

Etude conceptuelle et fonctionnelle d'un cycle de réfrigération par absorption solaire selon l'approche d'endoréversibilité

Emna BERRICH^{1*}, Ali FELLAH², Ammar BEN BRAHIM^{2,3}, Michel FEIDT³

¹Laboratoire GEPEA – UMR CNRS 6144
Ecole des Mines de Nantes
Département Systèmes énergétiques et environnement
4, rue Alfred KASTLER – BP20722
44307 Nantes Cedex 03 / France

* (auteur correspondant : emna_beriche@yahoo.fr)

²Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès (ENIG)
Département de Génie Chimique-Procédés

Rue Omar Ibn Elkhattab – 6072 Gabès, Tunisie

³Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée
LEMTA, UMR 7563 (CNRS – INPL – UHP)

ENSEM – 2, Avenue de la Forêt de Haye BP 160 – 54504 VANDOEUVRE Cedex

Résumé - Une nouvelle méthode d'analyse des performances d'un réfrigérateur à absorption solaire est présentée. Elle consiste en l'étude conceptuelle basée sur l'optimisation des procédés. La décomposition hiérarchisée des systèmes techniques et les principes de l'endoréversibilité des systèmes thermodynamiques en sont les composantes principales. L'optimisation est réalisée en adoptant la méthode des multiplicateurs de Lagrange. Les répartitions des caractéristiques fonctionnelles et conceptuelles optimales d'un tel cycle sont analysées.

Nomenclature

| | | | |
|-----------------------------|--|------|-----------------------|
| A | surface d'échange, m^2 | c | condenseur |
| COP | coefficient de performance | cs | convertisseur solaire |
| L | fonction Lagrangienne | e | évaporateur |
| P | puissance, kW | fc | fluide caloporteur |
| Q | quantité de chaleur/charge, kW | g | générateur |
| T | température, K | int | intermédiaire |
| U | coefficient global d'échange, $kW.m^{-2}.K^{-1}$ | MT | Moteur thermique |
| <i>Symboles grec</i> | | RT | Récepteur thermique |
| λ | multiplicateur de Lagrange | sc | source chaude |
| <i>Indices et exposants</i> | | sf | source froide |
| a | absorbeur | si | Puits intermédiaire |

1. Introduction

Sur le plan de la conversion énergétique, les recherches actuelles sont orientées vers le développement des machines à absorption solaire en vue d'améliorer leur efficacité. L'étude et la conception de telles machines connaissent une évolution continue. Plusieurs approches ont été proposées par Berlitz et al. [1], Chen et al. [2], Fellah et al. [3], Meeuse [4], Crosu et al. [5] et Chen [6] pour aborder le problème de la conception basée sur l'optimisation. L'effet de la nature des transferts de chaleur, par exemple, sur la charge spécifique de refroidissement a permis de distinguer quatre types de modèles relatifs aux irréversibilités soient réversible, endoréversible, exoréversible et irréversible. Pour se rapprocher du modèle irréversible (réel),

les modèles intermédiaires endoréversibles et exoréversibles ont été à la base de plusieurs travaux [2,3,5,7-10].

Le présent travail présente une étude conceptuelle et fonctionnelle, selon le modèle endoréversible, d'un cycle de réfrigération à absorption solaire simple effet. Il intègre endoréversibilité et décomposition hiérarchisée ou fonctionnelle sous structuration au sens mécanique des structures.

2. Modélisation par décomposition hiérarchisée

La figure 1 représente le modèle équivalent d'un cycle de réfrigération par absorption solaire. Il est composé d'un générateur de vapeur, d'un condenseur, d'un absorbeur et d'un évaporateur. Trois thermostats forment l'environnement extérieur du cycle : la source chaude formée par le concentrateur solaire (le convertisseur solaire thermique), le puits intermédiaire et la source froide.

