

SIMULATION DYNAMIQUE D'UNE MACHINE A ADSORPTION : APPLICATION A UN CYCLE CASCADE BI-ÉTAGÉ

D. Lachance
École Polytechnique de Montréal, Dépt. de génie mécanique, 2500 chemin de Polytechnique
Montréal H3T 1J4, Canada
dominique.lachance@polymtl.ca

M. Bernier
michel.bernier@polymtl.ca

J. Castaing-Lasvignottes
Laboratoire du froid (E.A. 1408), CNAM, 292 rue St-Martin 75141 Paris Cedex 03, France
castaing@cnam.fr

F. Meunier
meunierf@cnam.fr

RESUME

Les machines trithermes à sorption font partie des solutions alternatives pour remplacer les systèmes de réfrigération et de climatisation conventionnels. Cet article complète et fait suite aux travaux concernant l'étude des performances d'un cycle cascade bi-étagé, couplant une machine à adsorption eau/zéolithe à une machine à absorption eau/bromure de lithium. Ce couplage a comme objectif d'augmenter le COP global de l'installation.

Un modèle dynamique de comportement de la machine à adsorption eau/zéolithe simple effet y est décrit et validé à partir de données expérimentales. Le modèle est ensuite adapté au cycle double effet à récupération de chaleur afin d'en mener l'analyse énergétique. L'originalité de ce système tient à son fonctionnement à des températures de condensation et de régénération relativement élevées (100°C et 300°C respectivement) menant à un taux de compression tout aussi élevé (100:1).

INTRODUCTION

Les nouvelles réglementations internationales en matière de réduction des émissions de gaz à effet de serre ainsi que de ceux participant à l'appauvrissement de la couche d'ozone (Protocole de Montréal, indice TEWI, GWP, etc) offrent de nouvelles opportunités quant à l'utilisation de fluides frigorigènes d'origine naturelle (eau, ammoniac, méthanol, etc.) [1].

C'est dans cette perspective que s'inscrit ce travail, initié dans le cadre du contrat européen Joule [2], et dont l'objectif consiste en l'étude d'une machine à cascade bi-étagée. Cette dernière serait composée d'une machine à absorption eau/bromure de lithium alimentée par les rejets thermiques d'une machine à adsorption eau/zéolithe. C'est cette dernière qui a été construite au CNAM.

Cet article présente quelques rappels concernant le principe de fonctionnement d'une telle machine, une description du prototype ainsi que l'analyse des résultats expérimentaux. Un modèle de simulation dynamique complète ce travail. Ce dernier est validé sur les résultats acquis lors de la partie précédente et est ensuite utilisé afin de présenter des résultats simulés d'un cycle original double effet à récupération de chaleur.

PRINCIPE

L'adsorption est un phénomène de surface mettant en jeu un solide, le sorbant, qui présente une importante surface par unité de masse (plusieurs dizaines de m² par gramme). La surface de ces solides contient des sites d'attraction pour les molécules adsorbées. Beaucoup de matériaux poreux tels que le charbon actif, les silica gels et les zéolithes satisfont à cette condition.

Parmi les domaines d'application de l'adsorption, figure celui de la production frigorifique où le gaz adsorbé par le solide est issu d'un évaporateur. Les couples principalement utilisés sont le charbon actif associé au méthanol, le silica gel et l'eau ou encore la zéolithe et l'eau [1].

Une machine frigorifique à adsorption est composée d'un adsorbent alternativement connecté à un condenseur et un évaporateur par sa voie gazeuse et thermiquement à une source à T_h ou un puits de chaleur à T_m .

L'association de ces composants entre eux constitue une machine tritherme (figures 1 et 2) dont le fonctionnement comprend quatre phases distinctes :

Une compression à volume constant (trajet A-B), durant laquelle l'adsorbent est isolé du reste de l'installation et est mis en communication avec la source à haute température à T_h . La désorption de gaz qui a lieu dans le volume libre de l'adsorbent se traduit par une augmentation de pression. Cette phase de pressurisation s'achève dès que la pression devient au moins égale à celle du condenseur (point B de la figure 2).

Une désorption à pression constante (trajet B-C), où se poursuit le chauffage de l'adsorbent, alors connecté au condenseur à T_m . Cette phase est généralement appelée régénération car c'est elle qui rend l'adsorbent propice à une nouvelle phase de production frigorifique. Elle s'achève lorsque la température de l'adsorbent rejoint celle de la source thermique à T_h (point C).

