

Etude des performances thermiques d'un Chauffe Eau Solaire Cylindro Parabolique CЕССР type capteur stockeur

Anis MESSAOUDA, Meriem SOUSSI, Majdi HAZAMI, Farah MEHDAOUI, AmenAllah GUIZANI

Résumé — Les chauffe-eau solaires CES constituent une technologie solaire très répandue et assez prometteuse en même temps. Cette technologie présente cependant plusieurs problématiques dont la résolution améliorera la rentabilité des CES. C'est dans ce cadre que le présent travail vient traiter en premier lieu, le problème du coût des CES en présentant les différentes étapes de conception d'un Chauffe Eau Solaire Cylindro Parabolique CЕССР type capteur stockeur, à faible coût et peu encombrant. Le nouveau type de CES conçu est doté d'un absorbeur entouré par une isolation transparente concentrique et situé le long de la ligne focale d'un réflecteur cylindro parabolique.

En second lieu, le CЕССР proposé est étudié en vue de traiter le problème des déperditions thermiques dans les CES et proposer des améliorations à la structure conçue du CЕССР. Ceci est réalisé grâce à la simulation numérique moyennant le logiciel Trnsys.

Mots clés : Capteur stockeur, TRNSYS, pertes thermiques, rendement thermiques

I. INTRODUCTION

De nombreuses études ont été menées sur la possibilité d'exploiter de façon judicieuse les sources d'énergie renouvelables notamment le gisement solaire pour le chauffage de l'eau domestique. Ces études ont montré que l'utilisation accrue des énergies renouvelables peut réduire tout un éventail de problèmes écologiques tels que la pollution de l'air, les déchets solides et la pollution de l'eau [1].

Pour le solaire thermique, différentes technologies ont été développées. En 2011, par exemple, ces technologies ont produit un total de 195 TWh, ce qui correspond à plus de 20,8 millions tonnes équivalent pétrole (tep) et une économie annuelle de 63,9 millions tonnes d'émissions de CO₂. À la fin de l'année 2011, la surface totale installée est estimée à 280 millions m² répartie entre 90,3 % de capteurs plans et capteurs à tubes sous vide, 9,1 % de capteurs non vitrés et 0,7% de capteurs à air. [2]

Quant à l'échelle nationale, la Tunisie a gagné un rôle de pionnier dans le domaine du solaire thermique par la fondation du marché solaire thermique depuis les années quatre-vingts. Ayant réussi à installer plus que 40 m² par 1000 habitants à la fin de l'année 2012, la Tunisie est de loin le leader parmi les pays en Afrique du Nord. [2]

Plusieurs études théoriques et expérimentales ont été effectuées à l'échelle nationale et internationale sur des chauffe-eau solaires dans le but d'améliorer leurs performances thermiques et de diminuer leurs coûts. Parallèlement à ces études expérimentales, diverses études numériques ont été élaborées par les chercheurs en vue de prédire les performances thermiques et économiques des installations solaires. Cette approche numérique à la fois rapide et peu coûteuse s'avère nécessaire avant d'entamer un travail de conception assez coûteux ou améliorer un stand expérimental déjà existant.

En effet, l'idée d'exploitation des capteurs stockeurs a été développée depuis le 19^{ème} siècle, elle consistait à placer au soleil un réservoir noir plein d'eau pour produire de l'eau chaude en vue de l'utiliser les après-midi des journées à ciel dégagé. La bibliographie sur les chauffe-eaux solaires de type auto-stockeur a montré que l'étude est axée principalement sur:

- la forme du ballon de stockage,
- les matériaux de fabrication du système,
- l'isolation thermique du système,
- les réflecteurs et leur emplacement,
- la nature et le nombre de couvertures transparentes.

Les études et les recherches menées sur la forme du réservoir de stockage ont montré que la meilleure forme était toujours la forme cylindrique pour des raisons technologiques. En effet, le marché actuel est dominé par les systèmes basés sur les réservoirs cylindriques, vu qu'ils sont moins coûteux, aisément réalisable et plus résistants aux élévations de pression.

Le choix de la couche de peinture du ballon ayant pour rôle d'augmenter l'absorption du rayonnement solaire, a fait l'objet

de nombreuses études. En effet, un enduit absorbant et une peinture noire sont habituellement utilisés pour augmenter l'absorption du rayonnement solaire. Pendant les années 70, les chercheurs et les fabricants ont commencé à s'intéresser particulièrement au traitement extérieur des ballons. Burton et Zweig [3] ont réalisé une étude comparative entre les systèmes à peinture sélective et les systèmes peints en noir. La peinture sélective utilisée était le nickel-chrome métallique de coefficient d'absorption de 0,97 et une émissivité de 0,10. Ils ont constaté que l'eau chaude produite par les systèmes à peinture sélective est à température nettement plus élevée que celle produite par les systèmes utilisant la peinture noire.

Les recherches concernant l'isolation thermique du système ont pour but d'éliminer essentiellement les pertes latérales et arrière par conduction. Smyth et col. [4] ont conduit une série de tests de performance effectués sur deux chauffe-eaux solaires intégrés avec des ballons montés verticalement et des configurations utilisant différentes isolations. Un ballon était entièrement inclus dans un concentrateur tandis que l'autre l'était partiellement, avec le 1/3 supérieur entièrement isolé. Grâce à la stratification de l'eau, la partie supérieure isolée a amélioré la conservation thermique.

Concernant les réflecteurs, l'argent et l'aluminium sont actuellement les matériaux les plus utilisés dans les installations solaires. En effet, pour augmenter la densité de flux solaire arrivant sur un capteur, on peut utiliser des surfaces réfléchissantes, ayant un facteur de réflexion spéculaire très élevé dans le spectre solaire.

Quelques conceptions des concentrateurs utilisés sont présentées sur la figure.1.

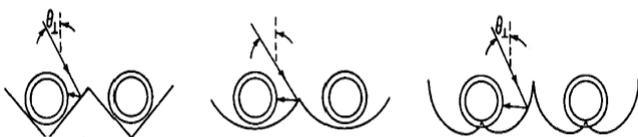


Fig.1. Quelques formes de concentrateur

Des chauffe-eau solaires qui utilisent des réflecteurs incorporés de conception asymétrique (Figure2), conçus pour minimiser les pertes thermiques par convection en créant un air stagnant autour de ballon, sont développés par Tripanagnostopoulos et Yianoulis [5-7]. Les résultats montrent qu'un Concentrateur Parabolique Compact (CPC) pour un collecteur stationnaire devrait avoir un taux de concentration de 1,5. Comparées aux systèmes symétriques d'une construction similaire, les conceptions asymétriques ont présenté un meilleur rendement.

