

CONCEPTION ET RÉALISATION D'UN RÉFRIGÉRATEUR SOLAIRE À ADSORPTION DESTINÉ À LA CONSERVATION DES VACCINS DANS LES ZONES SOUDANO SAHÉLIENNES DU CAMEROUN.

ARMAND NOËL NGUECHE CHEDOP¹, NOËL DJONGYANG¹, ZAATRI ABDELOUAHAB²

¹ Department of Renewable Energy, The National Advanced School of Engineering of Maroua, University of Maroua, Cameroon.

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering Science, Frères Mentouri University Constantine 1, Constantine, Algeria.

Reçu le 30/04/2018 – Accepté le 12/07/2018

Résumé

Cet article présente la conception et la réalisation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple silicagel/eau destiné à la conservation des vaccins dans les zones soudano sahéliennes du Cameroun. Dans un premier temps, une modélisation complète des différentes parties de la machine à adsorption solaire a été effectuée, ensuite, un programme de calcul sur Matlab est réalisé en utilisant les conditions climatiques (rayonnement solaire, ensoleillement et température) de la ville de Maroua. Ceci nous a permis d'effectuer le dimensionnement des éléments essentiels du prototype à savoir : boîtier, absorber, bahut, condenseur et évaporateur. Dans notre programme, en fonction de l'ensoleillement et de la température des mois d'Avril et Août 2016 de la ville de Maroua au Cameroun, nous avons évalué les températures au niveau du condenseur, de l'évaporateur et de la chambre froide. Ce qui nous a permis d'évaluer pour ses deux mois l'évolution de l'irradiation solaire et de l'énergie utile de désorption à fin de calculer le coefficient de performance thermique $[[COP]]_{th}$, le coefficient de performance solaire $[[COP]]_{Sol}$ et le rendement de captation solaire η de la machine. Les résultats obtenus montrent un fonctionnement satisfaisant du réfrigérateur solaire dans cette ville, avec des coefficients de performances thermiques ayant des valeurs comprises entre 0,0327 et 0,1937 pour le mois d'Avril contre 0,0325 et 0,1576 pour le mois d'Août, et les coefficients de performances solaire compris entre 0,0226 et 0,151 pour le mois d'Avril contre 0,0216 et 0,108 pour le mois d'Août.

Mots clés: Capteur solaire ; Programme ; Prototype ; Réfrigérateur Solaire ; Modélisation ; Conditions climatiques.

Abstract

This article presents the design and implementation of a solar adsorption refrigerator using silica gel / water pair for vaccine storage in Sudano Sahelian areas of Cameroon. At first, a complete modeling of the different parts of the solar adsorption machine was carried out, then a calculation program on Matlab is carried out using the climatic conditions (solar radiation, sunshine and temperature) of the city of Maroua. This allowed us to dimension the essential elements of the prototype namely: case, absorber, sideboard, condenser and evaporator. In our program, according to the sunshine and the temperature of the months of April and August 2016 of the city of Maroua in Cameroon, we evaluated the temperatures at the condenser, the evaporator and the cold room. This allowed us to evaluate for its two months the evolution of solar irradiation and the useful energy of desorption in order to calculate the coefficient of thermal performance $[[COP]]_{th}$, the coefficient of solar performance $[[COP]]_{Sol}$ and solar capture efficiency η of the machine. The results obtained show a satisfactory operation of the solar refrigerator in this city, with thermal performance coefficients having values between 0.0327 and 0.1937 for the month of April against 0.0325 and 0.1576 for the month of April. 'August, and the solar performance coefficients between 0.0226 and 0.151 for the month of April against 0.0216 and 0.108 for the month of August.

Keywords : Solar captor ; Program ; Prototype; Solar refrigerator; Modelization ; Weather conditions.

ملخص

تقدم هذه المقالة تصميم وتنفيذ ثلاجة لامتصاص الطاقة الشمسية باستخدام هلام السيليكا / زوج الماء لتخزين اللقاحات في مناطق السودانو الساحل في الكاميرون. في البداية ، تم وضع نموذج كامل للأجزاء المختلفة من آلة امتصاص الطاقة الشمسية ، ثم يتم تنفيذ برنامج حساب على Matlab باستخدام الظروف المناخية (الإشعاع الشمسي ، أشعة الشمس ودرجة الحرارة) لمدينة ماروا. هذا سمح لنا بعدا العناصر الأساسية للنموذج الأولي وهي: الحالة ، امتصاص ، بوفيه ، المكثف والمبخر . في برنامجنا ، وفقاً لأشعة الشمس ودرجة حرارة شهري أبريل وأغسطس 2016 لمدينة ماروا في الكاميرون ، قمنا بتقييم درجات الحرارة في المكثف والمبخر والغرفة الباردة. سمح لنا ذلك بتقييم تطور الإشعاع الشمسي والطاقة الممتازة للامتصاص لمدة شهرين من أجل حساب معامل الأداء الحراري $[[COP]]_{th}$ ، معامل الأداء الشمسي $[[COP]]_{Sol}$ وكفاءة التقاط الطاقة الشمسية η من الجهاز. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها عملية مرضية للثلاجة الشمسية في هذه المدينة ، مع وجود معاملات أداء حرارية تتراوح قيمتها بين 0.0327 و 0.1937 لشهر أبريل مقابل 0.0325 و 0.1576 لشهر أبريل. أغسطس ومعاملات الأداء الشمسي بين 0.0226 و 0.151 لشهر أبريل مقابل 0.0216 و 0.108 لشهر أغسطس.

