

# **Analyse énergétique et entropique de la régénération de chaleur dans une machine frigorifique à adsorption**

D. Zejli

Centre National pour la Recherche Scientifique et Technique, Rabat. Maroc

R. Benchrifa

Centre National pour la Recherche Scientifique et Technique, Rabat. Maroc

A. Bennouna

Centre National pour la Recherche Scientifique et Technique, Rabat. Maroc

O.K. Bouhelal

Ecole Nationale de l'Industrie Minérale, Rabat. Maroc

## **Résumé**

La régénération de chaleur entre deux adsorbants d'une machine frigorifique à adsorption a été étudiée par le développement d'une simulation numérique à même de prédire le rendement de régénération et le taux de production d'entropie d'un cycle à régénération de chaleur et de renseigner sur les conditions optimales susceptibles d'offrir les meilleures performances de ce cycle.

## **Abstract**

The heat recovery between two adsorbents of adsorptive refrigerating devices has been studied numerically to predict the regeneration efficiency and the entropy production in a regeneration cycle and to inform on the optimal conditions susceptible to offer the best performances of this cycle.

## **1. INTRODUCTION**

Le procédé classique des systèmes à adsorption solide opère avec un seul réacteur. Il présente certes l'avantage d'être simple technologiquement, ce qui lui confère les qualités de facilité d'entretien et de fiabilité dans le temps. Cependant, son COP qui dépend des niveaux de température de fonctionnement et des couples adsorbant-adsorbant utilisés est limité ( $<0,5$ ) puisqu'une quantité importante de l'énergie consommée par le réacteur est transformée en chaleur sensible dans celui-ci et ne participe pas à la désorption du réfrigérant. De plus, la production de froid est discontinue dans le temps [1, 2, 3].

Toutefois, ces deux inconvénients ne constituent pas pour autant un obstacle à l'émergence des machines frigorifiques à adsorption puisqu'on assiste déjà au développement de certains procédés à récupération interne de chaleur palliant ces deux insuffisances.

Dans tous les procédés à régénération, au moins deux réacteurs à fonctionnement alterné ou déphasé dans le temps sont utilisés, assurant ainsi une production continue de froid.

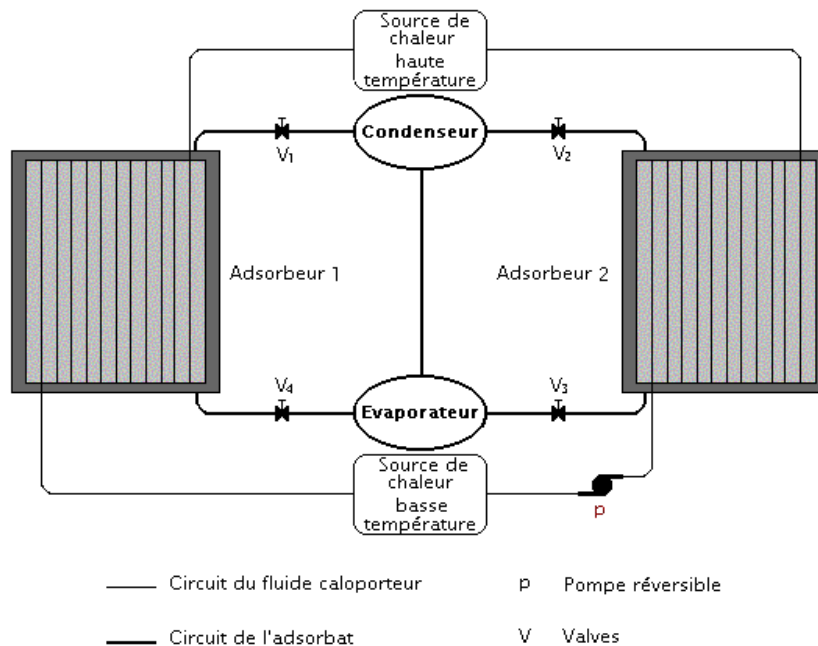
Dans ce travail, sont présentés les résultats de simulation relatifs à l'estimation à la fois des niveaux de rendement de régénération ( $R_r$ ) que peuvent conférer à la machine frigorifique à adsorption différentes conditions de couplage de deux adsorbateurs, et des productions d'entropie dont sont responsables les irréversibilités incontournables qui accompagnent le fonctionnement réel de toute machine thermique et ce, en faisant appel au second principe de la thermodynamique.

## 2. ANALYSE DES PERFORMANCES THERMODYNAMIQUES DES CYCLES A REGENERATION DE CHALEUR

### 2.1 Introduction

Dans les machines frigorifiques à régénération de chaleur dont la figure 1 présente un schéma, le potentiel de température qui existe entre les différents réacteurs est exploité en effectuant une récupération de chaleur interne au système à deux ou plusieurs adsorbateurs. Ceci permet de réduire à la fois l'apport extérieur de chaleur [2] et la production d'entropie ; ce qui conduit à une amélioration des performances par rapport au cycle intermittent avec des COP pouvant atteindre 0,9 [4].

Pour déterminer les conditions optimales susceptibles d'offrir les meilleurs rendements de régénération et de produire le moins d'entropie, un modèle théorique a été développé.



**Figure 1 :** Représentation schématique d'une machine frigorifique à adsorption à récupération interne de chaleur

Il convient cependant de souligner la nature de la paire adsorbant/adsorbat étudiée dans ce modèle. Il s'agit en effet du couple zéolithe/eau dont l'équation d'équilibre (1) a été rapportée par HARKONEN [5]:

$$\ln\left(\frac{P}{P_0}\right) = \sum a_n \Gamma^n + \frac{1}{T} \sum b_n \Gamma^n \quad (1)$$

$$P_0 = 0,1 \text{ kPa}$$

La chaleur isostérique d'adsorption est obtenue à partir de l'équation (2) :

$$q_{\text{ads}} = -\frac{R}{M} \sum b_n \Gamma^n \quad (2)$$

Les coefficients  $a_i$  et  $b_i$  sont donnés dans le tableau 1 :

Coefficients	Valeurs pour l'eau
$a_0$	20,49
$a_1$	-60,4
$a_2$	787,0
$a_3$	-2140
$b_0$	-8013
$b_1$	33830
$b_2$	-300000
$b_3$	790000

**Tableau 1** : Les coefficients de l'équation d'équilibre du couple zéolithe 13X/eau [5]

Le modèle utilisé est un modèle statique basé sur l'utilisation des équations à l'équilibre thermodynamique. Il ne tient compte ni des transferts de chaleur et de masse dans le réacteur ni des transferts de chaleur entre les fluides et les échangeurs de chaleur. Seules l'inadéquation du niveau de température des sources de chaleur à celui des adsorbents et les différences de température entre adsorbents lors de leur couplage sont prises en compte.

