also translated by:

$$\eta_{th} = \dot{m} \cdot C_p \frac{(T_{out} - T_{in})}{I \times S_{abs}} \quad (5)$$

where, C_p is the specific heat of the air, S_{abs} is the active area of the absorber.

The effective efficiency is function of useful energy gain and the measured fan power consumption (P_m) given in Eq. (6) [15]:

$$\eta_{eff} = \frac{Q_u - P_m}{I \times S_{abs}} \quad (6)$$

Based on the analysis of the errors in the experimental measurements through the use of instruments, the uncertainties in experimental measurement and results are often used to refer to possible values that may include errors. the result R of an experiment is assumed to be calculated from a set of measurements, it is given as a function of the independent variables $X1, X2, \dots, Xn$ [5].

$$R = R(X1, X2, X3, \dots, Xn) \quad (7)$$

where, $X1, X2, X3$ are the measured variables.

Let δR be the uncertainty in the result and $\delta X1, \delta X2, \dots, \delta Xn$ be the uncertainties in the independent variables. If the uncertainties in the independent variables have the same odds, then uncertainty in the result having these odds is calculated by the following equation [14]:

$$\delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X1} \delta X1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X2} \delta X2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial Xn} \delta Xn \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

The independent parameters measured in the experiments reported here are: collector inlet temperature T_{in} , collector outlet temperature T_{out} , ambient temperature T_a , mass flow rate and solar irradiation.

If A and C_p are considered constants in Eq. (3), it can be written as:

$$\eta = f(T_{out}, T_{in}, I, \dot{m}) \quad (9)$$

The total uncertainty equation for collector efficiency, can be written as:

$$\delta \eta = \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{out}} \delta T_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{in}} \delta T_{in} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial I} \delta I \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

Calculations show that the total uncertainty in calculating efficiency η are almost in the order of 1%.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The evolution of the different parameters is measured for both SAHs simultaneously, every 30 minutes from 09:00 am to 16:00 pm. Figures 4 and 5 show the profiles of the measured global solar radiation intensity and the difference in air temperature between inlet and outlet for the experimental days of 27/02/2018 and 17/04/2018, respectively. The examination of the curves of these two figures shows that, this difference strongly depends on the global solar radiation. This difference is also, more significant around solar noon.

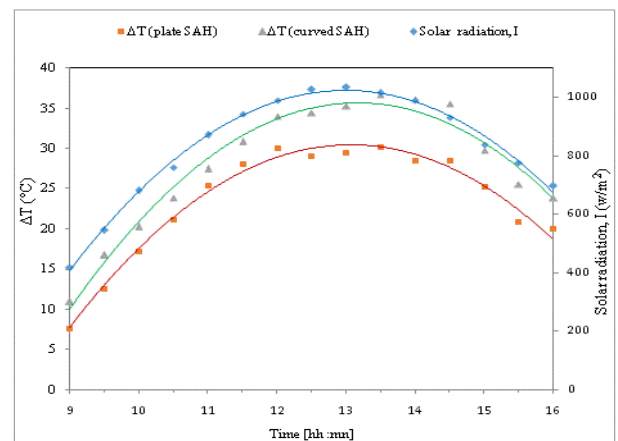


Figure 4. Difference in air temperature (outlet-inlet) and solar intensity (27/02/2018), $m = 0.0253$ kg/s

Figures 6 and 7 show the evolution of the global solar radiation and the thermal efficiency of both collector for the same days (27/02/2018 and 17/04/2018) and for the same air flow rates (0.0253 and 0.0204 Kg/s), respectively. It can be noted that, and under the same conditions, the curved SAH presents the highest thermal efficiency. This is may be due to the effect of the curvilinear geometry of the absorber plate which makes more turbulence for the air particles. The examination of these curves shows that, the thermal efficiency depends strongly on the global solar radiation.

Furthermore, the difference between the performances of both SAHs is more significant around solar noon.

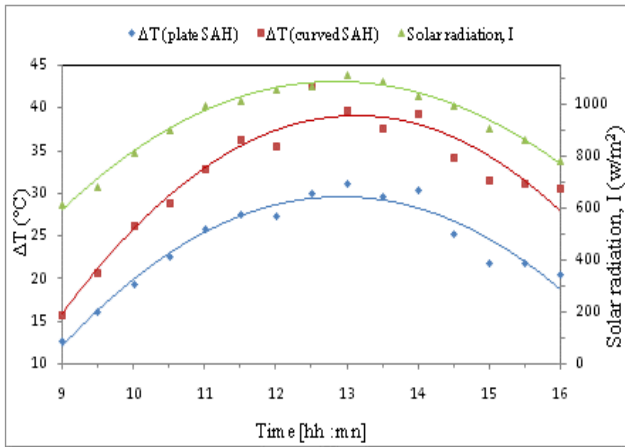


Figure 5. Difference in air temperature (outlet-inlet) and solar intensity (27/02/2018), $m = 0,0204 \text{ kg/s}$

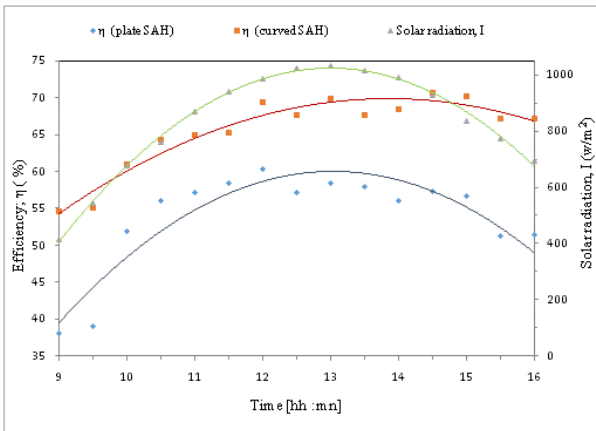


Figure 6. Thermal efficiency and intensity of solar radiation during the experimental days (27/02/2018), $m = 0.0253 \text{ kg/s}$

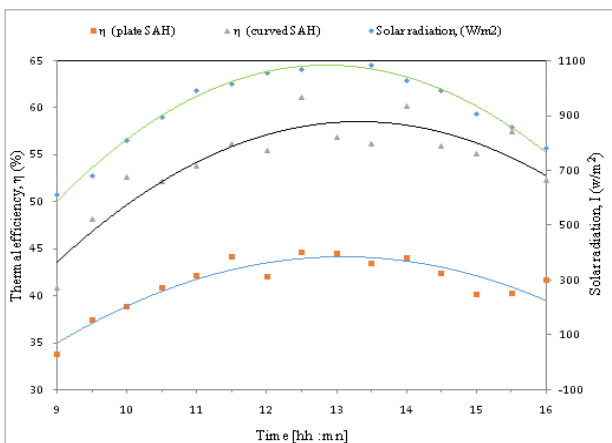


Figure 7. Thermal efficiency and intensity of solar radiation during the experimental days (17/04/2018), $m = 0.0204 \text{ kg/s}$

The curves in Figure 8 indicate the variation of efficiency as a function of mass flow for a typical day. It should be noted that the thermal efficiency increases with the increase in the flow rate value.

