

ANALYSE EXERGETIQUE COMPARATIVE DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES A ADSORPTION A UN OU DEUX ETAGES A SIMPLE OU DOUBLE EFFET*

Elena Eugenia VASILESCU¹, Rahal BOUSSEHAIN²,
Michel FEIDT², Alexandru DOBROVICESCU¹

¹ UNIVERSITE POLITEHNICA DE BUCAREST

² LEMTA –UNIVERSITE HENRI POINCARÉ DE NANCY

Rezumat. În articol este prezentată o comparație între performanțele diverselor sisteme frigorifice cu adsorbție de agent frigorific (metanol) în adsorbant solid (cărbune activ). Coeficienții de performanță și randamentele exergetice ale fiecărui sistem sunt obținuți prin aplicarea unor modele de analiză energetică și exergetică pentru fazele de funcționare nestaționară și pentru fazele de funcționare cvasi-staționară a ciclului frigorific. Au fost de asemenea calculate și comparate pierderile de exergie în fiecare zonă din sistemele frigorifice analizate, ajungându-se la concluzia că sistemul cu o treaptă cu simplu efect are aceleași performanțe ca sistemul cu dublu efect, cel din urmă având avantajul unui efect frigorific continuu care răspunde mai bine cerințelor utilizatorilor. Pe de altă parte, sistemul cu două trepte și dublu efect este mai puțin eficient decât cel cu o treaptă în aceleași condiții de funcționare; el reprezintă totuși singura soluție tehnică posibilă la temperaturi joase ale agentului de încălzire, atunci când funcționarea cu o treaptă nu mai este posibilă.

Cuvinte cheie: sistem frigorific/adsorbție/energie/exergie/coeficient de performanță/randament exergetic.

Résumé. L'article présente une comparaison entre les performances des divers systèmes frigorifiques à adsorption de réfrigérant (méthanol) en adsorbant solide (carbone actif). Les coefficients de performance et les rendements exergetiques de chaque système sont obtenus en appliquant des modèles d'analyse énergétique et exergetique pour les phases de fonctionnement non-stationnaires et pour les phases quasi-stationnaires du cycle frigorifique. On a calculé et comparé aussi les pertes d'exergie pour chaque zone des systèmes frigorifiques analysés, arrivant à la conclusion que le système à un étage à simple effet a les mêmes performances que le système à double effet, le dernier ayant l'avantage d'un refroidissement continu en fournissant une meilleure réponse aux demandes des utilisateurs. D'un autre côté, le système à 2 étages et double effet est moins efficace que le système à un étage dans les mêmes conditions de fonctionnement; il représente cependant la seule solution technique aux basses températures de chauffage, quand le fonctionnement à un étage n'est plus possible.

Mots clef: systèmes de réfrigération/adsorption/énergie/exergie/coefficient de performance/rendement exergetique.

1. INTRODUCTION

Les systèmes frigorifiques à adsorption représentent une solution applicable, spécialement pour le conditionnement d'air, dans un monde préoccupé par une gestion correcte des ressources d'énergie et par l'impact écologique de la technologie sur l'environnement. Les machines à adsorption sont alimentées par l'énergie thermique et leur fonctionnement est basé sur des processus successifs d'adsorption - désorption d'un réfrigérant dans un lit solide. Dans les dernières trois décades, on a développé des recherches extensives en ce qui concerne l'amélioration des performances des machines frigorifiques et des pompes à chaleur à adsorption en considérant divers couples adsorbant (solide) - adsorbat (fluide de travail, réfrigérant) [1-9]. On peut donner comme exemple les couples zéolite - eau, carbone actif - ammoniac, carbone actif - méthanol, silicagel - eau. Le fonctionnement des systèmes à adsorption inclut des processus thermodynamiques en régime non- stationnaire en alternance avec des processus thermodynamiques quasi- stationnaires.

2. SCHEMAS ET CYCLES THEORIQUES DES MACHINES FRIGORIFIQUES A ADSORPTION

Le schéma (avec les appareils composants) d'un système frigorifique à adsorption à un étage est représenté dans la figure 1a) et le cycle théorique de fonctionnement dans la figure 1b). Les processus du cycle thermodynamique sont:

– processus 1-2: chauffage isostérique ($m_A=ct$) du générateur G (dans lequel il y a le lit adsorbant solide) qui reçoit Q_{12} d'une source thermique extérieure qui a la température thermodynamique moyenne T_H

– processus 2-3: chauffage du générateur G qui reçoit Q_{23} ayant comme conséquence la désorption du réfrigérant en état gazeux (vapeur); les vapeurs vont se condenser dans le condenseur Cd en cédant Q_c vers l'environnement qui a la température thermodynamique moyenne T_o .

– processus 3-4: refroidissement isostérique ($m_G=ct$) du générateur G qui cède Q_{34} vers l'environnement à T_o .

