

# Analyse exergetique de differents systemes passifs et actifs de chauffage et de rafraichissement pour l'habitat.

Nolwenn Le Pierrès, Lingai Luo

LOCIE – Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l' Environnement  
Université de Savoie : Campus Scientifique, Savoie Technolac, 73376 Le Bourget du Lac cedex  
email : nolwenn.le-pierres@univ-savoie.fr

---

**Résumé :** L'analyse énergétique des systèmes (ou analyse premier principe) et le calcul de leur rendement permettent de classer les procédés. Cependant, un critère complémentaire semble plus adapté, car il intègre à la fois la quantité et la qualité des énergies mises en jeu dans les systèmes : le critère exergetique. L'exergie, issue d'une analyse selon le second principe de la thermodynamique, permet de quantifier l'utilisation rationnelle de l'énergie et donc l'impact environnemental des procédés. Ce travail s'intéresse à différents processus ou systèmes de chauffage (convecteur, pompe à chaleur, chauffage rayonnant...) et surtout de rafraichissement (pompe à chaleur, ab- et ad-sorption, dessicant cooling, modules thermoélectriques) pour l'habitat. L'effectivité des procédés est déterminée à partir d'exemples de données de la littérature. La classification de ces systèmes est très différente selon que l'on considère l'analyse énergétique ou exergetique.

**Mots-clés :** analyse exergetique, chauffage, rafraichissement.

---

## Nomenclature

$c_p$	capacité calorifique ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$D$	Exergie détruite (J)
$E$	Exergie (J)
$E'$	Exergie entrante dans un procédé (J)
$E''$	Exergie sortante d'un procédé (J)
$\Delta H$	variation d'enthalpie (J)
$n$	nombre de moles (-)
$P$	pression (Pa)
$\bar{R}$	constante universelle des gaz parfaits ( $8.314 \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$R$	constante massique du gaz ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$Q$	Quantité de chaleur (J)
$T$	Température (K)
$\theta$	Facteur de Carnot (-)
$\bar{\mu}$	potentiel chimique généralisé ( $\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}$ )
$\eta$	rendement (-)
$\varepsilon$	émissance du mur (-)
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67\cdot 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$\omega$	taux d'humidité massique (-)
$\tilde{\omega}$	taux d'humidité molaire (-)

## indices

0	de référence
a	air sec
cond	condensation
des	desorption
ev	évaporation
G	Grassman
Q	thermique
ray	rayonnement
sorp	sorption
u	utile
v	vapeur

## 1. Introduction

En France, la consommation énergétique des bâtiments représente 46% de la consommation totale et compte pour 25% des émissions de gaz à effet de serre alors que le parc met plus de 100 ans à se renouveler. Une part prépondérante de ces besoins est liée au chauffage des habitations. Par ailleurs, depuis plusieurs décennies les besoins de froid dans l'habitat n'ont cessé de se développer, en raison de la demande accrue de confort d'été. Ces besoins devraient continuer à augmenter dans les années à venir, selon l'augmentation prévue des températures. Or, les systèmes de production de froid sont également des procédés très énergivores et leur part dans la facture énergétique augmente rapidement. D'où l'importance, dans un contexte de développement durable, de l'optimisation des systèmes énergétiques implantés dans l'habitat, de l'utilisation rationnelle de cette énergie et de l'utilisation d'énergies renouvelables.

## 2. Analyse exergetique

L'exergie est un concept permettant de quantifier non seulement la quantité d'énergie considérée, mais également sa qualité en terme de potentiel thermodynamique (thermique, chimique, mécanique...). L'exergie d'une quantité d'énergie est la part de cette énergie effectivement transformable en énergie mécanique.

Ainsi la part d'exergie de l'énergie mécanique, de même celle de l'électricité, est de 100%. Le travail est de 'l'exergie pure'. Par contre, une quantité de chaleur ou d'énergie chimique ne peut pas être intégralement transformée en énergie

mécanique. Le contenu exergetique  $E$  d'une quantité de chaleur  $Q$  à la température  $T$  est alors déterminé par :

$$E_Q = \theta \cdot Q \quad (1)$$

où  $\theta$  est le facteur de Carnot ou facteur exergetique défini par :

$$\theta = \left| 1 - \frac{T_0}{T} \right| \quad (2)$$

Ainsi, l'exergie d'une quantité de chaleur à une température  $T$  est l'énergie mécanique que produirait un moteur de Carnot (moteur idéal) fonctionnant entre les températures  $T$  et la référence de l'environnement à  $T_0$ . La qualité en terme de potentiel d'une quantité de chaleur  $Q$  dépend de la température  $T$  à laquelle elle est disponible et de son environnement. Plus la chaleur est disponible à haute température, plus sa qualité et donc son exergie sont importantes. Dans le cas de températures inférieures à  $T_0$ , plus la température est faible, plus l'exergie de cette quantité de chaleur est importante.

