

CONCEPTION D'UN CAPTEUR SOLAIRE HYBRIDE PHOTOVOLTAÏQUE THERMIQUE (SYSTEME-THERMOSIPHON)

MT. BAISSI^{1,2}, K. TOUAFEK¹, I. TABET¹, A. KHELIFA¹

¹Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algeria, Baissi_med@uraer.dz, khaledtouafek@uraer.dz, tabetismail@uraer.dz, khelifa_abdelkrim@uraer.dz

²Université Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, 07000 Algeria, Baissimohamed@yahoo.fr

RÉSUMÉ

L'objet de ce travail est la conception d'un système hybride solaire. Un système hybride photovoltaïque thermique (PV/T) combine deux systèmes solaires différents (thermique et photovoltaïque) en une seule unité. Durant la conversion photovoltaïque du capteur solaire une chaleur est générée ce qui augmentera la température de la cellule photovoltaïque et causera une chute de son rendement. Ce phénomène est dû à la partie du rayonnement solaire non absorbée par les cellules et qui sera à l'origine de son échauffement. Cet échauffement a été considéré comme néfaste pour le rendement des capteurs solaires photovoltaïques et plusieurs efforts ont été consentis pour évacuer cette chaleur. Il y'a eu aussi l'idée d'exploiter ce phénomène par la combinaison du système photovoltaïque avec un système thermique pour former le capteur hybride PVT qui va générer en même temps de l'électricité et de la chaleur. Ce travail est consacré pour étudier la conception d'un système solaire chauffe d'eau à thermosiphon combiné avec des cellules photovoltaïques.

Mots Clés: *Conception, système hybride solaire, thermosiphon, photovoltaïque, thermique*

NOMENCLATURE

Symboles :

A surface de contact nécessaire, m^2
 B besoin journalier en énergie, kWh/jour
 C_p capacité calorifique, $Jkg^{-1}K^{-1}$
 C_i coefficient d'inclinaison
 C_o coefficient d'orientation (Azimut)
 C diamètre intérieur de la cuve, m
 d_o diamètre extérieur de tube, m
 D diamètre équivalent du côté cuve du tube en serpentin m
 D diamètre intérieur de tube, m
 E énergie nécessaire pour le chauffage, kWh
 G^* rayonnement solaire global, Wh/m^2
 G_s vitesse massique du fluide coté cuve, kg/m^2s
 h_i coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du serpentin
 H hauteur du serpentin, m
 h_t hauteur du réservoir, m
 $h_{d_{crit}}$ hauteur verticale minimum critique, m
 h_d hauteur verticale descendre, m
 h_u hauteur verticale vers le haut du réservoir, m
 j_H Facteur de Colburn

M_{mf} débit massique d'eau de la cuve, kg/s
 N nombre de tours du serpentin
 N_{Re} nombre de Reynolds (coté cuve)
 N_{Pr} nombre de Prandtl (coté cuve)
 P le pas entre les tubes de serpentin m
 q débit volumique, m^3/s
 Q charge thermique, W
 r rayon de serpentin, m
 Re nombre de Reynolds côté du tube
 R_a facteur d'encrassement coté cuve
 R_t facteur d'encrassement coté tube
 T température, °C

Lettres grecques :

α angle d'inclinaison du capteur
 ρ densité de fluide, kg/m^3
 μ viscosité, $kgm^{-1}s^{-1}$
 η rendement du capteur
 η_o rendement optique du capteur

