

Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra

K. Aoues*, N. Moummi, M. Zellouf,
A. Moummi, A. Labeled, E. Achouri et A. Benchabane

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

(reçu le 25 Mars 2009 - accepté le 21 Juin 2009)

Abstract - This paper presents the results of an experimental investigation of the performance of a flat plate air solar collector outfitted with artificial roughness of different forms and different arrangements. A complete collector test facility equipped with data acquisition system has been assembled and tested for this purpose. A flat plate solar collector, of 1.74 m² area has been designed and constructed. The adapted artificial roughness unit is structured from fin galvanized metal. Four configurations with two forms (model-1 and model-2) of artificial roughness and two arrangements (A and B) are combined (A1, A2, B1 and B2) and tested. The flat plate air solar collector was mounted on a stand facing south at an inclination angle, and they were tested in the environmental conditions. The experimental setup was instrumented for the measurement of solar radiation, ambient temperature, outlet and inlet air temperature, air flow rate and wind velocity.

Résumé - Nous présentons dans cet article, une série de tests expérimentaux menés sur un capteur solaire plan, d'une surface de captation de 1.74 m², conçu au laboratoire et expérimenté dans la région de Biskra. L'installation expérimentale complète comprend la mesure du rayonnement solaire global, la vitesse du vent, le débit d'air et les températures ambiante et de l'air à l'entrée et à la sortie. Afin d'optimiser les performances thermiques, le capteur a été garni dans sa veine d'air dynamique de rugosités artificielles de différentes formes (model-1 et model-2) et différents arrangements (A et B). Le capteur solaire a été orienté face au sud, incliné d'un angle égale à la latitude de Biskra et soumis aux conditions environnementales. Ainsi, cette étude comparative a abouti au choix d'une configuration, parmi les quatre étudiées, permettant d'obtenir le meilleur rendement du capteur.

Mots clés: Capteur solaire plan à air - Transfert thermique - Convection forcée - Rugosités artificielles.

1. INTRODUCTION

Les applications thermiques de l'énergie solaire, telles que le dessalement, le séchage des produits agro alimentaires et le chauffage des habitations ou de l'eau sanitaire, exigent de la part des collecteurs des rendements élevés.

Cette performance peut être atteinte en optimisant d'une part, les coefficients de transfert convectifs entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur et d'autre part, en réduisant les pertes thermiques à travers les différents composants du capteur solaire.

* aoues_kamel@yahoo.fr

Dans le but de contribuer en majeure partie à l'optimisation des performances de ces systèmes, on introduit dans la veine d'air mobile des obstacles métalliques minces assimilés à des rugosités artificielles dites chicanes. L'emplacement de ces rugosités artificielles, sous différentes formes et géométries sur la surface d'échange entre l'air et l'absorbeur a été recommandé par plusieurs chercheurs [1-5].

Le rôle de ces rugosités artificielles est résumé dans un double aspect favorisant le transfert thermique au fluide caloporteur: i) elles permettent de rendre l'écoulement turbulent à proximité de la plaque chaude, ii) et prolongent le parcours du fluide caloporteur.

De nombreuses études ont été menées afin de valoriser l'effet des différentes géométries des rugosités artificielles sur le transfert thermique et le facteur de frottement dans la veine d'air mobile.

Nous citons ici quelques exemples types [6-11].

Prasad *et al.* [6] ont utilisé un fil de petit diamètre dans un capteur solaire à air pour augmenter le taux de transfert.

Ye-Di Liu *et al.* [7] ont pu perfectionner l'échange thermique dans un capteur solaire à air en fixant les surfaces d'obstacles sur la plaque absorbante.

Ouard [8] a dédié son travail de thèse de doctorat à l'optimisation des formes et des dispositions des obstacles dans la veine dynamique d'air.

De même, Moummi *et al.* [9] et Youcef-Ali *et al.* [10] ont présenté une analyse assez explicite du bilan énergétique d'un capteur solaire plan à air muni de rangées des obstacles minces.