De la même façon, l'exergie chimique d'une substance peut être calculée :

$$E_c = \sum_i n_i (\overline{\mu}_i - \overline{\mu}_{i0}) \quad (3)$$

où  $\overline{\mu}_i$  est le potentiel chimique généralisé de la substance  $i$  et  $\overline{\mu}_{i0}$  le potentiel chimique de cette substance dans son état lié à l'environnement.

Pour des éléments existants dans l'environnement, cette équation se simplifie en :

$$E = n \overline{R} T_0 \ln \frac{P_i}{P_{i0}} \quad (4)$$

Où  $P_i$  et  $P_{i0}$  sont les pressions partielles respectivement du gaz considéré et de celui-ci dans l'environnement.

L'analyse exergetique menée sur des cycles et procédés est basée sur les définitions des rendements et effectivités exergetiques. Le rendement exergetique  $\eta_G$  a été défini par Grassman (1950) comme le rapport de l'ensemble des exergies sortantes  $E''$  sur les exergies entrantes  $E'$  d'un système (figure 1) :

$$\eta_G = \frac{E''}{E'} = 1 - \frac{D}{E'} \quad (5)$$

où  $D$  représente l'exergie détruite par les irréversibilités résultant de la mise en œuvre du système.

L'effectivité exergetique (ou productivité exergetique ou yield)  $\eta$  est définie (Sorin et al., 2002) par le rapport entre l'exergie utile produite,

pour laquelle le système est réellement conçu (figure 1), et l'exergie entrante:

$$\eta = \frac{E''_u}{E'} \quad (6)$$

C'est cette définition que nous utiliserons dans la suite.

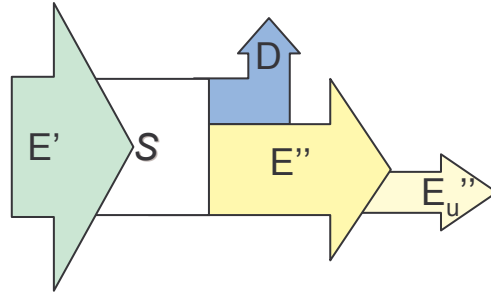


Figure 1 : Répartition des exergies entrant et sortant d'un système réel S.

De nombreuses analyses (Cornelissen R.L., 1997 ; Wall et Gong, 2001 ; Rosen, 2002) montrent que le concept d'exergie permet de quantifier l'utilisation rationnelle de l'énergie, son impact environnemental et l'amélioration de l'efficacité des systèmes et technologies énergétiques dans un objectif de développement durable, par la localisation et la réduction des irréversibilités systémiques.

### 3. Application de l'analyse exergetique aux systèmes de l'habitat

L'analyse exergetique a déjà été utilisée dans de nombreux domaines de l'habitat, que ce soit pour l'analyse du bâtiment passif ou les systèmes énergétiques actifs qui lui sont liés. Ici, nous nous intéresserons aux systèmes de chauffage et de rafraîchissement pour comparer différents procédés possibles.

#### 3.a. Système passif : chauffage solaire passif

Shukuya et Komuro (1996) ont analysé l'efficacité exergetique d'un chauffage solaire passif d'une pièce par l'intermédiaire d'un vitrage. Le bilan thermique est posé heure par heure. Pour un apport solaire exergetique incident de 4979W sur une dalle de béton, 296W d'exergie sont transférés à la surface de la dalle et 49W sont transférés vers l'air de la pièce. En considérant que à la fois l'exergie transmise vers la dalle et vers l'air est de l'exergie utile, l'effectivité exergetique de ce système 'rayonnement solaire-dalle' est donc

$$\eta = \frac{49 + 296}{4634} = 0.074.$$

Cette effectivité semble faible et s'explique par la perte de qualité de l'énergie, de l'énergie solaire de haute qualité (issu d'une source considérée comme un corps noir à environ 5800 K) à de la

chaleur de faible qualité dans le cas d'une utilisation passive dans le bâtiment, puisque la température de la dalle considérée était d'environ 25°C. Les irréversibilités sont donc ici importantes.

Le transfert d'exergie de la dalle à l'air est également réversible. Les auteurs calculent que seulement 36 W d'exergie quittant la dalle est capté par l'air environnant et 100 par le centre de la dalle. L'effectivité de ces transferts est donc

$$\eta = \frac{36}{49} = 0.735 \quad \text{et} \quad \eta = \frac{100}{296} = 0.338.$$

Ces effectivités sont nettement supérieures à celle présentée précédemment, du fait de la faible perte qualitative lors du transfert : les températures considérées sont du même ordre de grandeur. Cependant, le transfert de chaleur induit des irréversibilités importantes, en particulier vers le centre de la dalle où le gradient thermique est important, d'où les irréversibilités plus importantes que pour l'air.

