

Modélisation thermodynamique d'un cycle irréversible de réfrigération par absorption solaire fonctionnant en régime transitoire

Boukhchana Yasmina^{#1}, Fellah Ali², Ben Brahim Ammar^{#3}

[#]*Département de Génie Chimique-Procédés, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès, Université de Gabès
Avenue Omar Ibn El Khattab - Zerig - 6029 – Gabès, Tunisie*

¹Yasmina.Boukhchana@enig.rnu.tn

³Ammar.Benbrahim@enig.rnu.tn

^{*}*Département de Technologie, Institut Supérieur des Sciences Appliquées et de Technologie de Gabès, Université de Gabès
Rue Omar ibn el Khattab – 6072– Gabès, Tunisie.*

²al.fellah@gmail.com

Abstract— Le présent travail, concerne un modèle d'étude et d'optimisation d'un cycle irréversible de réfrigération par absorption à trois réservoirs de chaleur. Le modèle développé tient compte des irréversibilités dues à la dissipation interne du fluide de travail, de la résistance thermique entre la machine et l'environnement et de la fuite de chaleur entre le puits de chaleur et l'espace à refroidir. La modélisation en régime dynamique d'un tel système est basée sur l'assemblage des modèles de comportement de chacun des constituants de l'installation. Les bilans thermiques, le premier et le second principe de la thermodynamique et les conditions d'équilibre appliqués sur l'installation permettent de formuler ce modèle. Ce modèle mathématique sera traduit par une approche fonctionnelle visant l'évaluation des régimes transitoires des différentes grandeurs internes du système selon les variations des paramètres d'entrée et de sortie.

Keywords— Réfrigération, Absorption solaire, Irréversibilités, Modélisation, Régime transitoire

I. INTRODUCTION

Les précurseurs de la Thermodynamique en Temps Fini ont été Chambadal et Novikov [1, 2, 3], qui ont étudié des schémas de centrales électronucléaires avec la considération d'irréversibilités internes et externes. Curzon et Ahlborn [4] ont introduit la variable temps dans l'analyse thermodynamique, en considérant les transferts d'énergie thermique sous différence finie de température, d'où l'appellation Thermodynamique en Temps Fini. Depuis lors, de nombreux travaux ont été publiés dans ce domaine [4, 5-8]. La F.T.T. a été appliquée à des cycles thermodynamiques directs variés (Carnot, Brayton, Stirling, Ericson, Otto, Diesel), et de façon plus récente aux cycles inverses (machines à froid, pompes à chaleur, climatiseurs) [9]. Beaucoup de résultats, différents de ceux résultant de la Thermodynamique classique, ont été obtenus. Particulièrement les chercheurs ont analysé les performances des cycles irréversibles à trois réservoirs thermiques.

Les systèmes irréversibles à trois réservoirs de chaleur sont fondés essentiellement sur l'hypothèse que la température du

condenseur est identique à celle de l'absorbeur [10, 9, 11-15]. Selahattin [11] a étudié un réfrigérateur irréversible avec trois sources de chaleur. Il l'a considéré comme étant un cycle combiné d'un moteur thermique de Carnot irréversible, de taille finie, qui conduit un réfrigérateur de Carnot irréversible. Ce système est analysé en utilisant la thermodynamique en temps fini. Les effets combinés du transfert de chaleur de taux finie et de dissipation interne sur les performances optimales ont été étudiées. Le modèle idéal, proposé par Wijeyesandera [12], sert à l'étude d'un cycle de chaleur tritherme (THR). Trois fonctions empiriques sont utilisées pour modéliser la génération d'entropie interne du cycle. Ceci permet de déduire les performances des systèmes à absorption simple et double effet avec une bonne précision. Un cycle idéal à trois réservoirs thermiques, avec irréversibilités internes constantes et irréversibilités externes de transfert de chaleur, est utilisé dans les travaux de Wijeyesandera [13] et Chen et al [16] pour obtenir les limites de performances des systèmes de réfrigération solaires par absorption. Des expressions analytiques sont obtenues pour le coefficient de performance (COP) en fonction de la capacité de refroidissement [13, 16] et pour la variation de l'entropie de transfert avec la température de stockage [13].

