POLYPUBLIE
Polytechnique Montréal

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL
UNIVERSITÉ D'INGÉNIERIE

Titre: Title:	Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur à adsorption
Auteur: Author:	Dominique Lachance
Date:	2003
Type:	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis
Référence: Citation:	Lachance, D. (2003). Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur à adsorption [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/7130/

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: PolyPublie URL:	https://publications.polymtl.ca/7130/
Directeurs de recherche: Advisors:	Michel Bernier, & Francis Meunier
Programme: Program:	Non spécifié

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal

https://publications.polymtl.ca

In compliance with the
Canadian Privacy Legislation
some supporting forms
may have been removed from
this dissertation.

While these forms may be included
in the document page count,
their removal does not represent
any loss of content from the dissertation.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET MODÉLISATION D'UNE POMPE À CHALEUR À ADSORPTION

DOMINIQUE LACHANCE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES

(GÉNIE MÉCANIQUE)

MAI 2003

© Dominique Lachance, 2003.

National Library of Canada
Bibliothèque nationale du Canada

Acquisitions and Bibliographic Services
Acquisisitons et services bibliographiques

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence
ISBN: 0-612-86407-3
Our file Notre référence
ISBN: 0-612-86407-3

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou aturement reproduits sans son autorisation.

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET MODÉLISATION

D'UNE POMPE À CHALEUR À ADSORPTION

présenté par : LACHANCE Dominique

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. LAFLEUR Pierre, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. MEUNIER Francis, Doctorat, membre et codirecteur de recherche

M. TEYSSEDOU Alberto, Ph.D., membre

DÉDICACE

À ma femme, *Chérie*

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à exprimer mes sincères remerciements à M. Jean Paris, professeur titulaire retraité au département de génie chimique de l'École Polytechnique de Montréal, ainsi qu'à mon codirecteur de recherche, M. Michel Bernier, professeur titulaire au département de génie mécanique de l'École Polytechnique de Montréal. Ils m'ont accordé une très grande confiance tout au long de ma maîtrise tout en m'apportant un support technique et financier requis au bon déroulement de mes travaux.

Je remercie spécialement mon second codirecteur de recherche, M. Francis Meunier, directeur de l'IFFI (Institut Français du Froid Industriel et du génie climatique) au CNAM de Paris, sans qui mon projet n'aurait pas pu se réaliser. Je le remercie également de m'avoir permis d'utiliser les installations expérimentales de l'IFFI et de m'avoir si bien encadré et conseillé durant tout mon séjour en France.

Un gros merci également à M. Jean Castaing-Lasvignottes, ingénieur de recherche à l'IFFI, maintenant maître de conférence à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA), pour son aide, ses précieux conseils et bien sûr sa grande amitié.

Finalement, j'aimerais remercier les membres de mon jury pour avoir accepté d'évaluer ce mémoire, ma femme ainsi que tous ceux qui m'ont encouragé et supporté tout au long de mes études.

RÉSUMÉ

Cet ouvrage fait suite à des travaux réalisés dans le cadre d'un projet européen (Joule III, 2000) concernant l'étude des performances d'un cycle cascade bi-étagé, couplant une machine à adsorption eau/zéolite à une machine à absorption eau/bromure de lithium. Ce couplage a comme objectif d'augmenter le coefficient de performance (COP) global de l'installation. Le présent travail consiste en l'étude expérimentale et en la modélisation numérique de la machine à adsorption eau/zéolite.

L'installation simple effet du CNAM (Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris) a été utilisée pour réaliser la campagne de mesures qui comporte deux volets. Le premier consiste à caractériser l'équilibre thermodynamique entre l'eau et la zéolite à l'aide du tracé d'un réseau de courbes appelées *isostères d'adsorption*. Le deuxième permet d'évaluer le COP et la puissance frigorifique spécifique (PFS) de l'installation expérimentale simple effet.

Le tracé des isostères a permis de constater un problème au niveau de la capacité d'adsorption du lit d'adsorbant utilisé. En effet, lors du tracé des isostères, le lit d'adsorbant ne semble pouvoir contenir qu'environ 50% de la quantité d'eau préalablement estimée. Ce problème a comme conséquence directe de réduire la quantité d'eau pouvant être cyclée lors du fonctionnement de la machine, menant ainsi à des performances moins élevées que prévu. En effet, pour des températures à l'évaporateur

(T_b) et au condenseur (T_m) de 13°C et 45°C, respectivement, et une température de régénération (T_h) de 180°C, le COP et la PFS s'élèvent à 0.16 et 30 W/kg, respectivement. Lorsque que T_h passe à 220°C, le COP et la PFS passent à 0.17 et 53.9 W/kg, respectivement.

Un modèle numérique de simulation dynamique a été conçu. Le modèle comporte un système d'équations différentielles ordinaires représentant une trentaine de milieux différents. Ce modèle simple effet a été validé avec succès en le comparant aux résultats expérimentaux issus de la machine du CNAM.

Le modèle est ensuite adapté au cycle double effet à récupération de chaleur et de masse afin d'en mener l'analyse énergétique. La machine double effet permet de réaliser une amélioration substantielle des performances par rapport à l'installation simple effet. Ainsi, pour des conditions opératoires à l'évaporateur (T_b) et au condenseur (T_m) similaires à celles mentionnées plus haut, le COP et la PFS s'élèvent à 0.28 et 59.1W/kg, respectivement, pour une T_h de 180°C.

ABSTRACT

This work is the continuation of a study completed within the framework of a European project (Joule III, 2000), concerning the evaluation of the performances of a two-stage cascade type cycle, coupling a water/zeolite adsorption machine with a water/lithium-bromide absorption machine. The objective of this coupling is to increase the overall Coefficient of Performance (COP) of the installation. The present work examines the water/zeolite adsorption cycle. Experimental and numerical modelling results are reported.

The CNAM (Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris) single effect installation has been used to carry out a two part experimental study. The first part characterizes the thermodynamic equilibrium between water and zeolite using a set of curves called *adsorption isosteres*. The second part evaluates the COP and Specific Cooling Power (SCP) of the machine.

The charting of the *isosteres* set revealed that the adsorbent contains about 50% less water than the estimated amount. This problem has a direct impact on the quantity of water cycled during the operation of the machine, thus leading to lower than expected performances. For evaporating (T_b) and condensing (T_m) temperatures of 13°C and 45°C, respectively, and a regenerating temperature (T_h) of 180°C, the COP and the SCP are

0.16 and 30 W/kg, respectively. When T_h increases to 220°C, the COP and the SCP increase to 0.17 and 53.9 W/kg, respectively.

A numerical dynamic model of the machine has been proposed. This model includes a set of ordinary differential equations representing about thirty different mediums. This single effect model has been validated with success by comparing its predictions with the experimental results generated by the CNAM installation.

The model is then adapted to a double effect cycle using heat and mass recovery. A substantial improvement is noted in the performance of the double effect system compared with that of the single effect installation. For operating conditions at the evaporator (T_b) and the condenser (T_m) similar to those mentioned above and for a T_h of 180°C, the COP and the SCP rise to 0.28 and 59.1 W/kg, respectively.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE iv

REMERCIEMENTS v

RÉSUMÉ vi

ABSTRACT viii

TABLE DES MATIÈRES x

LISTE DES TABLEAUX xv

LISTE DES FIGURES xvi

INTRODUCTION 1

0.1 Description du projet 2

0.2 Objectifs de la présente étude 6

0.3 Organisation de ce mémoire 6

CHAPITRE 1 - REVUE DE LA LITTÉRATURE 8

1.1 Phénomène de l'adsorption 8

1.1.1 Description 8

1.1.2 Adsorbants et adsorbats 10

1.1.3 Caractéristiques de la zéolite 12

1.2 Limitations actuelles et performances des machines à adsorption 13

1.3 Modèles de simulation existants 16

1.3.1 Modèle de N. Douss, F. Meunier et L. Sun 17

1.3.2 Modèle de F. Meunier et T. Zanife 19

1.3.3 Modèle de F. Meunier et N. Douss 20

1.3.4 Modèle de F. Poyelle, J-J. Guilleminot et F. Meunier 21

CHAPITRE 2 - PRINCIPES DE BASES DES POMPES À CHALEUR 23

2.1 Pompe à chaleur ditherme 23

2.2 Pompe à chaleur tritherme 25

2.2.1 Pompe à chaleur tritherme simple effet 25

2.2.2 Pompe à chaleur tritherme double effet 26

2.2.2.1 Machine à régénération de température (« Thermal Wave ») 27

2.3 Cycle cascade 29

CHAPITRE 3 - MONTAGE EXPÉRIMENTAL 31

3.1 Description 31

3.2 Fluides caloporteurs 34

3.3 Adsorbeur 35

3.4 Évaporateur 37

3.5 Condenseur 38

3.6 Échangeur eau/huile 38

3.7 Boucles thermiques 39

3.7.1 Boucle thermique haute température 39

3.7.2 Boucle thermique moyenne température 39

3.8 Circuiterie 40

3.9 Capteurs 40

3.9.1 Mesures de pressions 40

3.9.2 Mesures de températures 40

3.9.3 Mesures de débits 41

CHAPITRE 4 - MODÉLISATION 42

4.1 Description du modèle simple effet 42

4.1.1 Fonctionnement du cycle 44

4.1.2 Hypothèses de bases 46

4.1.3 Équations gouvernantes 47

4.1.3.1 Équations d'état 47

4.1.3.2 Bilans thermiques 49

4.1.3.2.1 Bilan sur l'adsorbeur 49

4.1.3.2.2 Bilan sur la chaudière 55

4.1.3.2.3 Bilans sur l'évaporateur et le condenseur 56

4.1.3.2.4 Bilans au niveau des tubes d'interconnexion 58

4.1.3.3 Bilans massiques 59

4.1.3.3.1 Phases isostériques 59

4.1.3.3.2 Phases de désorption/adsorption 60

4.1.3.4 Coefficient de transfert de chaleur de l'huile 62

4.1.3.5 Coefficients de transfert de chaleur du côté calandre de l'évaporateur, du condenseur et de l'échangeur de chaleur eau/huile 63

4.1.3.6 Évaporateur 65

4.1.3.7 Échangeur de chaleur 69

4.1.3.8 Condenseur (côté fluide frigorigène) 70

4.1.4 Méthode de résolution 71

4.1.5 Paramètres de fonctionnement 74

4.2 Modélisation de la machine double effet 76

4.2.1 Fonctionnement du cycle 77

4.2.2 Récupération de chaleur 79

4.2.3 Récupération de masse 81

4.2.4 Paramètres de fonctionnement 82

4.3 Caractéristiques des différents composants de la machine simple effet du CNAM 84

CHAPITRE 5 - RÉSULTATS 90

5.1 Généralités 90

5.2 Tracé des isostères 91

5.2.1 Méthode utilisée pour le tracé des isostères 92

5.2.2 Méthode de comparaison modèle de Dubinin-Astakhov/expérience 94

5.2.3 Résultats et discussions 96

5.2.3.1 Isostères à basse pression 96

5.2.3.2 Isostères à haute pression 99

5.3 Comparaison modèle/expérience 102

5.3.1 Résultats du premier essai 103

5.3.2 Résultats du deuxième essai 109

5.3.3 Résultats du troisième essai 112

5.4 Simulation d'une machine double effet 117

5.4.1 Cycle de base 117

5.5 Analyses paramétriques 120

5.5.1 Phase de récupération de chaleur et température de régénération 120

5.5.2 Variation de la température de fin d'adsorption (T_{ads}) 122

5.5.3 Modifications possibles pour optimisation 124

5.5.3.1 Amélioration de l'isolation thermique 125

5.5.3.2 Variation de la masse de l'adsorbeur 126

5.5.3.2.1 Variation de la masse de zéolite 127

5.5.3.2.2 Variation de la masse de l'adsorbeur (métal) 129

5.5.3.3 Modification des caractéristiques de la zéolite 130

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS 131

BIBLIOGRAPHIE 142

ANNEXE A - PROPRIÉTÉS DE L'HUILE THERMELF ETA32 147

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Principaux couples adsorbant/adsorbat rencontrés dans la littérature..... 12

Tableau 4.1 : Paramètres caractéristiques de l'échangeur de chaleur eau/huile. 69

Tableau 4.2 : Liste des propriétés physiques des matériaux utilisés dans le modèle..... 84

Tableau 4.3 : Matériaux de l'adsorbeur. 86

Tableau 4.4 : Masse des différents composants du système simple effet. 88

Tableau 5.1 : Coefficients W_0, Dd et n déterminés par Guilleminot (1978) pour un couple eau/zéolite semblable à celui utilisé lors de la présente étude. 95

Tableau 5.2 : Nouveaux coefficients W_0, Dd et n déterminés expérimentalement..... 98

Tableau 5.3 : Variation observée expérimentalement de la chaleur latente d'adsorption. 101

Tableau 5.4 : Conditions des essais..... 102

Tableau 5.5 : Résumé des résultats expérimentaux et simulés pour les trois essais de comparaison. 115

Tableau 5.6 : Impact de la durée de la phase de récupération de chaleur et de la température de régénération sur les performances du cycle. 121

Tableau 5.7 : Impact d'une amélioration de l'isolation de l'adsorbeur. 125

LISTE DES FIGURES

Figure 0.1 : Représentation des 4 phases de fonctionnement d'une machine à adsorption. 4

Figure 0.2 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron. 4

Figure 1.1 : Schéma représentant les micropores et les macropores d'un milieu adsorbant. 11

Figure 1.2 : Structure microscopique de différents types de zéolite. 13

Figure 1.3 : Échantillon du matériau consolidé fait de GNE et de granules de zéolite. 14

Figure 2.1 : Représentation d'une pompe à chaleur ditherme. 24

Figure 2.2 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron. 25

Figure 2.3 : Schéma représentant le profile de température du fluide caloporteur dans un système à front de température (« Thermal Wave »). 28

Figure 2.4 : Schéma simplifié d'un cycle cascade. 30

Figure 3.1 : Représentation schématique du fonctionnement du dispositif expérimental étudié. 32

Figure 3.2 : Représentation schématique de la disposition des différents composants et capteurs. 33

Figure 3.3 : Vue en coupe de l'adsorbeur. 36

Figure 3.4 : Vue du lit d'adsorbant sans sa coquille extérieure. 36

Figure 3.5 : Photo de l'adsorbeur et des vannes d'interconnexion le reliant au condenseur et à l'évaporateur. 37

Figure 4.1 : Schéma de l'installation expérimentale de la pompe à chaleur à adsorption du CNAM..... 43

Figure 4.2 : Schéma représentant l'échangeur (gauche) et l'adsorbeur (droite). 44

Figure 4.3 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron. 45

Figure 4.4 : Schéma représentant les différents paramètres utilisés dans les équations de conservation de l'énergie de l'adsorbeur. 49

Figure 4.5 : Schéma représentant les 2 résistances thermiques entre le lit d'adsorbant et la calandre. 50

Figure 4.6 : Schéma représentant l'ensemble tubes – lit d'adsorbant. 53

Figure 4.7 : Schéma représentant les différents paramètres utilisés pour effectuer le bilan de la chaudière. 55

Figure 4.8 : Schéma représentant le condenseur. 57

Figure 4.9 : Schéma représentant les différents paramètres utilisés pour le bilan thermique d'un tube d'interconnexion. 58

Figure 4.10 : Schéma représentant la sortie de l'adsorbant provoquant la perte de charge singulière (K=1.5). 61

Figure 4.11 : Schéma de l'évaporateur à film ruisselant. 66

Figure 4.12 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur du fluide caloporteur (eau) de l'évaporateur (côté calandre). 67

Figure 4.13 : Variation du coefficient de transfert de chaleur du fluide frigorigène dans l'évaporateur en fonction du flux de chaleur et de la température. 68

Figure 4.14 : Variation du coefficient d'échange du fluide caloporteur côté calandre. . 70

Figure 4.15 : Représentation du film liquide lors de la condensation sur une surface verticale. 71

Figure 4.16 : Interface du modèle simple effet..... 75

Figure 4.17 : Illustration des écarts de température servant au contrôle du temps de cycle. 76

Figure 4.18 : Schéma du circuit de l'installation double effet. 77

Figure 4.19 : Représentation d'un cycle à deux adsorbeurs (I et II) à récupération de chaleur. 79

Figure 4.20 : Représentation d'un cycle à deux adsorbeurs (I et II) à récupération de masse. 81

Figure 4.21 : Interface graphique du modèle double effet. 83

Figure 4.22 : Variation des propriétés physiques ρ, μ et k de l'eau en fonction de la température. 85

Figure 4.23 : Schéma représentant les différentes parties d'un adsorbeur. 86

Figure 4.24 : Représentation de l'ensemble tube-épaulement pour les circuits d'huile. 87

Figure 4.25 : Localisation des composants de la machine simple effet. 88

Figure 4.26 : Représentation des nouveaux composants pour une installation double effet. 89

Figure 5.1 : Représentation typique des isostères (X=Cte) dans un diagramme de Clapeyron. 91

Figure 5.2 : Schéma de l'installation du banc d'essais utilisé lors du tracé des isostères. 92

Figure 5.3 : Schéma du dispositif utilisé pour effectuer le tracé des isostères sur la pompe à chaleur à adsorption eau/zéolite. 93

Figure 5.4 : Schéma représentant l'algorithme utilisé afin de déterminer les coefficients W_0 et Dd de l'équation de Dubinin-Astakhov. 96

Figure 5.5 : Comparaison des isostères obtenues par le modèle de Dubinin-Astakhov (traits) et par les résultats expérimentaux (symboles) pour une plage de pression comprise entre 10 et 100 millibars. 97

Figure 5.6 : Comparaison des isostères obtenues par le modèle de Dubinin-Astakhov (traits) et par les résultats expérimentaux (symboles) pour une plage de pression comprise entre 10 et 1000 millibars. 100

Figure 5.7 : Evolution de la pression dans l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___). 103

Figure 5.8 : Evolution de la température de l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___). 104

Figure 5.9 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (•) et simulé (___) dans l'adsorbeur. 104

Figure 5.10 : Évolution des différentes puissances simulées (___) et expérimentales (•), mises en jeu dans le cycle simple effet étudié. 106

Figure 5.11 : Autres comparaisons entre les résultats obtenus expérimentalement (symboles) et numériquement (traits) : A-Températures entrée/sortie de l'huile à l'adsorbeur, B-Températures entrée/sortie de l'eau à l'évaporateur, C-Températures de l'huile sortant des tubes d'interconnexion, D-Débits massique de l'huile dans les circuits haute et moyenne température (huile). 107

Figure 5.12 : Evolution de la pression dans l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___). 109

Figure 5.13 : Evolution de la température de l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___). 109

Figure 5.14 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (•) et simulé (___) dans l'adsorbeur. 110

Figure 5.15 : Autres comparaisons entre les résultats obtenus expérimentalement (symboles) et numériquement (traits) : A-Températures entrée/sortie de l'huile à l'adsorbeur, B-Températures entrée/sortie de l'eau à l'évaporateur, C-Températures de l'huile sortant des tubes d'interconnexion (3), D-Débits massique de l'huile dans les circuits haute et moyenne température (huile). 111

Figure 5.16 : Evolution de la température de l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___). 113

Figure 5.17 : Evolution de la pression dans l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___). 113

Figure 5.18 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (•) et simulé (___) suivit par l'adsorbeur..... 114

Figure 5.19 : Évolution des puissances reliées aux différents composants de l'installation en fonction du temps..... 118

Figure 5.20 : Évolution de la température des deux lits d'adsorbant de l'installation en fonction du temps..... 119

Figure 5.21 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours du cycle simulé d'une machine utilisant la récupération de chaleur et de masse. 119

Figure 5.22 : Illustration de la variation de ΔT_{ads} sur un diagramme de Clapeyron..... 123

Figure 5.23 : Évolution du COP et de la PFS en fonction de la température de fin d'adsorption (T_{ads})..... 123

Figure 5.24 : Évolution du temps de cycle en fonction de T_{ads}. 124

Figure 5.25 : Évolution de la PFS et du COP en fonction de la masse de zéolite..... 128

Figure 5.26 : Évolution du COP et de la PFS en fonction du rapport m_m/m_z : (•) variation de la masse de zéolite, (o) variation de la masse de métal. 129

Figure 5.27 : Variation du rapport m_m/m_z pour une zéolite ayant les caractéristiques suivantes : $W_0 = 0.311\times10^{-3}$, Dd = -1.8023×10^{-7} et n = 2. 130

INTRODUCTION

Il existe plusieurs types de pompes à chaleur. Les pompes à chaleur fonctionnant selon le cycle thermodynamique à compression de vapeur sont les plus répandues. Cependant, la plupart d'entre elles utilisent des fluides réfrigérants qui sont nocifs pour l'environnement soit en contribuant à l'appauvrissement de la couche d'ozone ou soit en augmentant la quantité de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Les normes internationales étant de plus en plus strictes envers ces fluides, plusieurs alternatives ont été élaborées. Les machines à sorption font partie des solutions envisageables, car celles-ci fonctionnent généralement avec de l'eau ou de l'ammoniac comme fluide réfrigérant. Cette dernière catégorie comprend principalement les pompes à chaleur à absorption et à adsorption. Les machines à absorption sont disponibles sur le marché depuis bon nombre d'années. Les pompes à chaleur à adsorption offrent aussi une alternative intéressante et sont, pour le moment, encore au stade de recherche et de développement. Les machines à adsorption possèdent peu de composants mécaniques fortement sollicités (comme c'est le cas pour le compresseur d'une pompe à chaleur classique), ce qui leur confère un net avantage au niveau des risques de bris et des coûts d'entretien. Cependant, beaucoup de travaux restent à faire pour augmenter leur efficacité afin de les rendre compétitives par rapport aux systèmes existants.

0.1 Description du projet

Ce projet a été initié dans le cadre du contrat européen Joule-III (2000) dont l'objectif consistait en l'étude d'une machine de type 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. C'est cette dernière qui fait l'objet de la présente étude. Elle est située au Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris (CNAM). Cette installation était opérationnelle au début du projet et n'a nécessité que quelques modifications mineures pour le présent travail. C'est une machine dite à simple effet utilisant le couple eau/zéolite comme adsorbat/adsorbant. Bien que cette installation sera décrite au chapitre 2, il est utile de faire une description succincte du fonctionnement d'une telle machine.

La machine étudiée est du type tritherme, c'est-à-dire à trois niveaux de températures. L'adsorbeur est alternativement connecté à un condenseur et à un évaporateur par sa voie gazeuse et thermiquement à une source à haute température (T_h) ou à un puits de chaleur à température moyenne (T_m). Tel que montré à la figure 0.1, le fonctionnement d'une pompe à chaleur tritherme comprend quatre phases distinctes qui évoluent dans le temps (Lachance et al., 2003). Le cycle décrit par une telle machine est habituellement représenté dans un diagramme de Clapeyron (Ln(P) vs. –1/T) tel que celui représenté à la figure 0.2.

Une compression à volume constant (trajet A-B), durant laquelle l'adsorbeur 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'adsorbeur 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 0.2).

Une désorption à pression constante (trajet B-C), où se poursuit le chauffage de l'adsorbeur, alors connecté au condenseur à T_m. Cette phase est généralement appelée régénération car c'est elle qui rend l'adsorbeur propice à une nouvelle phase de production frigorifique. Elle s'achève lorsque la température de l'adsorbeur 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'adsorbeur est refroidit par contact avec le puits thermique à T_m. Étant 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 0.4).

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 débute.

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).

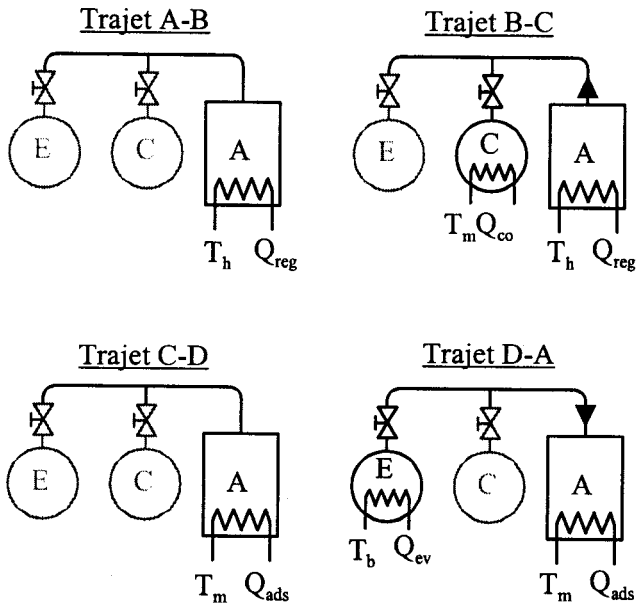

Figure 0.1 : Représentation des 4 phases de fonctionnement d'une machine à adsorption.

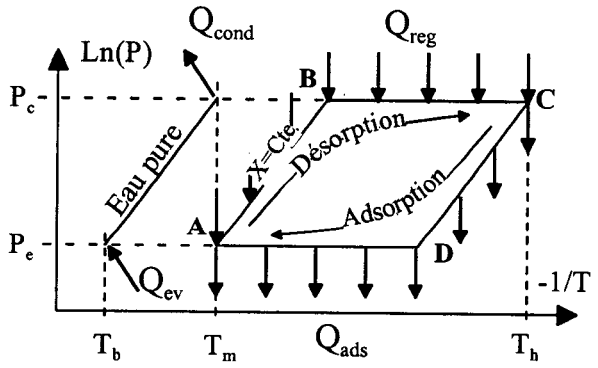

Figure 0.2 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron.

Le Coefficient de Performances (COP), le Coefficient d'Amplification (COA) et la Puissance Frigorifique Spécifique (PFS) associés au fonctionnement de cette machine sont définis selon :

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{reg}} \text{ et } COA = \frac{Q_{ads} + Q_{cond}}{Q_{reg}} \tag{0.1}$$

où Q_{ev} est l'énergie extraite à l'évaporateur, Q_{cond} est l'énergie rejetée au condenseur et Q_{reg} est l'énergie nécessaire à la régénération. Ces énergies sont exprimées en J.

$$PFS = \frac{Q_{ev}}{t_c m_z} \text{ (W/kg)} \tag{0.2}$$

où t_c est le temps du cycle en secondes et m_z est la masse de zéolite contenue dans l'adsorbeur.

Il existe plusieurs façons d'améliorer la performance de ce cycle. Une utilisation plus rationnelle de l'énergie peut être réalisée en ajoutant un deuxième adsorbeur. Cette installation dite à double effet permet d'utiliser le principe de récupération de chaleur et de masse entre les deux adsorbeurs. Cette configuration permet aussi de rendre le cycle quasi-continu (production de chaleur ou de froid presque constante), car les deux adsorbeurs fonctionnent avec un déphasage de 180 degrés. Différentes configurations, telles que les cycles de type cascade ou les cycle à régénération de température, permettent également d'améliorer les performances de ce cycle. Ces différentes techniques sont élaborées au chapitre 2.

0.2 Objectifs de la présente étude

Cette étude porte sur une pompe à chaleur à adsorption tritherme. Les objectifs poursuivis sont les suivants : D'abord, il s'agit de construire un modèle mathématique permettant de simuler correctement le caractère dynamique (que la production de froid/chaud n'est pas constante dans le temps,) d'une telle machine. Parallèlement à cette activité de modélisation, une campagne de mesure est entreprise pour valider le modèle. Ensuite, une machine double effet utilisant les principes de transfert de chaleur et de masse est modélisée. Ce dernier modèle permet également d'étudier l'impact de certains paramètres et de proposer des améliorations à ces machines.

0.3 Organisation de ce mémoire

Ce mémoire comporte une introduction, quatre chapitres et une conclusion. L'introduction, la description du projet ainsi que les objectifs de cette étude se trouvent dans le présent chapitre. Le chapitre 1 présente une revue de la littérature concernant le phénomène de l'adsorption, les couples adsorbant/adsorbat les plus connus, les limitations actuelles des pompe à chaleur à adsorption ainsi que plusieurs modèles de simulation existants. Le chapitre 2 constitue un rappel sur les notions de bases concernant les pompes à chaleur dithermes et trithermes. Quant au chapitre 3, il présente une description du montage expérimental du CNAM. Une description détaillée du modèle développé dans le présent travail se trouve au chapitre 4. Le chapitre 5 contient les résultats expérimentaux concernant le tracé des isostères, la comparaison entre les

résultats obtenus par le modèle et ceux obtenus en laboratoire et finalement, les résultats obtenus par le modèle pour un cycle double effet utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse. Ce travail se termine par une brève conclusion ainsi que quelques recommandations pour des travaux futurs.

CHAPITRE 1
REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre porte sur les publications traitant du phénomène de l'adsorption, de son utilisation dans les pompes à chaleur, des principaux adsorbants utilisés pour ce type d'application, et des différents modèles de simulation s'y rapportant.

1.1 Phénomène de l'adsorption

1.1.1 Description

L'adsorption est un phénomène de surface mettant en jeu un solide, qui présente une importante surface par unité de masse (plusieurs dizaines de m^2 par gramme), et un gaz. La surface de ces solides contient des sites d'attraction pour les molécules adsorbées. La substance qui adsorbe se nomme « adsorbant » et celle qui se fait adsorber se nomme « adsorbat ». Ce phénomène se classe essentiellement en deux catégories, soient : adsorption chimique ou « Chemisorption » et adsorption physique ou « Physisorption ». Ces deux types d'adsorption engendrent deux types de liaison entre les molécules (Ruthven, 1984). Celles occasionnées par l'adsorption chimique sont généralement de plus fortes intensités (liaisons de valence) et occasionnent, dans certains cas, des liaisons irréversibles. Contrairement à ces dernières, l'adsorption physique se produit par l'intermédiaire de liaisons faibles de type Van der Walls et pont d'hydrogène (Srivastava et Eames, 1998). Ce dernier point est important et explique pourquoi on utilise plutôt l'adsorption physique dans les procédés nécessitant une adsorption et une désorption

répétée, comme c'est le cas pour les pompes à chaleur (Dieng et Wang, 2001). De plus, l'adsorption est un phénomène exothermique, c'est-à-dire qu'il y a génération de chaleur lorsqu'un gaz est adsorbé. On appelle cette énergie dégagée « chaleur latente d'adsorption ». Cette dernière varie en fonction du type de liaison existant entre les deux substances en jeux. La chaleur latente d'adsorption est d'autant plus grande que l'intensité des forces de cohésion entre les molécules est importante. On observe donc généralement un dégagement de chaleur plus important lors d'une adsorption chimique (Ruthven, 1984).

La chaleur latente d'adsorption peut être simplement visualisée en utilisant la relation de l'enthalpie libre du gaz adsorbé par un solide en appliquant la relation suivante :

$$\Delta G = \Delta H - T\Delta S$$

où ΔG et ΔH sont la variation de l'enthalpie libre et de l'enthalpie du gaz respectivement et ΔS, la variation de l'entropie du gaz.

