

Influence de l'adjonction des chicanes longitudinales sur les performances d'un capteur solaire plan à air

S. Bahria ^{1*} and M. Amirat ^{2†}

¹ Division Solaire Thermique et Géothermie

Centre de Développement des Energies Renouvelables
B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger, Algérie

² Laboratoire de Mécanique des Fluides Théorique et Appliquée,

Faculté de Physique, Université des Sciences et de la
Technologie Houari Boumediene, B.P. 32, El Alia, Bab Ezzouar, Alger, Algérie

(reçu le 10 Janvier 2013 – accepté le 30 Mars 2013)

Résumé - Ce travail présente les résultats d'une étude expérimentale et théorique d'un capteur solaire plan à air. Ce capteur a été conçu et réalisé au niveau de l'Unité de Développement des Équipements Solaire, 'U.D.E.S' sise à Bou Ismail, Tipaza. Le capteur représente une partie d'un prototype de séchoir solaire indirect agricole, fonctionnant par thermosiphon. Les résultats théoriques, fournis par le modèle réalisé dans le cadre de cette étude, sont comparés aux mesures expérimentales réalisées sur ce capteur pour une journée caractéristique de mois de mai, sous ensoleillement naturel. Nous présentons également l'influence de l'augmentation du nombre de rangées de chicanes sur le rendement thermique. On a ainsi fait varier le nombre des rangées de chicanes de 7, 8, 9 à 10 rangées, Les résultats obtenus montrent que la température de sortie et le rendement du capteur sont nettement améliorés.

Abstract - This paper presents the results of an experimental and theoretical study of a solar air collector in an effort to improve its thermal performances. This collector was designed and constructed at the Unit Development Solar Equipment (UDSE) based in Bousmail, Tipaza. The collector is a part of a prototype of an indirect agricultural solar dryer, operated by thermosyphon. The study has been initiated in order to study the effective influence on the thermal performance of the flat plate collector, the addition of baffles or rows of fins placed in the dynamic air vein, in order to improve its performance. The theoretical results provided by the model produced as part of this study are compared with experimental measurements performed on this. We also present the influence of increasing the number of rows of fins on the thermal efficiency. The number of rows of fins varies from 7 to 10 rows; the results show that the outlet temperatures of the collector and performance have improved significantly.

Mots clés: Capteurs solaires à air - Rangées de chicanes - Rendement - Méthode globale.

1. INTRODUCTION

Les capteurs solaires plans à air présentent de faibles performances thermiques comparativement aux capteurs à liquide. Cela est essentiellement dû aux faibles propriétés thermo-physiques de l'air. Pour accroître les performances de ces capteurs, différentes méthodes ont été étudiées par plusieurs chercheurs. L'une de ces méthodes préconise l'ajout d'obstacles ou d'ailettes de diverses formes dites 'chicanes' dans la veine d'écoulement de l'air.

* sofiane599@yahoo.fr

† mamirat@yahoo.fr

Généralement, on distingue trois grandes catégories de capteurs solaires plans à air: les capteurs à absorbeur perméable, les capteurs à absorbeur à géométrie variable et les capteurs à absorbeur plan. Nous citerons quelques travaux réalisés sur cette thématique de recherche.

Une étude comparative a été menée par Moummi *et al.* [4] pour la mise en évidence des performances de plusieurs types de capteurs avec différents modes de circulation du fluide caloporteur. Dans un autre travail, il s'est intéressé à l'optimisation des performances thermiques de capteurs solaires munis de chicanes. Les chicanes étudiées ont une longueur fixée, avec une partie supérieure inclinée. Les chicanes sont disposées en quinconce.

Dans l'étude de Hachemi [10], une comparaison entre les performances thermiques de deux capteurs à air a été réalisée, l'un avec absorbeur sélectif et l'autre avec absorbeur non sélectif. Il remarque que le premier présente une perte thermique plus élevée que le deuxième.

Une étude théorique et expérimentale détaillée a été réalisée par Karim *et al.* [11] pour évaluer le rendement thermique sous une grande gamme de conditions de fonctionnement de trois types de capteurs solaires à air: le premier avec un absorbeur simple, le second avec un absorbeur rainuré en V et le dernier avec un absorbeur muni d'ailettes.

2. MATERIEL ET METHODES

Le prototype de capteur plan à air a été réalisé à l'Unité de Développement des Equipements Solaires. Les résultats théoriques, fournis par le modèle réalisé dans le cadre de cette étude, sont comparés aux mesures expérimentales réalisées sur ce capteur au niveau du site de l'UDES pour une journée printanière, sous ensoleillement naturel.

