

## EFFECT OF THE SPACE BETWEEN TWO GLASSES ON THE SOLAR SENSOR PERFORMANCE OF PLAN IN DOUBLE-GLAZED COLLECTOR

M. L. Ben Guehza\* and A. Kaabi.

Université d'Ouargla

Received: 01 February 2010 / Accepted: 02 June 2010 / Published online: 30 June 2010

### ABSTRACT

The work presented in this paper is a contribution to the theoretical study of the impact of space between the protective glass and the glass through the performance of a solar plan double glazing. Under the climatic conditions in the region of Ouargla Algeria. The study was carried out using a mathematical model obtained by writing the laws of conservation of energy in the system. Type of day June 15, 2008 at Ouargla. To simplify the system of equations of energy, we use the finite difference method with an implicit scheme. The algebraic system obtained and solved by the iterative Gauss Seidel, the program is inscribe FORTRAN. We also took into account the variation of the angle of incidence and refraction of solar radiation in terms of time and its influence on the coefficients of transmission, reflection and absorption.

**Keywords:** collector solar, doubles glazing, space, performance

### 1. INTRODUCTION

Le chauffe eau solaire (CES) est une technologie des énergies renouvelables bien prouvée et utilisée dans beaucoup de pays du monde. La technologie de base est simple bien qu'il y a une variété importante des systèmes de CES. La conversion d'énergie solaire en chaleur pour Le chauffe eau solaire (CES) est devenue un enjeu énergétique majeur.

---

Author Correspondence, e-mail: [benguehzaph@gmail.com](mailto:benguehzaph@gmail.com)

[ICID: 1037466](#)

Dans les pays en voie de développement, s'affranchir de la dépendance pétrolière, parmi les moyens utilisés pour le chauffage de l'eau est le capteur solaire plan à double vitrage, il est survenu de nombreuses améliorations, y compris l'ajout de couvertures (augmentation du nombre des vitrages pour une réduction des pertes par convection), Dans cette étude, nous examinons l'impact de l'espace entre la vitre de protection et la vitre intermédiaire sur rendement

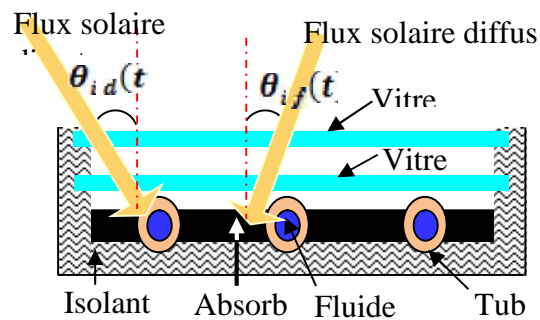
### Rendement d'un capteur solaire

Le rendement thermique d'un capteur solaire plan est défini par La relation suivante [1]:

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_g S} \quad (1)$$

### Capteur solaire plan a double vitrage

La figure (1) représente un modèle de capteur solaire plan à double vitrage [1]



**Fig.1.** Capteur solaire plan a double vitrage

### Les hypothèses

Le ciel est considéré comme un corps noir de température équivalente calculée.

La température du sol est prise égale à la température de l'ambiance.

Les surfaces d'échanges de chaleur par rayonnement sont supposées grises et diffusantes aussi la voûte céleste.

Les propriétés physiques des matériaux son supposées constantes.

Le vent est supposé souffler parallèlement aux faces du système.

La température du fluide à l'entrée d'une tranche quelconque est égale à sa température de sortie de la tranche précédente.

Le régime d'écoulement est transitoire.

Le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope.

Les températures des faces intérieures et extérieures de la vitre, de l'absorbeur, et isolant sont supposées uniformes.

La température de face absorbeur opposé (vis-à-vis) à la face intérieure de l'isolant à la même température.

L'épaisseur de tube est négligée.

Toutes les pertes au tube vers l'isolant et vers la vitre sont négligées parce que la surface d'échange est très petite.

Les flux de chaleur sont unidimensionnels.

On néglige les pertes thermiques au niveau des faces latérales

On néglige l'épaisseur de tube c'est-à-dire température du tube et l'absorbeur et est la même.

