

Modélisation et simulation d'une installation de climatisation solaire à absorption

B. Mebarki¹, A. Roukbi^{1*}, M. Bouchiba¹, B. Draoui¹

¹Laboratoire d'énergétique en zones arides, université de Bechar

*asmaroukbi@yahoo.fr

Abstract— In the last few years, thermal confort researchs in the residential sector are increasingly focusing on renewable energy sources, particularly solar energy. In the present paper, a modelling and simulation of aNH₃/H₂O absorption solar cooling system is presented. The system is modelled with TRNSYS simulation program and coupled with the residential building located in BECHAR. The main objective of this work is to analyse the influence of the climatic conditions of the considered site, the collector area and storage volume of the hot water tank on the performance of the installation. Firstly we will present the installation and the choices we made in the control process. In the second part, an analysis of the results will be presented.

Keywords— Thermal confort, solar cooling, absorption installation, modeling, TRNSYS

I. INTRODUCTION

Le développement économique de notre société est fortement dépendant de l'énergie. Elle représente, en effet, 50% de l'empreinte écologique mondiale. La grande partie de l'énergie consommée dans le monde est sous forme d'énergies fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon ...etc.) par les différents secteurs, dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et la menace réellement dans l'environnement. Cette menace assimilatrice par l'effet de serre (GES) et potentiel de destruction de l'ozone (PDO). En effet, la grande préoccupation du monde actuel est de réduire le volume de ces problèmes environnementaux dans le monde. la solution est donc :

- Adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.
- Favoriser la recherche et l'utilisation de l'énergie renouvelable.

Durant la dernière décennie, une demande de confort accrue et des températures élevées en été ont conduit à un fort développement de la climatisation dans les bâtiments. En 2011 la part du secteur bâtiment (résidentiel et tertiaire) est de 32% de la consommation totale d'énergie dans le monde. Pour réduire la consommation d'énergie de ce secteur et en plus démunie les pollutions il est nécessaire de s'orienter vers la climatisation par les énergies renouvelables.

Du fait, les scientifiques apprennent plus d'attention à l'énergie solaire. Les systèmes de rafraîchissement solaire permettent de refroidir des bâtiments pratiquement sans impact environnemental. Dans ce cadre, le travail présenté porte sur la modélisation et la simulation d'un système de

climatisation solaire à absorption sous l'environnement TRNSYS 16.

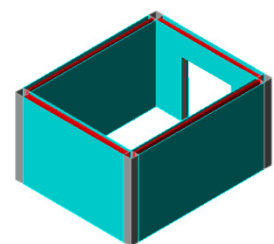
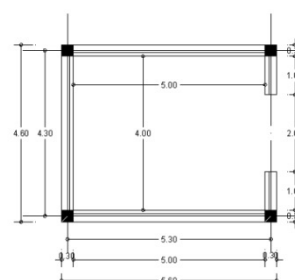
II. MODELISATION

Il s'agit de la modélisation et simulation d'une installation solaire à absorption sous TRANSYS 16 travaillant avec le couple (NH₃/H₂O) destinée au rafraîchissement d'un bureau situé dans la ville de Bechar. Le système comporte deux parties essentielles:

- Bâtiments: le bâtiment est élaboré dans TRNBuild avec des matériaux usuelles pour les parois, la porte,.....ect. Il s'agit d'un bureau de 20m².
- Installation solaire comportant les organes suivants:
 - capteur solaire.
 - ballon de stockage.
 - Machine à absorption.
 - Des accessoires (les tuyaux, pompe,....ect.).

A. Description du bureau :

longueur = 5 m.
largeur = 4 m.
hauteur = 4 m.
la porte : hauteur = 3 m.
largeur = 2 m.