### 3.b. Système passif : transfert de chaleur dans une paroi

Strub et al. (2005) introduisent une notion intéressante à l'étude exergetique d'une paroi, l'évolution temporelle des conditions extérieures et par conséquent l'évolution de la température  $T_0$  de référence considérée dans les calculs exergetiques. La température extérieure est considérée comme sinusoïdale d'amplitude 15 K et de moyenne 15, 25 ou 35°C et la température intérieure (de l'autre côté de la paroi) constante à 25°C. Pour maintenir cette température constante, on envisage l'utilisation d'un moteur de Carnot, fonctionnant soit en rafraîchissement soit en chauffage.

L'analyse met en valeur la variation des irréversibilités saisonnières dues au transfert de chaleur à travers le mur et permet d'optimiser l'épaisseur du mur pour obtenir une irréversibilité minimale. De plus, dans le cas inter-saison, l'analyse met en valeur une possibilité de production d'exergie par le mur, pour une certaine gamme d'épaisseur, en raison du déphasage du transfert de chaleur induit par la traversée de la paroi.

### 3.c. Système passif : stockage de chaleur et/ou de froid

Dincer (2002) discute de l'intérêt de l'analyse exergetique pour le développement de systèmes de stockage d'énergie thermique dans des applications liées à l'habitat. Il présente en exemple le cas de 2 stockages auxquels on fournit une même quantité d'énergie à 80°C, qui restituent 90% de cette quantité d'énergie à la suite de la période de stockage, mais pour l'un à 35°C et pour l'autre à 75°C. Selon le bilan énergétique, le rendement de stockage est le même, mais le bilan exergetique du premier est de 0.25 et pour l'autre de 0.83.

L'analyse exergetique permet donc de différencier ces technologies.

### 3.d. Système actif : Chauffage

De nombreux systèmes de chauffage des bâtiments sont actuellement disponibles et il est délicat de faire un choix en fonction de critères uniquement énergétiques. Des analyses exergetiques ont été menées sur plusieurs types de systèmes de chauffage et présentent des résultats très différents de l'analyse 1<sup>er</sup> principe. En effet, le type d'énergie désiré est de faible qualité (chaleur à température proche de l'ambiante), il semble donc a priori inutile d'utiliser de l'énergie de grande qualité pour la produire, sauf si les systèmes utilisés sont de performance énergétique très élevée.

#### 3.d.i Convecteur électrique

Une analyse rapide d'un système de chauffage très répandu, le convecteur électrique montre que le rendement exergetique de ce système considéré comme idéal énergétiquement (rendement énergétique idéal de 1) est au maximum (sans prendre en compte notamment les irréversibilités

$$\text{de transfert) de } \eta = 1 - \frac{273}{298} = 0.084 \text{ pour une}$$

production de chaleur à 25°C avec une température extérieure de 0°C. On transforme en effet de l'énergie de haute qualité (électricité) et chaleur de qualité médiocre (à température proche de l'ambiante).

#### 3.d.ii Chauffage par pompe à chaleur

La pompe à chaleur permet une amélioration de cette effectivité. En effet, l'exergie de l'apport de chaleur extérieur (puit infini) peut être considérée en première approche comme nulle, puisque à température très proche de l'ambiante (dans le cas idéal, on a égalité). Dans ce cas, l'effectivité du système est la même que celle calculée précédemment (cas 3.d.i) mais multipliée par le coefficient de performance (COP) du système, soit environ 0.25, pour un COP de 3.

Le modèle proposé par Badescu (2002) intègre de façon plus fine les irréversibilités des différents organes et donne une effectivité de 0.15 à 0.19 pour deux exemples de pompe à chaleur à air. De plus, il localise les irréversibilités majeures au niveau du condenseur et du compresseur.

Ozgener et Hepbasli (2006) présentent des valeurs plus élevées pour un système de pompe à chaleur géothermale assisté par de l'énergie solaire thermique, avec une effectivité expérimentale moyenne de 0.68. Ces auteurs localisent les principales irréversibilités également dans le condenseur, en raison d'une surchauffe importante du fluide de travail à la sortie du compresseur. Dans ces deux cas, l'analyse exergetique détaillée

permet donc de déterminer quels organes du système sont à optimiser en priorité.