### Paramètres du système utilise dans la simulation

**Tableau 1.** Paramètres du système utilise dans la simulation

Paramètres	valeur
Altitude	141 m
Latitude ( $\varphi$ )	31°57'
Longitude ( $\lambda$ )	5°24'E
Albédo ( $\rho$ )	0.35
La vitesse du vent $V_{ven}$	4.3 m/s
Le jour choisir	15 Juin 2009
La distance entre l'absorbeur et la deuxième vitre $ep_{pv2}$	1.5 cm
l'espace $ep_{v2v1}$ entre la première vitre et la deuxième vitre est variable	]0.1 cm , 3 cm [
Coefficient d'extinction de la vitre $k$	$4 m^{-1}$
Angle d'inclinaison $\beta$	$10^\circ$
Débit massique de l'eau $\dot{m}$	$0.0088 \frac{kg}{s}$
Epaisseur de vitre $ep_v$	2 mm
Epaisseur de l'absorbeur $ep_p$	2 mm
Epaisseur de l'isolant $ep_i$	12 cm
Longueur de capture H	1 m
Largeur de capture W	1.1 m

### Les différentes pertes thermiques

La figure (2) représente les différentes pertes thermiques [1]

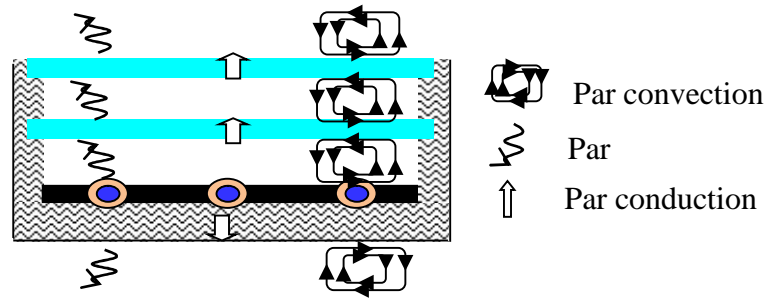


Fig.2. les différentes pertes thermiques

Schéma électrique équivalent

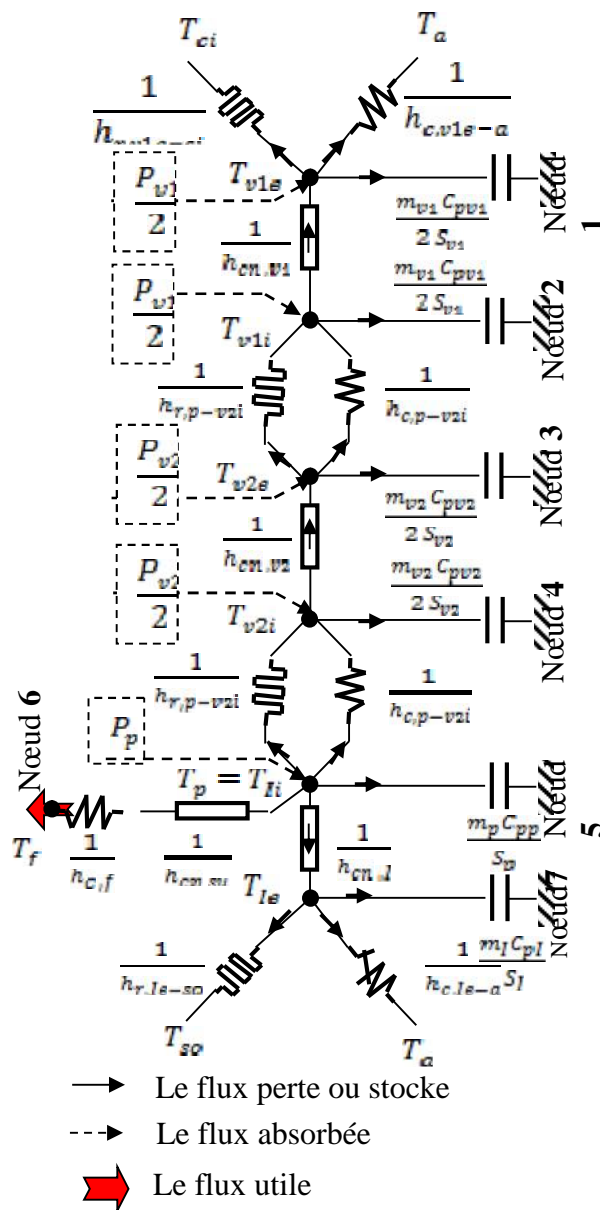


Fig.3. Schéma électrique équivalent

Bilan thermique au niveau de chaque section

On applique le premier principe de la thermodynamique pour établir le bilan d'énergie du système :

$$\varphi_e + \varphi_g = \varphi_s + \varphi_{st} \quad (2)$$

Selon l'équation (1) et la figure (3) on peut avoir

Pour la première vitre

La face extérieure :

$$\frac{c_{pv1} M_{v1} \partial T_{v1e}}{2S_{v1} \partial t} = \frac{P_{v1}}{2} + h_{c,v1e-a}(T_a - T_{v1e}) + h_{r,v1e-ci}(T_{ci} - T_{v1e}) + h_{cn,v1}(T_{v1i} - T_{v1e}) \quad (3)$$