B. Matériaux utilisés :

Les murs extérieurs et intérieurs [4]:

Composition	Épaisseur [m]	Codictivité thermique [w/m.°C]	Codictivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Mortier en ciment	0.015	1.15	1.15	0.013	0.0036
Brique ordinaire	0.15	1.08	1.08	0.138	0.0383
L'ame d'air	0.05	0.31	0.31	0.161	0.0447
Brique ordinaire	0.10	1.08	1.08	0.092	0.0255
Enduit platre	0.015	0.35	0.35	0.042	0.0116

Plancher haut (le toit) [4]:

Composition	Épaisseur [m]	Codictivité thermique [w/m.°C]	Codictivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Gravillon roulé	0.020	1.05	1.05	0.019	0.00528
Étanchéité multicouche	0.010	0.017	0.017	0.588	0.163
Forme de peute	0.03	1.15	1.15	0.026	0.0072
Dalle en béton	0.04	1.75	1.75	0.022	0.0061
Corps creux	0.016	1.72	1.72	0.093	0.2583
Enduit platre	0.015	0.35	0.35	0.42	0.0116

Plancher bas (Le sol) [4]:

Composition	Épaisseur [m]	Codictivité thermique [w/m.°C]	Codictivité thermique [w/m.k]	Résistance thermique [m².K/w]	Résistance thermique [h.m².k/kj]
Carrelage	0.02	1.05	1.05	0.019	0.0053
Mortier de pose	0.02	1.15	1.15	0.017	0.0047
Béton	0.16	0.75	0.75	0.091	0.0253
Pierre dure	0.10	2.40	2.40	0.041	0.6667
Sol compacte	0.05	1.101	1.101	0.045	0.3058

C. Installation à absorption

La figure 1 suivant illustre le schéma de l'installation de climatisation solaire étudiée dans ce travail. Cette dernière est composée de deux parties:

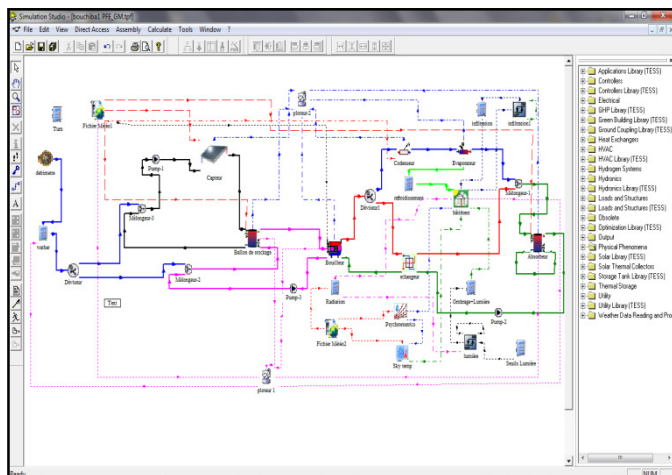


Fig. 1 Modélisation de la machine frigorifique à absorption étudiée sous TRNSYS 16.

- Système solaire (capteur, ballon de stockage, ...etc.)
- Machine frigorifique à absorption

III. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

A. Coefficient de performance COP

Coefficient de performance COP est donné par la relation:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (III.1)$$

Alors:

$$COP = \frac{T_e}{T_g} * \frac{T_g - T_e}{T_c - T_e} \quad (III.1I)$$

Après avoir lancée la simulation, nous avons pris les températures des organes concernés.

- Bouilleur $T_g = 101 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Evaporateur $T_e = 14 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Condenseur $T_c = 44 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le calcul du COP vous donne:

$$COP = \frac{14 (101 - 14)}{101 (44 - 14)}$$

$$COP = 0,4019$$

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure 2 il est de 0,4019 on constate qu'il y à deux régimes, le premier est un régime transitoire au démarrage de la machine, et le deuxième est un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine.

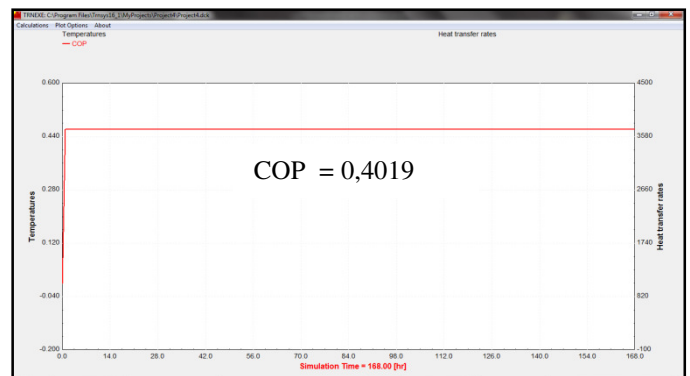


Fig. 1 Le coefficient de performance de la machine.