– processus 4-1: refroidissement du générateur G ayant comme conséquence l'adsorption du réfrigérant en état gazeux; on cède Q_{41} vers l'environnement à T_o ; dans le même temps se déroule le processus d'évaporation du réfrigérant (qui vient du Cd en traversant la vanne de

* COFRET'08, Juin 11-13, 2008, Nantes – France.

laminage Dt) dans l'évaporateur qui reçoit Q_v d'une source externe (l'utilisateur de froid) avec la température thermodynamique moyenne T_L considérée constante.

On observe que l'effet frigorifique n'est pas continu dans le temps : il apparaît simultanément au processus d'adsorption 4-1.

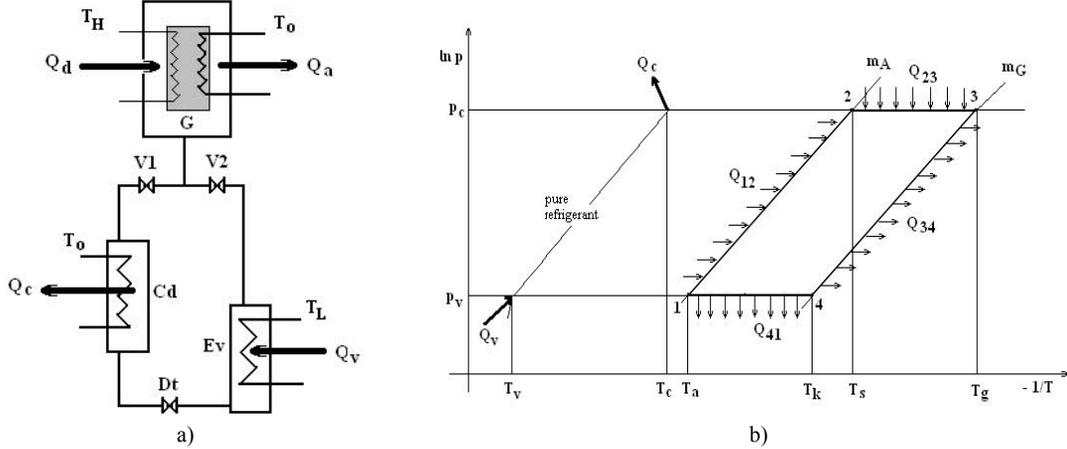


Fig. 1. Machine frigorifique à adsorption à simple effet à un étage:
 a – schéma de la machine frigorifique à simple effet à un étage: G – générateur (adsorbent ou desorbent);
 Cd – condenser; Ev – évaporateur; Dt – expander; V1, V2 – vannes;
 b – cycle théorique.

La quantité de chaleur introduite dans le générateur pour chaque kilogramme d'adsorbant solide est:

$$Q_d = Q_{12} + Q_{23} \quad (1)$$

La chaleur cédée de chaque kilogramme d'adsorbant solide est:

$$Q_a = Q_{34} + Q_{41} \quad (2)$$

Un effet frigorifique continu peut être réalisé en utilisant le schéma à double effet qui contient 2 générateurs G1 et G2 liés en parallèle, conformément à la figure 2. Quand un générateur travaille comme desorbent (G1), l'autre est adsorbent (G2) et vice-versa (figure 2).

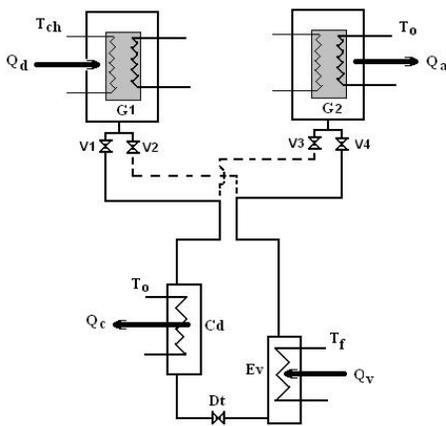


Fig. 2. Machine frigorifique à adsorption à double effet à un étage

Evidemment, les performances d'un système à double effet sont égales à celles d'un système équivalent à simple effet, la différence étant donnée par l'avantage d'un fonctionnement frigorifique quasi-continu assuré par le double effet.

On sait que l'alimentation par énergie thermique d'un système à sorption d'une source thermique motrice de basse température, impose un autre design du système. Une machine avec un seul étage ne peut pas fonctionner aux températures T_H basses. La solution constructive et fonctionnelle est donnée par le système à deux étages. Des schémas avancés à deux ou trois étages ont été proposés par Alam et al. [10] et Boelman et Kashiwagi [11]. Hamamoto et al. ont amélioré les performances d'un système à adsorption à deux étages en utilisant différents débits massiques dans les lits adsorbant haut et bas [12].

Le schéma et le cycle thermodynamique d'une machine à adsorption à deux étages et double effet, proposé par Boelman, sont représentés dans la figure 3 a,b.

