



# Amélioration des performances des installations de réfrigération solaires à absorption

M. Benramdane<sup>#1</sup>, Y. Khadraoui<sup>#2</sup>, S. Abboudi<sup>\*3</sup>

<sup>#</sup>Département de Génie Mécanique. Laboratoire EOLE, Faculté de Technologie,  
Université Abou-BekrBelkaid B.P :119 Tlemcen 13000 Algérie

<sup>1</sup>benramdane2006@yahoo.fr

<sup>2</sup>y\_khadraoui@mail.univ-tlemcen.dz

<sup>\*</sup>Institut IRTES, Laboratoire M3M, UTBM, Site de Sevenans,  
90010 Belfort Cedex, Franc

<sup>3</sup>said.abboudi@utbm.fr

**Résumé**— Dans le contexte actuel de la crise énergétique, la sensibilisation aux problèmes écologiques et la déréglementation dans la production d'électricité, l'énergie solaire peut être un recours très important. En effet, cette énergie calorifique à température modérée est disponible particulièrement en Algérie où elle constitue une source inépuisable. Jusqu'ici, elle n'a été vraiment utilisée que dans le domaine de l'eau chaude sanitaire, du séchage et de sa conversion photovoltaïque.

Cependant la production de froid à partir de cette énergie est envisageable pour notre pays. Parmi les divers systèmes utilisés, la machine de réfrigération à absorption semble être une voie très prometteuse dans ce sens.

L'objectif du présent travail consiste à étudier une boucle frigorifique à absorption utilisant le couple ammoniac-eau à fin de déterminer ses performances et de proposer d'éventuelles améliorations. Cette amélioration du coefficient de performance « COP » est basée sur des modifications sur l'installation à absorption elle-même. Notre approche consiste à augmenter le nombre de bouilleurs et d'absorbeurs ; nous avons analysé le cas de trois bouilleurs et deux absorbeurs en série. Cette modification nous a permis d'améliorer et d'augmenter le COP de cette installation frigorifique. L'amélioration du COP dépend donc de plusieurs paramètres en particulier celui lié au bon choix et au nombre d'éléments utilisés (bouilleurs, condenseur, évaporateur et l'absorbeur) utilisés dans l'installation sans perdre de vue le problème du coût final.

**Mots clés**— Réfrigération solaire, absorption, amélioration du COP.

## I. INTRODUCTION

Depuis ces dernières années, le monde est de plus en plus concerné par la consommation d'énergie et la protection de l'environnement et vu l'instabilité des prix des pétroles, encourageant l'utilisation d'autres sources propres, moins coûteuses tels que l'énergie solaire dans les applications industrielles.

Les machines frigorifiques à absorption peuvent produire du froid en échangeant de la chaleur avec trois sources : la source chaude à la température  $T_A$ , la source moyenne à  $T_M$

(température ambiante), et la source froide à  $T_F$  constituée par le milieu à refroidir. Ces machines utilisent, pour leur fonctionnement, un mélange de fluides appelé couple binaire (absorbant-frigorigène). Nous avons choisi le mélange de fluides ammoniac-eau ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) qui permet de produire du froid à des températures inférieures à zéro degré Celsius.

Le fonctionnement de la machine frigorifique à absorption, nécessite de fournir une certaine quantité de chaleur  $Q_H$ , au niveau de la source chaude, qui peut être fournie par des panneaux solaires. La température de fonctionnement  $T_A$ , pour les machines frigorifiques solaires à absorption, a une incidence sur le choix des capteurs solaires et par conséquent sur le coût de l'installation solaire. L'étude que nous avons effectuée sur la machine à absorption simple ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) montre que la température optimale de la source chaude est assez élevée, de l'ordre de  $120^\circ\text{C}$ , température qui nécessiterait l'utilisation de collecteurs à haute performance (sous vide ou à concentration).