B. Performances de la machine

Les figures 3 et 4 représentent les températures, l'humidité, le rayonnement, et les besoin en climatisation des deux ploteur (1), (2) respectivement. Nous avons constaté une très bonne

concordance entre les températures de fonctionnement de la machine soit des entrées ou des sorties et en besoins de climatisation du bureau étudié. Cette constatation nous permet de conclure le bon fonctionnement de la machine avec les données climatiques de la région considérée (ville de BECHAR).

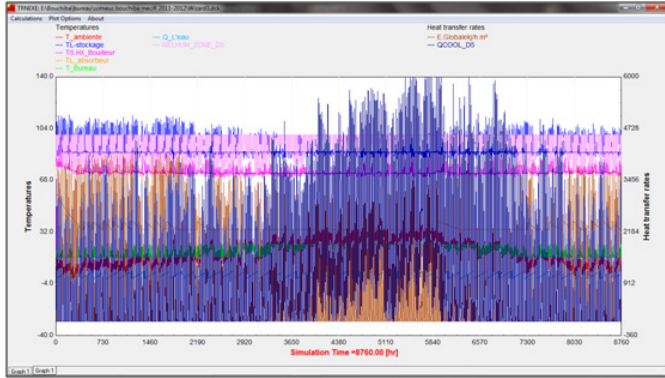


Fig. 2 Températures et besoins énergétiques.

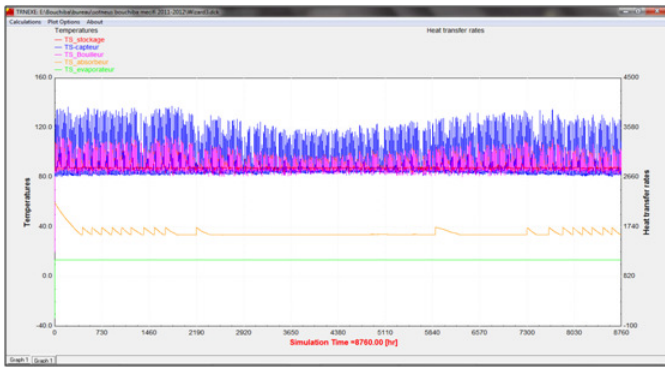


Fig. 4 Températures des organes de l'installation.

C. Bâtiment (bureau étudié)

La figure 5 représente la variation annuelle des températures intérieure ($T_{\text{ambianteCH}}$) et extérieure (T_{ambiante}) du bureau étudié. On observe que, quelque soit la température extérieure, la température interne est de l'ordre de 24 °C (température de confort). Les deux saisons hiver et automne sont dues à la modélisation du bilan thermique dans ce période. Pour remédier à ce problème, nous avons activé le bilan d'hiver. La figure suivante montre les résultats hiver, été, printemps et automne. On observe que la température interne reste constante et égale à 24 °C durant toute l'année. Cette situation est appelé le conditionnement d'air.

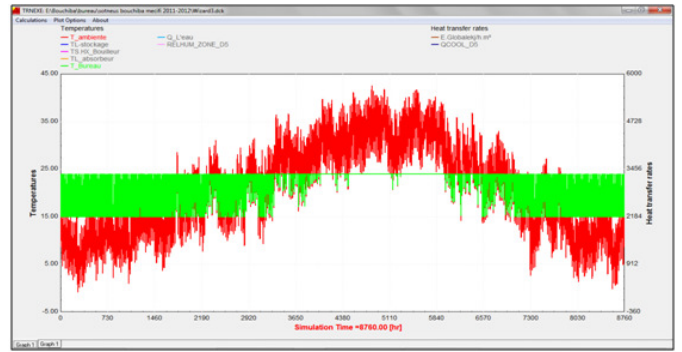


Fig. 5 Températures intérieure et extérieure du bureau étudié.

La figure 6 représente l'humidité relative intérieure. On observe que l'humidité se balance entre 30 % et 70 % dans la période estivale. Cette intervalle d'humidité est largement suffisant en plus de la température pour assurer un microclimat confortable à l'intérieur du locale considéré.