### 3.d.iii Chauffage par rayonnement basse température

Shukuya (2002) présente l'avantage du chauffage rayonnant basse température du point de vue exergétique. L'exergie émise par rayonnement par un mur à la température  $T$  peut être évaluée par :

$$E_{\text{ray}} = \varepsilon \sigma \left[ (T^4 - T_0^4) - \frac{4}{3} T_0 (T^3 - T_0^3) \right] \quad (7)$$

Pour un environnement à 20°C, un mur (corps noir) rayonnant à 40°C émet 4.2 W d'exergie, mais à 30°C seulement 1 W. L'énergie émise augmente beaucoup plus vite que l'exergie émise lorsque l'on s'éloigne de la température ambiante. Par conséquent, les chauffages (de même que les systèmes de rafraîchissement) par rayonnement à une température proche de la température de la pièce sont plus performants exergétiquement que les systèmes classiques (VTT, 2004), en plus de l'avantage de fournir un confort accru.

### 3.d.iv Chauffage urbain géothermal

Ozgener et al (2005) présentent l'exemple d'un chauffage urbain géothermal, à partir d'un réservoir à 118°C. Cette eau est utilisée pour chauffer l'eau du district, celle-ci servant elle-même au chauffage de l'eau de chaque bâtiment dans des sous-stations. Pour ce procédé, environ 0.30 de l'exergie est perdue par transfert thermique dans le transport du fluide chaud, 0.15 est réinjecté sous forme d'eau chaude dans le réservoir et l'effectivité moyenne globale est de 0.46. Cette valeur élevée est due à la faible qualité de l'énergie incidente et à la faible quantité d'électricité nécessaire au fonctionnement des pompes. Ceci démontre l'intérêt d'un point de vue de développement durable de l'utilisation de ce type d'énergie de faible qualité pour le chauffage des bâtiments.

### 3.d.v. Chauffage au gaz et isolation

Shukuya et Hammache (2002) présentent l'effectivité exergétique d'un système de chauffage au gaz. Le rendement exergétique de l'ensemble du système 'brûleur à gaz-transport de chaleur-échangeur' est de l'ordre de 0.06 et la majeure partie des irréversibilités est produite dans le brûleur, qui présente une effectivité exergétique de 0.16 malgré un rendement énergétique de 0.80. Les réactions chimiques au cours de la combustion entraînent en effet souvent de très fortes irréversibilités, mises en valeur par l'analyse exergétique (cette approche permet notamment par ailleurs de mettre en évidence l'intérêt des piles à combustibles).

Cependant, une amélioration de rendement de la chaufferie à 0.95 ne permettrait que des faibles gains annuels, alors que la réduction à la source des besoins de chaleur par une meilleure isolation du bâtiment améliorerait de façon importante le rendement exergétique global.

### 3.d.vi. Chauffage et ventilation

Zmeureanu et Yu Wu (2006) proposent une analyse simulateur détaillée de l'impact dans un bâtiment de l'addition d'un système de ventilation avec préchauffage de l'air sur l'efficacité énergétique et exergétique du système de chauffage choisi (radiateurs électriques, radiateurs à eau couplé à un brûleur à gaz, plancher chauffant couplé à une pompe à chaleur géothermale).

Une première conclusion est l'effectivité nettement supérieure du système à plancher chauffant par rapport aux deux autres systèmes (effectivités de l'ordre respectivement de 0.06, 0.08 et 0.28). Cette différence est due à la fois à une plus grande efficacité du système de transfert de chaleur à basse température (voir paragraphe 3.d.iii) et du système de production de chaleur (3.d.ii).

Une seconde information est la diminution de l'effectivité du système global lors de l'ajout d'un procédé de ventilation, en raison de la consommation électrique du système de ventilation, et du chauffage supplémentaire de l'air entrant, même lorsque l'on ajoute un système de récupération de chaleur sur celui-ci.

### 3.e. Système actif : Rafraîchissement

De façon analogue au chauffage, l'énergie produite pour le rafraîchissement des bâtiments en périodes chaudes est de faible qualité. De nombreux systèmes sont disponibles et ont été étudiés.

#### 3.e.i Système à compression de vapeur

Les systèmes classiques et les plus répandus de climatisation sont des systèmes de pompes à chaleur ou systèmes à compression de vapeur, utilisées selon le cycle inverse au système de chauffage. Le rendement énergétique de ces systèmes en mode refroidissement est de l'ordre de 2.5 à 3 pour les systèmes commerciaux (Riffat et Qiu, 2004). Dans le cas d'une climatisation à 25°C pour un environnement à 35°C, l'effectivité d'un tel système est donc au maximum (sans prendre en compte les irréversibilités des échangeurs par exemple)  $\eta = 2.75 \left| 1 - \frac{308}{298} \right| = 0.092$ .

Ceci est confirmé par l'étude de Alpuche et al. (2005) en climat chaud et humide. Dans ces conditions, il est nécessaire de considérer non seulement la quantité de chaleur ou de froid

produite mais aussi l'humidité relative de l'air extérieur et intérieur, dans les calculs exergetiques. L'exergie de l'air humide est obtenue grâce à :

$$E = \left( c_{pa} + \omega c_{pv} \right) \left( T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + \tilde{\omega}) R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_a T_0 \left[ (1 + \tilde{\omega}) \ln \frac{1 + \tilde{\omega}_0}{1 + \tilde{\omega}} + \tilde{\omega} \ln \frac{\tilde{\omega}}{\tilde{\omega}_0} \right] \quad (8)$$

où  $\tilde{\omega}$  est le taux d'humidité molaire et  $\tilde{\omega}_0$  est le taux d'humidité massique.