Au cours de l'adsorption, le gaz voit son entropie diminuer ($\Delta S = S_{ads} - S_{gaz}$) en se fixant à la surface du solide. Pour qu'une adsorption significative se produise, la variation de l'enthalpie libre (ΔG) doit aussi être négative, ce qui implique un ΔH négatif. Ce dernier terme illustre le phénomène exothermique de l'adsorption (Ruthven, 1984).

1.1.2 Adsorbants et adsorbats

Les caractéristiques décrivant les couples adsorbant/adsorbat sont souvent représentées à l'aide de leurs isothermes d'adsorption. Ces isothermes sont tracées en faisant varier la pression et en mesurant la quantité de substance adsorbée, tout en maintenant la température constante. Cinq types d'isothermes ont été classifiés par Brunauer (1945).

En appliquant la relation de Gibbs, nous notons que l'équilibre thermodynamique du phénomène de l'adsorption (la variance) est divariant. En effet, deux substances sont en présence l'une de l'autre ($\gamma = 2$) sous deux phases différentes ($\phi = 2$).

$$G = \gamma + 2 - \phi$$

Pour connaître l'état intensif du mélange, il nous faut donc connaître deux variables intensives, ce qui nous amène à des relations du type : T=f(P,X), P=f(T,X), où P (Pa) est la pression, T (Kelvin) la température et X la quantité d'adsorbat adsorbé (kg adsorbé / kg adsorbant).

Tous les solides adsorbent une certaine quantité de gaz, mais certains couples solide/gaz ont des caractéristiques qui les rendent très compatibles entre eux. En effet, cette compatibilité provient de plusieurs facteurs d'ordre physique ou chimique. Les performances des adsorbants solides utilisant l'adsorption physique sont surtout liées par

les propriétés de leur surface (Srivastava et Eames, 1998). La surface spécifique (surface par unité de volume), les micropores et macropores (figure 1.1), la grosseur des granules ou des cristaux sont tous des facteurs influençants le phénomène de l'adsorption.

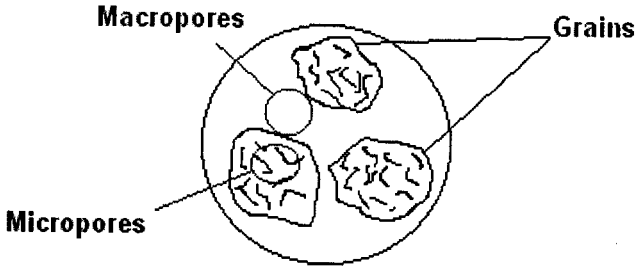

Figure 1.1 : Schéma représentant les micropores et les macropores d'un milieu adsorbant.

Les différents types d'adsorbants sont classifiés en deux grandes catégories : les hydrophiles et les hydrophobes (Srivastava et Eames, 1998). Les adsorbants hydrophiles sont ceux qui ont une affinité avec les substances polaires telle que l'eau. Cette catégorie comprend : le silica gel, les zéolites et l'alumine active ou poreuse. Les hydrophobes ont plutôt une affinité avec les substances non-polaires telles que les huiles et les gaz. Le charbon actif, les polymères, les hydrures et les oxydes métalliques ainsi que les silicates font partie de cette catégorie. Les principaux couples adsorbant/adsorbat rencontrés dans la littérature et utilisés dans le domaine des pompes à chaleur sont les suivants :

Tableau 1.1 : Principaux couples adsorbant/adsorbat rencontrés dans la littérature.

Hydrophiles :	Hydrophobes :
Silica gel / eau	Charbon actif / ammoniac
Silica gel / méthanol	Charbon actif / méthanol
Zéolite / eau	
Zéolite / ammoniac	

Les couples principalement utilisés sont le charbon actif associé au méthanol, le silica gel et l'eau ou encore la zéolite et l'eau. C'est ce dernier couple qui est utilisé dans la présente étude.

1.1.3 Caractéristiques de la zéolite

La zéolite est un aluminosilicate poreux et consiste en un assemblage de SiO_4 et de AlO_4, assemblés selon plusieurs arrangements de formes régulières (Figure 1.2) par l'intermédiaire de leur partage mutuel des atomes d'oxygène. Ces arrangements forment un réseau cristallin ayant des pores permettant la pénétration d'une molécule hôte. La structure des micropores de la zéolite est régulière et sans distribution au niveau de leurs dimensions. Ce dernier aspect distingue la zéolite des autres adsorbants conventionnels (Ruthven, 1984). La zéolite se retrouve dans la nature ou sous forme synthétique.

Il en existe environ 38 types différents. Les zéolites couramment utilisées sont les zéolites 4A, 5A, 10X (ou CaX) et 13X (ou NaX). Ces substances ont un volume de cavité variant entre 0.05 et 0.3 cm^3/g. De plus, elles peuvent être chauffées jusqu'à des températures avoisinant les 500°C sans subir de dommages ou d'altérations au niveau de leurs propriétés d'adsorption ou de régénération (Srivastava et Eames, 1998).

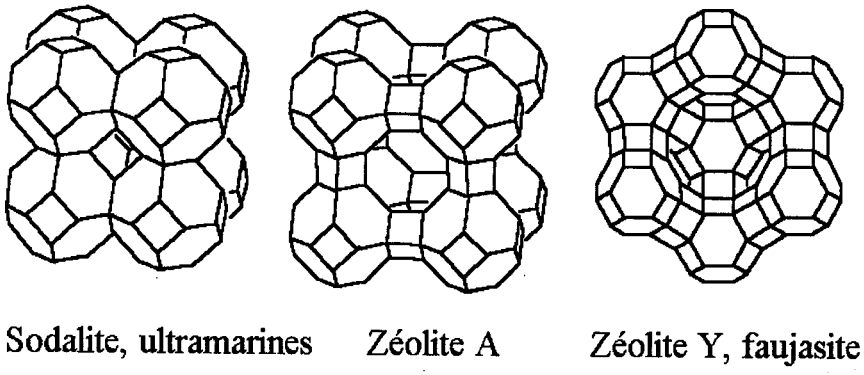

Figure 1.2 : Structure microscopique de différents types de zéolite.

1.2 Limitations actuelles et performances des machines à adsorption

Les plus grands défis concernant l'optimisation des performances des pompes à chaleur à adsorption résident sans doute en l'amélioration des propriétés de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du lit d'adsorbant. En général, une amélioration au niveau du transfert de chaleur entraîne une détérioration du transfert de masse et vice versa. La littérature recensée indique qu'il y a eu beaucoup d'efforts qui ont été déployés afin de trouver des solutions optimales à cet effet.

Chahbani et al. (2002) ont étudié les effets de la résistance au transfert de masse intra-particulaire sur les performances d'une pompe à chaleur. Ils ont démontré que lorsque la résistance de diffusion intra-particulaire est importante, les performances sont sévèrement affectées. En effet, un modèle qui néglige cette résistance peut surévalué le Coefficient de Performance (COP) de 50%.

Poyelle et al. (1999) ont expérimenté un nouveau matériau consolidé fait de 1.8 kg de graphite naturel expansé (GNE) et de 5 kg de granules de zéolite NaX. Ce mélange permet de faire passer la conductivité thermique de la zéolite d'environ 0.1 W/m-K à environ 10 W/m-K tout en conservant une perméabilité intéressante. Un cycle double effet expérimental utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse a atteint une PFS de 97 W/kg et un COP de 0.41 pour une température d'évaporation de 4°C. Lorsque la température d'évaporation est plus élevée (25°C-30°C), un COP de 0.68 et une PFS de 135 W/kg ont été obtenus. La figure suivante illustre le matériau consolidé utilisé par Poyelle.

Figure 1.3 : Échantillon du matériau consolidé fait de GNE et de granules de zéolite.

Un autre procédé similaire consiste à former des blocs poreux en comprimant un mélange constitué d'un matériau ayant une bonne conductivité thermique et d'un adsorbant sous forme de poudre. Tai-Hee et al. (2000) ont réalisé un tel mélange en utilisant de la poudre de graphite expansé et du silica gel. En augmentant la densité du lit, il est possible d'augmenter la conductivité thermique de ce dernier jusqu'à des valeurs supérieures à 10 W/m-K, mais une diminution de la perméabilité est aussi observée. Un compromis est donc nécessaire afin d'optimiser les performances de l'adsorbeur.

Restuccia et al. (2002) ainsi que Tather et al. (1999) ont développé un procédé permettant de coller solidement une substance à base de zéolite et d'un composé inorganique directement sur les tubes d'un échangeur. Cette méthode permet d'augmenter la conductivité thermique à l'intérieur du lit d'adsorbant, mais aussi de diminuer de façon importante la résistance thermique entre les tubes de l'échangeur et ce même lit. Ceci permet d'obtenir une meilleure PFS. Des résultats simulés prévoient une PFS d'environ 600 W/kg (Restuccia et al., 2002). Le fait de produire des couches relativement minces permet de réduire aussi la résistance au transfert de masse.

D'autres types de lit d'adsorbant ont été caractérisés par Guilleminot et al. (1993). Ces derniers ont montré que des matériaux composites fait de mousses métalliques mélangées avec de la zéolite peuvent atteindre des conductivités thermiques entre 1.7 et 8 W/m-K pour des mousses de nickel et de cuivre respectivement.

Les pompes à chaleur à adsorption offrent en général des performances relativement basses. Dépendant des applications, les COP se situent généralement entre 0.1, pour les installations solaires, et 0.75 pour les machines à double effet (Wongsuwan et al., 2001). Une étude comparative de différents types de pompe à chaleur à sorption utilisée dans différentes applications a été menée par Pons et al. (1999). Cette étude, basée sur une analyse thermodynamique, permet de constater que les machines à absorption (liquide/liquide) ont une longueur d'avance sur les autres et ce, pour tous les types d'application (climatisation, froid intense, production de glace). Les systèmes à adsorption se démarquent là où il existe une grande élévation de température en mode de chauffage. En effet, dans ces conditions, leurs COA peuvent atteindre une valeur de l'ordre de 1.63, surpassant ainsi celui des autres types de pompe à chaleur.

Les systèmes utilisant le principe de la « régénération de chaleur » ont un potentiel intéressant. Selon plusieurs études (Pons et al. (1996), Critoph (1999)), ce type de système offre une amélioration substantielle des performances, générant un COP de l'ordre de 0.9.

1.3 Modèles de simulation existants

Plusieurs modèles de simulation de pompe à chaleur à adsorption ont été développés utilisant différentes approches et hypothèses correspondant au type de machine utilisée. Les méthodes d'assemblages, les propriétés physiques, les méthodes de

chauffage/refroidissement et la configuration du lit d'adsorbant sont autant de paramètres à considérer lors de la modélisation et la détermination de ces hypothèses. Les travaux suivants représentent différents modèles de simulation utilisant une approche similaire à celle développée dans le présent travail.

La pompe à chaleur du CNAM utilisée dans le présent travail est conçue de façon à ce que la température du lit d'adsorbant soit relativement uniforme durant les différentes phases du cycle. Les modèles décris dans cette section se rapprochent donc de ce type de machine de part leur conception et ont inspiré le développement du modèle présenté dans cette étude.

1.3.1 Modèle de N. Douss, F. Meunier et L. Sun

Le modèle élaboré par Douss, et al. (1988) représente une pompe à chaleur à adsorption de type « double effet » utilisant le principe de récupération de chaleur. Ce modèle propose l'homogénéité de chaque composant du système (évaporateur, condenseur, adsorbeur), c'est-à-dire que chacun de ces composants est représenté par une seule température et une seule pression. Aucune discrétisation spatiale n'est donc requise pour tenir compte d'éventuels gradients. Ce type d'hypothèse permet de simplifier grandement les calculs et, par le fait même, le temps de calcul. De plus, le modèle considère que l'équilibre thermodynamique est atteint à l'intérieur de chacun des composants du système quelle que soit la phase du cycle. Ce modèle a été validé par rapport à des

résultats expérimentaux et, malgré les différentes hypothèses simplificatrices adoptées, le modèle donne de bons résultats.

Une analyse paramétrique figure aussi dans le travail de Douss (1988). Cette analyse consiste en l'étude de l'influence de trois paramètres sur le comportement global de l'installation. Il s'agit des coefficients de transfert de chaleur « UA » de l'évaporateur, de l'échangeur de chaleur eau/huile et du condenseur. Il est démontré que pour une faible valeur de « UA » à l'évaporateur (sous-dimensionnement), la masse de fluide évaporée est réduite, ce qui implique une diminution importante de la pression de fonctionnement de l'adsorbeur lors de la phase d'adsorption. Une augmentation substantielle du « UA » de l'échangeur de chaleur eau/huile provoque une amélioration du taux de refroidissement des adsorbeurs, ce qui entraîne une augmentation de l'effet frigorifique au niveau de l'évaporateur ainsi qu'une diminution du temps de cycle. Afin d'obtenir un bon design, pour une augmentation du « UA » de l'échangeur de chaleur eau/huile, une augmentation proportionnelle de ce même coefficient à l'évaporateur devrait être effectuée (afin d'éviter un sous-dimensionnement). Pour ce qui est du condenseur, une variation du « UA » a un impact important sur la pression de condensation. Cette analyse a permis de constater que le design des différents composants du système a une grande importance sur le comportement thermique de la pompe à chaleur, surtout au niveau des pressions d'opération des adsorbeurs.

1.3.2 Modèle de F. Meunier et T. Zanife

Le modèle proposé par Meunier et Zanife (1990) est celui d'une pompe à chaleur double effet munie d'un réservoir de stockage à eau chaude. Le modèle est sensé prévoir les performances et le comportement d'une installation servant à fournir de l'eau chaude en fonction des besoins spécifiques et irréguliers d'un abattoir. Ce travail met en évidence plusieurs points intéressants. En effet, pour ce type d'opération, le réservoir de stockage semble incontournable afin de maintenir une efficacité optimale du système. La chaleur nécessaire pour chauffer l'eau est obtenue lors du refroidissement des adsorbeurs et du condenseur, ce qui implique que le circuit d'eau chaude (fluide caloporteur) relie en série ces différents composants. Dans ce cas, deux paramètres en particulier semblent jouer un rôle important. Il s'agit du débit d'eau chaude et de la dimension du réservoir à eau chaude. Un compromis entre ces deux paramètres est nécessaire afin de soutenir la demande en eau chaude d'une part et d'obtenir un COA (coefficient d'amplification) acceptable d'autre part.

Ce travail démontre qu'il existe un débit optimal au niveau du fluide caloporteur (eau chaude). En effet, pour de faibles valeurs de débit, les adsorbeurs opèrent à des températures relativement élevées, ce qui entraîne une diminution de l'efficacité du cycle. Par contre, si le débit est important, une instabilité de la température du condenseur est observée due à la régulation du niveau d'eau contenue dans le réservoir de stockage. Dans ce cas également, l'efficacité du cycle est réduite. Un débit intermédiaire a donc été

déterminé, menant à un bon refroidissement des adsorbeurs et du condenseur d'une part, et un coefficient d'amplification optimal d'autre part.

Malgré la détermination d'un régime optimal, il s'est avéré pratiquement impossible de subvenir totalement à la demande d'eau chaude. En effet seulement 93% de la demande en eau chaude a été satisfaite. Ceci est dû à la forte irrégularité de la demande dans le temps. Afin de palier à ce problème, un sur-dimensionnement de l'installation pourrait être envisageable, mais les coûts associés à une telle modification ne serait probablement pas justifiés.

1.3.3 Modèle de F. Meunier et N. Douss

Le travail présenté par Meunier et Douss (1990) consiste en l'expérimentation et la simulation d'une installation de type cascade, constituée de deux types de pompe à chaleur à adsorption utilisant deux couples adsorbat/adsorbant différents. Le premier étage (« bottoming cycle ») consiste en une installation simple effet utilisant le couple ammoniac/charbon actif et le deuxième étage (« topping cycle »), consiste en une machine double effet à récupération de chaleur utilisant le couple eau/zéolite. L'utilisation de l'ammoniac permet d'atteindre des températures d'évaporation sous 0°C, contrairement à l'eau. L'utilisation d'un cycle cascade permet d'obtenir une augmentation du COP d'environ 100% par rapport à un cycle simple effet.

Une installation expérimentale de ce type a été conçue et testée, mais dû à un problème d'inefficacité au niveau de l'évaporateur, la température de ce dernier n'a pu atteindre une valeur inférieure à 25°C. Cependant, un grand nombre d'expériences ont été réalisées ce qui a permis de valider le modèle. Ce dernier a été utilisé afin de prédire les performances pour des températures d'évaporation inférieures à 25°C. Pour une température d'évaporation de 2°C, le modèle prédit un COP de 0.95. Ce niveau de performance pourrait être éventuellement intéressant pour des applications en climatisation.

1.3.4 Modèle de F. Poyelle, J-J. Guilleminot et F. Meunier

Ce modèle, présenté par Poyelle et al (1999), représente une pompe à chaleur de type double effet avec récupération de chaleur et de masse utilisant le couple eau/zéolite NaX. Le modèle est basé sur les mêmes hypothèses (homogénéité des différents composants) que celles utilisées par Douss et al. (1988), à la différence près que la résistance au transfert de masse est prise en compte à l'intérieur du lit d'adsorbant. En effet, l'installation expérimentale étudiée utilise un nouveau type de lit, ce dernier étant composé d'un mélange de graphite naturel expansé (GNE) et de granule de zéolite NaX. L'avantage principal d'un tel mélange est qu'il permet d'augmenter substantiellement la conductivité thermique (passe d'environ 0.1 W/mK, pour le cas d'un lit de zéolite, à environ 10 W/mK), mais en contre partie, diminue aussi la perméabilité du lit. Ce dernier point fait en sorte qu'il existe une résistance au transfert de masse suffisante pour fausser

les résultats d'un modèle négligeant cet aspect. Afin de tenir compte de ce gradient de pression, une discrétisation spatiale du lit a été effectuée. La température de ce dernier est cependant considérée constante. Ce modèle a aussi été validé sur des résultats expérimentaux.

CHAPITRE 2
PRINCIPES DE BASE DES POMPES À CHALEUR

Ce chapitre débute par une comparaison entre les pompes à chaleur conventionnelles (ditherme) et à adsorption (tritherme). Ensuite les paramètres permettant d'évaluer leurs performances sont présentés. Finalement quelques principes permettant l'amélioration des performances des pompes à chaleur tritherme sont exposé en fin de chapitre.

2.1 Pompe à chaleur ditherme

Généralement une pompe à chaleur est utilisée pour extraire de la chaleur (Q_b) d'une enceinte à basse température (T_b) pour ensuite la rejeter (Q_c) dans un milieu à plus haute température (T_c) par l'intermédiaire d'un système quelconque. Dans le cas d'une pompe à chaleur de type ditherme, ce transfert de chaleur est réalisé à l'aide d'un compresseur qui effectue un certain travail (W) sur un gaz refrigérant. Ce type de pompe à chaleur est donc du type à compression mécanique de vapeur. Un schéma de principe d'un tel système est illustré à la figure 2.1.

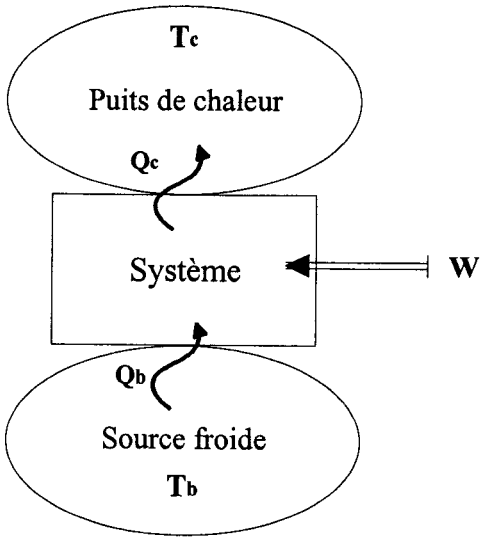

Figure 2.1 : Représentation d'une pompe à chaleur ditherme.

Ces pompes à chaleur peuvent être utilisées en mode réfrigération et/ou en mode chauffage. Le rendement en mode réfrigération est caractérisé par un coefficient de performance (COP). En mode chauffage, le coefficient d'amplification (COA) est utilisé pour caractériser le rendement. Le COP est le rapport entre l'énergie extraite de la source froide Q_b (énergie utile) et le travail W requis lors du fonctionnement du système.

$$COP = \frac{Q_b}{W} \tag{2.1}$$

Pour un système en mode chauffage, le COA est le rapport entre l'énergie rejetée vers le puits de chaleur Q_c (énergie utile) et le travail W requis pour accomplir cet effet.

$$COA = \frac{Q_c}{W} \tag{2.2}$$

Ces coefficients sont souvent comparés au rendement théorique de Carnot. Ce dernier représente le rendement d'une pompe à chaleur réversible (cas idéal) et est représenté par la relation suivante :

$$COP_c = \frac{T_b}{T_c - T_b} \text{ (Réfrigération / climatisation)} \tag{2.3}$$

$$COA_c = \frac{T_c}{T_c - T_b} \text{ (Chauffage)} \tag{2.4}$$

où T_b et T_c sont en Kelvin

2.2 Pompe à chaleur tritherme

2.2.1 Pompe à chaleur tritherme simple effet

La machine simple effet a déjà été décrite dans l'introduction. La figure décrivant les différentes phases du cycle est reproduite à la figure 2.2.

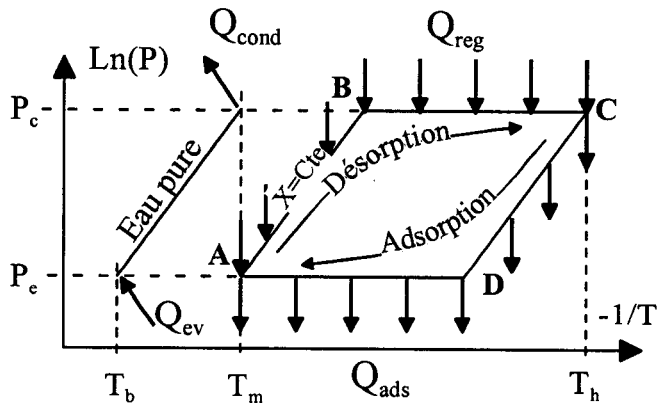

Figure 2.2 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron.

La quantité d'énergie à fournir au système (Q_{reg}) correspond à celle nécessaire à l'adsorbeur pour passer de A à 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 quantités énergétiques, le fonctionnement tritherme de la machine requiert deux extractions de chaleur au même niveau de température T_m associé généralement à rejet thermique (air extérieur par exemple). Ces rejets correspondent à la condensation de gaz (Q_{cond}) provenant de l'adsorbeur en phase de régénération d'une part et au passage de l'adsorbeur du point C au point A (Q_{ads}) d'autre part. Le Coefficient de Performance (COP) et la Puissance Frigorifique Spécifique (PFS) associés au fonctionnement de cette machine sont définis au chapitre d'introduction.

Pour une pompe à chaleur tritherme, le COP de Carnot, COP_c s'écrit comme suit (Meunier et al., 1998) :

$$COP_c = \frac{\left[\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_h}\right]}{\left[\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_m}\right]} \tag{2.5}$$

2.2.2 Pompe à chaleur tritherme double effet

De part leur nature cyclique, les machines à adsorption ont une production de froid discontinue. 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. La représentation sur le diagramme de Clapeyron est essentiellement la même. Une description complète du cycle se trouve au chapitre 4.

2.2.2.1 Machine à régénération de température (« Thermal Wave »)

Le principe du front de température (ou régénération de chaleur) est un principe relativement récent (Pons, 1997). Il s'agit essentiellement d'une pompe à chaleur double effet utilisant la récupération de chaleur, mais cette dernière est appliquée d'une façon différente par rapport au cycle conventionnel à température uniforme. Dans ce type de système, l'adsorbeur joue deux rôles : adsorbeur et accumulateur de chaleur à régénération. La conception des adsorbeurs fait en sorte que, lors de la phase de récupération de chaleur, le fluide caloporteur subit un important changement de température lors de son passage dans l'adsorbeur à haute température (point C de la figure 2.2). Dans ces conditions, seul un petit apport énergétique du système de chauffage (ex. : chaudière) est nécessaire. La figure suivante illustre le processus de la régénération de chaleur et le profil de température du fluide caloporteur.

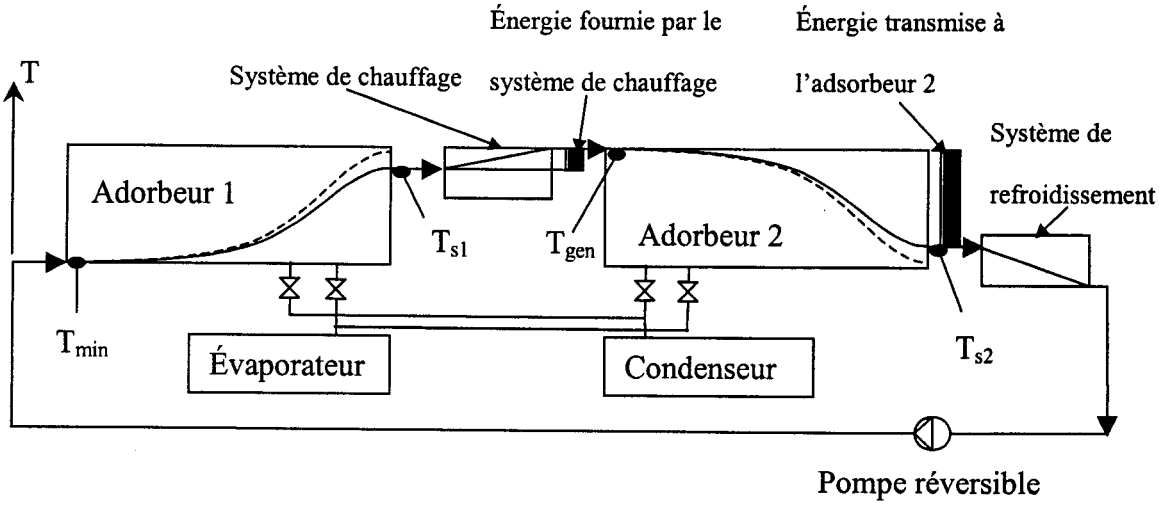

Figure 2.3 : Schéma représentant le profile de température du fluide caloporteur dans un système à front de température (« Thermal Wave »).

En refroidissant l'adsorbeur 1, ce dernier aspirant la vapeur issue de l'évaporateur, le fluide caloporteur est chauffé de T_{min} à T_{s1}. Un apport d'énergie relativement minime est alors suffisant pour élever la température du fluide de T_{s1} à la température de régénération (T_{gen}). Le fluide caloporteur se dirige ensuite vers l'adsorbeur 2 pour les phases de compression à volume constant et désorption à pression constante (trajet A-C, figure 2.2), permettant ainsi de procéder à la désorption vers le condenseur. Une fois sortie de l'adsorbeur 2, le fluide passe par un échangeur de chaleur pour que la température baisse de T_{s2} à T_{min}. Il est relativement facile de déduire que l'apport d'énergie à fournir au système reste inférieur à l'énergie transmise à l'adsorbeur 2 tant que la température T_{s1} ne s'éloigne pas trop de la température T_{gen}. Dans ce cas, le principe de régénération de chaleur peut atteindre une bonne efficacité. Une quantité importante d'énergie est récupérée de l'adsorbeur 1 par rapport à l'énergie à fournir par le système de chauffage. Cependant, ce rapport diminue lors du fonctionnement, car T_{s1}

diminue, ce qui signale la fin du cycle. Le débit de la pompe est alors renversé et un nouveau cycle recommence. Il est à noter que la température à l'intérieur des deux adsorbeurs n'est jamais uniforme.

2.3 Cycle cascade

En combinant plusieurs systèmes, il est possible d'augmenter substantiellement l'efficacité et les performances d'une installation de pompe à chaleur. Les cycles de type « cascade » représentent une alternative intéressante pour atteindre cet objectif. Le principe consiste en l'utilisation de deux ou plusieurs pompes à chaleur connectées entres-elles de façon à permettre des échanges thermiques à différents niveaux de température. Ces échanges permettent une utilisation plus optimale de l'énergie, menant à des COP ou COA supérieurs. Plusieurs configurations sont possibles. La figure 2.4 illustre un schéma simplifié d'un tel cycle.

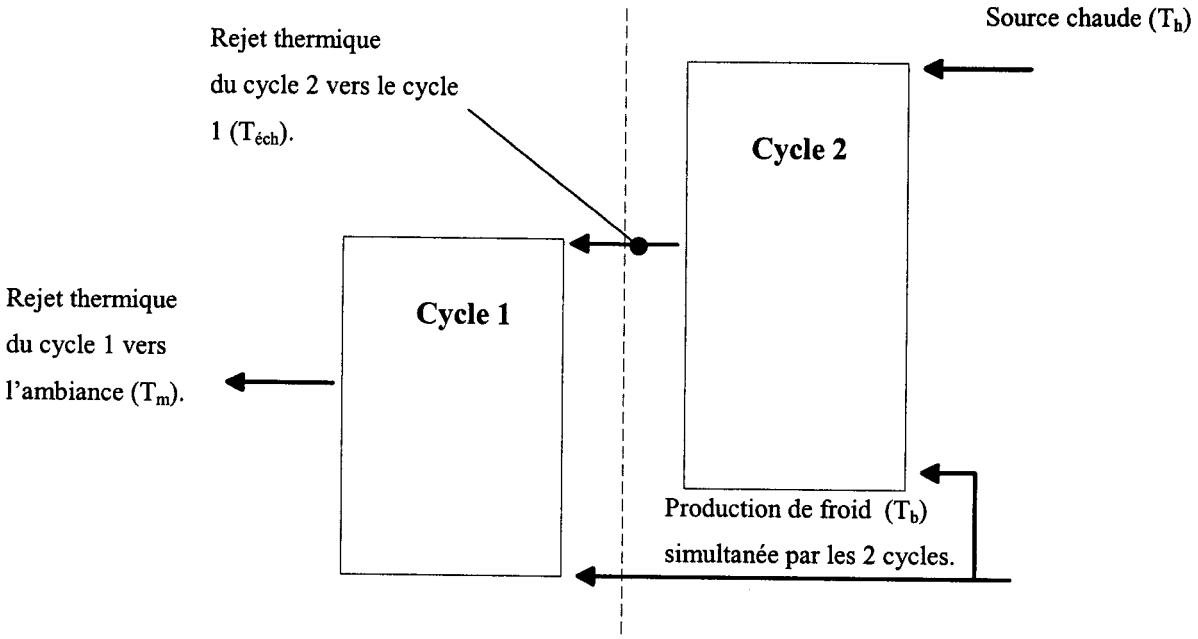

Figure 2.4 : Schéma simplifié d'un cycle cascade.

Selon cette disposition, les rejets thermiques du cycle 2, lors de ses phases d'adsorption à pression constante et de condensation à pression constante, sont récupérés par le cycle 1 lors de ses phases de compression à volume constant et de régénération à pression constante (Trajet A-C, figure 2.2). Ces échanges thermiques se font à une température intermédiaire ($T_{éch}$). De plus, les deux étages produisent du froid simultanément, car la pression à laquelle l'adsorption se fait est la même dans les deux cas. Il existe une multitude de configurations « cascade », mais elles ne seront pas traitées dans le présent travail.