Par ailleurs, nous avons montré dans un travail antérieur [11], à travers une étude théorique, que les rugosités artificielles de forme cylindrique peuvent apporter une amélioration remarquable sur les performances thermiques d'un capteur solaire plan à air.

Ainsi, nous présentons dans le présent article, une analyse théorique et une étude expérimentale sur un capteur solaire plan à air. Le canal d'écoulement d'air est garni d'un ensemble de rangées d'obstacles minces soudées sur la plaque arrière placée sur l'isolant. Le but est: i) de mettre en évidence l'influence de la géométrie de passage du fluide caloporteur sur les performances thermiques du capteur solaire et ii) d'aboutir aux meilleures formes et dispositions d'obstacles.

2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le capteur solaire étudié est conçu et réalisé au laboratoire. Il s'agit d'un capteur plan à air à simple passe d'une surface de captation égale à $1,74 \text{ m}^2$, d'une longueur $L_c = 1.95 \text{ m}$ et d'une largeur $l_c = 0.89 \text{ m}$, (Fig. 1).

Nous résumons les principaux composants du capteur comme suit:

- Une seule couverture transparente de verre d'épaisseur 5 mm.
- Une plaque absorbante mince en acier galvanisé peinte en noir mat avec une épaisseur de 0.4 mm.
- La hauteur entre la couverture transparente et la plaque absorbante est égale à 25 mm.

- La veine d'air dynamique d'une hauteur de 25 mm est comprise entre la plaque absorbante (corps noir) et une plaque inférieure en acier galvanisé placée sur l'isolant.
- L'isolation arrière est assurée grâce à une feuille de polystyrène de 40 mm d'épaisseur et puis elle est assurée également par le boîtier en bois de 5 mm d'épaisseur.

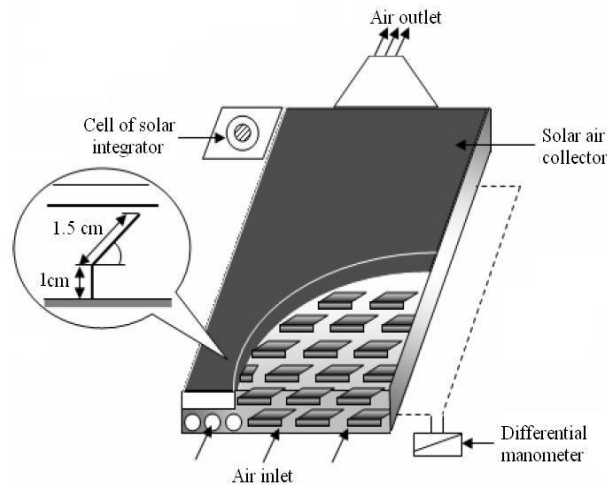


Fig. 1: Schéma du dispositif expérimental

En outre, la veine d'air dynamique est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement sur la plaque inférieure placée au-dessus de l'isolant (Fig. 1). Ces obstacles ont deux formes différentes (model-1 et model-2) où la différence entre les deux réside dans la partie inclinée d'angle α , respectivement égale à 60° et 120° (Fig. 2).

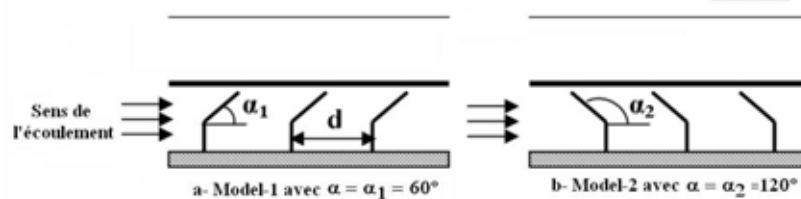


Fig. 2: Schéma descriptif des chicanes

Ainsi, ces obstacles ont été mis en place et espacés d'une distance (d) suivant deux configurations, A et B, respectivement à $d = 10$ et $d = 5$ cm (fig. 2). Les deux configurations, A et B, se différencient donc par le nombre de rangées (de chicanes), respectivement égale à 152 et 256 chicanes.