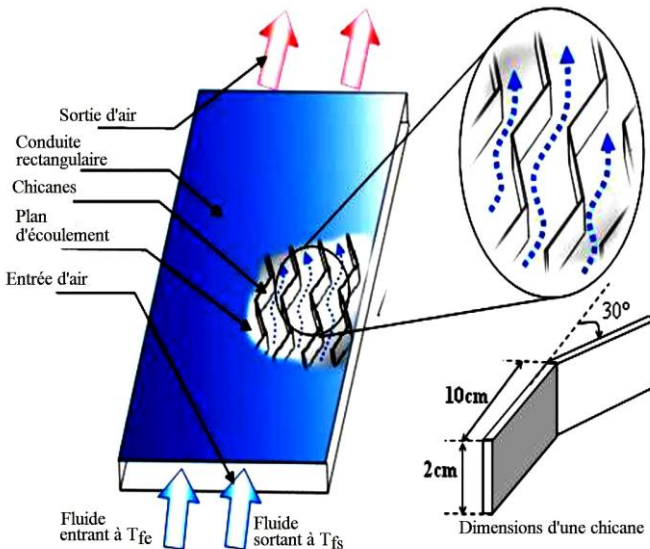


Fig. 1: Schéma de la veine d'écoulement du fluide caloporteur du capteur de l'UDES [1]

Le dispositif expérimental mis en place pour mener à bien cette étude se compose de:

- d'un pyranomètre de marque 'Kipp & Zonen' pour la mesure du rayonnement global reçu sur un plan parallèle au plan du capteur solaire étudié;
- d'un anémomètre à hélices de type 'Testo 435' avec une étendue de mesure de 0,25 -20 m/s, pour la mesure de la vitesse d'écoulement de l'air à la sortie du capteur.
- dix thermocouples de type K (chromel-alumel) pour la mesure des températures (ambiante, extérieure et au niveau de différentes parties du capteur plan à air);
- d'une centrale automatique d'acquisition de données 'Fluke Hydra Série II', comportant vingt voies de mesure pour assurer le relevé automatique des données;
- d'un microordinateur muni d'un logiciel permettant d'assurer le stockage des données et leur traitement.

Les caractéristiques des différents éléments qui constituent le capteur ainsi que les paramètres du site d'expérimentation (Bou Ismaïl, Tipaza) sont résumées dans les **Tableaux 1 et 2**.

Tableau 1: Caractéristiques du site de l'UDES (Bou Ismaïl, Tipaza)

Latitude	36°8 Nord	Albédo du sol	0,2
Longitude	3°12 Est	Orientation	0° (Plein Sud)
Altitude	345 m	Inclinaison	35°

Tableau 2: Caractéristiques des éléments du capteur muni des chicanes

Boîtier en bois			
Longueur	1,93 m	Epaisseur	0,0006 m
Largeur	0,935 m	Absorptivité	0,95
Espace (absorbeur-vitrage)	0,04 m	Emissivité	0,95
Epaisseur de passage du fluide	0,02 m		
Chicanes (tôle galvanisée)			
Epaisseur	0,001 m	Pas entre deux chicanes	0,1 m
Longueur	0,1 m	Nombre de rangées	8
Angle de déviation	30°	Conductivité thermique	200 W/mK
Hauteur d'une chicane	0,02 m	Surface totale	0,352 m ²
Isolant en polystyrène expansé			
Conductivité thermique	0,038W/mK	Epaisseur	0,040 m
Couverture en verre			
Epaisseur	0,004 m	Réflectivité	0,1
Nombre de plaque	1	Absorptivité	0,06
Emissivité	0,93	Transmittivité	0,84

3. FORMULATION MATHÉMATIQUE

En négligeant la puissance stockée par les composants du capteur, le bilan énergétique s'écrit:

$$Q_a = Q_u + Q_p \tag{1}$$

Le rendement optique prend la forme:

$$\eta_0 = \frac{Q_a}{A_c \times \Phi_g} \quad (2)$$

Avec, $\Phi_g = \Phi_d + \Phi_{dif}$ (3)

Le rendement thermique est donné par la formule suivante:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_a} \quad (4)$$

Sa détermination nécessite la connaissance de tous les échanges qui interviennent dans le capteur, ainsi que du rayonnement global reçu par celui-ci.

