

ANALYSES ENTROPIQUE ET EXERGÉTIQUE APPLIQUÉES À UNE MACHINE À CYCLE INVERSE À ADSORPTION

Rahal BOUSSEHAIN, Lahsen AIT TALEB, Michel FEIDT

UNIVERSITÉ "H. Poincaré" Nancy 1, (France)

Rezumat. În această lucrare sunt prezentate rezultatele analizei entropice și exergetice aplicate ciclului unei mașini frigorifice cu adsorbție cu carbon activ-metanol. Aceste rezultate arată influența temperaturilor de funcționare și a transferului de masă asociat, asupra producției de entropie internă și asupra bilanțului de exergie pe fiecare fază a ciclului. Articolul prezintă, de asemenea, evoluția în funcție de timp a producției de entropie externă generată de contactele principalelor schimbătoare de căldură ale mașinii (generator, vaporizator, condensator) cu sursele caldă/rece având conductanțe termice finite.

Nomenclature

A	Paramètre adimensionnel lié à la constante de structure B du solide.	
c_s	capacité calorifique du solide	$J. kg^{-1}. K^{-1}$
$c_{p,l}$	capacité calorifique du liquide	$J. kg^{-1}. K^{-1}$
ex	exergie	$J. kg^{-1}$
h	enthalpie	$J. kg^{-1}$ ou $J. kmol^{-1}$
m	fraction massique adsorbée	$kg. kg^{-1}$
m_0	fraction maximale adsorbable	$kg. kg^{-1}$
L_v	chaleur latente de vaporisation	$J. kg^{-1}$
P	pression	Pa
R	constante des gaz parfaits	$J. mole^{-1}. K^{-1}$
q	chaleur échangée	$J. kg^{-1}$
s	entropie	$J. K^{-1}. kg^{-1}$
Δs_e	création d'entropie externe	$J. K^{-1}. kg^{-1}$
Δs_i	création d'entropie interne	$J. K^{-1}. kg^{-1}$
T	température	K
\tilde{T}_{fc}	température moyenne du fluide	K

lettres grecques

η_r	rendement exergetique réduit
η_c	rendement de Carnot
η_{ex}	rendement exergetique
ω	facteur acentrique de Pitzer

indices

a	adsorption
c	condensation
ch	chauffage isostérique
cr	critique
d	désorption
e	évaporation
f	fluide
g	générateur

k	fin de refroidissement isostérique
id	idéal
r	réduit
ref	refroidissement isostérique
s	seuil
q	chaleur
w	transformation
0	référence

exposants

0	référence
$+$	reçu
$-$	cédé
ad	adsorption
c	condensation
des	désorption
e	évaporation

1. INTRODUCTION

L'optimisation du fonctionnement des systèmes tri- et quadri-thermes à sorption nécessite l'évaluation des dégradations d'énergies, par une approche en analyse entropique, et des estimations d'énergies utilisables au moyen de l'analyse exergetique. L'approche thermodynamique adoptée tient compte des transferts de chaleur et de masse internes et externes du prototype expérimental à simple effet, Fig. 1, et utilise les données expérimentales pour corroborer la méthode.

2. CYCLE DE FONCTIONNEMENT

La Fig. 2 représente le cycle théorique d'une machine frigorifique à adsorption à fonctionnement intermittent, désigné par les deux phases : phase de désorption-condensation (ABC) et phase d'adsorption-évaporation (CDA).

Lors de la première phase, l'adsorbent contenant le frigorigène est soumis à un chauffage isostérique (A-B) fourni par un fluide caloporteur. La pression dans le générateur est portée ainsi à celle de condensation. La désorption et la condensation (B-C) du frigorigène se

poursuivent ensuite sous les effets conjugués de la chaleur fournie au générateur et de la chaleur récupérée dans le condenseur par les thermostats de contact.

