

16^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2013) Marrakech (Maroc), du 13 au 15 Novembre, 2013

Modélisation en régime transitoire des performances d'un capteur solaire

Mouna Hamed, Ali Fellah, Ammar Ben Brahim

Université de Gabès, Ecole Nationale d'Ingénieurs, 6072 Gabès, Tunisie, Unité de Recherche Thermodynamique Appliquée (99/UR/11-21)

Hamedm@hotmail.fr, al.fellah@gmail.com, ammar.benbrahim@enig.rnu.tn

Résumé : Le travail présenté concerne l'analyse du comportement d'un capteur solaire plan à eau fonctionnant en régime dynamique. La modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans des énergies globaux, prend en compte les conditions initiales associées au capteur. Cette modélisation fait appel à une estimation de l'évolution du flux solaire global. La résolution du modèle a été faite sous un environnement Matlab. Les résultats de la simulation numérique permettent de quantifier la dynamique de chaque élément de l'installation à savoir : la vitre, l'air confiné, l'absorbeur et le fluide caloporteur ainsi que l'évolution de la température de l'eau le long de son parcours dans les tubes transmetteur du fluide. L'influence de quelques paramètres, tels que le débit du fluide caloporteur, la température ambiante et les nombres des tubes sur la température de sortie du fluide caloporteur le rendement du capteur a été étudié.

Mots clés : Energie solaire; capteur plan ; régime transitoire ; rendement.

1. Introduction

Le monde connaît depuis plus d'un siècle un important développement économique. Le développement industriel, l'augmentation du parc automobile et la multiplication des équipements domestiques ont provoqué une croissance importante de la demande énergétique. Comme alternative à ces préoccupations, le développement et l'implémentation des énergies renouvelables est incontournable. Des ressources énergétiques illimitées et abondamment disponibles existent et doivent être exploitées. De ce fait, apparaît l'énergie solaire comme étant l'énergie de l'avenir du point de vue économique d'énergie et protection de l'environnement. Vu le rôle qu'elle peut jouer dans des pays comme la Tunisie, recevant une insolation relativement forte, environ 3000 heures d'ensoleillement annuel [1] et une radiation moyenne quotidienne de 5 kWh/m² [2]. Cette énergie peut être utilisée efficacement dans le domaine du thermique.

Les systèmes solaires thermiques sont utilisés dans différentes applications solaires comme par exemple, le séchage des grains ou du bois, le chauffage des locaux industriels ou à usage d'habitation, ainsi que dans la réfrigération solaire. L'évolution rapide des procédés modernes d'utilisation de l'énergie solaire a conduit au développement de plusieurs types de systèmes de chauffe eau solaire tel que les capteurs solaires plans, les capteurs à tube sous vide et les concentrateurs cylindro parabolique. Dans cette étude, on s'intéresse particulièrement aux capteurs solaires plans à eau. Ces derniers, transforment l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par eau en écoulement dans le capteur. Plusieurs types de capteurs à eau ont été construits et testés à travers le monde. L'objectif principal étant de collecter le maximum d'énergie solaire à un coût minimum. La caractérisation des installations solaires en terme de performance, de fiabilité et de durabilité est une nécessité pour accompagner le développement d'une offre solaire de qualité. De nombreuses recherches ont été effectuées ces dernières années en régime stationnaire et en régime quasi stationnaire afin d'améliorer les performances énergétiques de ces derniers [3-6]. L'amélioration des performances énergétiques d'un tel système passe tout d'abord par la connaissance de son comportement dynamique [7-12]. Cette phase est nécessaire avant d'appliquer les outils d'optimisation.

L'intérêt de ce travail est l'étude des performances des capteurs solaires plans à eau en régime transitoire et de fournir les informations les plus pertinentes en terme de conception, d'évaluation et d'installation. Pour ce faire, un modèle mathématique décrivant tous les modes de transferts thermiques impliqués a été établi. Il est complété par une analyse de l'influence de quelques paramètres sur la température de sortie du fluide caloporteur.

