



# Etude paramétrique théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air

M. Baissi<sup>#1</sup>, A.Brima<sup>\*2</sup>, K.Aoues<sup>#3</sup>, H.Karoua<sup>#4</sup>, N. Moummi<sup>\*5</sup>

<sup>#</sup> Département de Génie Mécanique Université

Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, 07000 Algérie

<sup>1</sup>[Baissimohamed@yahoo.fr](mailto:Baissimohamed@yahoo.fr)

<sup>3</sup>[k.aoues@univ-biskra.dz](mailto:k.aoues@univ-biskra.dz)

<sup>4</sup>[hocine.mecanique@yahoo.com](mailto:hocine.mecanique@yahoo.com)

<sup>\*</sup> Laboratoire de Génie Mécanique Université

Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, 07000 Algérie

<sup>2</sup>[a.brima@univ-biskra.dz](mailto:a.brima@univ-biskra.dz)

<sup>5</sup>[n.moummi@univ-biskra.dz](mailto:n.moummi@univ-biskra.dz)

**Résumé:** Les systèmes photo-thermiques sont influencés par de nombreux paramètres. Le rayonnement solaire, la température ambiante, température de sortie, température d'absorbeur et débit volumique sont les plus importants. Il est évident que les caractéristiques de fonctionnement de tout système solaire et particulièrement son efficacité sont étroitement liées à ces paramètres, en outre les considérations de ces paramètres pour le dimensionnement d'un système solaire est incontournable. L'intérêt majeur de ce travail porte sur l'étude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan pour le site de Biskra. La confrontation des résultats numériques obtenus avec ceux mesurés montre un accord satisfaisant.

**Mots clés:** Capteur solaire, Air, Rayonnement solaire, Température, rendement.

## I. INTRODUCTION

Les capteurs solaires à air sont importants dans les applications qui nécessitant des températures basses et modérées, telles que le chauffage de locaux, et le séchage qui est une opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agro-alimentaire, matériaux de construction, bois...).

Nous étudions dans ce travail les paramètres qui influent sur le fonctionnement d'un tel système. Nous avons menés une étude comparative entre les résultats expérimentaux et ceux calculés à travers les modèles théoriques. Les paramètres considérés sont : le rayonnement solaire, la température ambiante, température de sortie, température d'absorbeur et débit volumique.

De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été menées dans ce sens.

On peut citer les principales d'entre elles : S.Oudjedi et al [1], ont présenté une étude théorique et expérimentale des paramètres qui sont l'éclairement solaire, la température de l'absorbeur, température ambiante et celle de

sortie du fluide caloporteur d'un capteur solaire plan à air à simple passe destinée au séchage des produits

F. Mokhtar et al [2], ont présenté une étude expérimentale des paramètres qui sont l'éclairement solaire, température d'entrée, celle de sortie du fluide caloporteur et le rendement pour le site Bouzaréah.

G.Benkacialik[3], a étudié cinq modèles empiriques basés sur l'estimation du rayonnement global reçu sur un plan incliné. Les résultats obtenus sont confrontés aux données expérimentales obtenues par des mesures au sol avec une station radio métrique installée à l'unité de recherches de Ghardaïa et qui fonctionne à l'aide d'un système de poursuite.

## II. DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le capteur solaire est de type plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque intermédiaire d'une surface égale à 1,73 m<sup>2</sup> (1,95m x 0,89m). Il comporte un seul vitrage d'épaisseur 5 mm. Un circuit aéraulique permet d'alimenter le capteur avec des débits d'air variables. Les essais en ensoleillement naturel ont été réalisés à Biskra, aux mois de Janvier, Février, Mars et Avril avec un capteur orienté face au sud et incliné à 34,8° (latitude de Biskra). Pour chaque essai, le débit d'air est fixé et la température de l'air à l'entrée du capteur est fonction de la température ambiante.