We note also that the thermal efficiency of the curved SAH is higher than that of the plate SAH, a significant

difference between the efficiency values of both SAH models is recorded from a flow rate value equal to 0.015 kg/s .

The temperature distribution is obtained by the reading in the experiment points presented in Figure 3. The Figures 9 and 10 show the contours of the temperature distribution of the air in the channel ducts of both SAH models; the plate SAH and the curved SAH, successively, for air flow rate equal to 0.033 kg/s and for solar intensity I equal to 850 W/m^2 . It can be seen that the temperature distribution is not the same, neither at the entrance or the middle, nor at the outlet of the channel duct of both SAHs.

The distribution of air temperature along the solar air heater channel shows an increase tendency from the entrance to the exhaust. The maximum values of temperature are obtained in the exhaust of the collector for both SAHs. By comparing between the temperature contours of both SAHs (Figures 9 and 10). It can be noted that, the air temperature values along the channel duct of the curved SAH are higher than that of the plate SAH.

The values of the temperature measured in the middle line $e/2$ of both SAHs are higher than those near the side walls; this may be due to the heat losses through the side walls.

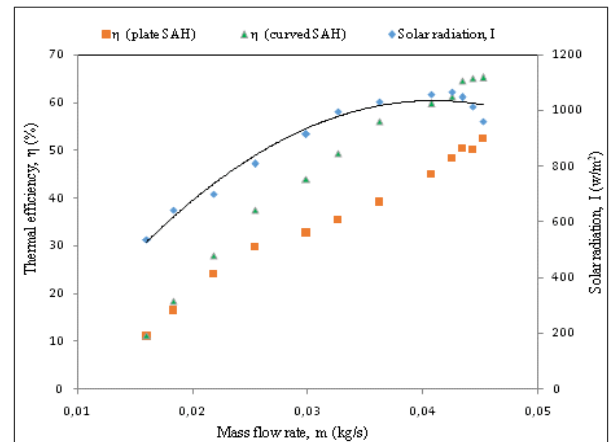


Figure 8. Variation of the thermal efficiency Vs air mass flow rate, (10/4/2018)

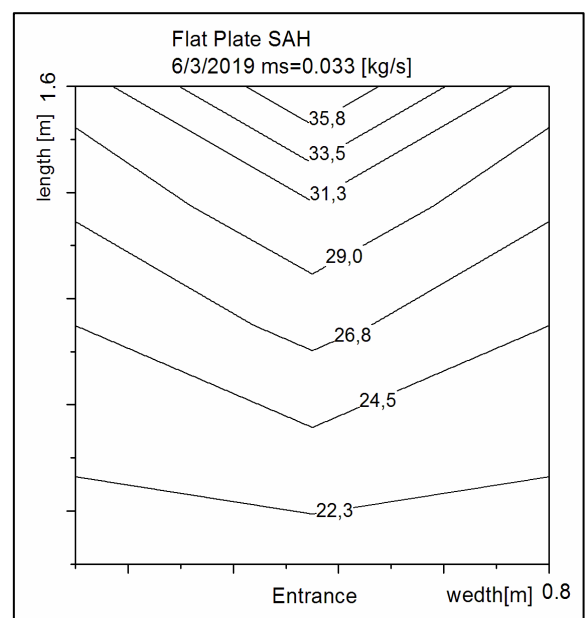


Figure 9. Air temperature distribution in the flow channel duct of the plate SAH

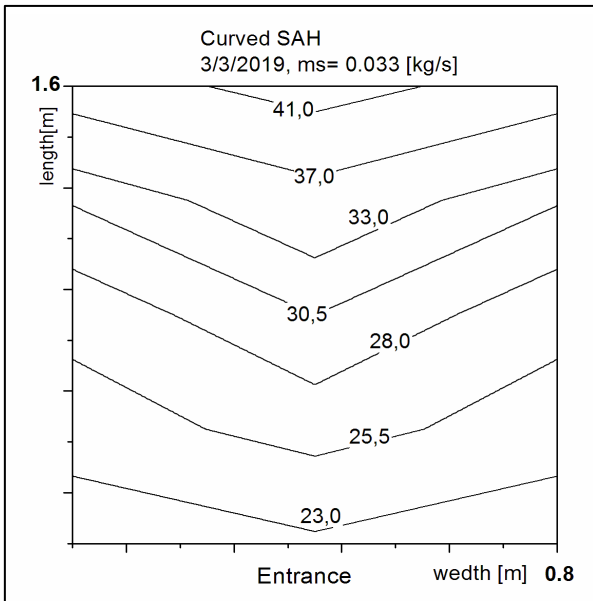


Figure 10. Air temperature distribution in the flow channel duct of the curved SAH

Figure 11 give an idea about the pressure drop between the entrance and the exhaust of both SAHs for different air flow rates. It can be noted from the figure that the pressure drop in the curved SAH is higher than that of the plate SAH, whereas this difference is not significant in comparison with the gain in the thermal performances. However, a higher mass flow rate also results in higher friction factor values

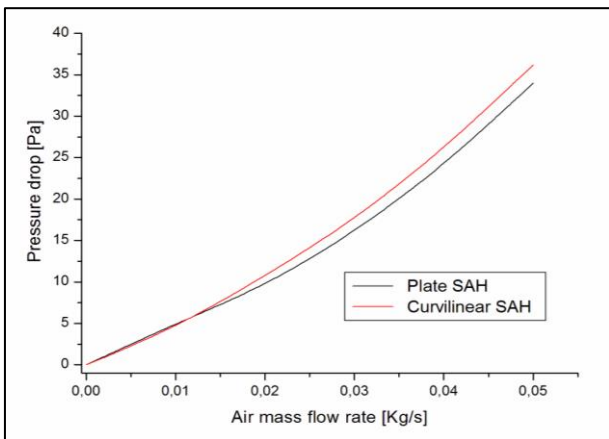


Figure 11. Pressure drop Vs air flow rate for SAHs models

The variation of the thermal efficiency average (η) is expressed as a function of the variation in the air flow rate. It should be noticed that the thermal efficiency increased considerably with increasing air flow rate, its curve increases as a convex pace. The same evolution occurred for the electrical consumption values in Figure 12, we note that the measured fan power consumption for both SAHs increases gradually with increasing air flow rate; however, its curve increases as a concave pace.

Therefore, the pumping power required is converted to equipment thermal energy, in order to evaluate the real performance of the collector, in terms of the effective efficiency for the useful thermal gain, and the equivalent thermal energy that will be required to provide corresponding mechanical energy for overcoming friction power losses, this

directly affect the effectiveness efficiency which increases with increasing in the air flow rate as straight line curve (Figure 13).