## 2.2 Application de la méthode de pincement à l'étude de la régénération de chaleur dans les machines frigorifiques à adsorption

Proposée dans un premier temps par HOHMANN, puis développée par une équipe animée par NISHIDA [6], la méthode dite du pincement a été popularisée par le Professeur LINNHOFF qui y a consacré de nombreuses publications [7, 8].

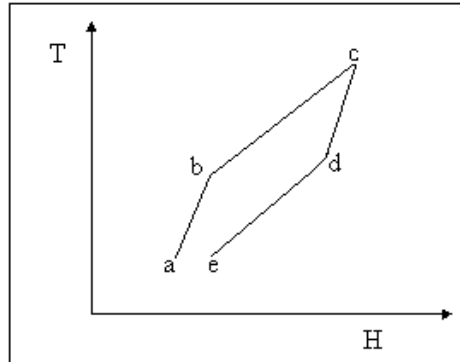
Appliquée principalement à l'analyse de train d'échange, au remodelage de train d'échangeurs et aux analyses de flexibilité de réseaux d'échangeurs, la construction des diagrammes température/enthalpie peut servir également à étudier la régénération de chaleur dans un cycle à récupération interne d'une machine frigorifique à adsorption.

Dans ce cas, le diagramme température/enthalpie peut être construit au moyen de l'équation (3) qui met en relation la température de l'adsorbent à son enthalpie [9] :

$$dH = \left[ (c_{\text{ads}} + c_{\text{pr}} \Gamma) - B(q_{\text{ads}} - \Delta H_v) \right] dT \quad (3)$$

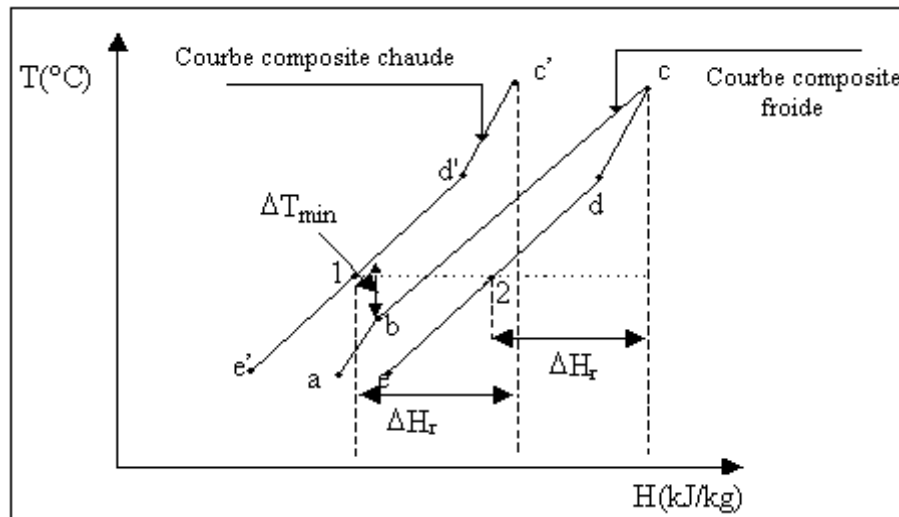
où  $B = 0$  dans les phases isostériques et  $B = \left( \frac{\partial \Gamma_{\text{eq}}}{\partial T} \right)_{\text{pr}}$  dans les phases isobares d'adsorption et de

désorption, le terme  $\Delta H_v = c_v(T - T_{\text{ev}})$  : n'intervient que durant la phase d'adsorption. Il traduit en fait les pertes que subit le réacteur suite à l'introduction de vapeurs froides de l'adsorbent dans celui-ci, en provenance de l'évaporateur, et qui absorbent une partie de la chaleur sensible du réacteur. La figure 2 représente le cycle simple d'adsorption dans le diagramme température/ enthalpie de l'adsorbent.



**Figure 2 :** Représentation du cycle intermittent dans le diagramme Température/Enthalpie

En se référant à la méthode de pincement, les phases de chauffage et de désorption (a-b-c) correspondent dans la figure 2 à la courbe composite froide, alors que les phases de refroidissement et d'adsorption (c-d-e) correspondent à la courbe composite chaude. En se servant du diagramme T/H présenté dans la figure 2, on peut étudier la régénération de chaleur entre deux adsorbeurs. Il suffit pour cela de laisser la courbe composite froide invariante et de procéder à une translation de la courbe composite chaude parallèlement à l'axe des enthalpies et dans le sens décroissant de celles-ci, recherchant ainsi le point de pincement avec la valeur minimale de  $\Delta T$  qu'on se fixe et évitant tout croisement des deux types de tracés (figure 3).



**Figure 3 :** Représentation du point de pincement et la régénération de chaleur dans le diagramme T/H

Théoriquement, la chaleur maximale qui peut être transférée de la courbe composite chaude à la courbe composite froide est obtenue pour un  $\Delta T_{\min}$  nul au niveau du point de pincement. Toutefois, la chaleur maximale récupérée pour un  $\Delta T_{\min}$  déterminé peut être déduite à partir de la figure 3 ; elle correspond à l'équation (4) :

$$\Delta H_r = H_{c'} - H_1 = H_c - H_2 \quad (4)$$

Le rendement de régénération, nous enseignant sur le taux de récupération interne de chaleur, est défini comme suit :

$$R_r = \frac{\Delta H_r}{\Delta H_{a-c}} = \frac{\Delta H_r}{Q_{a-b} + Q_{b-c}} \quad (5)$$

$Q_{a-b} = H_b - H_a$  : chaleur fournie pendant le chauffage isostérique,

$Q_{b-c} = H_c - H_b$  : chaleur fournie pendant la phase isobare de désorption.