## III. LE RAYONNEMENT SOLAIRE

L'étude du rayonnement solaire est le point de départ de tout investissement dans le domaine de l'énergie solaire. L'énergie globale incidente sur un plan incliné dépend de la latitude du lieu, du jour de l'année et de l'angle d'inclinaison du plan.

Dans la pratique on admet une variation sinusoïdale de l'éclairement. Plusieurs spécialistes ont proposés des modèles pour caractériser le rayonnement solaire. Dans cette étude nous avons considéré un modèle qui s'avère réaliste et qui est :

- Modèle de Perrin de Brichambaut



Le rayonnement direct sur un plan incliné est calculé par l'expression suivante donnée par [4]:

$$I = I_n \cdot \cos(\theta) = \frac{I_h \cdot \cos(\theta)}{\sin(h)} \quad (1)$$

La composante directe du rayonnement solaire est donnée par les expressions empiriques suivantes:

- conditions normales par ciel clair :

$$I = 1230 \exp \left[ \frac{-1}{3,8 \sin(h + 1,6)} \right] \quad (2)$$

- pour un ciel très clair :

$$I = 1210 \exp \left[ \frac{-1}{6 \sin(h + 1)} \right] \quad (3)$$

- pour un ciel pollué (zone industrielle).

$$I = 1260 \exp \left[ \frac{-1}{2,3 \sin(h + 3)} \right] \quad (4)$$

Les expressions empiriques permettant d'estimer la composante du rayonnement solaire diffus sont ci- dessous :

- Part du ciel

- Part du ciel sur une surface horizontale:

Par ciel clair :

$$D_{c,h} = 125(\sin(h))^{0,4} \quad (5)$$

Par ciel très clair, on multiplie cette dernière expression par le nombre (3/4), si le ciel est couvert, on la multiplie par le nombre (4/3).

- Part du ciel sur une surface d'inclinaison quelconque:

$$D_c(i) = D_{c,h} \frac{1 + \cos(i)}{2} \quad (6)$$

- Part du sol

$$D(i) = alb \frac{1 - \cos(i)}{2} \cdot G \quad (7)$$

$$\text{où: } G_h = I_h + D_h = I_{dir} \sin(h) + D_h \quad (8)$$

### III- LA TEMPERATURE AMBIANTE

Le modèle proposé introduit " midi thermique ", où la température ambiante atteint sa valeur maximale de la journée. Vu les échanges radiatifs nocturnes, la température ambiante

atteint sa valeur minimale au lever du soleil et enfin au coucher du soleil.

$$T_a(t) = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$+ \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \cos \left( \frac{2\pi \left( t - 12 - \frac{\Delta t}{8} \right)}{\Delta t} \right) \quad (9)$$

### IV. MODELE DE TEMPERATURE DE SORTIE DU FLUIDE CALOPORTEUR

On peut exprimer, de façon générale, le bilan thermique d'un insolateur plan par l'équation suivante:

$$P_n = P_u + P_p + P_s \quad (10)$$

#### A. Hypothèssimplificatrices

Pour simplifier l'étude des transferts de chaleurs dans le capteur solaire à air, on utilise la méthode d'analyse dite méthode globale, d'où on suppose que:

- Les variations dans le temps de l'inertie thermique des composants du capteur sont faibles ( $m \cdot Cp \cdot \frac{dT}{dt} \approx 0$ ). Le fonctionnement du système est quasi stationnaire.

- Les caractéristiques des matériaux des composants sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques.