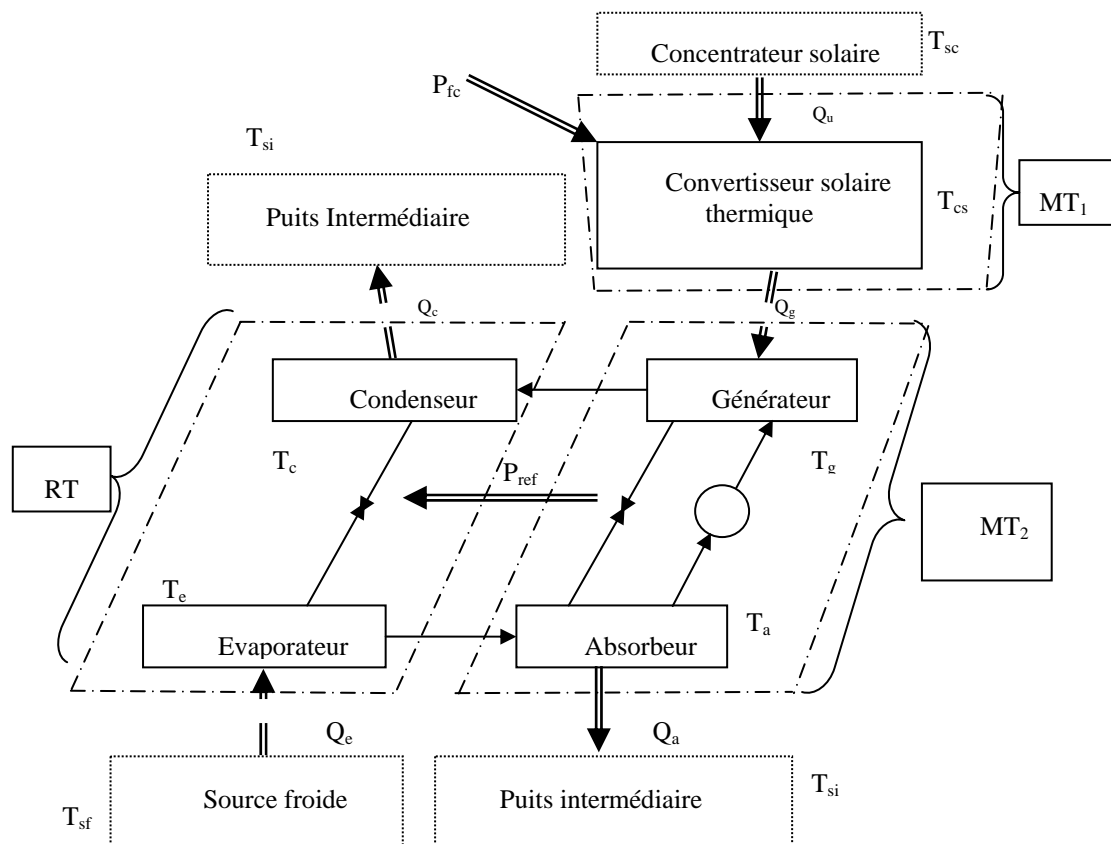


Figure 1 : Modèle équivalent d'un cycle de réfrigération par absorption solaire

Le modèle équivalent présente de nombreux paramètres conceptuels et fonctionnels. L'étude et l'optimisation selon une seule configuration sont pratiquement impossibles. Alors la décomposition s'impose en vue de pouvoir étudier tous les paramètres. La décomposition du modèle présente quatre niveaux. Le premier niveau (N.1) présente le système global compact (MT₁+MT₂+RT) regroupant les deux moteurs et un récepteur thermiques (Figure 1 et 2). Ce niveau se décompose en deux sous-niveaux (N.11 et N.12) qui sont respectivement le convertisseur thermique (moteur thermique MT₁) et le système de commande et de réfrigération (MT₂ + RT). Ce dernier est lui-même subdivisé en deux sous niveaux composés par le moteur thermique MT₂ et le récepteur thermique RT. Le niveau (N.IV) est composé essentiellement des quatre éléments de base du cycle : le générateur, l'absorbeur, le condenseur et l'évaporateur, en plus du convertisseur solaire. Selon l'apparition des inconnues

fonctionnelles et conceptuelles dans le modèle mathématique, l'étude concerne un Niveau (N) ou un Sous Niveau (SN) tel que décrit et paramétré sur la figure 3 par exemple.