L'apport de chaleur supplémentaire  $\Delta H_{su}$  sollicité d'une source extérieure dans le cas du cycle à régénération est défini par l'équation (6) :

$$\begin{aligned} \Delta H_{su} &= \Delta H_{a-c} - \Delta H_r \\ &= \Delta H_{a-c} - R_r \Delta H_{a-c} \\ &= (1 - R_r) \Delta H_{a-c} \end{aligned} \quad (6)$$

Si le coefficient de performance d'un cycle simple sans régénération est défini comme suit :

$$COP_s = \frac{\Delta H_{ev}}{\Delta H_{a-c}} \quad (7)$$

le coefficient de performance avec régénération qui découle de l'équation (5) est cependant :

$$\begin{aligned} COP_r &= \frac{\Delta H_{ev}}{\Delta H_{su}} \\ COP_r &= \frac{COP_s}{(1 - R_r)} \end{aligned} \quad (8)$$

## 2.3 Analyse entropique du cycle à régénération - Comparaison avec le cycle intermittent

### 2.3.1 Introduction

La production d'entropie due à un transfert de chaleur d'un corps A à la température  $T_A$  à un corps B à la température  $T_B$ , est donnée par la relation (9) [10] :

$$\Delta S = \sum_{AB} \int \left( \frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) \delta Q_B^A \quad (9)$$

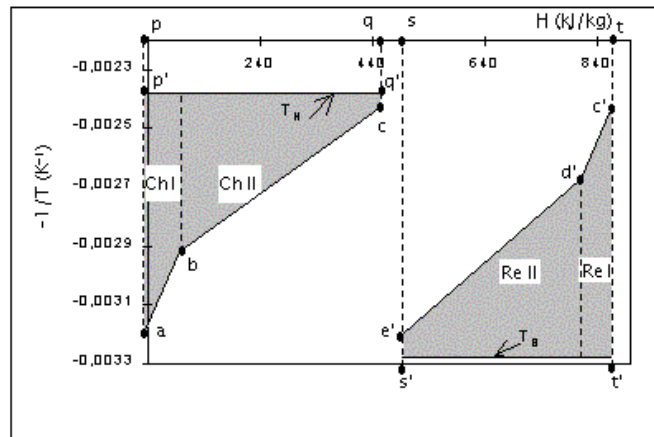
Un transfert de chaleur déterminé conduit donc à une production d'entropie d'autant plus faible que les températures des deux corps sont élevées et voisines l'une de l'autre.

### 2.3.2 - Analyse entropique du cycle intermittent

Sur la figure 4, et au moyen de la construction d'un diagramme  $-\frac{1}{T} / H$ , est mise en évidence l'importance des productions d'entropie accompagnant le fonctionnement d'un cycle simple d'une machine frigorifique à adsorption. Les phases de chauffage et de désorption sont à cet effet couplées

sur le graphe à la source haute température ( $T_H$ ) et les phases de refroidissement et d'adsorption le sont à la source basse température ( $T_B$ ).

La surface « a-p-q-c-b-a »  $= \sum_j \int \frac{\delta Q}{T_j}$  mesure l'entropie reçue par l'adsorbent à partir de la source haute température ( $T_j$  est la température variable de l'adsorbent). La surface « p'-p-q-q'-p' »  $= \frac{1}{T_H} \sum \int \delta Q$  mesure quant à elle l'entropie cédée par la source haute température à l'adsorbent. La surface « a-p'-q'-c-b-a », différence entre les deux précédentes, représente donc l'entropie produite par le transfert de la quantité de chaleur  $Q$ . Le même raisonnement peut s'appliquer à la phase de refroidissement.



**Figure 4 :** Représentation des courbes composites du cycle intermittent dans le diagramme  $-\frac{1}{T} / H$

Ce mode de représentation permet ainsi de visualiser la production d'entropie dans un système, siège d'un processus irréversible de transfert de chaleur. L'importante production d'entropie dans le cycle simple, comme le schématise la figure 4, est due à l'inadaptation des niveaux de température à la fois de la source de chaleur haute température et du puit de chaleur basse température à celui de l'adsorbent. Ainsi, en désignant par  $c$  la chaleur spécifique de l'adsorbent, les différents bilans entropiques du cycle intermittent s'écrivent :

pendant le chauffage :

$$\Delta S_{ChI} = c_{a-b} \left( \ln \left( \frac{T_b}{T_a} \right) - \frac{T_b - T_a}{T_H} \right) \quad (10)$$

$$\text{où } c_{a-b} = \frac{H_b - H_a}{T_b - T_a}$$

$$\Delta S_{ChII} = \sum_{j=j_b}^{j=j_c-1} c_j \left( \ln \left( \frac{T_{j+1}}{T_j} \right) - \frac{T_{j+1} - T_j}{T_H} \right) \quad (11)$$

$$\text{où } c_j = \frac{H_{j+1} - H_j}{T_{j+1} - T_j}$$

pendant le refroidissement

$$\Delta S_{\text{ReI}} = c_{c'-d'} \left( \frac{T_{c'} - T_{d'}}{T_B} - \ln \left( \frac{T_{c'}}{T_{d'}} \right) \right) \quad (12)$$

$$\text{où } c_{c'-d'} = \frac{H_{c'} - H_{d'}}{T_{c'} - T_{d'}}$$

$$\Delta S_{\text{ReII}} = \sum_{i=i_{d'}}^{i=i_{c'}-1} c_i \left( \frac{T_i - T_{i+1}}{T_B} - \ln \left( \frac{T_i}{T_{i+1}} \right) \right) \quad (13)$$

$$\text{où } c_i = \frac{H_i - H_{i+1}}{T_i - T_{i+1}}$$

L'entropie totale produite par le cycle simple est :

$$\Delta S_s = \Delta S_{\text{ChI}} + \Delta S_{\text{ChII}} + \Delta S_{\text{ReI}} + \Delta S_{\text{ReII}} \quad (14)$$

Il convient toutefois de souligner que la chaleur spécifique de l'adsorbent est considérée constante pendant les phases de chauffage et de refroidissement isostériques (a-b et c'-d'), alors qu'elle est supposée variable pendant les phases d'adsorption (d'-e') et de désorption (b-c) sièges de variations de la teneur en adsorbant et donc de la chaleur spécifique.

### 2.3.3 Analyse entropique du cycle à régénération

En opérant avec le cycle à régénération, le transfert de chaleur entre les deux adsorbents se produit à des écarts de température beaucoup plus faibles que ceux mis en jeu dans le cas du cycle simple où les niveaux de température de la source et du puit de chaleur se situent loin devant celui de l'adsorbent à chauffer ou de l'adsorbent à refroidir (figure 4).

Dans les systèmes à régénération, la production d'entropie est rendue plus faible, d'une part, parce que le rejet thermique est effectué à une température très proche de la température d'utilisation ; et d'autre part, en raison de la diminution de la différence de température entre la source chaude et l'adsorbent.

En réduisant ainsi la production d'entropie ainsi que l'apport de la source de chaleur haute température, la récupération de chaleur permet d'améliorer les rendements des machines à adsorption. Selon les conditions de fonctionnement, on peut distinguer deux configurations différentes des courbes composites. Dans le premier cas, le point de pincement est fixé par la courbe composite froide et donc se situe au niveau du point b de celle-ci (figure 5).

