

ANALYSE D'UN MODÈLE DYNAMIQUE D'UNE UNITE DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE.

H. MAOUEL¹, K. MOHAMMEDI², N. YAMANI²

¹ Département De Génie Mécanique, Université Mouloud Mammeri ,15000 Tizi Ouzou, Algérie. E-mail: hafidhamaouel@yahoo.com

²Laboratoire Lemi, Université M'Hamed Bougara, 35000 Boumerdes, Algérie
E-mail: mohammed@umbb.dz

RÉSUMÉ

Ce papier porte un modèle d'étude d'une machine à absorption tritherme, opérant au couple H₂O/LiBr, alimentée par un capteur solaire plan. Le modèle mathématique est basé sur les principes et les lois de la thermodynamique ainsi que les équations de transfert de chaleur et de masse, exprimés pour le cycle frigorifique. La confrontation des résultats de la simulation numérique complète de la machine, développée dans le cadre de cette étude, révèle une bonne concordance avec les résultats expérimentaux d'une unité solaire réelle opérant au niveau de l'institut de génie civil de la réunion, en France.

Mots clés: *Cycle à absorption, Bromure de Lithium, COP, modélisation, simulation, Capteur plan.*

NOMENCLATURE

Symbols :

\dot{m} , <i>deb</i>	Débit massique, kg.s-1	Air _{Bat}	Air dans le bâtiment
C_p	Capacité calorifique, J.kg-1.K-1	e	Entrée
T	Température, °C	s	Sortie
M	Masse, kg	capt	Capteur
Φ	Flux de chaleur, W	gen	Générateur
S	Surface, m ²	cond	Condenseur
U	Energie interne, J	evap	Evaporateur
Lettres grecs		ext	Extérieur
η	Rendement	bal_ch	Ballon d'eau chaude
ε	Erreur moyenne, %	bal_fr	Ballon d'eau froide -<aq ²
Indices			
eau _{sol}	Eau dans circuit capteurs		
eau _{Ballon}	Eau dans le ballon		

1. INTRODUCTION

Durant la dernière décennie, l'augmentation du niveau de vie, le renforcement de l'isolation des bâtiments (Réglementation Thermique), une demande de confort accrue et l'augmentation des températures estivales ont conduit à un fort développement de la climatisation, avec le développement de l'économie mondiale, la consommation d'énergie dans les bâtiments a augmenté et représente 30% de l'énergie totale utilisée. [1,2]. Aujourd'hui, le secteur du bâtiment est responsable du quart des émissions de gaz à effet de serre [3]. Peu à peu, la contribution des énergies renouvelables devient indispensable pour atteindre les objectifs de réduction fixés par les différentes autorités. L'intérêt du refroidissement solaire réside dans la simultanéité de la

demande de froid et de l'ensoleillement. Lorsque la chaleur nécessaire au fonctionnement de la machine frigo est fournie par le soleil, le froid fourni est gratuit (pas de coût, pas de pollution).

Prédire le comportement instationnaire du système dans son ensemble est induit par le caractère variable inhérent au fonctionnement de chacun des sous systèmes et des sources/puits auxquels ils sont raccordés. Les différentes dynamiques mises en jeu concernent successivement :

- la source solaire et le moyen par lequel elle est captée (nature et technologie du capteur : plan, sous vide) et avec quelle qualité (en terme de température et de puissance),
- la configuration du groupe frigorifique chargé de transformer l'effet calorifique en effet frigorifique au moyen d'une machine tritherme à absorption,
- la nature du besoin en rafraîchissement (charges frigorifiques).
- Analyser son comportement et pouvoir en déduire les performances à tout instant ainsi qu'en quantifier l'efficacité saisonnière.

Dans ce travail, nous présentons un modèle d'un cycle à absorption, fonctionnant entre trois sources de température. Les résultats obtenus, seront confrontés à ceux d'une simulation numérique complète de la machine à absorption réelle opérant au couple bromure de lithium/eau.

