

OPTIMISATION DU FONCTIONNEMENT DES MACHINES FRIGORIFIQUES À ABSORPTION À DOUBLE EFFET (DOUBLE ABSORBEUR)

Nizar Ben Ezzine*, Ali Snoussi & Ahmed Bellagi**
Unité de Recherche Thermique et Thermodynamique des Procédés Industriels
Energy department, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir
Ibn El Jazzar 5019 Monastir, Tunisia
* n_benezzine@yahoo.fr
** a.bellagi@enim.rnu.tn

RESUME

Ce travail porte sur la simulation thermodynamique et l'optimisation du fonctionnement des machines frigorifiques à absorption à double effet (double absorbeur) opérant au couple ammoniac/eau. En partant des données fondamentales relatives au fonctionnement de la machine (puissance frigorifique et les 3 niveaux des températures), l'analyse de l'appareil permet d'établir le modèle de simulation thermodynamique ainsi que les limites des conditions de fonctionnement. La simulation permet de mettre en relief l'influence des différents paramètres sur le COP de la machine. L'évolution du coefficient de performance de la machine montre que ce dernier présente un maximum pour chacun des paramètres de fonctionnement. La variation simultanée des différents paramètres à la fois est alors nécessaire pour localiser le maximum global du COP. A cet effet nous avons appliqué la méthode des plans d'expériences (ou méthode de l'expérience active). La validation de ces résultats est assurée à l'aide de la méthode du simplexe.

ABSTRACT

The aim of the present work is the analysis, simulation and optimization of a double effect (double absorber) ammonia-water absorption chiller. A mathematical model of the chiller based on the mass and energy balances and the second law is developed. For the simulation of the machine, input data corresponding to the number of degrees of freedom of the installation must be given. The effect on the COP of the evaporator and the intermediate boiler pressures, the temperature of the hot heat source and the splitting ratio of the poor solution in the tree-way valve is investigated and the optimal operating conditions searched. The COP has a maximum for each of the four variables. The search for the optimal operating conditions corresponding to the global maximum of the COP is performed by a numerical simulation of the experimental design method. To validate the obtained results an optimum search by the simplex method is performed.

Mots clés : réfrigération, absorption, modélisation, simulation, optimisation, méthode des plans d'expériences, méthode du simplexe.

1. INTRODUCTION

La première machine à absorption opérant au couple ammoniac/eau a vu le jour vers 1860 avec F.P.E. CARRE [1,2,3,4]. En 1940, le mélange eau/bromure de lithium fut proposé par les sociétés CARRIER et SERVEL INC. [3,4]. Dès lors, l'énorme essor des machines à compression a maintenu longtemps les systèmes à absorption dans des emplois très spécifiques (processus de génie chimique, etc.) [1]. A la suite des crises du pétrole et la prise de conscience qu'elles ont provoquée quant aux limites de ressources énergétiques classiques de la planète et aux effets sur l'environnement à l'échelle planétaire de l'activité industrielle, ces machines ont connu une véritable renaissance au cours des dernières décennies. Ceci est lié à certaines caractéristiques intéressantes de ces installations, notamment au fait que

- Elles n'utilisent pas des fluides frigorigènes à base de CFC nuisibles pour la couche d'ozone ;
- Elles fonctionnent à l'énergie thermique ce qui les rend particulièrement intéressantes sur le plan énergétique, car la chaleur nécessaire à leur fonctionnement peut être couverte par les rejets thermiques industriels - ou mieux encore - par l'énergie solaire lorsque celle-ci est disponible ;
- La consommation d'énergie électrique d'une machine à absorption ne représente qu'une faible fraction (5 à 10%) de celle nécessaire pour le fonctionnement d'une machine à compression. Ce dernier aspect peut être d'un intérêt pratique pour les producteurs et/ou distributeurs d'électricité soucieux de réduire la surcharge de leurs réseaux aux heures de pointe, en particulier aux mois chauds de l'année.