- La température de la vitre et de l'absorbeur est considérée uniforme.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho Cp \left( \frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \cdot \text{grad} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (11)$$

En régime permanent, on néglige la conduction dans le fluide et on considère l'écoulement incompressible et unidimensionnel qui s'effectue suivant la direction (x), L'équation (11) s'écrit :

$$\rho \cdot Cp \cdot V_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T \quad (12)$$

où:  $\sigma_T = \frac{Q_u}{e}$

La puissance utile à l'échauffement de l'air sortant de l'insolateur prend la forme :

$$P_u = A F' \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a) \right) \quad (13)$$

$$\text{où: } T_n = \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L} - \frac{P_u}{A F' U_L} + T_a \quad (14)$$

$$\text{Avec: } F' = \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)} \quad (15)$$

$$\text{et } U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} + 2h_{rnAl}) + 2U_t U_b}{U_t + 2h_{rnAl} + h_{vnf}} \quad (16)$$

Le rendement du capteur est défini par :



$$\eta = \frac{P_u}{G^* \cdot S_c} \quad (17)$$

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

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l \cdot F' \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a) \right) \quad (18)$$

Si on suppose que  $F'$  et  $U_L$  ne dépendent pas de la direction ( $x$ ), la température  $T_{fs}$  du fluide à la sortie de l'insolateur de longueur ( $L$ ) s'écrit sous la forme :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp \left( - \frac{U_L l \cdot F' L}{\dot{m} C_p} \right) \quad (19)$$

Le rendement du capteur peut être calculé à partir de l'expression du rendement [9]:

$$\eta = \frac{\rho \cdot C_p \cdot Q_v (T_s - T_a)}{G^* \cdot S_c} \quad (20)$$

$$\text{D'où: } T_{fs} = \frac{\eta \cdot G^* \cdot S_c}{\rho \cdot C_p \cdot Q_v} + T_a \quad (21)$$

$$\rho = \rho_0 \frac{P(z)}{273 + Tm \cdot \frac{P(z)}{P_0}} \quad (22)$$

$$\frac{P(z)}{P_0} = (0.89)^z \quad (23)$$

Le terme ( $P/P_0$ ) représente la correction due à l'altitude.

### B. Modélisation des coefficients d'échange thermique

#### 1) Transfert thermique par convection:

- Transfert convectif dû au vent :

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

$$h_{vv} = 5.67 + 3.86 V_v \quad (24)$$

- Échanges convectifs entre l'absorbeur et la vitre :

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, peut être calculé par l'expression suivante[6] :

$$h_{vnat} = 1,42 \left( \frac{(T_n - T_a) \sin(\beta)}{L} \right)^{1/4} \quad (25)$$

- Échanges convectifs dans la veine d'air mobile :

Les coefficients d'échange convectif  $h_{c,Al-f}$  et  $h_{c,p-f}$  respectivement entre le fluide et les parois solides, l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant, sont estimés par la relation :

$$h_{c,Al-f} = h_{c,p-f} = \frac{Nu \lambda_a}{D_h} \quad (26)$$

#### 2) Transfert thermique par rayonnement :

- Le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste s'écrit[7]:

$$h_{rc} = \frac{1}{2} \sigma \epsilon_v (1 - \cos(\beta)) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (27)$$

- Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{rvv} = \frac{\sigma (T_v + T_n) (T_v^2 + T_n^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{nmat}} - 1} \quad (28)$$

- Entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant

$$h_{rAl} = \frac{\sigma (T_n + T_{Al}) (T_n^2 + T_{Al}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{vAl}} + \frac{1}{\epsilon_{Al}} - 1} \quad (29)$$

#### 3) Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur

Le coefficient de pertes à l'avant  $U_t$ , dépendant du nombre et de l'épaisseur de la couverture transparente. Il s'écrit selon[8] comme:

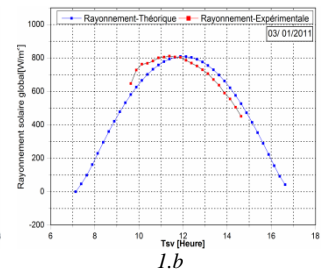
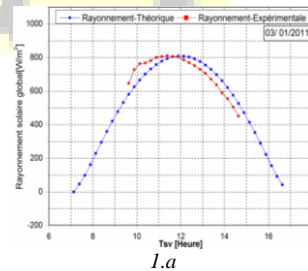
$$U_t = \left[ \frac{1}{N \left( \frac{C}{T_n} \left( \frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^e \right) + \frac{1}{h_{c,v}}} \right] + \frac{\sigma (T_n + T_a) (T_n^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_{n\beta} + 0.05 \cdot N (1 - \epsilon_{n\beta})} + \frac{2 \cdot N + f - 1}{\epsilon_{n\beta}} - N} \quad (30)$$