Dans le but de réduire cette température  $T_A$ , nous avons étudié plusieurs machines frigorifiques à absorption qui fonctionnent avec le couple binaire ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), afin de sélectionner celle qui peut fonctionner à des températures  $T_A$  accessibles avec de simples capteurs plans. Il ressort de cette étude que les machines avec deux bouilleurs en série (parallèle par rapport au panneau solaire) peuvent fonctionner à des températures relativement basses de la source chaude.

Dans le présent travail, nous nous sommes intéressées à l'amélioration du coefficient de performance (COP) d'une installation à absorption en fonction de conditions climatiques et géographiques de la région où se trouve l'installation. Celles-ci sont résumées dans le Tableau 1 pour quelques régions de l'Algérie.



# Le 2<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables The 2<sup>nd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa – Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



TABLEAU 1  
TEMPERATURE AMBIANTE MOYENNE MENSUELLE EN °C [1]

|           | Alger | Tlemcen | Chlef | Batna | Biskra | Adrar | Tamanrasset |
|-----------|-------|---------|-------|-------|--------|-------|-------------|
| Janvier   | 10,98 | 9,82    | 10,42 | 7,61  | 11,92  | 12,42 | 7,6         |
| février   | 11,76 | 10,81   | 11,71 | 14,47 | 13,76  | 15,52 | 14,46       |
| mars      | 12,66 | 13,56   | 13,36 | 17,56 | 16,46  | 19,31 | 17,56       |
| Avril     | 14,36 | 15,71   | 15,91 | 22,42 | 19,86  | 23,91 | 22,41       |
| Mai       | 17,01 | 17,16   | 19,21 | 26,36 | 24,26  | 27,76 | 26,36       |
| Juin      | 21,15 | 22,25   | 24,75 | 28,85 | 29,95  | 33,66 | 28,85       |
| Juillet   | 24,49 | 24,74   | 28,84 | 28,69 | 33,19  | 35,85 | 28,70       |
| Août      | 24,69 | 24,69   | 28,72 | 28,33 | 32,43  | 35,49 | 28,34       |
| Septembre | 22,79 | 23,54   | 25,14 | 26,49 | 28,14  | 31,49 | 26,49       |
| Octobre   | 18,95 | 19,05   | 20,00 | 22,70 | 21,99  | 24,60 | 22,70       |
| Novembre  | 14,76 | 15,46   | 14,61 | 17,02 | 16,11  | 17,46 | 17,01       |
| Décembre  | 12,48 | 11,82   | 11,77 | 13,84 | 12,77  | 13,62 | 13,81       |

Dans les calculs, on utilise la température maximale de la région. Pour choisir la position optimale du capteur, il faut connaître la position du soleil vis-à-vis la terre.

TABLEAU 2  
CARACTERISTIQUES DE QUELQUES VILLES D'ALGERIE [1]

|           | Alger  | Tlemcen | Chlef  | Batna  | Biskra | Adrar  | Tamanrasset |
|-----------|--------|---------|--------|--------|--------|--------|-------------|
| Latitude  | 36°72' | 35°00'  | 36°22' | 35°55' | 34°81' | 27°82' | 22°72'      |
| Longitude | 2°53'E | 1°19'O  | 1°21'E | 6°11'E | 5°44'E | 0°17'O | 5°31'E      |
| Altitude  | 300m   | 806m    | 112m   | 1040m  | 124m   | 286m   | 1400m       |

## II. FLUIDES A ABSORPTION (REFRIGERANT–ABSORBANT)

Conventionnellement, les mélanges binaires; Eau–Ammoniac (**H<sub>2</sub>O–NH<sub>3</sub>**) et Bromure de lithium–Eau (**LiBr–H<sub>2</sub>O**) sont les seuls couples qui soient utilisés pour les cycles à absorption. Parmi les conditions requises pour qu'un couple donné soit approprié, il faut d'une part que le solvant ait une grande affinité vis à vis du soluté (réfrigérant), et d'autre part que ce dernier soit beaucoup plus volatil que le solvant, afin d'obtenir une meilleure séparation des deux constituants [2].

Le couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O est surtout utilisé dans des systèmes de réfrigération à absorption, à cause de ses propriétés thermodynamiques assez intéressantes [3].