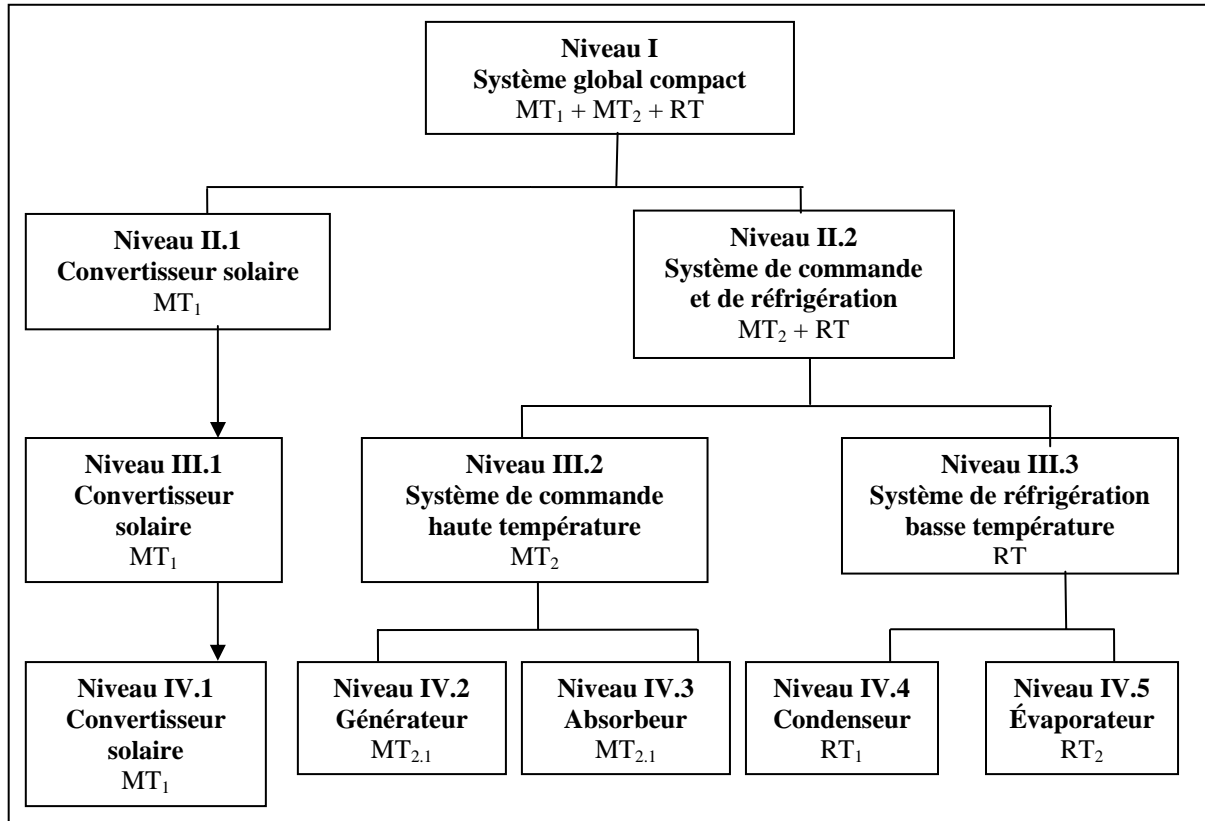


Figure 2: Décomposition hiérarchisée de l'installation de réfrigération par absorption solaire

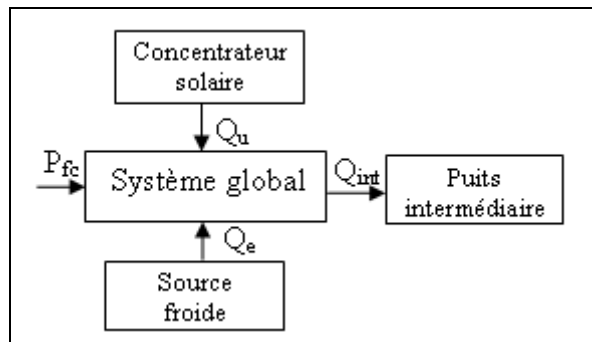


Figure 3: Sous système (MT_1+MT_2+RT)