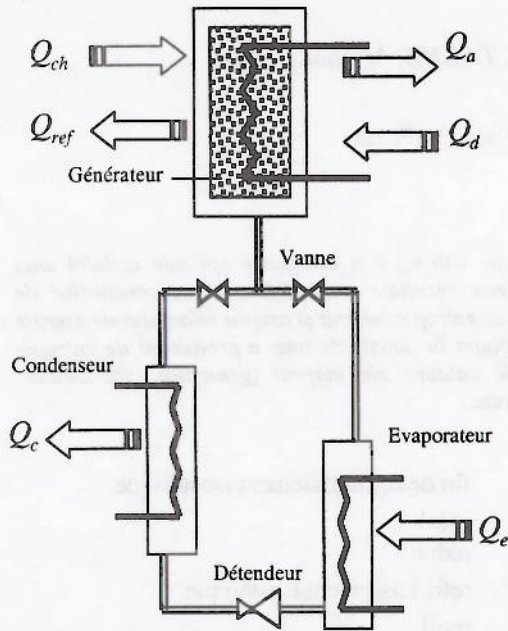


Fig. 1. Schéma de machine frigorifique à adsorption à simple effet.

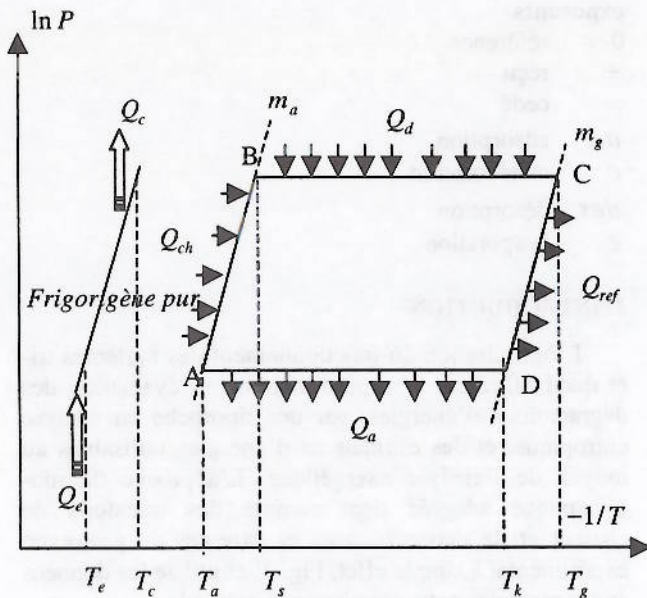


Fig. 2. Cycle théorique d'une machine frigorifique à adsorption.

A la fin de la condensation, le générateur subit un refroidissement isostérique (C-D) jusqu'à la température du début d'adsorption correspondant à la pression d'évaporation. L'évaporation et l'adsorption (D-A) s'amorcent en produisant l'effet frigorifique dans l'évaporateur et en dégageant de la chaleur d'adsorption dans le générateur. Ces échanges calorifiques se font avec les thermostats à capacités finies.

3. ANALYSE ENTROPIQUE

3.1. Production entropique interne au système

La création d'entropie ΔS_{ig} dans le générateur est calculée suivant la phase du cycle [1] en considérant celles dues à la chaleur isostérique de sorption q^{st} , au transfert de chaleur dans le solide et au transfert de masse sorbée représenté par une loi de Dubinin-Raduskevitch [2].

$$\Delta S_{ig} = \int \frac{q^{st}}{T} dm + \int \frac{\bar{c}_s}{T} dT \quad (1)$$

$$+ \int s(T) \frac{\partial m}{\partial T} dT + \int \frac{\bar{c}_{p,l}}{T} m(T) dT$$

où

$$q^{st} = RT + Lv \left(\frac{T}{T_{ph}} + \frac{\alpha T T_{ph}}{2A(T - T_{ph})} \right) \quad (2)$$

et

$$m(T) = m_0 \exp \left(-A \frac{T - T_{ph}}{T_{ph}^2} \right) \quad (3)$$

T_{ph} représente T_c en phase de désorption-condensation et T_e en phase d'adsorption-évaporation (Fig. 3).