3. ANALYSE THEORIQUE

Les capteurs solaires fonctionnent dans les états équilibrés (régime thermique établi). Dans ces conditions, les performances d'un capteur solaire sont décrites par le bilan énergétique global suivant:

$$\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p + \varphi_{st} \quad (1)$$

En négligeant l'énergie thermique stockée dans les différents composants du capteur (inertie thermique), on obtient:

$$\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p \quad (2)$$

La quantité d'énergie utile à l'échauffement du fluide caloporteur extraite de la chaleur récupérée par un capteur solaire peut être exprimée par:

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

En introduisant le coefficient de pertes totales vers la face avant du collecteur U_L (pertes entre l'absorbeur et l'air ambiant), le gain d'énergie utile fourni par le collecteur peut être exprimé par [12].

$$Q_u = S_{abs} \cdot F_R \cdot (I_G (\tau_v \alpha_{abs}) - U_L (T_{fe} - T_a)) \quad (4)$$

Où, F_R est le facteur de conductance de l'absorbeur donné par:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{S_{abs} \cdot U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' \cdot U_L \cdot S_{abs}}{\dot{m} \cdot C_p}\right) \right] \quad (5)$$

Le coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur F' et le coefficient de pertes totales U_L sont obtenus à partir des bilans énergétiques de l'absorbeur, du fluide caloporteur et de la plaque absorbante:

$$F' = \frac{h_{abs-f} (U_b + S_{sup} \cdot h_{rabs-pl} + h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f})}{(U_t + h_{rabs-pl} + h_{abs-f}) \cdot (U_b + S_{sup} \cdot h_{abs-f} + h_{rabs-pl}) - h_{rabs-pl}^2} \quad (6)$$

$$U_L = \frac{(U_t + U_b) (S_{sup} \cdot h_{abs-f}^2 + h_{abs-f} \cdot h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{rabs-pl} \cdot h_{rabs-pl}) + U_b U_t (S_{sup} + 1) \cdot h_{abs-f}}{h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f} U_t + S_{sup} \cdot h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} h_{abs-f}^2} \quad (7)$$

Où, le facteur S_{sup} représente la surface d'échange thermique supplémentaire des rugosités artificielles, qui sont supposées à la température de la plaque arrière, tel que:

$$S_{sup} = 1 + \frac{S_{ch}}{S_{abs}} \quad (8)$$

Dont S_{ch} représente la surface totale des chicanes, calculée comme suit:

$$S_{ch} = n_l \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (9)$$

Pour une ou plusieurs couvertures, l'équation donnée ci-dessous est employée pour le calcul de U_t [12].

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{abs}} \left[\frac{(T_{abs} - T_a)}{(N+f)} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma \cdot (T_{abs} + T_a) \cdot (T_{abs}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_{abs} + 0,00591 \cdot N h_w)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\varepsilon_{abs}-N}{\varepsilon_v}} \right] \quad (10)$$

$$\text{où: } f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \varepsilon_{abs}) \cdot (1 + 0.07866 N)$$

$$C = 520 \left(1 - 0.000051 \beta^2 \right)$$

$$e = 0.430 \left(\frac{1-100}{T_{abs}} \right)$$

Pour $0 < \beta < 90^\circ$, le coefficient des pertes à l'arrière du collecteur est donné par:

$$U_b = \left(\frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \right) \quad (11)$$

Le rendement du capteur solaire, définie comme étant le rapport entre la quantité d'énergie utile récupérée et le rayonnement global incident, est donné par:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_G \cdot S_{abs}} \quad (12)$$

qui s'écrit:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot C_P (T_{fs} - T_{fe})}{I_G \cdot S_{abs}} \quad (13)$$

A partir des équations (12) et (4), on obtient:

$$\eta = F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs}) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_G} \quad (14)$$

Les termes $F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs})$ et $F_R U_L$ sont deux quantités très significatifs pour l'utilisation du modèle pratique simple du collecteur solaire. Elles représentent respectivement le taux d'énergie absorbée et le taux d'énergie perdue.

