

Expérimentation d'une Boucle à Absorption NH₃-H₂O

S.A. Akam, Z. Ouchiha, N. Said et B. Bellal

Unité de Développement des Equipements Solaires, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger

Résumé - L'objet du présent travail consiste à étudier expérimentalement une boucle frigorifique à absorption-diffusion utilisant le couple ammoniac-eau afin de déterminer ses performances et proposer d'éventuelles améliorations. Les résultats expérimentaux sont obtenus à l'aide d'un banc d'essai sur lequel on a testé la machine en deux modes de chauffage, à savoir: l'énergie électrique et le gaz butane. Les C.O.P. en modes de chauffage électrique et à gaz sont alors évalués et comparés et les performances du système dépendent des températures dans le condenseur et l'évaporateur. Sur les divers procédés de production de froid, le système envisagé dans cette étude fait appel à une boucle où la pompe mécanique est remplacée par un thermoémulseur et on utilise de l'hydrogène comme gaz de soutien pour équilibrer les pressions entre le condenseur et l'évaporateur. La chambre froide utilisée a une capacité de 5 litres et l'expérience permet de constater que pour les deux modes de chauffage, il est requis une température d'amorce située entre 90 et 140 °C. Sur les deux cas traités, la machine fonctionne sans difficulté, avec toutefois, des résultats meilleurs dans le cas du chauffage électrique. L'utilisation de ces systèmes frigorifiques et particulièrement ceux fonctionnant à base de gaz reste la seule solution pour les régions isolées où le réseau électrique est parfois absent. Pour pallier aux difficultés d'approvisionnement en énergie frigorifique on prépare actuellement au sein de l'unité de Développement des Equipements Solaires à Bouzaréah une réalisation pour remplacer le chauffage au gaz et à l'électricité par le solaire qui représente une énergie disponible puissante et écologique.

Abstract - The object of this work consists in studying in experiments a refrigerating loop with absorption-diffusion using the couple ammoniac-water in order to determine its performances and to propose possible improvements. The experimental results are obtained using a test bench on which one tested the machine in two modes of heating to knowing the electric power and the gas butane. The C.O.P. in modes of electric heating and with gas are then evaluated and compared and the performances of the system depend on the temperatures in the condenser and the evaporator. On the various processes of production of cold, the system under consideration in this study calls upon a loop where the mechanical pump is replaced by a thermo emulsor and we uses hydrogen like gas of support to balance the pressure between the condenser and the evaporator. The cold room used has a capacity of 5 litres and the experiment makes it possible to note that for the two modes of heating, it is necessary a temperature of starter located between 90 and 140 °C. On the two treated cases, the machine functions without difficulty, with however, of the better results in the case of the electric heating. The use of these systems refrigerating and particularly those functioning containing gas remains the only solution for the isolated areas or the electrical supply network is sometimes absent. To militate the difficulties of provisioning of cooling energy one currently prepares within the Unit of Development of the Solar Equipment (Bouzareah) a realisation to replace the heating with the gas and with the electricity by the solar, which represents an energy available abundant and ecological.

Mots clés: Absorption – Froid – Solaire – Ammoniac - Eau.

1. INTRODUCTION

Un processus de production de froid signifie naturellement une absorption de la chaleur. Elle requiert, dans le cas où on veut descendre en deçà d'un seuil, la mise en œuvre d'un phénomène endothermique s'effectuant à des températures plus basses que la température que doit atteindre le corps à refroidir.

La production de froid artificiel a commencé par quatre types de machines apparues dans l'ordre suivant : la machine à compression-évaporation de vapeur liquéfiable, la machine à détente d'air préalablement comprimé, la machine à absorption et enfin la machine à évaporation d'eau sous pression réduite qui n'existent plus. Ferdinand Carré (1859) a exploité la découverte de l'ammoniac par J. Priestly (1774) et sa propriété de condensation par Faraday (1824) afin d'introduire cet élément comme fluide frigorifère dans la machine à absorption.