Néanmoins, toutes les études, mentionnées ci-dessus, mettent l'accent sur les systèmes à l'état stationnaire et ignorent complètement leur comportement dynamique. Ces modèles ne fournissent pas d'informations dépendant du temps sur le comportement thermique de réfrigérateurs à absorption et ne conviennent donc pas pour les simulations du système transitoire. En revanche, le modèle présenté dans ce travail permet l'étude et la simulation du comportement dynamique d'un réfrigérateur à absorption irréversible fonctionnant entre trois sources de température avec la loi de transfert de chaleur de Newton. Ainsi, un modèle mathématique transitoire pour une installation de réfrigération commandée par un capteur solaire est mis en place.

II. MODELISATION TRANSITOIRE DU CYCLE IRREVERSIBLE A TROIS RESERVOIRS DE CHALEUR

A. Présentation du cycle

Les principales composantes d'un système frigorifique sont : un générateur, un absorbeur, un condenseur et un évaporateur [10, 12, 15, 16, 18, 19, 20]. Un système de réfrigération par absorption fonctionnant entre trois niveaux de température, si la température de l'absorbeur est égale à celle du condenseur. En tenant compte de cette hypothèse, le cycle du fluide de travail se compose de trois processus isotherme irréversible et trois processus adiabatique irréversible.

Dans le modèle présent, Q_G est le taux de chaleur absorbée par le générateur à partir de la source chaude à la température $T_{S,C}$, Q_C et Q_A sont les taux de rejet de chaleur, respectivement, du condenseur et de l'absorbeur vers le milieu ambiant à la température T_0 , et Q_E est le taux d'apport de chaleur de l'espace à refroidir à la température $T_{S,F}$ vers l'évaporateur (voir Fig. 1).

Le travail requis par la pompe est négligeable par rapport à l'apport d'énergie au générateur et par conséquent, il est souvent négligé dans l'analyse [10, 12, 15-22].

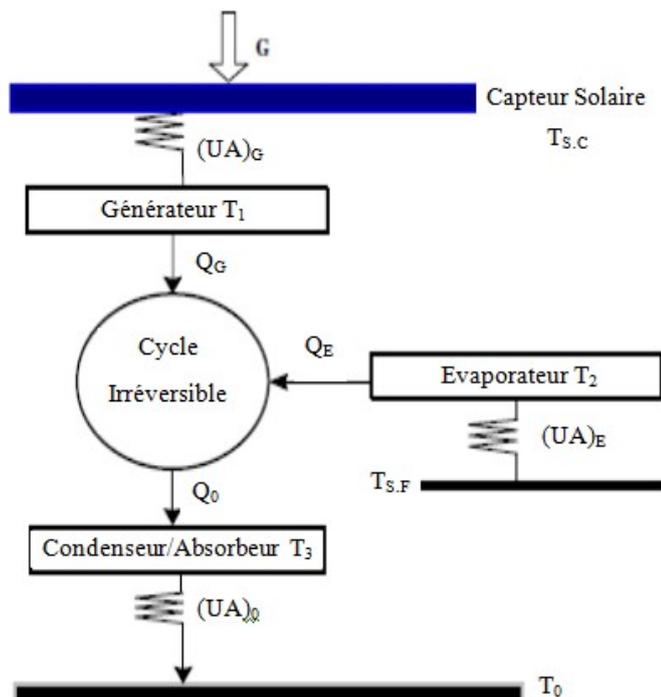


Fig. 1 Modèle d'un cycle irréversible de réfrigérateur à absorption solaire

B. Modèle mathématique

Selon la première loi de la thermodynamique, on a :

$$Q_G + Q_E - Q_C - Q_A = 0 \quad (1)$$

La performance d'un cycle irréversible affecté par des résistances thermiques dépend directement de la loi de transfert de chaleur entre le fluide de fonctionnement et les réservoirs [10, 16]. Quand ce transfert thermique obéit à la loi de Newton, les interactions instantanées de transfert de chaleur sont donnés par :