الكلمات المفتاحية: جامع الطاقة الشمسية البرنامج؛ النموذج. الثلاجة الشمسية ؛ تصميم ؛ الشروط المناخية.

NOMENCLATURE

Symboles :

M_g : masse de glace [Kg]

ΔT : différence de température [K]

q : la fraction adsorbée

P : la pression d'équilibre d'adsorption,

P_s : la pression de vapeur saturante de

E : énergie solaire utile ou entrée solaire

H_j : rayonnement solaire global reçu dans

A : surface du collecteur solaire (m^2).

T = température dans le capteur solaire

$I(t)$: est l'éclairement reçu par la face

Lettres grecques :

ρ masse volumique, kgm^{-3}

λ conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

η : rendement solaire (%)

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ Stephan-Boltz

η : Solar Yield (%)

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ Stephan-Boltz

φ fraction massique

κ constante de Von Karman

Indices / Exposants :

L_{fu} : chaleur latente [J / Kg]

C_p : la chaleur spécifique de l'eau

T_a : est la température ambiante [K]

L_{evap} : la chaleur latente de l'évaporation de

L_{fu} : chaleur latente [J / Kg]

B_{ener} : les besoins énergétiques (kWh / J)

A_d = gain solaire diffus [W]

R_{ayon} = pertes de rayonnement [W]

T_{air} = Température ambiante [K]

B_{ener} : les besoins énergétiques (kWh / J)

A_d = gain solaire diffus [W]

COP_{th} : Coefficient de performance

COP_{sol} : coefficient de performance solaire

M_d : Masse de réfrigérant désorbée [Kg]

C_p : Chaleur spécifique du réfrigérant [J

Q_c est le froid produit à l'évaporateur

Q_c : Quantité de chaleur extraite au

U_E : Irradiation nécessaire pour effectuer la

S_{av} : Est la surface avant du capteur

INTRODUCTION

L'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés est un moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnel. Parmi les procédés de transformations thermiques de l'énergie solaire, la réfrigération solaire est l'application la plus indiquée pour le stockage des denrées alimentaires, des produits pharmaceutiques et le confort thermique dans l'habitat puis qu'elle contribue efficacement à la réduction du fort pic de la consommation d'énergie électrique en période de canicule responsable de la plupart des problèmes d'approvisionnement. Associées aux éventuelles fuites de fluides frigorigènes, ces pics de production électrique induisent une augmentation des émissions de gaz à effet de serre, accentuant le cercle vicieux du changement climatique. Par ailleurs, les régions tropicales sèches sont des zones où le potentiel solaire est très important, l'ensoleillement annuel est toujours supérieur à 20 000 kJ par m^2 de surface de captation [1-5]. Il est donc important d'exploiter cette ressource naturelle notamment dans le domaine de la production de froid. Si les méthodes de production de froid et de climatisation classiques sont un frein pour l'efficacité énergétique en particulier dans ses régions tropicales sèches, pourquoi ne donc pas utiliser comme énergie de substitution l'énergie solaire ? L'exploitation de l'énergie solaire n'est-elle pas une solution aux divers problèmes énergétique et climatique que connaît l'Afrique ? Vue le faible produit international brute (PIB) de la plupart des pays Africains, est-il véritablement possible d'envisager un développement à grand échelle de l'exploitation de l'énergie solaire à des fins socio-environnementales telles que la climatisation des locaux et la conservation des denrées alimentaires ? Toutes ces questions imposent donc une étude première de faisabilité. Plusieurs travaux dans le domaine de la réfrigération par sorption (absorption et adsorption) ont été couronnés de succès et des réfrigérateurs ont été réalisés. Cependant, ils sont parfois peu adaptés puisque rares sont ceux qui ont été testés sous des conditions météorologiques réelles.

Les régions sahéliennes en générales et celles du Cameroun en particulier sont des zones les plus souvent dépourvues d'énergies électriques et en période très chaude (canicule), on observe une augmentation de taux de mortalité dans ses zones à cause des maladies telles que la méningite, le choléra et la poliomyélite. Fort de ce constat il est alors important de se demander comment réduire ses taux de mortalité dans ses zones en proposant un réfrigérateur solaire pour la conservation des vaccins.

L'objectif final de ce travail est de concevoir et de réaliser au laboratoire des Energies Renouvelables de l'Université de Maroua un réfrigérateur fonctionnant à l'énergie solaire et permettant de refroidir 5 kg d'eau de 35°C afin de transporter des vaccins dans des régions reculées. La glace créée devra se conserver au moins 3 jours en absence de soleil. La première partie présente la modélisation complète du réfrigérateur solaire à adsorption. Dans la deuxième partie, nous présentons le prototype réalisé ainsi

que le dimensionnement complet de notre réfrigérateur. Ensuite une description du programme de calcul développé sur le logiciel Matlab est présentée. Enfin la dernière partie présente les résultats et discussions.