2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

2. 1 Principe de l' absorption

Le cycle de transformation est décrit comme suit: la vapeur d'eau créée dans l'évaporateur est amenée à l'**absorbeur**. Il contient la solution absorbante (LiBr) qui est continuellement pompée dans le fond du récipient pour y être pulvérisée. Le LiBr absorbe la vapeur d'eau hors de l'évaporateur et y maintient ainsi la basse pression nécessaire à la vaporisation du réfrigérant. Au fur et à mesure qu'elle absorbe la vapeur d'eau, la solution absorbante est de plus en plus diluée. Elle finirait par être saturée et ne plus rien pouvoir absorber. La solution est donc régénérée dans le **concentrateur** (réchauffée à environ 85°C), une partie de l'eau s'évapore. La solution régénérée retourne à l'absorbeur. Enfin, la vapeur d'eau extraite du concentrateur est amenée dans le **condenseur**, où elle est refroidie par une circulation d'eau froide. L'eau condensée retourne à l'évaporateur.

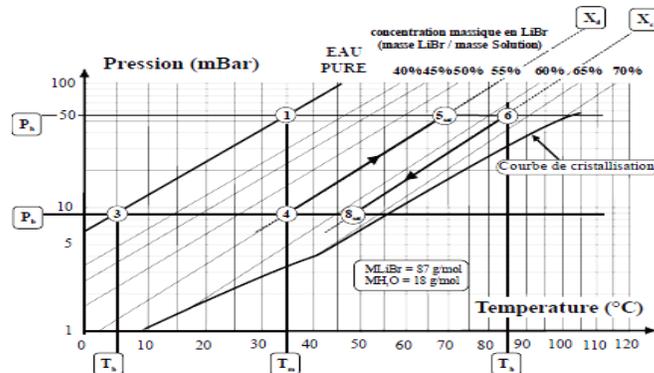


Fig. 1. Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple H₂O/LiBr

2. 2 Principe de fonctionnement de l'installation solaire

Le schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire est présenté en figure2. La chaleur produite par le champ de capteurs solaires thermiques (1) est stockée dans le ballon d'eau chaude (2) avant d'alimenter le générateur de la machine à absorption (3). L'eau froide produite au niveau de l'évaporateur de la machine à absorption est stockée dans le ballon d'eau froide (4) avant

d'être distribuée dans le bâtiment à rafraîchir (6). Enfin, l'absorbeur et le condenseur de la machine à absorption sont refroidis par la tour de refroidissement (5).

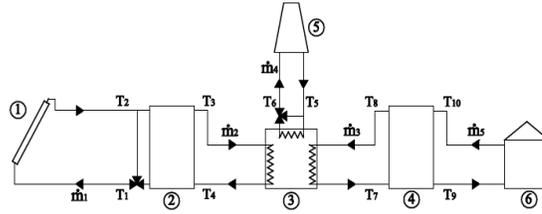


Fig. 2. Schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire ; 1. Champ de capteurs solaires ; 2. Ballon d'eau chaude ; 3. Machine à absorption ; 4. Ballon d'eau froide ; 5. Tour de refroidissement ; 6. Bâtiment

3. MODELISATION DE L'INSTALLATION

L'objectif final de cette modélisation est d'estimer la production frigorifique et les performances globales de notre installation de rafraîchissement solaire en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure, occupation ...). Ces paramètres étant très variables d'un instant à un autre, la modélisation en régime dynamique paraît inévitable pour pouvoir tenir compte le plus précisément possible de tous les phénomènes physiques liés à notre problème.