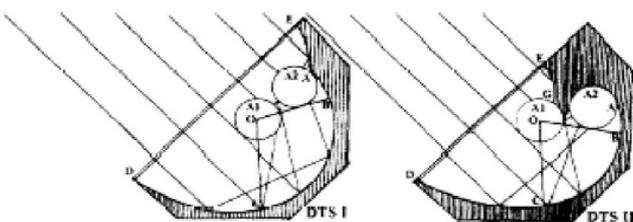


Fig.2. Chauffes eau solaire avec des réflecteurs incorporés de conception asymétrique

Smyth et Col [8,9] ont analysé le rendement annuel de deux CESP avec des ballons montés verticalement au point focal d'un concentrateur tronqué avec un taux de concentration de 1,15. Le premier système utilisait un ballon de 1,5 m enfermé partiellement dans le concentrateur et l'autre utilisait un ballon 1,0 m enfermé entièrement dans le concentrateur. Les deux systèmes ont été testés dans des conditions identiques pendant une période de 1 an. Le premier système a surpassé le second en termes d'énergie solaire collectée, les rendements thermiques réalisés étaient respectivement (45,5% et 43,7%).

Les matériaux de fabrication du système ont constitué également un thème de recherche. Les premiers chauffe-eau solaires japonais ont été construits en bois avec des systèmes postérieurs garnis de plastique. De nos jours, le cuivre, l'aluminium et l'acier inoxydable sont les matériaux les plus fréquemment utilisés. Récemment, certains types de polymères ont été employés pour augmenter le pouvoir absorbant du ballon de stockage. Le transfert de l'énergie solaire absorbée au fluide de stockage était fortement dépendant de la conductivité thermique du matériau de fabrication du réservoir, le cuivre et l'aluminium sont efficaces [10].

Les recherches concernant l'isolation transparente ont pour but de rendre le captage solaire thermique plus efficace en assurant l'effet de serre. (L'idée revient à maximiser le rendement de captation grâce à une bonne transmission du rayonnement solaire et minimiser en même temps les déperditions thermiques.

Ce dans ce cadre, que différentes voies ont été explorées en vue de minimiser les pertes thermiques par conduction, convection, et rayonnement infrarouge, tout en favorisant la transmission du rayonnement visible et proche infra-rouge entre l'air ambiant et l'intérieur du système [11]. Plusieurs solutions ont été adoptées, dont principalement l'isolation de la face avant double vitrage [12].

Des revêtements à basse émissivité ont été également employés en vue de réduire les transferts radiatifs. Cette technique impose cependant la bonne tenue de la couverture transparente à la différence de pression des deux faces. Dans le cas du verre, cette condition est satisfaite avec une forme cylindrique (bouteille thermos). Mais dans le cas de surfaces planes, l'usage de supports est nécessaire ce qui induit alors des échanges convectifs. Il faut également assurer une très bonne étanchéité, ce qui est difficile à réaliser en pratique. Les aérogels de silice, placés entre deux vitrages (sous vide ou non), constituent également une voie de recherche prometteuse [13].

Des structures capillaires ou en nid d'abeilles sont aussi utilisées, pour lesquelles des produits existent déjà sur le marché. Il s'agit de matériaux polymères, ou de verre, mis en forme de façon à constituer des cellules suffisamment fines pour éviter les transferts convectifs. Le matériau étant plutôt

absorbant dans le domaine des grandes longueurs d'onde, les pertes radiatives sont diminuées. Par contre, la transmission du rayonnement solaire est élevée si les cellules sont perpendiculaires à la surface de l'absorbeur du capteur solaire ou du mur (Figure.3).

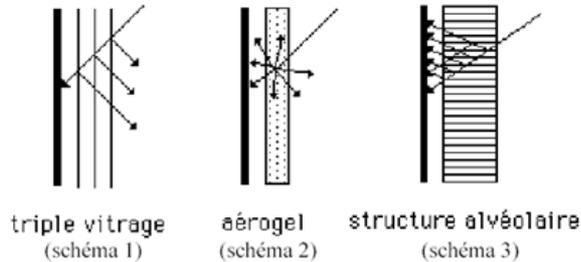


Figure.3 – Différentes isolations transparentes

Moyennant un triple vitrage (schéma 1), les rayons réfléchis sur les vitres successives sont redirigés vers l'extérieur du capteur, cette énergie est donc perdue. Avec une structure diffusante, par exemple de l'aérogel en billes (schéma 2), une proportion du rayonnement diffusé est également perdue. Par contre lorsque les cellules sont perpendiculaires à la surface absorbante (schéma 3), le rayonnement est toujours réfléchi vers l'intérieur.

Vu la contribution de quatre paramètres caractéristiques (inclinaison, longueur et section des cellules, épaisseur de leurs parois) ayant des effets contradictoires, la maximisation des gains solaires nets dans une structure alvéolaire s'avère assez complexe [14]. Tout d'abord il est nécessaire d'assurer une transmission optimale du rayonnement visible (épaisseur des parois faible, cellules de longueur petite et de section importante). Il faut ensuite réduire les pertes par conduction, moyennant des parois fines et de longueur importante (1ère contradiction). Pour réduire les pertes par convection, il faut diminuer la section (2ème contradiction). Pour réduire les pertes par rayonnement (la surface chaude émet un rayonnement infrarouge vers l'extérieur), il faut des parois épaisses (3ème contradiction), une petite section et une grande longueur. Il y a donc un compromis à trouver en fonction de l'application et du climat. L'inclinaison des cellules a également une importance. Le rapport largeur/hauteur des cellules semble moins déterminant, et leur forme peut donc être choisie pour réduire le coût de fabrication. Une section rectangulaire est préférable si on extrude d'un seul bloc un ensemble de cellules. Pour simplifier, les chercheurs adoptent pour cette structure la terminologie "nids d'abeille", même si la section n'est pas hexagonale. Un autre procédé consiste à extruder un fil, cylindrique cette fois, à l'enrouler sur un grand cylindre, à couper la longueur L voulue et à empiler les cellules ensuite. L'intérêt de ce procédé est de pouvoir obtenir des sections plus faibles (structures capillaires).