La capacité calorifique liquide du fluide réel est calculée à partir de celle du gaz parfait correspondant, $T_r = T / T_{cr}$.

$$\bar{c}_{p,l} = 2,56R + 0,426 \frac{R}{1 - T_r} + c_{p,id} + 0,4\omega R \left(17,11 + 25,2 \frac{(1 - T_r)^{1/3}}{T_r} + \frac{17,42}{1 - T_r} \right) \quad (4)$$

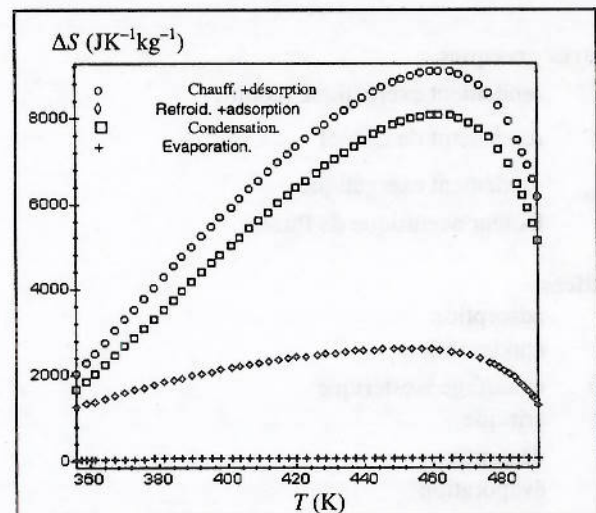


Fig. 3. Variation d'entropie.

La création d'entropie ΔS_{ie} dans les échangeurs tient compte du changement de phase et du transport de frigorigène.

$$\Delta S_{ie} = \frac{Q_f}{T_f} + \int s(T) \frac{\partial m}{\partial T} dT + \int m(T) \frac{\bar{c}_{p,l}}{T} dT \quad (5)$$

3.2. Production entropique externe au système

En considérant les échanges calorifiques externes, Q_e , des composants du prototype, avec les thermostats à capacités thermiques finies et à la température moyenne de fluide \tilde{T}_{fc} , l'évolution de la création d'entropie externe ΔS_e est représentée, Fig. 4 et 5, pour un quadriplet de températures du cycle (T_a, T_s, T_k, T_g) de (20, 65, 83 et 100 °C).

$$\Delta S_e = \sum \frac{Q_e}{\tilde{T}_{fc}} \quad (6)$$

4. ANALYSE EXERGÉTIQUE

Le bilan exergétique est établi pour chaque composant du système en considérant les transferts de chaleur et de masse et les chaleurs de sorption. L'exergie résultante est la somme de celle due au transfert de chaleur et de celle due au transport de masse. Les propriétés thermodynamiques du frigorigène sont calculées en utilisant l'enthalpie et l'entropie résiduelles obtenues à partir de l'équation d'état dérivée de SRK [3], et des propriétés du gaz parfait correspondant [4].

$$h(T) = h_{id} + \frac{b R T}{V - b} - \frac{a \alpha}{V + b} - \frac{a \alpha}{b} \left(1 + m \left(\frac{T_r}{\alpha} \right)^{0.5} \right) \ln \left(\frac{V + b}{V} \right) \quad (7)$$

$$s(T) = s_{id} + R \ln \left(\frac{V - b}{V^0} \right) + \frac{a m \alpha^{0.5} \ln \left(\frac{V}{V + b} \right)}{T_{cr} b T_r^{0.5}} \quad (8)$$

où

$$m = 0.48 + 1.574 \omega - 0.176 \omega^2 ;$$

$$a = 0.42747 R^2 T_{cr}^2 / P_{cr} ;$$

$$b = 0.08664 R T_{cr} / P_{cr} ;$$

et

$$\alpha = 1 + m (1 - T_r^{0.5})^2$$

4.1. Bilans exergétiques au générateur

L'exergie chaleur Ex_q^\pm représente celle reçue par le générateur lors de la désorption, Ex_q^+ , ou celle fournie lors de l'adsorption, Ex_q^- .