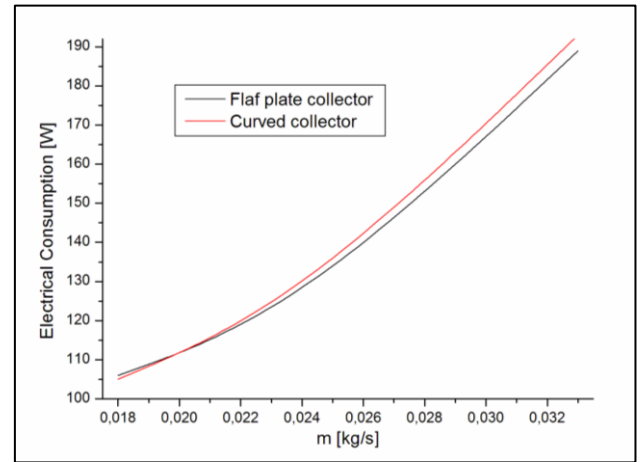


Figure 12. Fan electrical consumption Vs air flow rate for both SAHs models

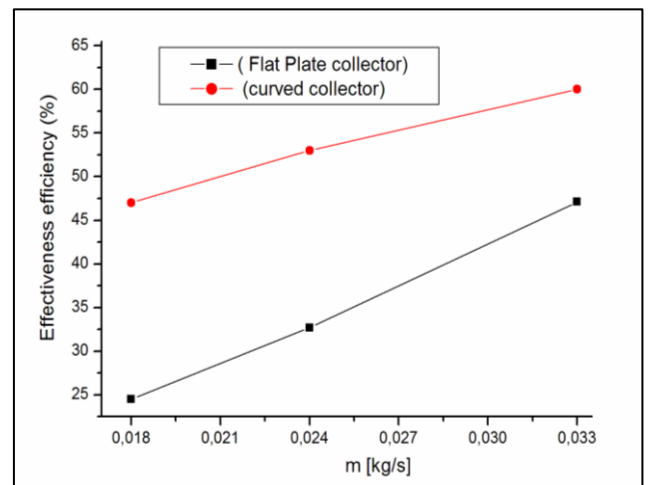


Figure 13. Effectiveness efficiencies Vs air flow rate for both SAHs models

4. CONCLUSION

From the comparative study conducted between the plate and curvilinear solar air heaters (SAHs), an investigation of their thermal-hydraulic performances is provided. Their performances are very sensitive to various climatic parameters, especially the intensity of the solar radiation.

It is noted that, under the same conditions, the curved SAH presents the more efficient model. This is may be due to the effect of the curvilinear geometry of the absorber plate which creates more turbulence for the air particles. This superiority of the curved SAH is more significant at solar noon

The air temperature contours in the channel ducts of both SAHs indicate that the air temperature values along the channel duct of the curved SAH are higher than that of the plate SAH. The maximum temperature values are obtained in the exhaust of the collector for both SAHs. The temperature values in the medium line of both SAHs are always higher than those of the sides.

The pressure drop in the curved SAH is higher than that of

the plate SAH, whereas this difference is not significant in comparison with the gain in the thermal performances.

ACKNOWLEDGMENT

The authors want to express their acknowledgment and gratitude to Mr. Youcef Bekkari and Mr. Rizq Abu-Hasnah (ex-master students at the University of Biskra) for their technical assistance in the preparation of the experimental setup.

REFERENCES

[1] Kuma, V., Prasad, L. (2018). Performance prediction of three sides hemispherical dimple roughened solar duct. *Instrumentation Mesure Métrologie*, 17(2): 273-293. <https://doi.org/10.3166/I2M.17.273-293>

[2] Labed, A., Moumami, N., Aoues, K., Benchabane, A. (2016). Solar drying of henna (*Lawsonia inermis*) using different models of solar flat plate collectors: An experimental investigation in the region of Biskra (Algeria). *Journal of Cleaner Production*, 112: 2545-2552. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2015.10.058>

[3] Murmu, R., Kumar, P., Singh, H.N. (2018). Experimental investigation on heat transfer and friction factor for an inclined spherical ball roughened solar air heater. *Instrumentation Mesure Métrologie*, 17(1): 7-36. <https://doi.org/10.3166/I2M.17.7-36>

[4] Blaise, K.K., Magloire, K.E.P., Prosper, G. (2018). Thermal performance evaluation of an indirect solar dryer. *Instrumentation Mesure Métrologie*, 17(1): 131-151. <https://doi.org/10.3166/I2M.17.131-151>

[5] Labed, A., Moumami, N., Benchabane, A., Zellouf, M. (2015). Experimental analysis of heat transfer in the flow channel duct of solar air heaters (SAHs). *International Journal of Heat and Technology*, 33(3): 97-102. <http://dx.doi.org/10.18280/ijht.330314>

[6] Gawande, V.B., Dhoble, A.S., Zodpe, D.B., Chamoli, S. (2016). Analytical approach for evaluation of thermo hydraulic performance of roughened solar air heater. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8: 19-31. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.03.003>

[7] Sahu, M.K., Prasad, R.K. (2017). Thermohydraulic performance analysis of an arc shape wire roughened solar air heater. *Renewable Energy*, 108: 598-614. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.02.075>

[8] Gupta, D., Solanki, S.C., Saini, J.S. (1997). Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Solar Energy*, 61(1): 33-42. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)00005-4](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00005-4)

[9] Prasad, B.N., Kumar, A., Singh, K.D.P. (2015). Optimization of thermo hydraulic performance in three sides artificially roughened solar air heaters. *Solar Energy*, 111: 313-319. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.10.030>

[10] Sharma, S.K., Kalamkar, V.R. (2015). Thermo-hydraulic performance analysis of solar air heaters having artificial roughness—a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41: 413-435. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.051>

[11] Mahboub, C., Moumami, N., Brima, A., Moumami, A. (2016). Experimental study of new solar air heater design. *International Journal of Green Energy*, 13(5): 521-529. <https://doi.org/10.1080/15435075.2014.968922>

[12] Singh, A.P., Singh, O.P. (2018). Performance enhancement of a curved solar air heater using CFD. *Solar Energy*, 174: 556-569. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.051>

[13] Singh, A.P., Singh, O.P. (2019). Thermo-hydraulic performance enhancement of convex-concave natural convection solar air heaters *Solar Energy*, 183: 146-161. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.006>

[14] Singh, A.P., Singh, O.P. (2019). Curved vs. flat solar air heater: performance evaluation under diverse environmental conditions. *Renewable Energy*, 145: 2056-2073. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.07.090>

[15] Duffie, J.A., Beckman, W.A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley, New York. <https://doi.org/10.1002/9781118671603>

NOMENCLATURE

I	Solar radiation, $W.m^{-2}$
\dot{m}	Mass flow rate of the air, $kg.s^{-1}$
C_p	Specific heat of the air, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
De	Dean number
D_H	Hydraulic diameter, m
F_0	Heat removal factor based on air outlet temperature
P_m	Electrical power consumption, W
Q_{sa}	Amount of heat absorbed, $W.m^{-2}$
Q_u	Amount of useful heat, $W.m^{-2}$
Q_p	Amount of heat lost, $W.m^{-2}$
Q_{sk}	Amount of stored heat, $W.m^{-2}$
U_L	Overall loss coefficient, $W.m^{-2}.K^{-1}$
Re	Reynolds number
R_C	Curvature radius, (m)
S_{abs}	Surface of the absorber, m^2
T_a	Ambient temperature, $^{\circ}C$
T_{in}	Air inlet temperature, $^{\circ}C$
T_{out}	Air outlet temperature, $^{\circ}C$
V_v	Wind speed, $m.s^{-1}$