Ainsi, les auteurs obtiennent des effectivités exergetiques annuelles faibles, de 0.018 à 0.034 pour différentes configurations de climatiseurs.

### 3.e.ii Système à absorption

Les systèmes de rafraîchissement à absorption sont également des systèmes classiques, dont le fonctionnement est présenté figure 2. Le système présente quatre enceintes :

- un générateur contenant une solution fortement chargée en gaz de travail. Ce désorbateur est chauffé à haute température.
- un absorbeur contenant la solution faiblement chargée en gaz de travail. Cet absorbeur est refroidi à température ambiante.
- un condenseur dans lequel le fluide de travail se condense à la température ambiante,
- et un évaporateur dans lequel le fluide de travail s'évapore en absorbant la chaleur à basse température (production de froid).

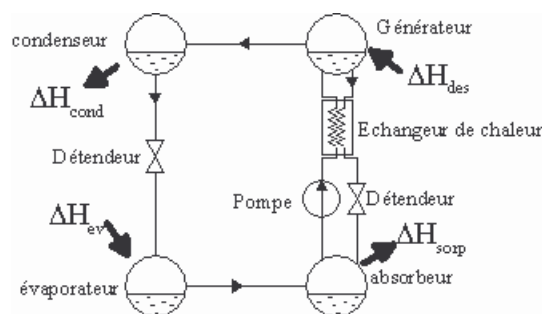


Figure 2 : Fonctionnement du système de rafraîchissement par absorption.

Ces quatre enceintes sont reliées par des organes de contrôle de la pression et de circulation des fluides. Dans le générateur, la vapeur est désorbée de la solution lorsque celle-ci est chauffée. Cette vapeur est condensée dans le condenseur, détendue puis évaporée dans l'évaporateur comme dans les systèmes à compression de vapeur. Après évaporation, la vapeur est absorbée par la solution pauvre dans

l'absorbeur. Celle-ci est alors pompée jusqu'au générateur pour être régénérée puis redétendue vers l'absorbeur. Pour améliorer l'efficacité du système, un échangeur de chaleur est placé sur les conduites des solutions riches et pauvres entre le générateur et l'absorbeur. Le COP du système est ainsi amélioré (Srikhirin et al., 2001).

Le système à absorption nécessite principalement une source de chaleur à haute température, et de l'énergie électrique pour le fonctionnement de la pompe (mais cette puissance est faible par rapport à la puissance chaude nécessaire à la régénération du sorbant). Un couple de sorbant classiquement utilisé est le couple LiBr/H<sub>2</sub>O. Dans ce cas, la source de chaleur nécessaire est à une température de l'ordre de 90/120°C. Une installation de rafraîchissement au Mexique, fonctionnant avec le couple bromure de lithium-eau a montré un COP système de 0.53 à 0.73 pour des températures de régénération diurnes variant de 70 à 90°C (Best et Ortega, 1999). Dans ce cas, pour une température ambiante de 35°C et du froid produit à 20°C, l'effectivité exergetique du système est de l'ordre de 0.25.

Talbi et Agnew (2000) présentent l'analyse exergetique d'un tel système alimenté grâce à un rejet thermique à 500°C. Ils localisent les principales irréversibilités au sein de l'absorbeur et du générateur. En effet, à ce niveau du procédé, d'importants mélanges de différents effluents de concentration et de température différente ont lieu, entraînant d'importantes irréversibilités. Par ailleurs, l'absorbeur échangeant de la chaleur avec l'ambiance pourrait être optimisé pour maintenant sa température aussi faible que possible et donc réduire les pertes exergetiques vers l'extérieur.

### 3.e.iii Système à sorption solide

Les procédés à adsorption (Anyanwu, 2003 et 2004) ou à réaction chimique solide-gaz (Wongsuwan et al., 2001) sont des procédés où les phases de régénération et de production de froid sont séparées temporellement.

Le système de base de production de froid par adsorption ou réaction chimique présente généralement trois enceintes (figure 3) :

- un réacteur ou adsorbeur contenant le sorbant solide qui est successivement chauffé à haute température et refroidi à température ambiante,
- un condenseur dans lequel le fluide de travail se condense à la température ambiante,
- et un évaporateur dans lequel le fluide de travail s'évapore à basse température (production de froid).