Dépressurisation à volume constant (trajet C-D). Par opposition à la première phase, l'adsorbent est refroidi par contact avec le puits thermique à T_m . Etant isolé du reste de l'installation, l'adsorption qui a lieu dans le volume libre se traduit par une chute de la pression. Cette étape s'achève dès que cette dernière devient

inférieure à celle régnant dans l'évaporateur (point D de la figure 2).

Une adsorption à pression constante (trajet D-A). Cette étape est celle de production de froid à T_b . Elle provient de l'évaporation du fluide frigorigène qui est aspiré depuis l'adsorbeur. Ce dernier est toujours refroidit par contact avec le puits de chaleur à T_m . Cette étape s'achève lorsque la température de l'adsorbeur rejoint cette dernière. Dès lors un nouveau cycle peut commencer.

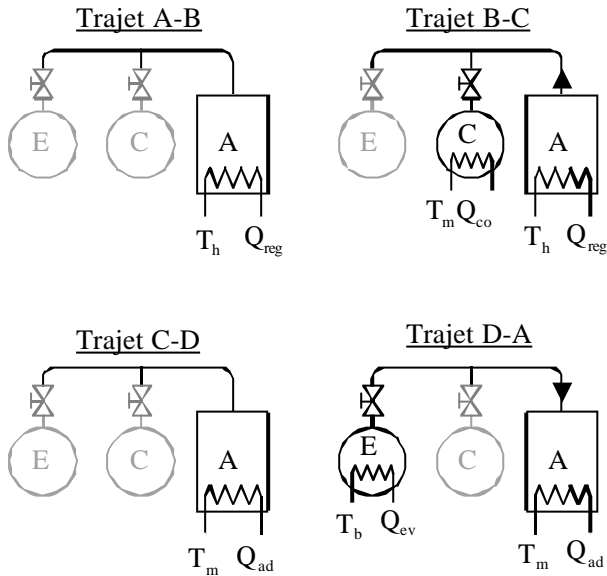


Figure 1 : Représentation des 4 phases de fonctionnement d'une machine à adsorption

Le cycle décrit par une telle machine est habituellement représenté dans un diagramme de Clapeyron ($\ln(P)$ vs. $-1/T$) tel que celui de la figure 2. Les phases à volume constant (A-B et C-D) sont généralement réalisées à composition constante et suivent donc une isostère ($X=Cte$ où X est la quantité de fluide adsorbé).

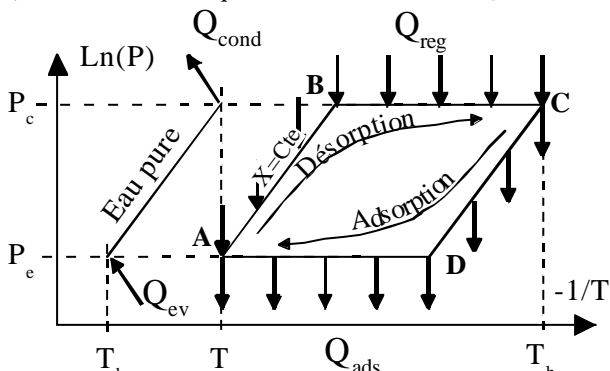


Figure 2 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron.

La quantité d'énergie (Q_{reg}) à fournir au système correspond à celle nécessaire à l'adsorbeur pour passer

du point A au point C. La production frigorifique (Q_{ev}) est, quant à elle, égale à la vaporisation de la quantité de fluide frigorigène correspondant au trajet D-A de l'adsorbeur. Outre ces deux énergies, le fonctionnement tritherme de la machine requiert deux extractions de chaleur au même niveau de température T_m associé généralement au puits infini (air extérieur par exemple). Ces évacuations correspondent à la condensation de gaz (Q_{co}) provenant de l'adsorbeur en phase de régénération d'une part et au passage de l'adsorbeur du point C au point A (Q_{ad}) d'autre part. Le Coefficient Opérationnel de Performances (effet frigorifique) associé au fonctionnement de cette machine est défini selon :

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{reg}} \quad [1]$$

où Q_{ev} et Q_{reg} sont exprimés en J

Un tel cycle conduit à une production discontinue de froid. Le fonctionnement de deux cycles en opposition de phase permet de palier à cet inconvénient en obtenant un effet frigorifique quasi continu. Il permet aussi une utilisation plus rationnelle de l'énergie par récupération d'une partie de la chaleur de régénération fournie à la température la plus haute. On parle alors de cycle double effet à récupération de chaleur.