$$Q_G = (UA)_G (T_{S,C} - T_1) \quad (2)$$

$$Q_E = (UA)_E (T_{S,F} - T_2) \quad (3)$$

$$Q_0 = (UA)_0 (T_3 - T_0) \quad (4)$$

Avec A_G , A_E , A_C et A_A sont, respectivement, les surfaces de transfert de chaleur du générateur, de l'évaporateur, du condenseur, et de l'absorbeur. U_G et U_E sont, respectivement, les coefficients globaux de transfert de chaleur du générateur et l'évaporateur. Et il est supposé que le condenseur et l'absorbeur ont le même coefficient global de transfert de chaleur U_0 et $Q_0 = Q_C + Q_A$.

L'apport de chaleur au générateur Q_G peut également être estimé par l'expression suivante :

$$Q_G = h_{c,s} A_{c,s} G \quad (5)$$

Avec $A_{c,s}$ représente la surface du capteur solaire, G est l'éclairement solaire à la surface du collecteur et η_{sc} représente le rendement du capteur.

Le rendement d'un capteur solaire plan peut être calculé comme suit [23, 24]:

$$h_{c,s} = A - B(T_G - T_a) \quad (6)$$

Où A et B sont deux constantes qui peuvent être calculés [24]. L'équation (6) peut être réécrite en introduisant la température de stagnation du capteur :

$$h_{c,s} = B(T_{st} - T_G) \quad (7)$$

Avec T_{st} , qui correspond à $\eta_{c,s}=0$, donnée par :

$$T_{st} = T_a + \frac{A}{B} \quad (8)$$

L'équation de l'apport de chaleur Q_G peut être réécrite en combinant les équations (5) et (8) comme suit:

$$Q_G = A_{c,s} G B (T_{st} - T_G) \quad (9)$$

Selon le modèle du cycle mentionné ci-dessus, le second principe de la thermodynamique peut s'exprimer de deux manières [25] :

❖ Soit en fonction des températures internes en ne tenant compte que des irréversibilités internes et donc que du flux de production entropique systématique S_{in}

$$\frac{dS_{in}}{dt} = \frac{Q_0}{T_3} - \frac{Q_G}{T_1} - \frac{Q_E}{T_2} \quad (10)$$

❖ Soit en fonction des températures externes en tenant compte à la fois des irréversibilités externes (S_{ext}) et internes (S_{in}) et donc du flux de production entropique totale

$$\frac{dS_{tot}}{dt} = \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_G}{T_{S,C}} - \frac{Q_E}{T_{S,F}} \quad (11)$$

Le régime transitoire de l'espace de refroidissement est pris en compte par l'écriture de la première loi de la thermodynamique :

$$M C_{air} \frac{dT_{S,F}}{dt} = (UA)_{M,Ref} (T_0 - T_{S,F}) + Q_{gn} - Q_E \quad (12)$$

Avec : $(UA)_{M.Ref} (T_0 - T_{S.F})$: Charge thermique échangée entre le milieu à refroidir et le milieu ambiant à travers les murs.

Qgn : Charge thermique générée à l'intérieur de la source froide.

Généralement, il est difficile de modéliser toutes les sources internes de génération d'entropie afin d'obtenir une loi de variation analytique. Nous avons choisi de considérer l'approche suivante [26-27] :

$$\frac{dS_{in}}{dt} = b_1 (T_1 - T_3) + b_2 (T_2 - T_3) \quad (13)$$

Afin de présenter des résultats généraux de la configuration du système proposé dans la figure 2, les variables adimensionnelles sont nécessaires. Par conséquent, il est commode de rechercher une formulation alternative qui élimine les dimensions physiques du problème.