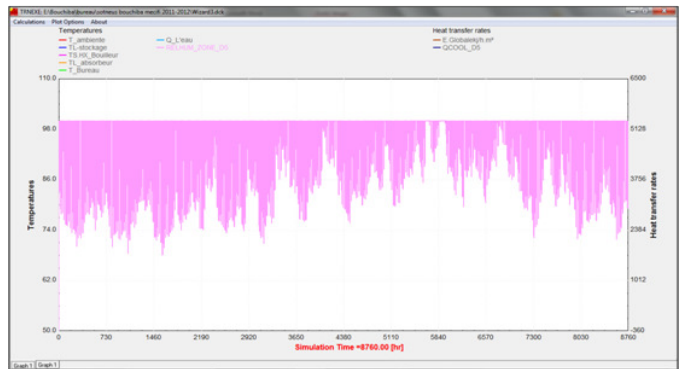


Fig. 6 Les balances annuelles de l'humidité relative dans la zone conditionnée.

La figure 7 présente les résultats de la température intérieure et la température de l'évaporateur servant à centraliser le climat à l'intérieur du bureau. On constate la différence entre l'intérieure et l'évaporateur est de 10 °C. Cette différence est suffisante à l'évaporateur tout en assurant une sensation de confort thermique dans le bureau.

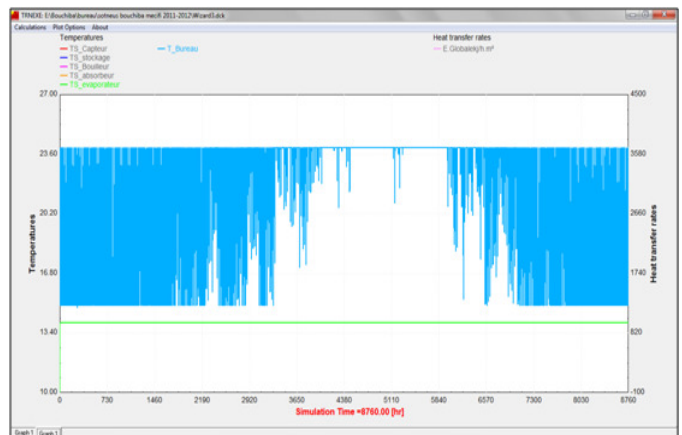


Fig. 7 Température de l'évaporateur avec la température intérieure.

La figure 8 représente les besoins en rafraîchissement sensible durant toute la période considérée dans notre simulation. On observe que les besoins sensibles sont maximale de l'ordre de 1.7 kW dans la période estivale (été), tan disque les besoins sont en moyenne de l'ordre de 1 kW le reste de l'année. Nous pouvons expliquer cette situation par les apports dus au rayonnement qui sont élevés l'été.

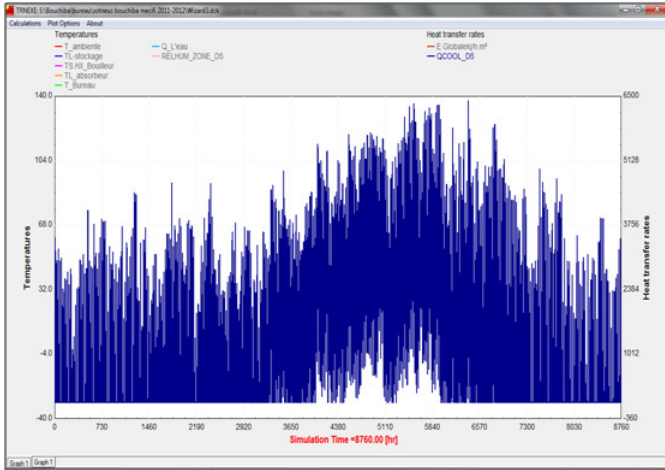


Fig. 8 Besoins en rafraîchissement sensible.

D. Performance de l'installation à absorption (NH₃/H₂O)

La figure 9 suivante représente simultanément la température de sortie du capteur solaire et l'irradiation. On constate que le gisement solaire du site considéré (BECHAR) qui de l'ordre 972 kW en été, où la climatisation est nécessaire, peut fournir des températures de sortie intéressants de l'ordre de (80 °C _ 130 °C) ces valeurs températures sont suffisantes au niveau du bouilleur qui fait l'objet de la figure 12.

