

Modélisation d'une machine par absorption et Bilan frigorifique d'une chambre froide

Abir HMIDA, Nihel Chekir, Ammar Ben Brahim

Unité de recherche Thermodynamique Appliquée, Département Génie Chimique-Procédés

Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès

Rue Omar Ibn Elkhatab 6029 Gabès

hmida.abir1@gmail.com

Abstract — Ce travail fait partie d'une étude sur les machines frigorifiques à absorption solaires destinées au refroidissement des denrées alimentaires au sud tunisien où on dispose d'un bon potentiel solaire. Un aperçu sur ces machines et sur les mélanges frigorigènes utilisés actuellement est présenté. Une étude thermodynamique permet de modéliser le système à absorption ainsi qu'une étude sur les chambres froides.

Keywords — Réfrigération – Absorption – Ammoniac – Modélisation

I. INTRODUCTION

Actuellement, la technologie de froid offre un grand choix de moyens de réfrigération et de production de fraîcheur. Le choix d'un système particulier passe par l'étude d'un ensemble de critères aboutissant au choix le plus adapté à l'application envisagée.

Parmi les machines les plus utilisées, on distingue : **les machines frigorifiques à compression de vapeur, les machines frigorifiques à adsorption et les machines frigorifiques à absorption.**

La machine à absorption occupe une place importante dans le marché du froid industriel. Ses qualités d'exploiter différentes sources d'énergie et sa capacité de travail dans un silence relativement absolu font d'elle un excellent choix pour remplacer le système à compression mécanique.

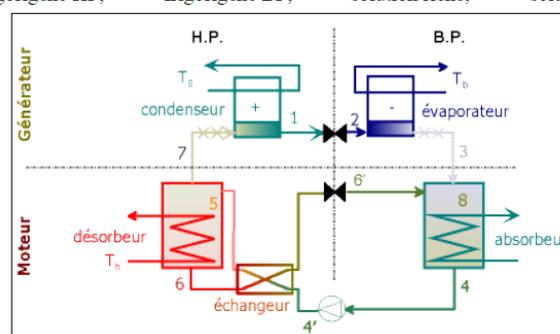
II. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES MACHINES A ABSORPTION

On apporte de la chaleur à une solution de réfrigérant et d'absorbant contenue dans le générateur, ce qui produit une évaporation du réfrigérant, qui se sépare du mélange en abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en

cédant de la chaleur. L'ensemble générateur – condenseur, constitue la partie haute pression du système (voir figure 1).

Figure 1 : Schéma d'une machine frigorifique à absorption

— frigorigène HP, — frigorigène BP, — solution riche, — solution pauvre.



Le réfrigérant liquide accumulé dans le condenseur peut ensuite être détendu de cette zone à haute pression vers un évaporateur à basse pression. L'énergie nécessaire à la vaporisation est empruntée au fluide circulant dans l'évaporateur qui va bien évidemment être refroidi.

Après évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur et extraction de chaleur de l'accumulateur froid ou du milieu à réfrigérer, le réfrigérant pénètre dans l'absorbeur; dans celui-ci, la vapeur du réfrigérant se recombine avec le mélange en provenance du générateur, pauvre en réfrigérant [1].

Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir sa température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a besoin entre le réfrigérant et la solution. La solution résultante, riche en réfrigérant, est recueillie au fond de l'absorbeur et encore pompée dans le générateur pour y maintenir un niveau et une concentration imposés. C'est la pompe de circulation qui assure la différence de pression voulue dans le système. La nécessité de faire circuler de façon continue, d'une part, la solution pauvre en réfrigérant, depuis le générateur à

température élevée jusqu'à l'absorbeur à basse température, et d'autre part la solution riche en réfrigérant, à contre - courant, suggère l'installation d'un récupérateur, simple échangeur de chaleur méthodique qui minimise les pertes de chaleur associées aux transferts de fluides entre les deux composants. En l'absence de récupérateur, la charge thermique sur la source de chaleur et le rejet thermique associé à l'absorbeur seraient augmentés, d'où une diminution du coefficient de performance du système. [2]

III. PRINCIPAUX FRIGORIGENES

Dès l'invention des machines frigorifiques à absorption plusieurs fluides frigorigènes ont été utilisés, le tableau 1 représente quelques exemples de couples utilisés, on note que le plus courant est le couple H₂O-LiBr et le plus ancien est le couple NH₃-H₂O. Ces couples sont les plus connus [3].