Lorsqu'une machine à absorption à simple effet ne permet pas la production de froid à un niveau de température donné à l'aide d'une source de chaleur à température fixée, le recours à la technique de double, voire multiple effet, devient nécessaire. Mais le bénéfice que l'on peut tirer de ces machines est tributaire

d'une bonne utilisation et une gestion optimale de ces installations. C'est précisément dans ce cadre que s'inscrit l'objectif du présent travail : développer des méthodes simples et fiables de recherche des conditions optimales de fonctionnement des machines à double effet. Deux voies sont explorées, toutes les deux bien connues dans la recherche appliquée, que nous nous proposons de transposer dans le domaine de la simulation. A cet effet un modèle complet de la machine est établi au préalable.

2. DESCRIPTION DE LA MACHINE

La machine est constituée essentiellement d'un condenseur, un évaporateur, deux bouilleurs, deux absorbeurs, quatre détendeurs, deux pompes et une vanne à trois voies réglable. La vapeur (3), issue de l'évaporateur, est absorbée par la solution pauvre (9) en rejetant la chaleur d'absorption vers l'environnement (eau de refroidissement ou air) qui reçoit également l'énergie de condensation. La solution riche en (4) est envoyée, avec une fraction α de la solution pauvre (20), vers le premier bouilleur, alimentée par l'énergie libérée par le deuxième absorbeur. Les vapeurs qui s'y forment sont absorbées par le reste (fraction, $1 - \alpha$) de la solution pauvre (20). La solution riche qui en résulte est préchauffée dans l'échangeur ES2 puis introduite dans la colonne de rectification. La répartition de la solution (20) entre le premier bouilleur et le deuxième absorbeur est assurée par une vanne à trois voies réglable. La vapeur frigorigène (17) quittant le dernier étage de la colonne de rectification est condensée puis acheminée vers l'évaporateur. Pour une utilisation rationnelle de l'énergie mise en jeu dans la machine, trois échangeurs de chaleur à contre-courant (S, ES1, ES2) sont incorporés dans la machine.

3. MODELE DE SIMULATION

Notre approche à ce stade de l'étude est purement thermodynamique. Aussi les pertes de charges dans les conduites et les différents organes sont-elles ignorées. L'installation opère selon trois niveaux de pression : pression de l'évaporateur P_E , celle du premier bouilleur P_1 et celle du condenseur P_C . Nous négligeons également les déperditions thermiques. Nous supposons en outre que tous les échangeurs de l'installation sont de type à contre-courant.

L'établissement du modèle de la machine procède par les trois étapes suivantes :

- détermination de la variance de la machine,
- spécification des conditions fondamentales de fonctionnement : la capacité frigorifique, la température de la source de chaleur motrice, la température du froid utile et celle de l'utilité de refroidissement (l'environnement),
- formulation des équations de conservation de masse et d'énergie qui régissent les différents composants de l'appareil. A ces équations s'ajoutent les relations caractérisant les transferts thermiques et de matière dans les différents échangeurs et celles déduites du second principe de la thermodynamique.

Nous passons en revue quelques unes des contraintes imposées au fonctionnement.

Evaporateur

On fixe la production frigorifique de l'installation Q_e , les températures de l'eau glacée T_{23} et T_{24} et l'efficacité, ϵ , de l'évaporateur.

Condenseur et absorbeur

Ces deux organes sont en contact avec le même puits de chaleur (environnement). Le pincement a lieu à l'extrémité froide pour les deux échangeurs. En imposant la valeur du pincement, les températures T_4 et T_{18} sont alors fixées. Les liquides sortant de ces appareils sont considérés sous-refroidis.

2^{ème} bouilleur

La température motrice, T_{20} , est fixée. La solution pauvre (20) est à l'état saturé. La vapeur (17) issue du dernier étage de la colonne de rectification est saturée également.