#### 4) Transfert thermique par conduction :

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (31)$$

## V. RESULTATS ET DISCUSSION

Les figures ci-dessous (1.a, 1.b, 1.c et 1.d) montrent une comparaison entre les résultats obtenus par le modèle théorique et ceux obtenus expérimentalement concernant l'évolution journalière en fonction de temps solaire vrai du rayonnement solaire global.





# Le 3<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

## The 3<sup>rd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa - Algérie 13 et 14 Octobre 2014

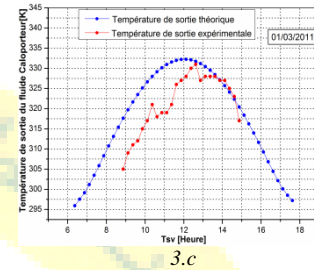
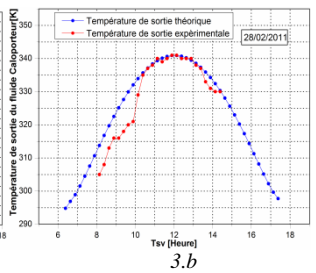
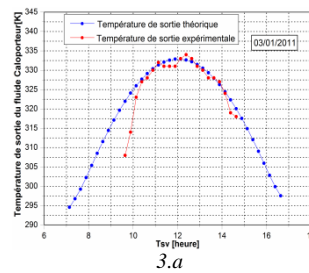
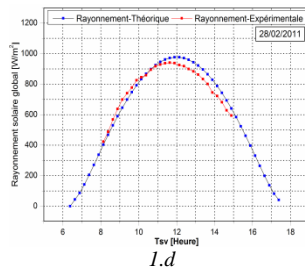
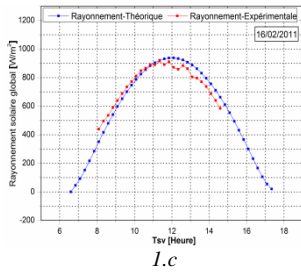


Fig. 1 Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimentale

Les résultats obtenus par le modèle théorique comparés à ceux obtenus expérimentalement pour le site de Biskra pendant la période de Janvier à Mars, montrent que le modèle de Perrin de Brichambaut permet une meilleure estimation du rayonnement solaire. Avec un pourcentage d'erreur obtenu ne dépassent pas 9.5%.

Les figures (2.a, 2.b, 2.c et 2.d) représentent le modèle théorique de la température ambiante qui est la température d'entrée d'air et la température obtenue expérimentalement.

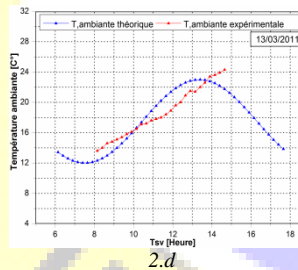
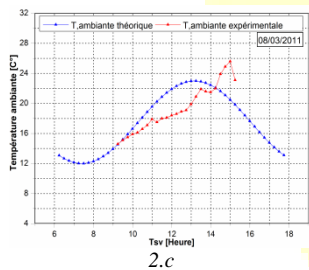
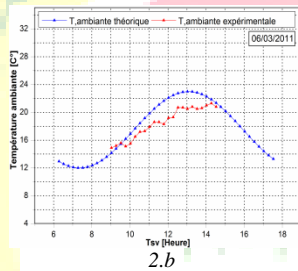
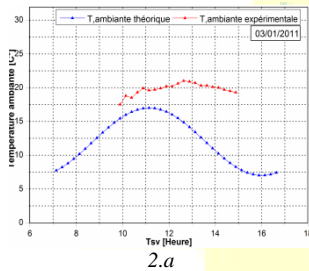


Fig. 2 Comparaison de la température ambiante théorique et expérimentale

Le modèle d'estimation a été analysé pour le site de Biskra. Les valeurs estimées de la température ambiante ont été comparées aux valeurs mesurées. Les résultats obtenus reflètent le bon sens d'évolution.