CHAPITRE 3
MONTAGE EXPÉRIMENTAL

L'installation décrite dans ce chapitre a été conçue et construite au CNAM[1]. Quelques modifications y ont été apportées pour les besoins du présent travail. Une description des différents composants ainsi que de la chaîne de mesure figure dans les sections suivantes. La description des étapes effectuées lors d'une expérience typique est présentée au chapitre suivant à la section 4.1.1.

3.1 Description

La pompe à chaleur à adsorption du CNAM utilise le couple eau/zéolite (adsorbat/adsorbant) et est constituée (figure 3.1) d'un adsorbeur (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 (Lachance et al., 2002) .

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.

---

[1] Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris

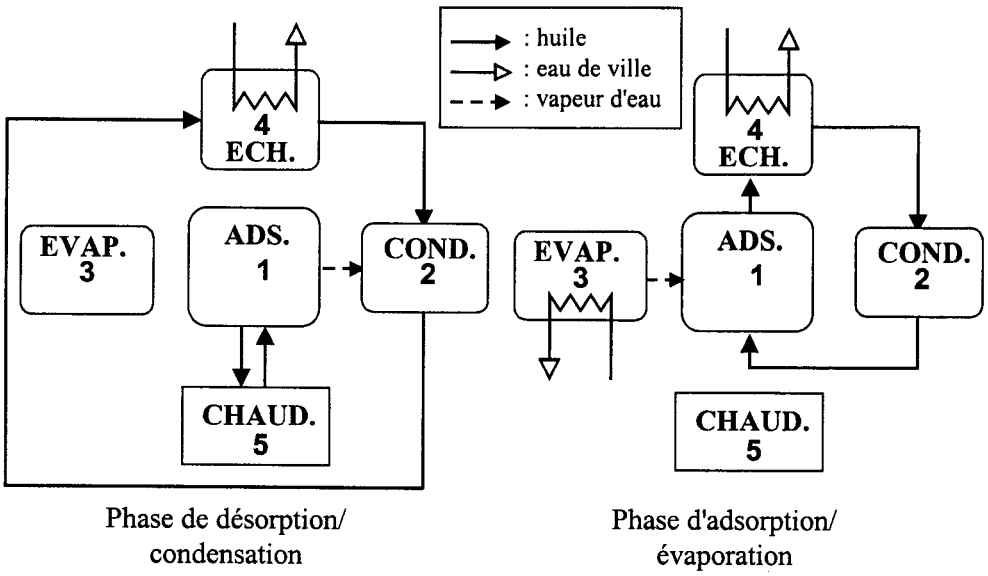

Figure 3.1 : Représentation schématique du fonctionnement du dispositif expérimental étudié.

Durant la phase de désorption/condensation (trajet A-C de la figure 2.2), la chaudière (5) fournit de l'énergie à l'adsorbeur. Dans le même temps, de l'huile récupère la chaleur de condensation, emprunte un bipasse pour éviter l'adsorbeur 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'adsorbeur. La chaleur d'adsorption est évacuée au travers de l'échangeur (4). Ce dernier circuit d'huile fonctionne à moyenne température et traverse donc ces deux organes ainsi que le condenseur, qui ne joue aucun rôle dans cette phase. La figure suivante illustre d'une façon schématique la disposition des différents composants et capteurs.

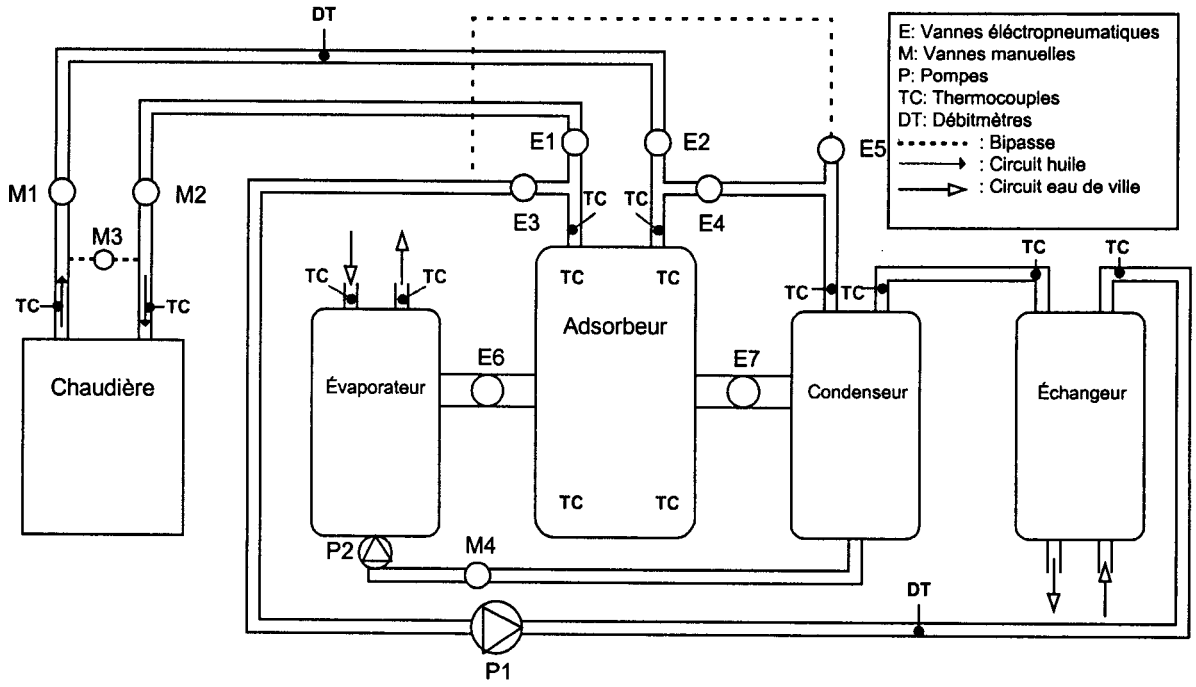

Figure 3.2 : Représentation schématique de la disposition des différents composants et capteurs.

Afin de pouvoir évaluer le comportement de la machine et d'effectuer des bilans thermodynamiques adéquats lors du dépouillement des résultats, des thermocouples sont positionnés à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur et des débitmètres sont disposés dans les circuits haute et moyenne température. Quatre thermocouples sont positionnés directement dans l'adsorbeur afin de mesurer la température du milieu réactif. Leur positionnement aux extrémités opposées du lit d'adsorbant permet d'évaluer les éventuels gradients de température qui pourrait survenir lors du fonctionnement et ainsi de valider l'hypothèse de l'homogénéité spatiale de la température. La pompe P1, située dans la boucle moyenne température, sert uniquement lors des phases de condensation et de

refroidissement (rejet de la chaleur de condensation et d'adsorption via l'échangeur). Le débit dans la boucle haute température est assuré par une pompe intégrée à la chaudière. Le composant P2 représente la pompe à recirculation de l'évaporateur à film tombant. L'installation n'est pas automatisée, ce qui signifie que chaque vanne éléctropneumatique est actionnée manuellement à partir d'une console munie d'interrupteurs tout ou rien.

Tous les capteurs sont reliés à un système d'acquisition de données (National Instrument SCXI-1102B). Les signaux provenant des débitmètres et des manomètres (signal 4 - 20 mA) sont transformés au préalable en signaux de tension (1-5 Volt ou 2-10 Volt) à l'aide de résistances de 250 ou de 500 Ohms. Le système d'acquisition de données est relié à un ordinateur personnel 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. Le programme d'acquisition de données est basé sur le logiciel LABVIEW.

3.2 Fluides caloporteurs

Le fluide utilisé dans les circuits haute et moyenne température est une huile minérale de type THERMELF ETA 32 dont les propriétés sont données à l'annexe A. Cette huile permet le chauffage et le refroidissement de l'adsorbeur, par l'intermédiaire de la chaudière (chauffage) ou de l'échangeur (refroidissement), ainsi que l'extraction de la chaleur de condensation. L'eau de ville agit comme fluide frigoporteur dans l'évaporateur ainsi que dans l'échangeur où est refroidie l'huile.

3.3 Adsorbeur

La figure 3.3 montre une photo de l'adsorbeur avant qu'il soit refermé (vue du dessus). Il s'agit d'un échangeur tubulaire chauffé et refroidi par un fluide caloporteur circulant à l'intérieur des tubes. Le lit adsorbant est constitué de zéolite auquel est ajouté du graphite naturel expansé recomprimé (Poyelle et al., 1999). 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 en acier inoxydable (14 mm de diamètre extérieur) effectuant 4 passes, permet une distribution plus homogène de la chaleur dans le milieu réactif. La surface d'échange entre les tubes et le lit adsorbant est de 0.823 m^2.

Afin d'améliorer les conditions de distribution et de diffusion du gaz dans le milieu, 9 perforations de 34 mm de diamètre ont été réalisées dans le sens de la longueur de l'adsorbeur (voir les diffuseurs de gaz sur la figure 3.3) . De plus, tel que montré à la figure 3.4, le lit d'adsorbant est séparé en deux parties (au centre), créant ainsi un espace libre en face des ouverture permettant le transfert de matière entre l'adsorbeur et l'évaporateur ou le condenseur, via les vannes d'interconnexion (figure 3.5). La longueur totale du lit d'adsorbant une fois assemblé est de 1.23 m.

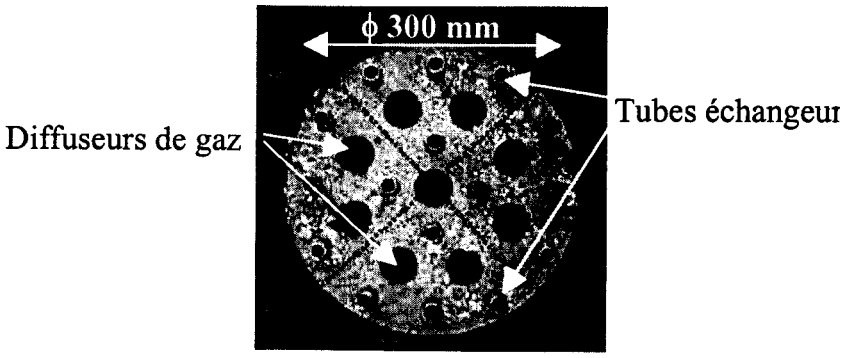

Figure 3.3 : Vue en coupe de l'adsorbeur.

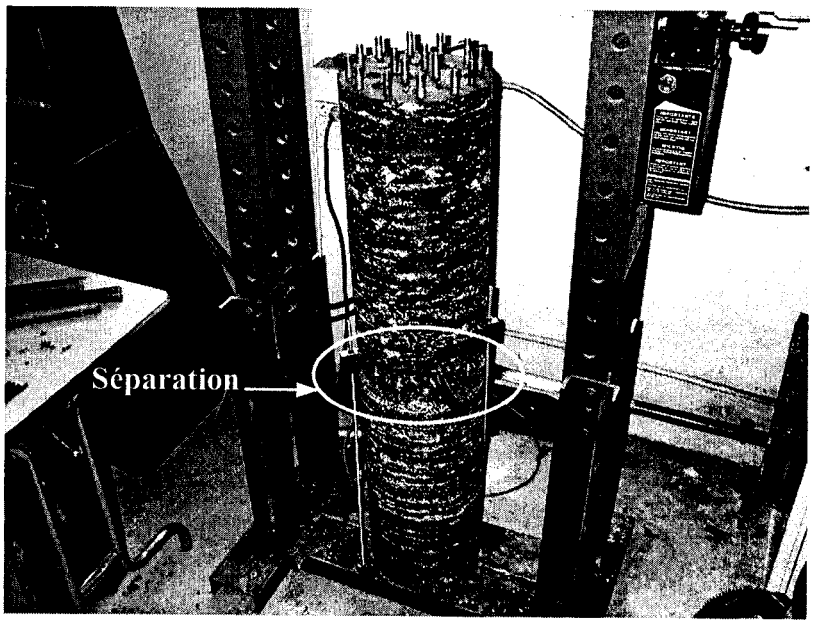

Figure 3.4 : Vue du lit d'adsorbant sans sa coquille extérieure.

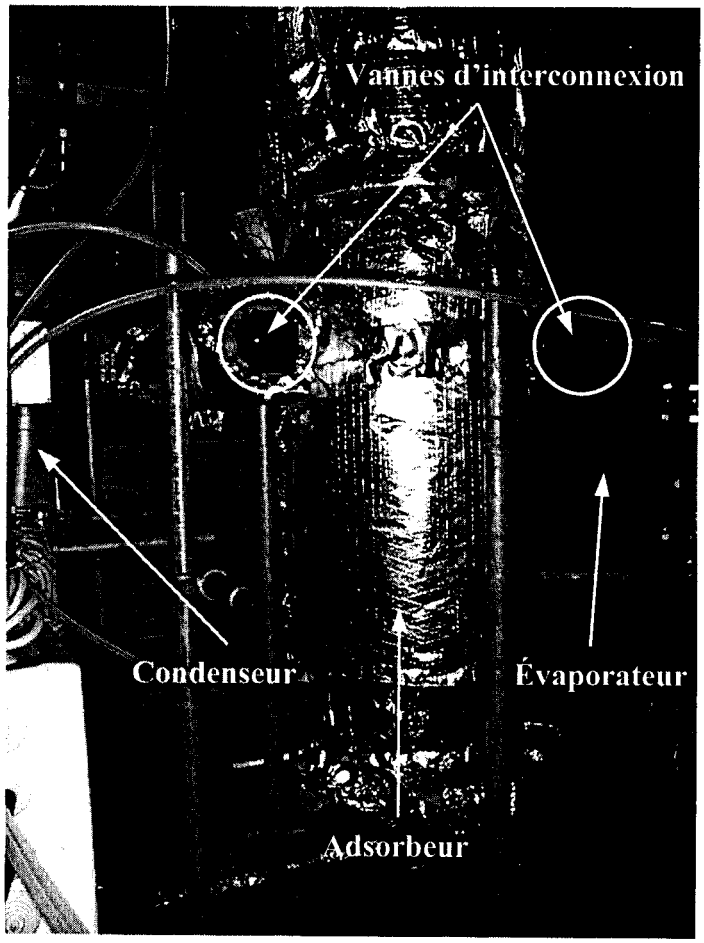

Figure 3.5 : Photo de l'adsorbeur et des vannes d'interconnexion le reliant au condenseur et à l'évaporateur.

3.4 Évaporateur

L'évaporateur est de type à film ruisselant de marque SETREM/BONDUELLE industries. Il est constitué d'un faisceau de 13 tubes de 25 mm de diamètre, de 1 mm d'épaisseur et de 1 m de long. Le fluide frigoporteur 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 m^2. La pompe servant à la recirculation du fluide frigorigène est

une pompe centrifuge à entraînement magnétique PCB type LAM-C 40-12.5 pouvant fournir un débit d'environ 3 m^3/h (voir figure 4.11).

3.5 Condenseur

Il s'agit d'un échangeur de type tubes/calandre à disposition verticale de marque CIAT (modèle UNX 168/08/2T). Le fluide caloporteur circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène se condense à l'extérieur. Le volume réservé par le fluide caloporteur (l'huile) dans l'échangeur est de 8 litres, tandis que celui occupé par le fluide frigorigène (vapeur d'eau) est de 12 litres. La surface d'échange est de 1.25 m^2. La température d'entrée du fluide caloporteur est régulée au niveau de l'échangeur, car ce dernier est positionné en série avec le condenseur tel que montré aux figures 3.1 et 3.2. L'ensemble de l'échangeur est en acier et est isolé thermiquement par 30 mm de laine de roche recouverte par une tôle en acier. Le diamètre de l'échangeur est de 200 mm et sa hauteur est de 1185 mm.

3.6 Échangeur eau/huile

C'est un échangeur de type tubes/calandre à disposition verticale de marque CIAT (modèle UNX 168/20/2H). L'huile du système circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigoporteur (eau de ville) circule à l'extérieur. Le volume d'eau dans l'échangeur est de 28 litres, tandis que le volume occupé par l'huile est de 13 litres. La surface d'échange est de 3.22 m^2. L'ensemble de l'échangeur est en acier et est isolé

thermiquement par 30 mm de laine de roche recouverte par une tôle en acier. Le diamètre de l'échangeur est de 200 mm et la hauteur est de 2385 mm.

3.7 Boucles thermiques

3.7.1 Boucle thermique haute température

Cette boucle permet de chauffer l'adsorbeur lors des phases de compression et de désorption. Le chauffage de l'huile est assuré par une chaudière de marque PARMILLEUX (modèle H10) ayant une capacité de chauffage de 10 kW 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.

3.7.2 Boucle thermique moyenne température

Cette boucle permet d'une part, de refroidir l'adsorbeur lors des phases de décompression et d'adsorption et d'autre part, d'extraire la chaleur de condensation lors des phases de désorption/condensation. La quantité de chaleur extraite par l'huile lors de ces deux phases se fait via l'échangeur de chaleur eau de ville/huile. La pompe utilisée pour la circulation de l'huile dans ce circuit est de marque SALMSON (modèle GET C133-4).

3.8 Circuiterie

Le fluide caloporteur des circuits haute et moyenne température circule dans des tubes en acier de 35 mm de diamètre. Le circuit haute température est calorifugé avec de la laine de roche recouverte d'une feuille d'aluminium. L'épaisseur de l'isolation est d'environ 10 mm.

3.9 Capteurs

3.9.1 Mesures de pressions

Les capteurs de pression pour le condenseur et l'adsorbeur sont de type DRUCK LPX2380 ayant une plage de mesure allant de 0 à 2 bars absolus. Pour l'évaporateur, il s'agit du même type de capteur, mais cette fois, avec une plage qui s'étend de 0 à 100 millibars absolus. L'incertitude de ces derniers est de 1 % de leur pleine échelle.

3.9.2 Mesures de températures

Tous les capteurs de température sont des thermocouples de type K munis d'une gaine en inox de 1.5 mm de diamètre et d'une longueur de 150 mm. L'incertitude sur la mesure de température est de ± 0.5 K selon les données du manufacturier.

3.9.3 Mesures de débits

Les deux capteurs de débit (boucle haute et moyenne température) sont de type ROSEMOUNT VORTEX 8800. Ces derniers ont une plage comprise entre 0 et 5.4 m^3/h avec une incertitude relative de ± 0.65 %.

CHAPITRE 4
MODÉLISATION

Ce chapitre porte sur le développement d'un modèle de simulation dynamique de la pompe à chaleur à adsorption simple effet eau/zéolite du CNAM. On y présente les hypothèses de bases, les équations gouvernantes du modèle et la méthode de résolution numérique préconisée. La modélisation d'une installation à double effet utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse est également abordée. Il est à noter que la validation expérimentale du modèle simple effet est présentée au chapitre 5.

4.1 Description du modèle simple effet

Le fonctionnement d'une machine à adsorption est de nature discontinue (1 cycle = 4 phases) et le modèle se doit donc d'être dynamique. 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. Ces composants sont reliés ensemble par un réseau relativement complexe de tubes et de vannes (figure 4.1).

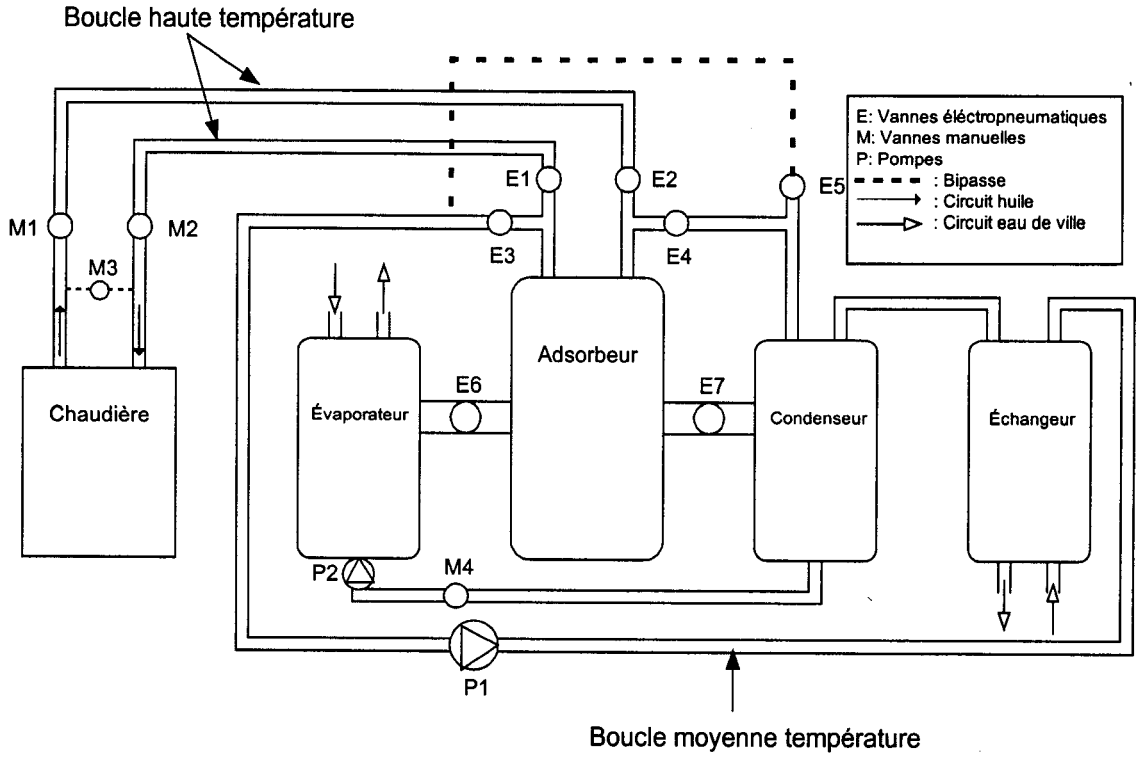

Figure 4.1 : Schéma de l'installation expérimentale de la pompe à chaleur à adsorption du CNAM

Chacun de ces sous-systèmes est lui-même décomposé en autant de milieux le constituant. La figure 4.2 montre, à titre d'exemple, deux ce ces sous-systèmes incluant des indications sur leur milieux constituants.

La description complète de la machine implique la prise en compte d'une trentaine de milieux différents qui sont chacun décrit 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.

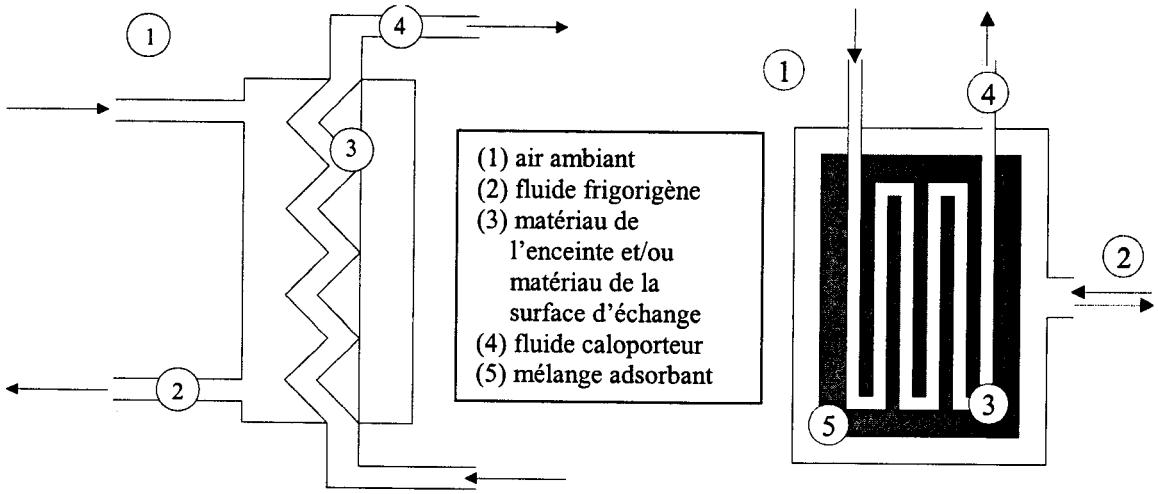

Figure 4.2 : Schéma représentant l'échangeur (gauche) et l'adsorbeur (droite).

4.1.1 Fonctionnement du cycle

Lors de la phase de compression à volume constant (trajet A-B, figure 4.3), l'huile chaude circule en circuit fermé entre la chaudière et l'adsorbeur via les vannes M1, E2, E1 et M2 (figure 4.1). Une pompe située à l'intérieur de la chaudière assure la circulation de l'huile. Lorsque la pression à l'intérieur de l'adsorbeur atteint la pression du condenseur (point B, figure 4.3), la vanne E7 s'ouvre et permet à la vapeur de circuler de l'adsorbeur vers le condenseur. Il s'agit de la phase de désorption à pression constante (trajet B-C, figure 4.3). Le rejet de la chaleur de condensation est assuré par la boucle moyenne température. Cette dernière possède une pompe (P1) permettant à l'huile de circuler en circuit fermé entre l'échangeur et le condenseur en passant par le bipasse (vanne E5 ouverte). La chaleur est rejetée dans l'échangeur par l'intermédiaire de l'eau de ville. Durant cette phase, la chaudière achemine continuellement de l'huile chaude

vers l'adsorbeur, jusqu'à ce que la température de ce dernier atteigne la température de régénération du cycle (point C, figure 4.3). Une fois cette température atteinte, la phase de décompression à volume constant peut commencer (trajet C-D, figure 4.3). Le débit d'huile provenant de la chaudière est alors arrêté et les vannes M1, M2, E1, E2 et E7 sont fermées. Au lieu de passer par le bipasse, l'huile de la boucle moyenne température est plutôt dirigée vers l'adsorbeur pour le refroidir. Les vannes E4 et E3 (figure 4.1) sont alors ouvertes. Dans ce cas, le refroidissement de l'huile se fait également au moyen de l'échangeur de chaleur. Une fois que la pression à l'intérieur de l'adsorbeur atteint celle de l'évaporateur (point D, figure 4.3), la vanne E6 (figure 4.1) est ouverte et la vapeur est adsorbée par l'adsorbeur. Durant cette phase d'adsorption à pression constante, l'huile du circuit moyenne température continu d'assurer le refroidissement de l'adsorbeur jusqu'à ce que ce dernier atteigne la température minimale d'adsorption (point A, figure 4.3). L'eau de ville circulant à l'intérieur de l'évaporateur est alors refroidie ce qui entraîne la production de froid.

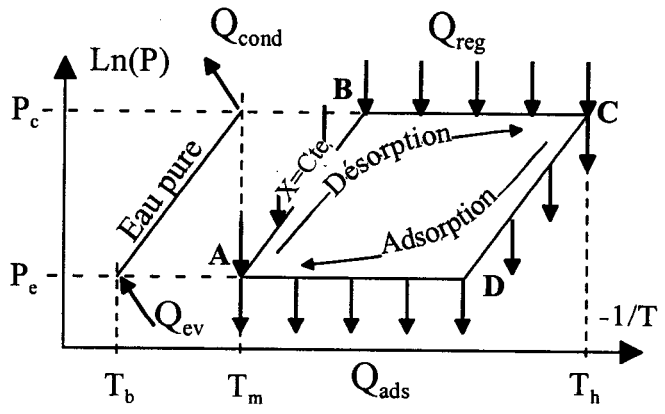

Figure 4.3 : Représentation d'un cycle de machine à adsorption dans un diagramme de Clapeyron.

4.1.2 Hypothèses de bases

Les hypothèses de base du modèle sont :

- Uniformité de la température et de la pression.

La température et la pression des différents milieux sont considérées uniformes dans l'espace. Pour l'adsorbeur, 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.

- la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait.

Étant donné les faibles niveaux de pression rencontrés lors du cycle (de l'ordre de 10 à 100 millibars), cette hypothèse demeure réaliste et est généralement adoptée dans ce type de modèle (Poyelle et al., 1999).

- les pertes de charges dans les circuits caloporteurs sont négligées.
- Le travail des différentes pompes est négligé.
- Le débit volumique des pompes est considéré constant.

4.1.3 Équations gouvernantes

4.1.3.1 Équations d'état

L'équation utilisée pour l'équilibre solide / vapeur est celle de Dubinin-Astakhov (Poyelle et al., 1999) :

$$X(P,T) = W_0 \rho(T) \exp(-Dd\left[T \ln(\frac{P_{sat}}{P})\right]^n) \tag{4.1}$$

où X est la quantité de vapeur adsorbée par unité de masse d'adsorbant (kg de vapeur /kg d'adsorbant), W_0 est le volume maximal disponible pour l'adsorption par unité de masse d'adsorbant (m^3/kg d'adsorbant), $\rho(T)$ est la masse volumique de l'eau (kg/m^3) en fonction de la température, T est la température du lit (K), P est la pression à l'intérieur de l'adsorbeur (Pa), P_{sat} est la pression de saturation (Pa) de la vapeur d'eau à la température T. Les coefficients Dd et n sont reliés à l'énergie caractéristique du couple adsorbant/adsorbat et au degré d'hétérogénéité des microspores, respectivement. Ces derniers sont évalués expérimentalement au chapitre suivant à l'aide du tracé des isostères.

Selon la deuxième hypothèse mentionnée à la section 4.1.2 , la vapeur d'eau agit comme un gaz parfait et suit donc la relation suivante :

$$P = \rho_{vap} R T_{vap} \tag{4.2}$$

où R est la constante des gaz parfaits appliquée à la vapeur d'eau (J/kg-K)

L'équation représentant l'équilibre liquide/vapeur de l'eau est celle de Clausius-Clapeyron :

$$LnP_{sat} = 20.5896 - \frac{5098.26}{T} \qquad (4.3)$$

où P_{sat} est la pression de saturation en millibar (10^{-2} Pa) et T en Kelvin

Les enthalpies (H) et énergies internes (u) utilisées sont représentées par les relations suivantes :

Phase liquide :

$H=H_0+Cp_{liq}\times(T-T_0)$ (4.4)

$u=u_0+Cp_{liq}\times(T-T_0)$ (4.6)

Phase vapeur :

$H=H_0+L_0+Cp_{vap}\times(T-T_0)$ (4.5)

où Cp_{liq} et Cp_{vap} sont les chaleurs massiques (J/kg-K) de l'eau en phase liquide et vapeur, respectivement.

La chaleur latente de changement de phase de l'eau est donnée par :

$$L(T)=L_0+\Delta Cp(T-T_0) \qquad (4.7)$$

où $\Delta Cp=Cp_{vap}-Cp_{liq}$

Les valeurs de référence T_0, H_0, u_0, L_0 sont données par :

T_0=278 K H_0=20.39 kJ/kg u_0=20.39 kJ/kg L_0=2489 kJ/kg

4.1.3.2 Bilans thermiques

Cette section décrit les bilans thermiques appliqués au différents composants et milieux du système. Chaque équation différentielle découle du principe de la conservation de l'énergie.