2. Modélisation mathématique

2.1. Hypothèses

Avant d'entamer la partie modélisation les hypothèses simplificatrices suivantes doivent être mises en compte :

• Le ciel est assimilé à un corps noir.

- Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes.
- Les surfaces d'échange de chaleur par rayonnement sont supposées grises et planes.
- La vitre est opaque aux rayonnements infrarouges.
- La vitesse du fluide est uniforme.
- Les pertes par rayonnements au fond et aux surfaces latérales de l'isolant sont supposées négligeables.
- L'air confiné dans le capteur est supposé stagnant et transparent.
- La température de la plaque absorbante est supposée égale à celle des tubes.

2.2. Modèle mathématique

2.2.1. Bilans thermiques

Pour construire le modèle mathématique, la méthode des bilans thermiques pour chaque composant a été utilisée. En évaluant les gains et les pertes, ces bilans traduisent le principe de conservation de l'énergie appliqué à chaque élément du capteur à étudier (Figure 1).

<u>1/Le bilan total qui décrit le comportement total de la vitre s'écrit :</u>

$$M_{v}C_{v}\frac{d\Gamma_{v}}{dt} = h_{r,v-\text{ciel}} S_{v}(T_{\text{ciel}}-T_{v}) + h_{c,v-\text{amb}}S_{v}(T_{\text{amb}}-T_{v}) + h_{r,v-\text{abs}} S_{v}(T_{\text{abs}}-T_{v}) + h_{c,v-a} S_{v}(T_{a}-T_{v}) + U_{\text{perte}}S_{lat,v}(T_{\text{amb}}-T_{v}) + \alpha_{v}S_{v}G + S_{v}G\frac{\alpha_{v}\tau_{v}(1-\alpha_{abs})}{1-\varphi_{v}(1-\alpha_{abs})}$$
(1)

<u>2/Le bilan total qui décrit le comportement total de l'air confiné entre vitre et absorbeur s'écrit :</u>

$$\rho_{a} V_{a} C_{a} \frac{dT_{a}}{dt} = h_{c, V-a} S_{V} (T_{V} - T_{a}) + h_{c, abs-a} S_{abs} (T_{abs} - T_{a}) + U_{perte} S_{lat, a} (T_{amb} - T_{a})$$
(2)

<u>3/Le bilan total qui décrit le comportement total de l'absorbeur s'écrit :</u>

$$M_{abs}C_{abs}\frac{dT_{abs}}{dt} = h_{r,V-abs} S_{abs} (T_V - T_{abs}) + h_{c,abs-a}S_{abs} (T_a - T_{abs}) + h_{c,abs-f} S_{ech,f} (T_f - T_{abs}) + (\chi_{perte,bas} + \chi_{perte,lat}) (T_{amb} - T_{abs}) + S_{abs}G \frac{\tau_V \alpha_{abs}}{1 - \varphi_V (1 - \alpha_{abs})}$$
(3)

<u>4/Le bilan total qui décrit le comportement total du fluide caloporteur s'écrit :</u>

$$\rho_{\rm f} C_{\rm f} \frac{D_{\rm int-Tube}}{4} \left(\frac{\partial T_{\rm f}}{dt} + \nu \frac{\partial T_{\rm f}}{dx} \right) = h_{\rm c,abs-f} \left(T_{\rm abs} - T_{\rm f} \right)$$
(4)



Figure 1 : Echange thermique au niveau :(a) de la vitre, (b) de l'air confiné, (c) de l'absorbeur et (d) du fluide caloporteur.

2.2.2. Coefficients d'échange de la chaleur

a/ Coefficients d'échange par convection

Le coefficient d'échange par convection entre la couverture transparente et le milieu extérieur ($h_{c,V-amb}$) dépend essentiellement de la vitesse du vent et peut être estimé par la corrélation empirique suivante [13]:

$$\mathbf{h}_{c,\text{V-amb}} = \mathbf{h}_{c,\text{vent}} = 3.9 \mathbf{v}_{\text{vent}} + 5.62 \tag{5}$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la couverture transparente et l'air confiné $(h_{c,V-a})$ est calculé par la corrélation suivante :

$$h_{c,V-a} = \frac{Nu \,\lambda a}{e_a} \tag{6}$$

Pour un écoulement d'air naturel, le nombre de Nusselt pour une inclinaison du capteur solaire β par rapport à l'horizontal est exprimé par la corrélation proposée par Duffie et Beckman [9]:

Nu=
$$[0.06-0.017(\beta/90)]$$
Gr^{1/3} (7)

$$Gr = \frac{g(T_{abs} - T_{v})e_{a}^{3}}{\nu^{2}T_{a}}$$
(8)

Le coefficient de transfert de la chaleur par convection à l'intérieur des tubes $(h_{c,abs-f})$ est estimé par les corrélations suivantes [14]:

$$h_{c,abs-f} = \frac{Nu \lambda_f}{D_{int,Tube}}$$
(9)
Nu=0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4} (10)

b/ Coefficients d'échange par radiation

Le coefficient de transfert de la chaleur par rayonnement $(h_{r, C-ciel})$ entre la couverture transparente et le ciel est donné par l'équation suivante:

$$\mathbf{h}_{\mathrm{r,V-ciel}} = \varepsilon_{\mathrm{v}} \sigma \left(T_{\mathrm{v}}^{2} + T_{\mathrm{ciel}}^{2} \right) \left(T_{\mathrm{v}} + T_{\mathrm{ciel}} \right)$$
(11)

La température équivalente du ciel en fonction de la température ambiante est donnée par [15]:

$$T_{ciel} = 0.0552 T_{amb}^{1.5}$$
(12)

Le coefficient d'échange par rayonnement entre la couverture transparente et l'absorbeur est estimé par la corrélation suivante:

$$h_{r,V-abs} = \sigma \frac{\left(T_{V}^{2} + T_{abs}^{2}\right)\left(T_{V} + T_{abs}\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{V}} + \frac{1}{\varepsilon_{abs}} - 1}$$
(13)

2.2.3. Rendement du capteur

Le rendement est l'un des critères de performance des capteurs solaires. Il est définit comme étant le rapport de l'énergie thermique recueillie par le fluide de travail à l'énergie thermique reçue du soleil. L'énergie utile transmise au fluide représente la chaleur nette collectée, c'est-à-dire la chaleur restant utilisable après les diverses pertes à la réception et à l'absorption. L'énergie utile récupérée par le capteur solaire plan Q_u est fonction des caractéristiques du capteur solaire plan tel que le facteur de transmission de la vitre, le facteur d'absorption de l'absorbeur, la surface du capteur et le coefficient global de pertes thermiques.

$$\eta = \frac{\mathbf{Q}_{u}}{\mathbf{SG}} = \frac{\mathbf{m}_{f} C_{f} \left(T_{fs} - T_{fe}\right)}{\mathbf{SG}}$$
(14)

3. Résultats et discussion

3.1. Méthode de résolution

Le développement et le réarrangement des différentes équations de bilans décrivant le fonctionnement du capteur solaire plan en régime transitoire, nous a permis d'avoir un système d'équations. Les inconnues de ce système sont les températures respectivement de la vitre, de l'air confiné, de l'absorbeur et du fluide caloporteur à l'intérieur des tubes. La résolution de ce système nécessite le recours à une méthode de résolution numérique. Pour ce faire, on dispose d'une multitude de méthodes numériques telles que celle de Runge Kutta d'ordre 4 dans l'environnement Matlab.

3.2. Rayonnement solaire

La prédiction de la performance du capteur solaire requiert des informations sur le rayonnement solaire. Le flux solaire global absorbé par les différentes composantes du collecteur a été estimé par le modèle de Perrin Brinchambaut [16].

La modélisation a été effectuée pour deux journées ensoleillées de l'année qui sont le solstice d'été (21 juin) et le solstice d'hiver (21 décembre). Au cours d'une journée ensoleillée, l'éclairement solaire reçu par un capteur varie typiquement de la manière représentée sur la figure 2. Il augmente dès le lever du soleil pour atteindre un maximum à midi solaire avant de décroître à nouveau jusqu'à s'annuler à la tombée de la nuit. Comparant les deux courbes on peut observer que le rayonnement le plus élevé a été obtenu le 21 juin et le plus bas le 21 décembre.