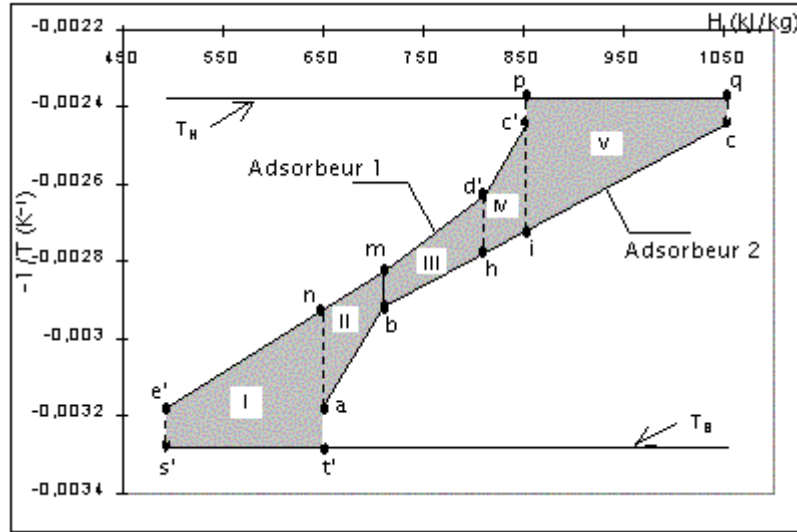


Figure 5 : Première configuration des courbes composites dans le diagramme  $-\frac{1}{T} / H$

Les bilans entropiques correspondant à la figure 5 s'écrivent ainsi :

$$\Delta S_I = \sum_{i=i_n}^{i=i_{e'}-1} c_i \left( \frac{T_i - T_{i+1}}{T_B} - \ln \left( \frac{T_i}{T_{i+1}} \right) \right) \quad (15)$$

$$\text{où } c_i = \frac{H_i - H_{i+1}}{T_i - T_{i+1}}$$

$$\Delta S_{II} = c_{a-b} \ln \frac{T_b}{T_a} - \sum_{i=i_m}^{i=i_n-1} c_i \ln \frac{T_i}{T_{i+1}} \quad (16)$$

$$\text{où } c_{a-b} = \frac{H_b - H_a}{T_b - T_a} ; c_i = \frac{H_i - H_{i+1}}{T_i - T_{i+1}}$$

$$\Delta S_{III} = \sum_{j=j_b}^{j=j_h-1} c_j \ln \frac{T_{j+1}}{T_j} - \sum_{i=i_{d'}}^{i=i_m-1} c_i \ln \frac{T_i}{T_{i+1}} \quad (17)$$

$$\text{où } c_j = \frac{H_{j+1} - H_j}{T_{j+1} - T_j} ; c_i = \frac{H_i - H_{i+1}}{T_i - T_{i+1}}$$

$$\Delta S_{IV} = \sum_{j=j_h}^{j=j_i-1} c_j \ln \frac{T_{j+1}}{T_j} - c_{c'-d'} \left( \ln \frac{T_{c'}}{T_{d'}} \right) \quad (18)$$

$$\text{où } c_j = \frac{H_{j+1} - H_j}{T_{j+1} - T_j} ; c_{c'-d'} = \frac{H_{c'} - H_{d'}}{T_{c'} - T_{d'}}$$

$$\Delta S_V = \sum_{j=j_i}^{j=j_c-1} c_j \left( \ln \left( \frac{T_{j+1}}{T_j} \right) - \frac{T_{j+1} - T_j}{T_H} \right) \quad (19)$$



$$\text{où } c_j = \frac{H_{j+1} - H_j}{T_{j+1} - T_j}$$

Dans la deuxième configuration (figure 6), le point de pincement est fixé par la courbe composite chaude et donc correspond au point d' de celle-ci.

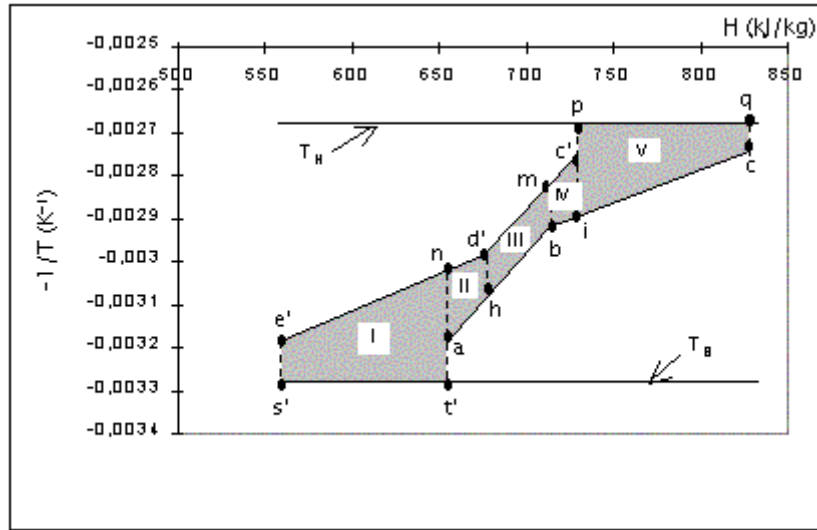


Figure 6 : Deuxième configuration des courbes composites dans le diagramme  $-\frac{1}{T} / H$

Les bilans entropiques deviennent dans ce cas comme suit :

$$\Delta S_I = \sum_{i=i_n}^{i=i_{c'}-1} c_i \left( \frac{T_i - T_{i+1}}{T_B} - \ln \left( \frac{T_i}{T_{i+1}} \right) \right) \quad (20)$$

$$\text{où } c_i = \frac{H_i - H_{i+1}}{T_i - T_{i+1}}$$

$$\Delta S_{II} = c_{a-h} \ln \frac{T_h}{T_a} - \sum_{i=i_{d'}}^{i=i_n-1} c_i \ln \frac{T_i}{T_{i+1}} \quad (21)$$

$$\text{où } c_{a-h} = \frac{H_h - H_a}{T_h - T_a} ; c_i = \frac{H_i - H_{i+1}}{T_i - T_{i+1}}$$

$$\Delta S_{III} = c_{h-b} \ln \frac{T_b}{T_h} - c_{m-d'} \ln \frac{T_m}{T_{d'}} \quad (22)$$

$$\text{où } c_{h-b} = \frac{H_b - H_h}{T_b - T_h} ; c_{m-d'} = \frac{H_m - H_{d'}}{T_m - T_{d'}}$$

$$\Delta S_{IV} = \left( \sum_{j=i_b}^{j=i-1} c_j \ln \frac{T_{j+1}}{T_j} \right) - c_{c'-m} \ln \frac{T_{c'}}{T_m} \quad (23)$$

$$\text{où } c_j = \frac{H_{j+1} - H_j}{T_{j+1} - T_j} ; c_{c'-m} = \frac{H_{c'} - H_m}{T_{c'} - T_m}$$

$$\Delta S_V = \sum_{j=j_i}^{j=j_c-1} c_j \left( \ln \left( \frac{T_{j+1}}{T_j} \right) - \frac{T_{j+1} - T_j}{T_H} \right) \quad (24)$$