Dans le cas d'une machine frigorifique à absorption fonctionnant entre trois thermostats, et en exploitant le premier et le deuxième principe de la thermodynamique, la fonction Lagrangienne prend la forme [9,10]:

$$L = P_{fc} + \lambda_1 \left[\frac{Q_u}{T_{cs}} + \frac{Q_e}{T_e} + \frac{Q_{int}}{T_{int}} \right] \quad (1)$$

Les transferts de chaleur entre le sous-système et ses sources environnantes obéissent à une loi linéaire de la forme :

$$Q_i = U_i A_i (T_j - T_i) \quad (2)$$

Les dérivées partielles du Lagrangien L, définies par les fonctions d'Euler Lagrange, par rapport aux multiplicateurs λ_1 et par rapport aux températures T_j forment un système d'équations décrivant le comportement du sous système étudié sous la forme:

$$1 - \lambda_1 \frac{T_{sc}}{T_{cs}^2} = 0 \quad (3)$$

$$1 - \lambda_1 \frac{T_{sf}}{T_e^2} = 0 \quad (4)$$

$$1 - \lambda_1 \frac{T_{si}}{T_{int}^2} = 0 \quad (5)$$

$$UA_u \frac{(T_{sc} - T_{cs})}{T_{cs}} + UA_e \frac{(T_{sf} - T_e)}{T_e} - UA_{int} \frac{(T_{int} - T_{si})}{T_{int}} = 0 \quad (6)$$

Ce système est hyperstatique (4 équations et 7 variables qui sont UA_e , UA_u , UA_{int} , T_e , T_{cs} , T_{int} et λ_1). Cependant, il ne fait pas apparaître tous les paramètres nécessaires à la définition de toutes les caractéristiques fonctionnelles et conceptuelles du système. Pour avoir un système isostatique comportant le nombre de paramètres inconnus, il faudra appliquer cette démarche successivement à plusieurs niveaux et sous niveaux de la sous structuration [10].

3. Résultats et discussion

L'influence de la puissance utile de l'évaporateur sur les surfaces d'échange couplées à leurs coefficients d'échange UA_i est illustrée par la figure 4. On constate qu'au fur et à mesure que la puissance Q_e augmente, les UA_i augmentent aussi.

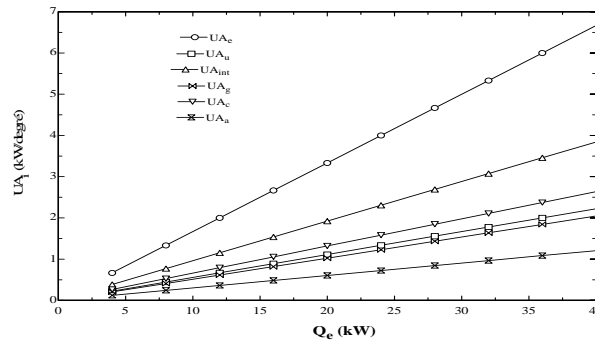


Figure 4: Influence de la puissance utile de l'évaporateur sur UA_i

Pour une variation de dix fois la valeur initiale, charge faible pour une unité domestique, les variations relatives des UA_i ne dépassent pas 3,5 fois leurs valeurs initiales sauf la variation de UA_e qui est de l'ordre de 6 fois. Pour les faibles charges, les valeurs des UA_i sont très proches les unes des autres, alors que pour les grandes charges, elles sont différentes.

La figure 5 représente la variation des surfaces d'échange des différents éléments couplées aux coefficients d'échange correspondants en fonction des variations du coefficient de performance. On cherche un compromis entre le COP et la surface totale [7-10] c'est à dire, avoir un COP maximal avec de faibles dimensions de l'installation. Cette courbe permet de déduire, à un COP fixé, le produit surface d'échange-coefficient d'échange de chaque élément.