Tableau 1 : Fluides frigorigènes utilisés

Frigorigènes	Absorbants
NH ₃	Eau
Méthylamine	Eau
R22	Diméthyléther du tétraéthylène glycol
Eau	LiBr (Bromure de lithium)
Méthanol	LiBr

IV. BILAN DE MASSE ET D'ENERGIE

A-Bilan global

$$\dot{m} + \dot{p} - \dot{r} = 0 \quad (\text{Global}) \quad (1)$$

$$\dot{m} + X_p \dot{p} - X_r \dot{r} = 0 \quad (\text{Frigorigène}) \quad (2)$$

$$\longrightarrow \dot{r} = \dot{m} \frac{1 - X_p}{X_r - X_p} \quad (3)$$

$$\longrightarrow \dot{p} = \dot{m} \frac{1 - X_r}{X_r - X_p} \quad (4)$$

X_p : le titre de la solution pauvre en ammoniac quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_r : le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

B-Bilan enthalpique

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g \quad (5)$$

$$\text{Bilan sur le générateur : } Q_g = \dot{m} h_7 + \dot{p} h_6 - \dot{r} h_5 \quad (6)$$

$$\text{Bilan sur l'évaporateur : } Q_e = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad (7)$$

$$\text{Bilan sur l'absorbeur : } Q_a = \dot{p} h_6 + \dot{r} h_4 - \dot{m} h_3 \quad (8)$$

$$\text{Bilan sur le condenseur : } Q_c = \dot{m} (h_1 - h_7) \quad (9)$$

$$\text{Bilan sur la pompe : } W = \dot{r} (h_4' - h_4) = V (P_4' - P_4) \quad (10)$$

$$\text{Le débit spécifique de solution: } f = \frac{\dot{r}}{\dot{m}} = \frac{1 - X_p}{X_r - X_p} \quad (11)$$

$$\text{Coefficient de performance COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{des}} - W} \quad (12)$$

V. ETUDE THERMODYNAMIQUE DES PROPRIETES DE LA SOLUTION (NH₃/H₂O)

A - Corps pures

L'équation fondamentale de l'enthalpie libre de Gibbs est donnée sous une forme intégrale [7]

$$G = H_0 - TS_0 + \int_{T_0}^T C_p dT + \int_{P_0}^P V dP - T \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (13)$$

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

Le comportement de l'état liquide et l'état vapeur du point de vue thermique est décrit par les corrélations suivantes :

$$V^L = a_1 + a_2 P + a_3 T + a_4 T^2 \quad (14)$$

$$V_g = \frac{RT}{P} + C_1 + \frac{C_2}{T^3} + \frac{C_3}{T^{11}} + \frac{P^2 C_4}{T^{11}} \quad (15)$$

$$C_p^L = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \quad (16)$$

$$C_p^g = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 - T \int_{P_0}^P \left(\frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right) dP \quad (17)$$

Le développement de l'équation (13) donne la forme réduite :

- Phase liquide

$$G_r^L = H_{r,0}^L - T_r S_{r,0}^L + B_1 (T_r - T_{r,0}) + \frac{B_2}{2} (T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3} (T_r^3 - T_{r,0}^3) \quad (18)$$

$$- B_1 T_r \ln \left(\frac{T_r}{T_{r,0}} \right) - B_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - \frac{B_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + (A_1 + A_3 T_r + A_4 T_r^2) (P_r - P_{r,0}) + \frac{A_2}{2} (P_r^2 - P_{r,0}^2) \quad (18)$$

- Phase vapeur

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

Les grandeurs adimensionnelles d'état sont :

- La température réduite : $T_r = T / T_B$;
 - L'enthalpie libre molaire réduite : $G_r = G / RT_B$
 - La pression réduite : $P_r = P / P_B$;
 - L'enthalpie molaire réduite : $H_r = H / RT_B$;
 - L'entropie molaire réduite : $S_r = S / R$;
 - Le volume molaire réduit : $V_r = VP_B / RT_B$.
- $T_B = 100K$, $P_B = 10bar$ et $R = 83143KJ/Kmole.K$.