Indices :

es eau de soutirage

k conductivité thermique, $Wm^{-1}K^{-1}$

ef eau froide entrant dans le ballon

L longueur du serpentín nécessaire, m

st eau de stockage

1. INTRODUCTION

L'énergie solaire est utilisée principalement sous deux formes, selon que l'énergie thermique et l'énergie électrique. Un des systèmes thermiques les plus couramment utilisés est le chauffe-eau solaire. Les cellules photovoltaïques sont utilisées pour la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique. Les systèmes thermiques et photovoltaïques lorsqu'ils sont utilisés à un endroit sont installés normalement comme des unités séparées. En concentrant les systèmes photovoltaïques où le taux de concentration est élevé, c'est une pratique courante pour refroidir les panneaux à l'aide de moyens passifs ou actifs en faisant circuler de l'eau ou l'air. Ces systèmes sont normalement installés à des endroits où l'eau chaude ou d'air chaud ne peuvent pas être utilisés fructueusement. Le besoin est un système qui pourrait être utilisé dans les maisons ou dans les petits centres commerciaux. Un tel système est un combiné photovoltaïque-thermique (PV/T) à capteur plan. Les deux types d'énergie, ainsi que thermique électrique, sont produites simultanément à partir d'une unité de collecteur unique. Au cours des années précédentes, une grande quantité de travaux de recherches sur les capteurs PVT ont été menés. Provenant de plusieurs développements indépendants qui ont tous eu comme conséquence l'idée d'intégrer le photovoltaïque et le flux de chaleur produit dans un seul capteur.

À Chypre, une étude numérique a été effectuée sur des capteurs hybrides PVT inclus dans un système à thermosiphon PVT [1]. Chow [2]-[3] ont établi un modèle dynamique pour un capteur PVT, qui a été utilisé pour calculer les performances d'un système à thermosiphon.

Les efforts de recherches ont été accentués sur les applications autonomes des capteurs PVT dans des systèmes à thermosiphon, qui ont été en grande partie effectués au centre des études d'énergies de l'Institut de la technologie indien à New Delhi et à l'université de Delhi [4]-[7]. Le premier prototype en Algérie du capteur hybride PVT a été étudié et réalisé à l'unité de recherche appliquée en énergies renouvelables à Ghardaïa par Touafek et al. [8]-[10]. Il s'agit de capteurs PVT de type eau avec un absorbeur en serpentín en cuivre. Wei He et al. [11] ont introduit un système de PV T / thermosiphon collecteur avec des cellules de silicium poly-cristallin placés sur la partie supérieure d'un absorbeur-boîte plate en alliage d'aluminium (avec 50% de couverture); les tests de performance en plein air sur le prototype ont montré que tous les jours un rendement thermique d'environ 40% et une économie d'énergie primaire de 52% sont réalisables. Le logiciel de simulation TRNSYS a été utilisé par Kalogirou pour modéliser les capteurs hybrides PVT [12] puis dans la simulation d'un système à thermosiphon [13]. Tripanagnostopoulos et Kalogirou ont étudié plusieurs configurations des capteurs hybrides à eau.

2. CONCEPT DE CAPTEUR HYBRIDE PHOTOVOLTAÏQUE-THERMIQUE

Le concept de capteur hybride photovoltaïque-thermique consiste à superposer les deux fonctions énergétiques électrique et thermique. Dans ce type de composant hybride, les cellules PV fonctionnent comme absorbeur thermique et sont refroidies grâce à la circulation d'un fluide caloporteur en face arrière. La figure 1 présente une description d'un capteur PV-T plan vitré utilisant de l'eau comme fluide caloporteur. Le système se compose de trois modules PV, chaque module est de surface de 1.28 m^2 incliné à 32.8° à l'horizontale, un réservoir de stockage vertical isolé thermiquement de 80 l de capacité, un serpentín immergé dans le réservoir et un appoint d'énergie effectué par une résistance supplémentaire alimentée en énergie électrique. Ce dernier fournit la chaleur quand la température du réservoir n'est pas assez élevée pour chauffer l'eau sanitaire à la température de sortie désirée à $T_c = 45^\circ\text{C}$.