La face intérieure :

$$\frac{c_{pv1} M_{v1} \partial T_{v1i}}{2S_{v1} \partial t} = \frac{P_{v1}}{2} + h_{c,v2e-v1i}(T_{v2e} - T_{v1i}) + h_{r,v2e-v1i}(T_{v2e} - T_{v1i}) + h_{cn,v1}(T_{v1e} - T_{v1i}) \quad (4)$$

Pour la deuxième vitre

La face extérieure :

$$\frac{c_{pv2} M_{v2} \partial T_{v2e}}{2S_{v2} \partial t} = \frac{P_{v2}}{2} + h_{c,v2e-v1i}(T_{v1i} - T_{v2e}) + h_{r,v2e-v1i}(T_{v1i} - T_{v2e}) + h_{cn,v2}(T_{v2i} - T_{v2e}) \quad (5)$$

La face intérieure :

$$\frac{c_{pv2} M_{v2} \partial T_{v2i}}{2S_{v2} \partial t} = \frac{P_{v2}}{2} + h_{c,p-v2i}(T_p - T_{v2i}) + h_{r,p-v2i}(T_p - T_{v2i}) + h_{cn,v2}(T_{v2e} - T_{v2i}) \quad (6)$$

Pour l'absorbeur

$$\begin{aligned} \frac{c_{pp} M_p \partial T_p}{S_p \partial t} = & P_p + h_{c,p-v2i}(T_{v2i} - T_p) + h_{r,p-v2i}(T_{v2i} - T_p) + h_{cn,i}(T_{ie} - T_p) + \\ & \frac{s_{p-t}}{S_p} h_{cn,p-t}(T_t - T_p) \end{aligned} \quad (7)$$

Pour Le tube

$$\frac{c_{pt} M_t \partial T_t}{S_t \partial t} = \frac{s_{p-t}}{S} h_{cn,p-t}(T_p - T_t) + h_{c,t-f}(T_f - T_t) \quad (8)$$

Pour La fluide caloporteur

$$\rho_f \pi r_i^2 C_{fp} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{\dot{m}_f C_{fp}}{n} \frac{\partial T_f}{\partial x} = 2\pi r_i h_{c,t-f}(T_t - T_f)$$

Quand le fluide écoule dans le tube à une vitesse modérée Le terme du stockage sera très petit par rapport au terme de la convection. Par contre si le fluide est en repos dans le tube, le terme du stockage n'est plus négligeable. Donc l'équation Précédent s'écrit sous la forme suivante:

$$\frac{\dot{m}_f C_{fp}}{n} \frac{\partial T_f}{\partial x} = 2\pi r_i h_{c,t-f}(T_t - T_f) \quad (9)$$

Pour l'isolant

$$\frac{c_{pi} M_i \partial T_{ie}}{S_i \partial t} = h_{cn,i}(T_p - T_{ie}) + h_{r,i-so}(T_{so} - T_{ie}) \quad (10)$$

Les differents coefficients d'echange thermique

Par rayonnement [1]

$$h_{r,1-2} = \sigma \frac{(T_{v2e}^2 + T_{v1i}^2)(T_{v2e} + T_{v1i})}{\frac{1}{\varepsilon_{v1}} + \frac{1}{\varepsilon_{v2}} - 1}$$

Par convection entre la vitre 1 et l'ambiance entre l'isolant et le sol [3]

$$h_c = 5.67 + 3.86u_{vent}$$

Par conduction

$$h_{cn} = \frac{\lambda}{e}$$

Par convection entre les deux vitres et entre l'absorbeur et le vitre [4]

Cas  $\frac{H}{\varepsilon_{pv2v1}} \geq 12$  ;  $0 < \theta\beta < 70^\circ$  Hollands et la (1976)

$$Nu = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra_L \cos\beta} \right]^+ \left( 1 - \frac{1708 (\sin(1.8\beta))^{1.6}}{Ra_L \cos\beta} \right) + \left[ \frac{(Ra_L \cos\beta)^{1/3}}{18} - 1 \right]^+$$

Où le l'exposant "+" implique seulement les valeurs positives des termes dans les supports carrés qui devraient être utilisés (on le néglige lorsqu' elles deviennent négatives).