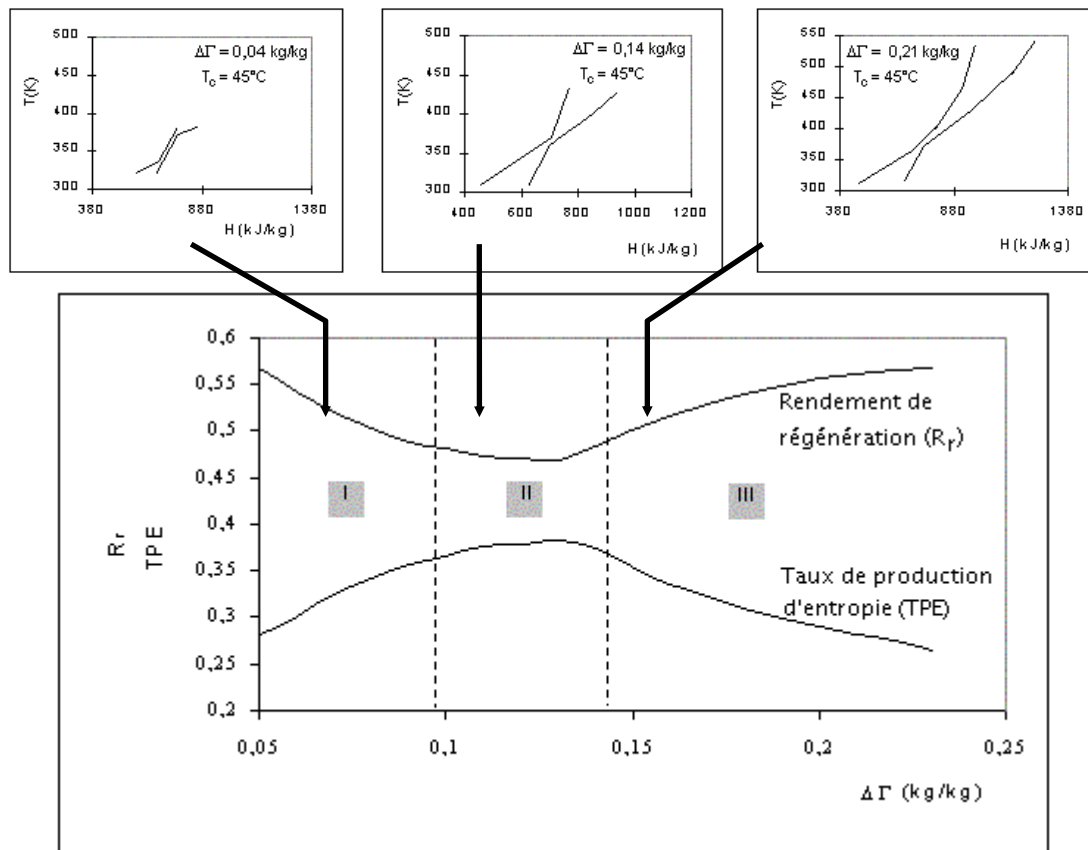
$$\text{où } c_j = \frac{H_{j+1} - H_j}{T_{j+1} - T_j}$$

L'entropie totale produite durant un cycle à régénération (un demi-cycle par réacteur) est :

$$\Delta S_r = \Delta S_I + \Delta S_{II} + \Delta S_{III} + \Delta S_{IV} + \Delta S_V \quad (25)$$

Pour comparer la production d'entropie du cycle à régénération à celle du cycle simple, on introduit le Taux de Production d'Entropie défini comme suit :

$$\text{TPE} = \frac{\Delta S_r}{\Delta S_s} \quad (26)$$



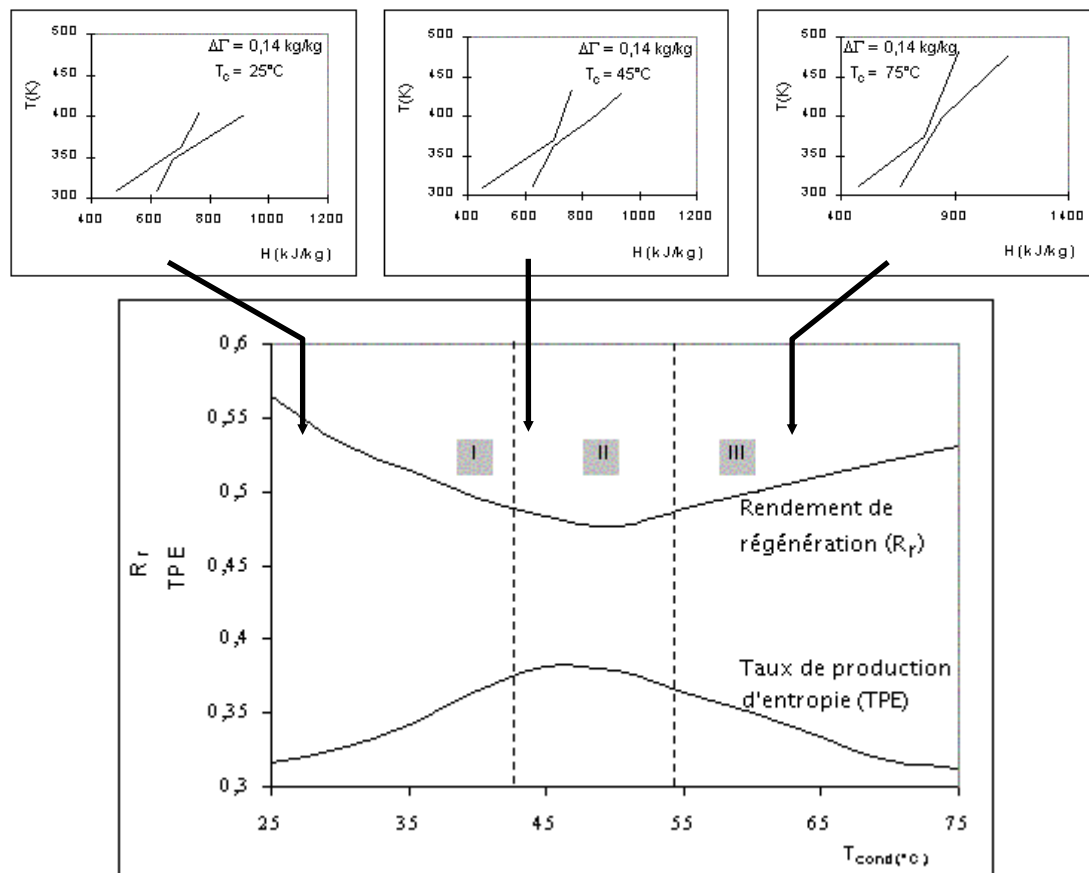
**Figure 7** : Evolution du rendement de régénération ( $R_r$ ) et du taux de production d'entropie (TPE) en fonction de la quantité cyclée d'adsorbate ( $\Delta\Gamma$ ) à  $T_{ev} = 1^\circ\text{C}$  et  $T_{cond} = 45^\circ\text{C}$