Machine à double effet

Lors du début de la phase de refroidissement (trajet C-D puis D-A du cycle I de la figure 3), l'adsorbeur est encore suffisamment chaud pour assurer la montée A-B du second adsorbeur ainsi qu'une partie de la phase B-C de désorption sans apport externe. Cette récupération dure tant que subsiste un écart de température suffisant entre les deux adsorbeurs. Cette phase achevée, chacun d'entre eux retrouve alors un comportement similaire au cycle simple effet. Ce mode de fonctionnement permet de diminuer la part d'énergie à fournir au système puisqu'elle se réduit au trajet B'-C au lieu de A-C pour l'adsorbeur n° I et au trajet D'-A au lieu de C-A pour le n° II. Cette gestion de cycle se traduit par conséquent par une valeur du COP plus élevée que dans le cas du simple effet.

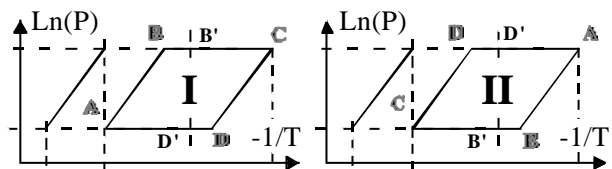


Figure 3: Représentation d'un cycle à deux adsorbeurs (I et II) à récupération de chaleur

Qu'il s'agisse du premier type de cycle comme du deuxième, les performances sont intimement liées au dimensionnement de la machine d'une part et aux

conditions opératoires auxquelles elle est soumise d'autre part. Leurs déterminations nécessitent soit un montage expérimental, soit un modèle permettant de rendre compte du comportement de la machine. Ces deux points font l'objet des deux prochaines parties.

DESCRIPTION DU PROTOTYPE EXPERIMENTAL

L'installation de la pompe à chaleur à adsorption étudiée est constituée (figure 4) d'un adsorbent (1), d'un condenseur (2), d'un évaporateur (3), d'un échangeur de chaleur eau/huile (4), d'un circuit d'huile haute/moyenne température ainsi que d'une chaudière (5) permettant de fournir l'énergie nécessaire à la boucle d'huile haute température.

La raison de la présence d'un échangeur tient au fait que cette machine est conçue pour fonctionner avec une température T_m avoisinant les 100 °C afin d'alimenter ultérieurement en chaleur, un cycle de machine frigorifique à absorption.

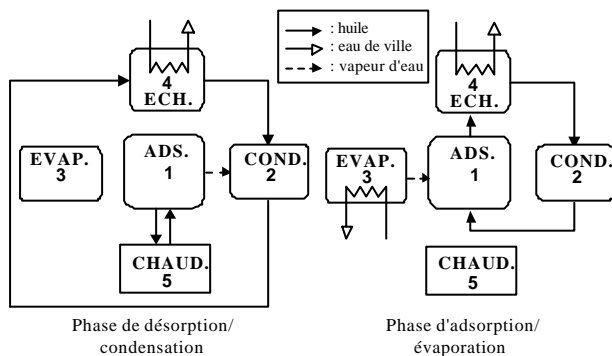


Figure 4 : Représentation schématique du dispositif expérimental étudié.

Durant la phase de désorption/condensation (A-C), la chaudière (5) fournit de l'énergie à l'adsorbent. Dans le même temps, de l'huile récupère la chaleur de condensation, emprunte un by-pass pour éviter l'adsorbent et rejette cette chaleur dans l'échangeur (4). Lors des phases de dépressurisation (C-D) et d'adsorption/évaporation (D-A), la chaudière est alors isolée de l'adsorbent. La chaleur d'adsorption est évacuée au travers de l'échangeur (4). Ce circuit d'huile en fonctionnement à moyenne température ainsi constitué, traverse donc ces deux organes ainsi que le condenseur, qui ne joue aucun rôle dans cette phase (figure 4).