4.1.3.2.1 Bilan sur l'adsorbeur

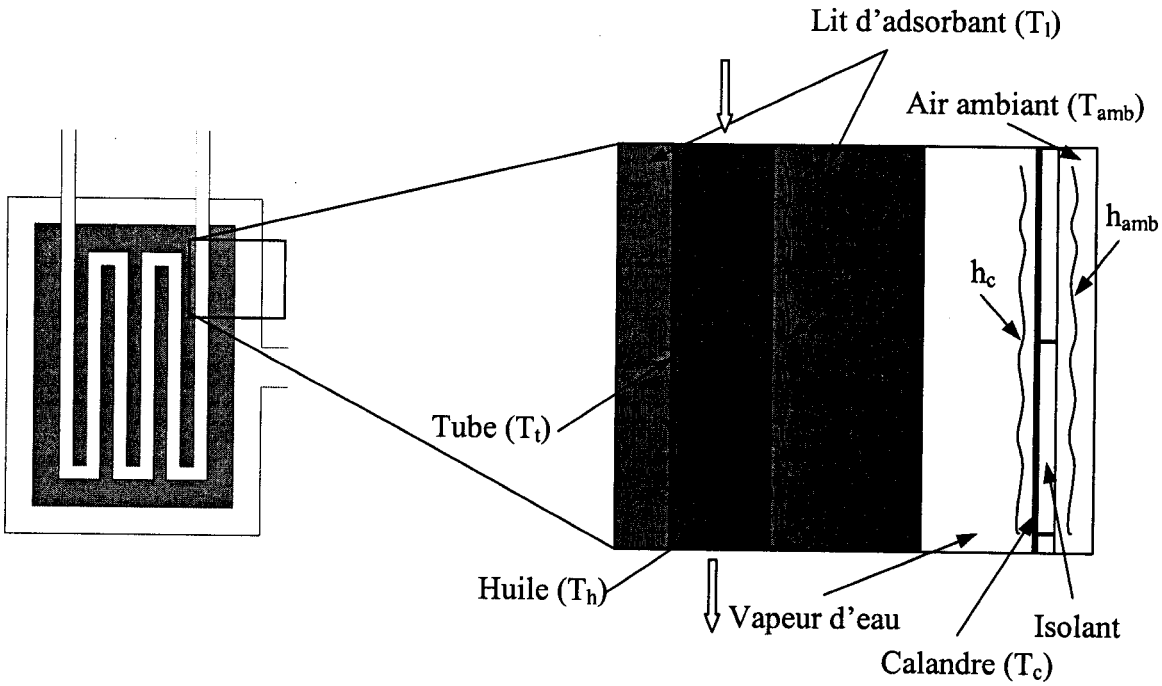

Figure 4.4 : Schéma représentant les différents paramètres utilisés dans les équations de conservation de l'énergie de l'adsorbeur.

L'équation de conservation donnant la variation de la température de la paroi de la calandre de l'adsorbeur (figure 4.4) s'écrit comme suit :

$$m_c Cp_c \frac{dT_c}{dt} = h_c S_c \left(T_l - T_c\right) + \frac{S_c}{R_{isolant}} \left(T_{amb} - T_c\right) \tag{4.8}$$

où m_c est la masse de la paroi de la calandre, Cp_c est la chaleur massique (J/kg-K) de cette même paroi, S_c est la surface de la calandre , $R_{isolant}$ est la résistance thermique de l'isolant. Finalement T_l, T_c et T_{amb} sont les température (K) du lit d'adsorbant, de la calandre et de l'air ambiant, respectivement. Le terme $h_c S_c$ représente le coefficient de transfert de chaleur global (W/K) entre le lit d'adsorbant et la calandre et il est composé de deux résistances thermiques parallèles tel que montré à la figure 4.5.

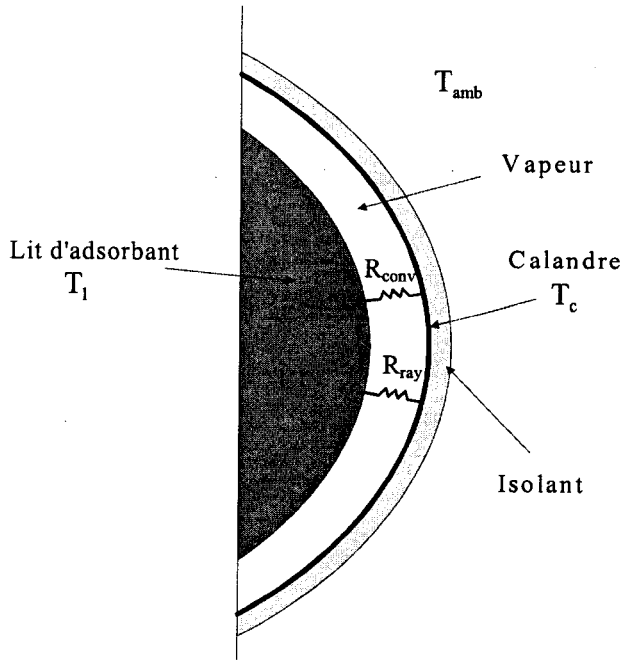

Figure 4.5 : Schéma représentant les 2 résistances thermiques entre le lit d'adsorbant et la calandre.

Le coefficient de transfert de chaleur global h_cS_c prend donc la forme suivante :

$$h_cS_c = \frac{\sigma(T_l + T_c)(T_l^2 + T_c^2)}{R_{ray}} + \frac{1}{R_{conv}} \tag{4.9}$$

où σ=5.67×10^{-8} W/m^{2}K^4 (Constante de Boltzman)

<u>où R_{ray} est donné par :</u>

$$R_{ray} = \frac{1-\varepsilon_l}{S_l\varepsilon_l} + \frac{1}{F_{l-c}S_l} + \frac{1-\varepsilon_c}{S_c\varepsilon_c} \tag{4.10}$$

où ε_l et ε_c sont les émissivités du lit d'adsorbant et de la calandre respectivement, F_{l-c} est le facteur de forme entre le lit et la calandre (= 1 dans le cas de cylindres concentriques), S_l et S_c sont les surfaces d'échange (m^2) du lit d'adsorbant et de la calandre respectivement.

L'utilisation de cette relation présuppose que la vapeur d'eau est considérée comme un milieu transparent aux fins du calcul radiatif. De plus, dû à une proportion plus importante de graphite par rapport à la zéolite, l'émissivité du lit d'adsorbant (ε_l) ne tient compte que de celle du graphite.

La vapeur étant supposée être en équilibre avec le lit d'adsorbant (T_{vap}=T_l), seul l'effet convectif à la paroi de la calandre est considéré. La résistance thermique à cet endroit est donnée par la relation suivante :

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{vap}S_c} \tag{4.11}$$

En supposant que la calandre peut être modélisée comme une plaque plane (grand diamètre), la relation de Churchill et Chu (Incropera et DeWitt, 1996) peut être utilisée pour déterminer le coefficient d'échange, h_{vap}, à la paroi de la calandre. Cette relation a la forme suivante :

$$Nu_L = \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left(1 + \left(0.492/Pr\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 = \frac{h_{vap} L}{k_{vap}} \tag{4.12}$$

$$\text{et } Ra_L = \frac{g \cdot \beta \left(T_c - T_{vap}\right) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$$

où Ra_L est le nombre de Rayleigh, β est le coefficient d'expansion volumique de la vapeur d'eau (= 1/T puisque la vapeur est considérée ici comme un gaz parfait), Pr est le nombre de Prandtl, g est l'accélération gravitationnelle (m/s^2), ν est la viscosité cinématique (m^2/s), α est la diffusivité thermique (m^2/s), k_{vap} est la conductivité thermique de la vapeur. La longueur caractéristique L (en m) est simplement la hauteur de la calandre.

Les équations de conservation appliquées aux tubes et à l'huile s'écoulant dans ces derniers (figure 4.6) sont les suivantes :

$$m_t Cp_t \frac{dT_t}{dt} = h_h S_t \left(T_h - T_t\right) + h_l S_t \left(T_l - T_t\right) \tag{4.13}$$

$$m_h Cp_h \frac{dT_h}{dt} = \dot{m}_h Cp_h \left(T_e - T_h\right) + h_h S_t \left(T_t - T_h\right) \tag{4.14}$$

où m_t et m_h sont les masses (kg) des tubes et de l'huile contenues dans ces derniers, Cp_t et Cp_h sont les chaleurs massiques (J/kg-K) du métal des tubes et de l'huile, respectivement,

h_h et h_l sont les coefficients de transfert de chaleur (W/m^2-K) internes (côté huile) et externes (côté lit d'adsorbant), respectivement, S_t représente la surface (m^2) d'échange offerte par les tubes (posée égale de chaque côté) et $\dot{m}_h$ est le débit massique d'huile circulant dans les tubes. Finalement, les valeurs de T_e et T_h représentent les températures (K) d'entrée et de sortie de l'huile, respectivement.

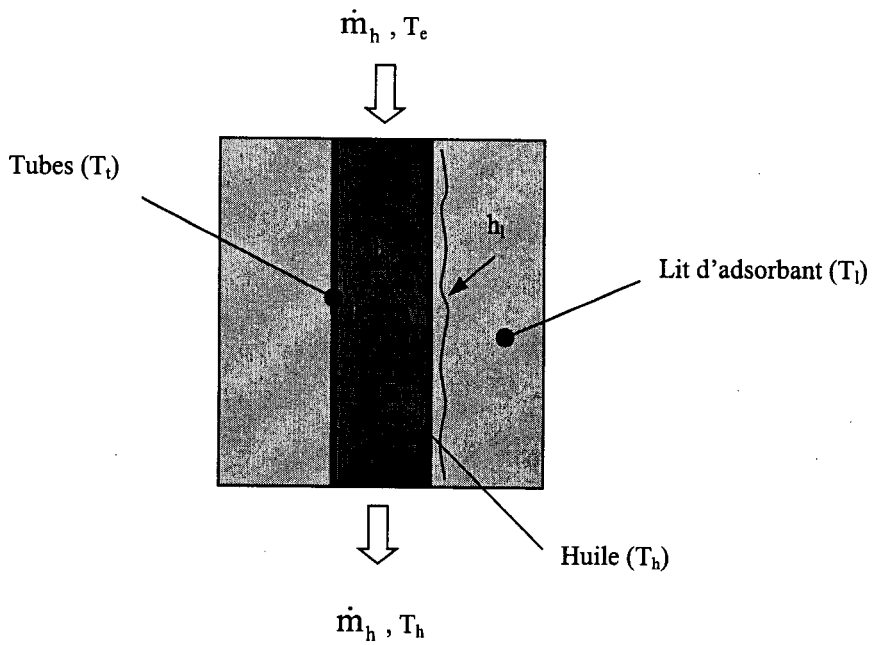

Figure 4.6 : Schéma représentant l'ensemble tubes – lit d'adsorbant.

Le bilan énergétique du lit d'adsorbant s'écrit comme suit :

$$m_{tot}Cp_{tot}\frac{\partial T_l}{\partial t} - m_z \Delta H_{ad}\frac{\partial X}{\partial t} = h_l S_t\left(T_t - T_l\right) + h_c S_c\left(T_c - T_l\right) \tag{4.15}$$

$$\text{où } m_{tot}\cdot Cp_{tot} = m_l \cdot Cp_l + m_z \cdot X \cdot Cp_{eau}$$

$$\text{et } \frac{\partial X}{\partial t} = \left(\frac{\partial X}{\partial P}\right)_T \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial X}{\partial T}\right)_P \frac{\partial T}{\partial t} \tag{4.16}$$

où Cp_{tot} est la chaleur massique globale du lit d'adsorbant en J/kg-K, m_{tot} et m_z sont les masses (kg) du lit d'adsorbant et de zéolite respectivement et ΔH_{ad} est la chaleur latente d'adsorption en J/kg. Le deuxième terme de gauche de l'équation 4.15 représente la génération de chaleur (terme source) causé par l'adsorption de la vapeur par la zéolite. Ce dernier phénomène est exothermique. Le terme $m_{tot}Cp_{tot}$ varie en fonction de X et donc, en fonction du temps.

Le seul paramètre physique indéterminé dans ce bilan est le coefficient d'échange entre les tubes de l'adsorbeur et le lit d'adsorbant (h_l). Selon Neveu (1999), la valeur de ce dernier se situe entre 250 et 400 W/m^2-K. Pour la présente étude une valeur de 250 W/m^2-K a été choisie pour le modèle. Ce paramètre n'a cependant pas un impact considérable sur le comportement global de la machine.

La valeur de ΔH_{ad} est évaluée en appliquant la relation de Clausius-Clapeyron à l'équation 4.1 (Dubinin-Astakhov) :

$$\frac{\partial LnP}{\partial\left(-1/T_l\right)} = \frac{\Delta H_{ad}}{R} \tag{4.17}$$

où P est la pression d'équilibre du couple eau/zéolite.

4.1.3.2.2 Bilan sur la chaudière

La chaudière est présentée schématiquement à la figure 4.7 . Les variations temporelles de la température du volume d'huile, m_h , et de la surface métallique de la chaudière, m_{ch} sont données par :

$$m_{ch}Cp_{ch}\frac{dT_{ch}}{dt} = h_h S_{ch}\left(T_h - T_{ch}\right) + h_{ext}S_{ext}\left(T_{amb} - T_{ch}\right) \tag{4.18}$$

$$m_h Cp_h \frac{dT_h}{dt} = \dot{Q}_{elec} + \dot{m}_h Cp_h\left(T_e - T_h\right) + h_h S_{ch}\left(T_{ch} - T_h\right) \tag{4.19}$$

où $\dot{Q}_{elec}$ est la puissance électrique (W) fournie par la chaudière (considérée constante) et S_{ch} est la surface d'échange (m^2) de la chaudière en contact avec l'isolant.

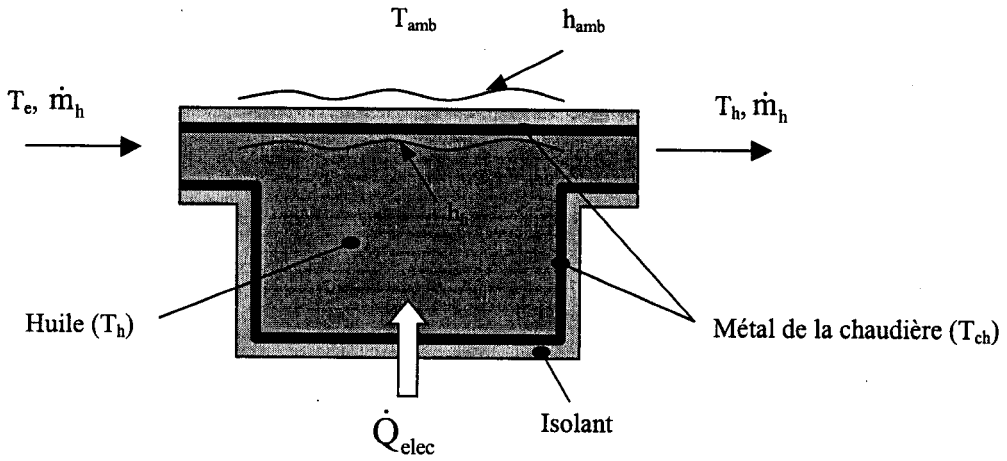

Figure 4.7 : Schéma représentant les différents paramètres utilisés pour effectuer le bilan de la chaudière.

4.1.3.2.3 Bilans sur l'évaporateur et le condenseur

Lors des différents bilans thermiques des composants du système, la chaleur sensible des flux de vapeur entrants et sortants est négligée pour ne tenir compte que de la chaleur latente de changement de phase ou d'adsorption. De plus, la masse de fluide frigorigène en phase vapeur étant très inférieure à celle du liquide contenu dans l'évaporateur et le condenseur, seule la variation de l'énergie interne du liquide sera prise en considération lors des bilans. L'équation de la conservation de l'énergie appliquée au fluide frigorigène est donc la suivante :

$$\frac{dU_{liq}}{dt} - \frac{dm_{liq}}{dt} \cdot L_V = h_{fl,fr} S_t \left(T_{met} - T_{fl,fr} \right) \tag{4.20}$$

où U_{liq} est l'énergie interne (J/kg) du fluide frigorigène en phase liquide, L_v est la chaleur latente de changement de phase (J/kg), $h_{fl,fr}$ est le coefficient de transfert de chaleur (W/m^2-K) entre le fluide frigorigène et les tubes. T_{met} et $T_{fl,fr}$ sont les températures (K) du métal de l'échangeur (condenseur ou évaporateur) et du fluide frigorigène, respectivement, et m_{liq} est la masse (kg) de fluide frigorigène contenue dans l'évaporateur ou le condenseur.

Pour ce qui est de la variation de la température de la masse de la paroi métallique, le bilan thermique est similaire dans le cas de l'évaporateur et du condenseur soit :

$$m_{met}Cp_{met}\frac{dT_{met}}{dt} = h_{fl,cal}S_t\left(T_{fl,cal} - T_{met}\right) + h_{fl,fr}S_t\left(T_{fl,fr} - T_{met}\right) \qquad (4.21)$$

où $h_{fl,cal}$ est le coefficient de transfert de chaleur (W/m^2-K) attribué au fluide caloporteur (l'huile pour le condenseur et l'eau de ville pour l'évaporateur) en contact avec les tubes, m_{met} et Cp_{met} représentent la masse (kg) et la chaleur massique (J/kg-K) de la paroi métallique de l'échangeur (condenseur ou évaporateur).

Pour le cas du condenseur, il s'agit d'un échangeur de type tubes-calandre dans lequel le fluide caloporteur (huile) circule dans les tubes et la vapeur circule du côté de la calandre.

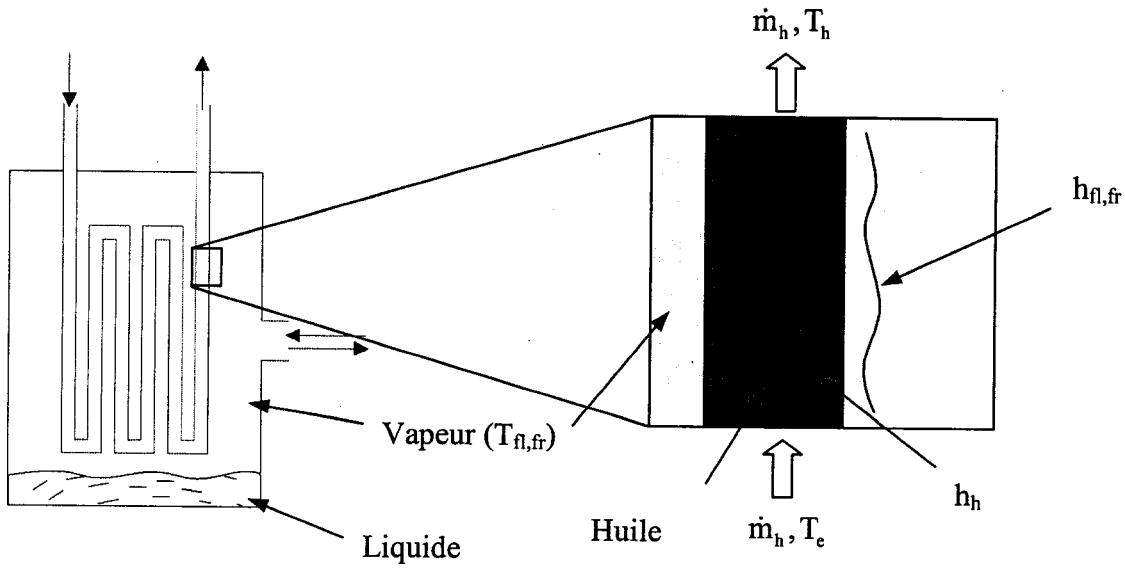

Figure 4.8 : Schéma représentant le condenseur.

Dans ce cas, le bilan thermique de l'huile s'établit comme suit :

$$m_hCp_h\frac{dT_h}{dt} = \dot{m}_hCp_h\left(T_e - T_h\right) + h_hS_t\left(T_t - T_h\right) \qquad (4.22)$$

où T_t est la température (K) des tubes.

4.1.3.2.4 Bilans au niveau des tubes d'interconnexion

La figure suivante illustre les paramètres relatifs au bilan thermique sur un tube d'interconnexion. Ces tubes font la liaison entre les différentes composantes du système (tubes 1 à 7, figure 4.25).

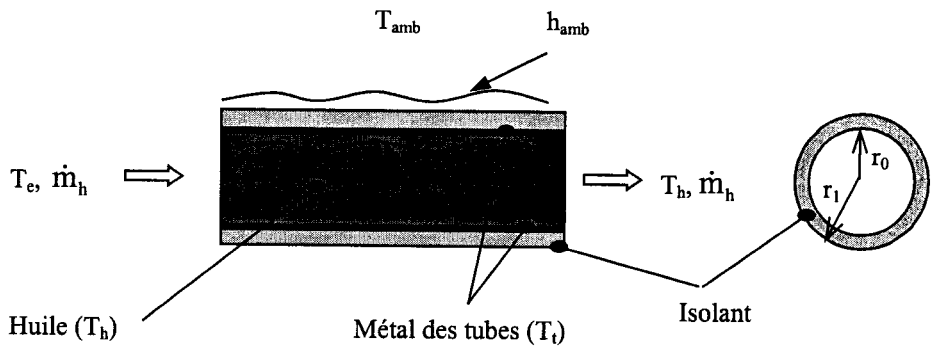

Figure 4.9 : Schéma représentant les différents paramètres utilisés pour le bilan thermique d'un tube d'interconnexion.

Le bilan thermique de l'huile et des tubes d'interconnexion acheminant cette l'huile d'un composant à l'autre s'écrit comme suit :

$$m_h Cp_h \frac{dT_h}{dt} = \dot{m}_h Cp_h \left(T_e - T_h\right) + h_h S_t \left(T_t - T_h\right) \tag{4.23}$$

$$m_t Cp_t \frac{dT_t}{dt} = h_h S_{ch} \left(T_h - T_t\right) + h_{ext} S_{ext} \left(T_{amb} - T_t\right) \tag{4.24}$$

$h_{ext}S_{ext}$ représente le coefficient d'échange global (W/K) entre les tubes et l'air ambiant.

Dans le cas de tubes non-isolés on a :

$$\frac{1}{h_{ext}S_{ext}} = \frac{1}{h_{amb}S_t} \tag{4.25}$$

Certains tubes de l'installation sont recouverts d'isolant. Dans ces cas particuliers on a :

$$\frac{1}{h_{ext}S_{ext}} = \frac{1}{2\pi k_{iso}L_t}\mathrm{Ln}\left(\frac{r_1}{r_0}\right) + \frac{1}{h_{amb}S_{iso}} \tag{4.26}$$

où k_{iso} est la conductivité thermique (W/m-K) de l'isolant, L_t est la longueur du tube (m), r_1 et r_0 sont les rayons extérieur et intérieur de l'isolant (m), respectivement, S_t et S_{iso} sont les surfaces externes (m^2) des tubes et de l'isolant, respectivement, h_{amb} est le coefficient d'échange (W/m^2-K) avec l'air ambiant. Ce coefficient a été fixé à 10 W/m^2-K dans le modèle. La plupart des tubes étant isolés, ce terme n'a pas un impact considérable sur les résultats générés par le modèle.

4.1.3.3 Bilans massiques

Cette sous section décrit les bilans massiques appliqués aux différents composants du système. Chaque équation différentielle découle du principe de la conservation de la masse.

4.1.3.3.1 Phases isostériques

Durant cette phase, l'adsorbeur est complètement isolé des autres composants du système et n'offre donc aucune possibilité de transfert de masse. La vapeur d'eau contenue dans ce

dernier est soit adsorbée dans la zéolite ou emprisonnée dans les différents volumes libres. L'expression définissant la loi de la conservation de la masse lors des phases isostériques de «compression et décompression à volume constant» au niveau de l'adsorbeur est la suivante :

$$\frac{dm_{vap}}{dt} + m_z \frac{dX}{dt} = 0 \tag{4.27}$$

où m_{vap} est la masse de vapeur contenue dans les volumes libres et dans les porosités de l'adsorbeur ($m_{vap} = \frac{P \cdot V_{tot}}{r \cdot T_{vap}}$) et X est la quantité de vapeur adsorbée.

4.1.3.3.2 Phases de désorption/adsorption

Durant ces phases, la vapeur d'eau est soit issue de l'évaporateur (adsorption), soit désorbée vers le condenseur (désorption). Le débit massique du fluide réfrigérant durant les phases de désorption/adsorption à pression constante est évalué en tenant compte de la perte de charge singulière occasionnée par l'entrée du tube de liaison entre l'adsorbeur et le condenseur ou l'évaporateur. La pression à l'intérieur du condenseur ou de l'évaporateur est déterminée par la pression de saturation de l'eau à la température de la paroi métallique de l'échangeur ($P = P_{sat}(T_{met})$). L'équation de la conservation de la masse devient :

$$\frac{dm_{vap}}{dt} = -m_z \frac{dX}{dt} \pm \dot{m}_{fl,fr} \text{ (adsorbeur)} \tag{4.28}$$

$$\frac{dm_{vap}}{dt} = -\frac{dm_{liq}}{dt} \pm \dot{m}_{fl,fr} \quad \text{(évaporateur ou condenseur)} \qquad (4.29)$$

où $\dot{m}_{fl,fr}$ est le débit massique (kg/s) de la vapeur circulant entre l'adsorbeur et le condenseur / évaporateur :

$$\dot{m}_{fl,fr} = A_t \sqrt{\frac{2\rho_{vap}\Delta P}{K}} \qquad (4.30)$$

où A_t est la section du tube (m^2), K = 1.5 est une constante de perte de charge pour une contraction/expansion à 90 degrés (Figure 4.10), ΔP est la différence de pression entre l'adsorbeur et le condenseur ou l'évaporateur (Pa). Étant donné la faible longueur du tube, la perte de charge à l'intérieur de ce dernier est négligée.

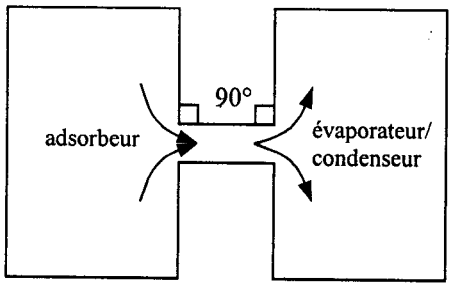

Figure 4.10 : Schéma représentant la sortie de l'adsorbant provoquant la perte de charge singulière (K=1.5).

Le débit des différents fluides caloporteurs est déterminé comme suit :

- Eau de ville (évaporateur et échangeur) : le débit massique est considéré constant ;
- Huile : le débit volumique est considéré constant et il est déterminé par les caractéristiques des différentes pompes. Le débit massique d'huile est donc variable

selon les changements au niveau de la masse volumique de l'huile, cette dernière étant fonction de la température à l'entrée dans la pompe. Le débit massique est calculé comme suit :

$$\dot{m}_h = \dot{v}_p \cdot \rho(T_h) \tag{4.31}$$

où $\dot{v}_p$ est le débit volumétrique de la pompe.

Dans ces deux cas, comme il n'y a pas accumulation de masse, la loi de la conservation de la masse se résume tout simplement à :

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \tag{4.32}$$

4.1.3.4 Coefficient de transfert de chaleur de l'huile

Les propriétés physiques de l'huile ETA 32 utilisées dans les relations suivantes sont déterminées à l'aide de corrélations fournies par le manufacturier telles qu'illustrées à l'annexe A. Le coefficient de transfert de chaleur de l'huile est calculé selon différents régimes d'écoulement à l'aide des équations suivantes (Incropera, F.P. et DeWitt, D.P., 1996) :

<u>Pour Re_D>10000 :</u>

$$h = \frac{k}{D} 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_f} \right)^{0.14} \tag{4.33}$$

Pour $2300<Re_D<10000$:

$$h = \frac{k}{D}\left[\frac{f/8\,(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(f/8\right)^{0.5}\left(Pr^{2/3} - 1\right)}\right] \tag{4.34}$$

$$\text{où } f = \left(0.79\ln(Re_D) - 1.64\right)^{-2}$$

Pour $Re_D<2300$ (régime laminaire) :

$$h = \frac{k}{D}1.86\left(\frac{Re_D\,Pr}{L/D}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_f}\right)^{0.14} \tag{4.35}$$

où Re_D est le nombre de Reynolds pour un écoulement interne dans un tube

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} \tag{4.36}$$

4.1.3.5 Coefficients de transfert de chaleur du côté calandre de l'évaporateur, du condenseur et de l'échangeur de chaleur eau/huile.

La méthode utilisée pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur du côté calandre de l'évaporateur et de l'échangeur eau/huile (fluide caloporteur) est la méthode de Bell (1963) mise à jour par Taborek (1983) et Hewitt et al. (1994). Cette méthode permet, à l'aide des caractéristiques de l'échangeur (type de faisceau de tubes et chicanes) d'évaluer le coefficient de transfert de chaleur pour un faisceau idéal et d'y appliquer certains facteurs de correction afin de tenir compte des différents paramètres du faisceau réel.

La relation permettant de calculer le coefficient de transfert de chaleur d'un faisceau idéal est la suivante :

$$h_e = a\,Re^m\,Pr^{0.34}\,F_1F_2\,\frac{k}{d_e} \tag{4.37}$$

où a et m sont issus de corrélations et sont fonction du type d'écoulement, F_1 et F_2 sont des coefficients tenant compte des propriétés du fluide et de l'effet du nombre de rangées de tubes respectivement.

Le nombre de Reynolds (Re) est défini comme :

$$Re = \frac{\rho V_{max} d_e}{\mu} \tag{4.38}$$

V_{max} est la vitesse maximale du fluide au centre du faisceau et, dans ce cas, elle est définie comme suit :

$$V_{max} = \frac{\dot{m}}{\rho S_m} \tag{4.39}$$

Pour un faisceau à pas triangulaire, S_m est la section de passage au centre du faisceau tubulaire :

$$S_m = L_{bc}\left[d_c - d_{ccf} + \frac{d_{ccf} - d_e}{P}\left(P - d_e\right)\right] \tag{4.40}$$

où P est le pas entre les tubes de l'échangeur, d_{ccf} est le diamètre circonscrit au faisceau tubulaire et d_c est le diamètre de la calandre.

Une fois h_e calculé, il s'agit d'évaluer les différents coefficients de correction tenant compte :

- de l'effet de l'écoulement dans les fenêtres des chicanes (J_c);
- des courants de fuites entre chicanes et calandre, et , entre tubes et chicanes (J_l);
- de l'effet de bipasse du faisceau (J_b);
- du gradient de température défavorable (J_r);
- de l'effet de l'espacement inégal des chicanes à l'entrée et à la sortie (J_s);

L'équation permettant de calculer le coefficient de transfert global devient donc :

$$h_{fl,cal} = h_e J_c J_l J_b J_r J_s$$

Ces différents facteurs de correction sont tirés de corrélations issus des travaux de Bell (1963).