Cependant, malgré leurs avantages, ces fluides ont quelques inconvénients : l'ammoniac est volatil, toxique et inflammable et est corrosif envers le cuivre et l'utilisation du couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O comme fluide actif dans des transformateurs de chaleur sera limitée à cause de sa haute pression de travail et le faible niveau de sécurité.

## III. ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE DE L'INSTALLATION A ABSORPTION

La machine à absorption étudiée comprend un évaporateur, un condenseur, deux absorbeurs, trois bouilleurs sans colonne de distillation (Figure 1). La pression moyenne, qui est celle de l'absorbeur à moyenne pression, a une plage de variation très tendue entre la basse pression (de l'ordre de 2,2 bars) et la haute pression (de l'ordre de 13 bars).

Le choix d'une pression moyenne suffisamment élevée conduit à un titre élevé au niveau de la solution riche sortant de l'absorbeur. Il en résulte que pour une température limite minimale de fonctionnement TB assez basse au niveau du bouilleur à haute pression, le titre en vapeur «bouilleur n°3» tend vers l'unité. Ainsi, ce bouilleur ne nécessite pas de colonne de distillation et l'effet frigorifique est plus élevé.

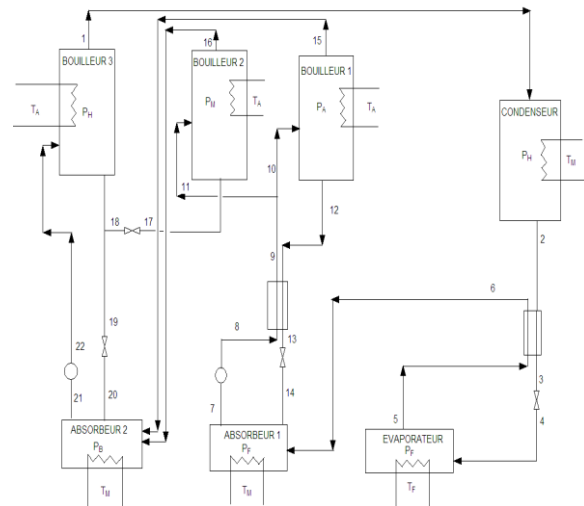


Fig. 1 Schéma de la machine à absorption avec trois bouilleurs et deux absorbeurs.

## IV. MODELISATION DE LA MACHINE A ABSORPTION

La machine à absorption constitue, pour nous, le cœur de l'ensemble de l'installation de rafraîchissement solaire. Il nous a donc paru intéressant de voir comment sont modélisées ces



machines. A ce propos, on distingue en général deux approches [4] :

La première s'appuie sur une description phénoménologique de chaque composant de la machine. Cette approche s'appuie sur différents bilans énergétiques afin de coupler les quatre éléments constituant la machine.

La seconde (qui est sans doute la plus utilisée) est l'évaluation des performances par un modèle empirique. Il s'agira en général de lissage de courbes basé sur des données du constructeur. En effet, ce sont des essais qui permettent d'établir une corrélation simple d'usage pour le COP et la puissance frigorifique de la machine.

Les corrélations obtenues ne sont ainsi valables que pour la gamme d'essais testés et pour le modèle de machine étudiée.

Intéressons-nous donc, à quelques approches de modélisations qui ont servi de base au développement des modèles de machine à absorption.

#### V. ÉQUATIONS D'ETAT DES FLUIDES DE TRAVAIL

Pour mettre sur pied le bilan thermique d'un composant quelconque et pouvoir dimensionner les surfaces de transfert thermique qui lui sont associées, il est nécessaire de connaître avec précision les enthalpies des fluides de travail à l'état liquide et gazeux en fonction de la température et de la concentration.

Parmi les modèles qui existent, nous avons choisi celui proposé par M. Feidt [5] qui combine la méthode de l'énergie libre de Gibbs pour les propriétés thermiques et les équations qui calculent le point de bulle et le point de rosée du mélange. Cette méthode combine les avantages des deux et évite le besoin de faire des itérations afin d'avoir les conditions d'équilibre de phases. Les corrélations proposées couvrent des conditions d'équilibre de phases à des pressions et des températures élevées.