1^{er} bouilleur et 2^{ème} absorbeur

La puissance nécessaire au fonctionnement de ce bouilleur est celle dégagée par le deuxième absorbeur. Le liquide (7) et la vapeur (10) sont saturés. Un sous-refroidissement *SRA* est imposé à la sortie du deuxième absorbeur.

Echangeurs de solution

Nous imposons une valeur du pincement thermique ΔT pour chaque échangeur :

$$T_{19} = T_2 + \Delta T_S \quad (1)$$

$$T_8 = T_5 + \Delta T_{ES1} \quad (2)$$

$$T_{15} = T_{12} + \Delta T_{ES2} \quad (3)$$

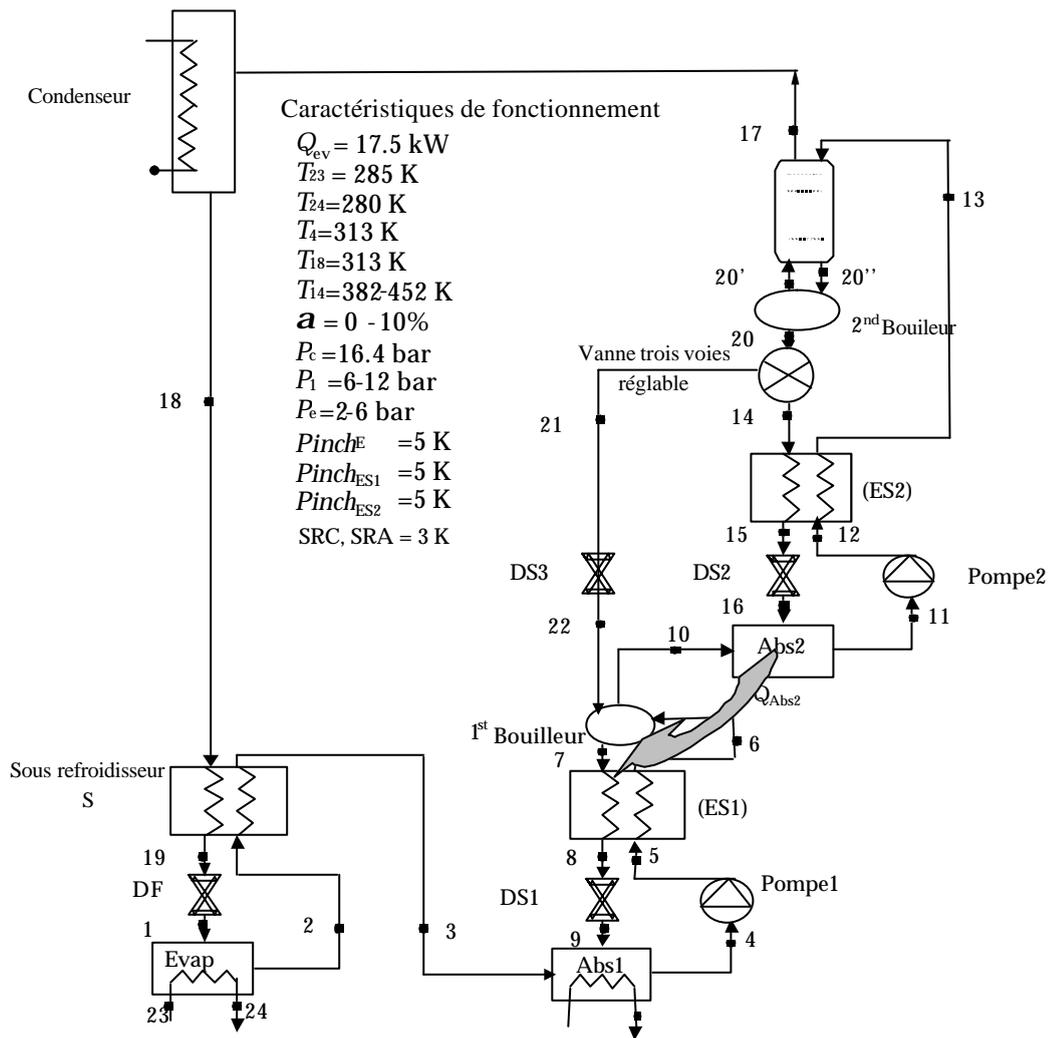


Figure 1. Machine frigorifique à absorption à double effet (double absorbeur)