L'ensemble des équations adimensionnel pour le modèle, y compris les équations d'absorption d'un réfrigérateur à état d'équilibre est donné par les équations (14)-(22) :

$$\bar{Q}_G + \bar{Q}_E - \bar{Q}_0 = 0 \quad (14)$$

$$\bar{Q}_G = x(t_G - t_1) \quad (15)$$

$$\bar{Q}_E = y(t_E - t_2) \quad (16)$$

$$\bar{Q}_0 = (1 - x - y)(t_3 - 1) \quad (17)$$

$$\bar{Q}_G = B(t_{st} - t_H) \quad (18)$$

$$\frac{dS_{tot}}{dt} = \frac{\bar{Q}_G}{t_3} - \frac{\bar{Q}_G}{t_1} - \frac{\bar{Q}_E}{t_2} \quad (19)$$

$$\frac{dq}{dS} = \frac{0}{t_3} - \frac{G}{t_1} - \frac{E}{t_2} \quad (20)$$

$$\frac{dq}{dS_{in}} = b_1 (t_1 - t_3) + b_2 (t_2 - t_3) \quad (21)$$

$$\frac{dq}{dt_E} = w(1 - t_E) + \bar{Q}_1 - \bar{Q}_E \quad (22)$$

Lorsque nous avons définis de façon appropriée les groupes adimensionnels suivants :

$$t_{S.C} = \frac{T_{S.C}}{T_0}, t_{S.F} = \frac{T_{S.F}}{T_0}, t_{st} = \frac{T_{st}}{T_0}, t_1 = \frac{T_1}{T_0}, t_2 = \frac{T_2}{T_0}, t_3 = \frac{T_3}{T_0}$$

$$\bar{Q}_G = \frac{Q_G}{UAT_0}, \bar{Q}_E = \frac{Q_E}{UAT_0}, \bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{UAT_0}, \bar{Q}_L = \frac{Q_L}{UAT_0}, \bar{Q}_1 = \frac{Q_1}{UAT_0}$$

$$B = \frac{A_{C.S} GB}{UA}, q = \frac{tUA}{M_{air} C_{v,air}}, \bar{S} = \frac{S}{M_{air} C_{v,air}}$$

$$b_1 = b_1 \frac{T}{UA}, b_2 = b_2 \frac{T}{UA}$$

Où B est le paramètre qui décrit la taille du capteur par rapport à la taille cumulée des échangeurs de chaleur. Et x, y, z et w sont les ratios d'attribution de la conductance, définie par :

$$x = \frac{(UA)_G}{UA}, y = \frac{(UA)_E}{UA}, w = \frac{(UA)_{M.Ref}}{UA}$$

III. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Pour tester le modèle présentée dans cette contribution, on considère une petite unité de réfrigération à absorption solaire avec une faible conductance thermique totale ($UA = 400 \text{ WK}^{-1}$), une surface totale d'échange $A = 4 \text{ m}^2$ et un coefficient global de transfert de chaleur $U = 0,1 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ pour les échangeurs de chaleur et $Uw = 1,472 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ à travers les parois de la chambre à refroidir, qui ont une surface totale $Aw = 54 \text{ m}^2$. $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $Qgn = 0,8 \text{ kW}$ et la température de l'espace réfrigéré à atteindre a été fixé à $T_E = 16^\circ\text{C}$. Avec une variation linéaire de la génération d'entropie interne.

D'après la Fig. 2, la température de l'air à refroidir diminue progressivement puis elle se stabilise et ceci quel que soit le flux de chaleur B reçu par le générateur. Pour des valeurs de B comprises entre 0,1 et 0,04, l'air à refroidir atteint la valeur prescrite, $\tau_{sf}=0,97$.