Lorsque l'isolation thermique est prioritaire, le type capillaire sera préféré. Des travaux de modélisation ont pour but de déterminer, en fonction de la géométrie, les paramètres énergétiques caractéristiques: le facteur solaire, qui caractérise la transmission énergétique du rayonnement, et le coefficient

de pertes thermiques. Ceci a pour objectif de choisir la configuration la plus appropriée en fonction de l'application, qui détermine le niveau de température souhaité, et du climat, auquel correspondent des profils de température extérieure et de rayonnement solaire.

La recherche de l'isolation et de la transparence maximales constitue donc un défi technologique qui continue à motiver de nombreuses équipes de recherche.

2. Capteurs stockeurs commercialisés sur le marché mondial

L'un des capteurs les plus commercialisés est le « Sun Flow » (Figure.4), fabriqué par l'entreprise américaine « Hydro Quest Inc. » [15]. Il est composé d'un réservoir cylindrique de 95 litres, fabriqués en acier inoxydable. Le réservoir a une première isolation interne en plastique pour diminuer les pertes thermiques et une isolation transparente externe de même nature. Le réflecteur, fabriqué en aluminium traité, assure une absorption de l'ordre de 90%. L'avantage de ce système selon le fabricant est sa simplicité et sa fiabilité.

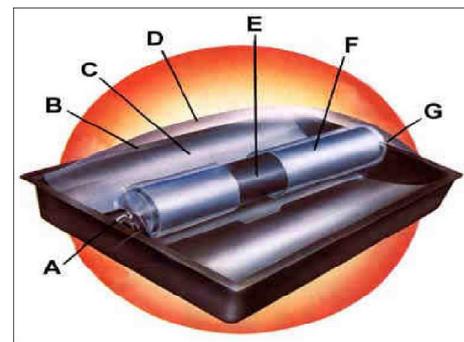


Fig.4. Schéma du capteur « Sun Flow » [15]

La figure 5 est une illustration d'un autre système de CESP commercialisé dans le Moyen-Orient et en Egypte connu sous le nom de « Solior FL150 T » conçu et fabriqué par la société ITHO aux Pays-Bas [16]. Le Solior FL 150 T est spécialement conçu pour maintenir une pression de 8 bars, qui lui permet d'être facilement raccordé à une pompe à pression. Le système utilise des miroirs pour concentrer la lumière du soleil sur le collecteur enveloppé d'une couche d'absorption solaire.



Fig.5. Schéma du système «Solior FL150 T» [16]

Dans la section suivante nous allons présenter la description du Chauffe Eau Solaire Cylindro Parabolique CESP type

capteur stockeur conçu et réalisé dans le laboratoire des Procédés Thermique (LPT) du Centre de Recherches et des Technologies de l'Énergie (CRTEen).

II. DESCRIPTION DU CESC

Le CESC est composé d'un ballon de stockage en acier inoxydable de 160 litres recouvert par une peinture noire et couvert par une isolation transparente, l'ensemble est placé dans le foyer d'un réflecteur parabolique en aluminium (Fig.6).



Fig.6. Chauffe-eau solaire cylindro-parabolique CESC

Les caractéristiques générales du système sont données par le tableau.I.

TABLEAU.1
 CARACTERISTIQUES GENERALES DU CESC

Surface d'ouverture	1,97 m x 1,34 m = 2.6 m ²
Coffre	Bois MDF d'épaisseur 2 cm et Aluminium d'épaisseur 2 mm Longueur = 2,05 m ; Largeur = 1 m ; Hauteur = 1 m
Réflecteur	Aluminium (coefficient de réflexion ≈ 0,90), Epaisseur = 1 mm Forme cylindro-parabolique : Longueur focale : f = 22 cm Profondeur : c=51 cm, Diamètre : D=134 cm, Surface=3.53 m ²
Ballon de stockage	Acier inoxydable, Peinture noire (coefficient d'absorption=0,94) Capacité : 160 l, Diamètre : 32 cm ; Largeur = 1,9 m, surface=1.9 m ²
Couverture transparente	Plastique spécial, Epaisseur = 0,001 mm, Diamètre = 40 cm
Ratio de	$C = \frac{\text{surface d'ouverture}}{\text{Aire de l'absorbeur}} = \frac{2.6}{1.9} = 1.37$

concentration.

VI. ETUDE DES PERFORMANCES THERMIQUES DU CHAUFFE EAU SOLAIRE CYLINDRO PARABOLIQUE CESC

Nous allons présenter dans cette section le dispositif et la méthodologie expérimentale de notre travail.

A. Dispositif experimental

En vue d'étudier les performances thermiques du CESC, un banc d'essai est mis en place (Figure.7).

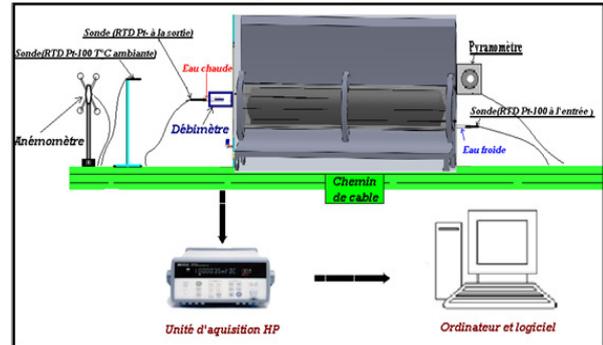


Fig.7. Stand d'essai mis en place pour le test de CESC

B. Instrumentation et appareils de mesures

L'évaluation des performances thermiques du système nécessite la mesure des données suivantes :

- le flux solaire incident (Pyranomètre),
- la température ambiante et les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du ballon (Sondes de mesure de la température type pt100),
- la vitesse du vent (Anémomètre),
- le débit d'eau (Débitmètre).

C. Acquisition des données

L'acquisition des données a été effectuée à l'aide d'une chaîne d'acquisition de type HP34970A de Agilent Technology (Figure.8).



Fig.8. Image réelle du HP 34970A

L'évaluation des performances thermique du CESC a été effectuée par les deux méthodes INPUT/OUTPUT [17] et DST [18].

D. Etude des Performances thermique du CESC par la méthode INPUT/OUTPUT

1) Description de la méthode INPUT/OUTPUT

Cette méthode consiste à remplir le ballon avec de l'eau froide jusqu'à attendre une différence de température

($T_s - T_e = 1^\circ\text{C}$) dès le matin et la laisser s'échauffer par les rayonnements solaires durant toute la journée. A la fin de la journée, on effectue un soutirage d'eau jusqu'à obtenir la même différence de température.