3.1 Modélisation d'un capteur plan à air

Pour procéder à la modélisation d'un capteur solaire plan à air, diverses démarches existent. Généralement, moyennant certaines hypothèses, on obtient des formules plus simples en admettant notamment qu'on soit en régime permanent.

C'est la démarche suivie par Hotell *et al.*, appelé la méthode globale, qui a été adoptée dans notre travail. Cette approche néglige les effets transitoires, mais constitue un outil commode pour un calcul de conception.

Ce choix se justifie par le fait que:

- le nombre d'inconnues se réduit, lorsqu'on suppose que le régime est permanent et que les éléments du capteur se trouvent chacun à une température moyenne constante.
- les équations du bilan thermique deviennent plus simples à manipuler du fait de la négligence des effets transitoires.
- les simplifications permettent la réduction du nombre de boucle, lors de l'écriture de code de calcul.
- les résultats peuvent être obtenus rapidement en raison de la diminution du nombre d'itérations.

Après calcul, la température du fluide à la sortie du capteur sera donnée par:

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{A \times Q_u}{\dot{m} \times C_p} = T_{fe} + \frac{A \times F_R \times ((\tau_v \times \alpha_n) \times \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a))}{\dot{m} \times C_p} \quad (5)$$

Le coefficient de transfert est donné par:

$$F_R = \frac{\dot{m} \times C_p}{A \times U_L} \times \left(1 - \exp \left(- \frac{A \times F' \times U_L}{\dot{m} \times C_p} \right) \right) \quad (6)$$

3.1.1 Modélisation des coefficients d'échanges thermiques

a- Echange thermique par rayonnement

L'échange thermique par rayonnement existe entre:

- la face extérieure de la vitre du capteur et la voûte céleste;
- la face intérieure de la vitre et l'absorbeur;

- l'absorbeur, les chicanes et la plaque métallique placé sur l'isolant;
- le capteur solaire et le sol.

Table 3: Coefficients d'échange par rayonnement

Milieu d'échange	Coefficients d'échanges thermiques par rayonnement
Entre la vitre et la voûte terrestre	$h_{r-v,c} = \frac{1}{2} \times \sigma \times \epsilon_v \times (1 - \cos \beta) \times (T_v + T_c) \times (T_v^2 + T_c^2)$
Entre la vitre et la voûte terrestre	$h_{r,p-v} = \frac{\sigma \times (T_v + T_p) \times (T_v^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{p-v}} - 1}$
Entre la vitre et le sol	$h_{r,v-s} = \sigma \times \epsilon_v \times \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) \times (T_v + T_s) \times (T_v^2 + T_s^2)$
Entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant	$h_{r,p-m} = \frac{\sigma \times (T_m + T_p) \times (T_m^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\epsilon_{v-m}} + \frac{1}{\epsilon_m} - 1}$
Entre la face arrière du capteur et le sol	$h_{r,is-s} = \frac{1}{2} \times \sigma \times \epsilon_v \times (1 + \cos(\pi - \beta)) \times (T_{is} + T_s) \times (T_{is}^2 + T_s^2)$

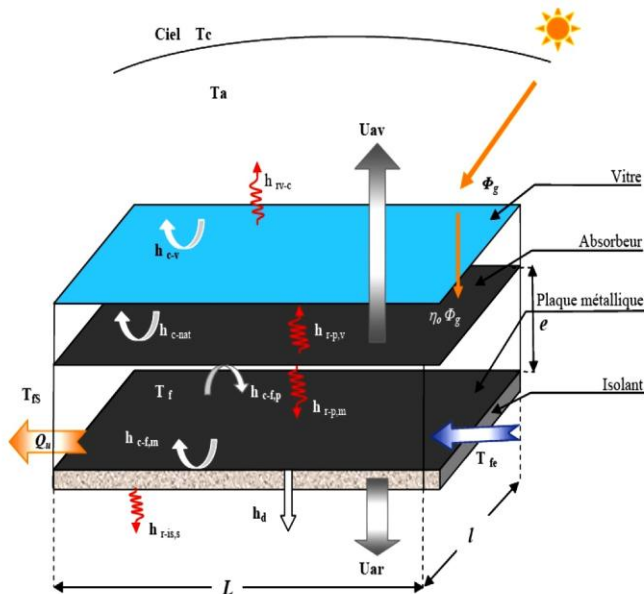


Fig. 2: Représentation schématique des transferts thermiques

b- Echange thermique par conduction

Les coefficients de transfert de chaleur par conduction à travers la vitre, l'isolant et le support arrière du capteur seront donnés par:

$$h_{d-i} = \frac{\lambda_i}{e_i} \quad (7)$$

avec, i , l'indice du milieu.