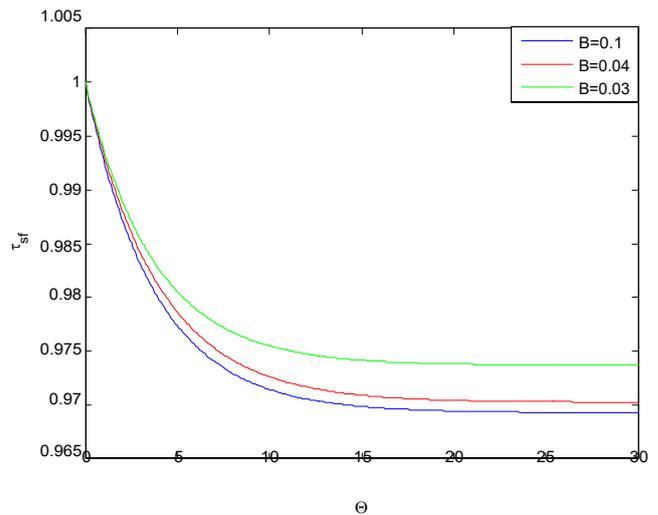


Fig. 2 Variation de la température froide en fonction de temps

Selon la proposition initiale, l'optimisation du fonctionnement du système de réfrigération ainsi traité est basée sur les critères suivants :

- ❖ La réduction au minimum du temps d'obtention de la température prescrite de l'air froid.
- ❖ La diminution de l'entropie totale produite par le cycle.
- ❖ L'augmentation du flux de chaleur reçu par l'évaporateur.
- ❖ L'augmentation de l'efficacité du cycle.

Pour y aboutir, on a suivi d'une part le comportement du temps minimal en fonction du flux de chaleur cédé par la source chaude B, et d'autre part la variation du flux de chaleur reçu par l'évaporateur en fonction de celui reçu par le générateur.

L'optimisation du temps minimal pour atteindre la température de consigne par rapport à la taille du capteur B est montrée sur la Fig. 3, pour trois valeurs différentes de

température de stagnation. Le temps minimal τ_{set} diminue progressivement en fonction de la taille du capteur jusqu'à atteindre un minimum, puis il augmente. Cela confirme les résultats trouvés précédemment (Fig. 2). Le temps minimum prescrit pour atteindre la température est la même pour différentes valeurs de la température de stagnation C_{st} .

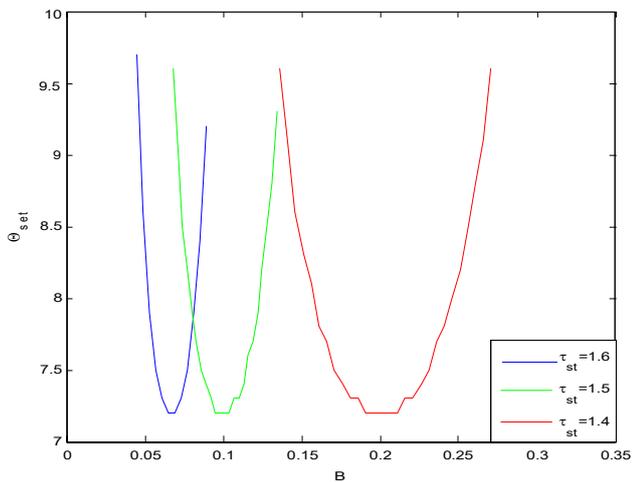


Fig. 3 Variation du temps minimal en fonction du flux de chaleur B

Les Figs 4 et 5 présentent les résultats de la simulation de l'entropie interne et totale créées par le cycle irréversible en fonction du temps pour différentes valeurs du flux de chaleur reçu par le générateur. Elles montrent d'une part que l'entropie augmente linéairement, et d'autre part que le flux de chaleur reçu par le générateur joue un rôle très important sur la variation de l'entropie. Il apparaît clairement que l'augmentation ou la diminution de ce flux influe considérablement sur l'entropie.