L'effet des températures des sources extérieures T_{si} , T_{sc} et T_{sf} sur le coefficient de performance est représenté respectivement par les figures 6, 7 et 8. Pour les gammes de températures adoptées, les variations de la valeur du COP de 0,235 à 0,52 correspondent à l'aspect réel et pratique.

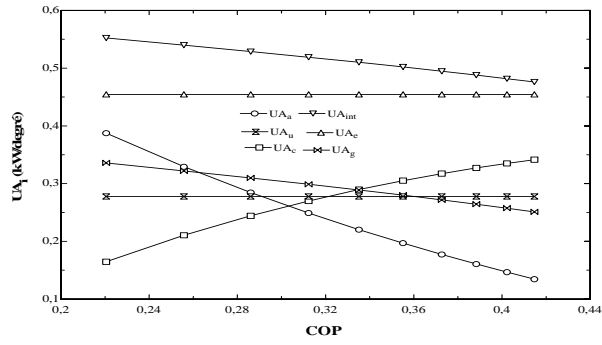


Figure 5: Influence du coefficient de performance sur UA_i

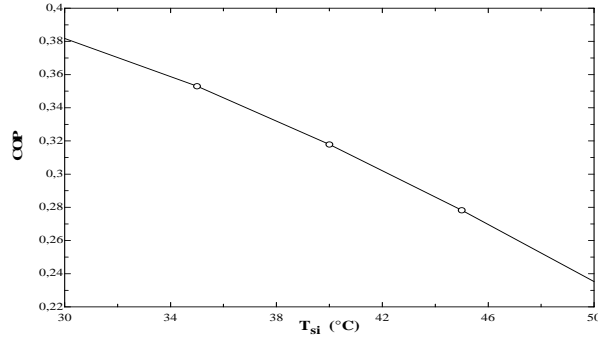


Figure 6: Influence de la température T_{si} sur le coefficient de performance
($T_{sf}=5^\circ\text{C}$, $T_{sc}=100^\circ\text{C}$)

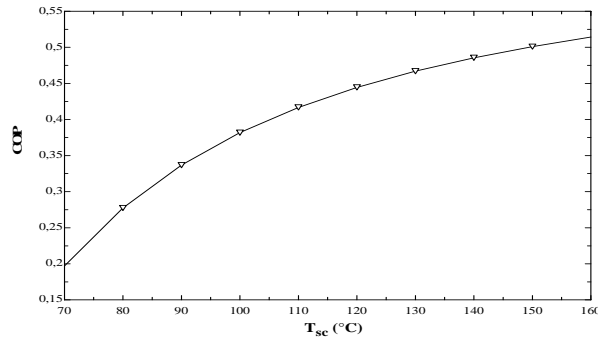


Figure 7: Influence de la température T_{sc} sur le coefficient de performance
($T_{sf}=5^\circ\text{C}$, $T_{si}=30^\circ\text{C}$)

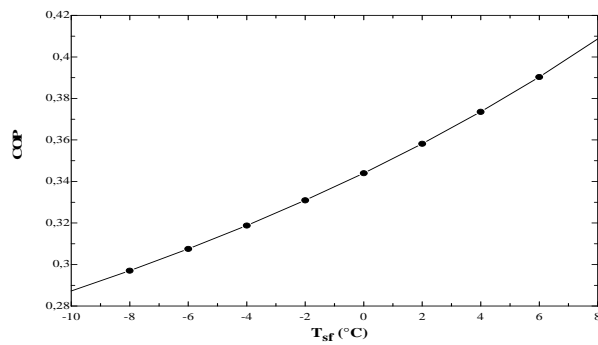


Figure 8: Influence de la température T_{sf} sur le coefficient de performance
($T_{si}=30^\circ\text{C}$, $T_{sc}=100^\circ\text{C}$)

En ce qui concerne l'influence de la température T_{si} de la source intermédiaire (Figure 4), on remarque que dans les conditions de températures choisies ($T_{sf}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{sc}=100^{\circ}\text{C}$), le coefficient de performance est plus important pour des valeurs de l'ordre de 30°C . On remarque aussi qu'au fur et à mesure que la température de la source chaude augmente (figure 7), le coefficient de performance augmente pour atteindre un COP égal à 0,52 ce qui permet de conclure que le COP est très sensible à la température de la source chaude [13].