Sur les divers procédés de production de froid, le système envisagé dans cette étude utilise le couple ammoniac - eau et la pompe mécanique est remplacée par un thermoémulseur. Dans le fonctionnement d'une machine à absorption, on utilise un gaz de soutien qui équilibre les pressions entre le condenseur et l'évaporateur tout en permettant l'évaporation du réfrigérant et donc la production de froid. La vapeur réfrigérante est absorbée dans la solution et dans son étude, R.K. Swartman [1], considère que la réfrigération est accomplie lorsque le réfrigérant est évaporé entraînant ainsi une chaleur additionnée au système. Les performances du système dépendent alors des températures dans le condenseur et l'évaporateur. Cet auteur trouve que le C.O.P. pour un système ammoniac - eau est environ égal à 0.6 pour une température de générateur de 130 °C. De même

le froid obtenu est approximativement égal à l'enthalpie d'évaporation à la température d'évaporation et la chaleur additionnée est environ égale à l'enthalpie d'évaporation dans le générateur de température.

En outre, l'étude de P. Bourseau et al. [2] aboutit à une conclusion selon laquelle la machine binaire NH₃-H₂O est comparable à la machine à compression mécanique qui demande de grands moyens de maintenance. Il est parfois difficile de les utiliser dans certaines régions isolées du sud où on déplore l'absence du réseau électrique et un manque de technicité pour leur entretien [3].

2. PRÉSENTATION DU PROBLEME

2.1 Machine à absorption-diffusion NH₃ - H₂O - H₂

La figure 1 représente la boucle à absorption à pression partielle utilisée pour l'expérimentation. Elle fait intervenir le mélange ammoniac - eau - hydrogène et l'ensemble bouilleur, absorbeur intervient dans la compression thermique pour remplacer le compresseur mécanique des réfrigérateurs classiques.

2.2 Diagrammes utilisés

Le principe classique de fonctionnement de la machine à absorption avec les différents changements d'état fait appel à deux types de diagrammes :

Le diagramme enthalpique ou diagramme de Merkel (Fig. 2), pour la détermination des puissances thermiques échangées dans les échangeurs de la machine permettant ainsi le dimensionnement de celle-ci.

Le deuxième diagramme pression- température- concentration ou le diagramme d'Oldham, (Fig. 3), permet d'évaluer les pressions de fonctionnement de la machine ainsi que les concentrations du fluide.

a. Diagramme d'Oldham: Le diagramme défini en (logP, -1/T) sur la figure 3 est utilisé pour traiter l'équation de Clapeyron gouvernant le passage de l'état liquide à l'état gazeux dans le cas du cycle eau-ammoniac.

b. Diagramme de Merkel: Le calcul de la quantité de la solution à faire circuler pour chaque kg d'ammoniac se fait grâce au modèle du diagramme de Merkel proposé par Shultz [4].

Le bilan thermique pour les différentes phases du cycle à absorption sont :

- Bouilleur (générateur)

$$Q_g = M_r (H_{xp} - H_{xr}) + (1 - X_v) (H_{(H_2O)_v} - H_{(H_2O)_l}) + X_v H_{(NH_3)_v} - H_{xp} \quad (1)$$

- Condenseur

$$Q_{cd} = (1 - X_v) (H_{(H_2O)_v} - H_{(H_2O)_l}) + X_v (H_{(NH_3)_v} - H_{(NH_3)_l}) \quad (2)$$

- Evaporateur

$$Q_{ev} = X_v (H_{(NH_3)_v} - H_{(NH_3)_l}) \quad (3)$$

- Absorbeur

$$Q_{abs} = M_r (H_{xp} - H_{xr}) + X_v H_{(NH_3)_v} - H_{xl} \quad (4)$$

avec un coefficient de performance C.O.P. = P_{fr} / P

3. DÉROULEMENT DE L'EXPÉRIMENTATION ET TRAITEMENT DES POINTS DU CYCLE :

L'expérience débute par une alimentation du bouilleur avec une résistance électrique d'une puissance de 200 watts. Après une période de préchauffage, le cycle frigorifique s'amorce puis se stabilise.