Ces trois enceintes sont parfois reliées par des vannes afin de maîtriser les phases de fonctionnement du procédé. Le système peut

également fonctionner sans vanne ni pompe et présente alors l'intérêt de ne comporter aucun organe mobile et ne consomme aucun travail. Les deux phases de fonctionnement ont ici lieu successivement et ce procédé fonctionne donc de façon discontinue, ce qui impose de plus le cyclage d'une masse thermique importante au niveau du réacteur/absorbeur, diminuant le COP du système et augmentant ainsi les irréversibilités systémiques (Ziegler, 1999).

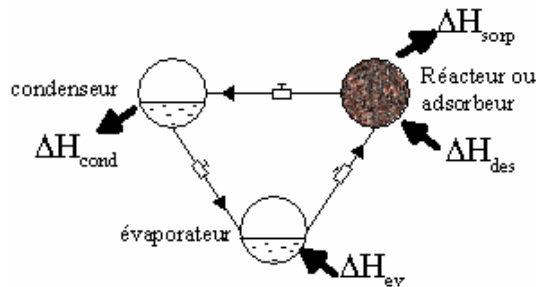


Figure 3 : Fonctionnement du système de rafraîchissement par sorption solide.

Un couple classiquement utilisé en adsorption est le couple eau-silicagel. Des COP de l'ordre de 0.4 sont atteints (Yang et al. 2006) pour des températures de régénération de 80/90°C. Dans ce cas, pour une température ambiante de 35°C et du froid produit à 20°C, l'effectivité exergetique du système est de l'ordre de 0.15. Des irréversibilités importantes sont en effet introduites par les phénomènes d'adsorption/desorption.

### 3.e.iv Dessicant Cooling

Le principe du rafraîchissement par dessicant cooling est présenté figure 4.

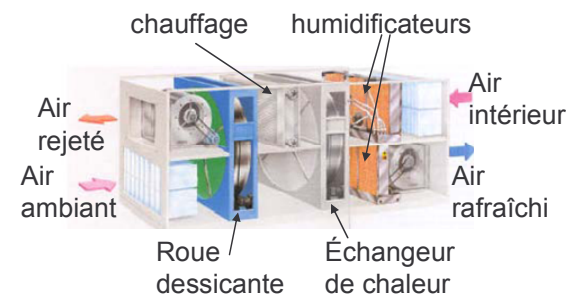


Figure 4 : Fonctionnement du système Dessicant cooling

L'air ambiant est traité avant de rentrer dans le bâtiment. Il passe dans un déshumidificateur (roue dessiccante). Il est alors sec, mais sa température a augmenté en raison de l'adsorption exothermique de l'humidité sur la roue. L'air est alors refroidi une première fois grâce à un échangeur thermique. L'air se retrouve à une température proche de la température extérieure, mais très sec. Dans l'humidificateur, l'évaporation permet d'abaisser encore sa température et l'air frais avec un taux d'humidité de 30 à 70%, est expulsé dans la pièce.

L'air extrait sert à la régénération du système : l'air intérieur est humidifié pour descendre en température et refroidir l'échangeur thermique. Il est ensuite réchauffé (apport de chaleur externe) pour permettre la désorption de l'humidité présente sur la roue dessicante.

Ce système fonctionne en continu. Comme les systèmes à absorption, il nécessite principalement une source de chaleur à haute température, et un faible apport électrique. Kanoglu et al (2004) ont mené une analyse exergetique sur un prototype expérimental. L'effectivité exergetique de leur système est de 0.033 pour un COP de 0.35, et sans prendre en compte le travail des ventilateurs.

### 3.e.v Modules thermoélectriques

Le fonctionnement des modules thermoélectriques repose sur l'effet Peltier. Lorsque l'on applique un courant continu à un circuit de différents semiconducteurs en série (figure 5), de la chaleur est produite ou absorbée au niveau des jonctions et peut ainsi être transférée entre la face froide à la face chaude. Le refroidissement ou chauffage de chaque face peut être inversé simplement en inversant le sens du courant.

L'effet Peltier est accompagné de 3 autres effets dans les modules thermoélectriques :

- l'effet Joule qui concerne chaque matériau et amplifie le chauffage du côté chaud mais diminue l'efficacité du refroidissement du côté froid
- la conduction thermique de la face chaude à la face froide qui diminue à la fois l'efficacité du refroidissement et du chauffage
- enfin, l'effet Thomson qui se rapporte à la production (ou absorption) de chaleur provoquée par le passage d'un courant dans un conducteur en présence d'un gradient de température. Cet effet est en général négligé par rapport aux 3 autres.