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la plaque absorbante et la plaque inférieure placée sur l'isolant arrière est donné par [14] :

$$h_r = \frac{\sigma (T_{abs} - T_{pl}) \cdot (T_{abs}^2 + T_{pl}^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1 \right)} \quad (15)$$

En ce qui concerne la convection forcée, le coefficient moyen de transfert thermique est calculé comme suit:

$$h_{\text{abs-f}} = h_{\text{pl-f}} = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{D_h} \quad (16)$$

Où le nombre de Reynolds est donné par:

$$\text{Re} = \frac{V_f \cdot D_h}{\nu_f} \quad (17)$$

La vitesse moyenne est:

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f S_f} \quad (18)$$

La section du canal d'écoulement garni de chicanes est calculée comme suit:

$$S_f = l_c \cdot e - n_2 \cdot (a_{\text{ch}} \cdot b_{\text{ch}}) \quad (19)$$

Le diamètre hydraulique est donnée par:

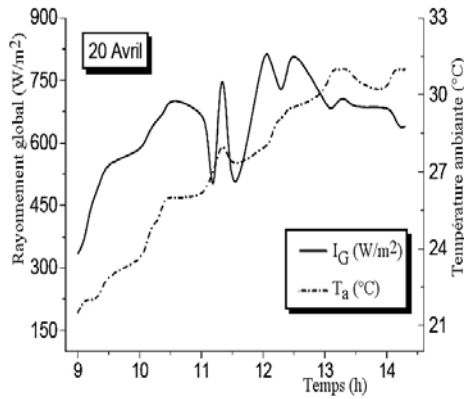
$$D_h = \frac{4 \cdot [(l_c \cdot e) - n_1 \cdot (a_{\text{ch}} \cdot b_{\text{ch}})]}{2 \cdot (l_c + e) + (n_2 - l_c) \cdot a_{\text{ch}}} \quad (20)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

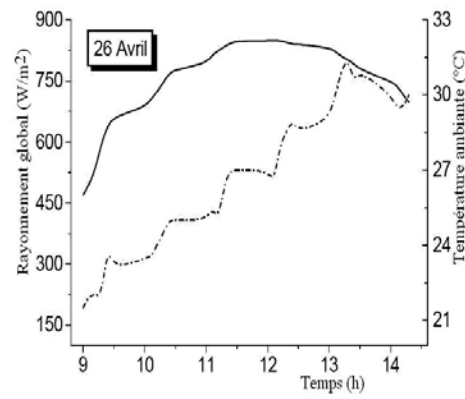
Dans une série d'expériences entreprises au laboratoire de génie mécanique à l'université de Biskra, des résultats expérimentaux ont été obtenus à partir des tests réalisés sur les quatre configurations proposées.

La figure 3 illustre l'évolution de l'ensoleillement global I_G et de la température ambiante T_a durant les quatre journées des mesures prises (20 Avril, 26 Avril, 13 Mars et 04 Juin 2008). Pour ces quatre journées, nous avons testé les 4 configurations proposées (configuration A1, A2, B1 et B2) avec un débit fixe $G = 149.74 \text{ kg/h}$.

Les résultats obtenus montrés sur la figure 3 sont données pour une inclinaison du capteur $\beta = 34.8^\circ$.