c- Echange thermique par convection

C'est la relation développée par Mc. Adams *et al.*, qui est retenue pour le calcul de l'échange thermique par convection dû au vent, celle-ci intervient dans le transfert à l'avant et à l'arrière du capteur.

$$h_{C-V} = 5,67 + 3,86 \times V_V \quad (8)$$

L'espace délimité par la vitre et l'absorbeur du capteur est occupé par une lame d'air dans laquelle existent des mouvements de convection naturelle. Le coefficient d'échange de chaleur par conduction-convection naturelle s'écrit:

$$h_{C-nat} = 1,42 \times \left(\frac{(T_p - T_{ab}) \times \sin\beta}{L} \right)^{1/4} \quad (9)$$

Dans la veine d'écoulement, l'échange de chaleur par convection est tributaire de la nature même de l'écoulement d'air, ainsi que de la nature des parois et des obstacles rencontrés tout au long de l'écoulement. Le coefficient d'échange de chaleur par convection dans tous les cas est donné par l'équation:

$$h_{c-f,p} = \frac{Nu \times k_f}{D_H} \quad (10)$$

Avec, $Nu = \frac{J}{Re \times Pr^{1/3}}$, pour $120 < Re < 10000$

$$D_H = \frac{4 \times a \times b \times X_{ch}}{2 \times (a \times X_{ch} + b \times X_{ch} + a \times c) + b \times c}$$

3.1.2 Calcul des pertes thermiques

Les pertes thermiques du capteur solaire plan vers le milieu ambiant extérieur sont données par:

$$Q_p = U_L \times (T_{pm} - T_a) \quad (11)$$

Elles peuvent être divisées en trois parties, avant, arrière et latérales, soit:

$$Q_p = Q_{p1} + Q_{p2} + Q_{p3}$$

• Hypothèses simplificatrices

Pour accéder à l'évaluation des pertes thermiques, on retiendra les hypothèses suivantes:

- Le régime est supposé permanent, $(\partial T_i / \partial t) = 0$.

- La puissance absorbée par la vitre du capteur est supposée négligeable devant la puissance absorbée par l'absorbeur, soit $Q_V \ll Q_a$.
- Les températures sont supposées homogènes sur toute la surface pour chaque élément du capteur.
- La température de l'absorbeur et la température de la plaque métallique est identique, $T_P = T_{PL}$.
- Les pertes thermiques latérales sont négligeables.
- $Q_{P3} \ll Q_{P1} + Q_{P2}$.

● **Pertes thermiques vers l'avant du capteur**

Klein [6] propose l'expression empirique suivante:

$$U_{AV} = \left\{ \frac{N_C}{\frac{c}{T_{pm}} \times \left(\frac{T_{pm} - T_a}{N_C + f} \right)^{0.33} + \frac{1}{h_{C-V}}} \right\}^{-1} + \frac{\sigma \times (T_{pm} + T_a) \times (T_{PM}^2 + T_a^2)}{\left(\varepsilon_{p\beta} + 0,0591 \times N_C \times h_{C-V} \right)^{-1} + \frac{2 \times N_C + f - 1 + 0,133 \times \varepsilon_{p\beta}}{\varepsilon_{v\beta}} - N_C} \tag{12}$$

avec, $C = 520 (1 - 0,000051 \times \beta^2)$, où $0 < \beta < 90^\circ$

Le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent est donné par:

$$f = \left(1 + 0,089 \times h_{C-V} - 0,1166 \times h_{C-V} \times \varepsilon_{p\beta} \right) \times \left(1 + 0,07866 \times N_C \right)$$

Cette expression est valable pour les conditions précisées ci-dessous:

$$\begin{cases} 47^\circ\text{C} < T_{pm} < 147^\circ\text{C} \\ -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C} \\ V_v < 10 \text{ m/s} \end{cases} \quad \begin{cases} 0,1 < \varepsilon_{v\beta} < 0,95 \\ 1 < N_C < 3 \\ 0 < \beta < 90^\circ \end{cases}$$

● **Pertes thermiques vers l'arrière du capteur**

L'expression traduisant le coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur solaire est:

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{e_{pl}}{K_{pl}} + \frac{e_{pol}}{K_{pol}} + \frac{e_b}{K_b} + \frac{1}{h_{C-V}}} = \frac{1}{h_d + \frac{1}{h_{C-V}}} \tag{13}$$

$$h_d = \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i}$$

3.2 Rendement global des chicanes

Le coefficient d'échange convectif entre la plaque métallique et le fluide caloporteur est précédé d'un facteur multiplicateur appelé le rendement global des ailettes.