Figure 2 : Variation du flux solaire pour les solstices en fonction du temps.

3.3. Températures des différents composants du capteur

La figure 3 illustre les profils des variations des températures de la couverture transparente, de l'air confiné, de l'absorbeur et du fluide caloporteur en fonction du temps. Dans le but de pouvoir comparer les résultats obtenus la température ambiante, la vitesse du vent, le débit massique de l'eau ($\dot{m}_f = 0.005 \text{ kg/s}$) et la température d'entrée d'eau du collecteur ont été utilisés comme données d'entrée pour le modèle de simulation. L'analyse de ces courbes permet de remarquer que la température de l'absorbeur est la plus élevée, ce qui s'explique aisément par son facteur d'absorption solaire le plus élevé ($\alpha_{abs}=0.95$). Puis, dans un ordre décroissant, nous avons la température de l'air confiné qui se trouve directement sur l'absorbeur dont le coefficient de convection thermique est élevée. Compte tenu du faible coefficient d'absorption de la vitre ($\alpha_v=0.02$) et son affectation par l'action du vent qui cause des dépenditions thermiques par convection avec l'air ambiant, la variation de la température de cette dernière, avec l'avancement de la journée, est la plus faible. Les températures les plus élevées sont obtenues au solstice d'hiver pouvant aller jusqu'à 69.38°C pour

l'absorbeur et 62.25 °C pour la température moyenne du fluide caloporteur alors qu'elles sont de l'ordre de 86° C et 77.81 au solstice d'été.

Dans les mêmes conditions, la figure 4 représente l'évolution de la température du fluide caloporteur à la sortie du capteur en fonction du temps et la longueur du tube d'écoulement du fluide. On pourrait remarquer que la température du fluide est proportionnelle à la longueur du tube absorbeur et à l'intensité du flux solaire incident. Lorsque le flux solaire augmente la température augmente rapidement et diminue selon la baisse normale journalière du flux.

3.4. Rendement du capteur

Pour évaluer l'impact de la variation de la température d'entrée du fluide sur le rendement du capteur, des simulations ont été compilées pour trois valeurs différentes de cette température ($T_{fe} = 10$ ° C, $T_{fe} = 25$ ° C et $T_{fe} = 40$ ° C). Dans le but de pouvoir comparer les résultats obtenus, on a fixé les autres paramètres. L'analyse du comportement du rendement instantané du capteur au cours d'une journée (Figure 5) montre que l'allure du rendement est assez sensible à la variation de la température d'entrée du fluide caloporteur. L'augmentation du rendement après le midi solaire peut être expliquée par l'influence de l'inertie thermique du capteur. Le capteur accumule de l'énergie le matin lorsque le flux augmente et la restitue l'après-midi lorsque le flux décroît. La différence du rendement entre le solstice d'hiver et le solstice d'été est due à la variation de la température ambiante. Vu que l'augmentation de cette dernière entraîne une diminution des échanges convectifs et radiatifs entre la vitre et le milieu extérieur.

Dans ce qui suit, l'influence de quelques paramètres de conception et opérationnel sur la température de sortie de l'eau et le rendement du capteur ont été étudié tout en limitant la représentation des résultats des simulations uniquement pour le solstice d'été (21 juin).

3.5. Effet du débit du fluide caloporteur

La figure 6(a) montre l'influence du débit massique du fluide sur les variations horaires de la température de sortie du fluide. La température de sortie du fluide caloporteur décroit lorsque le débit d'eau augmente. Ceci s'explique simplement par le fait que lorsque le débit d'eau croit, la puissance solaire incidente étant maintenue constante, la quantité d'eau à chauffer augmente, entrainant une diminution de sa température de sortie.