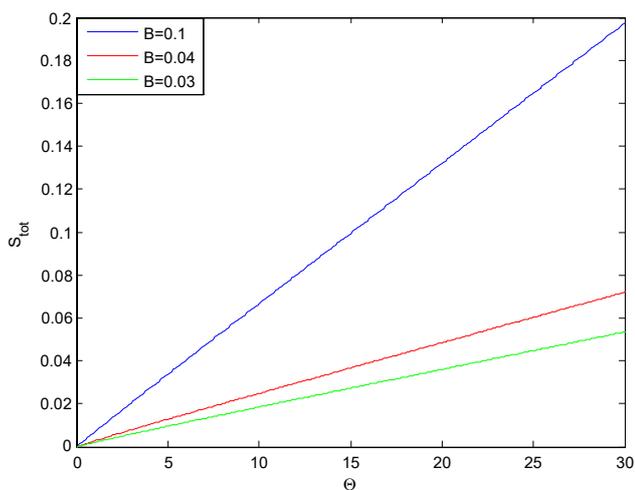


Fig. 4 Variation de l'entropie S_{tot} en fonction du temps

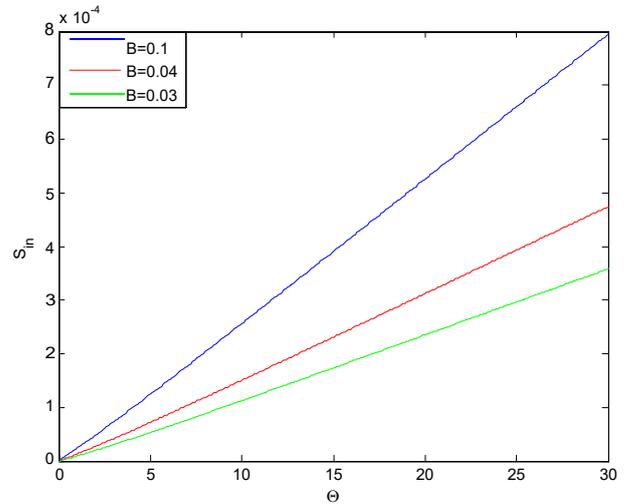


Fig. 5 Variation de l'entropie S_{in} en fonction du temps

Quant aux Figs 6 et 7, elles représentent les profils des variations de l'entropie totale et interne, qui correspond au temps minimal d'obtention d'une température prescrite de l'air froid, en fonction du flux de chaleur reçu par le générateur B. Cette entropie diminue puis elle augmente. Ces courbes montrent que l'entropie minimale créée dans le cycle irréversible de réfrigération modélisé décroît avec l'augmentation de la température de la source chaude.