Dans la figure 3, les vannes V1, V3, V5 sont ouvertes et V2, V4, V6 fermées. Ainsi, le générateur chauffé SC1 dégage par désorption le réfrigérant (1'-2'-3') pendant que l'adsorbent SC2 adsorbe le réfrigérant (3-4-1) en assurant la circulation du réfrigérant dans le circuit frigorifique composé par le condenseur Cd, la vanne de laminage Dt et l'évaporateur Ev. Dans le même temps, l'adsorbent refroidi SC3 adsorbe le réfrigérant (3'-4'-1') desorbé par le générateur chauffé SC4 (1-2-3). En inversant la position des vannes et en changeant la direction d'écoulement des fluides externes chaud TH et froid To, les desorbent deviennent adsorbent et vice-versa en assurant une production quasi-continue de froid.

Pour ce système, la chaleur introduite dans le générateur pour chaque kilogramme de solide adsorbent est:

$$Q_d + Q'_d = Q_{12} + Q_{23} + Q_{1'2'} + Q_{2'3'} \quad (3)$$

La chaleur cédée de chaque kilogramme d'adsorbant solide est:

$$Q_a + Q'_a = Q_{34} + Q_{41} + Q_{3'4'} + Q_{4'1'} \quad (4)$$

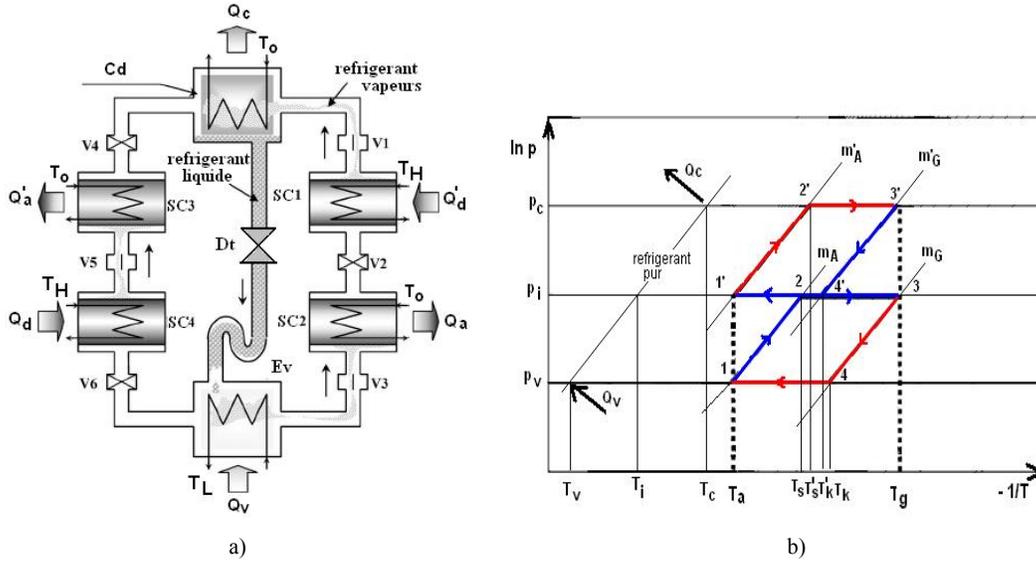


Fig. 3. Machine frigorifique à adsorption à double effet et deux étages:

a – schéma de la machine à adsorption à double effet et deux étages: SC1,SC2,SC3,SC4 – générateur (adsorbent ou désorbent); Cd – condenseur; Ev – évaporateur; Dt – détendeur (vanne de laminage); V1,V2, V3, V4, V5,V6 – vannes; b – cycle théorique.

3. ANALYSE ÉNERGÉTIQUE; ÉQUATION DE BILAN ÉNERGÉTIQUE

La masse de réfrigérant gardée dans le solide adsorbant pendant le processus de désorption (indice *d*) ou d'adsorption (indice *a*) est estimé par l'équation Dubinin-Radushkevich [13-15]

$$m(T) = m_{d,a}(T) \exp \left[-A(T) \left(\frac{T - T_{ph}}{T_{ph}} \right)^2 \right] \quad (5)$$

avec les quantités maximales:

$$m_{d,a}(T) = m_{d,a}^o \exp \left(-\frac{T}{T_{d,a}^o} \right) \quad (6)$$

$T_{ph} = T_c$ pendant la désorption 2'-3', $T_{ph} = T_v$ pendant l'adsorption 4-1, $T_{ph} = T_i$ pendant la désorption 2-3 et adsorption 4'-1'; comme exemple, le couple méthanol (réfrigérant) - AC 35/3 (carbone active-adsorbant) a $m_d^o = 0.9252$ (kg réfrig)(kg adsorbant)⁻¹; $m_a^o = 0.58052$ (kg réfrig)(kg adsorbant)⁻¹; $T_d^o = 400$ K; $T_a^o = 427.2$ K conformément à [13].