$$Ex_q^\pm = \int \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] q^{st} dm + \int \bar{c}_s \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] dT \quad (9)$$

De même, l'exergie transformation Ex_w^\pm due au transport de masse, représente celle fournie lors de la désorption, Ex_w^- , ou celle reçue pendant l'adsorption, Ex_w^+ .

$$Ex_w^\pm = \int \left[h(T) - T_0 s(T) \right] \frac{\partial m}{\partial T} dT - \int \bar{c}_{p,l} m(T) \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] dT \quad (10)$$

Les bilans d'exergie Ex^{ad} et Ex^{des} respectivement d'adsorption et de désorption, sont établis par ;

$$Ex^{ad} = Ex_q^- + Ex_w^+ ;$$

$$Ex^{des} = Ex_q^+ + Ex_w^- \quad (11)$$

4.2 Bilans exergétiques aux échangeurs

Les exergies chaleur et transformation, en condensation et en évaporation, sont déterminées à partir de la cinétique de transfert de masse du frigorigène lors des deux phases du cycle, le fluide est supposé à l'état de vapeur saturée dans les échangeurs.

$$Ex_q^\pm = \left[1 - \frac{T_0}{T_f} \right] Q_f \quad (12)$$

$$Ex_w^\pm = \int \left[h(T) - T_0 s(T) \right] \frac{\partial m}{\partial T} dT - \int \bar{c}_{p,l} m(T) \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] dT \quad (13)$$

Ex^c et Ex^e donnent les bilans exergétiques respectivement cédé en condensation et reçu en évaporation par le frigorigène.

$$Ex^c = Ex_q^- + Ex_w^- , Ex^e = Ex_q^+ + Ex_w^+ \quad (14)$$

5. RENDEMENT EXERGÉTIQUE

Le rendement exergétique considéré est donné par le rapport de toutes les exergies cédées (-) aux exergies reçues (+) par le système.

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_i Ex_q^- + \sum_j Ex_w^-}{\sum_i Ex_q^+ + \sum_j Ex_w^+} \quad (15)$$

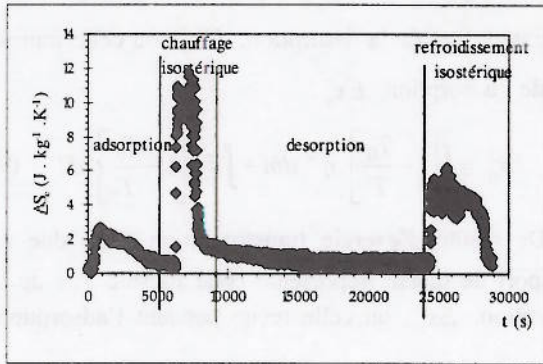


Fig. 4. Entropie externe du générateur.