Le domaine de validité pour les relations qui suivent est :

- Pour les températures (K) :  $230 < T < 600$  ;
- Pour les pressions (bar) :  $0.2 < P < 110$ .

Ce domaine se trouve sous les points critiques de toutes les composantes, de sorte que la détermination de l'équation d'état pour le mélange, ne prend pas en considération les particularités référents au domaine d'état critique. L'équation d'état ne décrit pas l'état dans laquelle la solution se trouve dans l'état d'agrégation solide [5].

Le calcul de l'enthalpie libre de Gibbs est donné sous la forme intégrale décrite en [4] :

$$G = H_0 - TS_0 + \int_{T_0}^T C_p dT + \int_{P_0}^P V dP - T \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT$$

Cette équation est valable pour la phase gazeuse, ainsi que liquide

#### A. Phase liquide

Le comportement de l'état liquide du point de vue thermique est décrit par les corrélations présentées en [6]), où le volume liquide est fonction de la pression et de la température et  $C_p^L$  capacité molaire du liquide:

$$V^L = a_1 + a_2 P + a_3 T + a_4 T^2$$

$$C_p^L = b_1 + b_2 T + b_3 T^2$$

$$\text{Donc : } G^L = H_0^L - TS_0^L + \int_{T_0}^T C_p^L dT + \int_{P_0}^P V^L dP - T \int_{T_0}^T \frac{C_p^L}{T} dT$$

Le développement de trois dernières équations donne la forme réduite :

$$\begin{aligned} G_r^L = & H_{r,0}^L - T_r S_{r,0}^L + B_1 (T_r - T_{r,0}^L) + \frac{B_2}{2} (T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3} (T_r^3 - T_{r,0}^3) \\ & - B_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,0}}\right) - B_2 T_r (T_r - T_{r,0}) + \frac{B_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) \\ & + (A_A + A_3 T_r + A_4 T_r^2) (P_r - P_{r,0}) + \frac{A_2}{2} (P_r^2 - P_{r,0}^2) \end{aligned}$$

Les grandeurs adimensionnelles d'état utilisées sont :

$$\text{La température réduite : } T_r = \frac{T}{T_B}$$

$$\text{L'enthalpie libre molaire réduite : } G_r = \frac{G}{RT_B}$$

$$\text{La pression réduite : } P_r = \frac{P}{P_B}$$

$$\text{L'enthalpie molaire réduite : } H_r = \frac{H}{RT_B}$$

$$\text{L'entropie molaire réduite : } S_r = \frac{S}{R}$$

$$\text{Le volume molaire réduit : } V_r = \frac{VP_B}{RT_B}$$

Et les indices utilisés représentent :

- $r$  : pour la grandeur réduite ;
- $B$  : pour la grandeur de référence ;
- $L$  : la phase liquide ;
- $g$  : la phase gazeuse ;
- $0$  : l'état de référence.

Les grandeurs de références sont [5]:

$$T_B = 100 \text{ K}, P_B = 10 \text{ bars et } R = 8,3143 \text{ kJ/(kMole.K)}$$

#### B. Phase vapeur

Dans la phase vapeur [6] donne les corrélations qui interviennent :



$$V^L = \frac{RT}{P} + c_1 + \frac{a_2}{T^3} + \frac{c_3}{T^{11}} + \frac{c_4 P^2}{T^{11}}$$

$$C_p^g = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 - T \int_0^P \left( \frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right) dP$$

$$G^g = H_0^g - TS_0^g + \int_{T_0}^T C_p^g dT + \int_{P_0}^P V^g dP - T \int_{T_0}^T \frac{C_p^g}{T} dT$$