Adsorbent

La figure 5 montre l'adsorbent utilisé. L'intérieur est constituée de zéolithe auquel est ajouté du graphite naturel expansé recomprimé [3]. Ceci confère au mélange de meilleures propriétés de transfert de chaleur

et une moindre résistance au transfert de masse due à une porosité importante (>80%). Par ailleurs, la configuration de la surface d'échange, répartie au travers d'un réseau de 16 tubes effectuant 4 passes permet une distribution plus homogène de la chaleur dans le milieu réactif et des épaisseurs de lit adsorbant de quelques millimètres. Enfin, 9 perforations ont été réalisées dans le sens de la longueur de l'adsorbent et permettant de bonnes conditions de distribution et de diffusion du gaz dans le milieu.

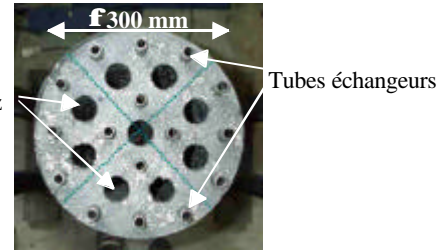


Figure 5 : Coupe d'un adsorbent.

Évaporateur

Il s'agit d'un évaporateur à film tombant constitué d'un faisceau de 13 tubes de 25 mm de diamètre et de 1 m de long. Le fluide frigoprotecteur circule à l'extérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène s'évapore à l'intérieur. La surface d'échange offerte à l'évaporation est de 0.94 m².

Condenseur

C'est un échangeur de type tubes/calandre à disposition verticale. Le fluide caloporteur circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène se condense à l'extérieur. La surface d'échange est de 1.25 m².

Échangeur

Il s'agit également d'un échangeur de type tubes/calandre à disposition verticale. L'huile du système circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigoprotecteur (eau de ville) circule à l'extérieur. La surface d'échange est de 1.5 m².

Chaudière

Cet organe offre une capacité de chauffage de 10 kW électrique et une température maximale de 300 °C. La circulation de l'huile est assurée par une pompe centrifuge pouvant fournir un débit volumétrique de 117 l/min.

Chaîne de mesure

Le montage expérimental est équipé de sondes de pression, de température et de débit, qui sont ensuite reliées à une centrale d'acquisition multivoie et à un ordinateur afin, d'une part, de visualiser l'état de la machine en temps réel et, d'autre part, de sauvegarder

les données pour leur traitement ultérieur. Les capteurs de pression pour le condenseur et l'adsorbeur ont une plage de mesure allant de 0 à 2000 mbar, tandis que pour l'évaporateur, cette plage s'étend de 0 à 100 mbar. L'incertitude de ces derniers est de 1 % de la pleine échelle. Tous les capteurs de température sont des thermocouples de type K, dont les incertitudes sont de 0.5 K. Les deux capteurs de débit (boucle haute et moyenne température) ont une plage comprise entre 0 et 5.4 m³/h avec une incertitude de 0.65 %.

MODELISATION

Le cycle d'une machine à adsorption étant par nature discontinu (1 cycle = 4 phases), le modèle se doit d'être dynamique pour tenir compte de toutes les phases transitoires. De nombreux modèles ont été utilisés pour simuler les cycles à adsorption. Ce travail s'inspire des modèles développés précédemment, ces derniers se basant sur un certain nombre d'hypothèses [4]:

- la température et la pression des différents milieux sont considérées uniformes dans l'espace,
- la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait,
- les pertes de charges sont négligées.

L'hypothèse de l'uniformité de la température a été vérifiée au moyen de 4 thermocouples implantés à différentes positions dans l'adsorbeur. Ces derniers montrent des écarts entre eux inférieurs à 1.5°C quelle que soit la phase du cycle.

Le modèle global de la machine repose sur l'interconnexion par voie massique ou thermique de ses 5 principaux composants : l'adsorbeur, le condenseur, l'évaporateur, l'échangeur et la chaudière, au travers d'un réseau complexe de tubes et de vannes. Chacun de ces sous-systèmes est lui-même décomposé en autant de milieux le constituant et représentés selon les cas, par le fluide caloporteur, le matériau de l'enveloppe, le matériau de la surface d'échange, le fluide frigorigène ou encore le mélange adsorbant. Aussi, la description complète de la machine implique la prise en compte d'une trentaine de milieux différents qui sont chacun décrits par une, voire deux, équations différentielles issues des lois de conservation de l'énergie dans tous les cas et de matière pour certains d'entre eux. Ainsi, le premier principe de la thermodynamique appliqué dans sa forme la plus générale s'écrit :