Greek symbols

η_{th}	Thermal efficiency (%)
τ	Transmittance
α	Absorptance

SOLAR RADIATION

Prediction of the Global Solar Radiation on Inclined Area

Foued Chabane^{a, b, *}, Fouzi Guellai^{a, b}, Mohamed-Yazid Michraoui^b, Djamel Bensahal^c,
Abdelhafid Bima^{a, b}, and Nouredine Moummi^{a, b}

^aDepartment of Mechanical Engineering, University of Biskra, Biskra Province, Biskra, Algeria

^bMechanical Engineering Laboratory (LGM), University of Biskra, Biskra Province, Biskra, Algeria

^cLaboratory of Mechanic, University of Laghouat, Laghouat, Laghouat Province, Algeria

*e-mail: fouedmeca@hotmail.fr

Received March 10, 2018; revised October 31, 2018; accepted December 27, 2018

Abstract—This work is done to propose a model sufficient to predict in different contexts of global solar radiation on a horizontal plane and other inclined area. This is very important for a variety of applications of solar energy conversion. Indeed, the lack of data before, we will not know what will be the solar potential before to ensure such feasibility or function. After this study, the development of a suitable model for the Biskra site for five angles of inclination, of any solar project was made through an experimental study. The experimental results show, that the values obtained, give a good estimate of the solar radiation and are in good agreement with those given by the elaborate model, which is in agreement with that of Perrin de Brichambaut, also more particularly for an incident on an inclined area.

Keywords: radiation, prediction, tilt angle, solar energy

DOI: 10.3103/S0003701X19010055

INTRODUCTION

Solar energy is the radiant light and heat from the Sun, that is harnessed using a range of ever-evolving technologies, such as solar heating, photovoltaic, solar thermal energy, solar architecture, molten salt power plants and artificial photosynthesis. It is an important source of renewable energy and its technologies are broadly characterized as either passive solar or active solar, depending on how they capture and distribute solar energy or convert it into solar power. Active solar techniques include the use of photovoltaic systems, concentrated solar power and solar water heating to harness the energy. Passive solar techniques include orienting a building to the sun, selecting materials with favorable thermal mass or light-dispersing properties, and designing spaces that naturally circulate air.

Many studies have been performed to investigate the applicability of different solar models in estimating solar radiation at several locations. The meteorological data-based models are the most commonly examined and widely used models around the world [1]. These models are based on empirical correlations and depends on the most common meteorological parameters including cloud cover, ambient temperature, relative humidity and sunshine duration, which is the most widely used meteorological parameter to estimate solar radiation. The primary sunshine-based model is proposed by Ångström [2], which was modified by Prescott [3] and has become the most widely

used models for estimating solar radiation around the world [1, 4]. In 1975, Perrin de Brichambaut [5] presented a model as a function of solar height and the atmospheric disturbance factor for estimating the daily average of the irradiation received on a horizontal plane by a clear sky. Linke's disorder factor is defined for a pure, dry atmosphere (without aerosols, water vapor, or clouds). Cole-Barbaro et al. [6] extend the Leone model for the calculation of direct, diffuse and global irradiation by any sky (generally cloudy) in terms of measurable parameters: the thickness of hot water condensable (w), sunshine by the relation S/S_0 , the aerosol concentration (d) and the nebulosity (Ne). They calculate the direct daily irradiation by clear sky by integrating the total direct flux (Leone's expression) between rising and setting. In 1987, Capderou [7] proposed a model, that uses the atmospheric cloud factor to calculate the direct and diffuse components of the irradiation received in a plane. The absorption and diffusion, caused by the constituents of the atmosphere, can be expressed by factors of the disorder. From these factors, we can express the direct and diffused irradiances by a clear sky. The Kasten model [8] uses only total nebulosity, no information of the cloud layers. The coefficients, used in the model, were calculated from the measured data. In 1960, Liu and Jordan [9] carried out monthly averages and, after observing, that statically the daily radiation is symmetrical in relation to the solar midday, they presented the results of their work in the form of abacuses, which

different authors have proved their validity in many countries, such as the United States, Canada, Australia and India. In recent decades, interest has been accentuated; some theoretical and experimental studies have taken place. Some researchers have used the solar radiation as source energy of solar collector. Therefore, it can be established, that solar radiation has a great effect on the thermal efficiency of solar collectors [10–19].

FUNDAMENTAL ASTRONOMY

Declination δ

The sun's declination is equal to the reverse sine of the product of sun's maximum declination sine and sine of sun's tropical longitude at any given moment. Instead of computing the sun's tropical longitude, if we need sun's declination in terms of days, the following procedure may be used.

Since the earth's orbital eccentricity is quite low, its orbit can be approximated as a perfect circle:

$$\delta = -23.45^\circ \cos \left[\frac{360^\circ}{365} (N + 10) \right], \quad (1)$$

where the cosine operates on degrees; if the cosine's argument is in radians, the 360° in the equation is replaced with 2π . In other case, the formula returns δ in degrees. N is the number of days elapsed since January 1.

An alternative form is given as:

$$\delta = -23.45^\circ \sin \left[\frac{360^\circ}{365} (N + 284) \right]. \quad (2)$$

Hour angle, ω

The hour angle, h , of a point on the earth's surface is defined as the angle through which the earth would turn to bring the meridian of the point directly under the sun. The hour angle can also be obtained from the apparent solar time (AST); i.e., the corrected local solar time is:

$$\omega = (AST - 12) \times 15. \quad (3)$$

Sun's Altitude

The sun's altitude and azimuth angles can be determined in terms of the hour angle, declination angle, and latitude angle by the following formulas:

$$\sin h = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega, \quad (4)$$

$$a = \frac{\sin h \sin \varphi - \sin \delta}{\cos h \cos \varphi}. \quad (5)$$

Solar Irradiation on Ground Level

Irradiation due to direct sunlight under normal incidence. The estimated method of Perrin de Bricham-

beaut gives good results for estimating the irradiation (G) on a horizontal plane.

When it passes through the atmosphere, solar radiation is subjected to diffusion and absorption phenomena by gaseous molecules, such as aerosols, droplets of water, crystals and various dust's in suspension. The absorbed radiation is transformed into heat and disappears from the radiation balance usable on the ground.

$$G_{med} = 1230 \exp \left(\frac{1}{3.8 \sin(h + 1.6)} \right) \quad (6)$$

Normal conditions,

$$G_{max} = 1210 \exp \left(\frac{1}{6. \sin(h + 1)} \right) \text{ Sky very pure,} \quad (7)$$

$$G_{min} = 1260 \exp \left(\frac{1}{2.3. \sin(h + 3)} \right) \text{ Industrial area.} \quad (8)$$

Semi-empirical method of Perrin Brichambaut [17].

The different components of solar radiation vary according to the height of the sun, the angle of incidence, the weather and the visibility of the atmosphere. Theoretical modeling of solar illumination is very complicated. Perrin Brichambaut presented an empirical method for estimating the energy received by any orientation sensor.

Estimation of the instantaneous energy (clear sky).