Configuration A1



Configuration A2

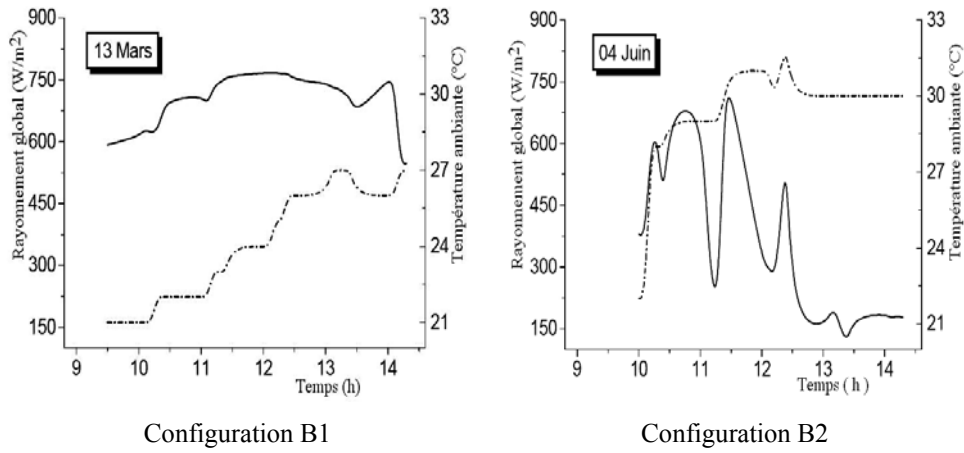
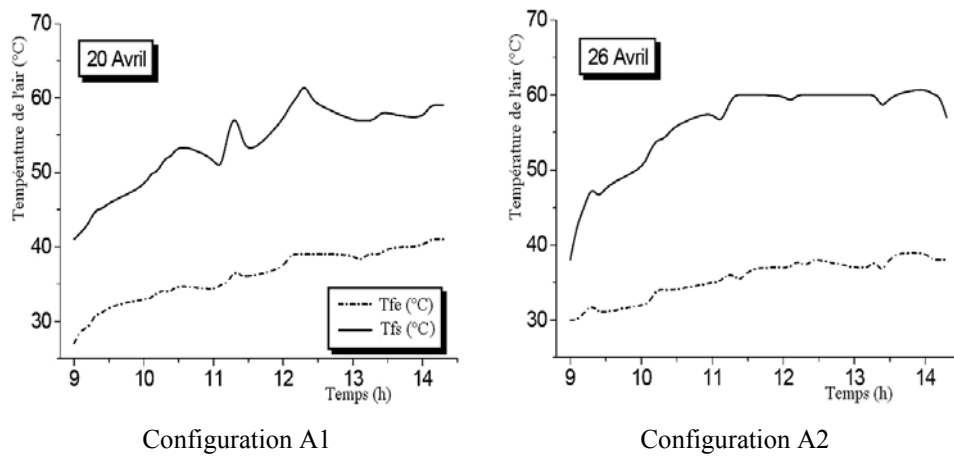


Fig. 3: Evolution du rayonnement global et de la température ambiante en fonction du temps

Dans la figure 4, sont données les courbes relatives à l'évolution de la température de l'air à l'entrée T_{fe} et à la sortie du capteur T_{fs} pour les quatre configurations étudiées durant les quatre journées des tests.

Nous remarquons que l'évolution de ces deux paramètres est très sensible à la variation de l'ensoleillement et que par conséquent l'inertie thermique du collecteur ne compense pas les chutes dues aux fluctuations du rayonnement solaire incident.



L'écart entre la température à l'entrée et celle à la sortie du collecteur traduit pour les configurations étudiées l'énergie extraite en fonction de l'intensité du rayonnement global incident. Cet écart est conservé tant que le rayonnement incident existe.