2. MODELE MATHEMATIQUE/METHODE EXPERIMENTALE :

La formule ci-contre nous permet d'obtenir l'énergie nécessaire pour une masse de la glace partir d'une donnée [7-12]:

$$E = M_{glace}(C_p \cdot \Delta T + L_{fus}) \quad (1)$$

$$\Delta T = (T_a - T_g) \quad (2)$$

2.1. La masse d'eau évaporée

Cette énergie conduit à l'évaporation d'une masse d'eau de [7-12]:

$$M_{eau} = \frac{E}{L_{evap}} \quad (3)$$

2.2. La masse de l'adsorbant

La masse de l'adsorbant (silicagel) nécessaire pour une masse d'eau donnée correspond à environ 35 à 40 % et est donnée par [13]:

$$M_{Silicagel} = \frac{M_{eau}}{\Delta M} \quad (4)$$

La masse de silicagel à introduire est multiplié par un coefficient de sécurité de 2,5. La quantité ΔM est obtenue à partir du diagramme isostérique sur lequel on trace un cycle caractérisé par quatre températures (t_{ads} , t_{reg} , t_{evap} et t_{cond}) OU calculé à partir de l'équation de Dubinin-astaknov, qui s'écrit de la façon suivante [14-16].

$$\ln\left(\frac{q}{w_{0p}}\right) = -D\left[T \cdot \ln\left(\frac{P_s}{P}\right)\right]^n \quad (5)$$

2.3. Choix des éléments essentiels de la machine :

Les éléments essentiels de la machine sont le capteur, le condenseur, l'évaporateur, l'enceinte frigorifique et le bahut.

2.3.1. Capteur :

- Détermination de la surface du capteur (première étape) :

Le capteur, élément essentiel de la machine, est un parallélépipède en aluminium, contenant l'adsorbant, sa surface extérieure est couverte d'un vitrage. Après avoir déterminé sa surface, nous procéderons à sa fabrication car il est simple à réaliser. L'énergie produite par les capteurs solaires s'exprime selon la formule [17] :

$$E = \eta \cdot A \cdot H_j \quad (6)$$

$$A = \frac{Bener}{\eta \cdot H_j} \quad (7)$$

- Les besoins énergétiques sont déterminés par l'équation :

$$Bener = M_{glace}(C_p \cdot \Delta T + L_{fus}) \quad (8)$$

- La chauffe portant la température de $T_{initiale}$ à $T_{désorption}$ [7]

$$M_{tot} \cdot C_{pglobal} \frac{dT}{dt} = A_D + A_d - Ray \quad (9)$$

Avec [8-9]:

$$M_{tot} = \text{masse totale [Kg]} + \text{masse}_{silicagel} + \text{masse}_{acier}$$

$$T = \frac{T_{ads}^2}{T_{ev}} \quad (10)$$

- La masse de l'acier

$$M_{acier} = \rho_{acier} V_{acier} = \rho_{acier} (V_{toles} + V_{grillage}) \quad (11)$$

- La masse totale

$$M_{tot} = M_{eau} + M_{acier} + M_{SiO_2} \quad (12)$$

- La chaleur spécifique globale

$$C_{pglobal} = \frac{M_{eau} C_{peau} + M_{acier} C_{pacier} + M_{SiO_2} C_{pSiO_2}}{M_{tot}} \quad (13)$$

- Le temps de chauffe

En introduisant ces valeurs dans l'équation de bilan thermique, et en intégrant de $T_{initiale}$ à $T_{désorption}$ pour une durée allant de 0 à $t_{chauffe}$, on peut obtenir le temps de chauffe :

$$\int_{T_{initiale}}^{T_{désorption}} \frac{dT}{A_D + A_d - Ray} = \frac{1}{M_{tot} C_{pglobal}} = \int_0^{t(Chauffe)} dt \quad (14)$$

De cette équation, on obtient le temps de chauffe.

2.3.2. La désorption

Cette phase nous permet de calculer le temps nécessaire à désorber toute l'eau du silicagel ($t_{désorption}$) :

$$A_D + A_d - Ray = L_{désorption} \cdot J \quad (15)$$

Le temps de désorption est alors : $T_{désorption} = \frac{M_{eau}}{j}$ (16)

2.3.3. Evaluation des performances de la machine

L'évaluation des performances de la machine est déterminée à partir des quantités de chaleur Q_e , E_u et E :

- Quantité de chaleur extraite à l'évaporateur [20-22].

$$Q_e = \Delta M \cdot M_a L - M_d C_p (T_C - T_e) \cdot \Delta M \quad (17)$$

- Quantité de chaleur extraite au niveau du condenseur [20-22].

$$Q_C = \Delta M \cdot M_a L - M_d C_p (T_g - T_C) \cdot \Delta M \quad (18)$$

- Quantité de chaleur produite par l'adsorbant pendant l'adsorption [23].

$$Q_A = \int_{T_g}^{T_{ads}^{(initial)}} \sum M_i C_{P_i} \cdot dT + \int_{T_{ads}^{(initial)}}^{T_{ads}^{(fin)}} \sum M_i C_{P_i} \cdot dT + \int_{T_{ads}^{(initial)}}^{T_{ads}^{(fin)}} \Delta H \cdot \Delta M \cdot Ma \quad (19)$$

- Irradiation nécessaire pour effectuer la désorption :

$$E_u = S_{av} \int_{levé\ du\ jour}^{fin\ de\ la\ désorption} I(t) dt \quad (20)$$

- Irradiation globale reçue par le capteur [20-22].

$$E = \int_{T_{ads}}^{T_{des}} \sum M_i C_{P_i} \cdot dT + \int_{T_{des}}^{T_g} \sum M_i C_{P_i} \cdot dT + \Delta H \cdot \Delta M \cdot M_a \quad (21)$$

$$\sum M_i C_{P_i} \cdot dT = \sum Q_i = \delta Q_1 + \delta Q_2 + \delta Q_3 \quad (22)$$

- Coefficient de performance thermique [8].

$$COP_{th} = \frac{Q_e}{E} \quad (23)$$

- Coefficient de performance solaire [8].

$$COP_{sol} = \frac{Q_e}{E_u} \quad (24)$$

- Rendement de captation solaire [8].

$$\eta = \frac{E_u}{E} = \frac{COP_{sol}}{COP_{th}} \quad (25)$$

3. RESULTATS

Parmi les résultats obtenus nous allons présenter deux séquences de fonctionnement. La première s'étend du 1^{er} au 14 Avril 2016, la seconde est obtenue pour la période du 7 au 19 Août 2016.