4. RESULTATS DE LA SIMULATION

L'ensemble des équations de bilan de matière et d'énergie et des différentes relations complémentaires constitue le modèle de la machine.

La résolution est effectuée à l'aide d'un programme Fortran basé sur l'algorithme de CONLES [6]. Les propriétés thermodynamiques des fluides sont déterminées à l'aide des équations développées par SCHULZ [5].

Le cas d'étude est une machine dont les caractéristiques de fonctionnement sont données sur la figure 1.

Nous avons étudié l'effet de la pression de l'évaporateur, P_E , celui du coefficient de distribution, α , de la pression intermédiaire, P_1 , ainsi de la température motrice T_{20} sur les performances de la machine. Les résultats sont représentés sur les figures 2-6.

- Effet de la basse pression

L'évolution du COP de la machine en fonction de la basse pression est représentée sur la figure 2. Pour une valeur P_E de 3.7 bar le COP présente une valeur maximale de 0.61. L'évolution parallèle du débit de la solution riche est représentée sur la figure 3.

- Effet du coefficient de distribution α

Sur la figure 4 est représentée la variation du coefficient de performance de la machine en fonction du coefficient de distribution, α , pour différentes valeurs de la pression intermédiaire P_1 et pour une pression dans l'évaporateur de 4 bar. Le coefficient de distribution possède une valeur limite supérieure liée à des contraintes thermodynamiques. Cette limite correspond à une valeur à partir de laquelle la solution (19) alimentant le deuxième absorbeur n'est plus capable d'absorber la vapeur (10) issue du premier bouilleur. Le COP présente un optimum pour chaque valeur de P_1 .

- Effet de la pression intermédiaire P_1

La variation du COP en fonction de P_1 , pour différentes valeurs de la température motrice (T_{20}), est représentée sur la figure 5. On constate que pour chaque valeur de T_{20} le COP présente un maximum.

- Effet de la température motrice T_{20}

La variation du COP en fonction de T_{20} pour différentes valeurs de P_1 , représentée sur la figure 6, n'est pas monotone. A production frigorifique fixée, la quantité de vapeur de frigorigène quittant le 2^{ème} bouilleur est fixée. A partir d'une valeur optimale de T_{20} , l'augmentation de cette température ne sert qu'à surchauffer cette vapeur d'où l'accroissement de l'énergie perdue dans le condenseur.

L'évolution du coefficient de performance de la machine montre que ce dernier présente un maximum pour chacun des paramètres de fonctionnement étudiés. La recherche du maximum global du COP nécessite la variation simultanée des différents paramètres à la fois. Nous avons opté par la méthode des plans d'expériences pour la recherche de cet optimum.