Cas  $\frac{H}{\varepsilon_{pv2v1}} < 12$  et  $0 < \beta < \beta_{cr}$

$$Nu = Nu_{\beta=0} \left( \frac{Nu_{\beta=90}}{Nu_{\beta=0}} \right)^{\beta/\beta_{cr}} (\sin \beta_{cr})^{\beta/4\beta_{cr}}$$

**Tableau 2.** Valeur de l'angle critique pour cavité rectangulaire inclinée Catton (1978)[4]

$\frac{H}{\text{rapport d'aspect } \varepsilon_{pv2v1}}$	angle critique $\beta_{cr}$
1	25°
3	53°
6	60°
12	67°
> 12	70°

Par convection tube-fluide

Pour calculer le coefficient d'échange thermique entre le tube et le fluide caloporteur  $h_{c,t-f}$  par convection forcée et pour les conduites circulaires, on peut utiliser des corrélations, en tenant compte des adimensionnels suivants [5]:

$$\text{Nombre de Reynolds} \quad Re_f = \frac{\rho_f u_f D_{ti}}{\mu_f}$$

$$\text{Nombre de Graetz} \quad Gz_f = Re_f Pr_f \frac{D_{ti}}{L_t}$$

$$\text{Nombre de Stanton} \quad St = \frac{Nu_f}{Re_f Pr_f}$$

Dans le cas d'un écoulement laminaire  $Re_f < 2100$

Pour  $Gz_f < 100$  [Haussen]

$$Nu_f = 3.66 + \frac{0.085 \cdot Gz_f}{1 + 0.047 Gz_f^{\frac{2}{3}}}$$

Pour  $Gz_f > 100$  [Sieder-Tate]

$$Nu_f = 1.86 Gz_f^{\frac{1}{3}}$$

Dans la zone transitoire  $2100 < Re_f < 10000$ : [Haussen]

$$Nu_f = 0.116 \left( Re_f^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \left[ 1 + \left[ \frac{D_{ti}}{L_t} \right]^{\frac{2}{3}} \right] \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14}$$

Dans le cas d'un écoulement turbulent  $Re_f > 10000$ : [Sieder-Tate]

$$Nu_f = 0.027 Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14}$$

### Discrétisation des équations régissantes

Le système des équations différentielles aux dérivées partielles n'est pas facile à résoudre analytiquement, pour cela on utilise la méthode numérique la méthode des différences finies. L'idée est de calculer (une approximation de) la solution aux points d'une grille de calcul suffisamment fine. Pour cela, on se donne un pas de discrétisation en espace  $\Delta x = \frac{L}{j+1} > 0$  et un pas de discrétisation en temps  $\Delta t > 0$

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \approx \frac{T_{j+1}^t - T_{j+1}^{t-\Delta t}}{\Delta t}$$

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \approx \frac{T_{j+1}^t - T_j^t}{\Delta x}$$

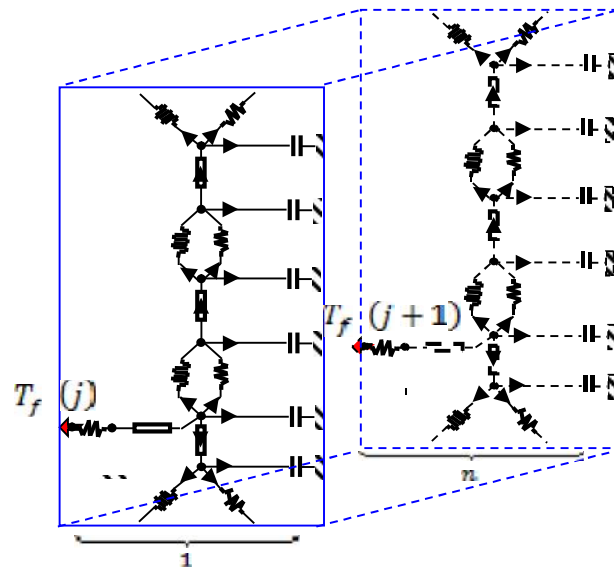


Fig.4. Schéma de tranche successives j et j + 1

On peut discrétiser le capteur à huit nœuds voire la figure (3)

Nœud 1: La face extérieure à la première vitre

$$\frac{C_{pv1}M_{v1}}{2S_{v1}} \frac{(T_{v1e}^t(j+1) - T_{v1e}^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = \frac{P_{v1}}{2} + h_{c,v1e-a}[T_a^t - T_{v1e}^t(j+1)] + h_{r,v1e-ci}[T_{ci}^t - T_{v1e}^t(j+1)] + h_{cn,v1}[T_{v1i}^t(j+1) - T_{v1e}^t(j+1)] \quad (11)$$

Nœud 2 : La face intérieure à la première vitre.

$$\frac{C_{pv1}M_{v1}}{2S_{v1}} \frac{(T_{v1i}^t(j+1) - T_{v1i}^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = \frac{P_{v1}}{2} + h_{c,v2e-v1i}[T_{v2e}^t(j+1) - T_{v1i}^t(j+1)] + h_{r,v2e-v1i}[T_{v2e}^t(j+1) - T_{v1i}^t(j+1)] + h_{cn,v1}[T_{v1e}^t(j+1) - T_{v1i}^t(j+1)] \quad (12)$$

Nœud 3 : La face extérieure à la deuxième vitre.