4.1.3.6 Évaporateur

L'évaporateur est constitué de 13 tubes de 25 mm de diamètre selon un pas triangulaire de 36 mm et d'une longueur de 1 m. Le fluide caloporteur (eau) circule du côté de la calandre et passe au travers une série de 3 chicanes séparées par une distance de 250 mm (figure 4.11). La figure 4.12 présente les valeurs du coefficient de transfert de chaleur obtenues en utilisant la méthode de Bell (côté calandre) en fonction du débit pour différentes températures de fluide.

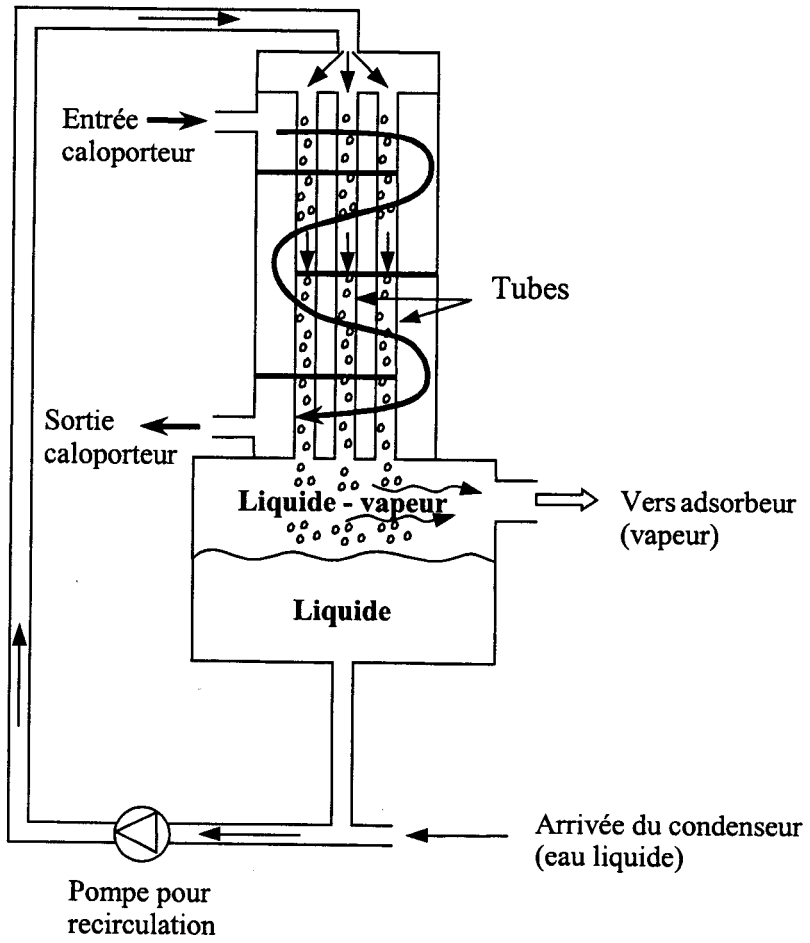

Figure 4.11 : Schéma de l'évaporateur à film ruisselant.

La figure 4.12 indique que la variation du coefficient $h_{fl,cal}$ en fonction du débit est relativement importante alors que l'influence de la température est relativement moins importante.

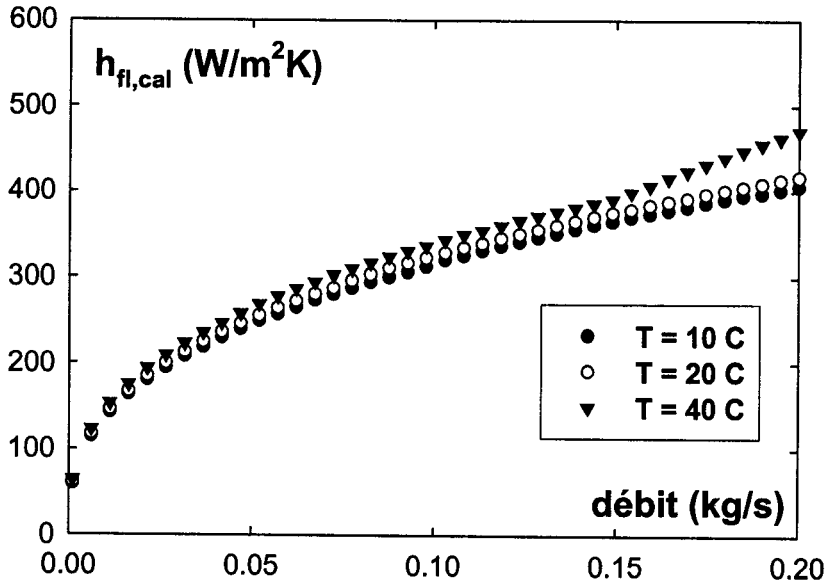

Figure 4.12 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur du fluide caloporteur (eau) de l'évaporateur (côté calandre).

L'évaporateur utilisé est de type « film ruisselant » à recirculation. Une pompe permet de maintenir un débit de fluide frigorigène de 3 m^3/h. Ce débit est supérieur au débit réellement évaporé. Le fluide sortant des tubes est donc un mélange liquide vapeur.

Une autre particularité de ce type d'évaporateur est que la vapeur sortant de ce dernier est saturée. Ce dernier point fait en sorte que l'approche choisie pour calculer le coefficient d'échange est celle utilisée pour un mélange diphasique saturé circulant à l'intérieur de tubes verticaux. Les corrélations utilisées sont celles élaborées par Gungor et Winterton (1986). L'équation du coefficient d'échange est de la forme :

$$h_{fl,fr} = Eh_l + Sh_{libre} \tag{4.41}$$

où h_l est le coefficient de transfert de chaleur (W/m^2-K) du liquide saturé, h_{libre} est le coefficient de transfert de chaleur (W/m^2-K) d'un mélange diphasique en ébullition libre et E et S sont des facteurs de pondération.

On remarque à la figure 4.13 que la valeur de $h_{fl,fr}$ varie d'une valeur d'environ 750 à 1250 W/m^2-K lorsque le flux de chaleur varie de 0 à 1 kW/m^2. Cette variation s'explique par le fait que l'augmentation du flux de chaleur fait varier le titre de la vapeur circulant dans les tubes. Lorsque le flux de chaleur est nul, $h_{fl,cal}$ correspond à un coefficient d'échange d'un liquide saturé (monophasique).

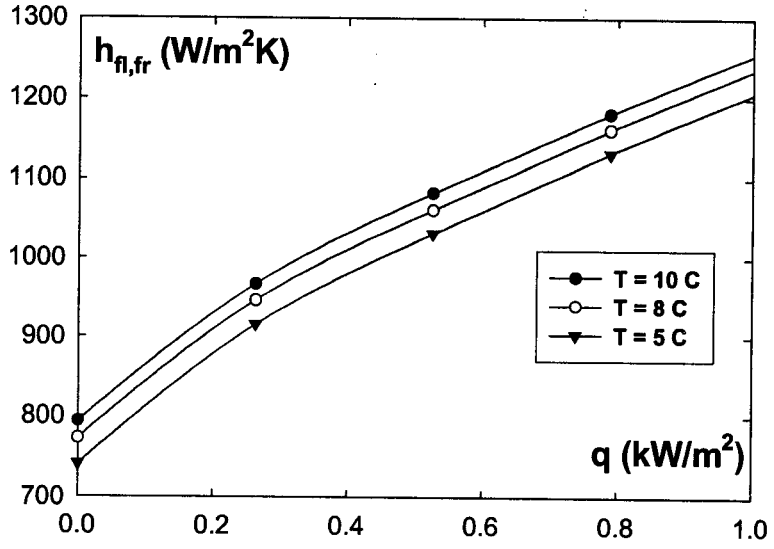

Figure 4.13 : Variation du coefficient de transfert de chaleur du fluide frigorigène dans l'évaporateur en fonction du flux de chaleur et de la température.

4.1.3.7 Échangeur de chaleur

Afin de déterminer le coefficient de transfert de chaleur du fluide caloporteur circulant du côté de la calandre de l'échangeur, il a fallu poser quelques hypothèses car les données disponibles quant à la disposition interne des tubes et des chicanes sont assez limitées. Cependant, plusieurs données sont disponibles telles que : le volume côté tubes (13 litres) et côté calandre (28 litres), le diamètre des tubes (16 mm) et la surface d'échange (3.22 m^2). À l'aide des exigences établies par la norme TEMA (« Tubular Exchanger Manufacturer Association »), il a été possible de déterminer le nombre de tubes, le pas approximatif séparant ces derniers, la hauteur approximative des chicanes ainsi que leur nombre. Ces différents paramètres se retrouvent au tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Paramètres caractéristiques de l'échangeur de chaleur eau/huile.

Nbre. de tubes	Pas (cm)	Nbre. De chicanes	Hauteur des chicanes (cm)
32	18.5	17	11.8

La méthode de calcul pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur côté calandre est la même que celle utilisée dans le cas de l'évaporateur. La figure 4.14 illustre la variation de ce dernier en fonction du débit du fluide caloporteur.

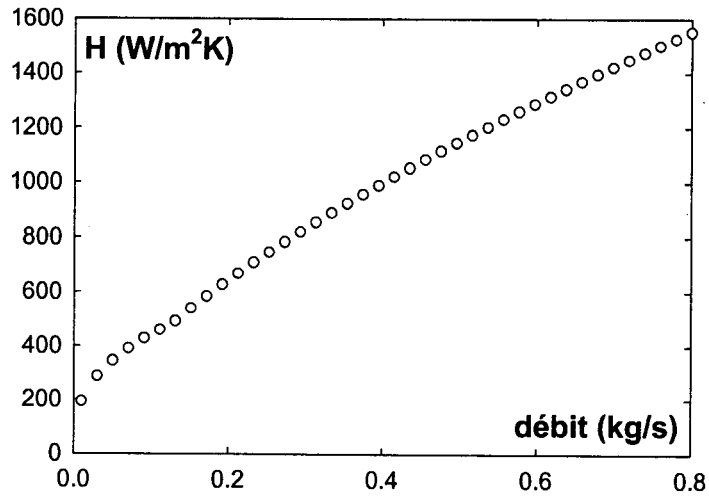

Figure 4.14 : Variation du coefficient d'échange du fluide caloporteur côté calandre.

4.1.3.8 Condenseur (côté fluide frigorigène)

Un schéma du condenseur se retrouve à la figure 4.8. Étant donné les faibles débits circulant entre l'adsorbeur et le condenseur, on suppose que la condensation sur les tubes est de type laminaire. La figure 4.15 illustre un tel type de condensation par film. Cette hypothèse permet l'utilisation d'une corrélation simple pour déterminer le coefficient d'échange du film de condensât sur les tubes verticaux. Cette relation est la suivante (Incropera et Dewitt, 1996) :

$$h_L = 0.943\left[\frac{\rho_l g(\rho_l - \rho_v)\Delta H_{fg} L^3}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_p)}\right]^{1/4} \tag{4.42}$$

où T_p est la température de la paroi, g est l'accélération gravitationnelle et ΔH_{fg} est la chaleur latente de changement de phase.

Pour une petite différence entre T_{sat} et T_p, le coefficient de transfert de chaleur s'élève à des valeurs pouvant dépasser les 10 000 W/m^2-K. Ce coefficient n'étant pas l'élément limitant pour le transfert thermique global dans ce cas, une valeur constante de 8 000 W/m^{2}K a été fixée dans le modèle.

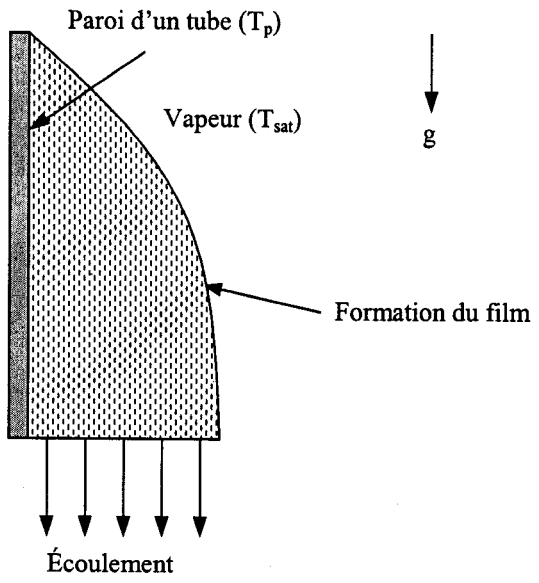

Figure 4.15 : Représentation du film liquide lors de la condensation sur une surface verticale.

4.1.4 Méthode de résolution

Le modèle de la machine simple effet possède un total de 30 équations différentielles du premier ordre. Ces équations ont été résolues numériquement à l'aide de la méthode d'Euler. Cette méthode consiste à discrétiser les équations différentielles selon un schéma explicite. Il est utile de rappeler qu'aucune discrétisation spatiale n'est requise en vertu de

l'hypothèse de l'uniformité de pression et de température des différents composants. La méthode d'Euler peut se résumer comme suit.

La plupart des équations présentées précédemment peuvent être écrite sous la forme d'une équation différentielle d'ordre 1 non homogène avec condition initiale :

$$\frac{dy}{dt} = f\left(t, y(t)\right) \text{ avec } y(t_0) = y_0 \tag{4.43}$$

Le but est d'obtenir une approximation de la solution au temps t_1 (= t + Δt , où Δt est le pas de temps utilisé). Connaissant la pente de l'équation de la courbe, nous pouvons donc suivre une droite passant par (t_0, y_0) et de pente f(t_0, y_0) pour obtenir cette approximation. L'équation servant à évaluer $y(t_1)$ ou y_1 est la suivante :

$$y(t_1) = y_1 = y_0 + h(t_0, y_0) \tag{4.44}$$

A titre d'exemple, pour l'équation 4.8, cette discrétisation se traduit par :

$$T_c^t = T_c^{t-\Delta t} + \frac{\Delta t}{m_c Cp_c}\left[h_c S_c\left(T_l^{t-\Delta t} - T_c^{t-\Delta t}\right) + h_{ext} S_{ext}\left(T_{amb}^{t-\Delta t} - T_c^{t-\Delta t}\right)\right] \tag{4.45}$$

où l'exposant « t » est attribué au terme à estimer (inconnu) et les termes en « t-Δt » représentent les valeurs obtenues au temps précédent (connues).

Dans le cas de l'adsorbeur, la résolution d'un système de trois équations (4.15, 4.16 et 4.27) et trois inconnues ($\frac{\partial T_1}{\partial t}, \frac{\partial X}{\partial t}$ et $\frac{\partial P}{\partial t}$.) est nécessaire lors du fonctionnement en phase isostérique. Lors des phases de désorption ou d'adsorption à pression constante, l'adsorbeur est connecté au condenseur ou à l'évaporateur, ce qui implique deux autres

équations à résoudre simultanément. Dans ce cas, les équations à résoudre sont 4.15, 4.16, 4.20, 4.28 et 4.29 et les inconnues sont $\frac{\partial T_1}{\partial t}, \frac{\partial X}{\partial t}, \frac{\partial P}{\partial t}, \frac{\partial U_{liq}}{\partial t}, \frac{\partial m_{liq}}{\partial t}$.

Les termes $\left(\frac{\partial X}{\partial T}\right)_P$ et $\left(\frac{\partial X}{\partial P}\right)_T$ étant non linéaires, le système est résolu à l'aide de la méthode de Newton modifiée (Fortin, 1995). Le système matriciel découlant de cette méthode a la forme suivante :

$$J(x_1^0, x_2^0, \ldots x_n^0)\overrightarrow{\partial x} = -\vec{R}(x_1^0, x_2^0, \ldots x_n^0) \tag{4.46}$$

où $J(x_1^0, x_2^0, \ldots x_n^0)$ désigne la matrice des dérivée partielles (ou Jacobienne) évaluée au point $(x_1^0, x_2^0, \ldots x_n^0)$, $\overrightarrow{\partial x}$ est le vecteur des corrections relatives à chaque variable et $-\vec{R}(x_1^0, x_2^0, \ldots x_n^0)$ est le vecteur résidu également évalué au point $(x_1^0, x_2^0, \ldots x_n^0)$. Afin d'obtenir une convergence rapide, le choix des valeurs initiales est très important et consiste, dans ce cas, à prendre les valeurs au temps t-Δt. On pose ensuite :

$$x_1^1 = x_1^0 + \partial x_1$$

$$x_2^1 = x_2^0 + \partial x_2$$

$$\vdots$$

$$x_n^1 = x_n^0 + \partial x_n$$

ce qui constitue la nouvelle approximation de la solution du système. La méthode de résolution de ce système d'équations utilise la décomposition matricielle LU. Les itérations se poursuivent jusqu'à ce que la norme du vecteur résidu atteigne une valeur

inférieure à 10^{-5}. Cette méthode permet d'obtenir une convergence relativement rapide et ce, à chaque pas de temps.

De façon générale le pas de temps varie entre 0.1 et 0.5 seconde selon l'état du cycle. Le pas de temps est le plus court durant la connexion ou la déconnexion de l'adsorbeur avec le condenseur ou l'évaporateur. Durant ces phases du cycle, il se produit des variations rapides, surtout au niveau des pressions. Lorsque le modèle passe par un de ces changements, le pas de temps passe à 0.1 secondes pendant 10 secondes (temps simulé). Le pas de temps revient à sa valeur originale de 0.5 secondes lorsque ce laps de temps est écoulé.

4.1.5 Paramètres de fonctionnement

Le modèle a été codé en langage Turbo Pascal à l'aide du logiciel Delphi 5. Une simulation d'un cycle de 320 minutes (5 h 20), requiert environ 35 secondes de temps de calcul sur un ordinateur Pentium III de 400 MHZ possédant 196 Mo de mémoire vive.

Pour le modèle simple effet, le contrôle du cycle se fait à l'aide de plusieurs paramètres. L'interface du modèle simple effet est illustré à la figure 4.16.

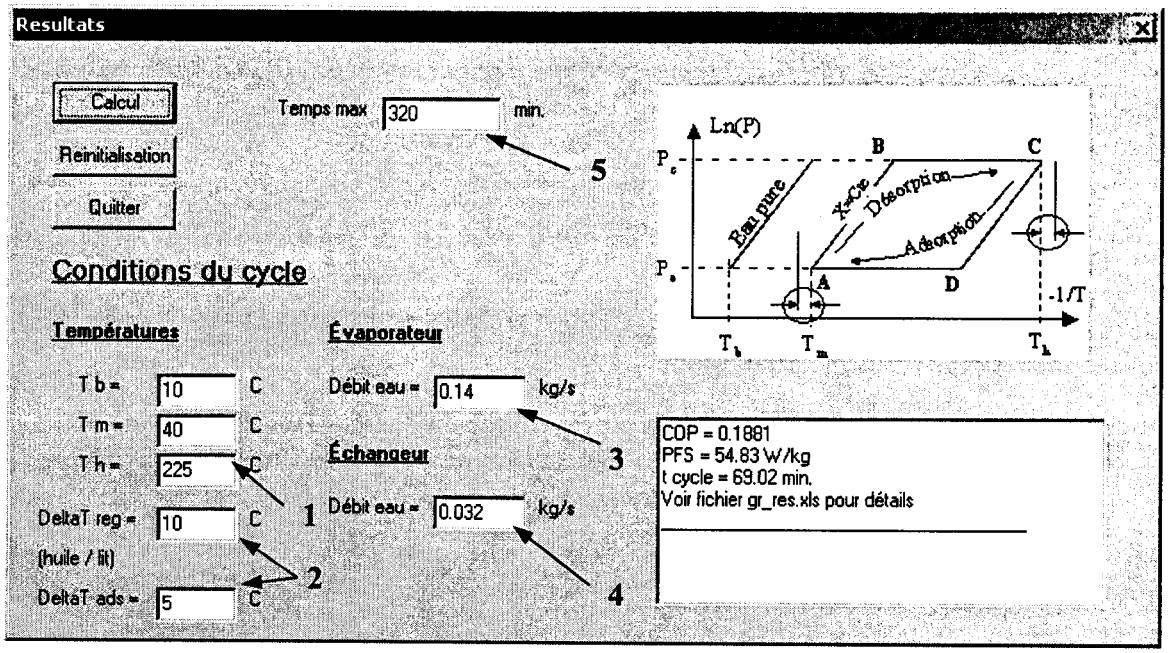

Figure 4.16 : Interface du modèle simple effet.

La température de régénération (T_h) est déterminée par l'utilisateur et cette dernière est utilisée comme température de consigne au niveau de la chaudière (item 1 sur la figure 4.16). L'utilisateur doit aussi déterminer les débits des fluides caloporteurs au niveau de l'évaporateur et de l'échangeur de chaleur (items 3 et 4 sur la figure 4.16). Ces débits permettent de contrôler la température de l'évaporateur (T_b) et celle de l'huile entrant dans le condenseur (T_m). L'arrêt de la simulation est déterminé par le temps maximal imposé par l'utilisateur (item 5 sur la figure 4.16). Le critère permettant de passer du mode de chauffage en mode de refroidissement et inversement est déterminé par l'écart de température minimal atteint entre l'huile contenue dans les tubes de l'adsorbeur et le lit d'adsorbant (item 2 sur la figure 4.16). La figure 4.17 permet de visualiser ces écarts.

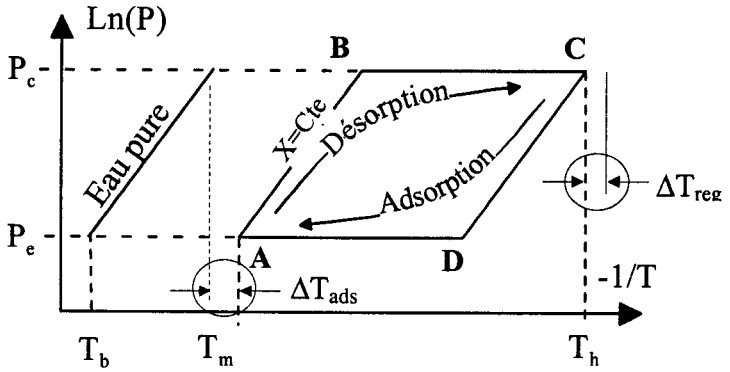

Figure 4.17 : Illustration des écarts de température servant au contrôle du temps de cycle.

4.2 Modélisation de la machine double effet

Le modèle de la machine double effet tient compte des mêmes hypothèses de départ que celles utilisées dans le modèle simple effet et utilise la même méthode de résolution numérique. Seul un deuxième adsorbeur ainsi que les différentes tubulures permettant la récupération de chaleur et de masse sont ajoutées au modèle. Le travail de la pompe de recirculation de l'huile est négligé. La figure 4.18 illustre le circuit de la machine double effet.

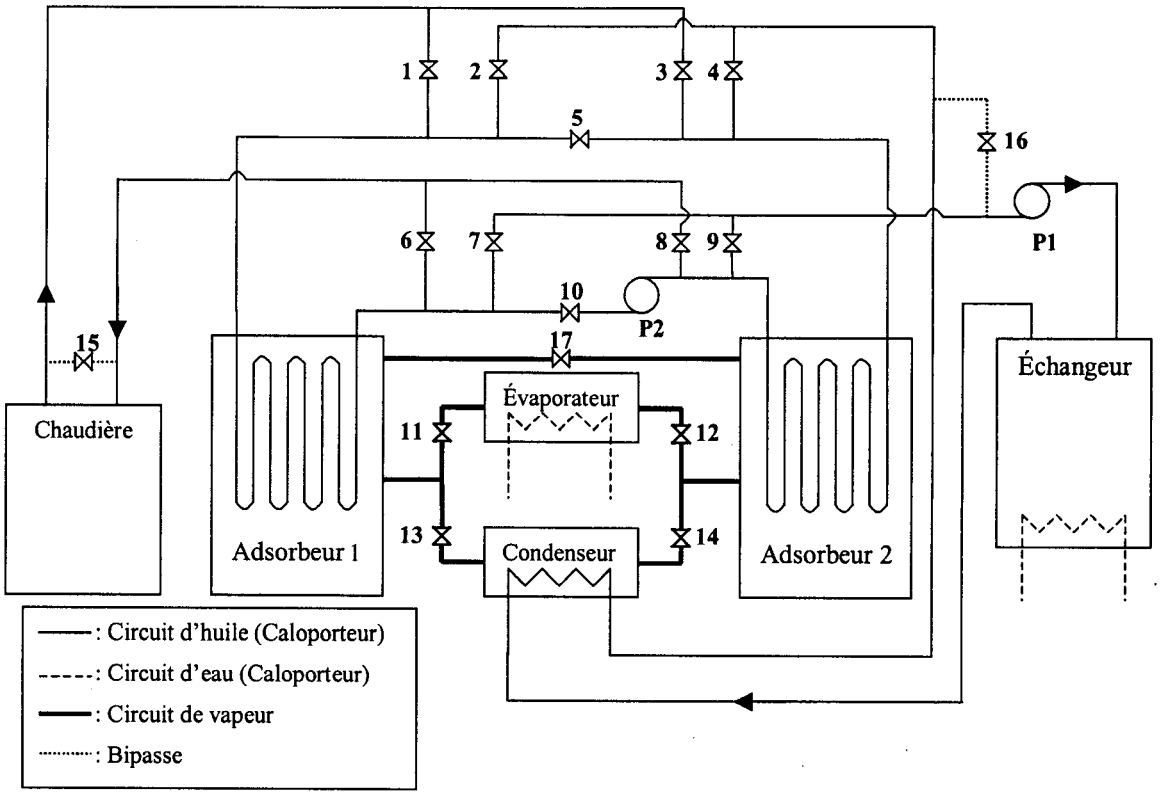

Figure 4.18 : Schéma du circuit de l'installation double effet.

4.2.1 Fonctionnement du cycle

L'ajout d'un deuxième adsorbeur dans le cycle double effet augmente la complexité de l'installation. En effet, tel que montré à la figure 4.18, plusieurs vannes de contrôle et tubulures pour les circuits d'huile et de vapeur doivent être ajoutées au système. Le fonctionnement des deux adsorbeurs doit être synchronisé de manière à ce que leur opération soit déphasée de 180°. Ceci implique que lorsque l'adsorbeur 1 est en phase de compression à volume constant, l'adsorbeur 2 doit être en phase de décompression à volume constant. Dans ce cas, l'huile de la chaudière est acheminée vers l'adsorbeur 1

via la vanne 1 et retournée ensuite vers la chaudière via la vanne 6. La vapeur désorbée par cet adsorbeur est envoyée au condenseur par la vanne 13 et la chaleur de condensation ainsi que celle extraite de l'adsorbeur 2 sont évacuées par l'intermédiaire de l'échangeur au moyen du circuit caloporteur moyenne température. La pompe P1 fait alors circuler l'huile dans l'échangeur de chaleur, dans le condenseur et finalement dans l'adsorbeur 2 via la vanne 4. L'huile sortant de cet adsorbeur passe au travers de la vanne 9 et retourne vers l'échangeur, où la chaleur est évacuée par le circuit d'eau de ville. L'adsorbeur 2 adsorbe alors la vapeur issue de l'évaporateur via la vanne 12, ce qui mène à une production de froid.

Lorsque le cycle est inversé, l'adsorbeur 2 est en phase de compression à volume constant et l'adsorbeur 1 est en phase de décompression à volume constant. De la même manière, l'huile chaude provenant de la chaudière est acheminée vers l'adsorbeur 2 via la vanne 3 et y retourne en passant par la vanne 8. La vapeur désorbée par cet adsorbeur est dirigée vers le condenseur via la vanne 14. L'huile sortant de l'adsorbeur 1 et servant à son refroidissement passe par la vanne 7 et est pompée au travers l'échangeur de chaleur et le condenseur par l'intermédiaire de la pompe P1. Une fois sortie du condenseur, l'huile passe par la vanne 2 pour être ensuite acheminée vers l'adsorbeur 1. Lors de la phase d'adsorption de cet adsorbeur, la vapeur d'eau issue de l'évaporateur emprunte la vanne 11.

4.2.2 Récupération de chaleur

Lors du début de la phase de refroidissement (trajet C-D puis D-A du cycle I de la figure 4.19), 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 de chaleur. Cette récupération persiste tant que subsiste un écart de température suffisant entre les deux adsorbeurs (écart déterminé par l'utilisateur du modèle). 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 une augmentation du COP par rapport au cas à simple effet.

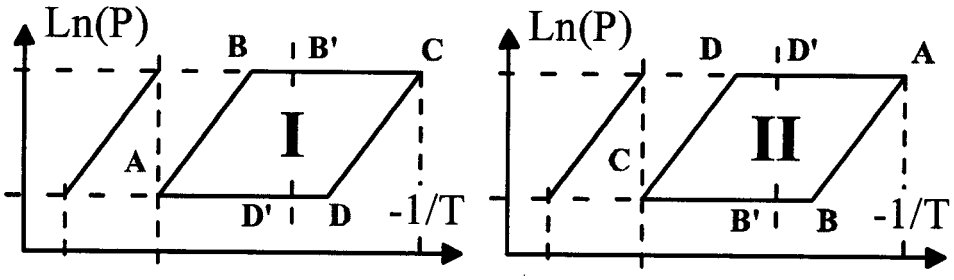

Figure 4.19 : Représentation d'un cycle à deux adsorbeurs (I et II) à récupération de chaleur.

Pour accomplir cette phase de récupération de chaleur, l'huile n'emprunte pas les circuits haute ou moyenne température, mais plutôt le circuit d'interconnexion reliant uniquement les deux adsorbeurs. L'huile emprunte donc le circuit reliant les deux adsorbeurs via les

vannes 5 et 10 à l'aide de la pompe P2 (Figure 4.18). Le modèle permet de fixer l'écart de température minimum à atteindre entre les deux adsorbeurs pour que la phase de récupération de chaleur se termine.

Lorsque la récupération de chaleur a lieu, il est possible que l'adsorbeur en mode de chauffage atteigne la phase de désorption à pression constante. Dans ce cas, la vapeur est dirigée vers le condenseur et la chaleur dégagée par ce changement de phase doit être évacuée via l'échangeur de chaleur. Étant donné que l'unique boucle thermique en opération lors de cette phase est le circuit d'interconnexion, l'huile nécessaire à ce refroidissement sort du condenseur et emprunte le bipasse via la vanne 16 (Figure 4.18), pour ensuite être acheminée vers l'échangeur et retournée au condenseur à l'aide de la pompe P1.

Les bilans d'énergie et de masse des tubes ainsi que des adsorbeurs sont les mêmes que ceux décrits dans le modèle simple effet, à la différence que l'huile à l'entrée et à la sortie des tubes d'interconnexion est l'huile à l'entrée et à la sortie des deux adsorbeurs.

4.2.3 Récupération de masse

Afin d'améliorer davantage les performances ainsi que le rendement d'une telle installation, l'utilisation du principe de récupération de la masse peut s'avérer intéressante. Cette méthode consiste à transférer la vapeur contenue dans l'adsorbeur en fin de régénération (point C du cycle I de la figure 4.20) vers l'adsorbeur en phase d'adsorption (point C du cycle II), jusqu'à ce que l'équilibre des pressions soit atteint entre les deux adsorbeurs. Les trajets A-A' et C-C' ne suivent plus une évolution isostérique dû au transfert de vapeur d'un adsorbeur à l'autre. Cette méthode permet d'accomplir une partie de la phase de pressurisation/dépressurisation sans apport énergétique et, de plus, d'augmenter la quantité de vapeur cyclée à l'évaporateur (trajet D-A du cycle I élargi). La récupération de masse permet aussi d'améliorer le COP de l'installation, mais a généralement un impact plus important sur la PFS en l'augmentant.