Pour illustrer le fonctionnement du réfrigérateur solaire dans le climat de Maroua, nous avons choisi quatre jours de la séquence d'Avril de conditions climatiques différentes :

- un jour clair et bien ensoleillé (11 Avril 2016) ;
- un jour clair le matin avec quelques passages nuageux l'après-midi (4 Avril 2016) ;
- un jour d'ensoleillement moyen (5 Avril 2016) ;
- un jour de mauvaises conditions climatiques avec des éclaircies (8 Avril 2016).

Les figures 5, 6, 7 et 8, donnent, pour ces jours, l'évolution :

- (a) des températures du condenseur et de l'ambiance ;
- (b) de la pression dans l'installation ;
- (c) des températures de la chambre froide et de l'évaporateur.

On remarque que l'unité produit toujours du froid même pour la journée de mauvais ensoleillement.

L'enchaînement des quatre étapes du cycle de fonctionnement est représenté sur la courbe de pression pour la journée du 4 Avril (figure 5 (b)). En effet, on retrouve les quatre périodes :

- (AB) de chauffage ;
- (BC) de désorption à pression presque constante ;
- (CD) du refroidissement ;
- (DA) d'adsorption (production de froid) à pression constante.

On remarque, cependant, au début de la période (DA) une élévation de pression à l'intérieur de l'installation correspondant au début de la production du froid. Cette augmentation est due à la chaleur dégagée par le silicagel. L'effet résultant est un changement de phase : de la phase vapeur à la phase absorbée.

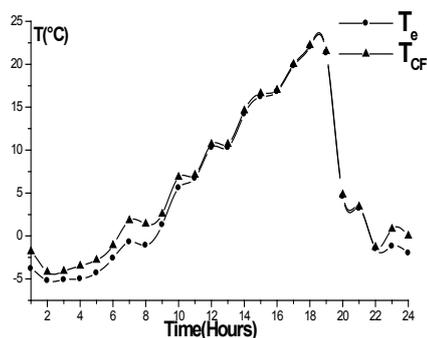
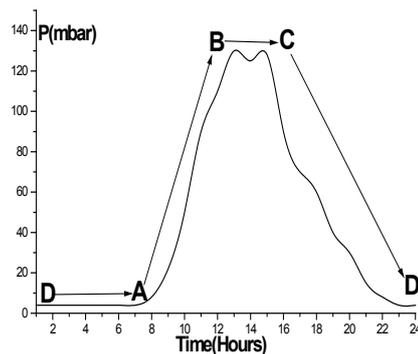
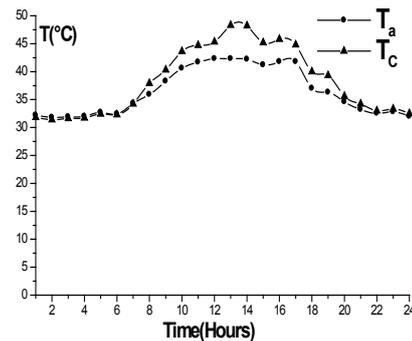


Figure 5 : Evolution le 4 Avril de : (a) la température du condenseur et de l'ambiance, (b) la pression dans l'installation, (c) la température de l'évaporateur et de la chambre froide.

Les courbes donnant l'évolution de la température du condenseur, montrent que ce dernier subit un échauffement pendant la période correspondant à la phase de désorption

(figures 5 (a), 6 (a) et 7 (a)) dû à la chaleur latente de condensation de l'eau. Plus cette température est grande, plus la quantité de vapeur d'eau désorbée est importante.