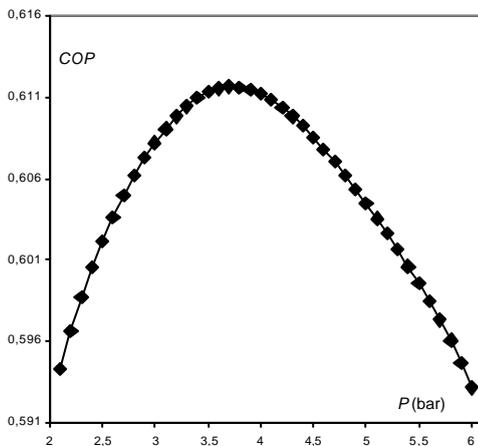


Fig. 2 : COP en fonction de la pression de l'évaporateur P_E

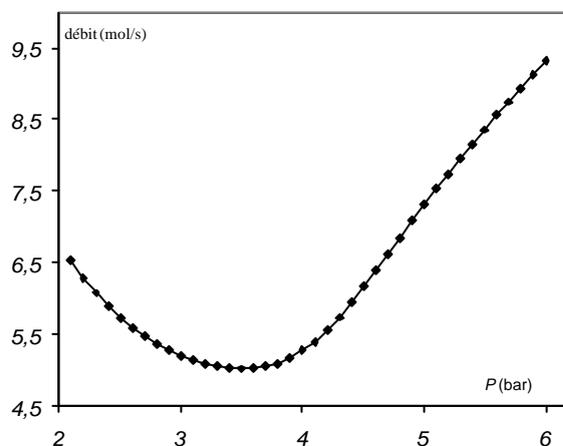


Fig. 3. Débit de la solution riche, 4, en fonction de P_E

5. OPTIMISATION PAR LA METHODE DES PLANS D'EXPERIENCES

Cette méthode est largement utilisée en recherche/développement pour réduire le coût expérimental au minimum nécessaire pour la maîtrise d'un procédé dont les paramètres opératoires sont nombreux. Elle procède par la variation simultanée, mais planifiée, de tous les facteurs de l'étude à la fois de manière à maintenir le nombre total des essais dans des limites raisonnables tout en en tirant suffisamment d'informations pertinentes [10-14].

Nous voulons, dans cette section, montrer que l'adoption de cette démarche conduit à une stratégie fiable de localisation des conditions optimales de fonctionnement de la machine à double effet. L'objectif recherché est une valeur maximale du COP calculée grâce au modèle de simulation développé.

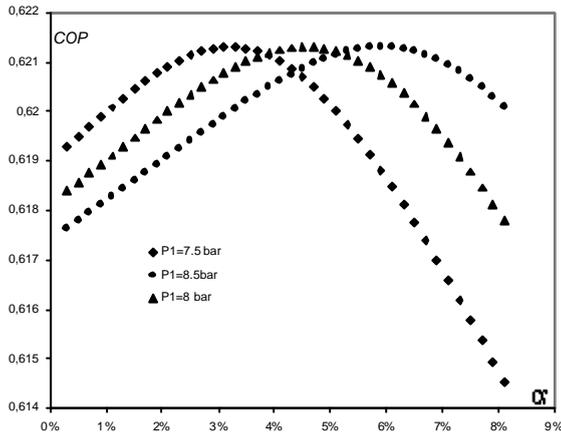


Fig. 4 : COP en fonction du coefficient de distribution α pour différentes pressions intermédiaires P_1