Les figures suivantes (3.a, 3.b, et 3.c) la comparaison des résultats calculés et mesurés de la température de sortie du fluide caloporteur par le modèle de la température de sortie calculé à partir de l'expression du rendement.

Fig. 3 Comparaison de la température de sortie de fluide caloporteur

Comme l'erreur est de l'ordre 5%. On note que les figures relatives aux résultats expérimentaux coïncident bien avec les résultats de la simulation numérique. Les résultats obtenus montrent que le modèle de température de sortie en fonction du rendement permet une estimation acceptable.

Les figures (4.a, 4.b, et 4.c) représentent la comparaison des résultats calculés et mesurés de la température de l'absorbeur en fonction du temps. Les écarts observés entre les courbes expérimentales et les courbes théoriques sont de l'ordre de 20K. Ce qui montre l'effet de quelques d'environnement telle que la température ambiante sur la température de l'absorbeur.

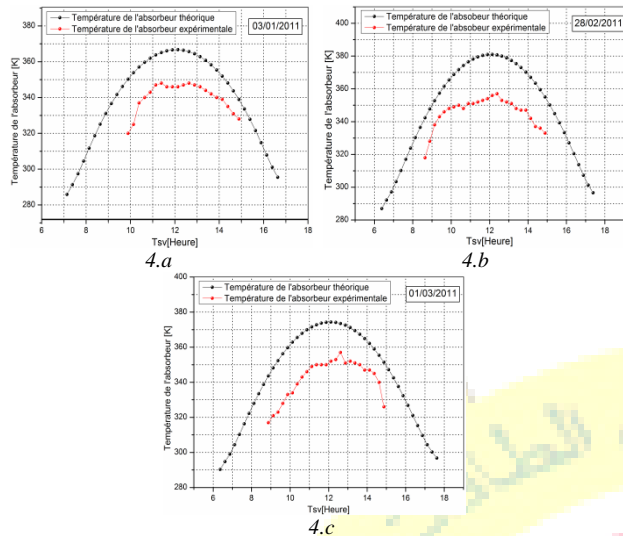


Fig. 4 Comparaison de la température de l'absorbeur

Les figures (5.a, 5.b, et 5.c) illustrent l'évolution du rendement instantané du capteur.

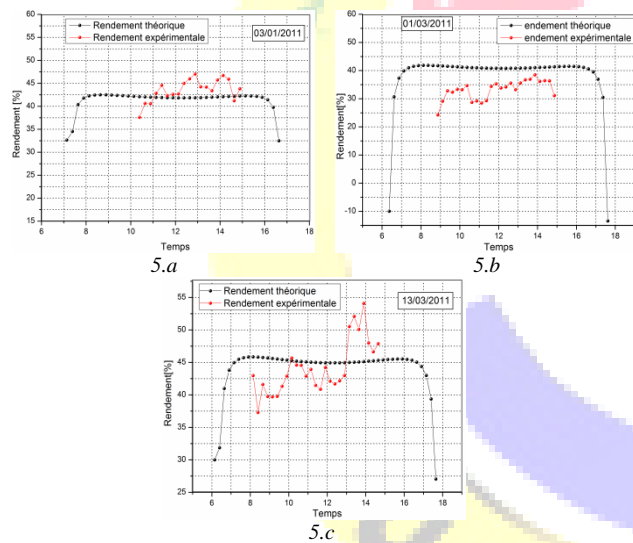


Fig. 5 Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps

Pour les courbes expérimentales on peut dire que le rendement instantané réel du capteur est sensible aux fluctuations journalières au début et à la fin de la journée, les courbes du rendement théoriques sont pratiquement constantes au cours de la journée. Les simples fluctuations sont celles relatives au début et la fin de la journée. Les valeurs du rendement calculées en fonction du temps donnent une vision exacte de ce paramètre important par comparaison aux valeurs

théoriques. Les écarts entre les courbes expérimentales et théoriques sont acceptables.