For a clear sky, the direct I , diffuse D and global irradiation G , received by a sensor, are given by the following relations:

$$D = \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) D_H + \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) a^* G_H, \quad (9)$$

$$I = A \cos(i) \exp \left(- \frac{1}{B \sin(h + 2)} \right), \quad (10)$$

$$G = I + D, \quad (11)$$

$$D_H = A' (\sin(h))^{0.4}, \quad (12)$$

$$G_H = A'' (\sin(h))^{B''}, \quad (13)$$

where D_H – diffused irradiation received by a horizontal surface, G_H – overall irradiation received by a horizontal surface, a^* – Soil Albedo (soil reflection coefficient).

$$a^* = \begin{cases} 0.9 \text{ to } 0.8 \text{ snow} \\ 0.8 \text{ to } 0.4 \text{ clear soil} \\ 0.4 \text{ to } 0.2 \text{ greenery} \end{cases}$$

A, B, A', A'', B'' are constants, that depend on the state of the atmosphere.

DESCRIPTION OF THE TEST BENCH

Biskra City Feature

Currently, in Algeria, the measurement of the solar radiation data is carried out in an instantant way and in certain sites only of Algeria. The city of Biskra is characterized by its Saharan climate is located at a latitude of 34°48' N and a longitude of 5°44' E, its altitude in relation to the level of the sea is 81 m. This region is cared for by a dry climate in summer. The tests are carried out for clear days.

A Device Used

The experiments are the measurements of the total incident solar flux on a horizontal and inclined surface are carried out using a Pyranometer. The tests were carried out during the period from January to May. The test bench is a pyranometer, placed on a chassis, allowing having a variable inclination with respect to the horizontal. The Pyranometer, facing south is of variable inclination with respect to the horizontal Fig. 1.

The experiments were carried out on a horizontal plane and some other plan tilts during a period spread from February, 2016 until June, 2016.

Proposed Model

Established models are based on nonlinear regressions, as a function of the sun's height written as a function of the global radiation for some days of tests for a horizontal plane and other inclined plane of orientation towards the south.

The global radiation as a function of the height of the sun can be written in the form the experimental measurements, the coefficient A and the exponent B and C are calculated, according to the shape of the chosen model (exponential). This gives us the model, proposed in the form:

$$G_{proposé} = \exp(A + Bh + Ch^2). \tag{14}$$

Then, we considered the mean values of the data obtained for each month, such as:

The characterization of a site is the first phase of the solar project. It's about a temporal and spatial description of the evolution of available solar radiation. It is used to simulate the probable functioning of a solar energy system and therefore to make a dimensioning as exact, as possible given the demands to be satisfied. The technology of solar thermal systems is very broad. The classification of these systems can be done according to several criteria: Temperatures supplied, geometry, heat transfer fluid.

Validation

At the end of this approach, we have established a model established at the height of the sun (thus as a function of time) for the Biskra site, for a horizontal

Table 1. Parameters, describing the state of the atmosphere

State of the atmosphere	A	B	A	A	B
Dark blue sky	1300	6	87	1150	1.15
Clear blue sky	1230	4	125	1080	1.22
Milky blue sky	1200	2.5	187	990	1.25

Table 2. Values of coefficients A and B and C of proposed model according to February

Month	β	A	B	C	R ²
February	0	4.604	0.0883	-9.93E-04	0.85663
	25	4.894	0.091	-0.00108	0.85394
	50	5.0136	0.09052	-0.00111	0.85102
	75	4.98476	0.08848	-0.0011	0.84928
	90	4.8903	0.0864	-0.00109	0.84703

inclination. The results obtained are in very good agreement with those, obtained by the model established by Perrin de Brichambaut and the experimental data.

RESULTS AND DISCUSSION

Solar Irradiation

For estimation by solar irradiation, theoretical models are used. These models are established in the form of a correlation, so that they are applicable to the sites considered; the latter must be confronted with the values actually measured on the site considered over a period, which will cover the different seasons of the year.



Fig. 1. The slope angle variation of pyranometer.

Table 3. Values of coefficients A and B and C of proposed model according to March

Month	β	A	B	C	R^2
March	0	3.954	0.1028	-8.72E-04	0.98764
	25	3.92	0.112	-9.55E-04	0.98859
	50	3.8198	0.1173	-0.00102	0.98855
	75	3.6312	0.1197	-0.00106	0.98822
	90	3.487	0.1177	-0.00105	0.98779

Table 4. Values of coefficients A and B and C of proposed model according to April

Month	β	A	B	C	R^2
April	0	5.184	0.0531	-3.56E-04	0.95807
	25	5.094	0.0606	-4.31E-04	0.9572
	50	4.8949	0.06602	-4.87E-04	0.95216
	75	4.5359	0.06954	-5.19E-04	0.93959
	90	4.1785	0.07107	-5.28E-04	0.92168

Table 5. Values of coefficients A and B and C of proposed model according to May

Month	β	A	B	C	R^2
May	0	5.644	0.04571	-3.69E-04	0.76985
	25	5.51178	0.05228	-4.34E-04	0.78953
	50	5.2489	0.05743	-4.75E-04	0.72143
	75	4.70109	0.06451	-5.27E-04	0.7818
	90	4.0258	0.074	-5.90E-04	0.84062

Table 6. Values of coefficients A and B and C of proposed model according to June

Month	β	A	B	C	R^2
June	0	5.4175	0.03933	-2.08E-04	0.97005
	25	5.1714	0.04604	-2.48E-04	0.96066
	50	4.7173	0.05428	-3.05E-04	0.93787
	75	3.7352	0.07237	-4.55E-04	0.97359
	90	3.48077	0.05247	1.79E-04	0.80361

However, a comparative study was carried out on the global solar radiation, occurring on a horizontal plane and on a surface, inclined to the latitude of the south-oriented site. To do this, several days were selected to compare the values, calculated by the two models.

In this study, we present, through the figures, which follow the curves, that interpret the results obtained from the proposed models, compared to those, obtained experimentally. The solar radiation is obtained for clear days. These are definite results obtained from the tests.

In practice, an exponential variation of the global illumination is assumed. In the same days, comparative graphs of the simulated model global radiation with the experimental results, recorded as a function of TST, are presented in the (Figs. 2–6), for some angle inclined, according to the months (February–June). To ensure validation of the models studied, we compared the values measured by a clear sky (Table 6).

In actions, we note that the best solar radiation between the angle 50° and 25° according to the months (February–March), it is between the angle ($25^\circ-0^\circ$), according to the other months (April–June), of course, in the solar noon, the energy gives the maximum at this point.

In parallel with the figures, that represent the digital model proposed following the same months, see (Figs. 2–6). It is observed, that the data calculated closer to the measured data.

It is found, that the results obtained from the model follow the same pace, as those obtained experimentally. The following figures show the results obtained from the other days.

Relative Mean Error of Solar Radiation

This stage is devoted to the theoretical and experimental aspect will be followed by an average instant relative error calculation of the global solar radiation. The expression of the latter is given by the following equation:

$$Err = abs\left(\frac{G_{model} - G_{exp}}{G_{model}}\right) \times 100\%. \quad (15)$$

The relative error calculation will be implemented to judge the reliability of the proposed model at our site Fig. 7. We can see, that the minimal relative error, indicated in the February and March, attained between the 0.3 and 1%, and a maximal, selected in the rest months, which approach between 1.65 to 6.5%.