L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire sont liées à l'enthalpie libre de Gibbs

$$H = -R T_B T_r^2 \left[\left(\frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right) \right] \quad (20)$$

$$S = -R \left[\frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right] \quad (21)$$

$$V = \frac{RT_B}{P_B} \left[\frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right] \quad (22)$$

B –Mélange Eau- Ammoniac

La fonction de Gibbs d'un mélange liquide de l'ammoniac-eau est donnée par la relation idéale de mélange de solution plus l'énergie d'excès de Gibbs G^E . Cette énergie, dont la relation est proposée par Xu et Yogi Goswami, est limitée à trois facteurs, tient compte de la déviation du comportement idéal de solution (la solution liquide ne se comporte pas comme une solution idéale) [7].

$$G_r^E = x(1-x) [F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2] \quad (23)$$

Avec :

$$F_1 = E_1 + E_2P_r + (E_3 + E_4P_r) T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (24)$$

$$F_2 = E_7 + E_8P_r + (E_9 + E_{10}P_r) T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (25)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14}P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (26)$$

Les coefficients (E_i), pour les équations précédentes sont indiqués dans les tableaux dans l'annexe.

L'enthalpie, l'entropie et le volume d'excès sont donnés par:

$$H^E = -R T_B T_r^2 \left[\frac{\partial(G_r^E)}{\partial T_r} \right] \quad (27)$$

$$S^E = -R \left[\frac{\partial(G_r^E)}{\partial T_r} \right] \quad (28)$$

$$V^E = \frac{RT_B}{P_B} \left[\frac{\partial(G_r^E)}{\partial P_r} \right] \quad (29)$$

Donc. L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire du mélange liquide $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ devient

$$H_m^l = x H_{\text{NH}_3}^l + (1-x) H_{\text{H}_2\text{O}}^l + H^E \quad (30)$$

$$S_m^l = x S_{\text{NH}_3}^l + (1-x) S_{\text{H}_2\text{O}}^l + S^E + S^{me} \quad (31)$$

$$V_m^l = x V_{\text{NH}_3}^l + (1-x) V_{\text{H}_2\text{O}}^l + V^E \quad (32)$$

$$\text{Avec } S^{me} = -R[x \ln(x) + (1-x) \ln(1-x)] \quad (33)$$

La solution dans la phase vapeur a été considérée comme étant une solution idéale [8].

Cette hypothèse est basée sur l'absence de l'énergie d'excès de Gibbs G^E . L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire du mélange vapeur de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sont calculée par :

$$H_m^g = y H_{\text{NH}_3}^g + (1-y) H_{\text{H}_2\text{O}}^g \quad (34)$$

$$S_m^g = y S_{\text{NH}_3}^g + (1-y) S_{\text{H}_2\text{O}}^g + S^{mg} \quad (35)$$

$$V_m^g = y V_{\text{NH}_3}^g + (1-y) V_{\text{H}_2\text{O}}^g \quad (36)$$

$$\text{Où } S^{mg} = -R [y \ln(y) + (1-y) \ln(1-y)] \quad (37)$$

Les coefficients des équations précédentes sont indiqués dans le tableau 2.

VI. CONDITIONS OPÉRATOIRES

L'installation étudiée est un réfrigérateur solaire. La température à la sortie de l'évaporateur est fixée à 2 °C et la température maximale de la source de chaleur fournie au générateur est de 100 °C.

Le condenseur et l'absorbeur sont refroidis soit par l'air ambiant à une température moyenne de 35°C, soit par de

l'eau à une température moyenne de 25°C. Les températures de fin de condensation et d'absorption sont supposées supérieures de 12 à 15 °C à celle du milieu de refroidissement dans le cas d'un refroidissement avec l'air et de 5 °C dans le cas d'un refroidissement avec l'eau. La pureté de la vapeur du frigorigène à la sortie du générateur est comprise entre 95 et 100%. La pression de condensation, P_C , est, donc, celle du liquide saturé à la température de fin de condensation et à une composition molaire égale à la pureté du frigorigène.