Après développement, on trouve :

$$\begin{aligned} G_r^g = & H_{r,0}^g - T_r S_{r,0}^g + D_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{D_2}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) \\ & - D_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,0}}\right) - D_2 T_r (T_r - T_{r,0}) + \frac{D_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) \\ & + T_r \ln\left(\frac{P_r}{P_{r,0}}\right) - C_1(P_r - P_{r,0}) + C_2\left(\frac{P_r}{T_r^3} - 4\frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^3} + 3\frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^4}\right) \\ & + C_3\left(\frac{P_r}{T_r^{11}} - 12\frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{11}} + 11\frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^{12}}\right) + \frac{C_4}{3}\left(\frac{P_r^3}{T_r^{11}} - 12\frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^{11}} + 11\frac{P_{r,0}^3 T_r}{T_{r,0}^{12}}\right) \end{aligned}$$

#### VI. ETUDE DE LA MACHINE A ABSORPTION COUPLEE A DES CAPTEURS SOLAIRES PLANS

La source chaude qui alimente les trois bouilleurs est constituée par une boucle d'eau chauffée par énergie solaire via des collecteurs solaires plans. La température  $T_A$  est définie comme étant la température de sortie des collecteurs solaires et aussi la température commune d'alimentation des autres bouilleurs de la machine à absorption.

Nous avons utilisé de simples capteurs plans dont le rendement instantané est donné par [7]:

$$R_{CAP} = F_B \left( \eta - \frac{U(T_B - T_M)}{I_S} \right)$$

$$F_B = F_R (1 - F_R \beta)^{-1} \quad F_R = \frac{1 - \exp(-\beta)}{\beta}, \quad \beta = \frac{U}{\dot{m} C_p}$$

Avec les caractéristiques suivantes [5]:

- rendement optique :  $\eta_0 = 0,82$ ,
- coefficient de pertes thermiques :  $U = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$
- débit massique surfacique :  $\dot{m} = 50 \text{ kg h}^{-1}\text{m}^{-2}$ ,
- éclairement global d'un plan incliné  $I_S = 800 \text{ W m}^{-2}$

Nous avons d'abord déterminé les conditions optimales de fonctionnement de la machine bi-étagée pour un éclairement global constant  $I_S = 800 \text{ W/m}^2$  au niveau des capteurs plans

solaires. Ensuite, nous avons fait l'étude en se basant sur des données météorologiques réelles.

#### VII. RESOLUTION

La simulation est basée sur le bilan thermique pour les différentes phases du cycle à absorption, [10] :

- Bouilleur (générateur) :

$$Q_g = M_r (H_{xp} - H_{xr}) + (1 - X_V) (H_{(H_2O)_K} - H_{(H_2O)_L}) + X_V H_{(NH_3)}$$

- Condenseur :

$$Q_{cd} = (1 - X_V) (H_{(H_2O)_K} - H_{(H_2O)_L}) + X_V (H_{(NH_3)_V} - H_{(NH_3)_L})$$

- Evaporateur :

$$Q_{ev} = X_V (H_{(NH_3)_V} - H_{(NH_3)_L})$$

- Absorbeur

$$Q_{abs} = M_r (H_{xp} - H_{xr}) + X_V H_{(NH_3)_V}$$

Pour notre étude, nous avons choisi les variables indépendantes suivantes : la température de la source chaude  $T_A$ , la température de la source moyenne (ambiante)  $T_M$ , la température de la source froide  $T_F$ , la haute pression  $P_H$ , la pression moyenne  $P_M$  et la basse pression  $P_F$  ainsi que les hypothèses de fonctionnement suivantes :

- Pertes de charge négligeables partout sauf dans les absorbeurs où on a fixé la valeur :

$$\frac{P_F - P_M}{P_F} = \frac{P_M - P_{14}}{P_M} = 0,05$$

- Rendement des absorbeurs et des bouilleurs. Les grandeurs d'équilibre liquide-vapeur du mélange binaire sont calculées à partir de l'équation de Peng-Robinson [9] et du coefficient d'interaction  $K_{ij}$  caractérisant le couple eau ammoniac.