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \underbrace{\sum_i \dot{Q}_i}_A + \underbrace{\sum_j \dot{m}_j \cdot h_j}_B + \underbrace{\dot{s}}_C \quad [2]$$

où

A représente le terme dû aux divers échanges de chaleur (principalement convectifs et/ou radiatifs) entre le milieu *i* considéré et ceux avoisinants,

B représente les échanges d'énergie dus aux transferts de matière entre milieux (système ouvert),

C représente le terme source de chaleur, compté positivement dans le cas de l'adsorption (processus exothermique) et négativement dans le cas de la désorption (processus endothermique). Ce terme est proportionnel à la chaleur latente d'adsorption ΔH (kJ/kg adsorbé) et à la vitesse d'apparition ou de disparition de fluide frigorigène dans l'adsorbeur et s'exprime selon :

$$\dot{s} = m_z \frac{\partial X}{\partial t} \Delta H \quad [3]$$

où ΔH est la chaleur latente de désorption/adsorption exprimée en J/kg adsorbé.

Dans sa forme la plus générale, l'application du bilan de masse aux milieux qui le nécessitent fait apparaître le terme inhérent aux entrées/sorties de matière du système ouvert considéré et le terme source évoqué plus haut dans le cas de l'adsorbeur. Il s'écrit:

$$\frac{\partial m_f}{\partial t} = m_z \frac{\partial X}{\partial t} + \sum_j \dot{m}_j \quad [4]$$

Aux équations de conservation et de transfert s'ajoutent deux équations d'état, celle du gaz parfait pour l'eau sous forme de vapeur et celle de Dubinin-Astakhov pour l'équilibre solide/gaz du couple zéolithe eau:

$$X(P,T) = W_0 \cdot \rho(T) \cdot \exp\left(D \cdot \left[T \cdot \ln\left(\frac{P_{sat}}{P}\right)\right]^n\right) \quad [5]$$

Dans la présente étude $W_0=0.311 \cdot 10^{-3}$, $D=-1.8023 \cdot 10^{-7}$ et $n=2$ [5].

A ces propriétés s'ajoutent celles de tous les matériaux impliqués dans la machine. Les caractéristiques de certains d'entre eux (l'huile en particulier) varient de façon non négligeable en fonction de la température et les corrélations décrivant ces variations ont été fournies par le fabricant et intégrées dans le modèle.

Les coefficients d'échanges thermiques de l'huile ont par ailleurs été calculés à l'aide de ces propriétés et ce, dans tous les composants (tubes, échangeurs, etc.) où circule cette huile. Les corrélations utilisées permettent de tenir compte du régime de l'écoulement (Re_d) et de la température. Ces relations sont de la forme suivante:

$Re_d \geq 10000$:

$$H = \frac{k}{d} 0.027 Re_d^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad [6]$$

$2300 < Re_d < 10000$:

$$H = \frac{k}{d} \left[\frac{f/8 (Re_d - 1000) Pr}{1 + 12.7 (f/8)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \right] \quad [7]$$

où $f = (0.79 \ln(Re_d) - 1.64)^{-2}$

En vue d'obtenir des résultats expérimentaux reproductibles, un minimum de 3 cycles sont nécessaires à l'établissement d'un régime périodiquement stable. Les résultats présentés ci-après correspondent donc aux cycles obtenus au delà de ces 3 cycles. Le calcul des puissances associées à chaque composant est issu des mesures du débit le traversant et des températures entrée/sortie. Les énergies correspondantes et nécessaires au calcul du COP proviennent, quant à elles, de l'intégration dans le temps de cette information.

SIMULATION

Comparaison modèle/expérience

Les figures 6 et 7 présentent les évolutions de la température du milieu adsorbant et de la pression au cours du temps durant deux cycles expérimentaux et simulés successifs.

L'enchaînement des 4 étapes est bien visible sur ces courbes, principalement au niveau de la pression. On retrouve les deux phases à pression constante, l'une au environ de 15 mbar correspondant à une température d'évaporation d'environ 10 °C et l'autre aux environs de 80 mbar correspondant à une température de condensation au voisinage de 40°C. Entre ces deux étapes, se situent les deux phases intermédiaires de chauffage/pressurisation et de refroidissement/dépressurisation. Compte tenu du volume libre réduit de l'adsorbé, ces phases sont relativement rapides (2-4 minutes).