$$\frac{C_{pv2}M_{v2}}{2S_{v2}} \frac{(T_{v2e}^t(j+1) - T_{v2e}^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = \frac{P_{v2}}{2} + \square_{c,v2e-v1i}(T_{v1i}^t(j+1) - T_{v2e}^t(j+1)) + \square_{r,v2e-v1i}(T_{v1i}^t(j+1) - T_{v2e}^t(j+1)) + \square_{cn,v2}(T_{v2i}^t(j+1) - T_{v2e}^t(j+1)) \quad (13)$$

Nœud 4 : La face intérieure à la deuxième vitre.

$$\frac{C_{pv2}M_{v2}}{2S_{v2}} \frac{(T_{v2i}^t(j+1) - T_{v2i}^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = \frac{P_{v2}}{2} + \square_{c,p-v2i}(T_p^t(j+1) - T_{v2i}^t(j+1)) + \square_{r,p-v2i}(T_p^t(j+1) - T_{v2i}^t(j+1)) + \square_{cn,v2}(T_{v2e}^t(j+1) - T_{v2i}^t(j+1)) \quad (14)$$



Nœud 5 : l'absorbeur.

$$\frac{c_{pp}M_p}{S_p} \frac{(T_p^t(j+1) - T_p^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = P_p + \square_{c,p-v2i} (T_{v2i}^t(j+1) - T_p^t(j+1)) + \square_{r,p-v2i} (T_{v2i}^t(j+1) - T_p^t(j+1)) + \square_{cn,i} (T_{is}^t(j+1) - T_p^t(j+1)) + \frac{S_{p-t}}{S_p} \square_{cn,p-t} (T_t^t(j+1) - T_p^t(j+1)) \quad (15)$$

Nœud 6 : le tube

$$\frac{c_{pt}M_t}{S_t} \frac{(T_t^t(j+1) - T_t^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = \frac{S_{p-t}}{S_t} \square_{cn,p-t} (T_p^t(j+1) - T_t^t(j+1)) + \square_{c,t-f} (T_f^t(j+1) - T_t^t(j+1)) \quad (16)$$

Nœud 7 : le fluide caloporteur

$$\frac{m_f c_{fp}}{n\pi D_i} \frac{(T_f^t(j+1) - T_f^t(j))}{\Delta x} = \square_{c,t-f} (T_t^t(j+1) - T_f^t(j+1)) \quad (17)$$

Nœud 8 : La face extérieur à l'isolant.

$$\frac{c_{pi}M_i}{S_i} \frac{(T_{is}^t(j+1) - T_{is}^{t-\Delta t}(j+1))}{\Delta t} = \square_{c,ie-a} (T_a^t - T_{is}^t(j+1)) + \square_{r,ie-so} (T_{so}^t - T_{is}^t(j+1)) + \square_{cn,i} (T_p^t(j+1) - T_{is}^t(j+1))$$

C'est un système de huit équations à huit inconnues, il peut se mettre sous la forme d'une matrice [A] qui s'écrit comme suit:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & a_{17} & a_{18} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} & a_{27} & a_{28} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} & a_{37} & a_{38} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} & a_{57} & a_{58} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & a_{67} & a_{68} \\ a_{71} & a_{72} & a_{73} & a_{74} & a_{75} & a_{76} & a_{77} & a_{78} \\ a_{81} & a_{82} & a_{83} & a_{84} & a_{85} & a_{86} & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_{v1s}^t(j+1) \\ T_{v1i}^t(j+1) \\ T_{v2s}^t(j+1) \\ T_{v2i}^t(j+1) \\ T_p^t(j+1) \\ T_t^t(j+1) \\ T_f^t(j+1) \\ T_{is}^t(j+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \\ b_6 \\ b_7 \\ b_8 \end{bmatrix}$$

### Du système de simulation de procédure

Pour le processus de maillage on divise le domaine de calcul en plusieurs tranches fictives le long de sens de l'écoulement du fluide caloporteur (voir figure 3)