Pour une température ambiante de 34 °C, les températures obtenues aux points 1, 2, 3, 4, 5 et 6 sont respectivement 111, 84, 41, 37, 37 et - 18.5 °C positionnées comme indiqué sur la figure 1.

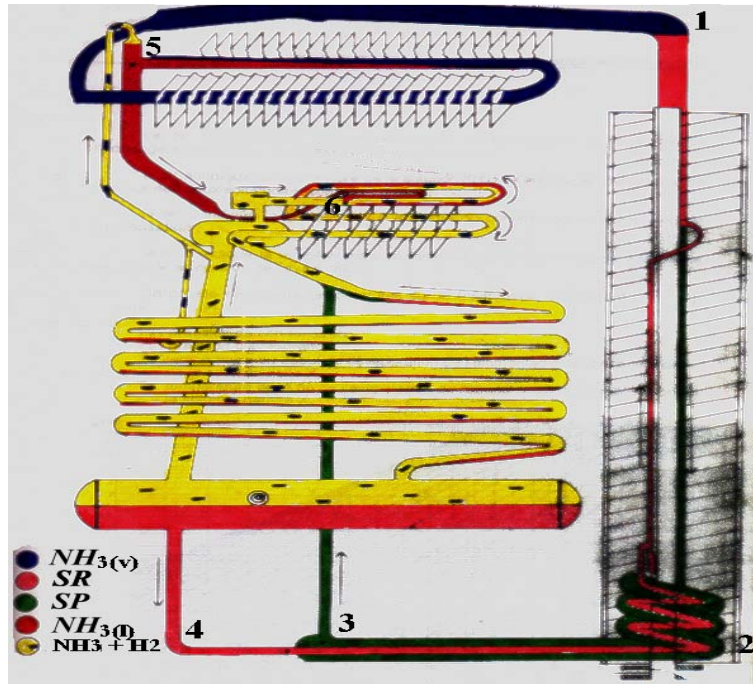


Fig. 1: Prise de température sur la boucle de réfrigération

3.1 Détermination des pressions limites

Par des méthodes d'extrapolation on repère les valeurs des températures aux points 6 et 5 sur le diagramme d'Oldham et on élève les verticales jusqu'à leurs points de rencontre avec la droite caractérisant l'ammoniac liquide définissant ainsi les pressions d'évaporation et de condensation de l'ammoniac $P_{cd} = 14.3 \text{ atm}$ et $P_{ev} = 2.06 \text{ atm}$.

3.2 Détermination des concentrations et du débit de la solution entre le bouilleur et l'absorbeur

A partir des valeurs des températures aux points 3 et 4, on prolonge les verticales jusqu'à rencontrer l'horizontale $P_{ev} = 2.06 \text{ atm}$.

On définit ainsi les points 3 et 4 à partir desquels il est possible de tracer les droites permettant de déterminer la concentration pour la solution riche $X_r = 0.37$ et pour la solution pauvre $X_p = 0.313$.

Sur la figure 3, l'évaporation de l'ammoniac commence à $103,5 \text{ °C}$ et se termine à 108 °C qui représente la température de la solution pauvre.

Les coefficients X_r et X_p permettent de calculer, par kg de NH_3 , les quantités des solutions riches $M_r = 10.8 \text{ kg}$ et pauvres $M_p = 9.8 \text{ kg}$.