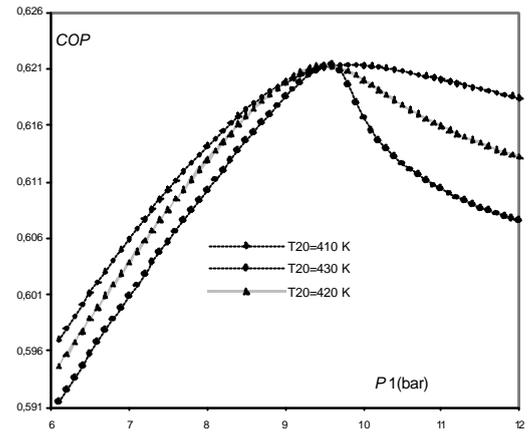


Fig. 5 : COP en fonction de P_1 pour différentes températures motrices T_{20}

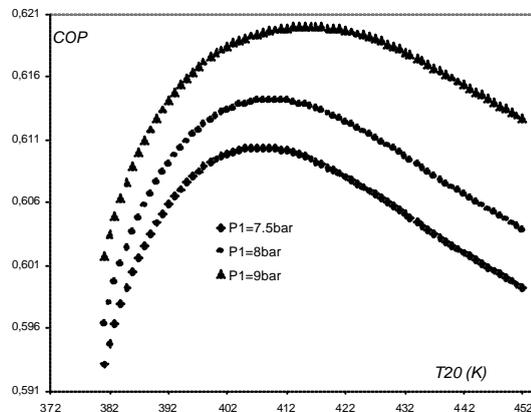


Fig. 6 : COP en fonction de T_{20} pour différentes valeurs de P_1

5.1. Identification des paramètres de fonctionnement

Des nombreux paramètres qui influent sur la marche d'une machine à absorption nous avons retenu les quatre suivants dont nous avons étudiés l'effet individuel sur le COP dans la partie précédente, à savoir :

- La basse pression (ou pression évaporateur), P_E ,
- La pression intermédiaire, P_1 ,
- La température motrice, T_{20} .
- Le coefficient, α , de distribution.

Le reste des paramètres d'état est soit fixé, soit calculé par le programme de simulation à partir des données. Les plages de variation des quatre facteurs sont données sur le tableau 1.

- Pour la basse pression, les bornes inférieure et supérieure sont fixées par les limites de faisabilité de l'évaporation et de l'absorption dans les organes correspondants de la machine, une fois données les 3 températures définissant le cycle thermodynamique.
- La pression intermédiaire est supérieure à la limite supérieure du pression évaporateur alors qu'elle ne doit pas atteindre la pression du condenseur.
- La température motrice de l'installation ne doit pas dépasser la température de dissociation de l'ammoniac (~180 °C).
- La valeur maximale du coefficient de distribution correspond au cas où la solution (16) ne sera plus capable d'absorber la vapeur (10) issue du premier bouilleur.

Tableau 1 : Limites de variation des paramètres opératoires

	Limite inf.	Limite sup.
P_E (bar)	2	6
P_1 (bar)	7	11
T_{20} (K)	380	453
a (%)	0	10

5.2. Planification des « essais » et résultats

Nous avons utilisé des plans composites à deux niveaux, centrés et orthogonaux de second ordre. Le nombre d'essais à effectuer se déduit dans ce cas à l'aide de la relation [9,14] :

$$N = 2^k + 2k + N_c \quad (4)$$

où k désigne le nombre des paramètres et N_c celui d'essais au centre du plan. Il vient dans notre cas, avec 4 paramètres et un essai au centre, un nombre de 25 tests qui devront être réalisés dans les conditions spécifiées dans le tableau 2.

Les résultats de ces expériences sont rassemblés dans le tableau 3.

5.3. Interprétation

Vu la variation simultanée des différents paramètres opératoires, il est difficile d'interpréter directement ces résultats. L'établissement d'un modèle statistique de représentation pour corrélérer le COP en fonction des divers facteurs influents basé sur ces résultats peut être très utile à cet effet.

L'équation adoptée est de second degré par rapport aux quatre variables d'étude P_E, P_1, T_{20} et a où figurent les termes linéaires de ces variables, les termes d'interactions binaires ou mixtes et les termes quadratiques. Ses 15 coefficients sont d'abord évalués à l'aide de la méthode des moindres carrés puis soumis au test de STUDENT [14] pour s'assurer de leur signification statistique : les termes non significatifs sont ignorés. L'équation recherchée s'écrit

$$COP = -1.983 + 1.828 \cdot 10^{-2} P_E + 1.113 \cdot 10^{-3} P_1 + 1.076 \cdot 10^{-2} T_{20} + 0.2458 a + 1.24 \cdot 10^{-6} P_E P_1 - 3.6 \cdot 10^{-4} P_E T_{20} - 3.68 \cdot 10^{-3} (P_E)^2 - 3.6 \cdot 10^{-5} (P_1)^2 - 1.13 \cdot 10^{-5} (T_{20})^2 - 2.458 a^2 \quad (5)$$

Elle est finalement adoptée après lui avoir fait subir avec succès le test de FISHER [14] afin de vérifier sa qualité de représentation. La troisième colonne du tableau 3 montre que cette relation reproduit de manière satisfaisante nos données.