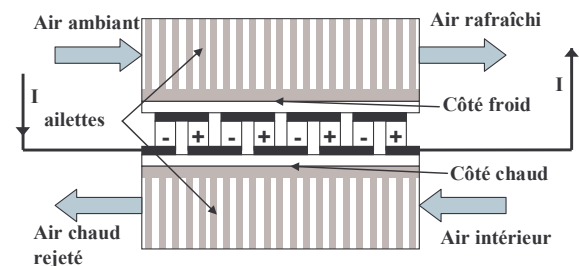


Figure 5 : Fonctionnement du système de rafraîchissement par module thermoélectrique (+ : semiconducteur de type p ; - : de type n)

L'utilisation des modules thermoélectriques pourrait être intéressante dans l'habitat, en lien avec la ventilation forcée. En été, l'air extérieur peut être rafraîchi avant d'être injecté dans le logement, et en contrepartie l'air extrait est

réchauffé avant d'être rejeté à l'extérieur. Le phénomène serait inversé aisément au cours de l'hiver. Ce système présente l'avantage d'être totalement silencieux et de ne comporter aucun gaz à effet de serre, par rapport au système classique à compression de vapeur. Des expérimentations ont été menées dans cet objectif et sont décrites dans Cosnier et al (2006). Pour des applications dans l'habitat, le COP du système serait supérieur à 1.5. Une analyse exergetique de ce système montre que l'effectivité serait de l'ordre de 0.04 (Le Pierrès et al, 2006).

#### 4. Discussion et conclusion

Ce texte présente l'analyse exergetique de différents exemples de procédés et de phénomènes présents dans l'habitat et en particulier de différents systèmes de chauffage et de rafraîchissement. Ces analyses sont basées sur des exemples tirés de la littérature et dont les analyses ont été menées de façon différente (simulation ou expérimentation) avec différentes conditions de travail (températures de travail, débits d'air, humidité, etc !). Cette première approche de comparaison ne représente bien sûr pas une analyse systématique ou exhaustive des procédés existants, mais donne une tendance, une vision des différents systèmes.

Les figures 6 et 7 reprennent les différents exemples présentés de systèmes de chauffage et de rafraîchissement et comparent leurs efficacités énergétiques et exergetiques. Ces exemples montrent qu'il n'existe pas de proportionnalité entre ces deux critères. Pour les systèmes de chauffage, les deux systèmes les plus performants d'un point de vue exergetique sont la pompe à chaleur couplée géothermal et solaire et le chauffage géothermal direct bien que ces deux procédés utilisent des ressources énergétiques très différentes (chaleur et travail). Pour les systèmes de rafraîchissement, les deux systèmes les plus performants semblent être les systèmes à ad et absorption, du fait de la faible (ou nulle) consommation de travail et de la faible température de la chaleur utilisée.

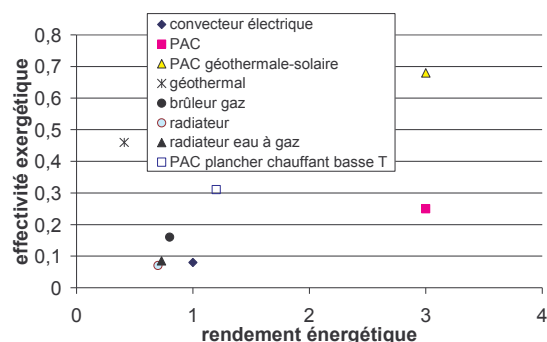


Figure 6 : Comparaison des systèmes de chauffages présentés

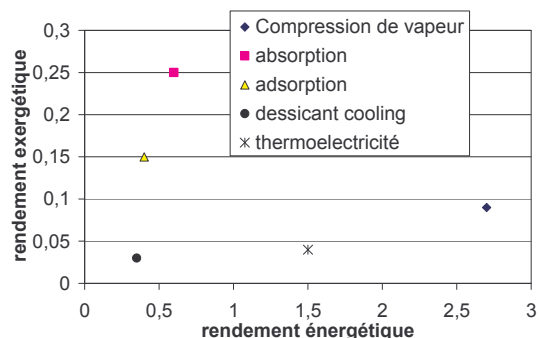


Figure 7 : Comparaison des systèmes de rafraîchissement présentés

Comme nous l'avons dit précédemment, le critère exergetique semble le plus adapté lorsque le principe de développement durable et d'utilisation rationnelle des ressources est pris en compte. Mais d'autres critères entrent également en jeu lors du choix d'un système de chauffage : le critère économique (investissement, entretien...) bien sûr, mais aussi la disponibilité locale de la ressource énergétique, l'analyse du cycle de vie... De plus, Zmeureanu et Yu Wu (2006) ont montré que les émissions de gaz à effet de serre des différents systèmes n'étaient liées ni à leur performance énergétique ni à leur performance exergetique et dépendaient, de plus, des systèmes de production d'électricité locaux. Ce critère devrait également rentrer en ligne de compte lors du choix d'un procédé.