Ce facteur est noté ‘ F_m ’, et tient compte de la surface d’échange supplémentaire des chicanes. Il est donné par:

$$F_m = 1 - \frac{N_a \times A_a}{A_t} \times (1 - \eta_a) \tag{14}$$

où, $A_a = X_{ch} \times (2 \times I_a + e_a)$ et $A_t = L \times I + 2 \times N_a \times X_{ch} \times I_a$

Le rendement d’une ailette a pour expression:

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \times L_c)}{m \times L_c} \tag{15}$$

L’expression de la densité de flux de chaleur q' échangée entre la paroi avec ailettes et l’air en mouvement s’écrit:

$$q' = h_{C-pl,f} \times \eta_0 \times A_t \times \Delta T_a \tag{16}$$

3.3 Evaluation du diamètre hydraulique D_H de la veine d’écoulement fluide

Le diamètre hydraulique de la veine d’écoulement du fluide du capteur solaire plan est défini par:

$$D_H = \frac{4 \times \text{section de passage}}{\text{périmètre mouillé}} = \frac{4 \times A_f}{P} = \frac{2 \times (l \times e - N_{rg} \times c \times a)}{l + e + N_{rg} \times a} \tag{17}$$

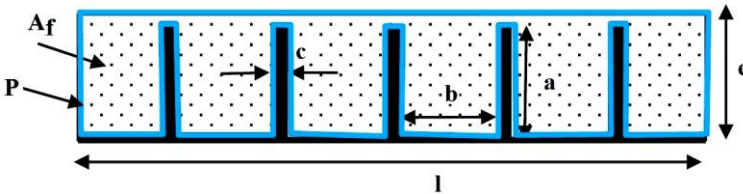


Fig. 3: Vue en coupe droite (de face) d’une rangée de chicanes longitudinales

4. RESULTATS ET DISCUSSION

Dans une première étape, nous allons comparer deux capteurs similaires, l’un est simple et l’autre est muni de 8 rangées de chicanes (Fig. 4). Dans une seconde étape, nous allons étendre l’étude à d’autres cas, où nous allons augmenter le nombre des rangées de chicanes. L’ensemble des résultats seront présentés en fonction du temps.

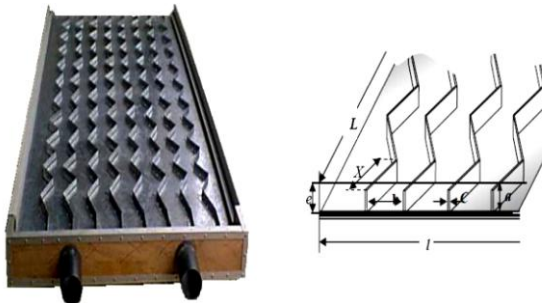


Fig. 4: Caractéristiques géométriques de chicanes longitudinales

4.1 Evolution du rayonnement solaire

Les courbes de la figure 5 présentant l'évolution des composantes incidente, diffuse et globale du rayonnement solaire pour la journée considérée. L'intensité lumineuse incidente (directe) augmente progressivement jusqu'à atteindre sa valeur maximale à midi. Une similitude entre les deux courbes théorique et expérimentale avec un écart maximum inférieur à 10 % est enregistrée.

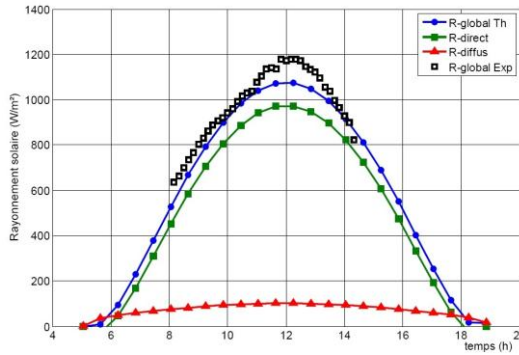


Fig. 5: Evolution du rayonnement solaire global en fonction du temps

4.2 Influence de l'adjonction des chicanes sur les performances de capteur solaire

D'après les représentations graphiques (Fig. 6 et Fig. 7), nous remarquons que l'adjonction des chicanes a apporté une augmentation remarquable aux performances de capteur qui est d'environ 27 % vers midi. Cette amélioration s'explique par :

- L'augmentation de la surface d'échange convectif: cette augmentation représente 20 % de la surface totale de l'absorbeur. Cependant, en plus de la surface d'échange avec le fluide caloporteur, de l'absorbeur, on dispose d'une autre surface d'échange composée de plusieurs petites surfaces placées verticalement dans le sens de l'écoulement de l'air.