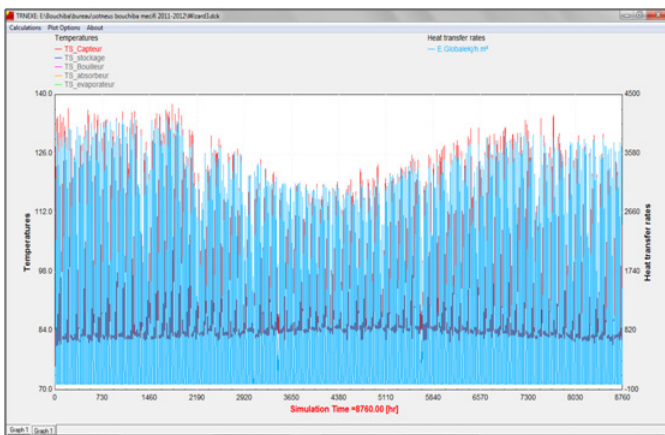


Fig. 9 Température de sortie du capteur et les radiations solaire.

Dans la figure IV.10 on remarque que la température du bouilleur oscille entre (80 °C_ 112 °C) durant toute l'année.

Cette constatation nous permet de conclure que l'irradiation de la ville de BECHAR permet des températures de sortie du capteur considérable et par conséquent une vaporisation complète de la solution binaire (NH₃/H₂O) au niveau du générateur.

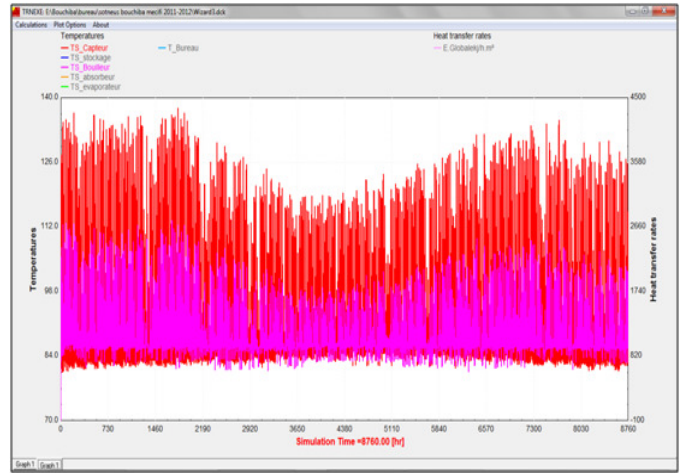


Fig. 10 effet de Température de captage sur la solution binaire (NH₃/H₂O) au bouilleur.

E. Influence de la surface du captage

Pour voir l'influence de la surface du captage sur les températures de sortie du capteur et la température des bouilleur. Nous avons varié la surface de captage de 2m² à 20m². On constate qu'au fur et à mesure On augmente la surface de captage, les températures augmentent car le fluide caloporteur à assez de temps pour et change la chaleur absorbée par l'absorbeur du capteur solaire.

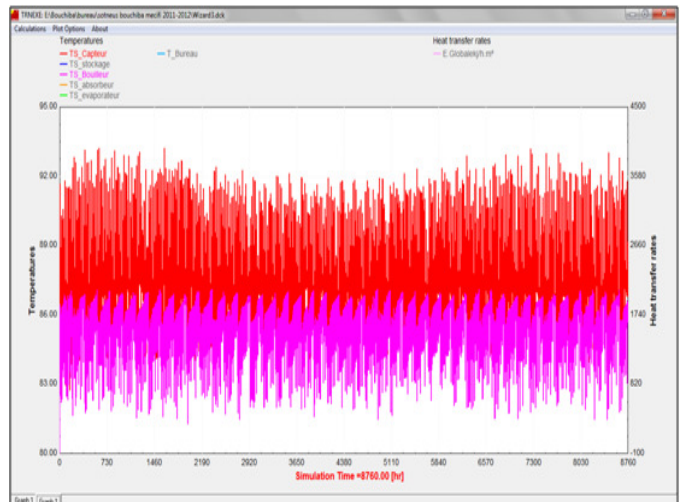


Fig. 11 Influence de la surface de captage (2m²) au volume constant du bouilleur.