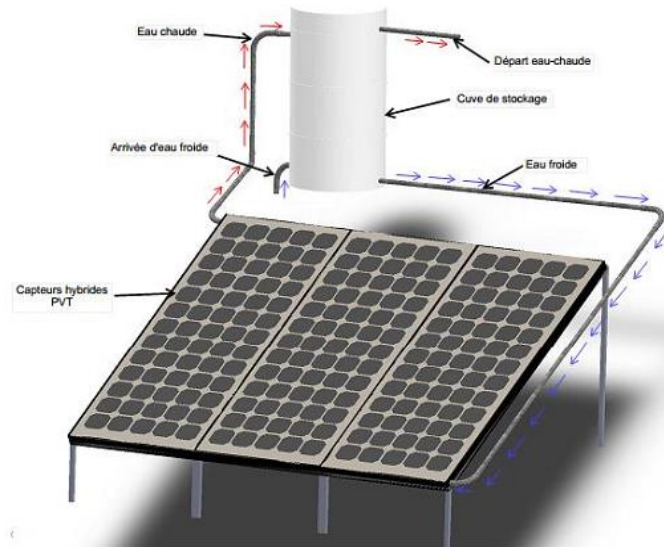


FIGURE 1. Conception de collecteur hybride PV/T

3. DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME

3.1. DETERMINER LA SURFACE DU CAPTEUR

La surface de collection est calculée en prenant en considération les valeurs de l'insolation, le rendement du capteur, la puissance thermique nécessaire, la contribution solaire...etc pour un calcul exact de l'énergie collectée par jour, les valeurs horaires de l'insolation doivent être additionnées chaque heure. L'idéal serait de calculer le volume du réservoir de stockage et la surface du capteur en fonction des charges thermiques horaires et journalières demandées. Cependant, ces calculs sont trop longs pour être fait à la main. Dans ce contexte, nous avons réalisé un programme de calcul la conception d'un système thermosiphon sous Excel.

Le besoin en eau chaude est de 40 litres par personne à 30°C (sans appoint d'énergie) et la température de l'eau froide est de 20°C, l'eau chaude consommée est de :

$V_{ECS} = V_{\text{besoin}} \times N_P = 40 \times 2 = 80$ litres à 30 °C ce qui nous donne un volume de 27 litres par personne et par jour à 35 °C.

Nous avons les valeurs des températures proposé suivante : $T_{es}=30^\circ\text{C}$, $T_{st}=35^\circ\text{C}$, $T_{ef}=20^\circ\text{C}$.

$$V = V_{\text{besoin}} \times \left(\frac{(T_{es} - T_{ef})}{(T_{st} - T_{ef})} \right) \quad (1)$$

Avec un besoin de 80 litres/jour, ceci représente une énergie de :

$$E = V_{\text{besoin}} \times 1.163 \times (T_{st} - T_{es}) \quad (2)$$

$E = 1.395$ kWh.

- Calcul le rendement de capteur :

Le rendement capteur est très difficile à définir sans mesures directes sur site car fonction de plusieurs paramètres mais pour simplifier, il est possible d'utiliser la formule suivante :

$$\eta = \eta_0 - U_1 \times \frac{(T_{mf} - T_e)}{G^*} - U_2 \times \frac{(T_{mf} - T_e)^2}{G^*} \quad (3)$$

Nous avons prendre les données suivantes :

Le rendement η_0 (ou efficacité) optique du capteur, avec environ 0,826 pour un capteur plan et 0,837 pour un capteur à tubes sous vide d'air.

Le rayonnement solaire global G^* en Wh/m² il est possible de prendre une valeur moyenne par défaut d'environ 800 W/m².

Les coefficients U_1 et U_2 de déperditions thermiques par conduction et par convection, en W/m².K avec des valeurs par défaut indiquées dans le tableau ci-dessous :

Type de capteur	U_1	U_2
Capteur plan	3,7	0,011
Capteur à tube sous vide	1,8	0,008

TABLEAU 1. Coefficients de déperditions thermiques

On trouve le rendement de capteur : $\eta = 67\%$

- Les besoins journaliers en énergie :

Avec un rendement d'installation d'environ 67% (33% de pertes thermiques), les besoins journaliers en énergie s'élèvent à :

$$B_{Energie} = \frac{E_{nergie}}{\eta} \quad (4)$$

$$B_{Energie} = 62.46 \text{ kWh/mois.}$$

- Energie de capteur :

Les capteurs ont une orientation et inclinaison différente, on appliquera les coefficients correspondants pour calcule l'énergie de capteur en peut utiliser la formule suivante :

$$E_{capteur} = E_{Disponible} \times C_0 \times C_i \times \eta \quad (5)$$

Pour la région de Ghardaïa, la production journalière est 0.8203 KWh/m².