### Effet du débit volumique

Les figures (Fig.6, Fig.7) montrent l'évolution de la température de l'absorbeur et la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du débit avec différentes valeurs du flux solaire  $700 \text{ W/m}^2$ ,  $800 \text{ W/m}^2$ ,  $900 \text{ W/m}^2$ ,  $1000 \text{ W/m}^2$ . On observe que la température de l'absorbeur et de sortie du fluide caloporteur décroissent continuellement quand on augmente le débit volumique.

Ceci est dû au fait que les échanges thermiques convectifs internes dans le capteur se détériorent vite lorsque la vitesse d'écoulement augmente.

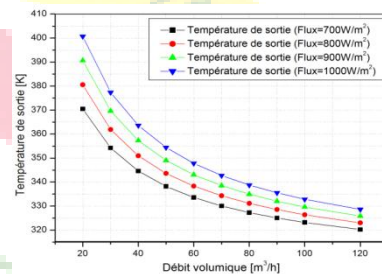


Fig.6 Evolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du débit.

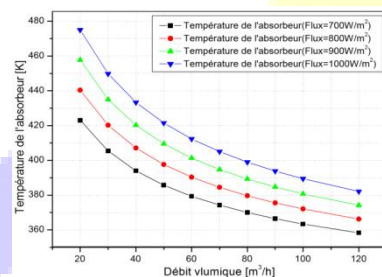


Fig.7 Evolution de la température d'absorbeur en fonction du débit.

## VI. CONCLUSIONS

Cette étude nous a permis de conclure que le modèle de Perrin de Brichambaut permet une meilleure estimation du rayonnement solaire, il pourra donc être adopté en l'absence de mesure. Quant à l'évolution de la température ambiante, les résultats obtenus montrent que le modèle théorique permet une estimation proche de la réalité.

Pour le calcul de la température de sortie on pourra adopter l'expression (21) pour suivre son évolution journalière du lever au coucher du soleil car en régime permanent et à débit fixe, la



# Le 3<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

## The 3<sup>rd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa – Algérie 13 et 14 Octobre 2014



température à la sortie du système est sensible uniquement au rayonnement solaire et à la température d'entrée de l'air. L'effet du débit volumique sur les températures de l'absorbeur et de sortie du fluide caloporteur est prépondérant, cette augmentation conduit à la diminution de la température de l'absorbeur et de sortie du fluide caloporteur.

Le bon accord entre les résultats expérimentaux et numériques obtenus montre que les modèles théoriques et les hypothèses utilisés sont acceptables, et que notre code de calcul est fiable.

### REFERENCES

- [1] S. Oudjedi, 'Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air destiné au séchage', Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien, Adrar, Algérie, 2008.
- [2] F. Mokhtar, 'Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air destiné au séchage', Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien B.P. 478, Route de Reggane, Adrar, Algérie.
- [3] S. Benkacali, K. Gairaa, 'Modèles d'estimations du rayonnement global incident sur un plan incliné', Unité de Recherche Appliquée aux Energies Renouvelables (URAER), Ghardaïa, 2009.
- [4] C. P. Brichambaut, C. Vauge, 'Le Gisement Solaire-Evaluation de la Ressource Energétique', Edition Lavoisier, Tec & Doc, Paris, 1982.
- [5] M. Daguenet, 'Les Séchoirs Solaires, Théories et Pratique', Unesco, 1985.
- [6] S. Benkacali, K. Gairaa, 'Modèles d'estimations du rayonnement global incident sur un plan incliné', Unité de Recherche Appliquée aux Energies Renouvelables (URAER), Ghardaïa, 2009.
- [7] S. Youcef-Ali, 'Etude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, France, 2001.
- [8] N.E. Wijesundera, M. Iqbal, 'Effect of plastic cover thickness on top loss coefficient of flat-plate collectors', Solar Energy 46, pp. 83-87, 1991.
- [9] T. Letz, 'Modélisation et dimensionnement économique d'un système de chauffage domestique bi-énergie', Thèse de Doctorat INSA Lyon, 1985.