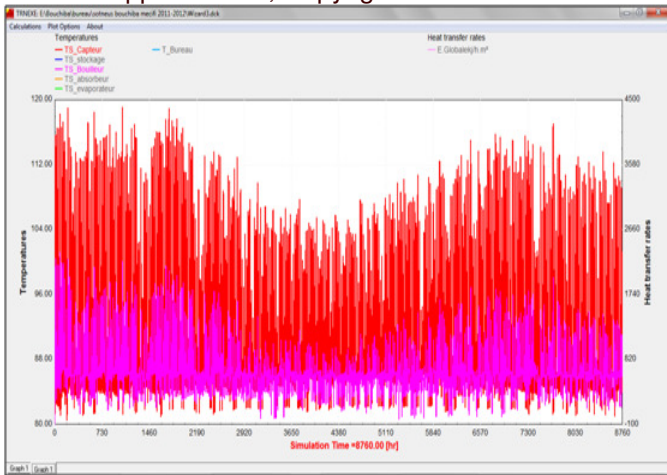


Fig. 12 Influence de la surface de captage (10m^2) au volume constant du bouilleur.

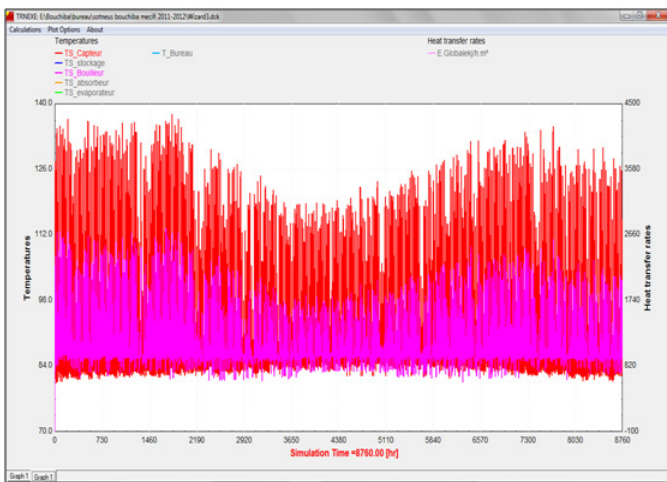


Fig. 13 Influence de la surface de captage (15m^2) au volume constant du bouilleur.

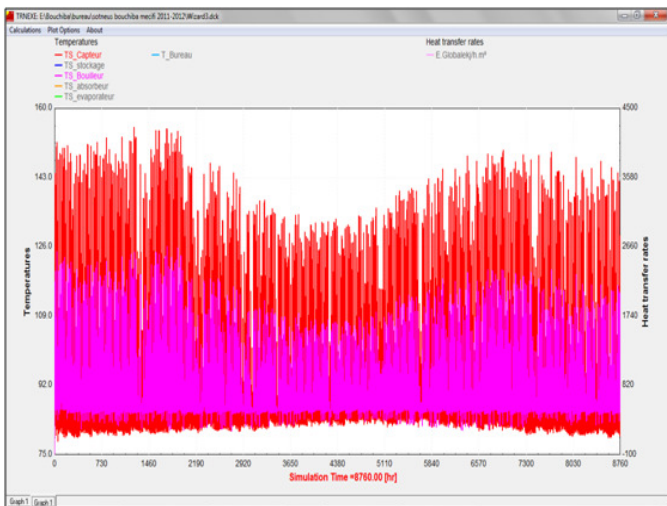


Fig. 14 Influence de la surface de captage (20m^2) au volume constant du bouilleur.

F. Influence du volume de stockage

Pour voir l'influence le volume du ballon de stockage sur les températures de sortie du capteur et les température à la sortie du ballon de stockage. Nous avons varié le volume de stockage de 1 m^3 , à 6 m^3 . On constate qu'au fur et à mesure en augmentant le volume de stockage, les températures diminues car le fluide caloporteur à assez pas de temps pour change la chaleur dégagé par l'échangeur du ballon de stockage.