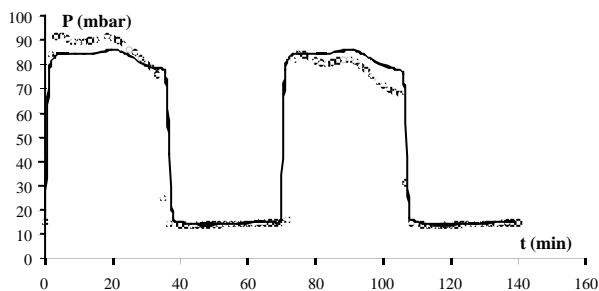


Figure 6 : Evolution de la pression expérimentale (o o o o) et simulée (—) régnant dans l'adsorbé au cours du temps.

L'évolution des deux cycles a été représentée sur la figure 8 où on peut voir le trajet suivi par l'adsorbé sur un diagramme de Clapeyron.

Sur ces trois figures, l'évolution simulée de ces différentes variables a été aussi représentée. On peut y constater la relative bonne représentation par le modèle, du comportement de la machine, tant en pression qu'en température.

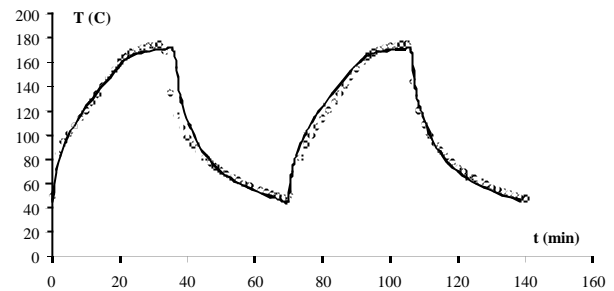


Figure 7 : Evolution de la température expérimentale (o o o o) et simulée (—) du lit adsorbant au cours du temps.

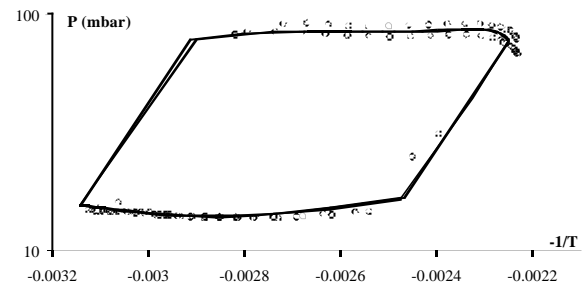


Figure 8 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (o o o o) et simulé (—) suivi par l'adsorbé.

Au niveau des puissances mises en jeu dans un tel cycle (figure 9), on constate aussi que le modèle rend assez bien compte des échanges de chaleurs qui ont lieu dans les différentes étapes (régénération/condensation et adsorption/évaporation). L'analyse énergétique de ces résultats ne montre pas une efficacité aussi élevée que souhaitée. En effet, le COP, calculé d'après l'expérience est de 0.13 et celui simulé est de 0.19. Il semble que seule une fraction (environ la moitié) de la zéolithe participe au cyclage. Ceci est vraisemblablement dû à la fabrication du matériau consolidé qui a été compacté en tranches successives d'un mélange de zéolithe et de graphite naturel expansé. Une part importante de la zéolithe semble être sortie de ce matériau et se trouve vraisemblablement neutralisée au fond de l'adsorbé. Ce phénomène se traduit par un rapport plus élevé que prévu entre la masse de métal des tubes de l'échangeur

(figure 5) et celle de la zéolithe active (m_{met}/m_z de l'ordre de 5). Cela engendre une forte consommation énergétique due à la grande inertie thermique par rapport à la production de froid obtenue. De plus, la relative complexité d'un circuit conçu pour des cycles plus élaborés associé à des températures de fonctionnement en régénération d'environ 180-200°C, conduisent à des quantités de chaleur perdues qui augmentent la part de puissance à fournir au système et par conséquent réduisent le COP.

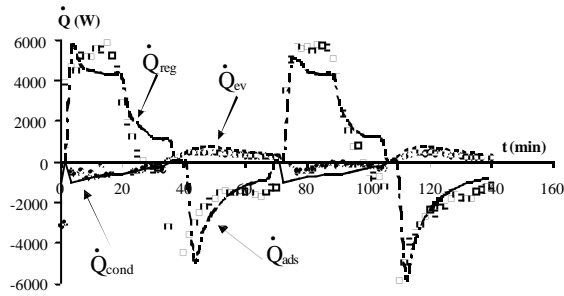


Figure 9: Evolution des différentes puissances simulées (—) et expérimentales (◊ ◊ ◊ ◊), mises en jeu dans le cycle simple effet étudié.