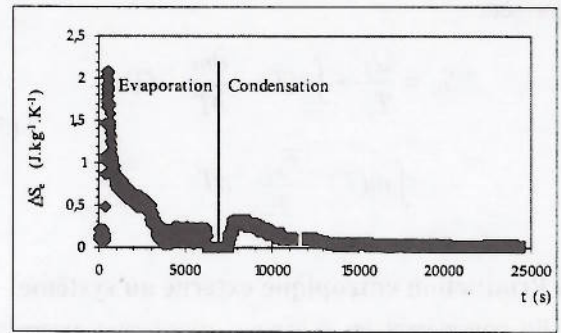
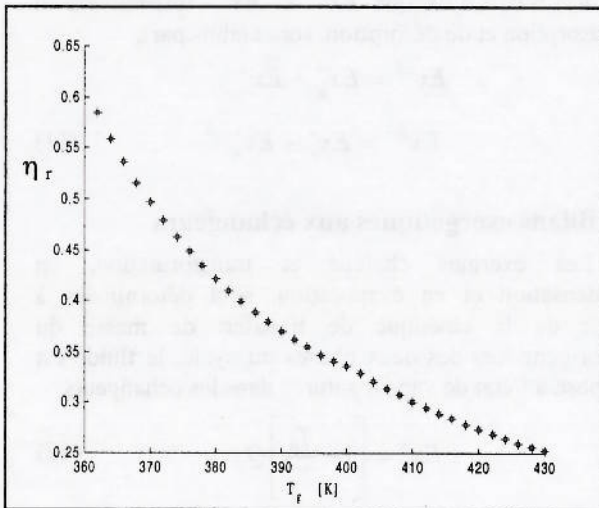
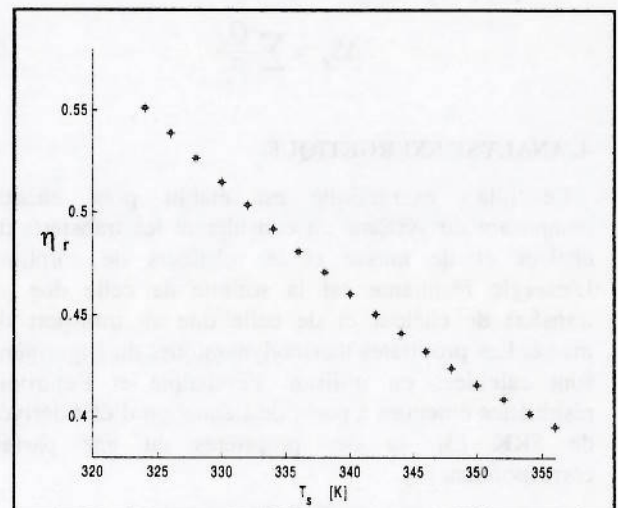


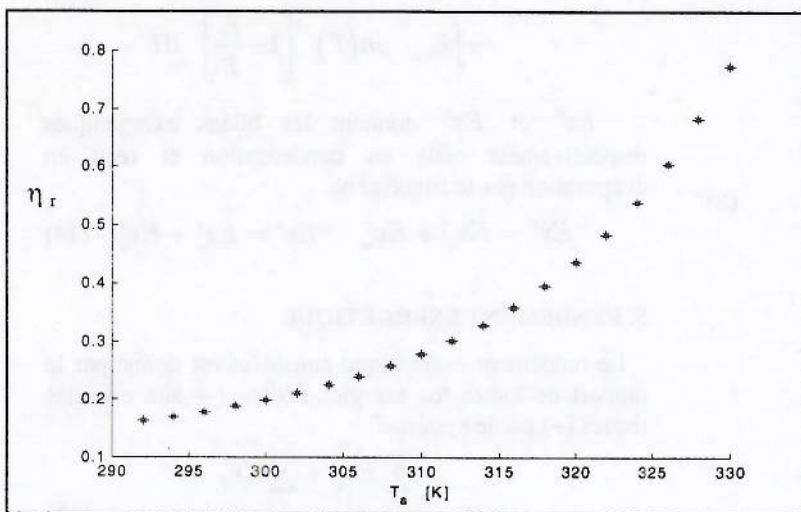
Fig. 5. Entropie externe du condenseur et de l'évaporateur.



a



c



b

Fig. 6a, b et c: Rendements exergetiques réduits en fonction de la température de condensation, T_c , d'adsorption, T_a , et du générateur, T_g .

on définit un rendement réduit η_r par le rapport du rendement exergétique à celui de Carnot d'une machine quadritherme.

$$\eta_r = \frac{\eta_{ex}}{\eta_c} \quad (16)$$

$$\eta_c = \frac{T_e}{T_{cd} - T_e} \frac{T_g - T_a}{T_g} \quad (17)$$

6. RÉSULTATS

L'influence de la température du générateur sur les productions d'entropies internes au système est représentée par la Fig. 3 pour le triplet $(T_a, T_s, T_k) = (20, 65 \text{ et } 83^\circ\text{C})$. On constate que la création d'entropie est plus importante en haute qu'en basse pression du circuit du système et que celle-ci est peu sensible à la température du générateur pour un large domaine de refroidissement-adsorption.