Pour déterminer l'énergie thermique fournie (Q_u) et l'énergie solaire reçue (H) par le système, les températures de l'eau à l'entrée T_e et à la sortie T_s du capteur sont mesurées avec un pas de temps $t_1=60$ secondes et l'intensité du rayonnement est mesurée pendant toute la journée avec un pas de temps $t_2=300$ s.

Ces mesures permettent d'évaluer Q_u et H en appliquant les formules suivantes :

$$Q_u = \dot{m} \cdot t_1 \cdot C_p \cdot \sum_{i=1}^n (T_s - T_e) \quad (1)$$

Où: T_e, T_s : Les températures instantanées de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur, \dot{m} : Débit massique de l'eau, C_p : Chaleur massique de l'eau, n : nombre de soutirages.

$$H = S \cdot t_2 \cdot \sum G_{ii} \quad (2)$$

Où :

G_{ii} : l'intensité du rayonnement instantané ($\text{W} \cdot \text{m}^2$),

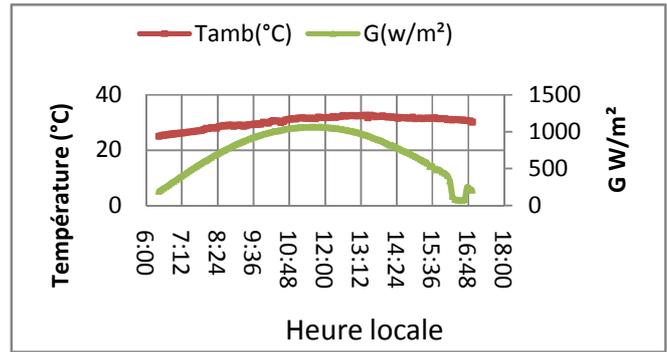
S : Surface d'entrée du capteur (m^2).

2) Résultats expérimentaux

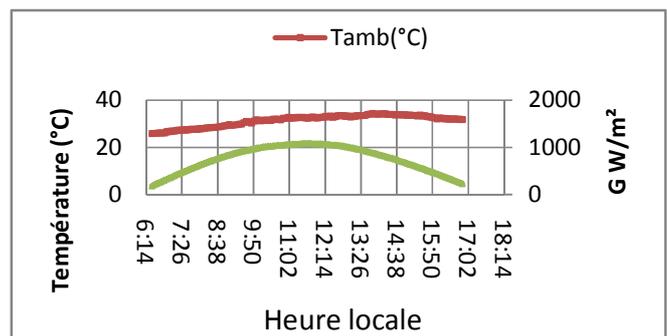
Une campagne de mesures a été effectuée par la méthode INPUT/OUTPUT. Elle consiste à suivre l'évolution de la température à la sortie du chauffe-eau solaire durant le soutirage pour une séquence de mesures qui s'étale sur trois journées successives (30/04/2014, 01/05/2014 et 02/05/2014).

On commencera notre étude par la représentation de la variation des données climatiques durant les trois jours de tests. Ensuite on donnera la variation de la température de l'eau en provenance du CESP pendant le soutirage.

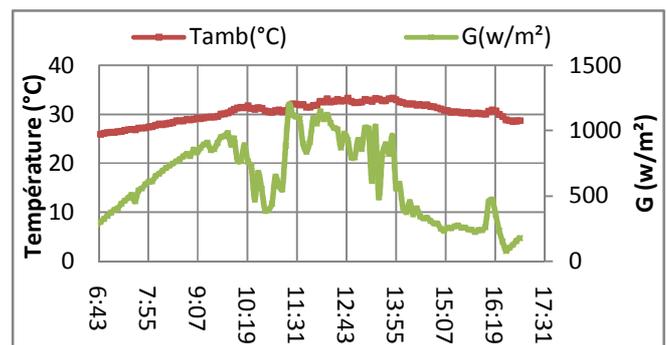
Sur les figures.9 nous avons représenté l'évolution de la température ambiante et de l'ensoleillement pour les trois journées de tests. Les résultats montrent que pour les journées du 30/04/2014 et 01/05/2014, caractérisées par un ciel dégagé et un fort ensoleillement ($G_{\text{max}}=1100 \text{ W} \cdot \text{m}^2$), la température ambiante dépasse 30°C à midi. Quant à la journée du 02/05/2014, caractérisée par un ciel nuageux, elle montre une fluctuation spectaculaire ainsi qu'une diminution importante de la température durant l'après midi.



(a)



(b)



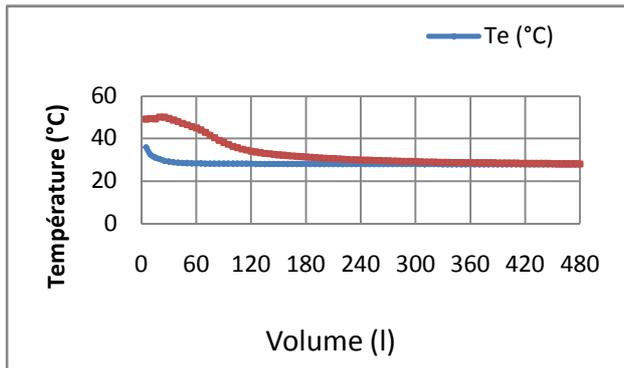
(c)

Fig.9. Prélèvement des données climatiques pendant les trois journées de tests: (a) 30/04/2014, (b) 01/05/2014 et (c) 02/05/2014

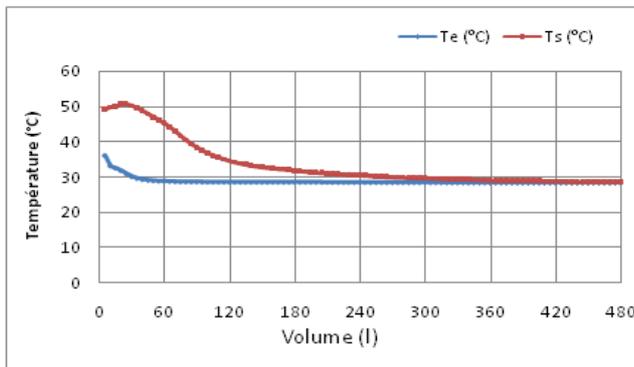
Sur les figures.10, nous avons représenté la variation de la température de l'eau à la sortie du chauffe-eau solaire pendant le soutirage durant les trois journées de tests. Au cours des tests un débit de soutirage de $10 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ est adopté.