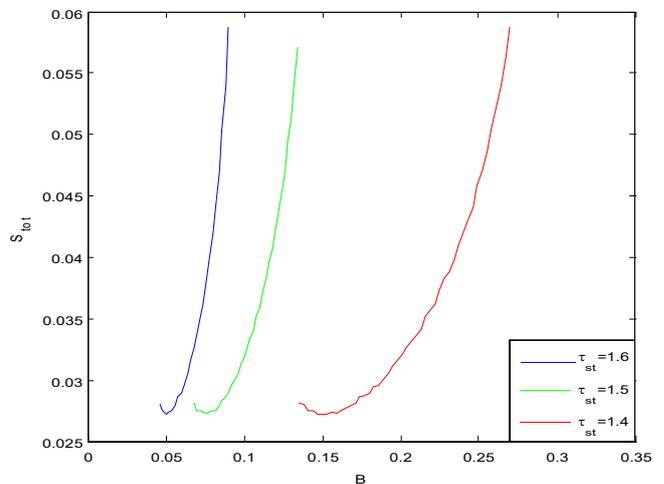


Fig. 6 Variation de l'entropie, S_{tot} , en fonction du flux B

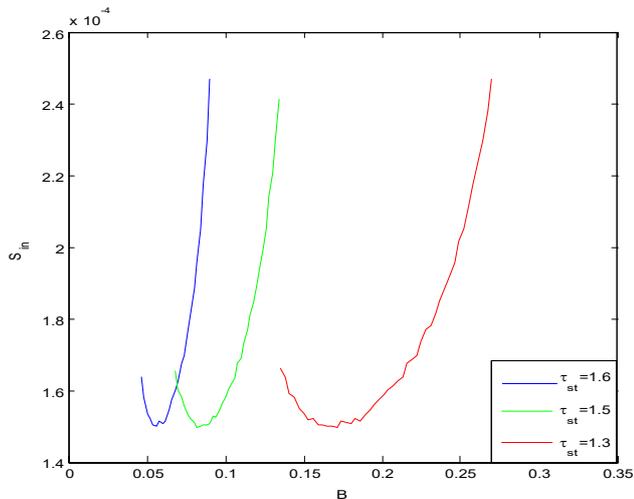


Fig. 7 Variation de l'entropie, S_m , en fonction du flux B

L'évolution du flux de chaleur reçu par l'évaporateur en fonction de celui reçu par le générateur, est représenté sur la Fig 8. Le flux de chaleur reçu par l'évaporateur augmente brusquement puis il diminue. Cela est obtenu pour des trois températures de stagnation différentes. En effet, cette variation est expliquée par le fait que le gradient de température entre l'air à refroidir et l'évaporateur est maximal puis il tend à diminuer.

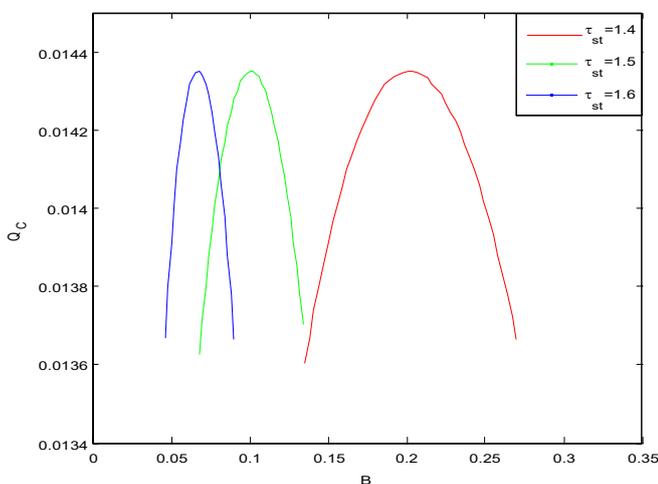


Fig. 8 Variation du flux de chaleur Q_C en fonction du flux B

IV. CONCLUSIONS

Une modélisation thermodynamique et une optimisation des paramètres fonctionnels d'un cycle trithermes irréversible de réfrigération par absorption commandé par l'énergie solaire en régime transitoire sont élaborées. L'influence de la source chaude extérieure sur la performance générale a été étudiée. Le modèle appliqué montre l'existence d'un taille du capteur, B, optimale pour un minimum de temps pour atteindre une température spécifiée dans l'espace à refroidir, une production d'entropie minimale à l'intérieur du cycle et un taux de réfrigération maximale.