3.2. Modélisation des éléments de l'installation :

- Ballon de stockage
$$M \cdot C_p \frac{dT_{\text{eauballon}}}{dt} = \phi_{\text{transmis}} - \phi_{\text{perdu}} - \phi_{\text{générateur}}$$
- Tour de refroidissement
$$\phi_{\text{échangé}} = \left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\text{min}} \cdot \eta \cdot \Delta T_{\text{max}} = \dot{m}_2 \cdot C_2 \cdot (T_{2s} - T_{2e})$$

$$= -\dot{m}_1 \cdot C_1 \cdot (T_{1s} - T_{1e})$$

$$\eta = \frac{1 - e^{-N \cdot (1-C)}}{1 - C \cdot e} \quad , \quad C = \frac{\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\text{min}}}{\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\text{max}}} \quad , \quad N = \frac{U \cdot S}{\left(\dot{m} \cdot C_p \right)_{\text{min}}}$$
- Capteur solaire
$$dU = M_{\text{eau}} \cdot C_{p_{\text{eau}}} \cdot \frac{dT}{dt} = \eta_{\text{capteur}} \cdot S_{\text{capteur}} \cdot E = -\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)$$
- Batiment
$$dU = \phi_{\text{apportextérieur}} + \phi_{\text{chargeinternes}} - \phi_{\text{rafraichissement}}$$

Pour modéliser la machine à absorption nous avons utilisé les courbes de fonctionnement données par le constructeur [4]. Grâce à ces courbes et en fonction de la température d'eau à l'entrée du générateur, nous allons pouvoir déterminer la puissance frigorifique de la machine, la puissance au générateur et la puissance de refroidissement.

4. RESULTATS

On a choisi de simuler un modèle d'installation de rafraîchissement solaire sous l'environnement TRNSYS. ce modèle choisi est fonctionnel au niveau de l'Institut de Génie civil à l'université de la Réunion en France. Pour fonctionner, le modèle à besoin des données climatiques (ensoleillement et température extérieure), le site choisi pour ces données est celui de Béchar en Algérie. Nous devons ensuite préciser les heures d'occupation pour jour-ci : 10h00 à 12h00 puis de 13h00 à 17h00. la configuration simulée est la suivante:

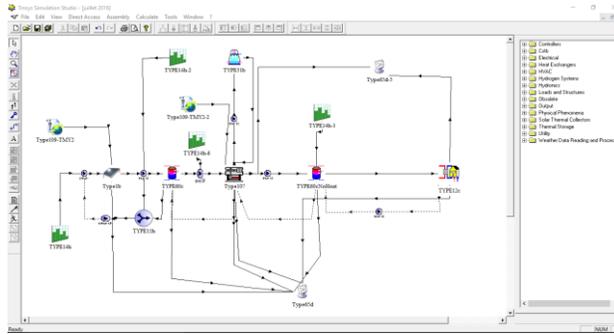


FIGURE 3. Modèle de l'installation du rafraichissement solaire sous TRNSYS.

Coefficient de performance COP:

Coefficient de performance COP est donné par la relation:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}}, \text{ Alors: } COP = \frac{T_e}{T_g} * \frac{T_g - T_e}{T_c - T_e}$$

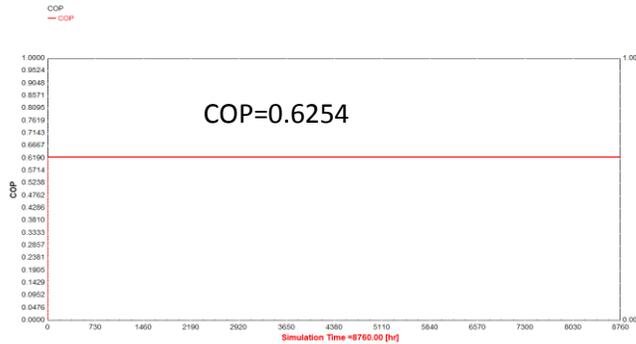


FIGURE 4. Coefficient de performance de la machine

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure 4 il est de 0,6254 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. Ainsi les températures des différents organes de la machine sont illustrées sur la figure suivante:

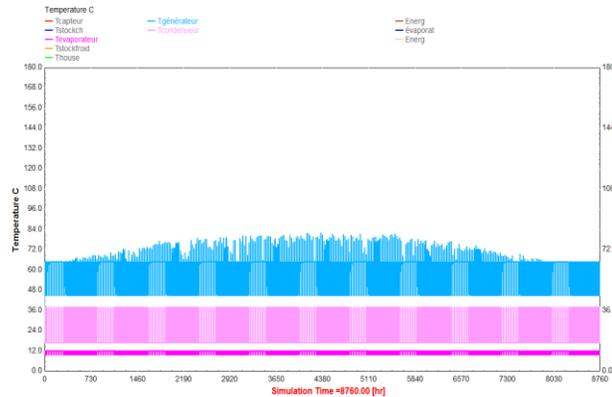


FIGURE 5. Températures des différents organes de la machine

Pour la température du générateur, elle régne entre 45 et 86 C, celle du condenseur elle est comprise entre 15 et 40 C quand à celle de l'évaporateur entre 8 et 14 C. Le problème majeur qui se pose dans

ce cas de machine frigorifique est la cristallisation de la solution, pour remédier à ce problème, un contrôle de la température du générateur est imposé et la limite à 90°C, celle du condenseur est limitée à 45°C [4]. La différence de température entre l'évaporateur et l'intérieure est de 12 °C, ce qui permet de centraliser le climat à l'intérieure du local. Cette différence est suffisante à l'évaporateur tout en assurant une sensation de confort thermique dans le local.

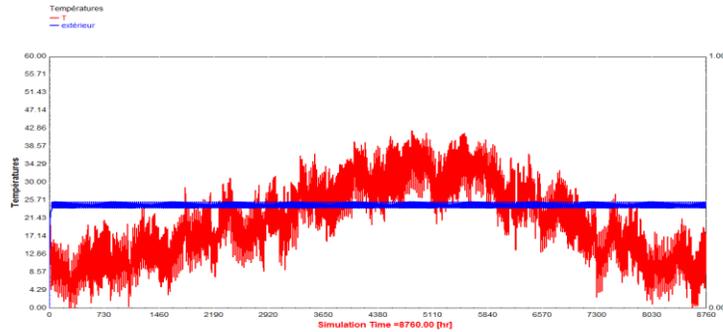


FIGURE 7. Températures intérieure et extérieure

La figure 7 représente la variation annuelle des températures intérieure et extérieure (T) du local étudié. Cette même figure nous montre les besoins sensibles de climatisation. On observe que, quelque soit la température extérieure, la température interne est de l'ordre de 24 °C (température de confort). A noter que pour le cas hiver et automne, nous avons activé le bilan d'hiver.

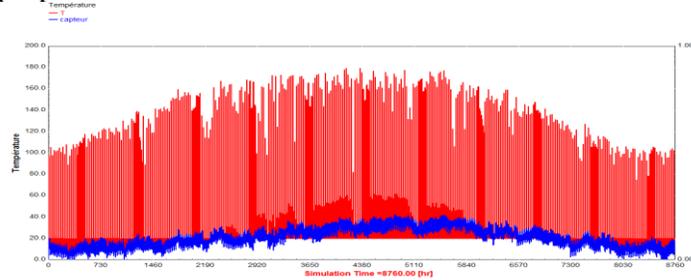


FIGURE 7. Température extérieure et température du capteur

La figure 7 suivante représente simultanément la température de sortie du capteur solaire et l'irradiation. On constate que le gisement solaire du site considéré (BECHAR) qui est de l'ordre 980 kW en été, où la climatisation est nécessaire, peut fournir des températures de sortie intéressantes de l'ordre de 160 °C ces valeurs de températures sont suffisantes au niveau du générateur qui fait l'objet de la figure 8. Sur cette dernière, on remarque que la température du générateur oscille entre (45 °C_ 86 °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 et du ballon de stockage considérables et par conséquent une bonne vaporisation de la solution binaire (H₂O /LiBr) au niveau du générateur.