Le capteur peut produire par mois : 24,6 KWh/m².

Avec $E_{Capteur} = 15,32 \text{ kWh/m}^2$

- La surface de capteur nette nécessaire :

On l'obtient en utilisant l'équation suivante:

$$S_{\text{capteur}} = \frac{B_{\text{Energie}}}{E_{\text{capteur}}} \quad (6)$$

$$S_{\text{Capteur}} = 4,07 \text{ m}^2$$

3.2. CONCEPTION D'ECHANGEUR DE CHALEUR HELICOÏDAL

Le ballon d'eau chaude sanitaire est une cuve métallique bien isolée qui constitue la réserve en eau chaude sanitaire. L'eau chaude soutirée est remplacée immédiatement par la même quantité d'eau froide du réseau qui est à nouveau réchauffée. Ces systèmes de chauffe-eau solaire sont aujourd'hui extrêmement performants même si on peut regretter que le rendement maximum soit en été quand on en a le moins besoin. Cette énergie solaire, gratuite, non polluante et inépuisable. Dans l'échangeur de chaleur dimensionnement, à la fois LMTD-NTU et ϵ -NTU méthodes fournissent le produit du coefficient global de transfert de chaleur (U). Cet est le but de ce travail pour décrire une approche pour diriger-dimensionnement à partir du produit U et de la LMTD.

Nous avons effectué nos calculs sur la base d'une production journalière de 80 litres d'eau chaude à 45°C en utilisant le système thermosiphon puis l'énergie d'appoint. Pour le système thermosiphon, si l'on suppose que l'eau à réchauffer est au départ à 20°C, cela nécessitera un apport calorifique de: $80 (30^\circ - 20^\circ) = 800$ kilocalories par jour, ce qui équivaut à environ 0.93 kilowatts Heure par jour. On admettra pour simplifier que ce besoin est constant tout au long de l'année.

L'analyse de l'échangeur de chaleur hélicoïdal figure 2 est réalisée par la procédure suivante:

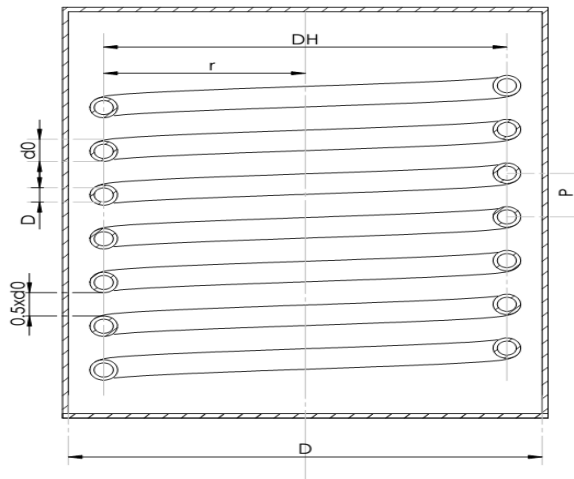


FIGURE 2. Vue en coupe schématique d'un échangeur de chaleur à serpentin hélicoïdal.