### 3 RESULTATS ET DISCUSSION

#### 3.1 Rendement de régénération et Taux de Production d'Entropie (Au niveau du point de pincement $\Delta T_{\min} = 5^\circ\text{C}$ )

La figure 7 montre l'évolution du rendement de régénération et du taux de production d'entropie en fonction de la quantité cyclée d'adsorbat. L'effet de la température de condensation sur les mêmes paramètres thermodynamiques est présenté quant à lui dans la figure 8.

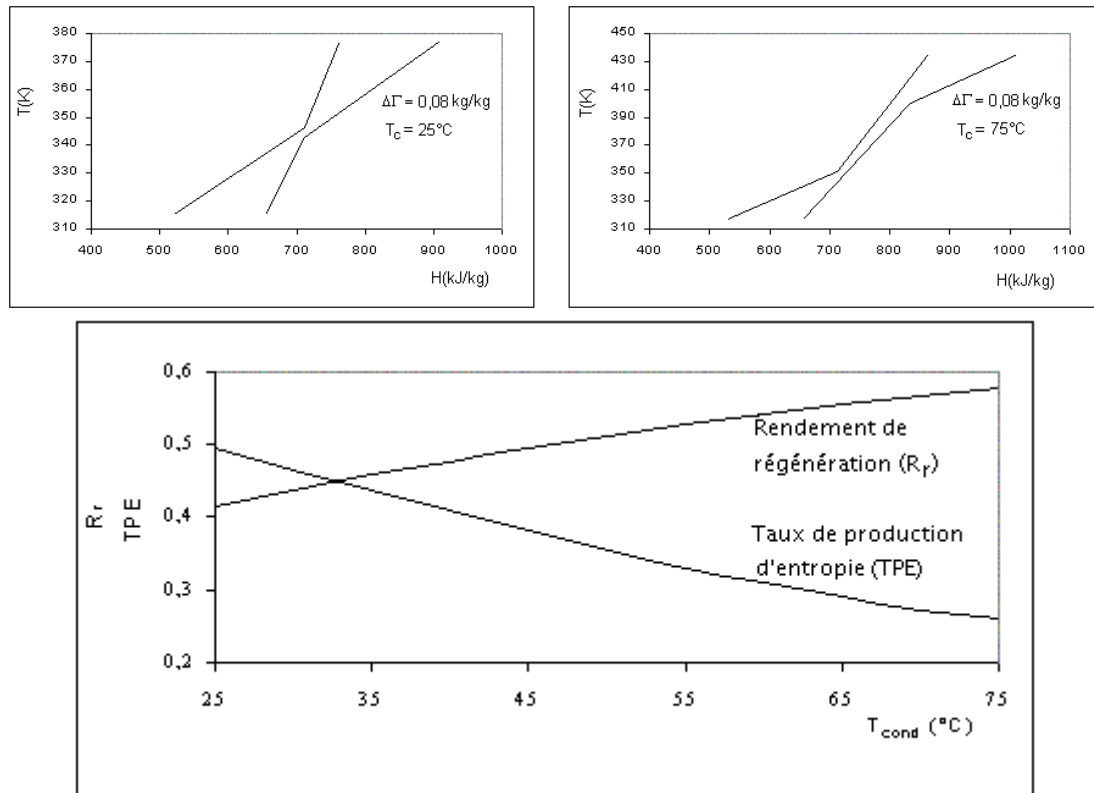
Il découle des deux figures la présence d'un extremum dans l'évolution du  $R_r$  et du TPE, c'est pourquoi le graphique de chaque cas a été divisé en trois régions. Chacune de ces régions correspond à une disposition typique des courbes composites. Plus ces courbes se superposent (zone I et zone III), moins d'entropie est produite et plus le rendement de régénération est meilleur. Plus les courbes composites s'écartent (zone II), plus d'entropie est produite et moins le rendement de régénération est important.



**Figure 8** : Evolution du rendement de régénération ( $R_r$ ) et du taux de production d'entropie (TPE) en fonction de  $T_{\text{cond}}$  à  $T_{\text{ev}} = 1^\circ\text{C}$  et  $\Delta\Gamma = 0,14$  kg/kg

La régénération de chaleur se situe entre 47 et 57% et la réduction de production d'entropie entre 62 et 74% dans le premier cas (figure 7) ; alors que dans le second (figure 8), les intervalles de variation de ces deux paramètres sont respectivement de 48 - 56% et de 62 - 69%.

Deux autres cas méritent également d'être cités. Les figures 9 et 10 en font l'illustration. Il s'agit de la variation du  $R_r$  et du TPE avec la température de condensation pour deux cas extrêmes de  $\Delta\Gamma$  (figures 9 et 10).