#### Bibliographie

- Alpuche M.G., Heard C., Best R., Rojas J., (2005) *Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates*, Applied Thermal Engineering, Volume: 25, pp. 507-517.
- Anyanwu E.E., (2003) *Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle*, Energy Conversion and Management, Volume: 44, pp. 301-312.
- Anyanwu E.E., (2004) *Review of solid adsorption solar refrigerator II: an overview of the principle and theory*, Energy Conversion and Management, Volume: 45, pp. 1279-1295.
- Badescu V., (2002) *First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating circuit*, Energy Conversion and Management, Volume: 43, pp. 2539-2552.
- Best R., Ortega N., (1999) *Solar refrigeration and cooling*, Renewable Energy, Volume: 16, pp. 685-690.
- Cornelissen R.L., (1997) *Thermodynamics and sustainable development-the use of exergy analysis and the reduction of irreversibility*, PhD thesis, University of Twente, Pays Bas.

- Cosnier M., Fraisse G., Luo L., (2006) *Refroidissement d'air de ventilation dans l'habitat par modules thermoélectriques*, conférence IBPSA France 2006, La Réunion, 2-3 novembre 2006.
- Dincer I., (2002) *On thermal energy storage systems and applications in buildings*, Energy and buildings, Volume: 34, pp. 377-388.
- Grassman P. (1950), *Zur allgemeinen Definition des Wirkungsgrades*, Chemikal Ingenieur Technik, Volume: 4, pp. 70-73.
- Kanoglu M., Ozdinc M., Carpinlioglu M.O., Yildirim M., (2004) *Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system*, Applied Thermal Engineering, Volume: 24, pp. 919-932.
- Le Pierrès N., Cosnier M., Luo L., (2006) Energetic and exergetic investigation of vapour compression versus thermoelectric solar air-coolers, Heat Powered Cycles Conference 2006, Newcastle-upon-Tyne (GB), 11-14 septembre 2006.
- Ozgener L., Hepbasli A., Dincer I., (2005) *Energy and exergy analysis of geothermal district heating systems: an application*, Building and Environment, Volume: 40, pp.:1309-1322.
- Ozgener O., Hepbasli A., (2006) *Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems*, Energy and Buildings, in press.
- Riffat S.B., Qiu G., (2004) *Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners*, Applied Thermal Engineering, Volume: 24, pp.1979-1993.
- Rosen M.A., (2002) *Assessing technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics*, Applied Energy, Volume: 72, pp. 427-441.
- Shukuya M., (2002) *Introduction to the concept of Exergy-for a better understanding of low-temperature-heating and high-temperature-cooling systems, chapitre 1*, VTT research notes 2158, LowEx (IEA) Energy Conservation in Buildings program, <http://www.vtt.fi/inf/pdf/>
- Shukuya M., Hammache A., (2002) *Introduction to the concept of Exergy-for a better understanding of low-temperature-heating and high-temperature-cooling systems, chapitre 3*, VTT research notes 2158, LowEx (IEA) Energy Conservation in Buildings program, <http://www.vtt.fi/inf/pdf/>
- Shukuya M., Komuro D., (1996) *Exergy-entropy process of passive solar heating and global environmental systems*, Solar Energy, Volume: 58, Issue: 1-2, pp. 25-32
- Sorin V.M., Spinner B., Stitou D., (2002) *Thermodynamic techniques for the conceptual design of thermochemical refrigerators using two salt materials*, Chemical Engineering Science, Volume: 57, pp. 4243-4251.
- Srikhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S., (2001) *A review of absorption refrigeration technologies*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume: 5, pp. 343-372.
- Strub F., Castaing-Lasvignottes J., Strub M., Pons M., Monchoux F., (2005) *Second law analysis of periodic heat conduction through a wall*, International Journal of Thermal Sciences, Volume: 44, pp. 1154-1160.
- VTT research note 2256, (2004) *Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved comfort*, LowEx (IEA) Energy Conservation in Buildings program, <http://www.vtt.fi/inf/pdf/>
- Wall G, Gong M. (2001), *On exergy and sustainable development-part 1: Conditions and concepts*, Exergy, an International Journal, Volume: 1, Issue: 3, pp.128-145
- Wongsuwan W., Kumar S., Neveu P., Meunier F., (2001) *A review of chemical heat pump technology and applications*, Applied Thermal Engineering, Volume: 21, pp. 1489-1519.
- Yang G.Z., Xia Z.Z., Wang R.Z., Keletigui D., Wang D.C., Dong Z.H., Yang X., (2006) *Research on a compact adsorption room air conditioner*, Energy Conversion and Management, Volume: 47, pp. 2167-2177.
- Ziegler F., (1999) *Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems*, International Journal of Thermal Sciences, Volume: 38, pp. 191-208.
- Zmeureanu R., Yu Wu X., (2006) *Energy and exergy performance of residential heating systems with separate mechanical ventilation*, Energy, in press.