Les expressions 1, 2, 3 et 4 donnent alors : $Q_g = 571,31 \text{ kcal}$, $Q_{cd} = 366,09 \text{ kcal}$, $Q_{év} = 285,66 \text{ kcal}$ et $Q_{abs} = 497,25 \text{ kcal}$. Cependant, il est nécessaire d'ajouter une certaine énergie qui intervient dans la circulation du mélange $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pour développer l'effet radiateur dans le bouilleur. La température de la solution riche est alors donnée par la formule:

$$T_r = (T_2 - T_3) M_p / M_r + T_4 = 76 \text{ °C}.$$

Le débit D de la solution entre le bouilleur et l'absorbeur est donné par :

$$D = [\Pi (\delta_2 - \delta_1) d^4 / (128 \cdot \eta)]. 3600 \cdot \rho_m$$

avec la masse volumique moyenne $\rho_m = 638.9 \text{ kg/m}^3$ pour une température moyenne

$$T_m = T_6 + T_5 / 2 = 9.15 \text{ °C},$$

$$(\delta_2 - \delta_1) = 815 - 801 = 14 \text{ kg/m}^2 \text{ s}^2 \text{ et}$$

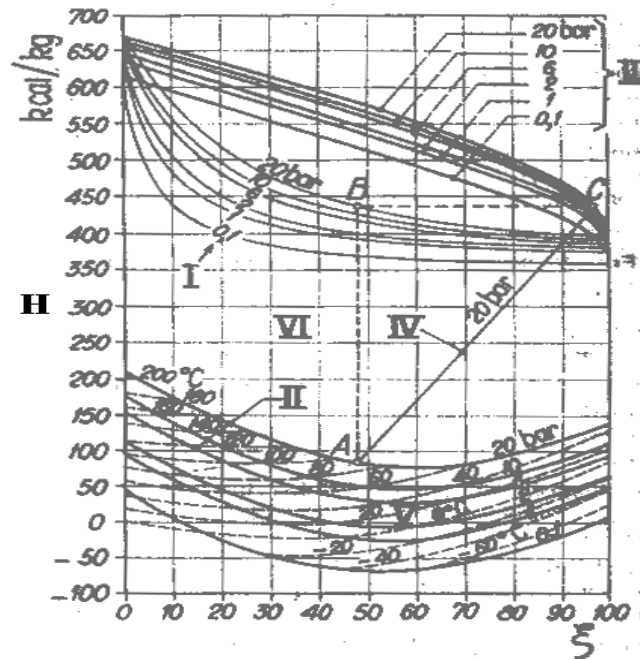
$$\eta = X_r \cdot \eta_{\text{NH}_3 \text{ saturé}} + (1 - X_r) \cdot \eta_{\text{H}_2\text{O saturé}} = 2.12 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m.s.}$$

Le débit est alors de $D = 0.95 \text{ kg/h}$ et la puissance à l'évaporateur est de :

$$P_{fr} = Q_{év} D / M_r = 25.24 \text{ kcal/h.}$$

Le coefficient de performance de la boucle

$$\text{C.O.P} = P_{fr} / P = 15 \text{ \%}.$$



I- Courbes pour déterminer l'équilibre de la vapeur, II- Courbes d'ébullition
 III- Courbes de rosée, IV- Isotherme de vapeur humide (20 Bars)
 V- Zone liquide, VI- Zone de vapeur humide

Fig.2: Diagramme de Merkel (Eau - Ammoniac)

4. DISCUSSION DES RÉSULTATS

On a effectué les tests sur une période allant du mois de Mars à Août avec des températures ambiantes variant de 18 à 34 °C. On a eu à faire plusieurs essais pour placer les thermocouples à différents niveaux du banc d'essai qui est constitué d'une boucle frigorifique, d'une chambre froide et d'un capteur de température avec 10 thermocouples.

La chambre froide utilisée a une capacité de 5 litres, une épaisseur d'isolation de 50 mm et une résistance électrique de puissance variant entre 200 et 400 Watts. On a également procédé à l'isolation de la cheminée du bouilleur avec de la laine de verre d'épaisseur 40 mm sur une hauteur de 400 mm. L'expérience menée à l'aide de ces éléments permet de constater que la température d'amorce se situe entre 90 et 140 °C limitée entre autre par les risques de détérioration et le temps d'amorçage peut être réduit en fournissant une puissance importante de 400 Watts environ pendant la période de préchauffage qui dure 30mn.