La pression d'évaporation varie entre une limite supérieure et une limite inférieure. La limite supérieure correspond à la pression du liquide saturé à la température de sortie de l'évaporateur et à une composition molaire égale à la pureté du frigorigène; au-dessus de cette valeur, le frigorigène ne s'évapore plus. La limite inférieure correspond à la pression de saturation d'un liquide à une température égale à celle régnant dans l'absorbeur et à une composition molaire égale à celle de la solution pauvre; en dessous de cette limite la vapeur du frigorigène ne peut pas être absorbée par la solution pauvre. Dans cet intervalle de pression, le COP de la machine présente un maximum en fonction de P_E . La valeur optimale de la pression correspondant à ce maximum sera retenue pour la pression d'évaporation.

La vapeur du frigorigène quittant le générateur vers le condenseur est supposée saturé. La solution pauvre à la sortie du générateur est un liquide saturé à la température motrice du cycle, T_B . Le pompage de la solution riche à la sortie de l'absorbeur par la pompe de solution est considéré comme isentropique.

	<i>Ammoniac</i>	<i>Eau</i>		<i>Mélange</i>
A_1	$3.971423 \cdot 10^{-2}$	$2.748796 \cdot 10^{-2}$	E1	-41.733398
A_2	$-1.790557 \cdot 10^{-5}$	$-1.01665 \cdot 10^{-5}$	E2	0.02414
A_3	$-1.308905 \cdot 10^{-2}$	$-4.452025 \cdot 10^{-3}$	E3	6.702285
A_4	$3.752836 \cdot 10^{-3}$	$8.389246 \cdot 10^{-4}$	E4	-0.011475
B_1	$1.634519 \cdot 10^1$	$1.214557 \cdot 10^1$	E5	63.608967
B_2	-6.508119	-1.898065	E6	-62.490768
B_3	1.448937	$2.911966 \cdot 10^{-1}$	E7	1.761064
C_1	$-1.049377 \cdot 10^{-2}$	$2.136131 \cdot 10^{-2}$	E8	0.008626
C_2	-8.288224	$-3.169291 \cdot 10^1$	E9	0.387983
C_3	$-6.647257 \cdot 10^2$	$-4.634611 \cdot 10^4$	E10	0.004772
C_4	$-3.045352 \cdot 10^3$	0	E11	-4.648107
D_1	3.673647	4.019170	E12	0.836376
D_2	$9.989629 \cdot 10^{-2}$	$-5.175550 \cdot 10^{-2}$	E13	-3.553637
D_3	$3.617622 \cdot 10^{-2}$	$1.951939 \cdot 10^{-2}$	E14	0.000904
$H_{r,0}^l$	4.878573	21.821141	E15	24.361723
$H_{r,0}^g$	26.468879	60.965058	E16	-20.736547
$S_{r,0}^l$	1.644773	5.733498		
$S_{r,0}^g$	8.339026	13.453430		
$T_{r,0}$	3.2252	5.0705		
$P_{r,0}$	2	3		

Le liquide en sortie du condenseur et de l'absorbeur est supposé sous-refroidi de 4°C. Les deux échangeurs de chaleur sont supposés adiabatiques et caractérisés chacun par un pincement de températures. Le pincement du sous-refroidisseur (échange liquide/vapeur) est fixé à 10°C et celui de l'échangeur de solution (échange liquide/liquide) à 5°C.

VII. BILAN FRIGORIFIQUE

Etablir un bilan frigorifique, c'est faire l'inventaire des quantités de chaleur à extraire de l'intérieur d'une chambre froide, pour maintenir constante la température à cœur des produits.

Les apports de chaleur se font par :

- la conduction au travers des parois : Q1,
- l'introduction de produits à température ambiante extérieure : Q2,
- la respiration des fruits et légumes Q3,
- le renouvellement d'air : Q4,
- l'activité des travailleurs : Q5,
- le système d'éclairage : Q6,
- la ventilation mécanique : Q7.

Ces quantités de chaleur sont calculées sur 24 h.

Une autre base de temps correspondant à la "journée de travail" (Exemple : 8 heures, 10 heures, ...) peut être considérée. C'est pendant cette période que les machines sont particulièrement sollicitées.