A est un paramètre adimensionnel donné par la formule [13-15]:

$$A(T) = B \left(\frac{M \cdot L_v(T)}{2,303 \beta \cdot R_M} \right)^2 \quad (7)$$

La quantité nécessaire de chaleur dans les processus de désorption est, respectivement, pour les 1^{er} et 2^{ème} étages:

$$Q_{d,d'} = \int_{T_a}^{T_g} c_s(T) \cdot dT + m_{A,A'} \int_{T_a}^{T_{s,s'}} c_l(T) \cdot dT +$$

$$+ \int_{T_{s,s'}}^{T_g} m(T) \cdot c_l(T) \cdot dT + \int_{T_{s,s'}}^{T_g} q_{st}(T) \cdot |dm(T)| \quad (8)$$

avec :

$$m_{A,A'} = m_a(T_a) \exp \left[-A(T_a) \left(\frac{T_a - T_{v,i}}{T_{v,i}} \right)^2 \right] \quad (9)$$

q_{st} – la chaleur spécifique isostérique d'adsorption est donnée par la formule:

$$q_{st}(T) = RT + L_v(T) \cdot \left(\frac{T}{T_{ph}} + \frac{\alpha(T)}{2A(T)} \cdot \frac{T \cdot T_{ph}}{T - T_{ph}} \right) \quad (10)$$

avec α coefficient de dilatation thermique du réfrigérant liquide:

$$\alpha(t) = \frac{a_1 + 2a_2 \cdot t + 3a_3 \cdot t^2}{1 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + a_3 \cdot t^3} \quad (11)$$

La quantité de chaleur cédée dans le processus d'adsorption, respectivement, pour les 1^{er} et 2^{ème} étages est:

$$Q_{a,a'} = \int_{T_g}^{T_{a,a'}} c_s(T) \cdot dT + m_{G,G'} \int_{T_g}^{T_{k,k'}} c_l(T) \cdot dT +$$

$$+ \int_{T_{k,k'}}^{T_a} m(T) \cdot c_l(T) \cdot dT + \int_{T_{k,k'}}^{T_a} q_{st}(T) \cdot dm(T) \quad (12)$$

avec:

$$m_{G,G'} = m_d(T_g) \exp \left[-A(T_g) \left(\frac{T_g - T_{i,c}}{T_{i,c}} \right)^2 \right] \quad (13)$$

Avec T_a et T_g , aux valeurs imposées, on peut calculer $T_{s,s'}$ et $T_{k,k'}$ en résolvant numériquement le système d'équations suivant:

$$\begin{cases} m_d(T_{s,s'}) \cdot \exp\left[-A(T_{s,s'})\left(\frac{T_{s,s'} - T_{i,c}}{T_{i,c}}\right)^2\right] = m_{A,A'} \\ m_a(T_{k,k'}) \cdot \exp\left[-A(T_{k,k'})\left(\frac{T_{k,k'} - T_{i,v}}{T_{i,v}}\right)^2\right] = m_{G,G'} \end{cases} \quad (14)$$

qui représente la condition que la même quantité de réfrigérant soit désorbée, respectivement adsorbée dans les 1^{er} et 2^{ème} étages.

Une autre condition de continuité est l'égalité entre la masse de réfrigérant cyclé dans le 1^{er} et le 2^{ème} étage:

$$m_A - m_G = m_{A'} - m_{G'} \quad (15)$$

La quantité de chaleur cédée dans le condenseur est:

$$Q_c = -(m_A - m_G) \cdot L(T_c) \quad (16)$$

La quantité de chaleur reçue dans l'évaporateur:

$$Q_v = (m_A - m_G) \cdot (1 - x) \cdot L(T_v) \quad (17)$$

avec x le titre des vapeurs humides à l'entrée de l'évaporateur donné par l'équation:

$$h_{iEv} = h'(T_c) = h'(T_v) + x \cdot [h''(T_v) - h'(T_v)] \quad (18)$$

L'équation de bilan énergétique est:

– pour la machine à double effet à un étage

$$\begin{cases} Q_d + Q_v + Q_a + Q_c = 0 \\ Q_d + Q_v = |Q_a| + |Q_c| \end{cases} \quad (19)$$

– pour la machine à double effet à deux étages

$$\begin{cases} Q_d + Q_{d'} + Q_v + Q_a + Q_{a'} + Q_c = 0 \\ Q_d + Q_{d'} + Q_v = |Q_a| + |Q_{a'}| + |Q_c| \end{cases} \quad (20)$$

Le coefficient de performance est donné par les formules:

– pour la machine à double effet à un étage

$$COP = \frac{Q_v}{Q_d} \quad (21)$$

– pour la machine à double effet à deux étages

$$COP = \frac{Q_v}{Q_d + Q_{d'}} \quad (22)$$

Le rendement exergetique pour le système à deux étages est:

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(Q_v)|}{Ex(Q_d) + Ex(Q_{d'})} = \frac{\left(\frac{T_o}{T_L} - 1\right) Q_v}{\left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) (Q_d + Q_{d'})} = \frac{COP}{COP_{C_+}^{T_o, T_H} \cdot COP_{C_-}^{T_L, T_o}} \quad (23)$$

avec $COP_{C_+}^{T_o, T_H}$, $COP_{C_-}^{T_L, T_o}$ coefficients de performance du cycle Carnot direct (moteur) entre les sources externes

de température T_o , T_H et le cycle Carnot inverse (frigorifique) entre les sources externes de température T_L , T_o . Evidemment, dans le cas d'une machine à un seul étage $Q_{d'}=0$ dans la formule (23).