Les évolutions de la production d'entropie externe des composants du système, en contact avec les thermostats à capacités thermiques finies, sont représentées par les Fig. 4 et 5. On observe que la création d'entropie est importante lors des commutations, élevée pendant le chauffage isostérique et moyenne en évaporation et en condensation. Pour un fonctionnement optimum de l'installation, ces résultats permettent de déterminer une plage de températures de fonctionnement du générateur et les temps de phases du cycle.

Les figures (6a, 6b, 6c) donnent les résultats de calcul de l'évolution du rendement exergétique réduit en fonction des températures du cycle (T_g, T_a et T_s).

On remarque qu'à T_g et T_s croissantes le rendement diminue pour s'annuler à la température critique, se traduisant par une augmentation de l'énergie calorifique Q_{ch} dispensée pendant le chauffage isostérique ($\Delta T = T_s - T_g$ diminue, cf. fig. 2).

Par contre en augmentant T_a on réduit à la fois l'écart $T_s - T_g$ et la chaleur de chauffage isostérique ce qu'est entraîné par conséquent une augmentation du rendement exergétique réduit.

RÉFÉRENCES

- [1] BOUSSEHAIN, R. *Caractérisation thermostatique et cinétique des phénomènes d'adsorption-désorption de couples charbons actifs-alcools*, Thèse de Doctorat d'Etat ès sciences, INPL-Nancy, 1986.
- [2] DUBININ, M.M. *The potential theory of adsorption of gases and vapors for adsorbents with energetically nonuniform surfaces*, Chem. Rev. 60, (1960), 235-241.
- [3] REID, R.C., PRAUSNITZ, J.M., POLING, B.E., *Properties of gases and liquids*, 4th edition, Mc Graw Hill Inc., New York, 1987.
- [4] CRAVEN, R.J.B., de REUCK, K.M. *Ideal-Gas and Saturation properties of Methanol*, International Journal of Thermophysics, Vol 7, N° 3, May 1986, 541-52.

SEMINAR DE TERMODINAMICĂ, FIZICĂ STATISTICĂ, APLICAȚII

Lista lucrărilor care s-au ținut în anul 2000 la Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București, în sala CG001

Joi 20 ianuarie 2000 orele 14.00

Prof. Vsevolod RADCENCO (UPB), *Corelația între putere, economicitate și generarea de entropie în sistemele termoenergetice și frigorifice*

Joi 17 februarie 2000 orele 14.00

Dr. Mihail Dan STAIKOVICI (ICPET CERCETARE SA București), *O teorie fenomenologică de neechilibru a transferului de masă și căldură în interacțiunile fizice și chimice. Aplicații la amoniac-apă și alte sisteme de lucru*

Joi 16 martie 2000 orele 14.00

Prof. Valeriu V. JINESCU (UPB), *Principiul energiei critice*

Joi 13 aprilie 2000 orele 14.00

Fiz. Laszlo KATONA (ICPET CERCETARE SA București), *Câmpul și energia punctului zero*

Joi 8 iunie 2000 orele 14.00

Dr. Gheorghe POPESCU (UPB), *Metode termodinamice de optimizare a mașinilor Stirling*

Marți 31 octombrie 2000 orele 14.00

Dr. Nicolae BORIARU (UPB), *Modelarea numerică și electrică a transferului de căldură în regim nestaționar prin suprafețe nervurate*

Marți 28 noiembrie 2000 orele 14.00

Prof. Mircea D. PASCOVICI (UPB), *Aspecte elasto-termo-hidrodinamice ale lubrificației*

Marți 19 decembrie 2000 orele 14.00

Dr. Valentin A. ȘOLOIU (UPB), *Studiul experimental al arderii combustibililor neconvenționali bazați pe mase plastice și motorine grele*