On constate que la température de l'eau à la sortie du chauffe-eau solaire décroît exponentiellement et tend vers la valeur de la température de l'eau de renouvellement à l'entrée du chauffe-eau solaire, de l'ordre de 28°C . Cette décroissance est d'autant plus rapide que l'ensoleillement est plus fluctuant. On remarque également que la température de sortie pendant les journées de 30/04/2014 et 01/05/2014 est plus élevée que celle relative à la journée du 02/05/2014. Ceci est dû à la variation des conditions climatiques pendant cette journée.

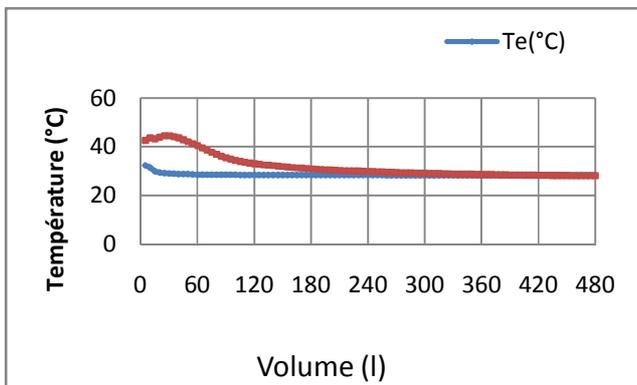
Les résultats expérimentaux montrent que la quantité d'eau chaude soutirée est plus importante pendant les journées 30/04/2014 et 01/05/2014. Elle est estimée à 90 litres à une température moyenne de près de 40 °C. Tout comme la variation de la température à la sortie du chauffe-eau solaire, la quantité d'eau soutirée dépend des conditions climatiques pendant les journées de test. On constate que pendant la journée du 02/05/2014, la quantité d'eau soutirée est estimée à la valeur de 90 litres à une température moyenne de près de 35°C.



(a)



(b)



(c)

Fig.10. Profil de soutirage durant les journées de test: (a) 30/04/2014, (b) 01/05/2014 et (c) 02/05/2014

Les résultats de la campagne de mesures effectuée sur le chauffe-eau solaire, nous ont permis de déterminer le rendement thermique journalier η_j du système. η_j correspond au rapport entre l'énergie thermique fournie par le capteur solaire Q_u et l'énergie reçue H . H est défini comme : $H = G . A$, avec :

- A : la surface du capteur, égale à 2,6 m² dans le cas de notre capteur.
- G : le flux incident global.

Le rendement journalier est variable et fortement dépendant des conditions climatiques de la journée considérée. Le rendement journalier moyen du CESCOP est de l'ordre de 19 %. Les résultats sont présentés dans le tableau.II.

Cette valeur modeste du rendement peut être expliquée par l'isolation peu performante du capteur (couverture en plastique). De plus, vu que la méthode Input/Output est basé sur le soutirage en fin de journée, le cumul d'eau chaude dans le ballon de stockage engendre des déperditions thermiques importantes par rayonnement et par convection entre le ballon de stockage, l'isolation transparente et la voûte céleste.

TABLEAU.II
 RENDEMENT THERMIQUE

Journées de tests	H (MJ)	Q _u (MJ)	η_j (%)
(30/04/14)	47.88	9.8	20.46
(01/05/14)	49.21	9.5	19.3
(02/05/14)	39.9	7	17.54

E. Etude des Performances thermique du CESCOP par la méthode DST

La méthode DST permet, en utilisant le logiciel spécifique SOLO 2000, d'évaluer les performances thermiques annuelles d'une installation solaire domestique ou collective en se basant sur des essais effectués pendant quelques jours d'essais. Les résultats des essais seront exploités pour la détermination des paramètres caractéristiques de notre système (Tableau.III).

TABLEAU.III
 RESULTATS DE MESURE SELON LA METHODE DST

Symbole	Désignatio	Unité	Valeur
Ac*	Surface utile	m ²	0,74
Uc*	Coefficient de perte de capteur	W.m ⁻² .K ⁻¹	10,46
Us	Coefficient de perte du Ballon	W.K ⁻¹	1,6
Cs	Capacité thermique du ballon	M.J.K ⁻¹	0,3848

Ces paramètres sont les inputs du logiciel SOLO 2000 utilisé pour calculer la couverture solaire f , les besoins mensuels en énergie (Fraction solaire) et la productivité du chauffe-eau solaire (Tableau.VI.)

TABLEAU.VI
 RESULTATS PRODUITS PAR SOLO2000

Mois	Couverture %	Besoins (kWh)	Productivité (kWh)
Jan	61	151	92
Fév	61	133	81
Mars	65	143	93
Avr	61	136	83
Mai	65	135	88
Juin	72	119	85
Juil	82	108	88
Aout	88	99	87
Sep	88	102	90
Oct	85	119	101
Nov	77	130	101
Déc	69	146	100
Annuel	72	1521	1089

D'après les résultats obtenus on remarque que la couverture solaire f , du CЕССР atteint les valeurs maximales de l'ordre de 88 % durant la saison chaude (Aout et Septembre). Pendant la saison froide où le besoin de chauffage s'accroît (de Décembre à Avril), f varie de 61 à 69 %. Les résultats montrent également que la productivité du chauffe-eau solaire varie pendant la même période de 81 à 100 kWh. D'autre part, la productivité annuelle du système CЕССР est égale à 1089 kWh pour un besoin de 1521 kWh et donc un taux de couverture égale à 72 %.

F. Conclusion

Les résultats de la campagne de mesures effectuée ont montré que notre système présente un coefficient de déperdition important de l'ordre de $10.46 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ et un rendement thermique modeste de l'ordre de 20%. Ceci est expliqué par le manque d'étanchéité de la structure du CЕССР et les déperditions accrues par convection et par rayonnement.

Pour diminuer ces déperditions et améliorer la performance thermique de notre système, il est préférable d'utiliser une isolation transparente à l'aide d'un cylindre en verre ou en plexi glace transparent. Cette solution nous garantira une meilleure étanchéité ainsi que la possibilité de créer le vide entre l'isolation transparente et le ballon de stockage.