4. ANALYSE EXERGETIQUE; ÉQUATION DE BILAN EXERGETIQUE

Une autre méthode de calcul du rendement exergetique commence avec l'estimation de l'exergie détruite dans chaque composant du système à l'aide du théorème Gouy-Stodola:

$$\Pi = T_o \Delta S_{gen} \quad (24)$$

avec S_{gen} la production (génération) d'entropie dans les processus irréversibles. Ainsi, le rendement exergetique de la machine frigorifique peut être écrit comme suit:

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(Q_v)|}{Ex(Q_d)} = \frac{Ex(Q_d) - \sum_k \Pi_k}{Ex(Q_d)} = 1 - \sum_k \bar{\Pi}_k \quad (25)$$

Le calcul de l'exergie détruite impose l'application d'équation de bilan exergetique à chaque appareil de la machine.

L'équation générale de bilan exergetique en régime transitoire est [13],[16-18]:

$$\Delta U - T_o \Delta S = \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) Q_i + \sum_i m(h - T_o s) - \sum_f m(h - T_o s) - T_o \cdot \Delta S_{gen} \quad (26)$$

avec:

$$\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) Q_i = \sum Ex(Q_i) \quad \text{l'exergie de la chaleur}$$

$$\sum_i m(h - T_o s) - \sum_f m(h - T_o s) = \sum \varepsilon_i - \sum \varepsilon_f \quad \text{la}$$

variation de l'exergie de la masse entre l'entrée (état initial) et la sortie (état final) du système ou sous-système.

L'équation (26) permet le calcul des pertes d'exergie:

$$\Pi = \sum Ex(Q_i) + \sum \varepsilon_i - \sum \varepsilon_f - (\Delta U - T_o \Delta S) \quad (27)$$

qui sont:

– pour la machine à double effet à un étage [15]:

$$\begin{aligned} \Pi &= \Pi_{12} + \Pi_{23} + \Pi_{34} + \Pi_{41} + \Pi_c + \Pi_v + \\ &+ \Pi_{Dt} = \Pi_d + \Pi_a + \Pi_c + \Pi_v + \Pi_{Dt} \end{aligned} \quad (27)$$

– pour la machine à double effet à deux étages

$$\begin{aligned} \Pi &= \Pi_{12} + \Pi_{23} + \Pi_{34} + \Pi_{41} + \Pi_{12'} + \Pi_{23'} + \Pi_{34'} + \\ &+ \Pi_{41'} + \Pi_c + \Pi_v + \Pi_{Dt} = \Pi_d + \Pi_{d'} + \Pi_a + \Pi_{a'} + \\ &+ \Pi_c + \Pi_v + \Pi_{Dt} \end{aligned} \quad (28)$$

L'équation de bilan exergetique appliquée sur toute la machine sera:

– pour la machine à double effet à un étage

$$Ex(Q_d) = |Ex(Q_v)| + \Pi \quad (29)$$

– pour la machine à double effet à deux étages

$$Ex(Q_d) + Ex(Q_{d'}) = |Ex(Q_v)| + \Pi \quad (30)$$

Le rendement exergetique :

– pour la machine à double effet à un étage

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(Q_v)|}{Ex(Q_d)} = \frac{Ex(Q_d) - \Pi}{Ex(Q_d)} \quad (31)$$

– pour la machine à double effet à deux étages

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(Q_v)|}{Ex(Q_d) + Ex(Q_{d'})} = \frac{Ex(Q_d) + Ex(Q_{d'}) - \Pi}{Ex(Q_d) + Ex(Q_{d'})} \quad (32)$$

5. RESULTATS ET CONCLUSIONS

Le premier pas de l'analyse numérique a été de trouver la valeur de la pression intermédiaire du système à 2 étages qui accomplit la condition de continuité imposée par l'équation (15). On a trouvé que p_i doit être comme valeur proche de la moyenne géométrique entre $p_v = p_{sat,methanol}(t_v)$ et $p_c = p_{sat,methanol}(t_c)$. La température intermédiaire pour le cycle à 2 étages sera $t_i = t_{sat,methanol}(p_i)$.