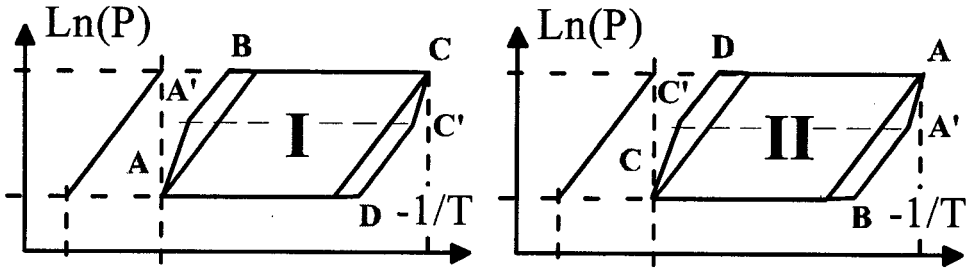

Figure 4.20 : Représentation d'un cycle à deux adsorbeurs (I et II) à récupération de masse.

Le bilan thermodynamique des deux absorbeurs utilise les mêmes équations que dans le cas du système simple effet. Le bilan de masse appliqué à chaque adsorbeur mène aux relations suivantes :

$$\frac{dm_{vap,1}}{dt} = -m_{z,1}\frac{dX_1}{dt} \pm \dot{m}_{fl,fr} \tag{4.47}$$

$$\frac{dm_{vap,2}}{dt} = -m_{z,2}\frac{dX_2}{dt} \pm \dot{m}_{fl,fr} \tag{4.48}$$

où les indices « 1 » et « 2 » représentent les adsorbeurs 1 et 2.

Durant cette phase, il est donc nécessaire de résoudre un système de 6 équations à 6 inconnues. Les équations sont 4.15, 4.16 (pour chacun des adsorbeurs), 4.47, 4.48 et les inconnues sont $\frac{\partial T_1}{\partial t}, \frac{\partial T_2}{\partial t}, \frac{\partial X_1}{\partial t}, \frac{\partial X_2}{\partial t}, \frac{\partial P_1}{\partial t}$ et $\frac{\partial P_2}{\partial t}$. Dans ce modèle, la phase de récupération de masse précède la phase de récupération de chaleur. Il n'y a donc aucune circulation d'huile entre les deux adsorbeurs tant que le transfert de masse n'est pas terminé. Il s'agit donc d'une récupération de masse dite « adiabatique ».

4.2.4 Paramètres de fonctionnement

Le contrôle du cycle double effet est légèrement différent de celui du simple effet. La figure suivante illustre l'interface utilisée pour modifier les paramètres du cycle.

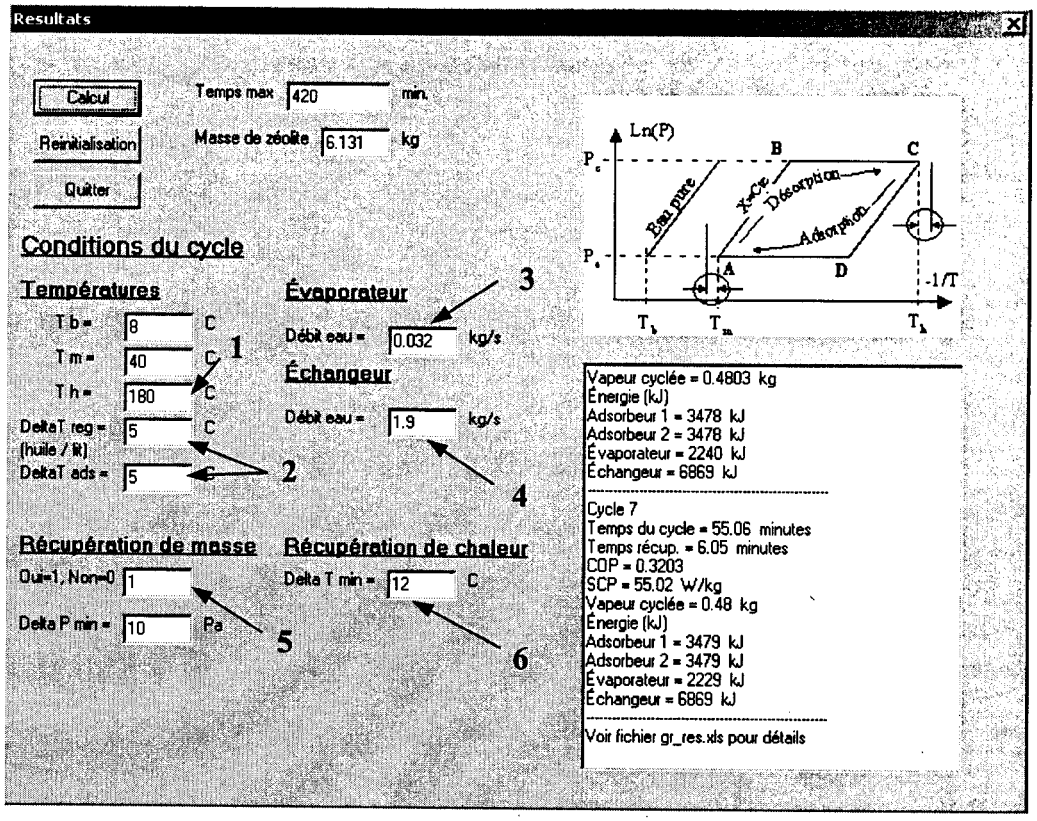

Figure 4.21 : Interface graphique du modèle double effet.

Les écarts de température (item 6 sur la figure 4.21) et de pression minimal (item 5 sur la figure 4.21) entre les deux adsorbeurs, lors des phases de récupération de chaleur (ΔT_{recup}) et de masse respectivement, doivent être spécifiés par l'utilisateur. La détermination de la température de régénération (item 1 sur la figure 4.21), des débits caloporteur (items 3 et 4 sur la figure 4.21) et des écarts de température entre l'huile et le lit d'adsorbant (item 2 sur la figure 4.21) se fait de la même manière que dans le cas du modèle simple effet.

4.3 Caractéristiques des différents composants de la machine simple effet du CNAM

Cette section présente les caractéristiques des composants de la machine simple effet du CNAM. Ces caractéristiques doivent être déterminées avec précision pour permettre au modèle de représenter le plus fidèlement possible le montage expérimental. Le tableau 4.2 contient les propriétés physiques des matériaux utilisés dans le modèle.

Tableau 4.2 : Liste des propriétés physiques des matériaux utilisés dans le modèle.

Acier	Graphite (GNE)	Zéolite	vapeur d'eau	eau	Isolant
Cp=544 J/kgK ρ=7900 kg/m^3 k=14.9 W/mK ε=0.8	Cp=935 J/kgK ρ=28.4 kg/m^3 ε=0.97	Cp=836 J/kgK ρ=450 kg/m^3	k=0.02 W/mK	Cp=4182 J/kgK	k=0.08 W/mK

Il est à noter que la masse volumique du graphite naturel expansé (GNE) est une valeur calculée. La raison est qu'il a été comprimé lors du compactage du mélange GNE/zéolite pour former le lit d'adsorbant. Il s'agit donc du rapport entre sa masse (kg) et le volume qu'il occupe suite à ce compactage.

La masse volumique (ρ), la viscosité dynamique (μ) et la conductivité (k) de l'eau en phase liquide sont déterminés en fonction de la température par des corrélations tirées de

la base de donnée du logiciels EES (KLEIN et ALVARADO, 2000). La figure 4.22 illustre la variation de ces paramètres en fonction de la température. La masse volumique de la vapeur est déduite de la loi des gaz parfait (ρ_{vap}=P/rT).

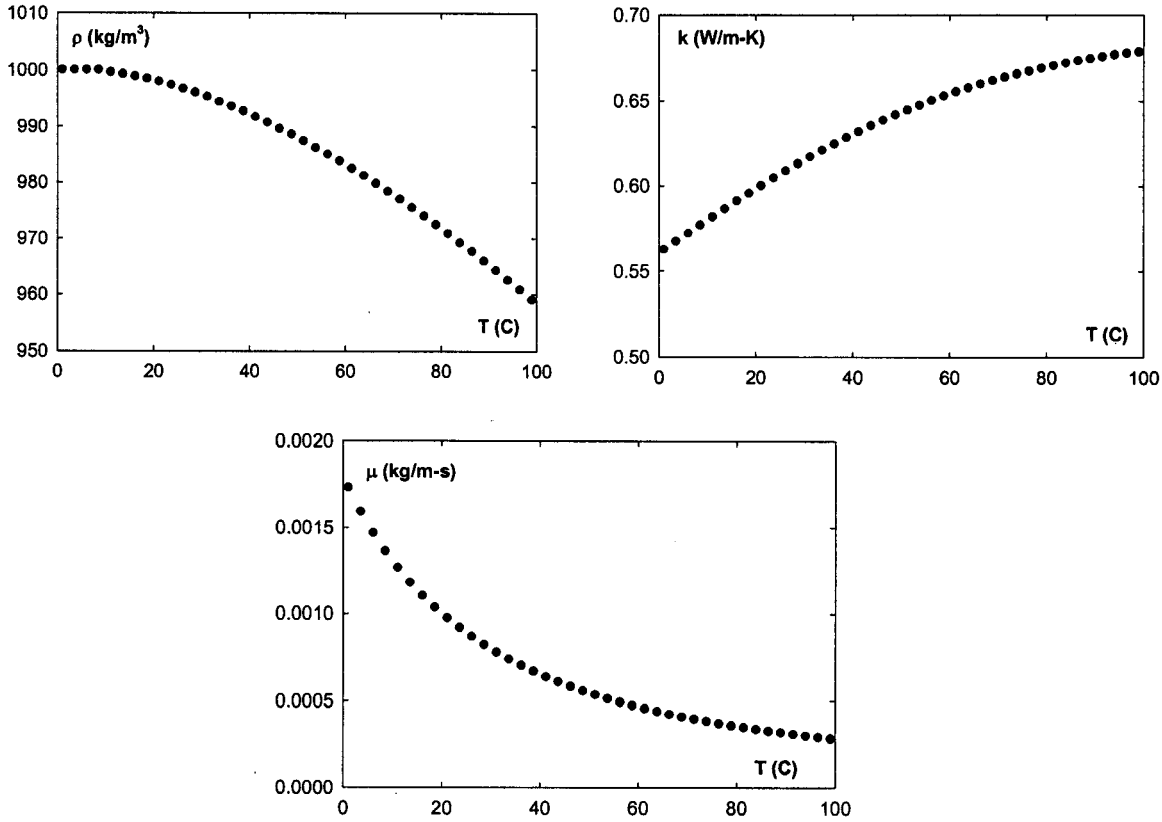

Figure 4.22 : Variation des propriétés physiques ρ, μ et k de l'eau en fonction de la température.

Le tableau 4.3 contient les informations relatives aux matériaux utilisés dans l'adsorbeur.

Tableau 4.3 : Matériaux de l'adsorbeur.

Pièces	**Matériaux**	**Masses (kg)**
Adsorbeur		
Calandre	Acier	19.6
Collecteur (2)	Acier	6.6
Tubes d'huile	Acier	7.24
Dôme bas	Acier	3.8
Dôme haut	Acier	3
Lit d'adsorbant		
Milieu inerte	graphite	1.08
Milieu réactif	zéolite	6.13
	TOTAL	**47.45**

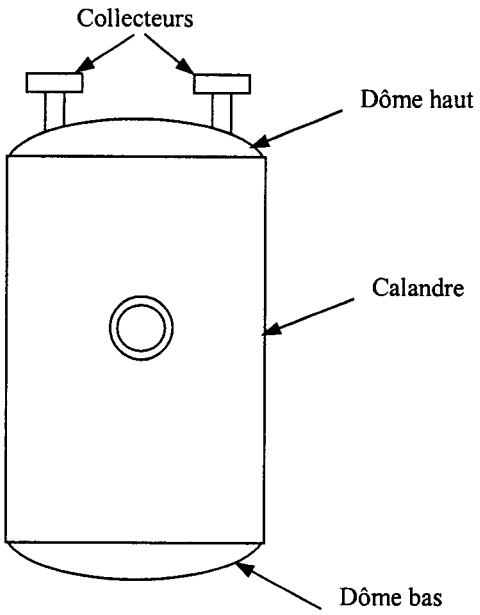

Figure 4.23 : Schéma représentant les différentes parties d'un adsorbeur.

Le tableau 4.4 contient la masse des autres composants principaux, soient : le condenseur, l'évaporateur et l'échangeur de chaleur eau/huile, ainsi que celle des tubes d'interconnexion en acier des circuits d'huile reliant les composants du système. Chaque tube possède 2 épaulement en acier de 2 kg chacun (figure 4.24). La figure 4.25 permet de localiser les différents composants du système.

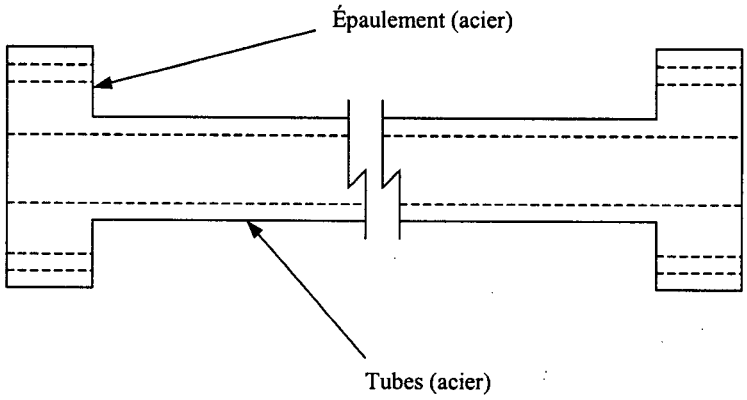

Figure 4.24 : Représentation de l'ensemble tube-épaulement pour les circuits d'huile.

La masse des tubes est évaluée en fonction de leurs dimensions (volume de métal) et de la masse volumique de l'acier.

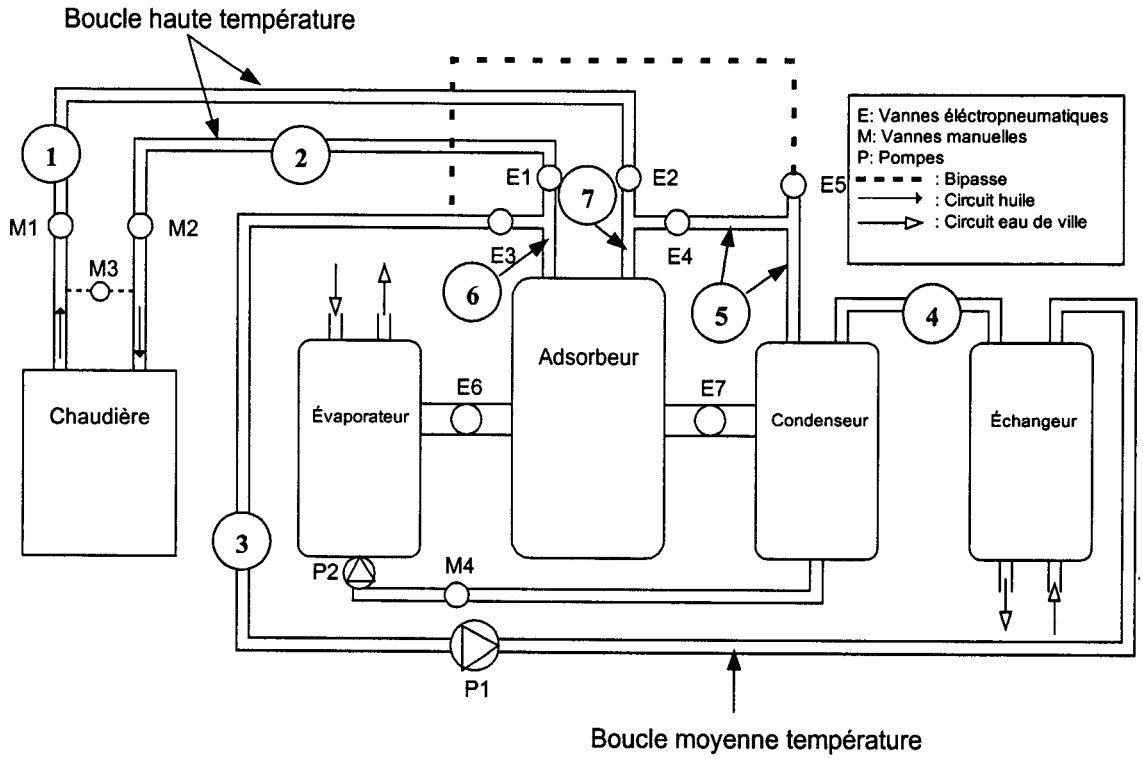

Figure 4.25 : Localisation des composants de la machine simple effet.

Tableau 4.4 : Masse des différents composants du système simple effet.

Composant	**Masse (kg d'acier)**	**Composant**	**Masse (kg d'acier)**
Évaporateur	45	Tube 3	14
Condenseur	65	Tube 4	5
Échangeur	102	Tube 5	6
Tube 1	11	Tube 6	10
Tube 2	9	Tube 7	10

Les tubes des circuits d'huile ont tous un diamètre intérieur de 33 mm alors que l'épaisseur de leur paroi est de 1.5 mm. Seule la longueur est différente pour chaque cas.

Dans la configuration double effet, un adsorbeur et deux tubes d'interconnexion s'ajoutent au système existant. La figure 4.26 illustre les composants supplémentaires. La masse de ces deux tubes est de 5 kg chacun.

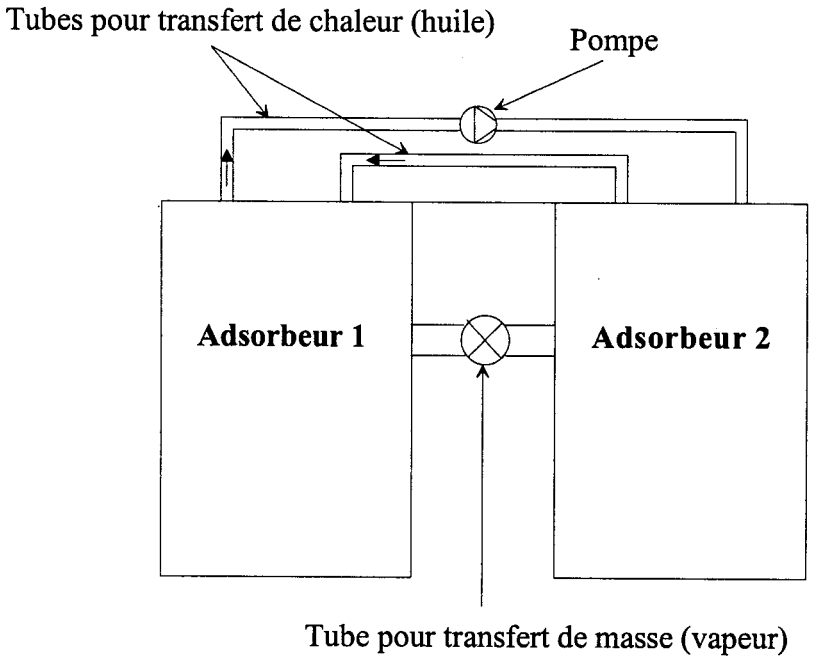

Figure 4.26 : Représentation des nouveaux composants pour une installation double effet.

CHAPITRE 5
RÉSULTATS

Ce chapitre contient les résultats des essais en laboratoire ainsi que ceux générés par simulation. Le chapitre débute par une présentation des résultats expérimentaux associés au tracé des isostères d'adsorption. Ensuite une comparaison entre les résultats du modèle et ceux obtenus sur la pompe à chaleur du CNAM est présentée. La dernière partie du chapitre est consacrée aux résultats de la modélisation, incluant diverses études paramétriques, d'une machine double effet.

5.1 Généralités

Avant de procéder aux essais sur une pompe à chaleur à adsorption, il est primordial de caractériser le couple adsorbat/adsorbant utilisé. Même si le couple eau/zéolite est relativement connu et bien documenté, les différents fournisseurs de ce produit utilisent des méthodes de production différentes altérant ainsi les propriétés du couple. La quantité de liant utilisé pour maintenir les cristaux de zéolite en granule est un des facteurs à déterminer. Une quantité importante de liant laisse moins de place à la zéolite active dans les processus d'adsorption et de désorption, ce qui affecte directement la quantité de vapeur cyclée. Il est donc important de connaître la masse de zéolite active dans la masse d'adsorbant introduite dans le système.

5.2 Tracé des isostères

Les isostères représentent l'équilibre thermodynamique du couple eau/zéolite (adsorbat/adsorbant). Les isostères sont obtenues en utilisant un adsorbeur (échangeur + lit d'adsorbant) fermé hermétiquement dans lequel on introduit une quantité connue de vapeur d'eau. Il s'agit alors de chauffer graduellement le mélange tout en mesurant l'évolution de la pression et de la température. Les résultats obtenus sont généralement représentés dans un diagramme de Clapeyron tel qu'illustré à la figure suivante.

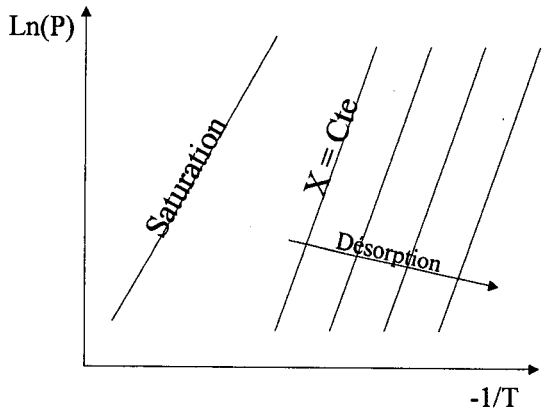

Figure 5.1 : Représentation typique des isostères (X=Cte) dans un diagramme de Clapeyron.

Dans le cas de la présente étude, les isostères sont tracées sur deux installations différentes. En effet, ces dernières sont tracées, d'une part, en utilisant l'adsorbeur de l'installation de la pompe à chaleur et d'autre part, en utilisant un banc d'essai plus petit constitué uniquement d'un adsorbeur et d'un échangeur. L'utilité de ce dernier banc

d'essai est qu'il offre la possibilité de caractériser uniquement la zéolite, sans la présence du graphite. La figure 5.2 représente le schéma de ce banc d'essais.

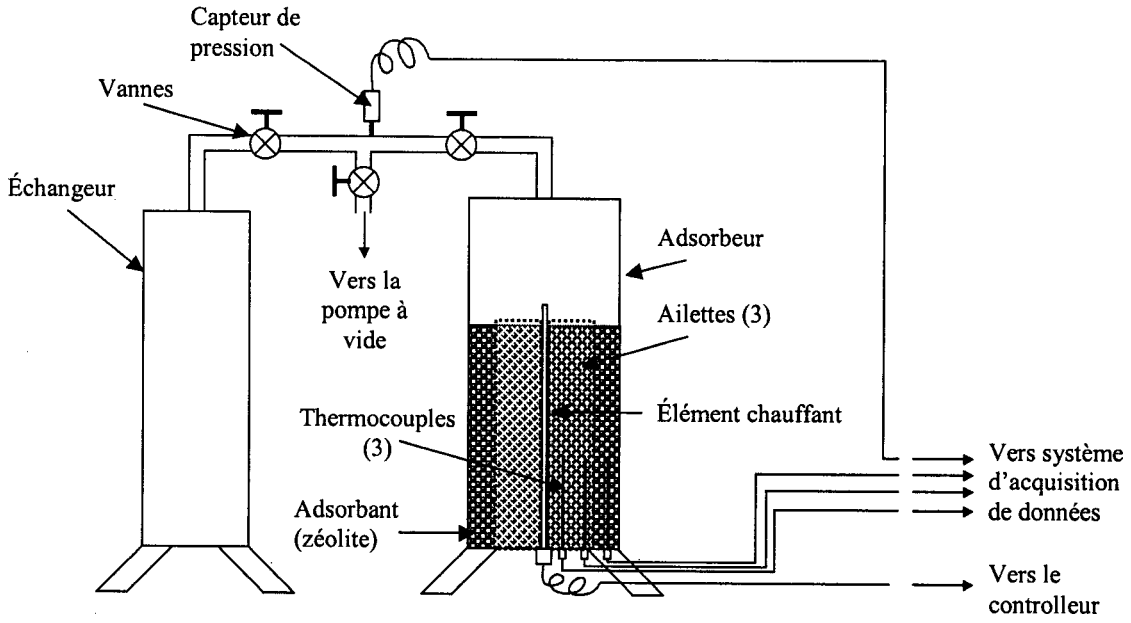

Figure 5.2 : Schéma de l'installation du banc d'essais utilisé lors du tracé des isostères.

5.2.1 Méthode utilisée pour le tracé des isostères

La méthode utilisée pour tracer ces isostères est similaire pour les deux installations. En effet, il s'agit d'injecter des quantités connues d'eau directement dans l'adsorbeur. Un schéma du dispositif d'injection est illustré à la figure 5.3. L'eau injectée est de l'eau distillée, préalablement dégazée à même le dispositif d'injection. Ce dispositif comprend une petite bouteille étanche contenant l'eau, trois vannes d'isolation disposées de façon à pouvoir isoler la bouteille et l'adsorbeur du circuit du dispositif (ce qui offre la possibilité de tirer à vide ces deux composants indépendamment) et un manomètre 0-100 millibars. L'adsorbeur des deux installations étant muni de thermocouples et de son propre

manomètre, il est possible de faire le suivi des opérations en temps réel à l'aide du système d'acquisition de données.

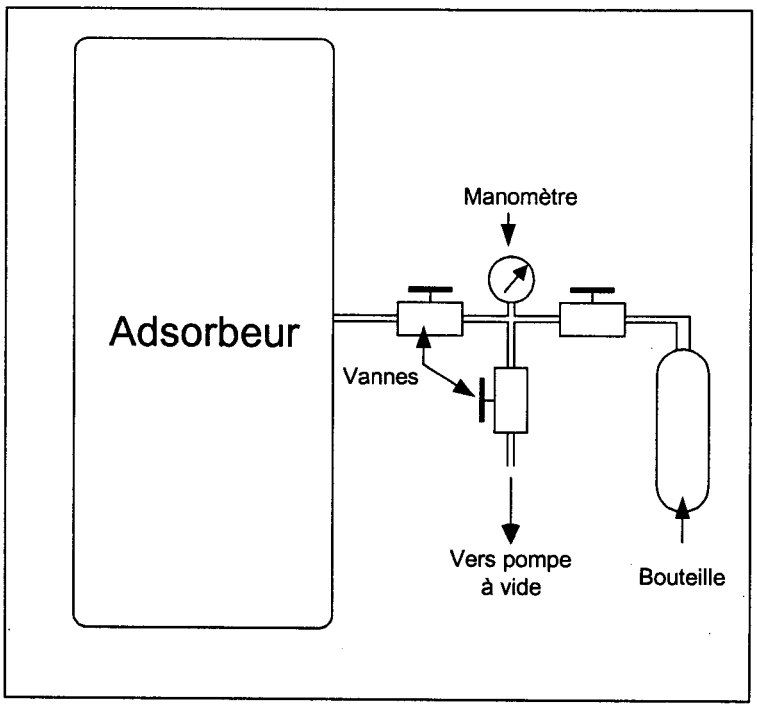

Figure 5.3 : Schéma du dispositif utilisé pour effectuer le tracé des isostères sur la pompe à chaleur à adsorption eau/zéolite.

Avant le début les essais sur les isostères, il est important de bien régénérer le lit d'adsorbant pour éliminer le plus possible l'eau adsorbée. Pour ce faire, l'adsorbeur est chauffé jusqu'à une température d'environ 290 °C (température maximale permise dans la chaudière) pendant près de deux heures tout en étant tiré à vide par une pompe. Une fois la pression stabilisée à une faible valeur (environ 3 millibars), la quantité d'eau adsorbée est considérée comme négligeable et le tracé des isostères peut commencer.

La quantité d'eau injectée est mesurée en pesant la bouteille après chaque injection. Une fois l'eau injectée, l'adsorbeur est chauffé graduellement, à l'aide de la boucle haute température dans le cas de l'installation de la pompe à chaleur et d'une résistance électrique dans le cas du banc d'essai, jusqu'à ce que la pression atteigne la valeur d'environ 1 bar. La montée en température se doit d'être relativement lente afin d'éviter le plus possible la formation de gradient de température à l'intérieur du lit d'adsorbant. Dans le cas de l'adsorbeur de la pompe à chaleur, la présence de graphite permet d'éliminer en grande partie ces gradients de température et de pression, ce qui mène à un temps de montée d'environ 6 heures. Pour le banc d'essai, cette montée s'effectue sur plusieurs jours, car le lit possède une faible conductivité thermique (environ 0.1 W/m-K) étant composé uniquement de granule de zéolite.

Une fois tracées, les isostères sont comparées à un modèle mathématique afin d'évaluer la proportion de liant (masse inerte contenue dans l'adsorbant). Le modèle utilisé dans cette étude est celui de Dubinin-Astakhov décrit par la relation 4.1.

5.2.2 Méthode de comparaison modèle de Dubinin-Astakhov/expérience

Afin de déterminer les différents coefficients de l'équation 4.1 (W_0, Dd, n), il est possible de comparer les résultats expérimentaux au modèle de Dubinin-Astakhov à l'aide d'une méthode itérative. Ainsi, pour l'ensemble des isostères tracées (quantité d'eau adsorbée connue), il s'agit de faire varier la valeur des coefficients de l'équation 4.1 (W_0, Dd et n) pour que, à une température donnée et en chaque point de comparaison, la différence

entre les valeurs de pression réelle et théorique soit minimale. La somme de l'ensemble de ces différences de pression est donc le critère à minimiser (C_{min}) et est exprimée sous la forme suivante :

$$C_{\min} = \sum_i \left(P^i{}_{réelle} - P^i{}_{dub} \right)^2$$

où $P_{réelle}$ est la pression mesurée expérimentalement, P_{dub} est la pression obtenue par la relation de Dubinin-Astakhov pour les mêmes conditions et l'exposant i représente le point de mesure.

Étant donné la nature itérative de cette méthode, il est important de donner des valeurs initiales proche de la réalité. Pour le couple eau/zéolite, des travaux antérieurs réalisés par Guilleminot (1978) ont permis de déterminer des valeurs pour ces différents coefficients. Ces derniers sont donc utilisés comme valeurs initiales et sont représentés au tableau 5.1.

Tableau 5.1 : Coefficients W_0, Dd et n déterminés par Guilleminot (1978) pour un couple eau/zéolite semblable à celui utilisé lors de la présente étude.