A. PROCEDURE DE DIMENSIONNEMENT

La procédure simple pour la conception d'un échangeur de chaleur hélicoïdal. Déterminer les coefficients de transfert de chaleur. Pour calculer les coefficients de transfert de chaleur dans le serpentin et cuve, les paramètres suivants doivent être connus:

- Longueur du serpentín nécessaire

Le calcul de la longueur des serpentins a été fait à partir de la formule suivant :

$$L = N \sqrt{(2\pi r)^2 + p^2} \quad (7)$$

Le pas entre les tubes de serpentín

$$P = 1.5d_0 \quad (8)$$

Donc : $L = N (0.8731 \text{ m})$

- Volume disponible pour l'écoulement de fluide dans l'espace de la cuve :

$$V_f = \left(\frac{\pi}{4}\right) C^2 p N - \left(\frac{\pi}{4}\right) d_0^2 L \quad (9)$$

$$V_f = N (1.632 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3)$$

- Le diamètre équivalent du côté cuve du tube en serpentín :

$$D_{eq} = \frac{4V_f}{\pi d_0^2 L} \quad (10)$$

$$D_{eq} = 0.198 \text{ m}$$

- La vitesse massique du fluide coté cuve :

On propose $M_{fc} = 0.007 \text{ kg/s}$ débit massique d'eau de la cuve.

$$G_s = \frac{M_f}{\left(\frac{\pi}{4}\right) C^2} \quad (11)$$

$$G_s = 0,727 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

paramètre	Eau froid (cuve)	Eau chaude (tube serpentín)
Débit massique M_f	0.007	0.07
Température initiale (°C)	20	45
Température de sortie (°C)	30	35
C_p J/Kg °C	4182	4178
Nombre prandtl (PR)	7,02	4,34
La conductivité thermique (K) (W / m °C)	0,597	0,628
Viscosité (N-s / m ²)	10,10x10 ⁻⁴	6,55x10 ⁻⁴
Densité (kg/m ³)	1001	995

TABLEAU 2. Les paramètres d'exploitation de l'échangeur de chaleur

- Nombre de Reynolds (coté cuve) :

$$N_{Re} = D_{eq} \times \frac{G_s}{\mu_{fw}} \quad (12)$$

$$N_{Re} = 142.703$$

- Coefficient de transfert de chaleur extérieur du serpentin :

Pour nombres de Reynolds, N_{Re} dans la gamme de 50 - 10,000.

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0.6 N_{Re}^{0.5} N_{Pr}^{0.31} \quad (13)$$

$$h_0 = 39.54 W / m^2 \cdot C$$

- La vitesse de fluide le tube serpentin :

Vitesse du fluide :

$$u = \frac{q}{A_f} \quad (14)$$

La surface de la section de tube :

$$A_f = \frac{\pi D^2}{4} \quad (15)$$

$$A_f = 7.85 \times 10^{-5} m^2$$

Le débit volumique:

$$q = \frac{M}{\rho} \quad (16)$$

$$q = 7.035 \times 10^{-6} m^3 / s$$

Donc : $u = 0.0896 m / s$

- Nombre de Reynolds côté du tube est :

$$Re = \rho_{cw} \times u \times D / \mu_{cw} \quad (17)$$

$$Re = 5028.16$$

- Coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du serpentin h_{io} :

Calculer d'abord le facteur de Colburn j_H De graphique $j_H=19$.

$$h_i = j_H (k / D) (N_{Pr})^{1/3} \quad (18)$$

$$h_i = 1946.3 W / m^2 \cdot c$$

Coefficient de transfert de chaleur sur la base du diamètre extérieur du serpentin :

$$h_{i0} = h_i \times D / d_0 \quad (19)$$

$$h_{i0} = 162191 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Coefficient global de transfert de chaleur :

D'abord calculer l'épaisseur de paroi du tube X

$$X = \frac{(d_0 - D)}{2} \quad (20)$$

$$X = 0.001 \text{ m}$$

$$1/U = 1/h_o + 1/h_{oi} + x/k + R_i + R_a \quad (21)$$

$$U = 38.08 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Différence de température moyenne logarithmique (contre- courant) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{e-tub} - T_{e-cuve}) - (T_{s-tub} - T_{s-cuve})]}{\ln((T_{e-tub} - T_{e-cuve}) / (T_{s-tub} - T_{s-cuve}))} \quad (22)$$