Quant au rendement thermique du capteur (Figure 6(b)), il augmente en fonction du débit du fluide. En effet, l'augmentation du débit entraine directement l'accroissement de la vitesse de l'écoulement du fluide d'où l'augmentation du nombre de Reynolds. Ce nombre adimensionnel caractérise le type de l'écoulement du fluide qui peut être laminaire, transitoire ou turbulent. On en déduit que l'augmentation du débit augmente la turbulence de l'écoulement d'où la favorisation de transfert thermique convectif et par conséquent l'augmentation du rendement du capteur. L'augmentation du débit d'une part, augmente la capacité calorifique du fluide caloporteur, d'où l'accroissement de la chaleur utile qui influe favorablement sur le rendement instantané du capteur. Ce résultat prouve que la variation du rendement est négligeable pour un débit massique d'eau supérieur à 0.02 kg/s. En outre, un changement du débit dans la gamme de 0.002 à 0.02 kg/s conduit à une augmentation correspondante du rendement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'écoulement de l'ecoulement de l'ecoulement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'ecoulement de l'ecoulement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'ecoulement de l'ecoulement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'ecoulement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'ecoulement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'ecoulement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'ecoulement de l'ecoulement de l'ecoulement du collecteur.

Pour sélectionner le débit optimal, un compromis entre la température de sortie du fluide et le rendement instantané du capteur doit être pris en compte. Pour un débit massique du fluide de l'ordre de 0.008 kg/s, le modèle prévoit une température de sortie environ 66,33 °C.

3.6. Effet du nombre des tubes

L'effet de la variation du nombre des tubes sur la température locale de sortie du fluide à midi solaire est mis en évidence sur la figure 7(a). Cette figure montre que la température de sortie augmente jusqu'à atteindre un maximum après elle décroit. A débit constant, le nombre des tubes influe directement sur la vitesse d'écoulement du fluide. Quand le fluide traverse une portion du tube à faible vitesse, il aura suffisamment de temps pour que sa température atteigne une valeur relativement élevée. Au delà d'une certaine valeur optimale du nombre des tubes, le coefficient d'échange convectif chute. En effet, l'augmentation de nombre des tubes réduit le nombre de Reynolds qui conduit l'écoulement vers le régime laminaire qui défavorise le transfert thermique convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Le nombre des tubes optimal, qui correspond à la température maximale atteinte par le fluide, est dépendant du débit de circulation du fluide dans la canalisation. On obtiendra donc une relation directe entre débit du fluide et nombre optimal des tubes. Cette figure montre que ce nombre optimal croît avec l'augmentation de débit.

La figure 7(b) montre l'effet de l'accroissement du nombre des tubes sur le rendement instantané local. Le rendement augmente avec le nombre des tubes jusqu'à une valeur de 10. Au-delà de cette valeur la variation est considérée négligeable.



Figure 3: Variations des températures dans le capteur solaire :(a) solstice d'hiver ,(b) solstice d'été.



(a) (b) Figure 4 : Distribution de la température du fluide caloporteur selon sa direction de l'écoulement :(a) solstice d'hiver , (b) solstice d'été.



Figure 5 : Evolution du rendement du capteur en fonction du temps: (a) solstice d'hiver, (b) solstice d'été.



Figure 6 : Effet de la variation du debit sur:(a) la température de sortie, (b) rendement local du capteur(t=12:00).



(a)

Figure 7 : Effet de la variation du nombre des tubes sur:(a) la température de sortie, (b) rendement local du

capteur(t=12:00).

4. Conclusion

Le travail présenté concerne l'analyse du comportement d'un capteur solaire plan à eau fonctionnant en régime dynamique. La modélisation en régime dynamique rend compte du comportement du capteur avec une bonne précision. Elle confirme le rôle important de l'inertie du capteur. Les résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- L'augmentation du débit du fluide caloporteur permet de diminuer sa température de sortie et d'augmenter le rendement du capteur. Pour un débit massique du fluide de l'ordre de 0.008 kg/s, le modèle prévoit une température de sortie environ 66,33 °C et un rendement de l'ordre de 76%. De plus, un changement du débit dans la gamme de 0.002 à 0.02 kg/s conduit à une augmentation correspondante du rendement d'environ 35%, ce qui indique la forte influence de l'écoulement de l'eau sur le rendement du collecteur.
- Le rendement est assez sensible à la variation de la température d'entrée du fluide caloporteur.
- Il existe un nombre des tubes optimal pour laquelle la température de sortie du fluide est maximale et que ce nombre croît avec l'augmentation du débit.