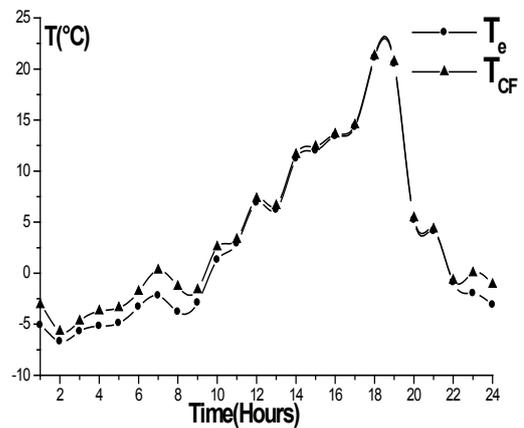
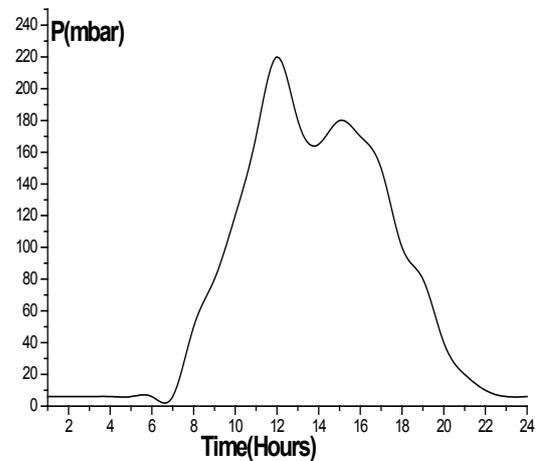
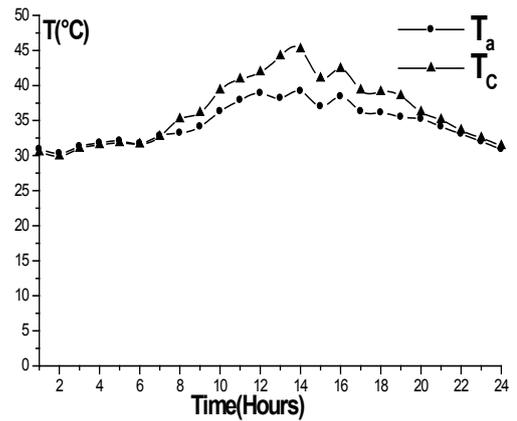
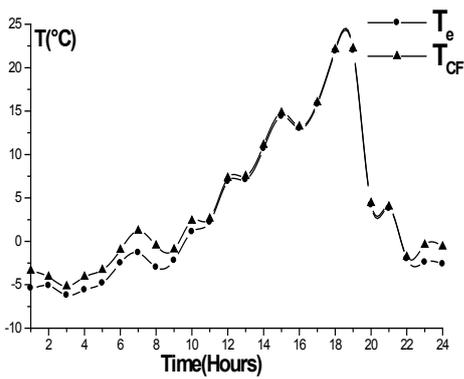
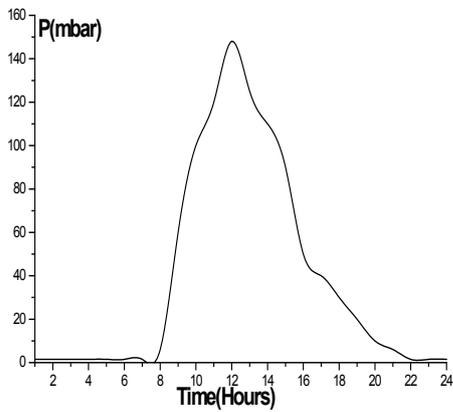
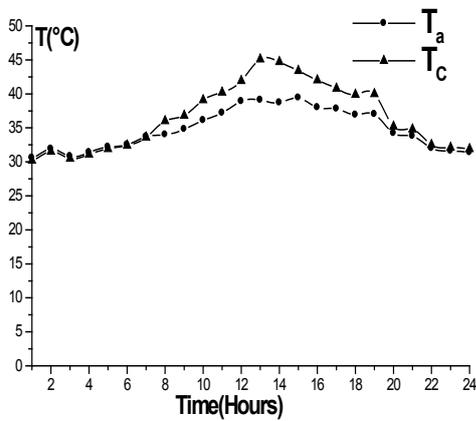


Figure 6 : Evolution le 11 Avril de : (a) la température du condenseur et de l'ambiance, (b) la pression dans l'installation, (c) la température de l'évaporateur et de la chambre froide.

Figure 7: Evolution le 5 Avril de : (a) la température du condenseur et de l'ambiance, (b) la pression dans l'installation, (c) la température de l'évaporateur et de la chambre froide.

Pour la journée du 8 Avril caractérisée par un ensoleillement faible, l'évolution de la température du condenseur suit à peu près celle de la température ambiante et donc ne subit aucune augmentation (figure 8 (a)). Ce qui indique que la quantité désorbée est nulle. La courbe de la figure 8 (c) montre, par contre, une production de froid à l'évaporateur, ce qui indique que l'unité a adsorbé une quantité d'eau non négligeable.