En utilisant EES (Engineering Equation Solver), on a effectué une analyse énergétique et exergetique avec t_H (la température de la source motrice) comme variable. On a étudié les systèmes à un et deux étages avec méthanol comme réfrigérant et AC 35/3 (carbone actif) comme adsorbant ayant comme paramètres, conformément a [13]: $M = 32.06 \text{ kg kmol}^{-1}$; $\beta = 0.3134$; $B = 0.88 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-2}$; $a_1 = 1.1342 \cdot 10^{-3}$; $a_2 = 1.3635 \cdot 10^{-6}$; $a_3 = 0.8741 \cdot 10^{-8}$

Le point central de l'analyse est défini par les paramètres imposés:

– les températures moyennes des sources externes: $t_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_L = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

– les températures principales du cycle: $t_a = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_v = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_c = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_g = t_H - 5 \text{ deg}$

En calculant T_s et T_k à l'aide des équations (14) et la masse de réfrigérant cyclé $m_r = m_A - m_G$ à l'aide des équations (9) et (13), pour le système à un seule étage (figure 4), on observe que le fonctionnement n'est plus possible aux températures $t_g < 72 \dots 77 \text{ }^\circ\text{C}$ ($t_H < 77 \dots 82 \text{ }^\circ\text{C}$).

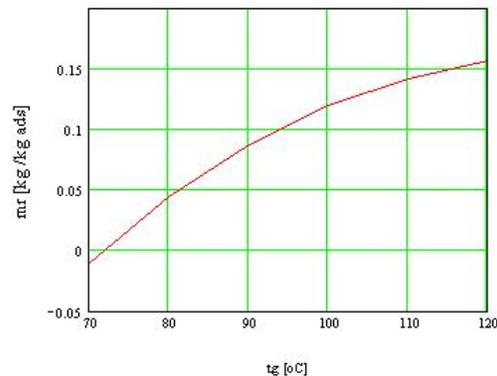


Fig. 4. La masse de frigorigène cyclée.

Sous la limite de température précisée, on doit appliquer comme solution technique le schéma à 2 étages.

On a effectué aussi une analyse comparative des performances des systèmes à un seul et 2 étages comme fonction de t_H . Les résultats sont présentés dans les figures 5...8.

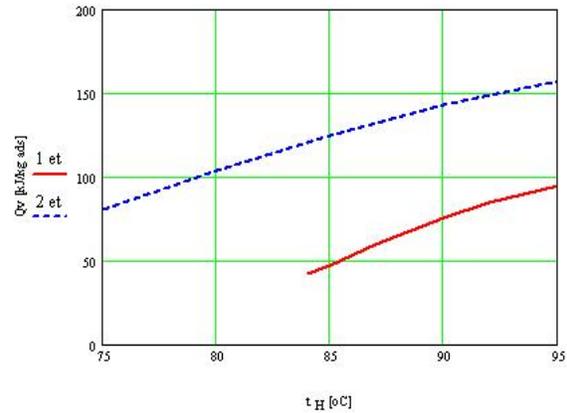


Fig. 5. Charge frigorifique des systèmes avec un et deux étages.

On observe dans la figure 5 que le système à deux étages produit un effet frigorifique deux fois plus fort que le système à un seul étage. La raison est que l'intervalle de température sur lequel se fait la désorption est plus grand pour le système à 2 étages, ayant comme conséquence une masse de frigorigène plus grande dégagee par désorption dans le circuit frigorifique. Par exemple, avec $t_H = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, dans le système à un étage, la masse cyclée par chaque kilogramme d'adsorbant est 0.06 kg refrig/kg ads, tandis que dans le système à deux étages est 0.13 kg refrig/kg ads.

Néanmoins, la figure 6 montre que le système à deux étages a besoin d'une quantité plus grande de chaleur motrice consommée, ce qui rend son coefficient de performance et son rendement exergetique inférieurs à ceux du système à un seul étage (fig. 7 et 8).

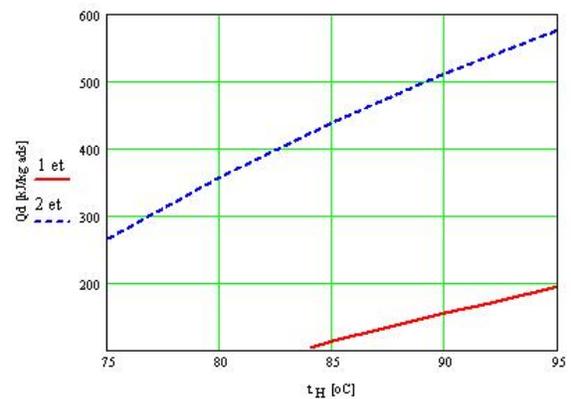


Fig. 6. Energie thermique consommée par les systèmes à un et deux étages.