REFERENCES

- [1] A. Fellah, Intégration de la décomposition hiérarchisée et de l'endoréversibilité dans l'étude d'un cycle de réfrigération par absorption solaire: Modélisation et optimisation, Thèse en Génie Mécanique. ENIT, 2008.
- [2] M. Feidt, S. Petrescu and M. Costea, *Du rendement de Carnot a la thermodynamique en temps fini*, 8ème Congrès Francophone de Génie des Procédés, Nancy 17–19 Octobre, 2001.
- [3] D. Stitou, B. Spinner et M. Sorin, *Optimisation de procédés idéaux et de procédés endoréversible quadrithermes*, 8ème Congrès Francophone de Génie des Procédés, Nancy 17–19 Octobre, 2001.
- [4] F.L. Curzon et B. Ahlborn, *Efficiency of a Carnot engine at maximum power output*. A.J. P., **43**, pp. 22-24, 1975.
- [5] J.M. Gordon, K.C. Ng, et H.T. Chua, Optimizing chiller operation based on finite time thermodynamics: universal modeling experimental confirmation, *International Journal of Refrigeration*, **20**(3), pp. 191-200, 1997.
- [6] J.M. Gordon, K.C. Ng, *Cool Thermodynamics*, Cambridge International Science Publishing, 2001.
- [7] F. Sun et al. *Optimal performance of an endoreversible Carnot heat pump*, *Energy Conversion and Management*, **38**(14), pp. 1439-1443, 1997.
- [8] C. Wu, L. Chen, L. F. Sun, W. Chen, *General performance characteristics of finite speed Carnot refrigerator*, *Applied Thermal Engineering*, **16**(4), pp.299-303, 1996.
- [9] M. Feidt, *Thermodynamique des machines tri et quadrithermes*, Journée SFT du 8 décembre 2004 : Machines thermiques exotiques, 2004.
- [10] L. Chen, Y. Li, F. Sun, C. Wu, *Optimal performance of an irreversible absorption refrigerator*, *Exergy, an International Journal*, **2**, pp.167–172, 2002.
- [11] G. Selahattin, Optimal performance of an irreversible refrigerator with three heat sources (IRWTHS), *Energy*, **22**(1), pp. 27-31, 1997.
- [12] N.E. Wijeysondera, Performance of three-heat-reservoir absorption cycles with external and internal irreversibilities, *Applied Thermal Engineering*, **17**(12), pp. 1151-1161, 1997.
- [13] N.E. Wijeysondera, *Simplified models for solar-powered absorption cooling systems*, *Renewable Energy*, **16**, pp. 679-684, 1999.
- [14] N.E. Wijeysondera, An irreversible-thermodynamic model for solar-powered absorption cooling systems, *Solar Energy*, **68**(1), pp. 69-75, 2000.
- [15] T. Zheng, L. Chen, F. Sun, C. Wu, Performance optimization of an irreversible four-heat-reservoir absorption refrigerator, *Applied Energy*, **76**, pp. 391–414, 2003.
- [16] J. Chen et J.A. Schouten, Optimum performance characteristics of an irreversible absorption refrigeration system, *Energy Convers.Mgmt*, **39**(10), pp. 999-1007, 1998.
- [17] R. Fathi, C. Guemimi, S. Ouaskit, *An irreversible thermodynamic model for solar absorption refrigerator*, *Renewable Energy* **29**, pp.1349–1365, 2004.
- [18] X. Qina, L. Chena, F. Suna, C. Wub, *An absorption heat-transformer and its optimal performance*, *Applied Energy* **78**, pp.329–346, 2004.
- [19] T. Zheng, L. Chen, F. Sun, C. Wu, The influence of heat resistance and heat leak on the performance of a four-heat-reservoir absorption refrigerator with heat transfer law of $Q \propto (T^{-1})$, *International Journal of Thermal Sciences*, **43**, pp. 1187–1195, 2004.
- [20] L. Chen, T. Zheng, F. Sun, C. Wu, *Irreversible four-temperature-level absorption refrigerator*, *Solar Energy*, **80**, pp. 347–360, 2006.
- [21] P.A.N. Wouagfack, R. Tchinda, Performance optimization of three-heat-source irreversible refrigerators based on a new thermo-ecological criterion, *International Journal of Refrigeration*, **34**(4), pp. 1008-1015, 2011.
- [22] N. Bouaziz, H. Ben Romdane, M. Achachad, A. Belghith, *Modélisation et simulation numérique d'un cycle a absorption irréversible*, 13èmes Journées Internationales de Thermique « JITH », 2007, Albi, France.
- [23] M. Sokolov, D. Hershgal, Optimal coupling and feasibility of a solar powered year-round ejector air conditioner, *Solar Energy*, **50**(6), pp. 507-516, 1993.
- [24] A. Bejan, Optimal allocation of a heat exchanger inventory in heat driven refrigerators, *Heat Mass Transfer*, **38**(16), pp. 2997-3004, 1995.

- [25] D. Stitouz M. Feidt, Nouveaux critères pour l'optimisation et la caractérisation des procédés thermiques de conversion énergétique, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 44, N° 12, p. 1142-1153, 2005.
- [26] N.E. Wijeysondera, Performance of three heat reservoirs absorption cycles with external and internal irreversibilities, *Applied Thermal Engineering*, **17**(12), pp. 1151-1161, 1997.
- [27] P. Camelia, F. Michel, C. Monica and P. Stoian, *A model for study and optimization of real-operating refrigeration machines*, *International Journal of Energy Research*, **3**, pp. 173-179, 2009.