## Organigramme général

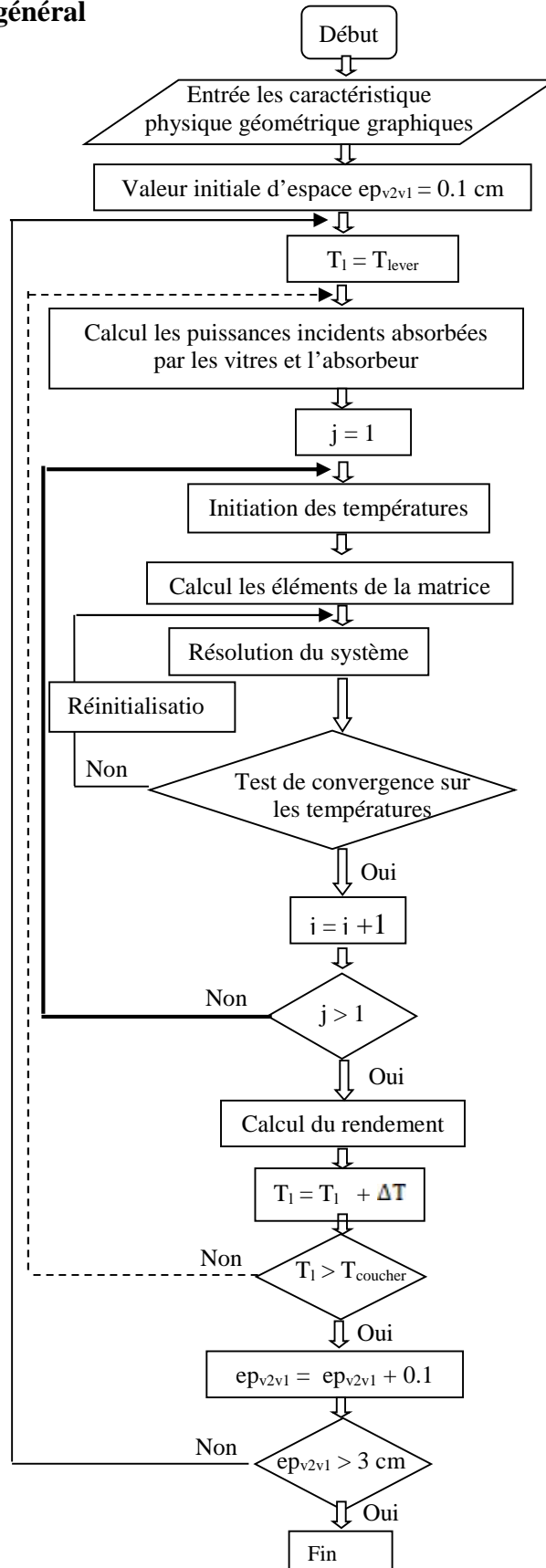
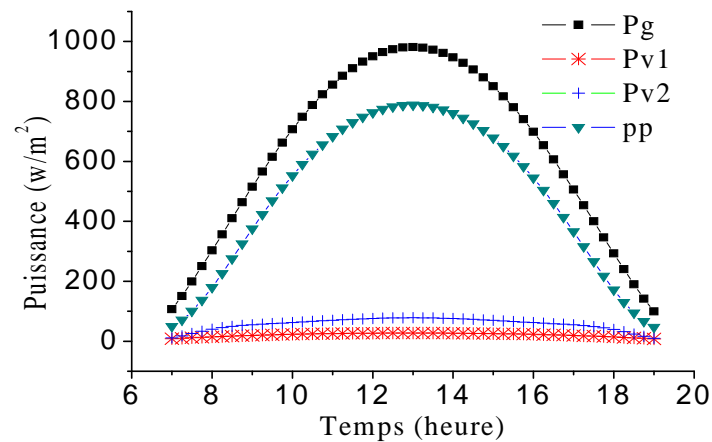


Fig.5. Organigramme de programme de simulation

## 2. RESULTATS ET DISCUSSIONS

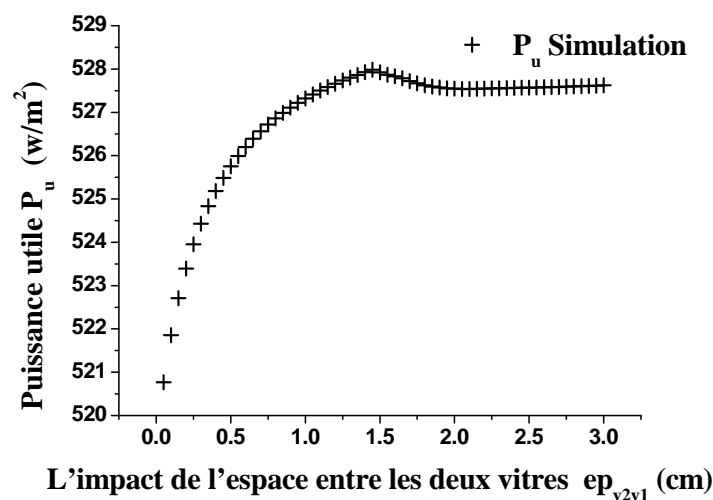
Variation les puissances en fonction du temps



**Fig.6.** Comparaison entre les différentes variations des puissances en fonction du temps

A partir de la figure 6 nous remarquons que l'intensité du flux  $P_g$  est supérieure aux puissances absorbées par l'absorbeur  $P_p$ . Ce dernier est supérieur à celle absorbée par les deux vitres  $P_{v1}$  et  $P_{v2}$  et celle par l'absorbeur  $P_p$ . Et Ceci est intuitif, car le flux incident sur la surface de captation, se une partie est absorbée par les deux vitres et l'autre est transmise à la plaque sans oublier la partie réfléchi.