Maintenant corrigé ΔT_{lm}

$$\Delta T_{lm\text{-corrigé}} = \text{facteurdecorrection} \times \Delta T_{lm} \quad (23)$$

$$\Delta T_{lm\text{-corrigé}} = 12.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Charge thermique Q :

$$Q = M_{cw} \times c_p \times \Delta T \quad (24)$$

$$Q = 292.46 \text{ W}$$

- La surface de contact nécessaire :

$$A = \frac{Q}{U_i \times \Delta T_{lm\text{-corrigé}}} \quad (25)$$

$$A = 0.62 \text{ m}^2$$

- Calculer le nombre de tours du serpentin nécessaire :

$$L = \frac{A}{\pi d_o} \quad (26)$$

$$L = \frac{0.624}{\pi \times 0.012} = 16.55 \approx 17m$$

$$N = A / (\pi d_o (L / N)) \quad (27)$$

$$N = 18.97 \sim 19 \text{ tours}$$

- La hauteur du serpentin est :

$$H = N \times P + d_o \quad (28)$$

$$H = 0,354 \text{ m}$$

3.3. POSITIONNEMENT DU RESERVOIR DE STOCKAGE

Rectification thermique est souvent nécessaire dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau à l'énergie afin d'éviter les fuites de chaleur indésirables qui se produisent pendant la nuit à la suite de mouvements thermosiphon inverse qui peut se produire lorsque la température moyenne du capteur solaire est inférieure à celle de la cuve de stockage. Dans une circulation naturelle, l'énergie solaire chauffe-eau, la température locale est une fonction de la hauteur de l'eau dans le système. Supposons que la température moyenne \bar{T}_i de l'eau dans un composant du système de la hauteur h_i est donné par:

$$\bar{T}_i = \frac{\int_0^{h_i} T(h) dh}{h_i} \quad (29)$$

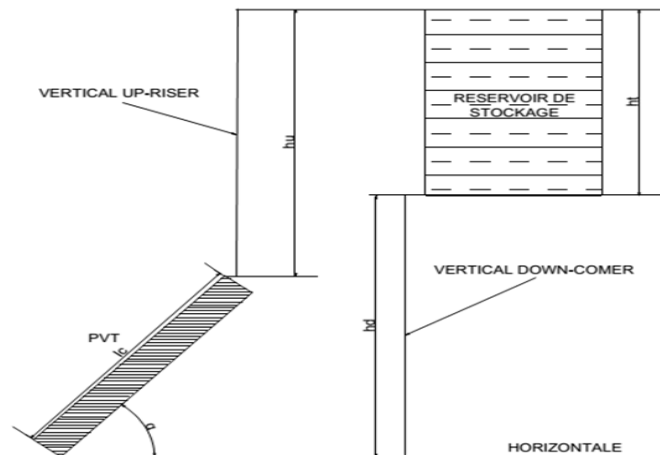


FIGURE 3. Schéma de principe d'une circulation naturelle d'énergie solaire chauffe-eau

La hauteur verticale minimum critique du tuyau de descente qui va empêcher la circulation inverse se produisant la nuit est donnée par [14]:

$$h_{d_{crit}} = \frac{1}{(T_u - T_d)} \left((T_u - T_c) l_c \sin \alpha + (T_t - T_u) h_t \right) \quad (30)$$

Dans la figure 3 on peut voir que:

$$l_c \sin \alpha + h_u = h_d + h_t \quad (31)$$

On aura:

$$h_u = h_d + h_t - l_c \sin \alpha \quad (32)$$

Dans notre cas les données suivantes :

Les caractéristiques géométriques :

Longueur de capteur $l_c = 1.6$ m.

L'angle d'inclinaison de capteur $\alpha = 32.39^\circ$.

Longueur du réservoir $h_t = 0.56$ m.