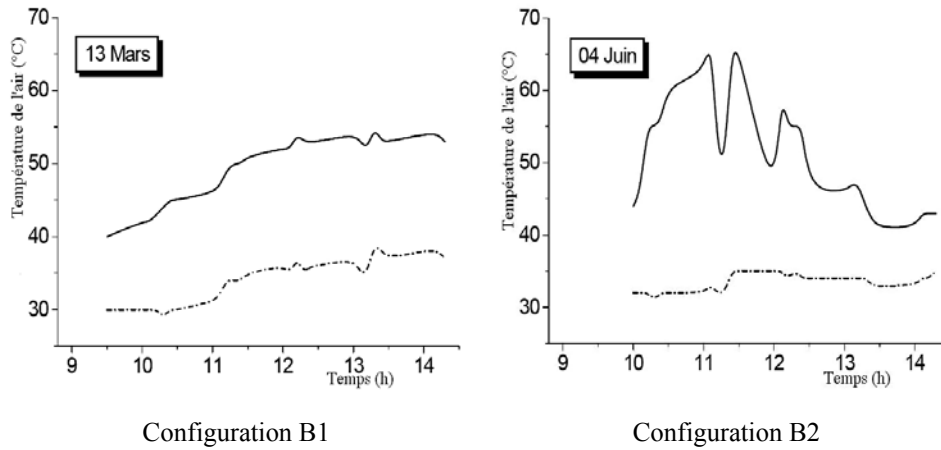


Fig. 4: Evolution de la température de l'air à l'entrée et à la sortie du capteur en fonction du temps

Le **Tableau 1**, regroupe quelques valeurs des mesures et résultats des calculs pour les quatre configurations étudiées.

Tableau 1: Données expérimentales et résultats des calculs

Conf.	Temps (h)	I_G (W/m ²)	T_a (°C)	T_{fe} (°C)	T_{fs} (°C)	$\frac{(T_{fe} - T_{fs})}{I_G}$	η (%)
A1	11h40	738	28	36	55	0.0108	56.06
A2	10h30	746	24.5	34	54	0.0127	55.67
B2	11h30	743	23	34e	50	0.0148	55.11
B1	11h50	739	31	35	66	0.0054	57.80

La figure 5, représente les variations du rendement du capteur solaire étudié pour les 4 configurations proposées (configuration A1, A2, B1, B2) en fonction du paramètre réduit $\frac{(T_{fe} - T_{fs})}{I_G}$.

Car dans les conditions de fonctionnement variables, telles que le rayonnement solaire incident, la température ambiante et la vitesse du vent, il est plus pratique d'exprimer le rendement des collecteurs solaires sous la forme donnée par l'équation (14), qui peut être représentée par la ligne d'interception $F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs})$ et la pente $-F_R U_L$.

La meilleure configuration est celle qui donne la valeur du rendement la plus grande qui est pour notre cas la configuration (B1).