Les paramètres d'équilibre ainsi calculés ne sont cependant pas atteints dans une machine réelle. Les écarts sont caractérisés par des rendements :

$$\text{Pour l'absorbeur : } \eta_A = \frac{X_R - X_P}{X_S - X_P} = 0,7$$

$$\text{Et pour le bouilleur : } \eta_B = \frac{X_B - X_P}{X_R - X_P} = 0,7$$

Ou:  $X_B$  est le titre d'une solution fictive en équilibre avec la vapeur. En effet, la vapeur sortant du bouilleur n'est en équilibre ni avec la solution riche entrant ( $\eta_B = 1$ ), ni avec la solution pauvre sortant du bouilleur ( $\eta_B = 0$ ), mais avec une solution intermédiaire;  $X_S$  est le titre de la solution saturée au



## Le 2<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables The 2<sup>nd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa – Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



point considéré;  $X_p$  est le titre de la solution pauvre et  $X_R$  est le titre de la solution riche.

- Pompe : Les pompes à solution sont caractérisées par un rendement isentropique:  $\eta_p = 0.7$ .

1. Haute pression : La pression du condenseur, qui est celle du bouilleur à haute pression, est prise égale à la pression de saturation de la solution liquide sortant du condenseur à la température  $T_2$ .

2. Basse pression : La pression basse limite maximale dans l'évaporateur est égale à la pression de saturation du frigorigène pur à la température  $T_5$ .

3. Pression moyenne : La pression moyenne est comprise entre la haute et la basse pression.

4. Titre riche  $X_7$  : Le titre  $X_7$  de la solution riche en ammoniac, sortant de l'absorbeur à basse pression doit être supérieur à celui  $X_{14}$ , de la solution pauvre.

5. Titre  $X_{21}$  : Le titre  $X_{21}$  de la solution riche en ammoniac, sortant de l'absorbeur à moyenne pression, doit être supérieur à celui  $X_{20}$  de la solution pauvre.

6. Température  $T_B$  : Les trois bouilleurs dont les différentes pressions sont alimentées par une seule source de chaleur, de telle façon qu'ils soient à la température  $T_A$ . Ceci est dans le but de simplifier le montage de la machine.

Les calculs sont basés sur la détermination respectivement des enthalpies de la phase liquide et de la phase vapeur à partir des expressions analytiques de l'énergie libre de Gibbs [10], connaissant la pression, la température et le titre de la solution. Aussi on doit déterminer les grandeurs d'équilibre liquide-vapeur du couple binaire eau ammoniac à partir de l'équation de Peng-Robinson [8] et du coefficient d'interaction  $K_{ij}$  caractérisant le couple de mélange.

En partant des données de départ ( $T_B, T_M, T_F, P_H, P_M, P_A, P_B, \eta, \dots$ ), on calcule d'abord les températures et les titres aux différents points du cycle à partir des pincements au niveau des différents éléments de la machine. La connaissance de la pression, de la température et du titre nous permet de calculer l'enthalpie aux différents points du cycle. En utilisant les bilans massiques et énergétiques des différents éléments, on détermine les débits et les flux de chaleur échangés et, par conséquent, on obtient le coefficient de performance frigorifique COP défini par :

$$COP = \frac{Q_F}{Q_B}$$

$$\text{Avec } Q_B = Q_{BH} + Q_{BM} + Q_{BA}$$

Et  $Q_F$  la puissance frigorifique,  $Q_{BH}$  le flux de chaleur reçu au niveau du bouilleur à haute pression,  $Q_{BM}$  le flux de chaleur reçu au niveau du bouilleur à moyenne pression et  $Q_{BA}$  le flux de chaleur reçu au niveau du premier bouilleur de pression  $P_A$ .

Ce travail de calcul des différents paramètres dans différents points de cycle est réalisé à l'aide d'un programme facilitant les calculs itératifs.

Pour  $T_F = -10^\circ\text{C}$ , nous avons déterminé l'optimum de la basse pression qui donne le maximum du COP, soit  $P_F = 2.2$  bars, et ceci quels que soient  $P_B, T_M$  et  $T_A$ .

La Figure 2 représente le coefficient de performance COP en fonction de la température  $T_p$  pour différentes valeurs de la pression moyenne  $P_M$  et pour  $T_F = -10^\circ\text{C}$ ,  $T_M = 20^\circ\text{C}$  et  $P_F = 2.2$  bars.