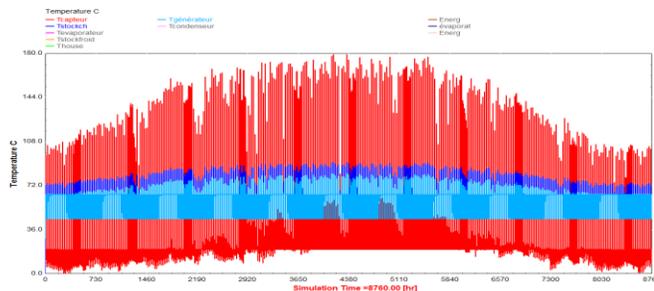


FIGURE 8. Effet de la température de captage sur la température du générateur

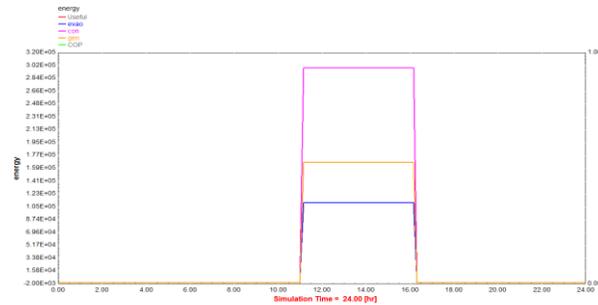


FIGURE 9. Puissances développées aux niveaux des organes de la machine frigorifique .

Cette figure 9 illustre les énergies développées aux niveaux des organes de la machine, au cours du fonctionnement, durant une journée. la puissance au condenseur est de l'ordre de 83.14 Kw qui est plus importante que celle développée au générateur, de l'ordre de 46.66 Kw, et celle de l'évaporateur qui est de l'ordre de 30.91 Kw.

4. CONCLUSIONS

Les systèmes de rafraîchissement solaires font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où la source d'énergie est gratuite. En contrepartie, leur COP est relativement faible, par rapport aux systèmes classiques. Cette étude nous a permis de voir de près les niveaux de températures et puissances régnantes à différents niveaux de l'unité solaire, ainsi que l'influence des conditions climatiques sur le fonctionnement de cette dernière. D'où le grand intérêt des études paramétriques qui permettront le choix judicieux des différents paramètres afin de dimensionner et d'optimiser le fonctionnement et la surface de capteurs nécessaire. A ce problème s'ajoute le problème de cristallisation de la solution binaire $H_2O/LiBr$ pour ce type de machine tritherme. L'analyse exégétique effectuée au niveau des composants principaux et au système entier, permet de prédire quels équipements du système sont critiques et dont l'amélioration de fonctionnement pourrait augmenter le rendement exégétique du système et le COP.

REFERENCES

- [1] B. Aebischer, M. Jakob, G. Henderson, G. Catenazzi (2007). Impact of climate change on thermal comfort, heating and cooling energy demand in Europe. Proceedings eceee 2007 Summer Study, Saving Energy, Just do it! 4–9 June 2007, La Colle sur Loup, France. ISBN: 978-91-633-0899-4,
- [2] L. GRIGNON-MASSE, Développement d'une méthodologie d'analyse coût-bénéfice en vue d'évaluer le potentiel de réduction des impacts environnementaux liés au confort d'été : cas des climatiseurs individuels fixes en France métropolitaine, thèse soutenue le 20 mai 2010 à l'école des Mines de Paris,
- [3] ADEME, les chiffres clés du bâtiment, énergie, environnement, éditions 2010,
- [4] Schüco, (2007). Documentation constructeur relative à la machine à absorption LB 30.
- [5] Lucas F., (2006). Présentation du projet ORASOL : Optimisation de procédés de rafraîchissement solaire.
- [6] Schüco, (2007). Documentation constructeur relative au capteur solaire SchücoSol U5 DG.
- [7] J. CASTAING-LASVIGNOTTES, O. MARC, E. FRANQUET, S. GIBOUT. Modélisation et simulation dynamique d'une machine frigorifique à absorption $H_2O/LiBr$: application solaire. Colloque COFRET'08, 11 – 13 juin 2008, Nantes – France