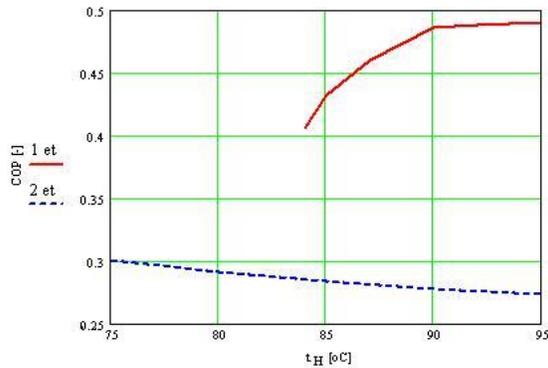


Fig. 7. Coefficient de performance des systèmes à un et deux étages.

D'un autre côté, on observe qu'une augmentation de T_H provoque une amélioration des performances pour le système à un étage et une baisse de celles-ci pour le système à deux étages. Les représentations graphiques 7 et 8 confirment l'opportunité d'utilisation du système à deux étages aux basses températures T_H et aident à établir le domaine spécifique et efficace de fonctionnement pour chaque système.

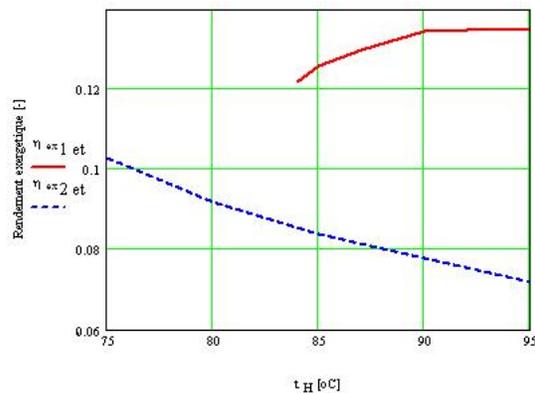


Fig. 8. Rendement exergetique des systèmes à un et deux étages.

En ce qui concerne la destruction d'exergie, le calcul a relevé que le plus grand pourcentage (environ 90%) appartient aux processus de désorption et adsorption (plus forte pendant l'adsorption que pendant la désorption). Cet aspect est explicable par les processus de transfert de chaleur et de masse superposés en provoquant deux types d'irréversibilité thermodynamique superposés.

Nomenclature

A	paramètre adimensionnel
B	paramètre de structure solide
COP	coefficient de performance [-]
c	chaleur spécifique massique [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
Ex	exergie (exergie de la chaleur) [$\text{kJ}\cdot(\text{kg adsorbant})^{-1}$]
L_v	chaleur latente [$\text{kJ}\cdot(\text{kg refrig})^{-1}$]
M	masse molaire [$\text{kg}\cdot(\text{kmol refrig})^{-1}$]
m	fraction de masse adsorbée [$(\text{kg refrig})/(\text{kg adsorbant})^{-1}$]
R_M	la constante molaire du gaz parfait [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

R	la constante massique du gaz parfait [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
Q	quantité de chaleur [$\text{kJ}\cdot(\text{kg adsorbant})^{-1}$]
q_{is}	chaleur isostérique [$\text{kJ}\cdot(\text{kg refrig})^{-1}$]
S	entropie [$\text{kJ}\cdot(\text{kg adsorbant})^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
T	température [K]
t	température [°C]
U	énergie interne [$\text{kJ}\cdot(\text{kg adsorbant (ou refrig liquid)})^{-1}$]

Symboles grecs

α	coefficient de dilatation thermique du réfrigérant liquide [K^{-1}]
Δ	différence finie
ε	exergie de la masse [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
η	rendement [-]
Π	perte [$\text{kJ}\cdot(\text{kg adsorbant})^{-1}$]

Indices inférieurs

a	adsorption
c	condensation
d	désorption
gen	général
i	intermédiaire
iEv	entrée évaporateur
i	état initial
f	état final
$C+$	Carnot direct
$C-$	Carnot inverse
v	évaporation
H	chaud (haut)
L	froid
o	environnement
p	pression
s	solide (adsorbant)
sat	saturation

Indices supérieurs

"	vapeurs saturées
'	liquide saturé

Remerciement

Les auteurs expriment leur gratitude pour le support financier obtenu de la partie du Ministre de Recherche d'Education et des Jeunes, par l'intermédiaire du Programme National de Recherche – Développement et Innovation, Contractes No. : 021-52 et 021-64/2006, CNMP.