Comparison of Curves

After all this analysis (Fig. 8) was done by the statistical method, a selection of the most acceptable models of all the models chosen was made, and justified by the small average errors observed.

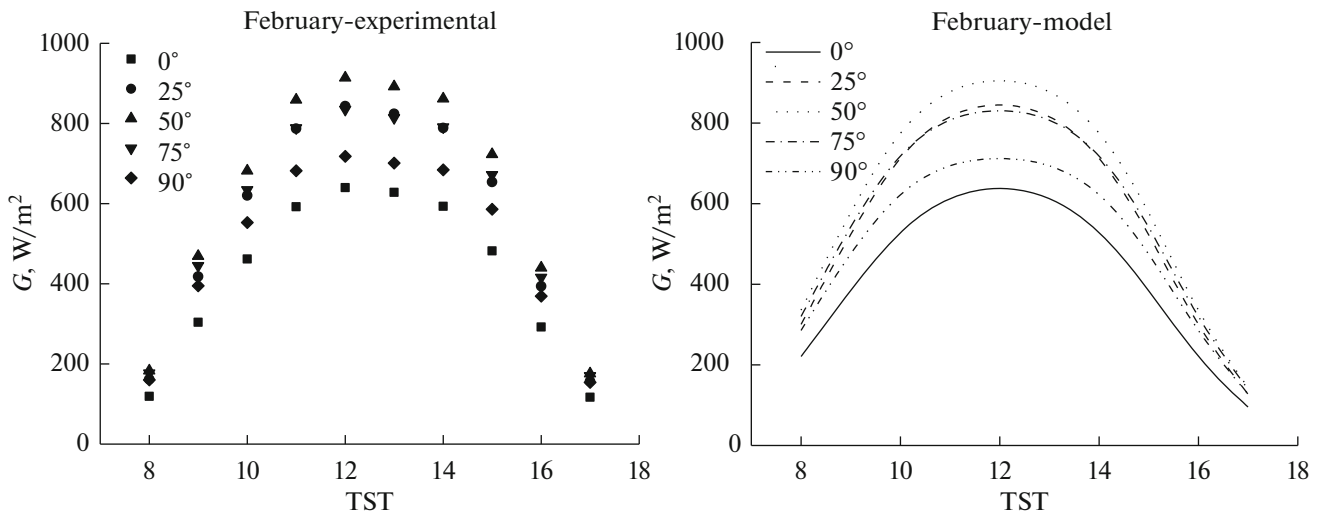


Fig. 2. Global solar radiation corresponding to experimental and numerical study, according to the month of February.

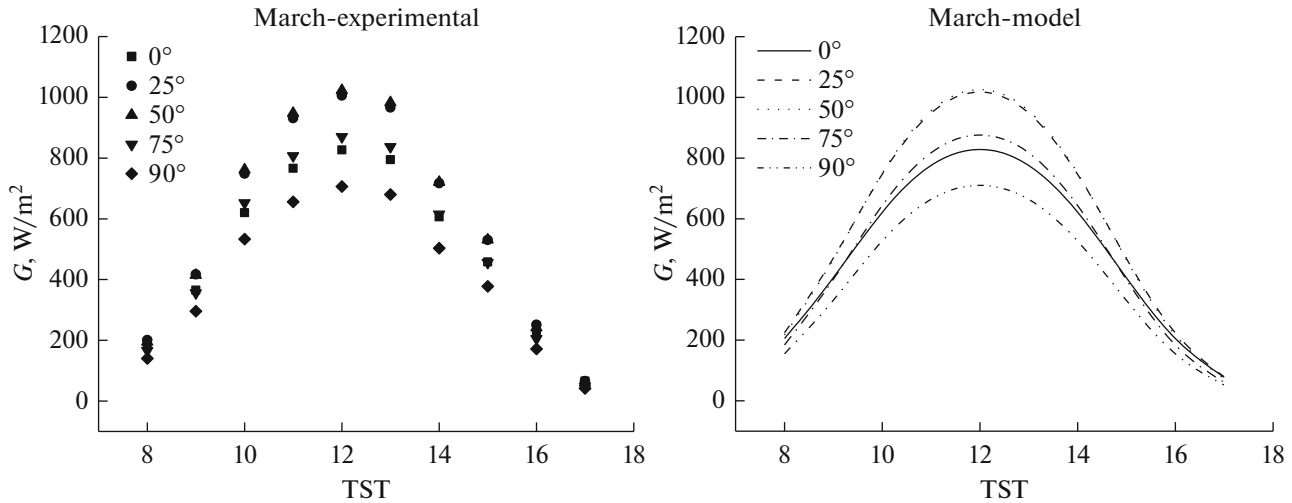


Fig. 3. Global solar radiation corresponding to experimental and numerical study, according to the month of March.

Therefore, the most powerful models are those of Perrin de Brichambaut and my proposed model. However, by comparing these two models, we were able to select, that of my model as the best model for the site of Biskra.

CONCLUSIONS

This work is done, to propose a model sufficient to predict in different contexts of global solar radiation on a horizontal plane and other inclined plane. This is very important for a variety of applications of solar energy conversion. Indeed, because of the lack of data before, we will not know what will be the solar potential before, to confirm such feasibility or function.

The works encountered, which are analyzed in the literature, relating to the modeling of solar radiation, shows a diversity of models. There are those, based on experimental data specific to the sites studied and then, those, based on the simulation. But for each case, the model can be enhanced or questioned; Its location and scope of validity can be clearly seen.

After this study, the development of a suitable model for the site of Biskra for cinque angle of inclination, of any solar project was made through an experimental study. The experimental results show, that the values obtained, give a good estimate of the solar radiation and are in good agreement with those given by the elaborate model, which is in agreement with that

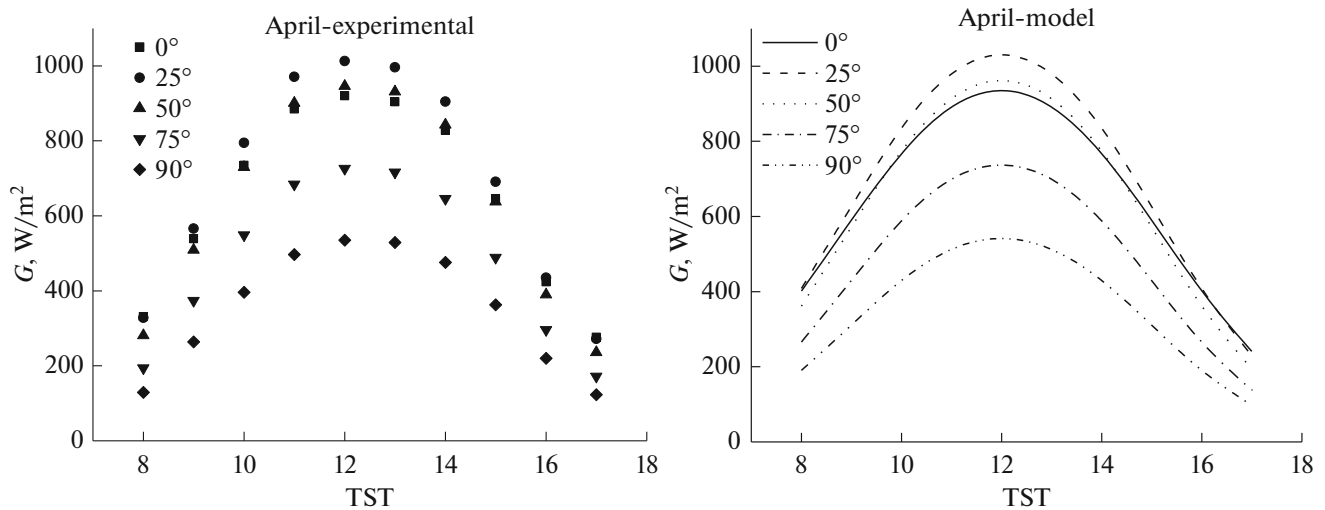


Fig. 4. Global solar radiation, corresponding to experimental and numerical study, according to the month of April.