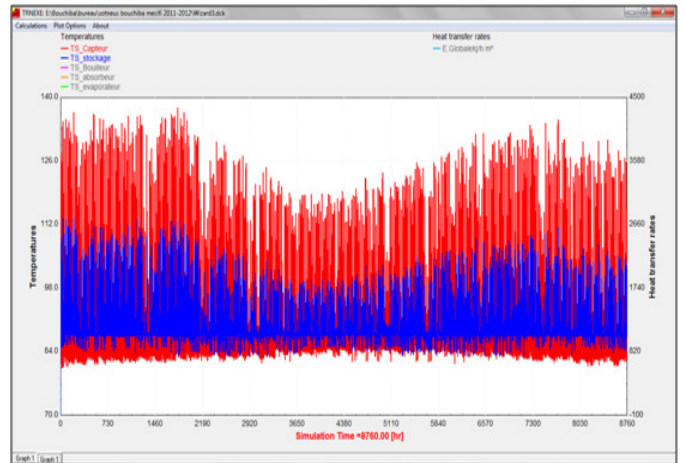


Fig. 15 Influence du volume de stockage (1m^3) à la surface (15m^2) du capteur.

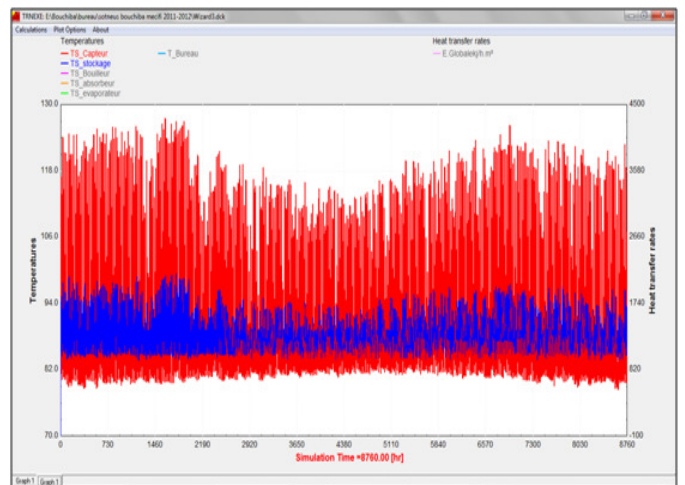


Fig. 16 Influence du volume de stockage (3m^3) à la surface (15m^2) du capteur.

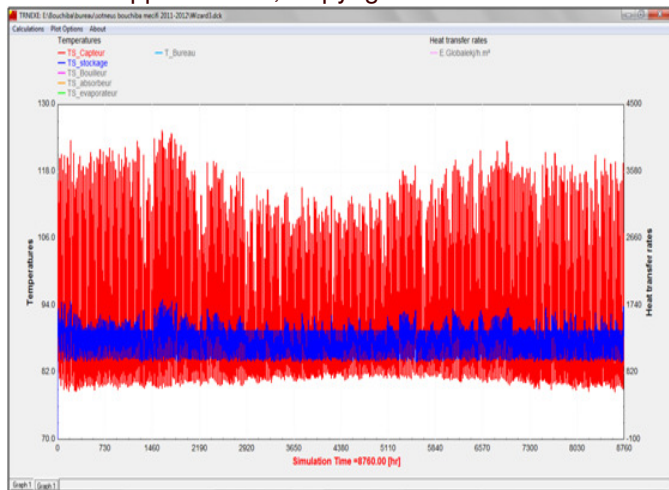


Fig. 17 Influence du volume de stockage (6m^3) à la surface (15m^2) du capteur.

IV. CONCLUSIONS

Un processus de production du froid signifie généralement une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever de la chaleur sur un milieu à refroidir appelé source froide, et la transférer vers un milieu extérieur qui est réchauffé, appelé source chaude. Sur les divers procédés de production du froid, le système envisagé dans cette étude est la machine à absorption utilisant le couple ammoniac/eau avec une pompe mécanique pour activer la circulation de la solution binaire. Le fonctionnement de notre machine à absorption, on utilise l'énergie solaire via un capteur plan à eau, lié à un ballon de stockage pour le fonctionnement nocturne.