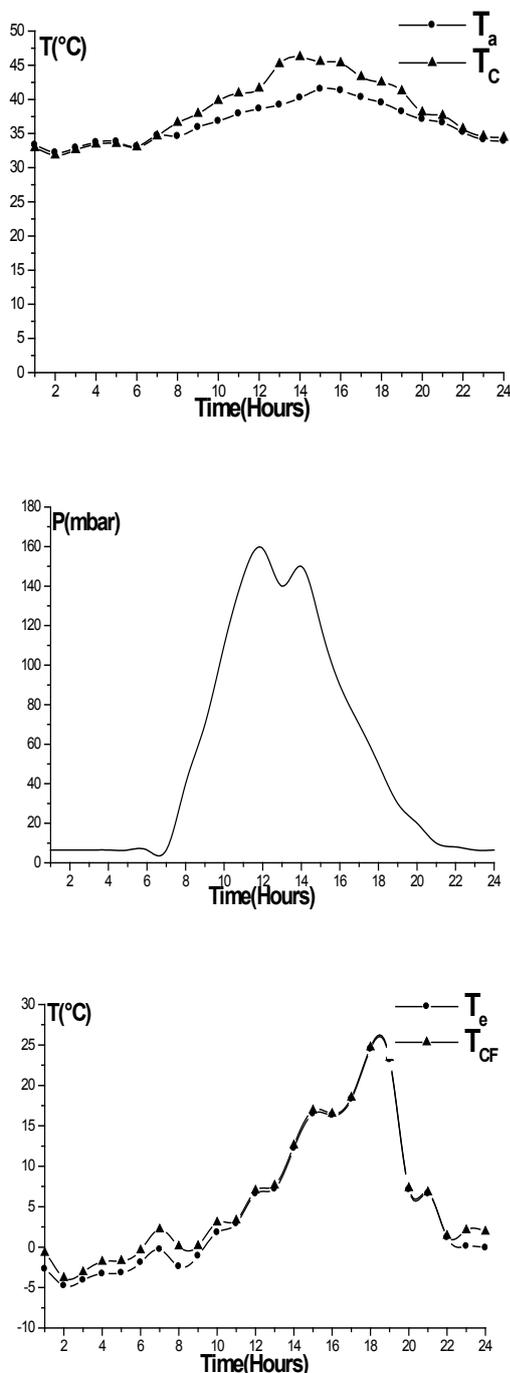


Figure 8: Evolution le 8 Avril de : (a) la température du condenseur et de l'ambiance, (b) la pression dans l'installation, (c) la température de l'évaporateur et de la chambre froide.

Il est intéressant de noter que la température ambiante du jour a une influence sur la période de désorption. En effet, les courbes donnant l'évolution de la pression montrent que pour deux journées d'ensoleillements voisins (4 et 5 Avril), la journée du 5 Avril, caractérisée par une température ambiante (36.7 °C) plus élevée que celle de la journée du 4 Avril (28°C) connaît un retard à la désorption qui ne commence que lorsque la pression est supérieure à 180 mbar (figure 5 (b), figure 7 (b)). Cette remarque rejoint le fait que la désorption ne commence que lorsque la pression du capteur atteint celle du condenseur qui dépend de la température ambiante.

Lorsque les conditions climatiques sont bonnes (journée ensoleillée et claire, température ambiante faible) comme celle de la journée du 11 Avril, les performances sont optimales.

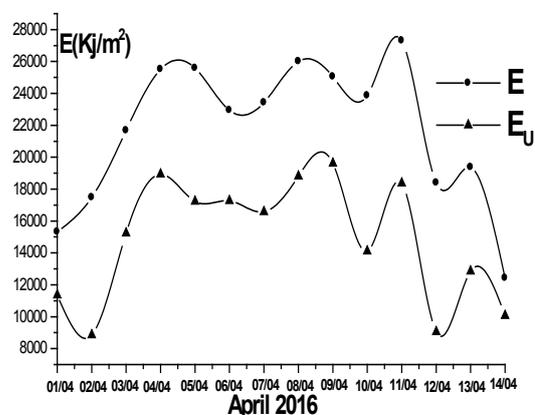


Figure 9: Evolution de l'irradiation solaire (E) et de l'énergie utile de désorption (E_U) dans la ville de Maroua au mois d'Avril 2016.

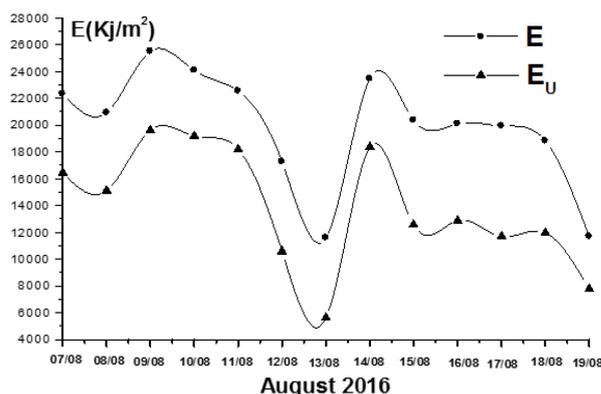


Figure 10: Evolution de l'irradiation solaire (E) et de l'énergie utile de désorption (E_U) dans la ville de Maroua au mois d'Août 2016.

Les figures 9 et 10 présentent respectivement l'irradiation solaire (E) et l'énergie utile de désorption (E_U) des séquences des mois d'Avril et Août 2016. Nous remarquons que l'irradiation maximale était obtenue le 11/04 avec une valeur de 27308 Kj/m² pour la séquence d'Avril contre une valeur maximale de 25507 Kj/m² obtenue le 09/08 pour la

séquence d'août. Nous remarquons également que deux journées qui se suivent peuvent avoir des valeurs d'irradiation complètement différentes

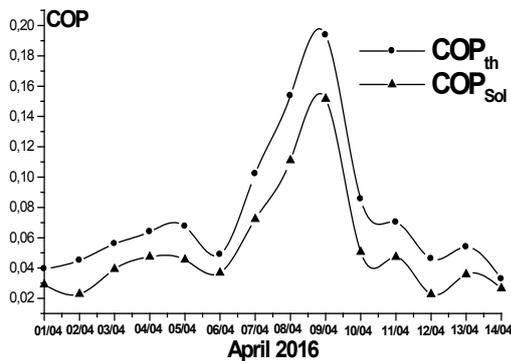


Figure 11: Evolution des coefficients de performance thermique (COP_{th}) et solaire COP_{sol} au mois d'Avril 2016

La figure 11 présente l'évolution des coefficients de performance thermique (COP_{th}) et solaire (COP_{sol}) pour les jours de la séquence du mois d'Avril 2016. Nous observons que le COP_{th} est entre 0,03 et 0,19 avec un pic obtenu le 09/04. Le COP_{sol} est compris entre 0,02 et 0,15 ; il est supérieur à 0,09 quand l'irradiation solaire est supérieur à 20000 KJ/m². Nous pouvons donc conclure que le mois d'Avril a des performances satisfaisantes pour le fonctionnement de notre réfrigérateur solaire.