BIBLIOGRAPHIE

1. Karagiorgas M., Meunier F., *The dynamics of a solid-adsorption heat pump connected with outside heat sources of finite capacity*, J. Heat Recovery Systems CHP 7 (3), 1987, p. 285-299.
2. Tchernev D.I., Emerson D.T., *High efficiency regenerative zeolite heat pump*, ASHRAE Trans 94 (2), 1988, p. 2024-2032.
3. Critoph R.E., Vogel, *Possible adsorption pairs for use in solar cooling*, Int. J Ambient Energy 7 (4), 1986, p. 183-190.
4. Critoph, R.E., *Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping*, Carbon 27 (1), 1989, p. 63-70.
5. Boelman E.C., Saha B.B., Kashiwagi T., *Experimental investigation of a silicagel-water adsorption refrigeration*

- cycle of operating conditions on cooling output and COP*, ASHRAE Trans Res 101 (2), 1995, p.358-366.
6. Chua H.T., Ng K.C., Malek A., Kashiwagi T., Akisawa A., Saha B.B., *Modeling the performance of two-bed silicagel-water adsorption chillers*, Int. Journal of refrigeration 22, 1999, p.194-204.
 7. Pons M., Poyelle F., *Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications*, Int. J. Refrigeration, 22, 1999, p. 27-37.
 8. Qu T. F., Wang, R.Z., Wang W., *Study on heat and mass recovery in adsorption refrigeration cycles*, Applied Thermal Engineering 21, 2001, p. 439-452.
 9. Anyanwu E.E., Ogueke N.V., *Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator*, Renewable Energy 30, 2005, p.81-97
 10. Alam, K.C.A., Saha, B.B., Akisawa A., Kashiwagi T., *Influence of design and operating conditions on the system performances of a two-stage adsorption chiller*, Chem Eng Common 191 (7), 2004, p. 981-997.
 11. Boelman. E.C., Kashiwagi T., *Closed cycle solid sorption refrigeration*, Trans JAR 12 (3), 1995, p. 241-252.
 12. Hamamoto Y., Amanul Alam, K.C., Akisawa A., Kashiwahi T., *Performance evaluation of a two-stage adsorption refrigeration cycle with different mass ratio*, Int. J of Refrigeration, 28, 2005, p.344-352
 13. Boussehain R., (1986), *Caractérisation thermostatique et cinétique des phénomènes d'adsorption - désorption de couples charbons actifs - alcools*, Thèse de Doctorat d'Etat en sciences, INPL - Nancy.
 14. Taleb, L.A., Boussehain R., Feidt M., (2002), *Analyses entropiques et exergetiques appliquées à une machine à cycle inversé à adsorption*, Entropie 239/240, p. 62-65.
 15. Vasilescu E., Boussehain R., Feidt M.L., *Exergy analysis of an adsorption refrigeration machine*, Int J of Exergy (IJEx), vol.4, no.2 , 2007, p.197-215.
 16. Bejan A., *Termodinamică tehnică avansată* (english-romanian translation), Ed. Tehnică, București, 1996.
 17. Feidt M.L., *Termodinamica și optimizarea energetică a sistemelor și proceselor* (french-romanian translation), Ed. Bren, București 2001.
 18. Dobrovicescu, A., *Analiza exergetică și termoeconomică a sistemelor frigorifice și criogenice*, Ed. AGIR, București, 2000.

The Fourth Edition of COFRET Conference ENERGY - ENVIRONMENT - ECONOMY & THERMODYNAMICS

*Prof. Michel FEIDT, UHP (France), Prof. Mohand TAZEROUT, EMN (France)
Prof. Gheorghe POPESCU, UPB (Romania)*

This special issue is a selection of papers presented orally at the 4th COFRET Conference held at the Mine Engineering School of NANTES (France), from June 11 to 13 2008. This conference is relative to Energy, Environment and Economic analysis through Thermodynamics tool.

More than 120 proposals have been done relative to ten sessions : thermodynamics; gazodynamics and combustion; engines and turbines; refrigerating machines, heat pumps and cryogenics; energy – environment and sustainability; heat and mass transfer; industrial processes; recycling; education and policy; new trends in energy. A selection of the best works presented has been done, by the scientific committee.

The present special issue, is the result of such a selection, and the journal is welcomed for the help and interest; we use the opportunity of the editorial to thanks particularly French and Romanian colleagues, who participate (and manage for some of them) to COFRET'08. Thanks also to ADEME (French Agency for Energy, Environment and Materials) for financial support all over the years.

The selected communications are representative of the present research and interest tendencies. One paper (in two parts) is relative to fundamental and classical physics and thermodynamics, but in a field that seems promising for the future; an other one is a first attempt starting from a thermodynamic model, to go to exergy analysis in the case of multiflow regeneration heat exchangers : an efficient use of heat is particularly dependent of a good appraisal and optimization of these HEX configurations. An other one is related to exergoeconomic optimization of cogeneration systems using internal combustion engine; this subject too is relevant from efficient use of energy, but taking into account of economic aspects in a very promising way (combination of economy with exergy analysis). In between are papers concerned with entropy analysis and finite dimensions thermodynamics, applied to various engine.

It is to be noted that engine are strongly concerned by efficient use of energy, this time, and great research effort is done in the field. It appears that environmental considerations are effectively related to efficiency of the engines, through the CO₂ production mainly, as a consequence of various fuel utilization. In this way more efficient engines are better from an environmental point of view too.

We will see, in the following COFRET to be held in IASI, Romania, 2010, if this tendency is confirmed.