Nous présentons dans la section suivante une étude numérique de cette solution. Cette étude réalisée moyennant le logiciel TRNSYS nous permettra de prévoir les performances thermiques du capteur stockeur conçu avec création du vide.

V. SIMULATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE DU CЕССР APRES AMELIORATION DE L'ISOLATION THERMIQUE

Les simulations effectuées moyennant le logiciel TRNSYS ont été réalisées moyennant les modules composants modélisant le capteur cylindro-parabolique (type 536) [28] et la pompe de circulation (type 3). Des composants utilitaires ont été également employés : le lecteur de données météorologiques (type 9), l'intégrateur (type 24) ainsi que le traceur de résultats (type 65) et l'imprimante de résultats (type 25).

A. Capteur solaire parabolique à concentration (Type 536)

Type 536 [29] est le module de TRNSYS qui permet de modéliser un capteur solaire parabolique à concentration constitué d'un tube sous vide placé dans le foyer d'une parabole réalisée avec un matériau très réfléchissant.

1) Description mathématique du Type 536

La forme du capteur solaire parabolique à concentration ne lui permet pas de recevoir une quantité importante de rayonnement diffus. Cependant, toute l'énergie utile produite résulte du rayonnement direct. En effet, tout le rayonnement direct incident est reflété par la surface du réflecteur et concentré sur le tube absorbeur.

La haute contribution du rayonnement direct dans la performance des capteurs cylindro-paraboliques nécessite l'utilisation d'un système suiveur «tracking system» qui permet d'orienter le réflecteur à la position optimale de l'angle d'inclinaison, ce qui permet de concentrer le maximum du rayonnement solaire sur le tube.

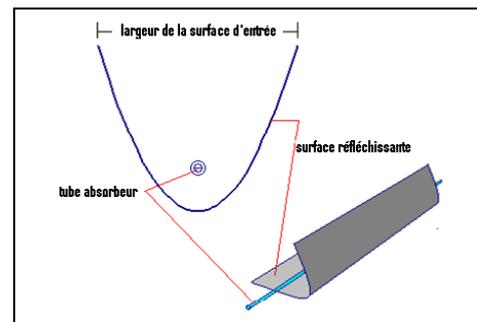


Fig.11. Capteur solaire parabolique à concentration

Comme pour tout autre type de capteur solaire, les tests effectués pour les capteurs paraboliques à concentration sont réalisés pendant des journées ensoleillées et pour un éclairement solaire normal à la surface du capteur. Or l'angle d'incidence du rayonnement solaire varie au cours de la journée et tout le long de l'année. De ce fait le pouvoir de transmission de la couverture des capteurs évolue également, ce pouvoir est mesuré au moyen d'un facteur dit facteur

d'angle ou encore facteur d'incidence noté IAM (Incident Angle modifier) donné par l'expression suivante:

$$IAM = \frac{\tau\alpha}{(\tau\alpha)_n} \quad (3)$$

Où $\tau\alpha$ est le produit entre la transmittivité du couvercle et le coefficient d'absorption de l'absorbeur du capteur solaire.

2) Les performances thermiques du capteur solaire parabolique à concentration [29]

Dans la terminologie TRNSYS, le type 536 modélise les performances thermiques d'un capteur cylindro-parabolique. En effet, le modèle mathématique adopté par ce type définit la température du fluide caloporteur à la sortie du capteur comme suit :

$$T_s = T_e + \frac{Q_u}{\dot{m}_f C_{P_f}} \quad (4)$$

Où:

T_s : Température du fluide à la sortie du capteur.

T_e : Température du fluide à l'entrée de capteur.

C_{P_f} : La chaleur spécifique du fluide.

\dot{m}_f : Le débit massique du fluide circulant à travers le collecteur à un moment donné.

Q_u : L'énergie utile fournie par le capteur.

En effet, cette énergie est exprimée par l'équation suivante :

$$Q_u = S_c [F_R(\tau\alpha)_n I_t - F_{R,U_L} \Delta T] \quad (5)$$

Où:

S_c : Surface du capteur. [m²]

$F_R(\tau\alpha)_n$: L'efficacité avec laquelle le rayonnement solaire est absorbé par la plaque et transféré par un fluide circulant à travers le collecteur.

I_t : Le rayonnement solaire incident sur le plan de la surface de collecteur.

F_{R,U_L} : Coefficient de déperdition du capteur.

T_a : La température ambiante et $\Delta T = T_e - T_a$.

Le débit dans l'équation IV. 1 est le débit massique du fluide dans une branche parallèle du champ de capteurs. La température de sortie du fluide est :

$$T_s = T_a + F_R(\tau\alpha)_n IAM G - C / F_{R,U_L} \quad (6)$$

Où IAM est le facteur d'incidence, G est le rayonnement solaire incident reçu par la surface du capteur et C est le ratio de concentration. $C = \frac{\text{surface d'ouverture}}{\text{Aire de l'absorbeur}}$

Dans le cas d'un champ de capteurs (en série et/ou en parallèle) et pour des débits dans des conditions autres que les conditions de test, l'énergie utile est donnée par l'équation suivante :

$$Q_u = R_1 R_2 S_e N_p \left[F_R(\tau\alpha)_n IAM G - F_{R,U_L} / C (T_e - T_a) \right] \quad (7)$$

Où N_p est le nombre de capteurs en parallèle et S_e est la surface d'ouverture du capteur.

R_1 et R_2 sont deux modificateurs appliqués à l'équation II. 2 pour adapter les calculs à des débits autres que les débits de test et pour tenir compte de plus d'un collecteur.

R_1 et R_2 sont donnés par les équations suivantes :

$$R_1 = \frac{N_s \dot{m}_f C_{P_f}}{S_e} \left(\frac{1 - e^{(-F'U_L S_e) / (N_s \dot{m}_f C_{P_f})}}{R_{\text{test}}} \right) \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{R_1 S_e F_{R,U_L}}{\dot{m}_f C_{P_f} N_s C} \right)^{N_s}}{N_s \left(\frac{R_1 S_e F_{R,U_L}}{\dot{m}_f C_{P_f} N_s C} \right)} \quad (9)$$

Avec N_s : Nombre de capteurs en série

$$R_{\text{test}} = g_{\text{test}} C_{P_f} \left(1 - e^{(F'U_L / (g_{\text{test}} C_{P_f}))} \right) \quad (10)$$

g_{test} : Le débit du fluide qui s'écoule à travers le collecteur dans les conditions d'essai.