L'impact de l'espace entre la vitre de protection et la vitre intermédiaire  $ep_{v2v1}$  Sur puissance utile  $P_u$



**Fig.7.** Variation de la puissance utile en fonction de l'espace  $ep_{v2v1}$

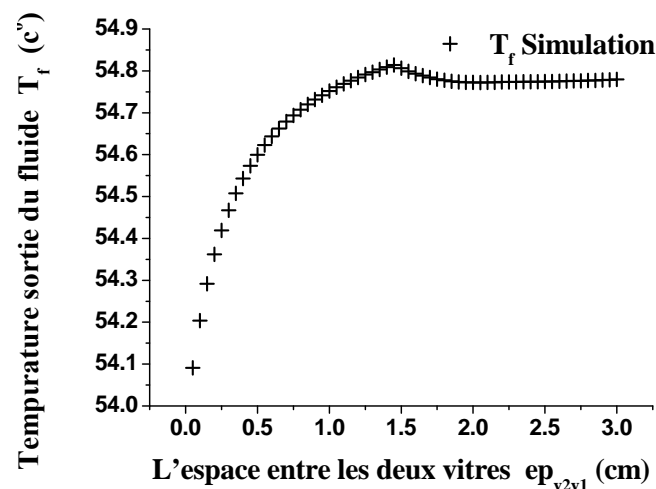
D'après la figure (6) lorsqu'on augmente l'espace  $ep_{v2v1}$  entre la vitre intermédiaire et la vitre de protection on distingue trois zones :

première zone  $0.1 \text{ cm} \leq ep_{v2v1} < 1.5 \text{ cm}$  on remarque une importante augmentation la puissance utile  $P_u$ .

deuxième zone  $1.5 \text{ cm} < ep_{v2v1} \leq 2 \text{ cm}$  la puissance  $P_u$  diminue légèrement.

troisième zone  $2 \text{ cm} < ep_{v2v1} \leq 3 \text{ cm}$  la puissance utile  $P_u$  est presque constante.

Sur température sortie du fluide caloporteur  $T_f$



**Fig.8.** Variation de la température du fluide en fonction de l'espace

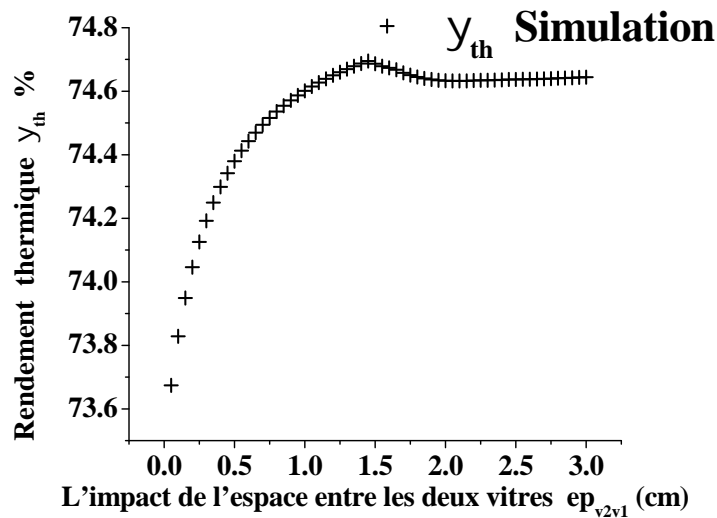
D'après la figure (8) lorsqu'on augmente l'espace entre la vitre intermédiaire et la vitre de protection on distingue trois zones :

première zone  $0.1 \text{ cm} \leq ep_{v2v1} < 1.5 \text{ cm}$  on remarque une importante augmentation la température du fluide caloporteur  $T_f$ .

deuxième zone  $1.5 \text{ cm} < ep_{v2v1} \leq 2 \text{ cm}$  la température du fluide caloporteur  $T_f$  diminue légèrement.

troisième zone  $2 \text{ cm} < ep_{v2v1} \leq 3 \text{ cm}$  la température du fluide caloporteur  $T_f$  est presque constante.