Si le rapport m_{met}/m_z devient 2.5 (valeur prévue à l'origine) et pour les mêmes conditions opératoires, on obtient un COP de 0.28. Si, de plus, on considère une installation bénéficiant d'une meilleure isolation thermique (épaisseur d'isolant passant de 2 cm à 10 cm), le COP s'élève alors à 0.31.

Cycle double effet

La modélisation du cycle double effet a été réalisée à partir du modèle simple effet. Il utilise donc les mêmes hypothèses et équations que ce dernier. Seul un deuxième adsorbent et deux nouveaux tubes de liaison viennent s'ajouter aux différents organes déjà présents dans la machine. Les tubes servent à relier les deux adsorbents pour permettre la circulation de l'huile entre eux lors des phases de récupération de chaleur.

On observe nettement cette phase de récupération de chaleur sur les courbes de température, où les deux adsorbents tendent asymptotiquement vers une valeur moyenne d'environ 100°C. Dès lors, chaque adsorbent retrouve un comportement de type simple effet.

Les figures 11 et 12 mettent en évidence l'aspect quasi continu du régime de fonctionnement de la machine par le maintien de la production frigorifique, illustrée par un niveau de pression dans l'évaporateur sensiblement constant dans le temps. On observe en revanche, un comportement particulier (figure 12) du condenseur dû à sa disposition en série avec l'échangeur dans le circuit d'huile à moyenne température (figure 4). En effet, lorsque la phase de récupération de chaleur entre les deux adsorbents est terminée, l'huile arrivant du condenseur est dirigée vers l'adsorbent en phase de

d'adsorption/évaporation afin de le refroidir. Suite à ce passage au travers l'adsorbent, l'huile, dont la température a augmenté, passe dans l'échangeur (évacuation de la chaleur) pour ensuite revenir dans le condenseur, augmentant ainsi légèrement la température de ce dernier. Cette légère augmentation de température du condenseur engendre donc une augmentation de la pression à laquelle se produit la condensation.

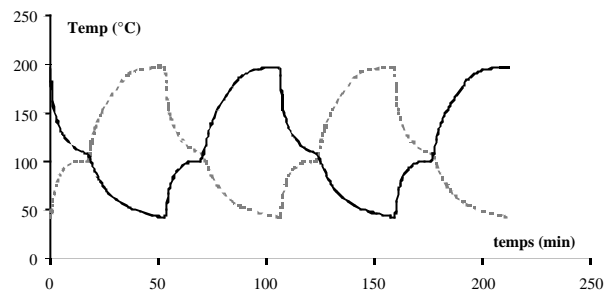


Figure 11 : Évolution de la température des lits d'adsorbant en fonction du temps.

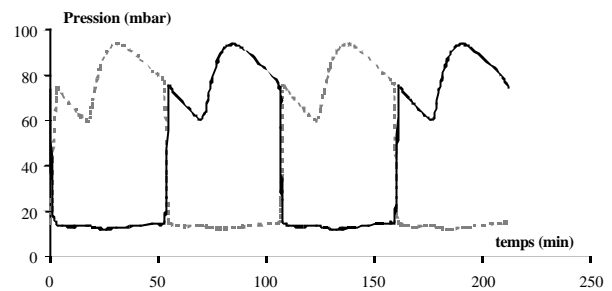


Figure 12: Évolution de la pression dans les adsorbents en fonction du temps.

Le COP atteint par un tel cycle, pour le cas où le rapport m_{met}/m_z est de 2.5, est de 0.38. Dans l'hypothèse où l'isolation thermique de la machine est renforcée afin d'en réduire les pertes vers l'extérieur, le COP passe alors aux environs de 0.48. Le modèle met donc en évidence l'attention particulière qui doit être portée au niveau de l'isolation des différents composants, spécialement au niveau de l'adsorbent, des tubes de la boucle 'haute température' et ceux servant à la récupération de chaleur.