$F'U_L$: Le coefficient de perte modifié est lié au coefficient de perte standard F_{R,U_L} (fourni par les fabricants de capteurs) est donné par l'équation suivante :

$$F'U_L \begin{cases} F_{R,U_L} & \text{si } \frac{F_{R,U_L}}{g_{\text{test}} C_{P_f} C} \geq 1 \\ g_{\text{test}} C_{P_f} \left(1 - e^{(F_{R,U_L} / (g_{\text{test}} C_{P_f} C))} \right) & \text{si } \frac{F_{R,U_L}}{g_{\text{test}} C_{P_f} C} < 1 \end{cases}$$

Cette équation permet ainsi de corriger les valeurs des coefficients de pertes de charges standards F_{R,U_L} lorsque le fluide parcourt le capteur avec un débit différent du débit nominal.

3) Modes de fonctionnement du champ de capteurs cylindro-paraboliques modélisés par le Type 536

Le Type 536 permet de modéliser trois modes de fonctionnement du champ de capteurs cylindro-paraboliques :

a- Le débit d'entrée est fixé par l'utilisateur. Dans ce cas la température de sortie est variable et est calculée par le modèle. Le mode de fonctionnement de la pompe d'alimentation défini comme "input" du type 536 est fixé à 0.

b- La température de sortie est fixée par l'utilisateur. Dans ce cas le débit vari selon les calculs du modèle et le mode de fonctionnement de la pompe est fixé à 1.

c- Le capteur doit nécessairement fournir la température fixée par l'utilisateur. Le débit est calculé par les équations précédentes 6.1.2. Cependant si la température du fluide caloporteur est inférieure à la température de consigne, le

fonctionnement du capteur est arrêté. Le mode de fonctionnement de la pompe est égal à 2 dans ce cas.

Dans le deuxième cas (mode=1), la différence entre l'énergie fixée et l'énergie produite par le capteur cylindro-parabolique est l'énergie $Q_{dég}$ qui doit être dégagée par le capteur pour limiter la température du fluide à la sortie à T_{max} , elle est calculée par l'expression suivante :

$$Q_{dég} = \dot{m}_f C_p (T_s - T_{max}) \quad (10)$$

Où T_{max} est la Température maximale définie par l'utilisateur pour laquelle le fluide peut sortir du champ de capteurs. [° C]

Dans notre cas d'étude, on a opté pour le mode 0 du fonctionnement du champ de capteur afin de pouvoir modifier le débit de circulation du fluide caloporteur et analyser son influence sur la variation de la température et de l'énergie utile de capteur.

3) Résultats et interprétations

Des séries de simulations ont été réalisées dans le "Simulation Studio", interface graphique de Trnsys (Figure.12) durant toute l'année et moyennant les données climatiques réelles décrites dans le paragraphe précédent.

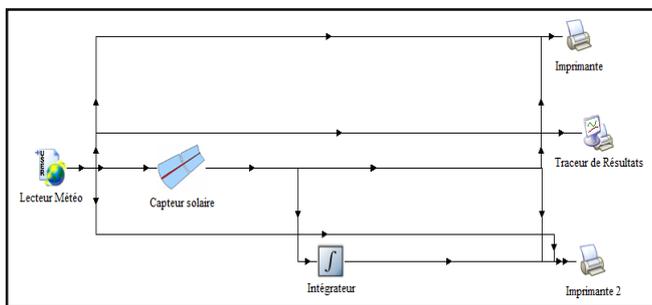


Fig.12. Schéma de la simulation sur Trnsys

La figure 13 montre l'allure de la variation de la température ambiante (T_{amb}) et de la température de l'eau à la sortie du capteur (T_s) par rapport au temps. Les résultats visualisés sont relatifs à la première semaine du mois de Juin, la température ambiante varie entre 20°C et 31°C, quant à l'eau pénétrant le capteur concentrateur à 20°C, elle atteint à sa sortie un pic de 53°C. Durant la saison chaude, la température à la sortie du capteur peut également atteindre 53°C, une température relativement faible par rapport aux températures garanties par les capteurs concentrateurs qui dépasse 100°C dans la plupart des cas. De telles hautes températures sont surtout enregistrées dans le cas de champ de capteurs de surface réceptrices importantes installés en série ou en parallèle et dotés d'un absorbeur ayant une surface réduite et donc un système avec un ratio de concentration plus important. De tels systèmes emploient également un ballon de stockage bien isolé. Ainsi,

les valeurs de la température T_s sont principalement influencées par la faible surface du capteur concentrateur utilisé, l'absence d'un ballon de stockage ainsi que la structure particulière choisie. En effet, les simulations sont effectuées pour comparer les performances du capteur concentrateur et du capteur stockeur conçu. De ce fait, la structure étudiée est caractérisée par un ratio de concentration faible dû à une surface importante de l'absorbeur, supposé représenter le stockage du système.

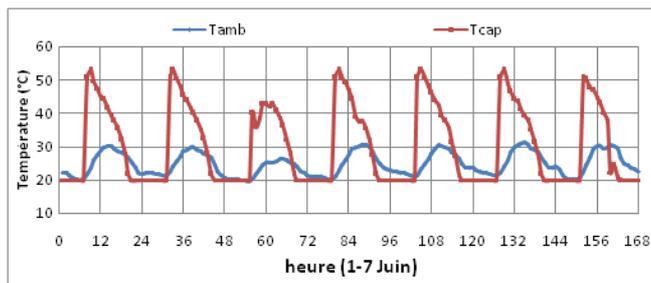


Fig.13. Variation de la température ambiante et de la température de l'eau chaude par rapport au temps

Par ailleurs, il est important de noter que la température maximale retrouvée par simulation est $T_{max}=53°C$. La température maximale enregistrée durant les essais expérimentaux est ($T_{max}=52 °C$). Cependant cette température résulte du stockage effectué lors des tests durant lesquels le fluide a été stocké dans l'absorbeur et soutiré vers 16h. Les simulations sur Trnsys n'ont pu permettre que des résultats horaires; le fluide est emprisonné dans l'absorbeur durant une heure uniquement.