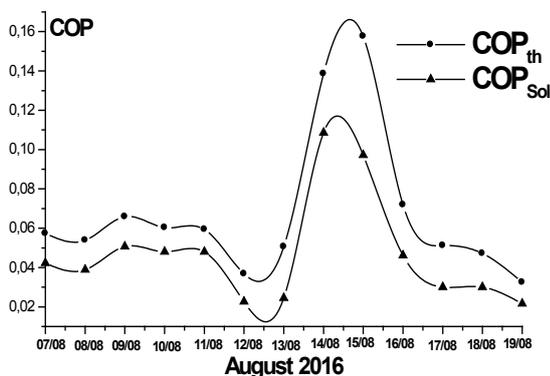


Figure 12: Evolution des coefficients de performance thermique (COP_{th}) et solaire COP_{sol} au mois d'août 2016.

La figure 12 présente l'évolution des coefficients de performance thermique (COP_{th}) et solaire (COP_{sol}) pour les jours de la séquence du mois d'août 2016. Nous observons que le COP_{th} est entre 0,03 et 0,15 avec un pic obtenu le 15/08. Le COP_{sol} est compris entre 0,02 et 0,10. Nous remarquons également que pour des journées d'ensoleillement faible le système continue à fonctionner. Nous pouvons donc conclure que le mois d'août malgré qu'étant le mois le plus défavorable de l'année 2016, a des performances permettant le fonctionnement de notre réfrigérateur solaire.

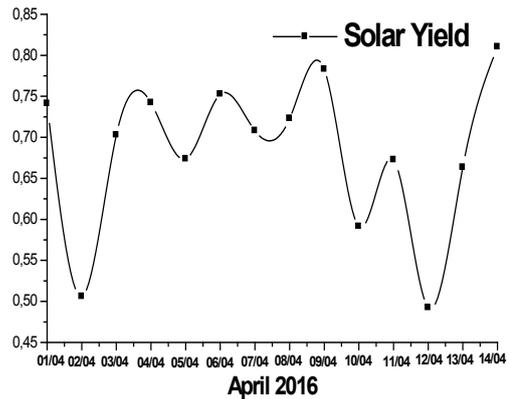


Figure 13: Evolution du rendement de captation solaire pour le mois d'Avril 2016

La figure 13 montre l'évolution du rendement de captation solaire pour les jours de la séquence d'Avril. Nous remarquons qu'il est compris entre 0,49 et 0,81 avec une valeur maximale obtenue le 14/04. Nous pouvons conclure qu'une grande partie de l'énergie solaire est transformée en chaleur dans le capteur et que le rendement de captation solaire est supérieur à 0,7 quand la journée est claire le matin.

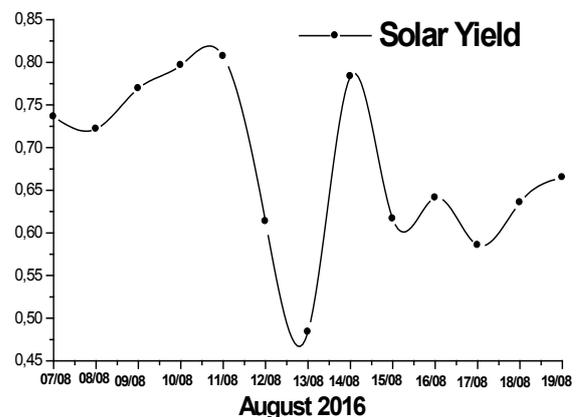


Figure 14: Evolution du rendement de captation solaire pour le mois d'août 2016.

La figure 14 présente l'évolution du rendement de captation solaire pour les jours de la séquence d'août. Nous remarquons qu'il est compris entre 0,48 et 0,80 avec une valeur maximale obtenue le 11/08. Nous pouvons conclure que le rendement de captation solaire n'est pas tellement différent pour les deux séquences des mois d'Avril et août.

4. CONCLUSIONS

Dans ce travail, nous avons effectué dans un premier temps une modélisation complète du réfrigérateur solaire à adsorption. Ensuite nous avons présenté le prototype réalisé ainsi que le dimensionnement complet des éléments essentiels de notre réfrigérateur à savoir : Capteur solaire, bahuts et portes, évaporateur et bacs, condenseur et

tuyauterie. Enfin le développement d'un programme de calcul sur le logiciel matlab en utilisant les conditions climatiques (rayonnement solaire et température) des mois d'Avril et Août 2016 de la ville de Maroua, nous a permis dans un premier temps d'évaluer les températures au niveau du condenseur, de l'évaporateur et de la chambre froide, ensuite d'évaluer pour ses deux mois l'évolution de l'irradiation solaire et de l'énergie utile de désorption à fin de calculer le coefficient de performance thermique COP_{th} , le coefficient de performance solaire COP_{sol} et le rendement de captation solaire η de la machine. Les résultats obtenus montrent un fonctionnement satisfaisant du réfrigérateur solaire dans cette ville, nous avons pu atteindre des températures basses à l'évaporateur allant jusqu'à $-8,1^{\circ}\text{C}$ pour le mois d'Avril avec des conditions climatiques favorables ainsi que des coefficients de performances thermiques ayant des valeurs comprises entre 0,0327 et 0,1937 pour le mois d'Avril contre 0,0325 et 0,1576 pour le mois d'Août, et les coefficients de performances solaire compris entre 0,0226 et 0,151 pour le mois d'Avril contre 0,0216 et 0,108 pour le mois d'Août. Le rendement de captation solaire est compris entre 0,49 et 0,81 pour le mois d'Avril et 0,47 à 0,78 pour le mois d'Août. Dans la suite de nos travaux nous allons finaliser le prototype et effectuer des tests afin de faire une comparaison des résultats obtenus avec les résultats expérimentaux.