La puissance frigorifique de l'évaporateur est la somme des différentes quantités de chaleur divisée par 24 h majorée par un coefficient de 24/20 pour les chambres froides négatives et de 24/16 pour les chambres froides positives.

$$P = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6 + Q7 \text{ [kWh]/16(ou20) [h]}$$

- *Quantité de chaleur journalière passant par conduction au travers des parois*

$$Q1 = [\Sigma(S \times k \times \delta T)] \times 24 \text{ h} / 1000$$

- *Quantité de chaleur journalière par introduction de marchandises à température ambiante extérieure : Q2*

$$Q2 = P_1 \times C_s \times \delta T / 1000$$

- *Quantité de chaleur journalière produite par la respiration des fruits et légumes : Q3*

$$Q3 = P \times 1,4 / 1000$$

- *Quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air : Q4*

$$Q4 = V \times \Delta h \times \phi \times n / 1000$$

On peut également utiliser la formule suivante :

$$n = 70 / (V)^{1/2} \text{ pour les chambres positives}$$

$$n = 85 / (V)^{1/2} \text{ pour les chambres négatives}$$

- *Quantité de chaleur journalière dégagée par le personnel travaillant dans la chambre froide : Q5*

$$Q5 = q \times t \times n_2 / 1000$$

- *Quantité de chaleur journalière dégagée par l'éclairage : Q6*

$$Q6 = 10 \times t \times S / 1000$$

- *Quantité de chaleur journalière dégagée par les ventilateurs de l'évaporateur : Q7*

$$Q7 = 30 \times S \times 24 \text{ h} / 1000$$

VIII. RESULTAT

Dans cette étude l'énergie de Gibbs est utilisée pour le calcul de l'ammoniac et de l'eau pure ainsi que le mélange ammoniac-eau.

Les valeurs des températures, pressions, fractions massiques et des enthalpies (tableau 3) sont obtenus pour un débit de fluide frigorigène $m=1\text{Kg/s}$, un débit de solution pauvre en frigorigène $p= 5.2\text{Kg/s}$ et un débit de solution riche en frigorigène $r= 6.2\text{Kg/s}$, l'efficacité de l'échangeur étant $\epsilon = 0.8$.

Tableau 3 : Résultat de simulation

Point	T (°C)	P (bar)	X	H (KJ/Kg)
1	40	15	1	190.98
2	6.66	4.78	1	30.78
3	2	4.78	1	1264
4	40	4.78	0.48	-59.9
4'	41	15	0.48	-54.58
5	88	15	0.48	159.6
6	100	15	0.38	226.7
6'	60	4.78	0.38	45.83
7	100	15	1	1464

Les puissances thermiques échangées obtenues ainsi que le COP du cycle sont mentionnés au niveau du tableau 4.

Le coefficient de performance de Carnot (COPc) est le maximum coefficient de performance possible pour un système à absorption.

Tableau 4 : Résultat des puissances thermiques échangées et des COP

Puissance thermique	
Qg (kW)	1.65 10 ³
Qa (kW)	1.39 10 ³

Qe (kW)	1.23 10 ³
Qc (kW)	1.27 10 ³
Coefficient de performance	
COP	0.74
COPc	1.16

L'énergie thermique consommée au niveau du générateur pour la séparation de la solution ammoniac-eau est assurée par un capteur solaire thermique, la suite de cet travail consiste à dimensionner ce capteur.

IX. CONCLUSIONS

Depuis quelques siècles plusieurs couples frigorigènes ont été utilisés dans le système de réfrigération par absorption, mais vu l'impact sur l'environnement, certains ont été écartés et le mélange Eau-Ammoniac demeure la paire la plus efficace. Une étude thermodynamique du mélange nous a permis de modéliser le système et par la suite identifier les paramètres.

C-Nomenclature

A-B-C-D-E-F : Coefficients adimensionnelles.
 Cp : Chaleur spécifique à pression constante [KJ/Kg.K].
 G : Energie de Gibbs [KJ/Kmol].
 H : Enthalpie molaire [KJ/Kmol].
 P : Pression [bar].
 R : Constant des gaz parfait [KJ/Kmol.K].
 S : Entropie molaire [KJ/Kmol.K].
 T : Température [K].
 V : Volume molaire [m³/Kmol].
 Qg : Puissance thermique du générateur [kW].
 Qa : Puissance thermique de l'absorbeur (kW).
 Qe : Puissance thermique de l'évaporateur (kW).
 Qc : Puissance thermique du condenseur (kW).
 x : Fraction molaire.
 y : Fraction de vapeur.