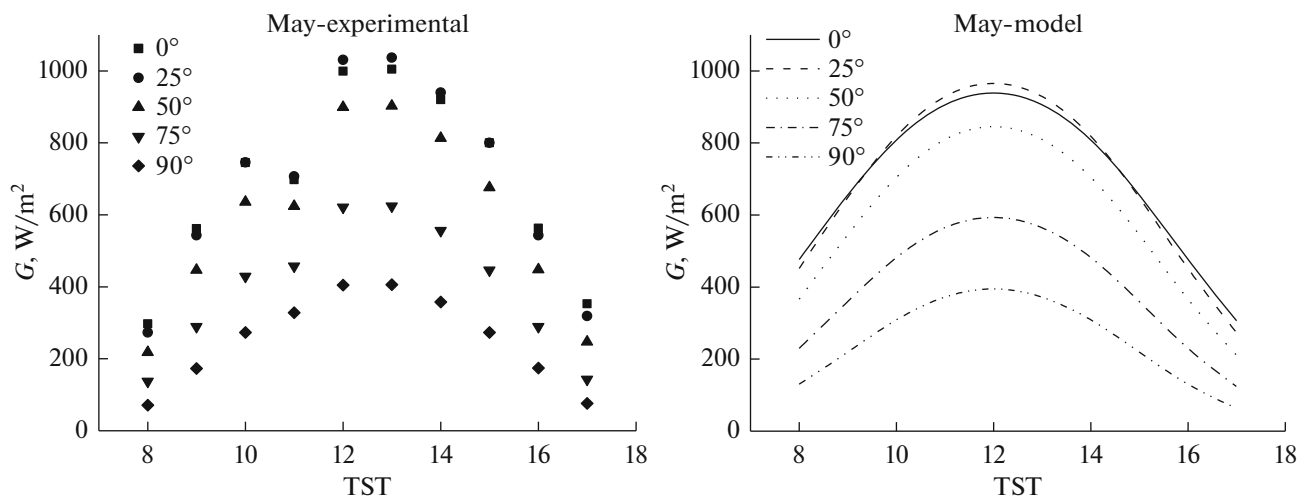


Fig. 5. Global solar radiation, corresponding to experimental and numerical study, according to the month of May.

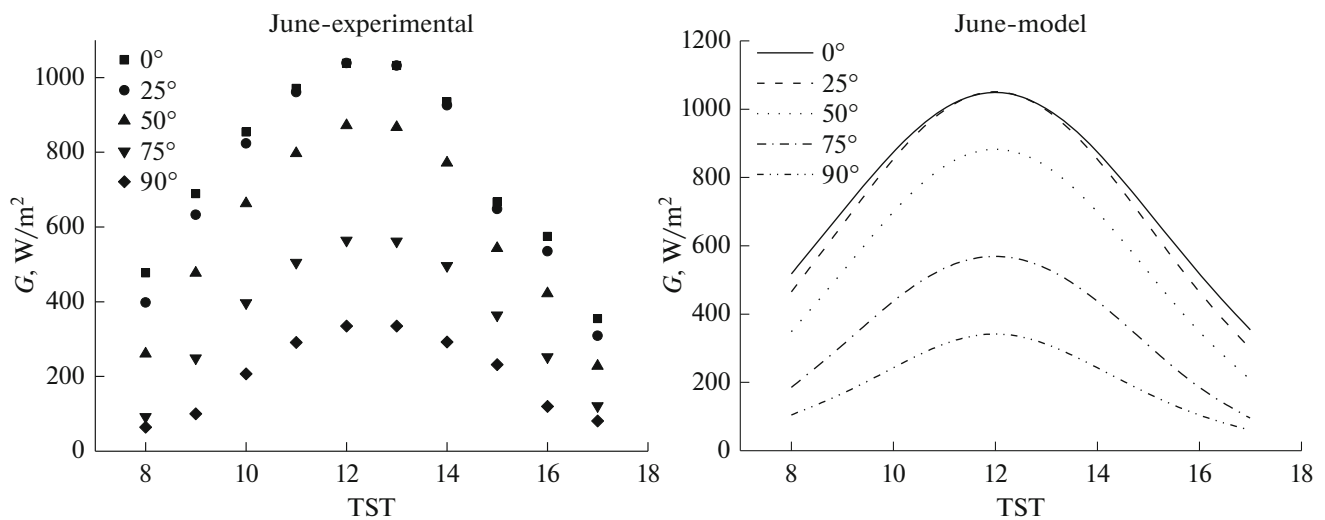


Fig. 6. Global solar radiation, corresponding to experimental and numerical study, according to the month of June.

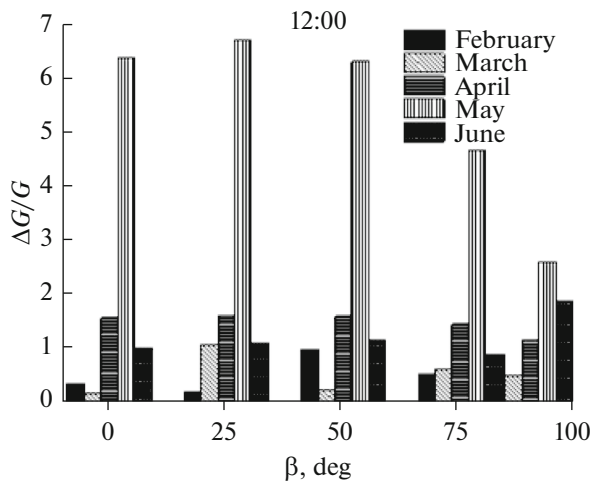


Fig. 7. The mean relative error between the measured values of the global radiation and those calculated by the proposed model following the months from February to June.