Nous constatons que, dans le domaine de variation des variables étudié, tous les effets linéaires sont positifs et tous les effets quadratiques sont négatifs. Les effets mixtes ne concernent que la pression de l'évaporateur avec la pression intermédiaire et la température motrice.

5.4. Optimisation

L'équation trouvée (7) est exploitée pour rechercher les conditions de fonctionnement optimales de la machine, c'est-à-dire au maximum du COP .

Cette recherche est effectuée numériquement à l'aide d'un programme en fortran 77 basé sur l'algorithme du complexe de BOX [6]. Le point de fonctionnement optimal trouvé ($P_E = 5.97$ bar, $P_1 = 10.19$ bar, $T_{20} = 405$. °C, $a = 4.4$ %) correspond à un COP de 0.626. La simulation a confirmé ce résultat.

6. OPTIMISATION PAR LA METHODE DU SIMPLEXE

Dans cette section, nous proposons une voie alternative d'optimisation encore plus rapide dans le cas présent : la méthode simpliciale de planification des expériences et d'optimisation [14]. Cette méthode permet la prévision de l'optimum sans recours à un modèle supplémentaire. Il s'agit d'une combinaison de la méthode des plans d'expériences et celle du simplexe. En partant d'un nombre d'essai bien définis constituant un simplexe régulier dans l'espace de dimension $k+1$, k étant le nombre de paramètres, la méthode préconise une correction systématique du chemin de recherche de l'optimum en remplaçant le test donnant le moins bon résultat par son « image par réflexion » par rapport au simplexe défini par les k autres essais [14]. Nous présentons sur les tableaux 4 et 5, à titre d'illustration, quelques étapes intermédiaires du calcul. Les données relatives à l'expérience la moins fructueuse dans chaque étape sont soulignées. La valeur maximale du *COP* trouvée est 0.625, identique à celle obtenue par la méthode de planification d'expériences.

Tableau 2 : Matrice des essais .

Essai	P_E (bar)	P_1 (bar)	T_{20} (K)	a (%)	Essai	P_E (bar)	P_1 (bar)	T_{20} (K)	a (%)
1	2.58	7.58	390.7	1.46	14	5.41	7.58	442.3	8.53
2	5.41	7.58	390.7	1.46	15	2.58	10.41	442.3	8.53
3	2.58	10.41	390.7	1.46	16	5.41	10.41	442.3	8.53
4	5.41	10.41	390.7	1.46	17	2	9	416.5	5
5	2.58	7.58	442.3	1.46	18	6	9	416.5	5
6	5.41	7.58	442.3	1.46	19	4	7	416.5	5
7	2.58	10.41	442.3	1.46	20	4	11	416.5	5
8	5.41	10.41	442.3	1.46	21	4	9	380	5
9	2.58	7.58	390.7	8.53	22	4	9	453	5
10	5.41	7.58	390.7	8.53	23	4	9	416.5	0
11	2.58	10.41	390.7	8.53	24	4	9	416.5	10
12	5.41	10.41	390.7	8.53	25	4	9	416.5	5
13	2.58	7.58	442.3	8.53					

Tableau 3 : Matrice des réponses .