W_0	Dd	n
0.000311	1.8023E-7	2

Il s'est avéré que la variation du coefficient « n » ne contribue pratiquement pas à l'obtention d'une solution minimale pour le paramètre C_{min}. Ce coefficient « n » reste donc inchangé et prend la valeur 2 durant les calculs. Le schéma suivant illustre la méthodologie utilisée pour déterminer les paramètres W_0 et Dd.

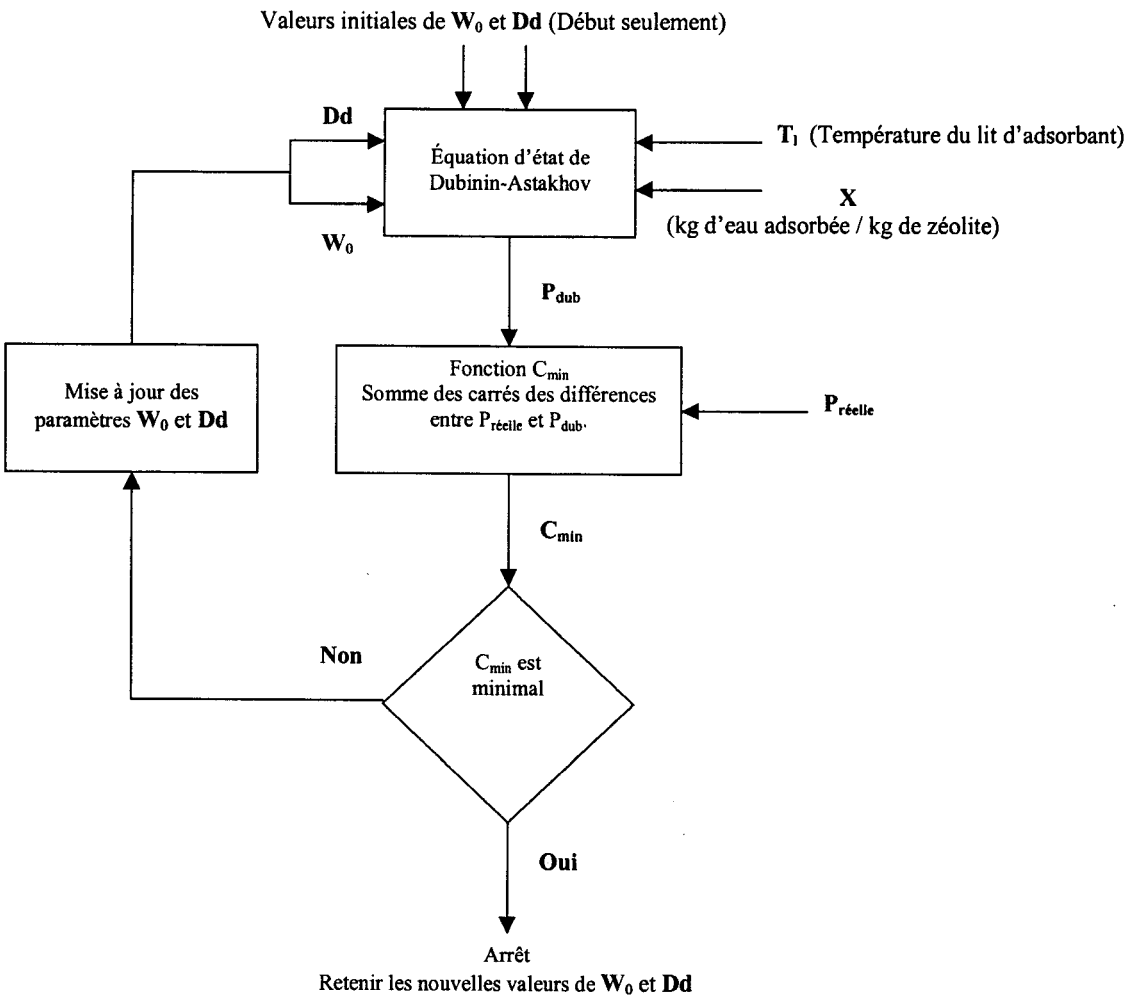

Figure 5.4 : Schéma représentant l'algorithme utilisé afin de déterminer les coefficients W_0 et Dd de l'équation de Dubinin-Astakhov.

5.2.3 Résultats et discussions

5.2.3.1 Isostères à basse pression

Le graphique suivant illustre la comparaison entre les résultats obtenus suite à l'application de la méthode décrite ci-dessus sur l'installation de la pompe à chaleur. La plage de pression utilisée pour cette comparaison est comprise entre 10 et 100 millibars.

Ces pressions correspondent aux pressions de saturation de l'eau pour des températures de 7°C et 46°C , respectivement. Ces dernières correspondent aux limites de températures généralement rencontrées (évaporateur et condenseur) lors du fonctionnement d'une pompe à chaleur en mode climatisation.

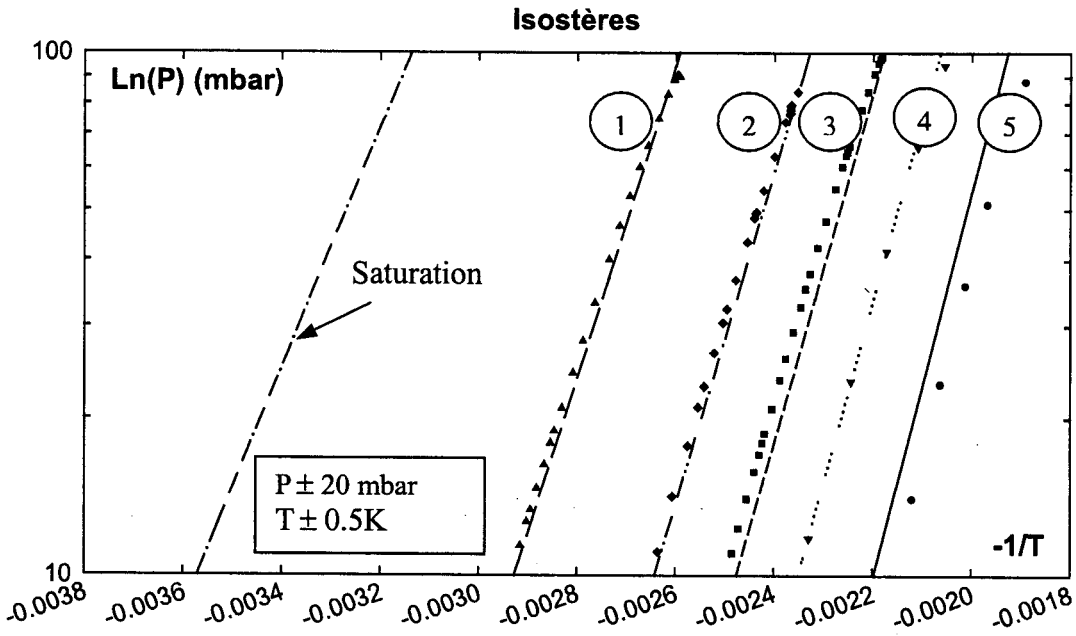

Figure 5.5 : Comparaison des isostères obtenues par le modèle de Dubinin-Astakhov (traits) et par les résultats expérimentaux (symboles) pour une plage de pression comprise entre 10 et 100 millibars.

On remarque une assez bonne représentation du modèle sur l'ensemble des courbes. L'isostère 5 semble cependant s'éloigner du modèle, mais reste à l'intérieur de la limite déterminée par les incertitudes des capteurs de pression et de température. Cet écart pourrait être attribué à une dérive au niveau des valeurs de pression associées à la température élevée du manomètre. En effet, ce type de capteur devrait être maintenu à

des températures inférieures à 80°C selon les spécifications du constructeur. Cependant, lors du tracé de l'isostère 5, la température du lit est très élevée (>180°C) tout au long de la montée et cela pourrait occasionner une surchauffe au niveau du capteur et ce, malgré les précautions prises afin d'isoler ce dernier. L'incertitude des manomètres (±20 millibars) est relativement élevée pour des expériences réalisées à ces faibles niveaux de pression. Il serait intéressant de refaire cet exercice avec un capteur plus précis.

Les nouveaux coefficients W_0 et Dd obtenus lors de cette comparaison sont représentés au tableau 5.2. Ce sont ces coefficients qui sont utilisés pour la modélisation de la pompe à chaleur.

Tableau 5.2 : Nouveaux coefficients W_0, Dd et n déterminés expérimentalement.

W_0	Dd	n
0.000148	1.5563E-7	2

Le coefficient W_0 est différent (réduction de 52.4%) de celui utilisé préalablement par Guilleminot (1978) (tableau 5.1), ce qui laisse croire qu'il s'agit d'une zéolite possédant un volume de microspores (volume disponible pour l'adsorption) moins important que dans le cas précédent. Ce phénomène peut être attribué à plusieurs facteurs. En effet, lors du compactage du lit d'adsorbant (graphite+zéolite), une partie de la zéolite pourrait avoir été désactivée (blocage de microspores). De plus, une quantité trop importante de liant contenu dans les granules de zéolite peut également être à l'origine de cette différence.

Le coefficient Dd a chuté légèrement (réduction de 13.6%), ce qui implique une légère différence au niveau de l'énergie caractéristique du couple eau/zéolite. Cette variation pourrait être expliquée par la présence du graphite ou toute autre substance présente dans le milieu réactif pouvant participer à l'adsorption.

Les mêmes tests ont été effectués sur le banc d'essai, mais il a été très difficile d'obtenir des résultats fiables et précis. En effet, dans ce cas, le lit d'adsorbant est constitué uniquement de granule de zéolite et donc, possède une conductivité thermique relativement faible. Même avec une très faible puissance de chauffage (aussi bas que 60 W), un gradient de température important se forme à l'intérieur du lit, rendant ainsi les résultats difficiles à exploiter.

5.2.3.2 Isostères à haute pression

Les isostères décrites précédemment sont situées dans une plage de pression comprise entre 10 et 100 millibars seulement. Cette machine étant conçue pour rejeter de la chaleur à haute température (environ 100 °C), il est important de connaître le comportement du couple eau/zéolite pour des conditions opératoires plus sévères. Le graphique de la figure 5.6 illustre le comportement des isostères pour une pression évoluant entre 10 et 1000 millibars. Au-delà de 100 millibars, on remarque un important décrochement des isostères expérimentales par rapport à celles découlants de la relation de Dubinin-Astakhov utilisant les nouveaux coefficients W_0 et Dd. Ce décrochement pourrait être le résultat de plusieurs phénomènes tels que : changement au niveau de la chaleur latente

d'adsorption, condensation parasite de la vapeur sur une paroi plus froide à l'intérieur de l'adsorbeur, fuite interne entre l'adsorbeur et l'évaporateur et/ou le condenseur.

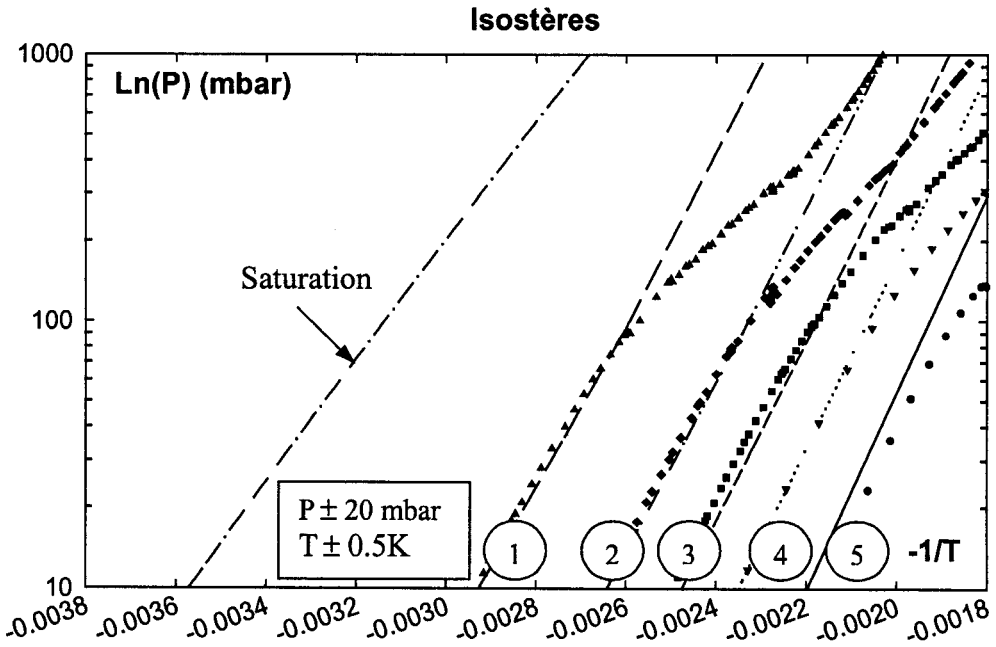

Figure 5.6 : Comparaison des isostères obtenues par le modèle de Dubinin-Astakhov (traits) et par les résultats expérimentaux (symboles) pour une plage de pression comprise entre 10 et 1000 millibars.

Ce phénomène a été observé sur les deux dispositifs expérimentaux (adsorbeur de la pompe à chaleur et banc d'essais). En effet, même si les résultats du banc d'essai ne sont pas précis (important gradient de température à l'intérieur du lit), le comportement des isostères présente le même type de décrochage.

Différents tests permettant d'évaluer la présence de condensation parasite ont été effectués. Ces derniers consistaient à bien isoler la paroi de l'adsorbeur du banc d'essai et à chauffer les tubulures en contact avec l'air ambiant (paroi froide) à l'aide de résistances

électriques. La même isostère a été tracée avec et sans ce chauffage. Les résultats obtenus sont identiques, ce qui permet de croire qu'il ne s'agit pas de la cause du décrochement des isostères. Étant donné que le comportement des isostères est pratiquement le même pour les deux méthodes de mesure (pompe à chaleur et banc d'essai), l'hypothèse de la variation de la chaleur latente d'adsorption semble être la plus plausible. Ce phénomène s'expliquerait donc par un changement au niveau de l'équilibre thermodynamique du couple eau/zéolite au-delà d'une certaine valeur de pression/température. Peu de travaux ont été effectués sur la caractérisation du comportement du couple eau/zéolite dans des conditions opératoires menant à ces pressions élevées. Il est possible d'obtenir la valeur de la chaleur latente d'adsorption à partir des résultats expérimentaux illustrés à la figure 5.6 en utilisant la relation 4.17. Le tableau suivant représente les résultats obtenus lors de ce calcul.

Tableau 5.3 : Variation observée expérimentalement de la chaleur latente d'adsorption.

Isostères	**Masse d'eau injectée (g)**	**ΔH (kJ/kg)**	
		Basse pression	**Haute pression**
1	**723.1**	3029.3	1659
2	**518**	3287.4	1780.7
3	**379.7**	3410.3	1847.6
4	**277.8**	3515.94	1971.1
5	**168.5**	3759.5	---

Selon ces résultats, la diminution de la chaleur latente d'adsorption est de l'ordre de 45 % dans tous les cas.

5.3 Comparaison modèle/expérience

Cette section a pour but de comparer les résultats expérimentaux avec ceux issus du modèle de simulation. Pour ce faire, trois essais comparatifs sont illustrés dans ce travail. Étant donné le fonctionnement discontinu de ce type de pompe à chaleur, les données doivent être enregistrées lorsque la machine atteint un fonctionnement cyclique stable. Normalement, cette stabilité est obtenue après deux ou trois cycles consécutifs. Les conditions opératoires (T_b, T_m et T_h) ainsi que le temps de cycle (t_{cycle}) des différents essais sont les suivants :

Tableau 5.4 : Conditions des essais.

# Essai	T_b (°C)	T_m (°C)	T_h (°C)	t_{cycle} (min)
1	13	40	180	71
2	13	45	220	68
3	13	90	280	60

5.3.1 Résultats du premier essai

Les figures 5.7 et 5.8 présentent les évolutions de la température et de la pression du milieu adsorbant au cours du temps durant deux cycles successifs. L'enchaînement des 4 étapes est bien visible, principalement au niveau de la pression. On retrouve les deux phases à pression constante, l'une près de 15 millibars correspondant à une température d'évaporation d'environ 13 °C et l'autre aux environs de 80 millibars 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'adsorbeur, ces phases sont relativement rapides (2-4 minutes).

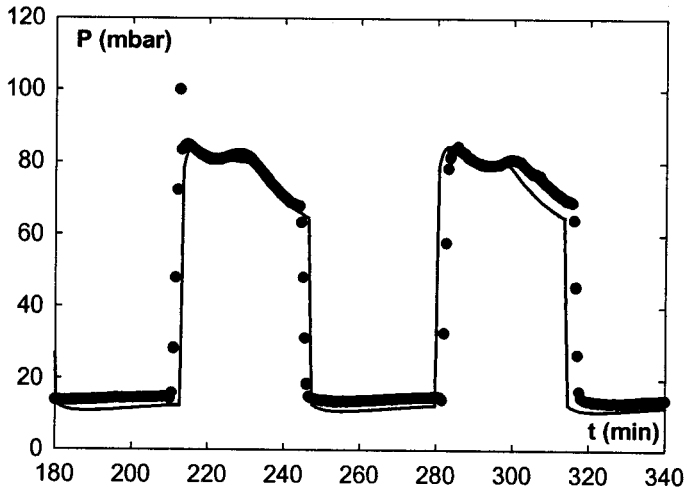

Figure 5.7 : Evolution de la pression dans l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___).

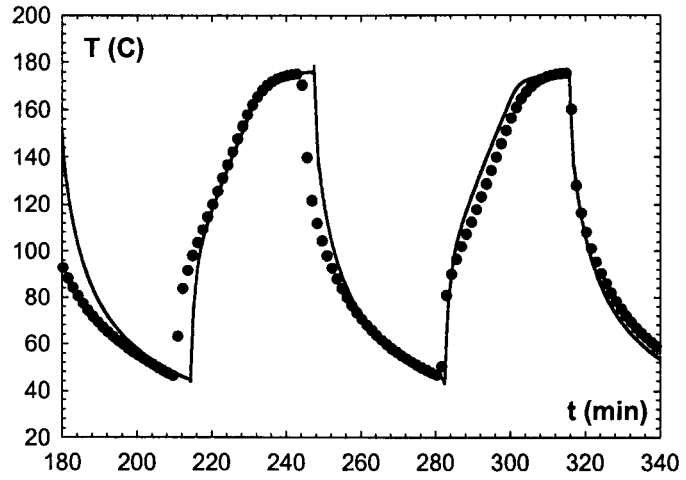

Figure 5.8 : Evolution de la température de l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___).

L'évolution du cycle est présentée à la figure 5.9 sur un diagramme de Clapeyron.

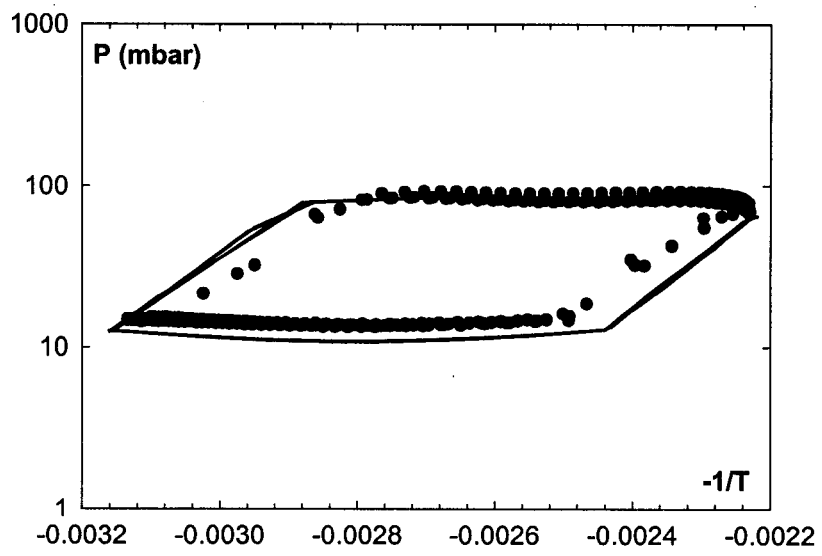

Figure 5.9 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (•) et simulé (___) dans l'adsorbeur.

À la figure 5.9, un certain écart entre les résultats simulés et expérimentaux est observé lors des phases de compression et de décompression à volume constant. L'évolution de la pression simulée suit une isostère, tandis que la pression expérimentale montre un certain retard par rapport à la température d'équilibre. Cet effet est vraisemblablement dû à une légère résistance au transfert de masse à l'intérieur du matériau consolidé constituant le lit d'adsorbant. En effet, la pression lue par le manomètre est celle régnant dans les volumes libres, à l'extérieur du lit d'adsorbant. L'évolution étant beaucoup plus rapide que lors du tracé des isostères, cette pression n'est pas exactement la même que celle régnant à l'intérieur des porosités du lit pour une température donnée.

La figure 5.10 illustre les puissances mises en jeu dans un tel cycle. On constate ici aussi que le modèle rend assez bien compte des échanges de chaleur 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 0.16. Les valeurs de la PFS obtenues expérimentalement et numériquement sont de 30 W/kg et 41 W/kg, respectivement.

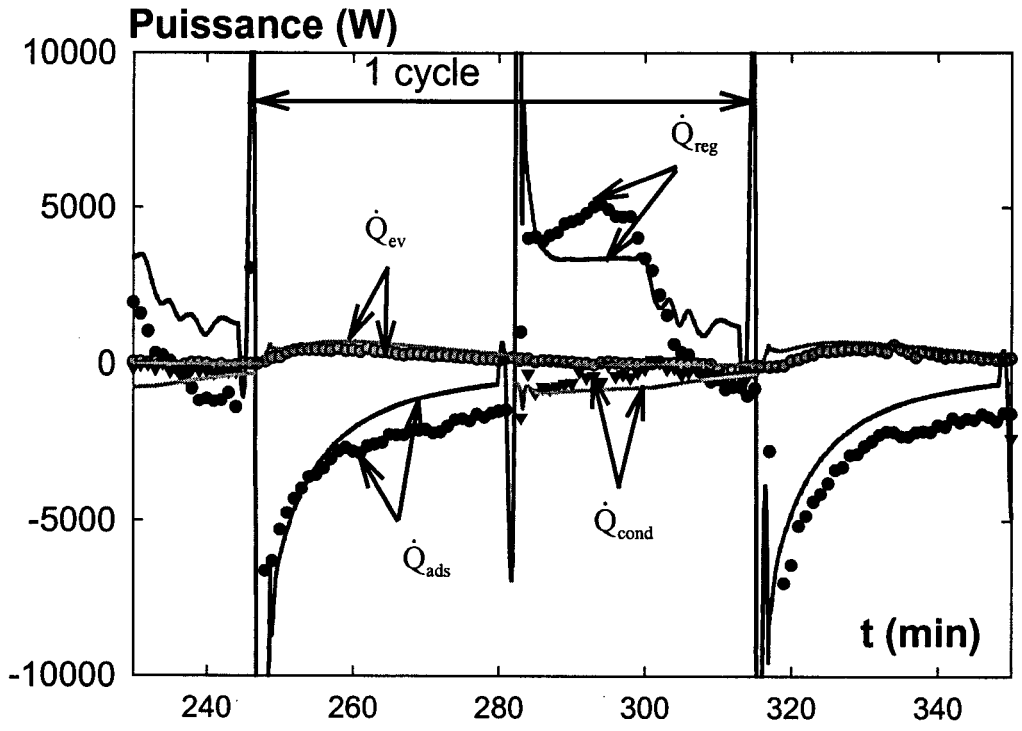

Figure 5.10 : Évolution des différentes puissances simulées (___) et expérimentales (•), mises en jeu dans le cycle simple effet étudié.

Les puissances $\dot{Q}_{ads}$ et $\dot{Q}_{cond}$ sont obtenues à l'aide d'un bilan thermique au niveau de l'adsorbeur et du condenseur, respectivement. Dû à un problème de perte de signal au niveau du débitmètre du circuit secondaire ou « moyenne température » (voir explications plus bas), le débit massique utilisé pour effectuer le bilan est calculé selon l'hypothèse que le débit volumique de la pompe reste constant (équation 4.31).

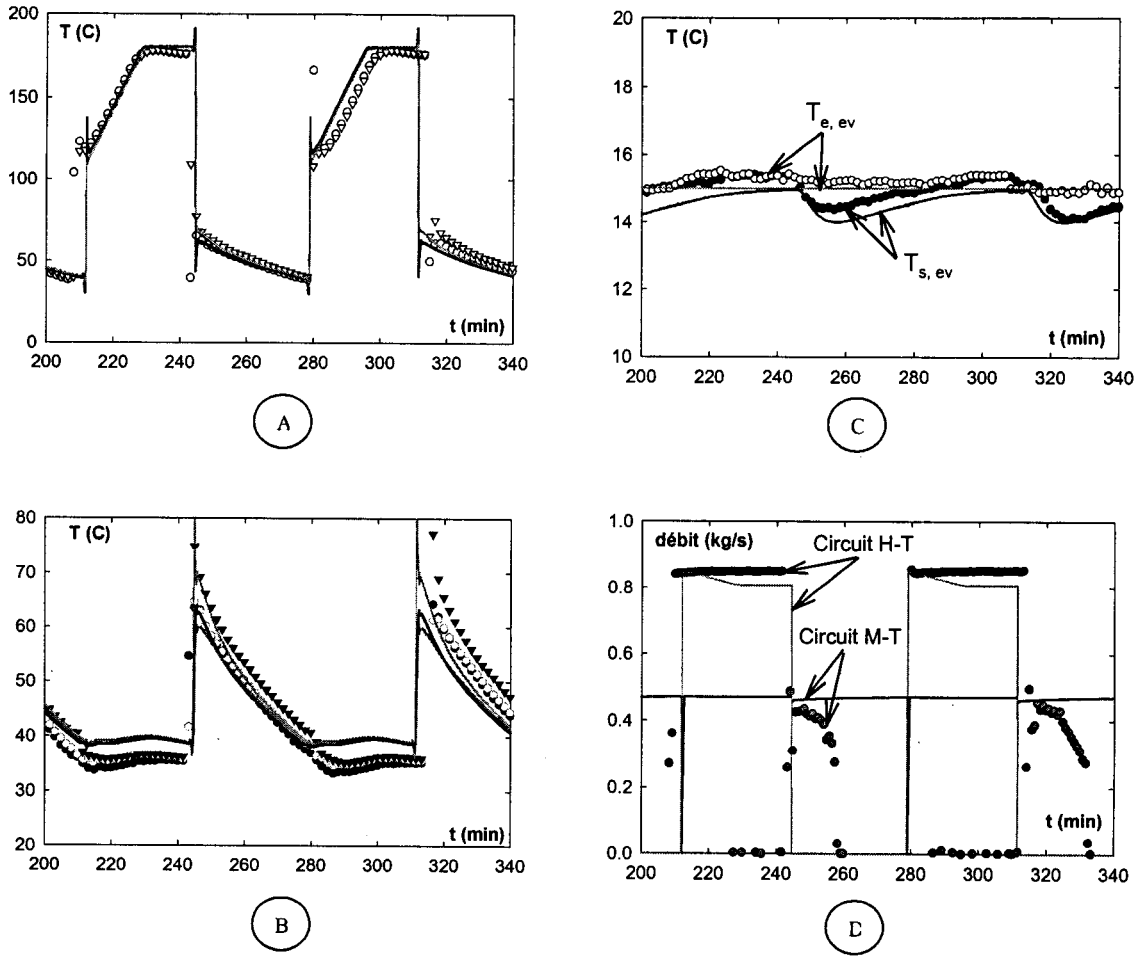

Figure 5.11 : Autres comparaisons entre les résultats obtenus expérimentalement (symboles) et numériquement (traits) : A-Températures entrée/sortie de l'huile à l'adsorbeur, B-Températures entrée/sortie de l'eau à l'évaporateur, C-Températures de l'huile sortant des tubes d'interconnexion, D-Débits massique de l'huile dans les circuits haute et moyenne température (huile).

Les figures 5.11A, 5.11B et 5.11C démontrent la validité du modèle au niveau du comportement thermique, car il n'y a que très peu de différence entre les températures

mesurées expérimentalement et celles calculées par le modèle. La figure 5.11D permet de voir un problème rencontré lors de l'acquisition de données par rapport au débitmètre du circuit moyenne température (M-T). En effet, lorsque la température de l'huile atteint $\approx 80°C$, le signal diminue fortement pour ensuite devenir nul. La cause de cette perte de signal demeure inconnue et plusieurs tests seraient nécessaires pour en déterminer la cause.

Pour le circuit haute température (H-T), l'écart progressif qui se manifeste entre les valeurs expérimentales et simulées provient de l'hypothèse que le débit volumique ($\dot{v}$) de la pompe est constant. En utilisant cette hypothèse, le débit massique ($\dot{m}$) varie en fonction de la masse volumique de l'huile (ρ_{huile}), cette dernière étant une fonction de la température, selon la relation $\dot{m} = \dot{v}\rho_{huile}$. En réalité, d'autres phénomènes peuvent survenir et ainsi faire varier légèrement le débit volumique de la pompe. L'écart entre le modèle et la réalité n'est cependant pas considérable et permet de conserver cette hypothèse.

À la figure 5.11C, on remarque que le comportement des températures d'entrée ($T_{e,ev}$) et de sortie ($T_{s,ev}$) de l'évaporateur est similaire. La différence la plus marquée provient essentiellement de l'instabilité de la température d'entrée. En effet, cette dernière est fixée à 15°C dans le modèle, mais en réalité les expériences montrent qu'elle subit des fluctuations de l'ordre de ± 0.5°C.

5.3.2 Résultats du deuxième essai

Les conditions opératoires de cet essai sont : T_b=13°C, T_m=45°C et T_h=220°C. Encore une fois, le modèle offre une assez bonne représentation de la réalité, telle qu'illustrée dans les figures suivantes.

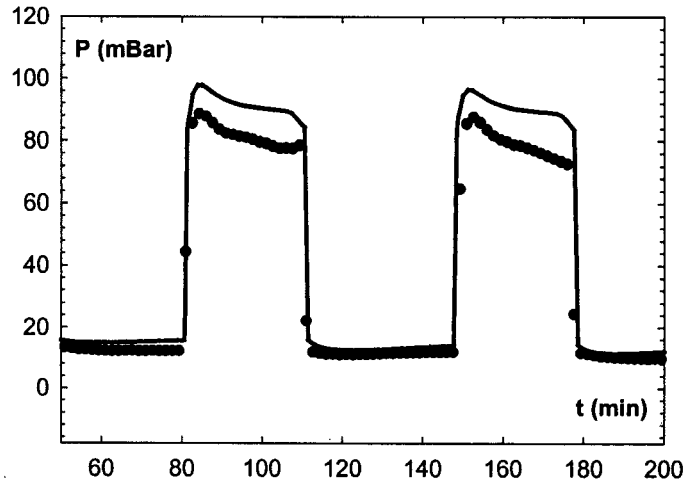

Figure 5.12 : Evolution de la pression dans l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___).