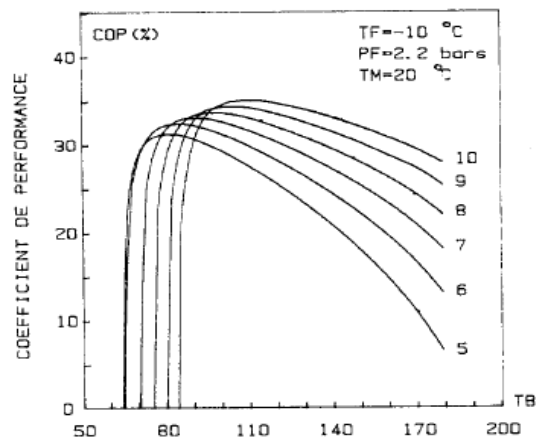


Fig. 2 Influence de la pression moyenne  $P_M$  sur le coefficient de performance.

On remarque que le COP augmente avec la pression moyenne  $P_M$ ; la température limite inférieure de fonctionnement  $T_B$ , et diminue lorsque la pression moyenne diminue et enfin au fur et à mesure que la pression moyenne  $P_M$  augmente, l'influence de  $T_A$  sur le COP diminue.

### VIII. CONCLUSION

L'étude de cette machine solaire avec trois bouilleurs montre que cette dernière produit du froid à température froide  $T_F$  négative ( $-10^\circ\text{C}$ ) avec des performances intéressantes. Elle ne nécessite cependant pas de colonne de distillation et présente les avantages d'avoir un fonctionnement possible à partir d'une température aux bouilleurs élevé ( $69^\circ\text{C}$ ) et la possibilité d'utiliser des capteurs solaires plans ordinaires (moins coûteux) ce qui peut avoir une influence sur le coût global de l'installation.

### REFERENCES

- [1] D. Lafri, A. Hamid, M. Belhamel, D. Semmar: « Etude du comportement thermique d'une cure stockage solaire à échangeur de Chaleur ». Revue d'énergie renouvelable: journées de thermique. 2001.
- [2] Xu Shiming, Liu Yanli, Zhang Lisong. Performance research of self regenerated absorption heat transformer cycle using TFE-NMP as working fluids. Int. J. of Refrig. 24 (2001) 510- 518.
- [3] Zhuo, C. Z., Machielsen, C. H. M. Performance of high-temperature Absorption Heat Transformers using Alkitate as the Working Pair. Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 3, pp. 255-262, 1996.



## Le 2<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

### The 2<sup>nd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa – Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



- [4] Jean Philippe Praene «Intégration et modélisation dynamique de composants d'un système de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment ». Thèse de Doctorat, Université de La Réunion, France, 2007.
- [5] Michel Feidt, Amer Haj Taleb, Olivier Lottin «Thermodynamic properties of ammonia water mixtures». International Congress of Refrigeration 2003, Washington, ICR 0113.
- [6] Ziegler, B., Trepp, C. Equation of state for ammonia -water mixtures, Int. J. Refrig., Vol. 7, no. 2, March: p. 101-106, 1984.
- [7] Bougard, J., Pilatte, A. « Systeme de chauffage solaire utilisant des collecteurs A eau Rapport interne », Service de Thermodynamique, Facult~ Polytechnique de Mons, Belgium (1983).
- [8] S.A. Akam, Z. Ouchiha, N. Said et B. Bellal «Expérimentation d'une Boucle à Absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O» Rev. Energ. Ren. : Valorisation (1999) 17-22-17.
- [9] Jadot, R. «Estimation des propriétés thermodynamiques d'unmélange non azéotropique de réfrigérants à partir de l'équation d'état généralisée» de Peng-Robinson Rapport interne, Service de Thermodynamique, Faculté Polytechnique de Mons, Belgium (1985)
- [10] Ziegler, B. Trepp, C. "Equation of state for ammonia-water mixtures". Lnt. J. Refrig. (1984) 7 101-106.