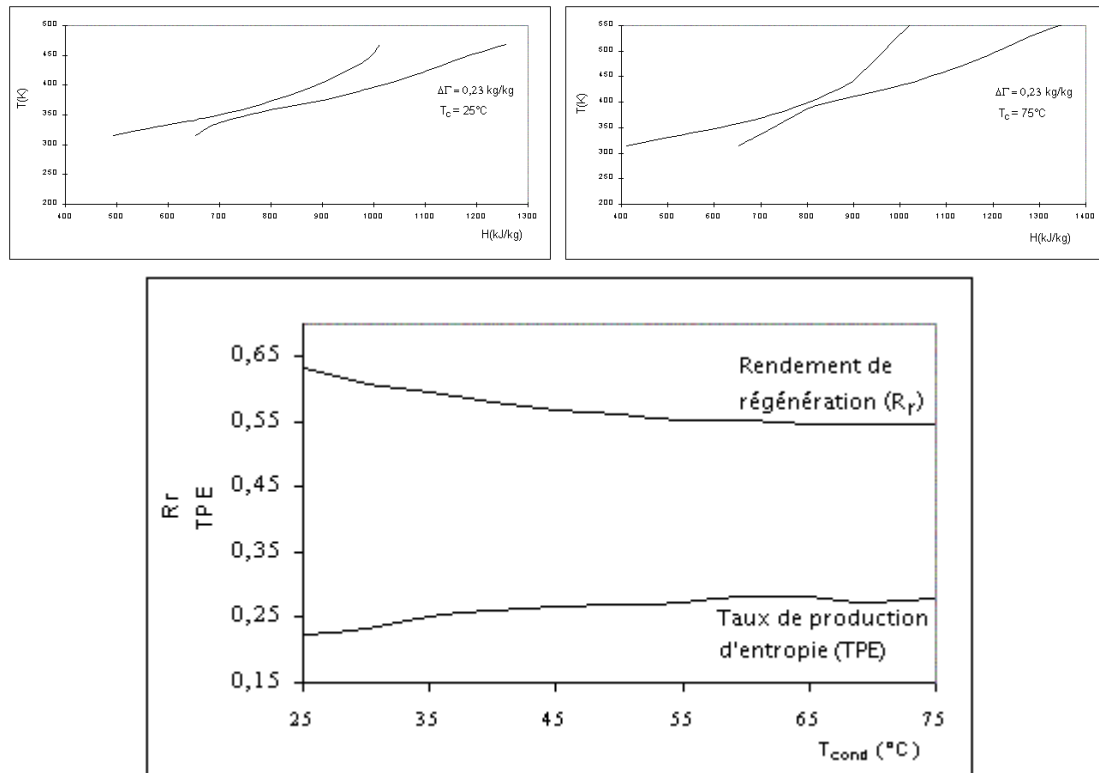


**Figure 9** : Evolution du rendement de régénération et du taux de production d'entropie en fonction de  $T_{\text{cond}}$  à  $T_{\text{ev}} = 1^\circ\text{C}$  et  $\Delta\Gamma = 0,08 \text{ kg/kg}$

Dans le premier cas (figure 9),  $R_r$  augmente quand  $T_{\text{cond}}$  fait de même vu que les deux courbes composites présentent des faces parallèles d'autant plus longues que  $T_{\text{cond}}$  est élevée. Ce qui se traduit également par des taux de production d'entropie par rapport au cycle intermittent de plus en plus faibles.

Dans le cas où  $\Delta\Gamma = 0,23$  (figure 10), le rendement de régénération diminue et le TPE augmente quand  $T_{\text{cond}}$  croît, étant donné que l'augmentation de  $T_{\text{cond}}$  agit inversement dans ce cas en réduisant l'intervalle de superposition des deux courbes.

La régénération de chaleur se situe entre 41 et 58% et la réduction de production d'entropie entre 50 et 74% dans le premier cas ; alors que dans le second, les intervalles de variation de ces deux paramètres sont respectivement de 55 - 63% et de 72 - 78%.



**Figure 10** : Evolution du rendement de régénération et du taux de production d'entropie en fonction de  $T_{\text{cond}}$  à  $T_{\text{ev}} = 1^\circ\text{C}$  et  $\Delta\Gamma = 0,23 \text{ kg/kg}$

### 3.2 Effet de $Q_{a-b}/Q_{b-c}$ sur le rendement de régénération

En se référant à l'équation (5) définissant le rendement de régénération et en posant :

$$\begin{aligned} \Delta H_r &= Q_{a-b} + x Q_{b-c} \\ 0 < x < 1 \end{aligned} \quad (27)$$

l'équation (5) devient :

$$R_r = \frac{Q_{a-b} + x Q_{b-c}}{Q_{a-b} + Q_{b-c}} \quad (28)$$

En définissant  $p = Q_{a-b}/Q_{b-c}$  et en transformant légèrement l'équation (27), on obtient :

$$R_r = 1 - \frac{1-x}{1+p} \quad (29)$$

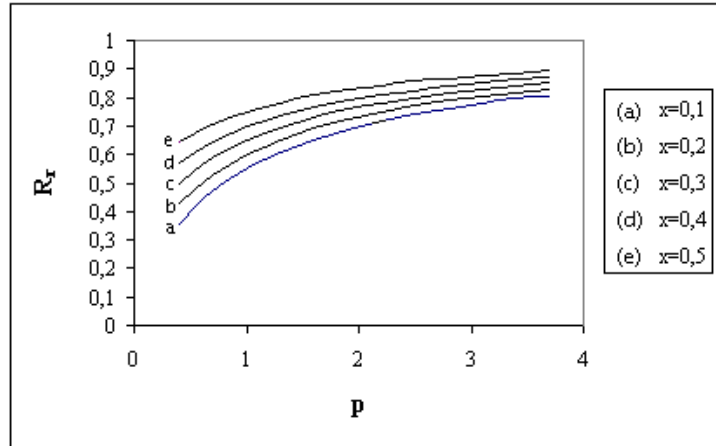


Figure 11 : Représentation de la fonction  $R_r(p)$  pour différentes valeurs de  $x$

Sur la figure 11 est représentée l'évolution théorique de  $R_r$  en fonction de  $p$  et de  $x$  suivant l'équation (29). Il s'agit d'une fonction croissante à la fois de  $x$  et de  $p$ , avec un effet de  $x$  sur  $R_r$  d'autant plus important que  $p$  est faible. Il en ressort les avantages évidents de rapports  $Q_{a-b}/Q_{b-c}$  élevés, mais sans intérêt pratique pour les frigoristes pour la simple raison que des rapports  $Q_{a-b}/Q_{b-c}$  élevés traduisent des capacités frigorifiques faibles. D'où la nécessité de chercher des conditions de fonctionnement offrant des valeurs de  $x$  les plus élevées possibles alliant à la fois meilleure production de froid et meilleure régénération de chaleur.

Cependant, à la base des précédents calculs de simulation, le paramètre  $x$  n'arrive à atteindre au maximum que la valeur de 0,6 comme le montre la figure 12.