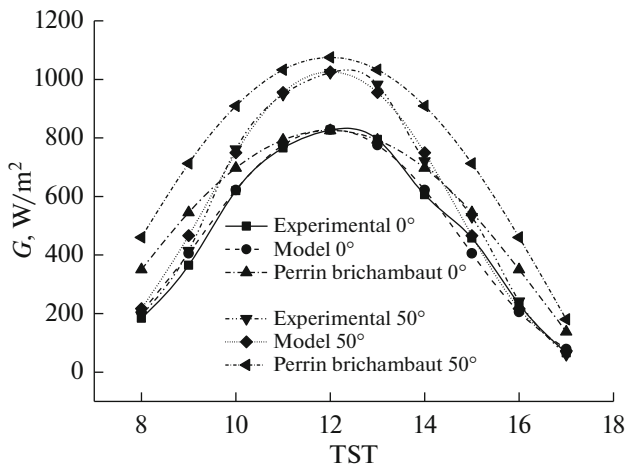


Fig. 8. Comparison between the proposed models with Perrin de Brichambaut following the month of April to June.

of Perrin de Brichambaut, also more particularly for an incident on an inclined plane.

Looking ahead, we hope, that the next promotions will use our results, as a database, that will serve as a reference for studies in the solar field.

REFERENCES

- Besharat, F., Dehghan, A.A., and Faghieh, A.R., *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 2013, vol. 21, pp. 798–821.
- Ångström, A., Solar and terrestrial radiation, *Q. J. R. Meteorol. Soc.*, 1924, vol. 50, pp. 121–125.
- Prescott, J.A., *Trans. R. Soc. Aust.*, 1940, vol. 46, pp. 114–118.
- Almorox, J., Benito, M., and Hontoria, C., *Renewable Energy*, 2005, vol. 30, pp. 931–936.
- Perrin de Brichambaut, C. and Vauge, C., *Le gisement solaire – evaluation de la ressource energetique*, Paris: Lavoisier, Tec & Doc, 1982.
- Barbaro, S., Coppolino, S., Leone, C., et al., *Solar Energy*, 1978, vol. 22, no. 3, pp. 225–228.
- Krarti, M., Huang, J., Seo, D., et al., Development of solar radiation models for tropical locations, *Draft Final Report*, 2006.
- Daguenet, M., *Les sechoirs solaires, theories et pratique*, Unesco, 1985.
- Benjamin, Y., Liu, H., and Richard, C.J., *Solar Energy*, 1960, vol. 4, no. 3, pp. 1–19.
- Chabane, F., Moumami, N., and Benramache, S., *J. Adv. Res.*, 2014, vol. 5, no. 2, pp. 183–192.
- Chabane, F., Moumami, N., Benramache, S., et al., *Int. J. Sci. Eng. Invest.*, 2012, vol. 1, no. 9, pp. 61–65.
- Chabane, F., Moumami, N., and Benramache, S., *J. Energy Resour. Technol.*, 2012, vol. 4, no. 33, pp. 1–6.
- Chabane, F., Moumami, N., Brima, A., et al., *Front. Heat Mass Transfer*, 2013, vol. 4, no. 1, p. 013006.
- Chabane, F., Moumami, N., Benramache, S., et al., *Eng. J.*, 2013, vol. 17, no. 3, pp. 43–55.
- Chabane, F., Moumami, N., and Benramache, S., *Int. J. Sci. Eng. Invest.*, 2012, vol. 1, no. 7, pp. 13–17.
- Chabane, F., Moumami, N., and Benramache, S., *J. Power Technol.*, 2013, vol. 93, no. 1, pp. 52–58.
- Chabane, F., Moumami, N., Benramache, S., et al., *J. Power Technol.*, 2013, vol. 93, no. 2, pp. 100–110.
- Chabane, F. and Moumami, N., *Eur. Phys. J. Appl. Phys.*, 2014, vol. 66, no. 1, p. 10901.
- Chabane, F., Hatraf, N., and Moumami, N., *Front. Energy*, 2014, vol. 8, no. 2, pp. 160–172.



Certificate of Attendance



الجمعية الجزائرية للميكانيكا

1st Arab Conference on Mechanical Engineering

We undersigned do hereby proudly present this certificate of participation as a recognition of an outstanding contribution to Fouzi Guellai

In technical presentation, recognition and appreciation of research contributions to ARCME17: Arab Conference on Mechanical Engineering which took place at Biskra university, Algeria, on December, 10th and 11th 2017.

Title: Etude Comparative entre deux Insulateurs à Air Plan et Curviligne.

Co-Authors: Nouredine Moumni, Chaouki Mahboub, Abdelhafid Brima and Abdelhafid Moumni.

Conference Chair
Dr. Kamel Aoues



UNIVERSITY TAHRI MOHAMED BECHAR

The Fourth

**Students Symposium on Engineering Application of Mechanics
SSENAM'4 (18-19 December 2018),**

Certificate of Attendance



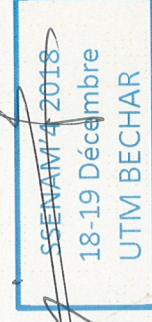
This certifies that : **F. GUELLAI**, has presented poster contribution on the 4th Students Symposium on Engineering Application of Mechanics, entitled : **Experimental thermal-hydraulic investigations of various solar flat plate collector designs**

Co-Authors: A. Labeled, N. Moummi

Supported by:

The Chairman of the SSENAM'4

Pr. BENZEGAOU Ali



ملخص الأطروحة :

إن هذا العمل يندرج ضمن مجموعة من الأبحاث المنجزة في مخبر الهندسة الميكانيكية بجامعة بسكرة و التي تصب في مجملها في تحسين أداء المبادلات الحرارية و تكييفها لظروف المناطق الصحراوية.

في نفس السياق، ارتأينا أن نوجه عنايتنا للملتقطات الشمسية الخاصة بتسخين الهواء و البحث في كيفية إنجاز النموذج الأكثر نجاعة، و من أجل ذلك قمنا بتقييم تجريبي لنموذجين من الملتقطات و إجراء دراسة مقارنة بطرق تجريبية و عددية و البحث في الطرق المعدة سلفا لمقارنة الملتقطات الشمسية في النظام أو الظروف الطبيعية المتغيرة. هذان النموذجان هما ملتقطان شمسيان حراريان لتسخين الهواء، أحدهما مستوي في أبسط نموذج تقليدي و الثاني منحني تم تصميمه و تصنيعه لأول مرة من طرف الأستاذ محبوب بجامعة بسكرة.

قمنا بإجراء دراسة مقارنة لمختلف الخصائص و الميزات الهيدروحرارية لكلا النموذجين و قد خلصنا إلى نتائج جلية تتعلق بتحسين مردود الملتقط الشمسي المنحني مقارنة بالمستوي.

Summary

This study is part of a number of researches carried out in the mechanical engineering laboratory (LGM) at the University of Biskra, which is aimed in its entirety at improving the performance of heat exchangers and adapting them to the Saharan conditions.

Solar air heaters can be used for many applications at low and moderate temperatures. There are different factors affecting the solar air heater efficiency, e.g. collector length, collector depth, type of absorber plate, glass cover plate, wind speed, etc.

In this work we present an extensive comparative study on the thermal performance of two design of single pass types of solar air heaters without obstacles: i) conventional solar flat plate collector, ii) curved solar flat collector, which was invented and constructed for the first time by Dr. Mahboub at Biskra university.

A theoretical model was constructed for both types of collectors, taking into account the new parameter, the curvature. We have sought to determine hydro-thermal characteristics for both SAHs. The results show a superiority of thermal performances of the curved collector in comparison with the flat plate collector.