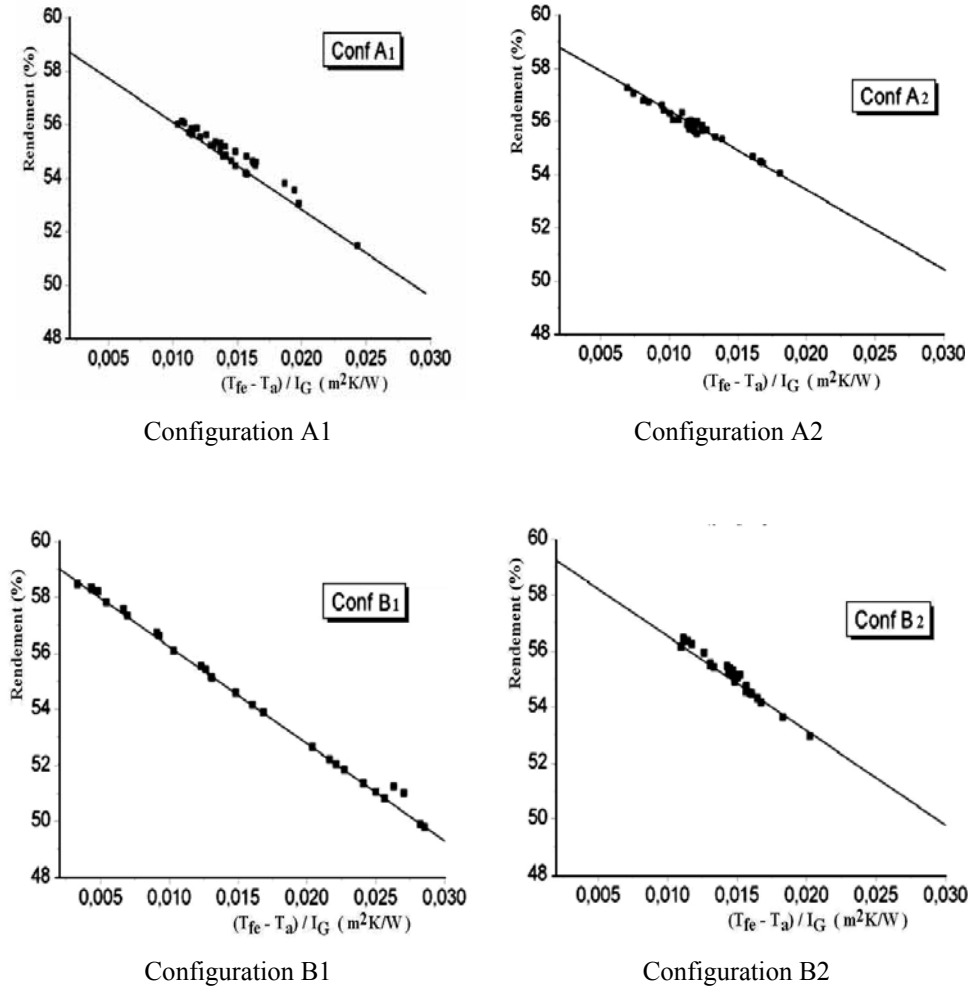


Fig. 5: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$

Ces expressions montrent bien que la configuration B1 (37 rangées de chicane du modèle-1) présente les meilleurs résultats; $F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs}) = 0.576$ taux du gain en chaleur le plus élevé et $F_R U_L = 5.160$ taux de pertes le plus bas d'où un rendement de 58.47 %.

Il est important de signaler également que les chicanes du modèle-1 ($\alpha = 60^\circ$) placées dans les configurations (A1 et B1) ont les meilleurs résultats par comparaison à ceux des configurations (A2 et B2) qui sont des chicanes du modèle-2 ($\alpha = 120^\circ$).

Ceci peut s'expliquer par le fait que les chicanes du modèle-1 inclinées d'un angle aigu ($\alpha = 60^\circ$) permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation de l'échange convectif. Par contre les chicanes du modèle-2 orientent le fluide caloporteur vers la plaque inférieure.

4. CONCLUSION

Dans cette étude, un capteur solaire plan à air a été réalisé et testé au laboratoire dans la région de Biskra. Quatre configurations ont été étudiées avec deux formes d'obstacles (modèle-1 et modèle-2) et deux arrangements de ces obstacles (A et B), placés dans la veine d'air d'écoulement de l'air.

Ce travail expérimental apporte une contribution à l'étude de l'optimisation des capteurs solaires plans à air qui constituent le deuxième volet des convertisseurs de l'énergie solaire à côté des capteurs solaires à eau.

L'adjonction de ces obstacles dans le parcours offert au fluide caloporteur permet l'augmentation de l'échange thermique avec l'absorbeur. Il a été établi que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important.

Ainsi, la comparaison entre les performances des quatre configurations étudiées a abouti au choix de la configuration B1 (chicanes modèle-1) comme étant celle qui a permis d'obtenir le meilleur rendement.

NOMENCLATURE

D_h : Diamètre hydraulique (m)	e : Epaisseur de la veine d'air mobile (m)
e_{is} : Epaisseur de l'isolant arrière (m)	e_b : Epaisseur du bois (m)
F_R : Coefficient de conductance de l'absorbeur	F' : Coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur
G : Débit d'air massique (kg/h)	\dot{m} : Débit d'air massique (kg/s)
$h_{rabs-pl}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur - la plaque arrière (W/m^2K)	h_{pl-f} : Coefficient de transfert convectif entre la plaque arrière et l'air (W/m^2K)
h_{vv} : Coefficient de transfert convectif dû au vent (W/m^2K)	h_{abs-f} : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air (W/m^2K)
I_G : Flux global reçu par le capteur plan à air (W/m^2)	Q_u : Quantité de chaleur utile récupérée (W/m^2)
N : Nombre de vitrage	S_{ch} : Surface totale des chicanes (m^2)
S_{abs} : Surface du capteur solaire plan à air (m^2)	S_f : Section du canal d'écoulement garni de chicanes (m^2)
T_{pl} : Température de la plaque arrière placée sur l'isolation arrière du capteur ($^{\circ}C$)	T_{fe} : Température de l'air à l'entrée du capteur ($^{\circ}C$)
T_{abs} : Température moyenne de l'absorbeur ($^{\circ}C$)	T_{fs} : Température de l'air à la sortie du capteur ($^{\circ}C$)
T_a : Température ambiante ($^{\circ}C$)	V_v : Vitesse du vent (m/s)
U_b : Coefficient de pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur (W/m^2K)	U_L : Coefficient global de perte thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant (W/m^2K)
U_t : Coefficient de pertes thermiques à l'avant de l'absorbeur (W/m^2K)	V_f : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile (m/s)
Nombres adimensionnels	Re : Nombre de Reynolds
Pr : Nombre de Prandtl	Nu : Nombre de Nusselt