Sur les résultats donnés [5], on retiendra deux cas répondant aux critères suivants : un fonctionnement en régime permanent et deux modes de chauffage (chauffage électrique de 200 watts et une température ambiante de 29 °C, le chauffage au gaz butane à une température ambiante de 33°C). L'interprétation des résultats se fait par l'analyse des graphes tracés à partir des tableaux 1et 2 suivants :

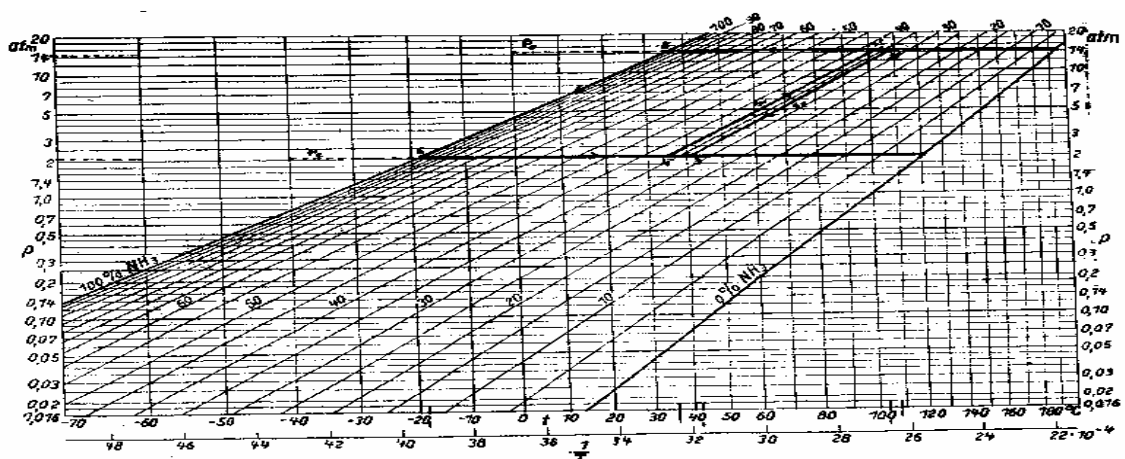


Fig. 3: Diagramme d'Oldham (Eau – Ammoniac)

Tableau 1

T_1 °C	102	101	101	101	101.5	104	100	101	103	103	104	105	103
T_6 °C	-4.7	-7.9	-9.3	-11.4	-12.4	-13.3	-14	-13.9	-14.9	-16.2	-19.7	-21.5	-22.3
T_a °C	28	29	29	30	31	31	31	28	28	28	27	26	25
COP%	17	12	11	14	10	15	11	12	13	15	23	21	13

Tableau 2

T_1 °C	115	118	126	128	127	125	126	127	126.5	125	125	125.5	125
T_6 °C	-3.3	-4.5	-9.2	-10.2	-11.9	-13.6	-15.6	-18.6	-19.9	-20.6	-20.7	-20.7	-20.7
T_a °C	27	27	30	32	33	33	33	33	33	34	34	34	34
COP%	6	9	7	7	7	6	6	7	5	6	5	5	5

5. CONCLUSION

On constate que dans les deux modes de chauffage le fonctionnement de la machine ne pose aucun problème, avec toutefois des résultats meilleurs, C. O. P plus élevé, dans le cas du chauffage électrique par rapport au chauffage par gaz butane.

Sur la figure 4, on remarque que le C.O.P. est lié aux températures ambiantes et augmente lorsque celles-ci diminuent, car il y'a une bonne solubilité de l'ammoniac dans l'eau à basse température.