- Les températures supposées de nos calculs pendant la nuit sont :

Température du tube de vers le haut-canalisation verticale $T_u = 27^\circ\text{C}$.

Température du tube l'arrivant vers le bas $T_d = 22^\circ\text{C}$.

Température du réservoir pendant la nuit $T_t = 30^\circ\text{C}$.

Température du collecteur pendant la nuit $T_c = 20^\circ\text{C}$.

Donc: $h_{d_{crit}} = 1.53$ m

Et $h_u = h_d + h_t - l_c \sin \alpha = 1.23$ m

4. CONCLUSIONS

L'objet de notre travail consiste à dimensionner l'installation en premier lieu, la réalisation en second et enfin effectuer quelques tests afin d'étudier les performances thermiques et électrique de l'installation. Nous avons décrit une méthode de calcul de la surface de collection et réservoir de stockage avec un échangeur de chaleur en serpentin immergé, avec le positionnement du réservoir de stockage.

L'efficacité d'un chauffe-eau à thermosiphon est d'environ 40% ou plus, alors que dans une installation photovoltaïque, seulement 10 à 20% de l'énergie solaire est utilisée, le reste environ 80%, est perdu. Pour cela

nous avons réalisé une nouvelle approche appelée à la conception de systèmes solaires plus efficaces de production d'énergie thermique et électrique.

REFERENCES

- [1] Kalogirou SA, «Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid PV-thermal solar system for Cyprus», *Renewable Energy* 2001; 23:247–60.
- [2] Chow TT, «Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model». *Sol Energy* 2003; 75:143–52.
- [3] Chow TT, He W, Ji J, «Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application». *Sol Energy* 2006; 80(3):298–306.
- [4] Agarwal RK, Garg HP, «Study of a photovoltaic-thermal system-thermisyphonic solar water heater combined with solar cells», *Energy Convers Manage* 1994; 35(7):605–20.
- [5] Garg HP, Agarwal RK, Joshi JC, «Experimental study on a hybrid photovoltaic-thermal solar water heater and its performance predictions», *Energy Convers Manage* 1994; 35(7):621–33.
- [6] Garg HP, Agarwal RK, «Some aspects of a PV/T collector/forced circulation flat plate solar water heater with solar cells», *Energy Convers Manage* 1995; 36(2):87–99.
- [7] Tiwari A, Sodha MS, «Parametric study of various configurations of hybrid PV/thermal air collector: Experimental validation of theoretical model», *Sol Energy Mater Sol Cells* 2007; 91:17–28.
- [8] Touafek K, Malek A, Haddadi M, « Etude expérimentale du capteur hybride photovoltaïque thermique », *Revue des Energies Renouvelables* 2006 ; 9 (3) : 143- 154.
- [9] Touafek K, Malek A, Haddadi M, Bendaikha-Touafek W, « Simulation numérique du comportement thermique du capteur hybride photovoltaïque Thermique », *Revue des Energies Renouvelables* 2008 ; 11(1) : 153-165.
- [10] Touafek K, Malek A, Haddadi M, Bendaikha-Touafek W, Serir L, «Survey of the temperature distribution in a photovoltaic solar module», conference: International Conference on Electrical Engineering Design and Technologies (ICEEDT), Hammamet, Tunisia, November 4-6, 2007.
- [11] Wei He, Tin-Tai Chow, Jie Ji, Jianping Lu, Gang Pei, Lok-shun Chan. Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water. *Applied Energy* 2006; 83(3):199–210.
- [12] Kalogirou SA, «Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid PV– thermal solar system for Cyprus», *Renewable Energy* 2001; 23 (2): 247–260.
- [13] Kalogirou SA, Y. Tripanagnostopoulos, «Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production», *Energy Conversion and Management* 2006; 47: 3368–3382.
- [14] B. Norton and S.D. Probert 'Achieving Thermal Rectification in Natural-Circulation Solar-Energy Water Heaters' *Applied Energy* 14 (1983) 211 225.