Les simulations étudiées lors de ce travail nous ont permis de tirer les conclusions suivantes:

- Les résultats obtenus montrent que le C.O.P du système d'absorption est environ 0,4019 qui correspond à une température de fonctionnement supérieure à 80°C assurant le fonctionnement de l'installation dans le site choisi.
- la balance de la température du bâtiment par rapport au surgissement et le vespérale de soleil et la stabilisation par l'effet d'évaporateur. La température d'évaporateur est composée de deux régimes, transitoire qui présente l'absorption de la chaleur et permanent qui présente la vaporisation totale.
- En variant la surface de captage, les températures du capteur et du bouilleur oscillent entre 80°C à 140°C

respectivement. Cette constatation montre le bon fonctionnement de la machine.

- L'augmentation du volume de stockage entraîne une diminution de la température de sortie du ballon de stockage. Ceci nous conduit à proposer une augmentation de la surface de captage pour assurer l'augmentation de température de sortie et par conséquent les besoins d'utilisations.
- Les conditions climatiques le site de BECHAR nous ont permis d'avoir des résultats intéressants, une économie d'énergie (énergie gratuite), sans oublier la contribution à la protection de l'environnement.

REFERENCES

- [1] D. Poire, "Dimensionnement et gestion d'énergie de systèmes d'entraînements électriques hybrides: application à un ascenseur avec récupération d'énergie", UT de Belfort-Montbéliard : 6 décembre 2010.
- [2] J. Breckling, Ed., *The Analysis of Directional Time Series: Applications to Wind Speed and Direction*, ser. Lecture Notes in Statistics. Berlin, Germany: Springer, 1989, vol. 61.
- [3] S. M. Metev and V. P. Veiko, *Laser Assisted Microtechnology*, 2nd ed., R. M. Osgood, Jr., Ed. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1998.
- [4] Z.F. Li, K. Sumathy, Technological development in the solar absorption air conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 4 (2000) 267–293.
- [5] S. M. Metev and V. P. Veiko, *Laser Assisted Microtechnology*, 2nd ed., R. M. Osgood, Jr., Ed. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1998.
- [6] J. Breckling, Ed., *The Analysis of Directional Time Series: Applications to Wind Speed and Direction*, ser. Lecture Notes in Statistics. Berlin, Germany: Springer, 1989, vol. 61.
- [7] S. Zhang, C. Zhu, J. K. O. Sin, and P. K. T. Mok, "A novel ultrathin elevated channel low-temperature poly-Si TFT," *IEEE Electron Device Lett.*, vol. 20, pp. 569–571, Nov. 1999.
- [8] M. Wegmuller, J. P. von der Weid, P. Oberson, and N. Gisin, "High resolution fiber distributed measurements with coherent OFDR," in *Proc. ECOC'00*, 2000, paper 11.3.4, p. 109.
- [9] R. E. Sorace, V. S. Reinhardt, and S. A. Vaughn, "High-speed digital-to-RF converter," U.S. Patent 5 668 842, Sept. 16, 1997.
- [10] (2002) The IEEE website. [Online]. Available: <http://www.ieee.org/>
- [11] M. Shell. (2002) IEEEtran homepage on CTAN. [Online]. Available: [http://www.ctan.org/tex-archive/macros/latex/contrib/supported/IEEEtran/FLEXChip_Signal_Processor\(MC68175/D\)](http://www.ctan.org/tex-archive/macros/latex/contrib/supported/IEEEtran/FLEXChip_Signal_Processor(MC68175/D)), Motorola, 1996.
- [12] "PDCA12-70 data sheet," Opto Speed SA, Mezzovico, Switzerland.
- [13] A. Karnik, "Performance of TCP congestion control with rate feedback: TCP/ABR and rate adaptive TCP/IP," M. Eng. thesis, Indian Institute of Science, Bangalore, India, Jan. 1999.
- [14] J. Padhye, V. Firoiu, and D. Towsley, "A stochastic model of TCP Reno congestion avoidance and control," Univ. of Massachusetts, Amherst, MA, CMPSCI Tech. Rep. 99-02, 1999.
- [15] *Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) Specification*, IEEE Std. 802.11, 1997.