$Q_v$	Débit volumique d'air	$m^3 / h.m^2$
$t$	Temps	s
$T_a$	Température ambiante	$^{\circ}C$
$T_{Al}$	Température de la plaque d'aluminium placée dans la veine d'air mobile du capteur	$^{\circ}C$
$T_c$	Température équivalente de la voûte céleste	$^{\circ}C$
$T_{fe}$	Température 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	$^{\circ}C$
$T_n$	Température de l'absorbeur	$^{\circ}C$
$T_v$	Température de la vitre	$^{\circ}C$
$U_b$	Coefficient de pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur	$W/m^2K$
$U_L$	Coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air ambiant	$W/m^2K$
$U_i$	Coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	$W/m^2K$
$U_r$	Coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	$W/m^2K$
$V_f$	Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile	m/s
$V_v$	Vitesse du vent	m/s

### Lettres grecques

$\alpha_{abs}$	Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	
$\alpha_v$	Coefficient d'absorptivité de la vitre	
$\beta$	Inclinaison du capteur	
$\epsilon_{nAl}$	Emissivité de l'absorbeur	
$\epsilon_{Al}$	Emissivité de la plaque arrière	
$\epsilon_{nmat}$	Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat	
$\epsilon_v$	Emissivité du vitrage	
$\phi_g$	Flux global reçu par le capteur	$W/m^2$
$\lambda_f$	Conductivité de l'air	$W/mK$
$\nu_f$	Viscosité dynamique de l'air	$m^2/s$
$\rho$	Masse volumique de l'air	$kg/m^3$
$\mu_f$	Viscosité cinématique de l'air	$kg/ms$
$\eta$	Rendement thermique du capteur	%
$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$	Constante de Stephan-Boltzmann	$W/m^2K^4$
$\tau_v$	Coefficient de transmittivité du vitrage	
$\varphi$	Latitude du site	[ $^{\circ}$ ]

### NOMENCLATURE

A	Surface de captation de l'isolateur plan à air	$m^2$
$C_p$	Chaleur massique de l'air	J/kgK
e	Epaisseur de la veine d'air mobile	m
F'	Coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur	
G	Rayonnement solaire incident	$W/m^2$
$h_{rc}$	Coefficient de transfert radiatif vitre - voûte céleste	$W/m^2K$
$h_{mAl}$	Coefficient de transfert radiatif absorbeur et plaque d'aluminium	$W/m^2K$
$h_{mv}$	Coefficient de transfert radiatif absorbeur - vitre	$W/m^2K$
$h_{vv}$	Coefficient de transfert convectif dû au vent	$W/m^2K$
$h_{vnat}$	Coefficient de pertes par conduction-convection naturelle absorbeur - vitre	$W/m^2K$
I	Rayonnement direct sur un plan incliné	$W/m^2$
$I_h$	Rayonnement direct reçu sur une surface horizontale	$W/m^2$
$I_n$	Rayonnement direct reçu sur un plan normal au rayonnement	$W/m^2$
l	Largeur du capteur plan à air	m
L	Longueur du capteur plan à air	m
$\dot{m}$	Débit d'air massique	kg/s
N	Nombre de vitrage	
$P_u$	Puissance utile	W
$P_n$	Puissance absorbée	W
$P_p$	Puissance des pertes	W
$P_s$	Puissance stockée	W
$Q_u$	Quantité de chaleur utile	$W/m^2$