Sur cette figure, sont représentées les variations de  $R_r$ , de  $x$  et de  $\Gamma$  avec  $p$ . Etant une fonction décroissante de  $p$ ,  $x$  gouverne l'évolution de  $R_r$  aux faibles valeurs de  $p$ , puis devient sans influence notable sur  $R_r$  aux valeurs élevées de  $p$ , permettant ainsi l'augmentation de  $R_r$  avec celui-ci comme l'illustre bien la figure 12.

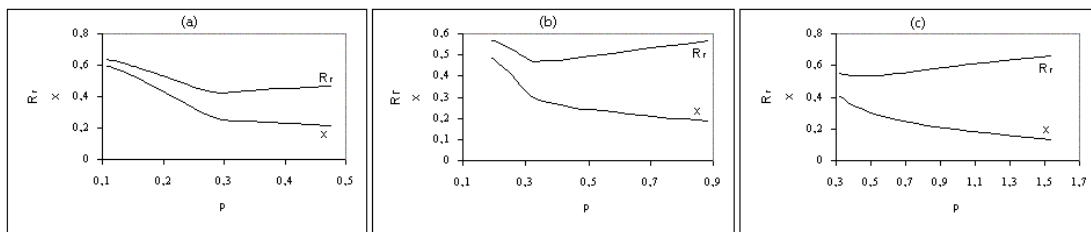


Figure 12 : Evolution de  $R_r$ , de  $x$  et de  $\Gamma$  en fonction de  $p$  ( $Q_{a-b}/Q_{b-c}$ ) à  $T_{ev} = 1^\circ\text{C}$ , à  $T_{cond} = 25^\circ\text{C}$  (a),  $T_{cond} = 45^\circ\text{C}$  (b),  $T_{cond} = 75^\circ\text{C}$  (c)

### 3.3 Effet de $\Delta T_{min}$ au point de pincement sur le rendement de régénération

La figure 13 met en évidence la baisse logique de  $R_r$  avec l'augmentation de  $\Delta T_{min}$ ; cependant, elle fait ressortir le déplacement du  $R_r$  minimum vers des  $\Delta\Gamma$  plus élevées quand  $\Delta T_{min}$  augmente.

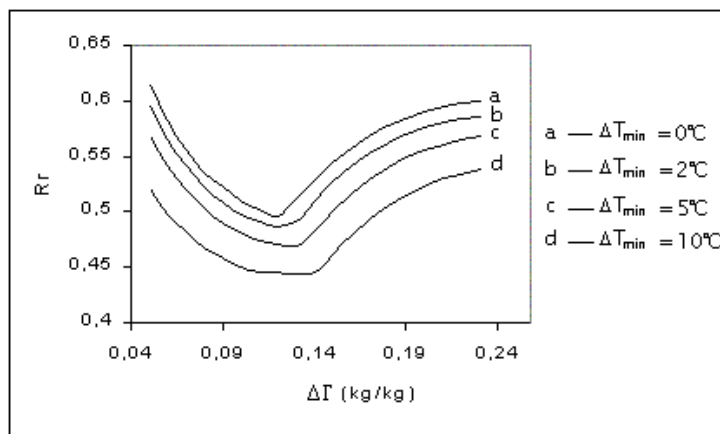


Figure 13 : Evolution de  $R_r$  en fonction de  $\Delta\Gamma$  à différentes valeurs de  $\Delta T_{\min}$  à  $T_{ev} = 1^\circ\text{C}$  et  $T_{cond} = 25^\circ\text{C}$

#### 4. CONCLUSION

Une simulation numérique permettant de prédire le rendement de régénération et le taux de production d'entropie d'un cycle à régénération a été mise au point.

Cette étude a montré que le couplage de deux adsorbants réduit très sensiblement (jusqu'à 78%) les productions d'entropie et permet une régénération de chaleur qui bien qu'elle ne soit pas très importante (41 - 64 %), s'impose pour réduire les apports extérieurs de chaleur.

Les informations récoltées à partir des différentes figures issues des résultats de simulation permettent de situer les conditions de fonctionnement des cycles à régénération exprimées en termes de  $\Delta\Gamma$  et  $(T_{cond} - T_{ev})$  pouvant offrir les meilleurs rendements de régénération et les faibles productions d'entropie (tableau 2).

	$\Delta\Gamma$ faibles ( $\Delta\Gamma < 0,1$ )	$\Delta\Gamma$ moyennes ( $0,1 < \Delta\Gamma < 0,16$ )	$\Delta\Gamma$ importantes ( $\Delta\Gamma > 0,16$ )
$T_{cond} - T_{ev}$ faibles ( $\Delta T < 35^\circ\text{C}$ )	-	+	++
$T_{cond} - T_{ev}$ moyennes ( $35 < \Delta T < 55^\circ\text{C}$ )	+	-	+
$T_{cond} - T_{ev}$ importantes ( $\Delta T > 55^\circ\text{C}$ )	++	+	-

Tableau 2 : Qualité de la régénération de chaleur en termes de rendement de régénération et de production d'entropie en fonction de  $\Delta\Gamma$  et de  $(T_{cond} - T_{ev})$

#### REFERENCES

1. Meunier F., Les pompes à chaleur à adsorption : Etat de l'art et développement. proc. Pompes à chaleur chimiques de hautes performances, Perpignan, pub. Lavoisier, pp. 136-144, (1988).
2. Douss, N., Etude expérimentale de cycles à cascades à adsorption solide, Thèse de Doctorat de l'Université de Paris VII, France, (1988).

3. Härkönen M., Aittomäki A., Analytical model for the thermal wave adsorption heat pump cycle, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 12, n° 1, pp. 73-80, (1992).
4. Pons M., Laurent D., Meunier F., Experimental temperature fronts for adsorptive heat pump applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, n° 5, pp. 395-404, (1996).
5. Härkönen M., Theoretical, experimental and numerical study of zeolite adsorption heat pumping cycles, Doctoral Thesis, Tampere University of Technology, Finland, (1991).
6. Gourlia P., La méthode du pincement ou exploitation des diagrammes température/enthalpie. Notions de base, *Revue Générale de Thermique*, n° 327, pp. 154-162, mars (1989).
7. Linnhoff B., Pinch technology, *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Vol. B3-Unit Operations II, pp. 13.1-13.6, (1988).
8. Ahmad G., Polley T., Debottlenecking of heat exchanger networks, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 10, N°4, pp. 369 - 385, (1990).
9. Härkönen M., Aittomäki, A., The principle of internal regeneration as applied to the adsorption heat pump process, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 11, n° 4, pp. 239-248, (1991).
10. Borel L., *Thermodynamique et énergétique*, Vol. 1, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, (1987).