REFERENCES

- [1] [1] R.L. Webb, E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, 'Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated Rip Roughness', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 14, N°4, pp.601 – 617, 1971.
- [2] K.A. Joudi and A.I. Mohamed, 'Experimental Performance of a Solar Air Heater with a 'V' Corrugated Absorber', Energy Conversion and Management, Vol. 26, N°2, pp. 193 – 200, 1986.
- [3] M.R. Zugari and J.J. Vullierne, 'Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire par l'Utilisation d'une Structure à Lamelles', Entropie, Vol. 29, N°176, pp. 25 – 30, 1993.
- [4] A. N. Ngueche Chedop, N. Djongyang and A. Zaatri. 'Modelling of the performance of a solar electric-vapor compression refrigeration system in dry tropical regions'. International Journal of Science and Research, Vol. 3, N°11, pp. 1066 – 1076, 2014.
- [5] Noël Djongyang, René Tchinda, Donatien Njomo. 'Estimation of some comfort parameters for sleeping environments in dry-tropical sub-Saharan Africa region'. Energy Conversion and Management, 58 (2012), P.110-119.
- [6] Chedop ANN, Djongyang N, Tchinda R, Zaatri A, Kana JD. A field study of indicators of the performance of four absorption chillers in the sudano-sahelian region of Cameroon. J. Fundam. Appl. Sci., 2016, 8(1), 20-40.
- [7] Mayor J., Dind Ph. (2002). Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable. Ecole d'ingénieurs du Canton de Vaud / HES-SO / LESBAT – EIVD.
- [9] Medini N, Marmottant B, El Golli S, Grenier P. Etude d'une machine solaire autonome à fabriquer de la glace. Int. J. Refrig. Vol1 14 (1991) 363-367.
- [8] Pralon A, Leite F, Daguene M. Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration. Energy Conversion & Management 41 (2000) 1625-1647.
- [9] Hildbrand C, Dind P, Pons M, Buchter F. A new solar powered adsorption refrigerator with high Performance. HES-SO - Ecole D'Ingénieurs du Canton De Vaud - LESBAT (2001).
- [10] Lemmini F, Errougani A, Bentayeb F. Réalisation expérimentale d'un réfrigérateur solaire a adsorption à rabat. Laboratoire d'Energie Solaire, Faculté des Sciences
- [11] Lemmini F, Errougani A. Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. Renewable Energy 30 (2005) 1989– 2003.
- [12] Mayor J, Dind P. Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable. Laboratoire d'Energétique Solaire et de Physique du bâtiment, HES-SO/EIVD (2003). Yverdon-les-Bains. Suisse.
- [13] Abu-Hamdeh NH, Alnefaie KA, Almitani KH. Design and performance characteristics of solar adsorption refrigeration system using parabolic trough collector: Experimental and statistical optimization technique. Energy Conversion and Management 74 (2013) 162– 170.
- [14] Wang J, Wanga LW, Luo WL, Wanga RZ, Experimental study of a two-stage adsorption freezing machine driven by low temperature heat source. International Journal of Refrigeration, 36 (2013) 1029-1036.
- [15] Aklouche S, Contribution à la conception d'une chambre froide utilisant le couple zéolithe-eau et fonctionnant à l'énergie solaire, thèse de magister USTHB, spécialité énergie solaire, option conversion thermodynamique.
- [16] Yahi F, Abbad B, Berdja M, Ouali M, Bouzafour F. experimental evaluation of a semi pilote cop of solar adsorption machine with intermittent cycle, international workshop on new working fluids for absorption heat pumps and refrigeration systems, 22-23 July, 2013, at Taragona, Spain.
- [17] M. Chahid, contribution à l'étude des machines thermiques à adsorption, Thèse de troisième cycle, 1985, I. N. P. L, Nancy France.
- [18] Tchernev. Closed cycle Zeolite regenerative heat pump. Heat transfer enhancement and energy conservation , Hemisphere Publ. Co,1988, pp. 747–55.
- [19] M. Pons and J.J. Guilleminot, Design of an experimental solar powered solid- adsorption ice maker. ASME J Solar Energy Engng 108, 1986, pp. 332–337.

- [20] M. Pons and P.H. Grenier, A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon+methanol pair, *Carbon*, volume 24, 1987, pp. 615–625.
- [21] Nolwenn Le Pierrés (2005). Procédé solaire de production de froid basse température (-28C) par sorption solide-gaz, Thèse présentée en vue de l'obtention de grade de Docteur en Sciences de l'Ingénieur de l'Université de PERPIGNAN.
- [22] R.E. Critoph, Limitations of adsorption cycles for solar cooling. *Solar Energy* 41, 1988, pp. 21–31.
- [23] F. Aghbalou, A. Mimet, F. Badia, J. Illa, A. El Bouardi and J. Bougard, Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly, *Applied Thermal Engineering*, volume 24, 2004, Pages 2537-2555.
- [24] Vichan Tangkengsirisin, Atsushi Kanzawa, Takayuki Watanabe, A solar powered adsorption cooling system using a silica gel-water mixture, *Energy*, volume 23, 1998, pp. 347-353. 123.