Lettres grecs

α_{abs} = 0.95, Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	α_v = 0.06, Coefficient d'absorptivité de la vitre
ε_{pl} = 0.25, Emissivité de la plaque d'aluminium	ε_{abs} = 0.95, Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat
β : Angle d'inclinaison du capteur	ε_b = 0.93, Emissivité du vitrage
λ_f : Conductivité de l'air à t (W/mK)	λ_{is} : Conductivité de l'isolant (W/mK)
λ_b : Conductivité du bois (W/mK)	μ_f : Viscosité cinématique de l'air (m ² /s)
ν_f : Viscosité dynamique de l'air (kg/ms)	ρ_b = 400, masse volumique de bois (kg/m ³)
ρ_f : Masse volumique de l'air à l'instant t (kg/m ³)	η : Rendement thermique du capteur plan à air (%)
σ = 5.67×10^{-8} Constante de Stephan-Boltz. (W/m ² K ⁴)	

REFERENCES

- [1] R.L. Webb, E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, 'Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated Rip Roughness', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 14, N°4, pp. 601 – 617, 1971.
- [2] K.A. Joudi and A.I. Mohamed, 'Experimental Performance of a Solar Air Heater with a 'V' Corrugated Absorber', Energy Conversion and Management, Vol. 26, N°2, pp. 193 – 200, 1986.
- [3] M.R. Zugari and J.J. Vullierne, 'Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire par l'Utilisation d'une Structure à Lamelles', Entropie, Vol. 29, N°176, pp. 25 – 30, 1993.
- [4] C. Choudhury and H.P. Garg, 'Performance of Air-Heating Collector with Packed Airflow Passage', Solar Energy, Vol. 50, N°3, pp. 205 – 221, 1993.
- [5] H-M. Yed, C-D. Ho and C-Y. Lin, 'The Influence of Collector Aspect Ratio on the Efficiency of Baffled Solar Air Heaters', Energy, Vol. 23, N°1, pp. 11 – 16, 1998.
- [6] K. Prasad and S.C. Mullick, 'Heat Transfer Characteristics of a Solar Air Heater used Drying Purposes', Applied Energy, Vol. 13, pp. 83 – 93, 1985.
- [7] Ye-Di Liu, L.A. Diaz and N.V. Suryanarayana, 'Heat Transfer Enhancement in Air Heating Flat-Plate Solar Collectors', Transaction on the ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 106, pp. 385 – 363, 1984.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 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.

- [11] K. Aouès, N. Moummi, A. Moummi, Z. Zellouf, A. Labeled and 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.
- [12] J.A. Duffie and W.A. Beckman, '*Solar Engineering of Thermal Processes*', 2nd Ed. J. Wiley, N.Y, 1991.
- [13] R.C Tiwari, A. Kumar, S.K. Gupta and G.D. Sootha, '*Thermal Performance of Flat-Plate Solar Collectors Manufactured in India*', *Energy Conversion and Management*, Vol. 31, N°4, pp. 309 – 313, 1991.
- [14] J. Saccadura, '*Initiation aux Transferts Thermiques*', Cast. INSA de Lyon, Paris, Techniques et Documentation, 1980.