Sur rendement thermique (ou globale)



**Fig.9.** Variation de la puissance utile en fonction de l'espace  $ep_{v2v1}$

D'après la figure (8) lorsqu'on augmente l'espace  $ep_{v2v1}$  entre la vitre intermédiaire et la vitre de protection on distingue trois zones :

première zone  $0.1 \text{ cm} \leq ep_{v2v1} < 1.5 \text{ cm}$  on remarque une importante augmentation le rendement thermique  $\eta_{t\Box}$ .

deuxième zone  $1.5 \text{ cm} < ep_{v2v1} \leq 2 \text{ cm}$  le rendement thermique  $\eta_{t\Box}$  diminue légèrement.

troisième zone  $2 \text{ cm} < ep_{v2v1} \leq 3 \text{ cm}$  le rendement thermique  $\eta_{t\Box}$  est presque constante

En fin de compte on remarque

### 3. CONCLUSION

On remarque de cette étude que, pour accroître l'efficacité de la vitre de protection c'est-à-dire augmenter le rendement du capteur solaire à double vitrage dont les caractéristiques énumérées dans le tableau (1), nécessite ce que suit :

Pour avoir un rendement maximal de notre capteur solaire l'espace entre les deux vitres doit être  $ep_{v2v1} = 1.5 \text{ cm}$

Lorsque l'espace entre les deux vitres supérieur à 2 cm conduit à un impact nul sur le rendement.

Heureusement l'espace optimale est très petite, ce qui nous amène nous utilisons un surface de isolant des côtes latérale est très réduit a qui nous conduit :

La diminution du poids.

La diminution du coût de la production de notre capteur.

La diminution des pertes thermiques aux niveaux des faces latérales.

#### 4. NOMENCLATURE

$\theta_{i_d}$  L'angle d'incidence flux directe

$\theta_{i_f}$  L'angle d'incidence flux diffus

$P_u$  Puissance utile

$P_g$  Puissance globale incident

$S$  Surface

$P_v$  Puissance absorbée par la vitre

$P_p$  Puissance absorbée par l'absorbeur

$T_{ci}$  La température de la voûte céleste

$T_a$  La température ambiante

$T_{v1}$  La température de la vitre

$T_p$  La température de l'absorbeur

$T_f$  La température du fluide

$T_{ie}$  La température de la face extérieure de l'isolant

$T_{so}$  La température du sol

$\square_r$  Coefficient d'échange thermique par rayonnement

$\square_c$  Coefficient d'échange thermique par convection

$\square_{cn}$  Coefficient d'échange thermique par conduction

$\square_{cn-su}$  Coefficient d'échange thermique par conduction du soudure entre le tube et l'absorbeur

$c_p$  Capacité calorifique massique

$M$  Masse

$\rho$  Masse volumique

$r$  Diamètre

$\dot{Q}$  Débit massique du fluide caloporteur

$\square$  Nombre de tubes

$\epsilon$  Emissivité

$\eta_{Th}$  Rendement thermique

$\lambda$  La conductivité thermique

$\mu$  Viscosité dynamique

## 5. RÉFÉRENCES

- [1] Duffie J. A. and Beckman W. A. 1980, *Solar engineering of thermal Processes* JohWiley, New York , 250-256p.
- [2] Cristofari C., Notton G., Poggi P. & Louche A. international journal of thermal sciences. July 2002, 42, 455-469.
- [3] Bekkouche S. M. A., Benouaz T. & Bouayad F. modelisation thermique d'un capteur solaire plan a eau . c.u.bechar, algerie-sipe8 ,2006 p13.
- [4] Yunus A. Ç. 2003, *heat reansfer a practical approach* ,second edition, copyright.
- [5] Holman J. P. 2002, *HEAT TRANSFER* , Ninth edition , copyright.

---

**EFFET DE L'ESPACE ENTRE DEUX VITRES SUR LE RENDEMENT  
DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN A DOUBLE VITRAGE**

**RESUME**

Le travail présenté dans cette communication est une contribution à l'étude théorique de l'impact de l'espace entre la vitre de protection et la vitre intermédiaire sur le rendement d'un capteur solaire plan à double vitrage. Dans les conditions climatiques de la région d'Ouargla Algérie. L'étude est réalisée à partir d'un modèle mathématique obtenu par l'écriture des lois de conservation de l'énergie dans le système. Du jour type 15 Juin 2008 à Ouargla. Pour simplifier les systèmes d'équations de l'énergie, on utilise la méthode des différences finies avec un schème implicite. Le système algébrique obtenu et résolu par la méthode itérative de Gauss Seidel, le programme est écrit en langage Fortran. Également Nous avons tenu compte de la variation de l'angle d'incidence et de réfraction du rayonnement solaire en termes de temps et son influence sur les coefficients de transmission, réflexion et absorption.

**Mots clé :** capteur solaire, double vitrage, espace, rendement.

**How to cite this article**

Ben Guehza M L and Kaabi A. Effect of the space between two glasses on the solar sensor performance of plan in double-glazed collector. *J Fundam Appl Sci.* 2010, 2(1), 122-137.