En parallèle, le C.O.P. croit avec la température du générateur. L'utilisation de ces systèmes frigorifiques, surtout à base de gaz reste la seule solution pour les régions isolées, ou le réseau électrique est parfois absent.

Pour pallier aux difficultés d'approvisionnement en énergie frigorifique on prépare actuellement, au sein de l'Unité de Développement des Equipements Solaires, une réalisation pour remplacer le chauffage au gaz et à l'électricité par le solaire qui représente une énergie disponible, puissante et écologique.

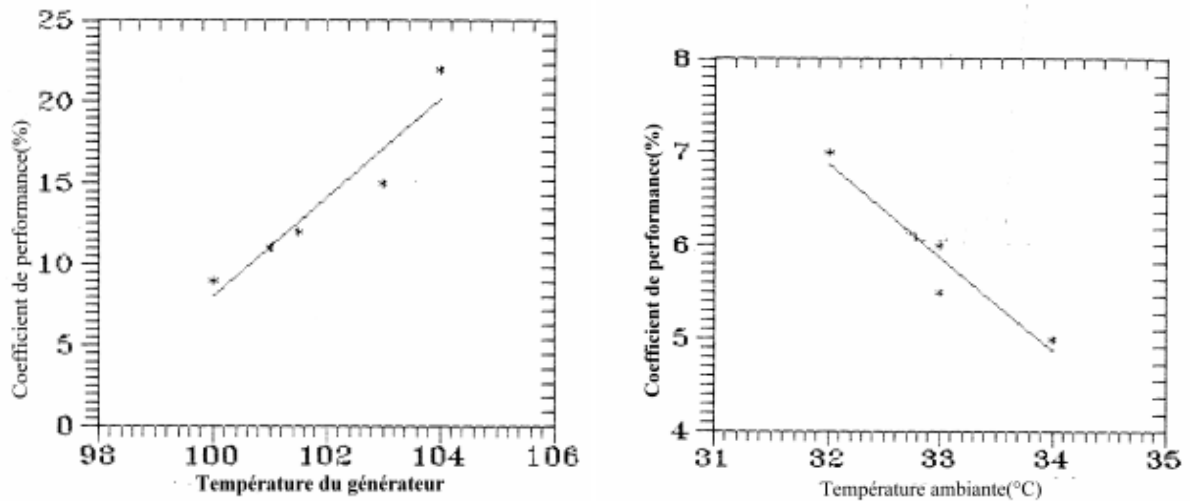


Fig. 4: Variation du coefficient de performance avec la température du générateur (cas du gaz) et de la température ambiante (cas de l'électricité)

NOMENCLATURE

H et Q : enthalpie et quantité de chaleur [kcal],

$X \equiv \xi$: concentration [%],

M : masse [kg],

P : pression [atm],

D : débit massique [kg/h],

T : température [°C],

d : diamètre [m],

δ : poids spécifique [$\text{kg/m}^2\text{s}^2$],

η : viscosité dynamique [kg/ms]

Indices : g : générateur, abs : absorbeur, ev : évaporateur, cd : condenseur, l : liquide, v : vapeur, p : pauvre, r : riche, fr : frigorifique

REFERENCES

- [1] R.K Swartman, S. E. C., pp. 469-475, August 10-24, 1980.
- [2] P. Bourseau et R. Bugarel, 'Couplage de Machine à Absorption - Diffusion et de Capteur Solaire', Rev. Int. Froid, Vol 10, Juillet 1987.
- [3] M. Bernier, 'Les Pompes à Chaleur à Absorption - Recherche Développement Perspectives', PYC. Ed., 1983.
- [4] S.C.G. Shultz, 'Equations of State for System Ammoniac - Water for Use with Computer', 13th International Congress of Refrigeration, pp. 431-436, Washington, 1971.
- [5] S.A. Akam, 'Etude Expérimentale des Performances d'une Boucle Frigorifique à Absorption', Mémoire de fin d'étude, U.S.T.H.B, 1995.