Par conséquent, le coefficient d'échange convectif entre la plaque métallique et le fluide caloporteur est précédé d'un facteur multiplicateur noté ' F_m ', qui tient compte de cette surface d'échange supplémentaire des chicanes.

- La présence des chicanes change la nature de l'écoulement par la création des tourbillons, chose qui favorise l'échange thermique.

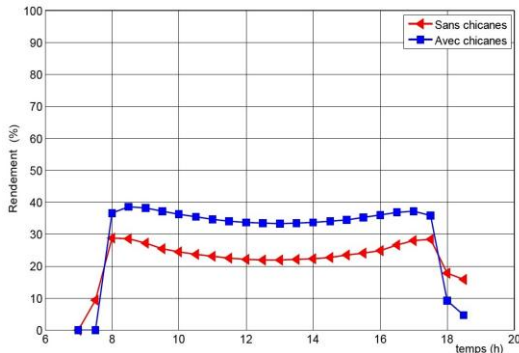


Fig. 6: Influence de l'adjonction des chicanes sur rendement thermique

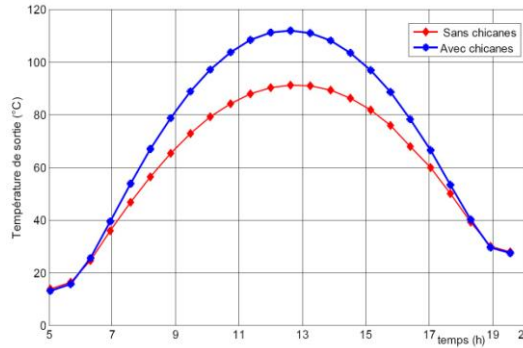


Fig. 7: Influence de l'adjonction des chicanes sur la température de sortie

4.3 Influence de l'augmentation de nombre de rangée de chicanes

Pour étudier l'influence de l'augmentation de nombre de chicanes sur le rendement thermique de capteur, on fait varier le nombre des rangées de chicane noté 'Ran' de 7, 8, 9 et 10 rangées, ce qui engendre une variation de pas relatif entre deux rangées notées 'bch' de 11, 10, 9 et 8 cm respectivement (Fig. 4).

Les résultats de simulation présentés sur la figure 8 illustrent bien que l'augmentation de nombre de chicanes correspond à une nette amélioration de rendement. Notons que vers midi, temps solaire vrai, le rendement passe de 25 % pour 7 rangées à 27 %, pour 8 rangées, puis à 29 % pour 9 rangées et atteindre 32 % pour 10 rangée, une croissance de rendement de 2 % en moyenne à chaque addition d'un rangée.

L'explication de cette amélioration se réfère principalement à. deux paramètres

- le premier est la surface d'échange de chaleur, l'ajout d'une rangée de chicane correspond à une augmentation de $(0,088 \text{ m}^2)$ du contact air-absorbeur, soit 4,4 % de la surface d'absorbeur.
- le deuxième est la section de passage de l'aire, qui se réduit en augmentant le nombre des rangées des chicanes.

Le premier paramètre agit directement sur le coefficient d'échange thermique entre l'absorbeur et l'air ' $h_{c-f,p}$ ', et ce dernier dépend du nombre de Reynolds 'Re'. On déduit que l'augmentation de nombre de chicane entraîne celle du 'Re' et du ' $h_{c-f,p}$ ', donc plus l'écoulement est turbulent et plus le rendement est meilleur.