| Nomeno D G h | clature Diamètre Rayonnement global Coefficient de convection | (m) (W/m ²) (W/m ² .K) | λ ρ υ φ <i>Indice</i> | Conductivité thermique Masse volumique Viscosité cinématique Coefficient de réflexion | (W/ m.K) Kg/m ³) (m ² /s) (-) |
|-----------------------|--|---|-----------------------------------|--|---|
| m | Débit massique | (Kg/s) | a | Air confiné | |
| Nu | Nombre de Nusselt | (-) | abs | Absorbeur | |
| Pr | Nombre de Prandlt | (-) | amb | Ambiant | |
| Re | Nombre de Reynold | (-) | c | Convection | |
| Т | Température | (K) | ciel | Ciel | |
| v | Vitesse | (m/s) | éch | Echange | |
| V | volume | (m^3) | f | Fluide | |
| Lettres grecques | | | lat | Latérale | |
| μ | Viscosité dynamique | (Kg/m.s) | r | Rayonnement | |
| α | Coefficient d'absorption | (-) | V | Vitre | |
| 3 | Emissivité | (-) | vent | Vent | |

Références

- [1] C. Kerkeni, K. Hamdi, L. Dehmani and A. Belghith, Etude des Performances Thermiques à Long Terme d'un Système Solaire de Chauffage de l'Eau Sanitaire, 6^{èmes} Journées Internationales de l'Energie Thermique, 'JITh'93, Alexandrie, Egypte, 345 -351, 19-22 Avril 1993.
- [2] Document ANER, Réglementation Thermique et Energétique des Bâtiment Neufs en Tunisie, Janvier 2003.
- [3] D. Njomo; M. Daguenet, Sensitivity analysis performances of flat plate solar air heaters, Heat Mass Transfer, 42, 1065-1081, 2006.
- [4] A. Benkhelifa, Optimisation d'un capteur solaire plan. Rev.Energ.Ren, 13–18, 1998.
- [5] A. Jinwei, J. Jie, Z. Yang, Z. Aifeng, F Wen, Experimental and theoretical study of the efficiency of a dualfunction solar collector, Applied Thermal Engineering, 31, 1751-1756, 2011.
- [6] H. Dagdougui, A Ouammi, M. Robaa, R. Sacile, Thermel analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: Application to Tétouan (Morocco), Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 630-638, 2011.
- [7] E.H.Amer, J.K. Nayak, G.K. Sharm, Transient method for testing flat-plat solar collectors, Energy Conversion and management, 39, 549-558. 1998.
- [8] J.K. Nayak, J.K, E.H Amer, E.H, S.M. Deshpande, Comparison of three transient methods for testing solar flat-plate collectors, Energy Conversion and Management, 41, 677-700, 2000.
- [9] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar energy thermal process, Wiley Interscience New York, 1974.

- [10] F.P. Incorpora, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, V.S. Lavine ,Fundamentals of heat and mass transfer, Six edition, 2006.
- [11] K. Shiv, G.N.Tiwari, M.K. Gaur, Development of empirical relation to evaluate the heat transfer coefficients and fractional energy in basin type hybrid (PV/T) active solar still, Desalination, 250, 214-221, 2010.
- [12] T. Koyuncu, Performance of various designs of solar air heaters for crop drying applications, Renewable Energy, 31, 1073-1088, 2006.
- [13] M.R Herrero, J. Perez-Garcia, A. Garcia, F.G Garcia-Soto, E. Lopez-Galiana, Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices, Solar Energy, 85, 455- 469, 2011.
- [14] F.P. Incorpora, D.P. Dewitt, T.L. Bergman and V.S Lavine, Fundamentals of heat and mass transfer, Six edition 2006.
- [15] V.B. Sharma, S.C. Mullick, Estimation of heat transfer coefficients, the upward heat flow, and evaporation in solar still, transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering 113, 36–41, 1991.
- [16] S.M.A. Bekkouche, Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires, Thèse. 2008.