Dans la gamme de température de la source froide choisie (figure 8), le coefficient de performance est très sensible aux variations de T_{sf} . Sa gamme de valeur varie entre 0,288 et 0,41.

4. Conclusion

Une modélisation et une optimisation des paramètres conceptuels et fonctionnels d'un cycle trithermes endoréversible sont élaborées. L'influence des températures des sources extérieures sur la performance générale a été étudiée. La variation des surfaces d'échange des différents éléments couplées aux coefficients d'échange correspondants en fonction des variations du coefficient de performance a été étudiée. L'aspect du compromis entre le COP et la surface totale est défini. En effet, à un COP fixé par le constructeur par exemple, le produit surface d'échange coefficient global d'échange de chaque élément peut être déterminé. Les surfaces d'échange correspondantes peuvent ainsi être déduites.

Ce travail présente un outil d'aide efficace pour l'évaluation des performances optimales des cycles de conversion de l'énergie. Il présente l'avantage de présenter un couplage fort intéressant entre les paramètres fonctionnels et conceptuels.

Références

- [1] T. Berlitz, P. Satzger, F. Summerer, F. Ziegler, G. Alefeld, A contribution to the evaluation of the economic perspectives of absorption chillers, *Int J Ref*, 220 (1999), 67-76.
- [2] W.Z. Chen, F.R. Sun, S.M. Cheng, L.G. Chen, Study on optimal performance and working temperatures of endoreversible forward and reverse Carnot cycle, *Int. J. Energy Res*, 19 (1995), 751-759.
- [3] A. Fellah, A. Ben Brahim, M. Bourouis and A. Coronas, Cooling loads analysis of an equivalent endoreversible model for a solar absorption refrigerator, *Int.J.Exergy*, 3-4 (2006), 452-465.
- [4] F.M. Meeuse, On the design of chemical processes with improved controllability characteristics, *DUP Science Netherlands*, (2002).
- [5] L. Crosu, M. Feidt, R. Benelmir, Study of the improvement in the performance coefficient of machines operating with three reservoirs, *Int.J.Exergy*, 1-1 (2004), 147-162.
- [6] J. Chen, Optimal performance analysis of irreversible cycles used as heat pumps and refrigerators, *J. Phys. D: Appl. Phys*, 30 (1997), 582-587.
- [7] K.H. Hoffmann, J.M. Burzler, S. Schubert, Endoreversible Thermodynamics, *J. Non-Equilibrium Thermodynamics*, 22-4 (1997), 311-355.
- [8] L. Chen, C. Wu, F. Sun, Heat Transfert Effect on the Specific Cooling Load of refrigerators, *App. Thermal Engineering*, 16-12 (1996), 989-997.
- [9] A. Fellah, A. Ben Brahim, M. Bourouis, A. Coronas, Analyse conceptuelle basée sur l'optimisation d'un cycle de réfrigération par absorption solaire, *16^{ème} Congrès National de Génie Mécanique, Léon-Espagne*, (2007).
- [10] 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 de Génie-mécanique, Université de Tunis El Manar, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis*, (2008).
- [11] T. Zheng, L. Chen, S. Fengrui, C. Wu, Performance optimization of an irreversible four-heat-reservoir absorption refrigerator, *Applied Energy*, 76 (2003), 391-414.
- [12] G. Grazzini, R. Rinaldi, Thermodynamic optimal design of heat exchangers for an irreversible refrigerator, *Int. J. Therm. Sci*, 40 (2001), 173-180.
- [13] P.J. Martinez, J.M. Pinazo, A method for design analysis of absorption machines, *Int.J.Ref*, 25 (2002), 634-639.