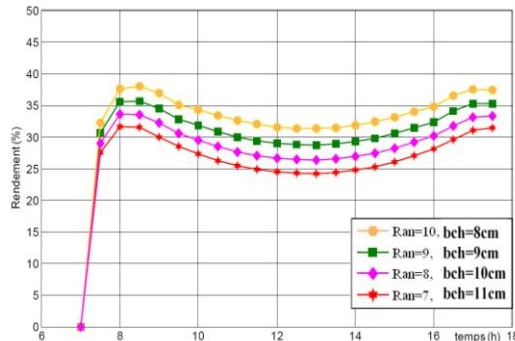


Fig. 8: Evolution du rendement pour différents nombres de chicane

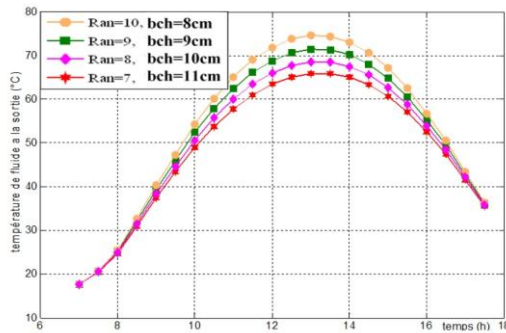


Fig. 9: Température de sortie pour différents nombres de chicane

Pendant les heures d'ensoleillement, les courbes de la figure 8 présentant une décroissance lors de la croissance de rayonnement global. Cette inversion se justifie par l'augmentation des pertes thermiques au fur et à mesure que le rayonnement global incident augmente.

Pour les mêmes raisons précédentes, la température de sortie s'améliore, on note qu'elle subit vers 13 h une augmentation de 10 °C en comparant un capteur équipé de 7 rangées et un autre de 10 rangées (Fig. 9).

5. CONCLUSION

A travers ce parcours, nous avons contribué à l'étude de l'influence des chicanes sur les performances thermiques d'un capteur solaire plan à air muni de plusieurs rangées de chicanes longitudinales placées au-dessous de l'absorbeur.

On a utilisé la méthode suivie par Hottel *et al.*, très répandue dans la modélisation des capteurs solaires. A l'issue des résultats théoriques obtenus à partir du code de calcul élaboré, on a conclu que l'adjonction des chicanes disposées dans la veine d'air mobile a donné une amélioration remarquable dans le rendement thermique, ainsi que la température de l'air à la sortie du capteur.

Les quantités de chaleur récupérée par l'air en léchant l'absorbeur dépendent des bonnes performances de capteur. Ces résultats numériques peuvent nous donner une idée claire sur l'augmentation d'échange thermique qu'apporte l'adjonction des chicanes dans la veine d'air mobile.