Essai	<i>COP</i>	<i>COP</i> _{cal}	Essai	<i>COP</i>	<i>COP</i> _{cal}
1	0.585	0.583	14	0.570	0.585
2	0.624	0.618	15	0.601	0.603
3	0.59	0.584	16	0.610	0.587
4	0.627	0.620	17	0.601	0.595
5	0.600	0.602	18	0.600	0.607
6	0.608	0.585	19	0.618	0.615
7	0.599	0.603	20	0.613	0.616
8	0.56	0.587	21	0.603	0.605
9	0.572	0.582	22	0.598	0.596
10	0.609	0.618	23	0.6	0.609
11	0.584	0.584	24	0.619	0.609
12	0.625	0.621	25	0.617	0.616
13	0.605	0.602			

7. CONCLUSION

La prévision des conditions optimales, en simulation, du fonctionnement des machines frigorifiques à absorption à double effet a été réalisée par deux méthodes simples et fiables empruntées à la recherche

expérimentale appliquée : la méthode de la planification d'expériences et la méthode du simplexe. Dans les deux cas le même maximum de COP a été obtenu.

Tableau 4 - Etapes 1 & 2

N°	P_E (bar)	P_1 (bar)	T_{20} (K)	a (%)	COP
1	5	9.578	423.946	5.79	0.625
2	<u>3</u>	<u>9.578</u>	<u>423.946</u>	<u>5.79</u>	<u>0.608</u>
3	4	7.844	427.596	5.79	0.619
4	4	9	394.162	5.79	0.617
5	4	9	416.5	1.84	0.613

Tableau 5 - Etapes 3 & 4

N°	P_E (bar)	P_1 (bar)	T_{20} (K)	a (%)	COP
1	5	9.578	423.946	5.79	0.625
6	5.5	8.133	407.156	3.81	0.62
3	4	7.844	427.596	5.79	0.619
4	4	9	394.162	5.79	0.617
7	<u>5.2</u>	<u>7.776</u>	<u>409.93</u>	<u>8.75</u>	<u>0.607</u>

REFERENCES

- [1] Duminil, M., 1992, Systèmes à absorption, à adsorption et thermochimiques en vue de la climatisation, *Revue générale de thermique*, n°362
- [2] Hainsworth W. R., August 1944, Refrigerants and absorbents, *Refrigerating Engineering*, vol. 48
- [3] Le Pohlman, 1993, *Manuel technique du froid*, Tome I, PYC, 2^{ème} Edition
- [4] Nasri, K., 1997, Frigo-pompes à absorption multi-étagées de haute performance, Thèse, *Institut National Polytechnique de Lorraine*.
- [5] Schulz, S., 1971, Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen, *Habilitationsschrift*, Ruhr-Universität Bochum.
- [6] Shacham, M., A Fortran Subroutine for the Numerical Solution of Systems of Nonlinear Equations, with and without Constraints, *Intern. Journal of Numerical Methods in Engineering*, 23, 1455-1481, (1986).
- [7] Laura A. Shafer, Sam V. Shelton, 1998, Modelling and analysis of the air cooled ammonia-water triple effect cycle, Georgia Institute of technology.
- [8] J. Goupy, M. Murray, 1991, Réduire les Coûts de la Simulation Informatique grâce aux Plans d'Expériences : Un Exemple en Calcul de Procédé, *Revue de l'Institut Français du Pétrole*, Vol 46, N°1, 131-141.
- [9] A. Gannouni, A., Bellagi, A., 2001, Activation Acide de quelques Argiles du Sud Tunisien : I. Préparation des Terres Décolorantes pour Huiles Végétales, *Journal de la Société Chimique de Tunisie*, 1357-1369.
- [10] Chapouille, P., 1973, Planification et Analyse des Expériences, *Masson*.
- [11] Benoist, D., 1974, Notions sur les Plans d'Expériences, *Edition TECHNIP*.
- [12] Sado, G., Sado, M. C., 1991, Les Plans d'Expériences : de l'Expérimentation à l'Assurance Qualité, *Normes Afnor*, Paris.
- [13] Monfort, A., 1982, Cours de Statistique Mathématique, *Collection Economie et statistiques avancées*.
- [14] Kafarov, V., 1974, Méthodes Cybernétiques et Technologie Chimique, *Mir*, Moscou.
- [15] Jame, K., Joe, M., 1973, Optimisation Technique with Fortran, *Mc Graw Hill Book Company*, New York.