D- Indices

NH₃ : Ammoniac.
 H₂O : Eau.
 r : pour les grandeurs réduites.
 B : pour les grandeurs de référence.
 L : la phase liquide.
 g : la phase gazeuse.
 m : Mélange.
 E : Excès.
 0 : l'état de référence.
 Qg : Puissance thermique du générateur (kW).
 Qa : Puissance thermique de l'absorbeur (kW).
 Qe : Puissance thermique de l'évaporateur (kW).
 Qc : Puissance thermique du condenseur (kW).

Q1 : quantité de chaleur journalière passant par conduction au travers des parois (kWh).

S : surfaces extérieures totales (parois verticales + plafond et sol) (m²).

k : coefficient de transmission thermique des parois en W/m².K.

ΔT : différence entre la température extérieure et la température de stockage (K). Si la température ambiante extérieure n'est pas connue, on considère une température de 25 °C.

Q2 = quantité de chaleur par introduction de marchandises à température ambiante extérieure (en kWh).

P1 = poids des denrées lors d'une nouvelle livraison (kg).

Cs = chaleur spécifique des denrées (Wh/kgK).

Q3 = quantité de chaleur journalière produite par la respiration des fruits et légumes (kWh).

P = poids des denrées de la chambre froide (kg).

Q4 = Quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air (kWh).

V = volume de la chambre froide (en m³).

Δh = différence d'enthalpie entre l'ambiance dans la chambre froide et l'ambiance extérieure (Wh/kg).

φ = densité de l'air = 1,2 kg/m³.

n = nombre de renouvellements de l'air sur 24 h.

Q5 = quantité de chaleur journalière dégagée par le personnel travaillant dans la chambre froide (kWh).

q = chaleur dégagée par personne et par heure (en Wh/h = W).

t = durée de la présence dans la chambre froide (h).

n₂ = nombre de personnes dans la chambre froide.

Q6 = quantité de chaleur journalière dégagée par l'éclairage (kWh).

t = durée de la présence humaine dans la chambre froide (h).

S = surface intérieure de la chambre froide (m²).

Q7 = quantité de chaleur journalière dégagée par les ventilateurs de l'évaporateur (kWh).

REFERENCES

- [1] BEN BRAHIM K. MECHLOUCH.R.F, BEN BRAHIM. A « Performance en réfrigération d'un cycle à absorption utilisant le système eau-ammoniac » 4^{ème} Journée Tunisiennes sur les Ecoulements et les Transferts, HAMMAMET 2002.
- [2] Mamadou Karaas KANE, Abdou Khadir « Conception d'un système de climatisation solaire par refroidissement à absorption : Application à des réceptifs hôteliers » PFE, Ecole Supérieur Polytechnique centre de Thiès, SENEGAL.
- [3] Mohamed Lamine CHOUGUI « Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr/H₂O) à usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel ». Master, Université Mentouri CONSTANTINE, 2010.

- [4] Gearoid FOLEY, Robert DE VAULT et Richard SWEETSER “The Future Of Absorption Technology in America: A Critical Look at the impact Of BHP and Innovation “Advanced Building System- 2000 Conference.
- [5] James M. Calm, PE “ Refrigerant transitions... Again” Conference Ashrae-NIST Refrigerant, Gaithersburg, MD, USA, Octobre 2012.
- [6] James M.CALM et David A.DIDION “ Trade-off in refrigerant selection : past present and future” Institut National des Normes et de la Technologie, Octobre 1997.
- [7] HADJ Imad et BENSIDHOUM Abderkader “ Contribution à l’amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption, Master, Faculté de technologie Université Aboubakr BELKAID, TLEMCEM.
- [8] Sahraoui KHERRIS, Mohammed MAKHLOUF, Djallel ZEBBAR et Omar SEBBANE “ Contribution study of thermodynamics properties of the ammonia-water mixtures“, Institut des Sciences et Technologies, Université de Tissemsilt , ALGERIA.