DISCUSSION/CONCLUSION

Les cycles à sorption offrent une alternative aux systèmes conventionnels là où une source chaude est disponible. Les performances de ces machines, présent indépendamment, n'offrent pas encore des efficacités énergétiques aussi intéressantes que les systèmes conventionnels. En revanche, une fois combinées, certaines d'entre elles permettent un gain substantiel. C'est le cas des systèmes de type cascade. Cette étude porte sur le développement d'un tel cycle, constitué

d'une machine à adsorption eau/zéolithe fournissant de l'énergie à une machine à absorption eau/bromure de lithium.

Un modèle de simulation dynamique d'une machine à adsorption double effet avec récupération de chaleur, conçu à partir d'un modèle simple effet validé, est présenté dans cet article.

Les performances atteintes par le prototype expérimental (simple effet) se sont avérées plus faibles que prévu. En effet, un COP de 0.13 a été obtenu pour des conditions de fonctionnement standards ($T_b=10^\circ\text{C}$, $T_m=40^\circ\text{C}$, $T_h=180^\circ\text{C}$). Une fraction de la zéolithe (environ la moitié) semble avoir été neutralisée lors de la fabrication du matériau consolidé (mélange graphite/zéolithe), ce qui correspond à un rapport m_{met}/m_z d'environ 5 (masse de métal/masse de zéolithe de l'adsorbent). Le COP simulé d'une telle machine, avec le rapport m_{met}/m_z de 2.5 prévu à l'origine, s'élève à 0.28 (0.31 dans le cas d'une installation mieux isolée). En mode double effet, le COP passe à 0.38 (0.48 dans le cas d'une installation mieux isolée) pour les mêmes conditions opératoires.

Dans le cas d'un cycle cascade, les niveaux de température sont plus élevés que ceux présentés jusqu'ici. Le COP simulé que l'on obtient dans ces conditions ($T_b=5^\circ\text{C}$, $T_m=90^\circ\text{C}$, $T_h=290^\circ\text{C}$) est de 0.17 (0.26 avec des pertes thermiques réduites). Ces résultats numériques seront prochainement comparés aux résultats expérimentaux obtenus dans ces conditions. Enfin, le modèle sera testé dans le cas d'une phase de récupération de matière, principe utilisée afin d'augmenter encore l'efficacité globale de l'installation [6].

RÉFÉRENCES

1. N. C. Srivastava And I. W. Eames. (1997), "A review of developments in solid-vapour adsorption refrigeration and heat pump systems". Journal of the Institute of Energy, 70, pp 116-127.
2. New sorption systems for air-conditioning in buildings. Joule-III contract. JOE3-CT98-0055.
3. F. Poyelle, J.J. Guillemot, F. Meunier, "Analytical Study of a Gas-Fired Adsorptive Air-Conditioning System". ASHRAE Trans. 1996, V 102.
4. N. Douss, F; Meunier, and L. M. Sun. "Predictive model and experimental results for a two-adsorber solid adsorption heat pump". I&EC Research, 1988, 27, 310.
5. J. J. Guillemot. "Caractérisation de l'état stationnaire liquide-gaz adsorbant lors de l'adsorption de gaz condensable sur la zéolithe". Thèse de doctorat, Dijon, 1978.
6. T. Zanife, F. Meunier, J. B. Chalfen. "Machines frigorifiques à adsorption (Charbon actif/méthanol). Cycle à récupération de masse". Proc. XVIIIth Int. Congress of refrigeration, Montréal, August 10-17 1991;

NOMENCLATURE

Variables:

d	diamètre (m)
E	énergie totale (J)
h	enthalpie spécifique (J/kg)
H	coefficient d'échange thermique ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
k	conductibilité thermique (W/mK)
m	masse (kg)
\dot{m}	débit massique (kg/s)
P	pression (Pa)
Pr	nombre de Prandtl
Q	énergie (J)
\dot{Q}	puissance (W)
Re	nombre de Reynolds
s	source de chaleur (W)
T	température (K)
t	temps (s)
X	concentration (kg d'adsorbant par kg d'adsorbant)
μ	viscosité dynamique (Pa s)
ΔH	chaleur latente d'adsorption (J/kg)

Indices:

ad	adsorption
b	basse température
co	condensation
ev	évaporation
f	fluide frigorigène
h	haute température
i	milieux d'échange
j	fluides échangés
m	moyenne température
met	métal
reg	régénération
sat	état saturé
t	température du tube
v	vapeur
z	zéolithe