NOMENCLATURE

A_c : Surface de captation, m^2

a_{ch} , b_{ch} , ε : Caractéristiques géométriques des chicanes, m

C_p : Chaleur massique, J/kgK

D_h : Diamètre hydraulique, m

e : Epaisseur de la veine d'air mobile, m

e_i : Epaisseur du milieu d'indice i , m

l : Largeur du capteur plan à air, m

N : Nombre de vitrages du capteur solaire à air

L : Longueur du capteur plan à air, m

Q_a : Puissance solaire absorbée, W

Q_u : Puissance utile récupérée par le fluide caloporteur, W

η : Rendement instantané, %

- Q_{p1} : Puissance perdue vers les faces avant et arrière du capteur, W
 F' : Coefficient d'efficacité local de transfert
 F_R : Coefficient global de transfert
 \dot{m} : Débit massique de l'air, kg/h
 G_c : Débit massique de l'air par unité de surface de captation, $\text{Kg/s}^2\text{m}^2$
 h : Coefficient de transfert global à travers les parois isolantes du capteur, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{c\text{-nat}}$: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et la vitre, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{c\text{-p,f}}$: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{r\text{-v,c}}$: Coefficient d'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{r\text{-p,m}}$: Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 h_r : Coefficient de transfert radiatif, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 T_p : Température de la plaque placée dans la veine d'air mobile du capteur, °C
 T_{fe} : Température de l'air à l'entrée du capteur, °C
 T_n : Température moyenne Absorbeur, °C
 T_c : Température équivalente de la voûte céleste, °C
 U_b : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 U_L : Coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant, $\text{W/m}^2\text{K}$
 V_f : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile du capteur plan, m/s
 V_v : Vitesse du vent, m/s
 ε_i : Emissivité du milieu d'indice i
 Φ_g : Flux global de rayonnement solaire reçu par le capteur plan à air, W/m^2
 μ_i : Viscosité cinématique, m^2/s
 Φ_{dir} : Flux du rayonnement solaire direct
- Q_s : Puissance stockée sous forme de chaleur dans les éléments du capteur, W
 ε_i : Emissivité du milieu d'indice i
 Q_{p2} : Puissance perdue sous forme de chaleur par l'arrière du capteur, W
 t : temps, s
 Q_p : Puissance perdue vers la face avant et arrière du capteur, W
 $h_{r\text{-v,s}}$: Coefficient d'échange radiatif entre la couverture vitrée du capteur et le sol, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 h_d : Coefficient d'échange par conduction à travers les couches isolantes, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{c\text{-m,f}}$: Coefficient d'échange convectif entre la plaque métallique et le fluide, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{r\text{-p,v}}$: Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{r\text{-is,s}}$: Coefficient d'échange radiatif entre l'isolant et le sol, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 $h_{c\text{-v}}$: Coefficient d'échange convectif dû au vent, $\text{W/m}^2\text{.K}$
 T_a and T_{ab} : Température ambiante, °C
 T_f : Température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur, °C
 T_v : Température de la couverture vitrée, °C
 T_{fs} : Température de l'air à la sortie du capteur, °C
 U_t : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de l'absorbeur, $\text{W/m}^2\text{K}$
 U_{t1} : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de la couverture vitrée, $\text{W/m}^2\text{K}$
 Nu : Nombre de Nusselt
 Re : Nombre de Reynolds
 β : Angle d'inclinaison du capteur
 ρ_f : Masse volumique de l'air, kg/m^3
 Φ_t : Flux transmis par unité de surface à travers le vitrage, W/m^2
 ν_f : Viscosité dynamique, kg/m.s
 Φ_r : Rayonnement directement réfléchi vers

	reçu par le capteur, W/m^2	le milieu ambiant extérieur, W/m^2
λ_i :	Conductivité thermique du milieu d'indice i , W/mK	τ_v : Transmittivité du vitrage
τ :	Transmittivité totale directionnelle du vitrage	σ : Constante de Stephan-Boltzmann, $W/m^2.K^4$
η_0 :	Rendement optique, %	η_g : Rendement global, %

REFERENCES

- [1] S. Bahria, 'Influence de la Pose de Chicanes sur le Rendement d'un Capteur Solaire Plan à Air', Thèse de Magister, USTHB, 2010.
- [2] N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami and J.Y. Desmons, 'Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins', Renewable Energy, Vol. 29, N°13, pp. 2053 - 2064, 2004.
- [3] S. Youcef-Ali and J.Y. Desmons, 'Numerical and Experimental Study of a Solar Equipped with Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plate', Renewable Energy, Vol. 31, N°13, pp. 2063 - 2075, 2006.
- [4] A. Moumami, N. Moumami, N. Chouchane et M.T. Bouziane, 'Optimisation des Performances Thermiques des Capteurs Solaires Plans à Air par Introduction de Plusieurs Rangées d'Ailettes dans la Veine d'Air Mobile', Journées d'Etudes Nationales de Mécanique, JENM 05, Ouargla, 15 – 16 Mars 2005.
- [5] K. Aouès, N. Moumami, A. Moumami, M. Zellouf, A. Labed et E. Achouri, 'Etude de l'Influence des Rugosités Artificielles sur les Performances Thermiques des Capteurs Solaires Plans à Air', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°2, pp. 219 – 227, 2008.
- [6] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', Second Edition, New York, Wiley, 1991.
- [7] A. Ucar and M. Inalli, 'Thermal and Exergy Analysis of Solar Air Collectors with Passive Augmentation Techniques', Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, N°10, pp. 1281 – 1290. 2006.
- [8] A. Zerrouki, B. Tedjiza et N. Saïd, 'Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 5, N°5, pp. 49 – 58, 2002.
- [9] A. Labed, N. Moumami, K. Aouès, M. Zellouf et A. Moumami, 'Etude Théorique et Expérimentale des Performances d'un Capteur Solaire Plan à Air Muni d'une Nouvelle Forme de Rugosité Artificielle', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 12, N°4, 551 – 561, 2009.
- [10] A. Hachemi, 'Comparative Study on the Thermal Performances of Solar Air Heater Collectors with Selective and Non-Selective Absorber-Plate', Renewable Energy, Vol. 17, N°1, pp. 103 - 112, 1999.
- [11] M.A. Karim and M.N.A. Hawlader, 'Performance Investigation of Flat Plate, V-Corrugated and Finned Air Collectors', Energy, Vol. 31, N°4, pp. 452 - 470, 2006.