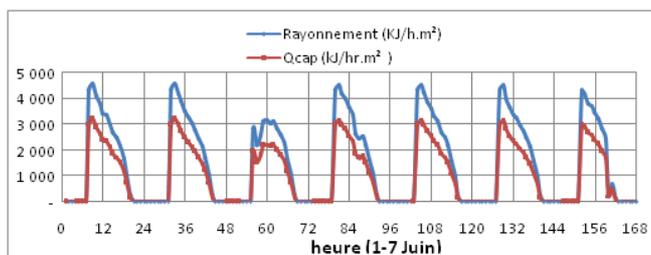


Fig.14. Variation du rayonnement solaire incident et de l'énergie utile du capteur par rapport au temps

La variation du rayonnement solaire incident et de l'énergie utile du capteur sont représentées par la figure 14 où l'on remarque une allure synchronisée ainsi que des pics coïncidents, ceci est totalement explicable par la haute contribution du rayonnement direct dans la performance des capteurs cylindro-paraboliques. Le rayonnement direct atteint un pic de 4553 KJ/h.m² durant la saison chaude alors que l'énergie utile atteint une valeur de 3193 KJ/h.m², ce qui permet d'avoir un rendement thermique de l'ordre de 0,70 qui se rapproche des rendements des chauffe eau solaires

TABLEAU.V
 COMPARAISON DE RENDEMENT THERMIQUE DE CЕСCP (TRNSYS)
 AVEC AUTRES CAPTEURS

Capteur	Photo	Rendement thermique
CЕСCP		0,70
chauffe eau solaire avec tube sous vide		0,76
Chauffe eau solaire avec capteur plan		0,67

VI.CONCLUSION

Dans le présent travail le nouveau type de chauffe eau solaire 'Chauffe Eau Solaire Cylindro Parabolique CЕСCP type capteur stockeur' conçu et réalisé dans le laboratoire des Procédés Thermique (LPT) du Centre de Recherches et des Technologies de l'Énergie (CRTEн) est testé en premier lieu dans le but de déterminer ses performances thermiques. En second lieu une simulation numérique moyennant le logiciel Trnsys est réalisée en vue de traiter le problème des déperditions thermiques dans CЕСCP.

Les résultats expérimentaux ont montré que notre système présente un coefficient de déperdition important de l'ordre de $10.46 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ et un rendement thermique modeste de l'ordre de 20%. Ceci est expliqué par le manque d'étanchéité de la structure du CЕСCP et les déperditions accrues par convection

et par rayonnement surtout lors du stockage de l'eau toute la journée et son soutirage en fin d'après midi

Cependant le rendement thermique de 70% du CЕСCP obtenu par la simulation sur Trnsys se rapproche des rendements des chauffe eau solaires employant les capteurs plans et les capteurs sous vide. Ces systèmes qui sont les plus préconisés, les plus performants et les plus commercialisés dans le domaine du chauffage de l'eau sanitaire pourraient être devancés par la technologie du CЕСCP notamment si la structure des capteurs est améliorée.

De ce fait, l'optimisation du fonctionnement du capteur stockeur conçu ne peut être garantie qu'avec modification de la structure existante par l'amélioration de l'étanchéité et la création du vide ce qui entrainera nécessairement la diminution des déperditions à travers les parois principal facteur influant la productivité du capteur.

Références

- [1] http://www.ren21.net/Portals/0/documents/Resources/GSR/2013/Press%20release%20short_French.pdf
- [2] solarthermalworld.org/sites/gstec/files/.../le_marche_ces_en_tunisie.pdf
- [3] Burton JW, Zweig PR. "Side by side comparison study of integral passive solar water heaters". Proceedings of the sixth national passive solar conference, Portland, Oregon, USA 1981 p. 136-140.
- [4] M. Smyth, Eames, B. Norton, 'Integrated collector storage solar water heaters', Renewable and Sustainable Energy reviews, 2004, 1-36.
- [5] Y. Tripanagnostopoulos, P.Yianoulis, 'CPCsolar collectors with multichannel absorber', solar energy Vol. 58, N° 1-3, 1996, 49-61.
- [6] Y. Tripanagnostopoulos, M.Souliotis, 'ICS solar system with horizontal (E-W) and vertical (N-S) cylindrical water storage tank', Renewable Energy, N°29, 2004, 73-96.
- [7] Y. Tripanagnostopoulos, M.Souliotis, 'ICS solar system with horizontal cylindrical storage tank and reflector of CPC or involute geometry', Renewable Energy, N°29, 2004, 13-38.
- [8] Smyth, P. C. Eames and B. Norton, 'Annual performance of heat retaining integrated collector/storage solar water heaters in northern maritime climate', Solar energy Vol70, 2001, no.5, pp.391-401
- [9] M. Smyth, P. C. Eames and B. Norton, 'Evaluation of a freeze resistant integrated collector/storage solar water-heater for northern Europe', Applied Energy VOL86, 2001, 256-274.
- [10] M. Smyth, Eames, B. Norton, 'Integrated collector storage solar water heaters', Renewable and Sustainable Energy reviews, 2004, 1-36.
- [11] L. Jesh, ateliers TI1... TI5 "Transparent Insulation Workshop", 1986...1992, Birmingham et Freiburg

- [12] R.E. Collins, A.C. Fischer-Cripps et J.Z. Tang, Transparent evacuated insulation, Solar Energy vol 49 n°5, nov. 1992
- [13] P. Achard, Aérogels de silice, Journées isolation 88, séminaire AFME, Sophia Antipolis, nov.-déc. 88
- [14] K.G.T. Hollands, An approximate equation for predicting the solar transmittance of transparent honeycombs, Solar Energy vol 21 pp 231-236, 1978
- [15] HydroQuest. <http://servomaticsolarparts.com/>, 2010.
- [16] <http://energy.phoenixlb.com/Solar-Water-Heaters.html>
- [17] S. Jamel, 'Test des chauffe-eau solaires, Validation de la méthode Input / Output', Projet de Fin d'Etudes, ENIT, 2001.
- [18] A. Bkathria et K. Fadhli, 'Test des Chauffe-eau Solaires, Méthode DST', Projet de Fin d'Etudes, ENIT, 2001.
- [19] Duffie, J.A., and W.A. Beckman; Solar Engineering of Thermal Processes; J. Wiley and Sons, 1991
- [20] M. Hazami , S Kooli, N Naili, A Farhat 'Long-term performances prediction of an evacuated tube solar water heating system used for single-family households under typical' Nord-African climate (Tunisia). LPT, CRTEn. Communicated by: Associate Editor H.-M. Henning