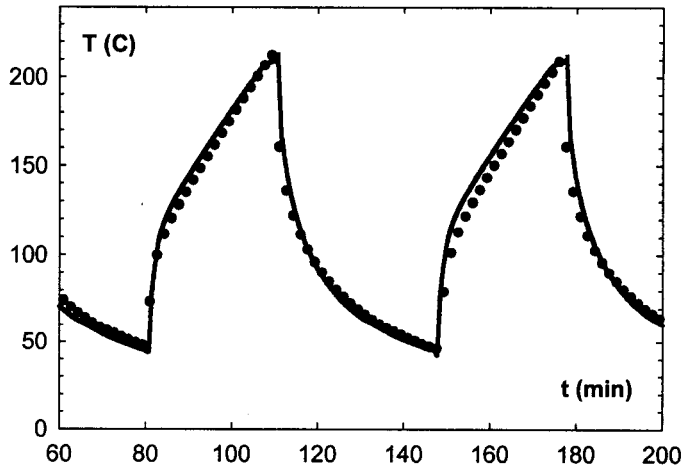

Figure 5.13 : Evolution de la température de l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___).

À la figure 5.12, nous remarquons un certain écart entre les pressions simulée et expérimentale lors de la phase de désorption à pression constante. En effet, à ces niveaux de température (environ 45°C), la pression de saturation existant à l'intérieur du condenseur est très sensible aux variations de température de ce dernier. Une petite différence de température entre le modèle et la réalité entraîne un écart plus important entre les deux pressions. Ces écarts demeurent cependant relativement faibles.

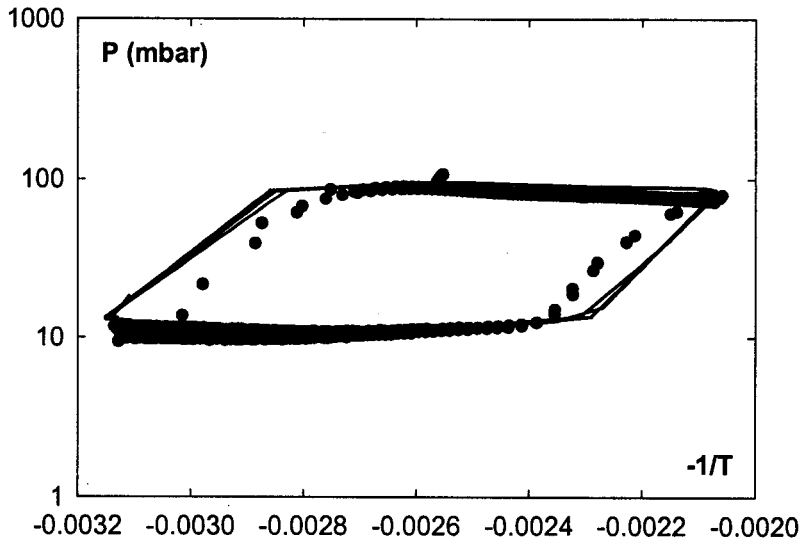

Figure 5.14 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (•) et simulé (___) dans l'adsorbeur.

Pour les mêmes raisons que dans la section précédente, les résultats présentés à la figure 5.14 montrent un certain écart entre les pressions expérimentales et simulées lors des phases de compression et de décompression à volume constant.

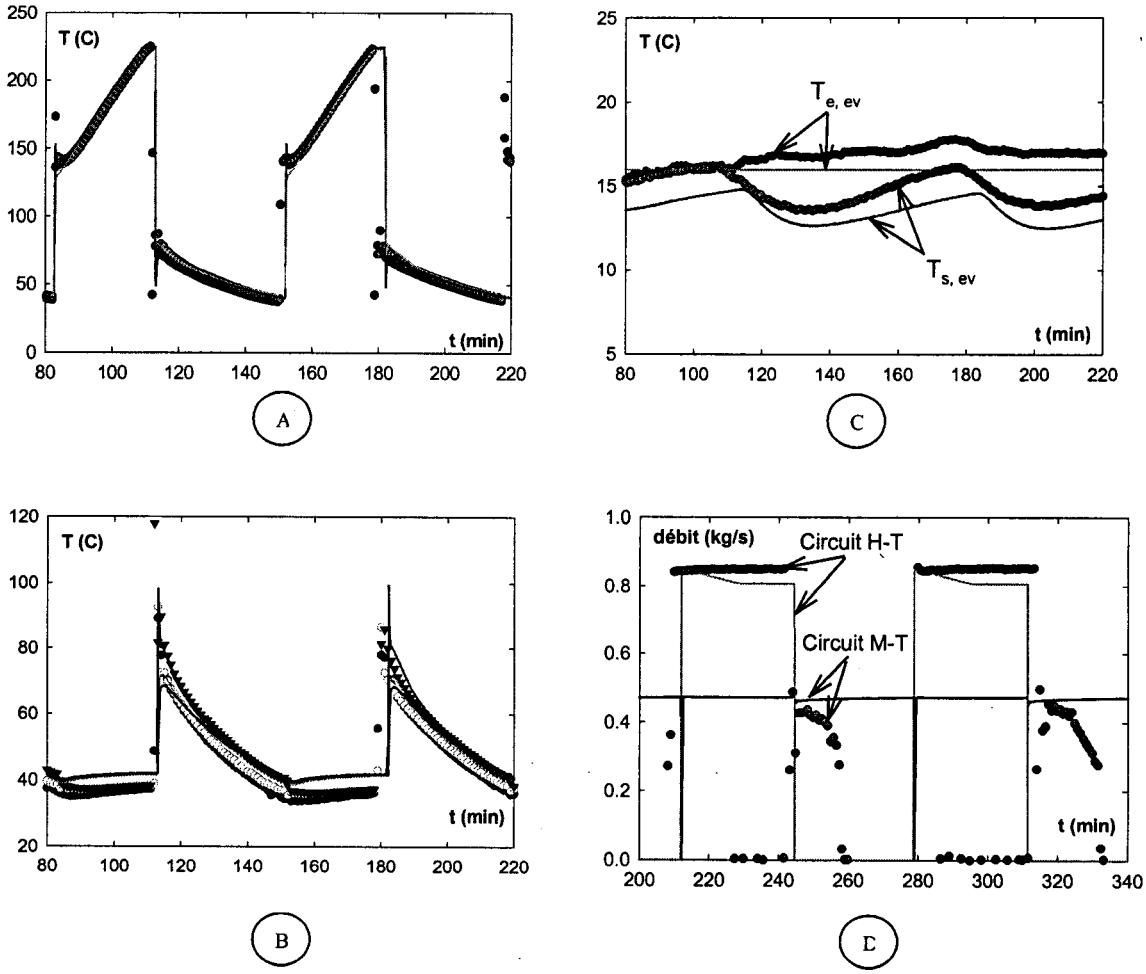

Figure 5.15 : Autres comparaisons entre les résultats obtenus expérimentalement (symboles) et numériquement (traits) : A-Températures entrée/sortie de l'huile à l'adsorbeur, B-Températures entrée/sortie de l'eau à l'évaporateur, C-Températures de l'huile sortant des tubes d'interconnexion (3), D-Débits massique de l'huile dans les circuits haute et moyenne température (huile).

Les graphiques 5.15A, 5.15B et 5.15C illustrent encore une fois la bonne représentation du comportement thermique de la machine par le modèle. Cependant, on remarque une différence un peu plus marquée au niveau de la température d'entrée à l'évaporateur

($T_{e,ev}$) que dans l'essai précédent. Par ailleurs, on observe le même problème de perte de signal du débitmètre dans cet essai, tel que montré à la figure 5.15D.

Dans ces conditions opératoires, les valeurs obtenues expérimentalement et numériquement pour le COP s'élèvent à 0.17 et 0.19 respectivement et pour la PFS, 53.9 W/kg et 55.5 W/kg respectivement.

5.3.3 Résultats du troisième essai

Pour ce troisième essai, des conditions opératoires sévères sont imposées au système. En effet, les trois températures du cycle sont : T_{ev}=13°C, T_{cd}=100°C et T_{gen}=280°C. À 100°C, la pression de saturation de l'eau, et donc la pression à laquelle la phase de désorption s'exécute, est supérieure à la limite imposée par le phénomène de décrochage des isostères tel que démontré à la section 1.2.3.2.. Il est cependant intéressant de constater les différences entre le modèle et les résultats expérimentaux pour ces conditions difficiles.

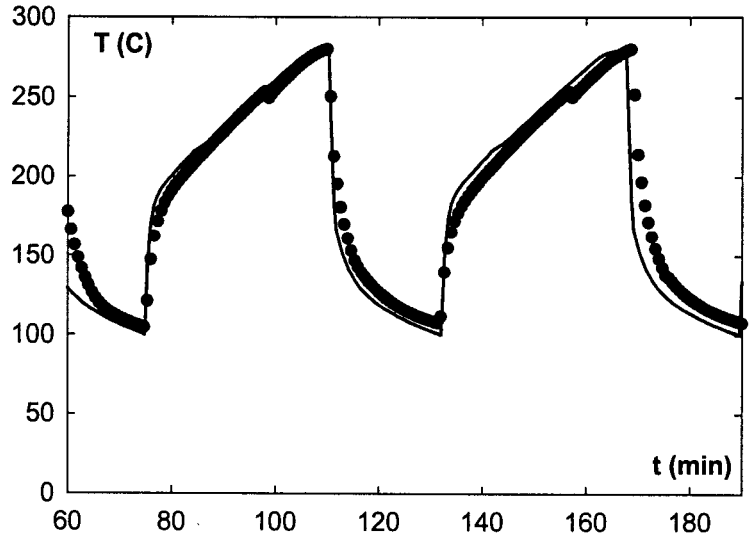

Figure 5.16 : Evolution de la température de l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___).

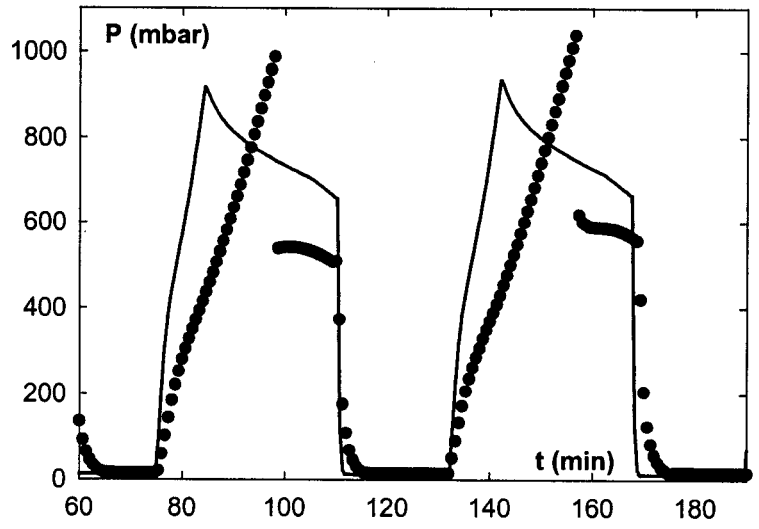

Figure 5.17 : Evolution de la pression dans l'adsorbeur au cours de deux cycles. Expérience (•) - Simulation (___).

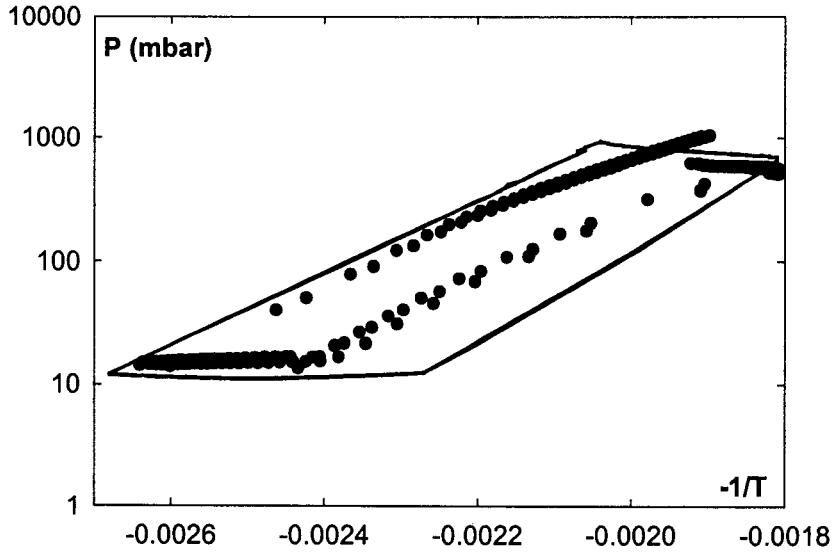

Figure 5.18 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (•) et simulé (___) suivit par l'adsorbeur.

La figure 5.16 illustre bien le fait que le modèle offre une assez bonne représentation de la réalité au niveau thermique. Ainsi, on remarque que les températures se suivent sans écarts majeurs. Cependant, dû au phénomène particulier rencontré lors du tracé des isostères (décrochage), l'impact sur l'évolution de la pression est beaucoup marqué (figure 5.17). En effet, l'écart entre les deux pressions semble s'accentuer à partir d'une valeur située autour de 200 millibars. Au-delà de cette valeur, l'écart augmente graduellement, ce qui implique une modification notable sur le tracé du cycle dans le digramme de Clapeyron (figure 5.18). Cette modification a pour conséquence directe de réduire la masse de vapeur cyclée par rapport à celle calculée par le modèle, car le tracé expérimental (des isostères) est plus étroit (distance entre l'isostère minimale et maximale plus petite). La quantité de vapeur cyclée expérimentalement est de 0.190 kg et

celle calculée par le modèle est de 0.327 kg. Le COP calculé par le modèle s'élève à 0.1, mais dû à des problèmes reliés à la faible masse cyclée combinée à des fluctuations de température à l'entrée de l'évaporateur (caloporteur), il n'a pas été possible de déterminer le COP expérimental avec précision. Cependant, nous pouvons nous attendre à une valeur inférieure à celle obtenue par le modèle.

Le tableau 5.5 fait le bilan des résultats présentés jusqu'à maintenant. On remarque que le modèle se compare favorablement aux résultats expérimentaux pour des conditions opératoires normales (essais 1 et 2). En effet, un certain écart existe entre les valeurs simulées et expérimentales, mais ces différences sont relativement minimes compte tenu des hypothèses simplificatrices adoptées dans le modèle. Il serait sans doute possible d'améliorer la performance du modèle en en y incorporant une résistance au transfert de masse à l'intérieur du lit d'adsorbant.

Tableau 5.5 : Résumé des résultats expérimentaux et simulés pour les trois essais de comparaison.

Essais	COP		PFS (W/kg)		Vapeur cyclée (kg)	
	Exp.	Modèle	Exp.	Modèle	Exp.	Modèle
1	0.13	0.16	30	41	0.335	0.427
2	0.17	0.19	53.9	55.5	0.521	0.567
3	< 0.1	0.1	---	32.2	0.190	0.327

Lorsque ces conditions deviennent plus sévères (Essai #3), les résultats du modèle s'écartent d'une façon notable des valeurs expérimentales. Cet aspect est essentiellement dû au comportement des isostères lorsque la pression excède environ 100 millibars (voir section 5.2). En effet, le modèle utilise l'équation d'état de Dubinin-Astakhov pour déterminer l'équilibre solide-gaz entre la vapeur et la zéolite, mais cet équilibre semble modifié au-delà de cette pression. Plus de travaux sont nécessaires afin de caractériser cet équilibre d'une façon fiable et précise.

L'analyse énergétique de ces résultats ne montre pas une efficacité aussi élevée que souhaitée. Les COP et PFS atteints par la machine sont relativement bas. Ceci est vraisemblablement dû en partie à la fabrication du matériau consolidé qui a été compacté en tranches successives d'un mélange de zéolite et de graphite naturel expansé. Une part importante de la zéolite semble être désactivée. Ce phénomène se traduit par un rapport plus élevé que prévu entre la masse de métal des tubes de l'échangeur et celle de la zéolite active (m_m/m_z). Cela engendre une forte consommation énergétique due à la relativement grande capacité thermique de l'adsorbeur 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.

5.4 Simulation d'une machine double effet

Cette section consiste en la simulation d'une pompe à chaleur double effet utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse. Le modèle utilisé est décrit au chapitre 4. Plusieurs cas différents sont simulés afin d'étudier différentes méthodes d'amélioration des performances des pompes à chaleur à adsorption.

5.4.1 Cycle de base

Les résultats sont obtenus pour un cycle utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse soumis aux conditions opératoires suivantes : T_b=8°C, T_m=45°C et T_h=180°C. Il est important de noter que les simulations suivantes sont exécutées en considérant l'installation décrite plus haut, sans changements au niveau des échangeurs ou de la puissance de la chaudière. Les seules modifications consistent à ajouter un adsorbeur et les tubulures qui s'y rattachent.

Il est intéressant de constater que la puissance frigorifique (figure 5.19) est relativement constante alors que les autres puissances calculées varient beaucoup. Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que l'évaporateur possède son propre circuit caloporteur (eau de ville) ayant une température d'entrée constante et que le débit de vapeur (fluide frigorigène) est relativement régulier grâce à la configuration double effet de l'installation.

Les autres composants (ex. : condenseur) sont reliés au circuit caloporteur de l'huile et cette dernière subit des variations de température relativement importante au cours des différentes phases du cycle. Sur la figure 5.20, la phase de récupération de chaleur est bien visible, car les températures des deux lits d'adsorbant tendent vers une valeur asymptotique (environ 110°C). La phase de récupération de masse est moins évidente, car elle est relativement rapide. Cependant, on peut la détecter en examinant la légère irrégularité dans les températures lorsque les adsorbeurs sont connectés ensemble. Cette phase est beaucoup plus visible dans le diagramme de Clapeyron, telle qu'illustrée à la figure 5.21. Les résultats des simulations indiquent des valeurs de COP et de PFS s'élevant à 0.28 et 59.1 W/kg, respectivement.

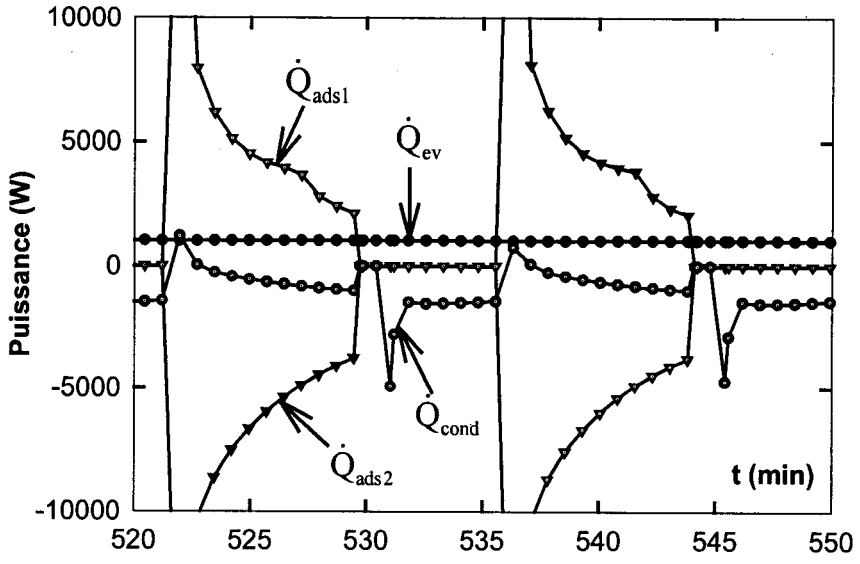

Figure 5.19 : Évolution des puissances reliées aux différents composants de l'installation en fonction du temps.

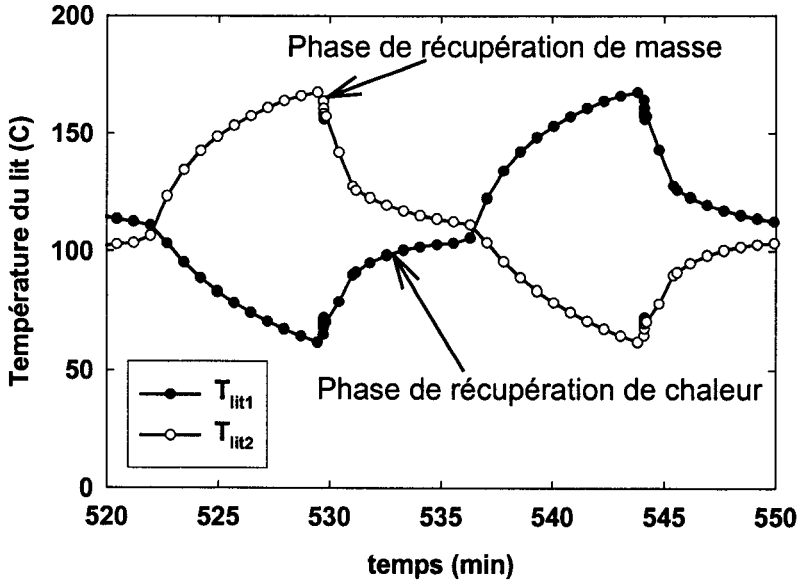

Figure 5.20 : Évolution de la température des deux lits d'adsorbant de l'installation en fonction du temps.

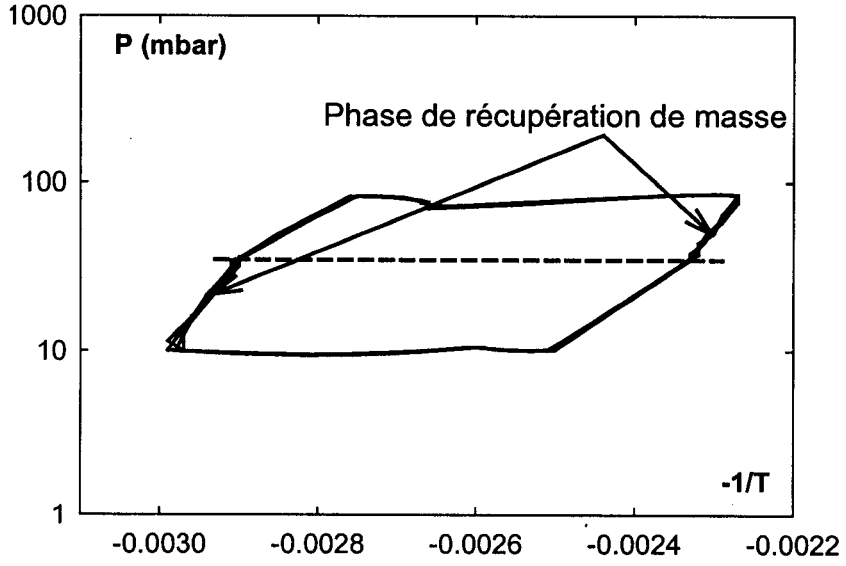

Figure 5.21 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours du cycle simulé d'une machine utilisant la récupération de chaleur et de masse.

5.5 Analyses paramétriques

Cette section est consacrée à une analyse paramétrique effectuée à partir du cycle de base présenté aux sections précédentes. Les paramètres étudiés sont la température de régénération (T_h) et le temps de la phase de récupération de chaleur ainsi que la température de fin d'adsorption.

5.5.1 Phase de récupération de chaleur et température de régénération

Le tableau 5.6 contient quelques résultats de simulation représentant l'effet de la variation de la durée de la phase de récupération de chaleur et de la température de régénération. Les cycles simulés ont tous les mêmes températures d'évaporation et de condensation soient, 8°C et 45°C respectivement. Les écarts de température sont fixes à $\Delta T_{reg} = \Delta T_{ads} = 10°C$.

Tableau 5.6 : Impact de la durée de la phase de récupération de chaleur et de la température de régénération sur les performances du cycle.

T_h (°C)	t_{cycle} (min)	$t_{récup}$ (min)	COP	PFS (W/kg)
$\Delta T_{recup} = 10°C$				
160	39	4.9	0.27	54
180	45.5	5.9	0.28	59.1
220	56.9	7.9	0.28	66.6
240	61.6	9.1	0.27	69.21
$\Delta T_{recup} = 5°C$				
160	45.6	9.8	0.29	46.9
180	54	12.2	0.29	50.2
220	69.2	17.1	0.29	54.7
240	80.3	19.7	0.28	53.5

Pour une même température de régénération (T_h), un temps de cycle court favorise la PFS au détriment du COP. Ce phénomène peut être expliqué par le fait qu'un temps de récupération de chaleur plus long (ΔT_{recup} plus petit) entraîne une meilleure utilisation de l'énergie (récupération de chaleur), sans toutefois augmenter l'énergie totale extraite à l'évaporateur. Dans ce cas, selon l'équation 0.2, il est facile de constater que le temps de cycle est le paramètre influençant le plus la PFS.

Cependant, une augmentation de la température de régénération (T_h) ne semble pas entraîner de variation majeure au niveau du COP. Ce dernier atteint une valeur maximum de 0.29 et semble avoir tendance à diminuer lorsque T_h atteint 220°C. Cette diminution de la valeur du COP peut s'expliquer par le fait que l'apport supplémentaire d'énergie fournie au système n'est pas suffisant pour augmenter de façon substantielle la quantité de vapeur cyclée à l'évaporateur, donc la production de froid. L'énergie recueillie à l'évaporateur n'est donc pas nécessairement proportionnelle à l'énergie fournie lors de la régénération.

La PFS semble augmenter avec la température de régénération et atteint une valeur de 69.21 W/kg pour T_h = 240°C et ΔT_{recup} = 10°C. L'augmentation de l'énergie extraite à l'évaporateur subit donc une augmentation plus importante que l'augmentation du temps de cycle.

5.5.2 Variation de la température de fin d'adsorption (T_{ads})

Dans les simulations précédentes, la température du lit d'adsorbant en fin d'adsorption (T_{ads}) est 10°C supérieure à la température moyenne du cycle (T_m). Rappelons que ΔT_{ads} représente l'écart entre T_m et T_{ads} et est illustré à la figure 5.22. En augmentant ΔT_{ads}, il est possible de réduire la part d'énergie à fournir à l'adsorbeur (Trajet A-C réduit, figure 5.22) et, par le fait même, de réduire le temps de cycle. Il existe une limite à cette augmentation de ΔT_{ads}, car la masse de vapeur cyclée à l'évaporateur s'en trouve

également réduite. La figure 5.23 illustre l'évolution du COP et de la PFS en fonction de la variation de la température de fin d'adsorption (T_{ads}).

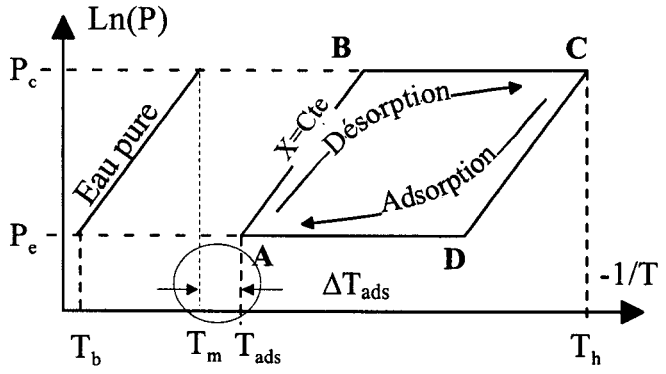

Figure 5.22 : Illustration de la variation de ΔT_{ads} sur un diagramme de Clapeyron.

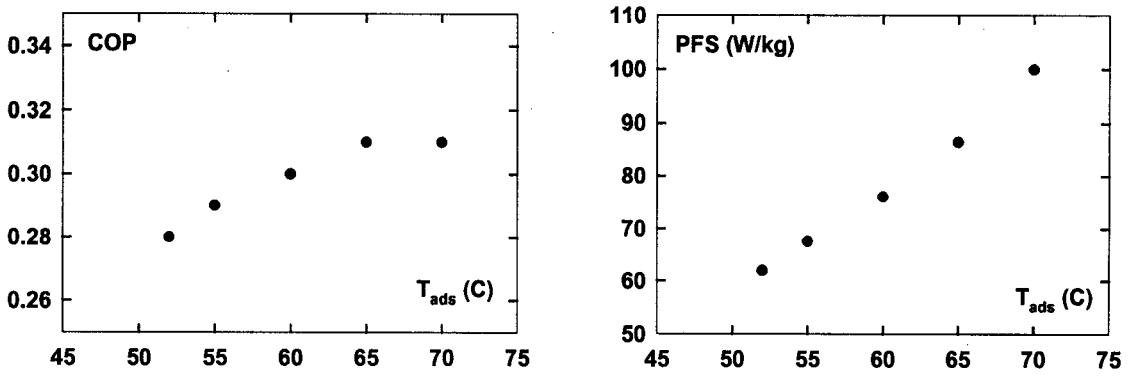

Figure 5.23 : Évolution du COP et de la PFS en fonction de la température de fin d'adsorption (T_{ads})

Tel qu'illustré à la figure 5.23, le COP tend vers une valeur maximale d'environ 0.31 (augmentation d'environ 9%) pour une température T_{ads} de 67 °C. Pour ce qui est de la PFS, elle semble augmenter d'une façon linéaire, suivant ainsi la diminution du temps de

cycle, laquelle est illustré à la figure 5.24. La PFS passe de 60 W/kg à 100 W/kg lorsque T_{ads} passe de 55°C à 70°C, ce qui représente une augmentation de 40% par rapport au cycle de base.

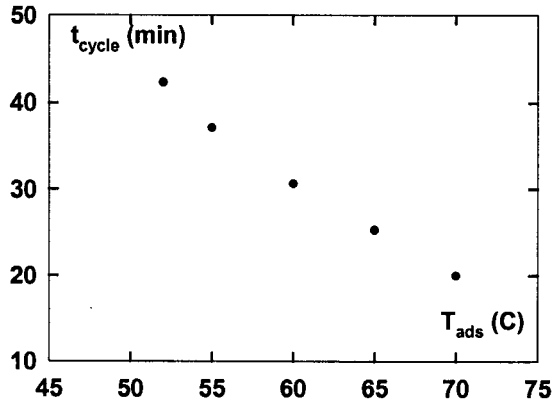

Figure 5.24 : Évolution du temps de cycle en fonction de T_{ads}.

5.5.3 Modifications possibles pour optimisation

Le modèle permet de simuler différentes configurations de la machine en changeant certains paramètres considérés constants jusqu'à maintenant. Les paramètres étudiés dans cette sous section sont : la masse des différents composants de l'adsorbeur, les caractéristiques de la zéolite et le niveau d'isolation thermique. Il est donc possible d'évaluer d'éventuelles modifications qui pourraient être apportées à la machine en vue d'en optimiser le fonctionnement ainsi que les performances.

5.5.3.1 Amélioration de l'isolation thermique

Les résultats suivants représentent le cas où l'isolation de l'installation est améliorée. Pour ce faire, l'épaisseur de l'isolant enveloppant l'adsorbeur et les tubes du circuit caloporteur haute température est triplée. Ainsi, l'épaisseur de la laine de roche recouvrant l'adsorbeur et les tubes du circuit chaud passent de 17 mm à 51 mm et de 7 mm à 21 mm, respectivement. Les conditions opératoires au niveau de l'évaporateur et du condenseur sont les mêmes que dans la section précédente (8°C et 45°C respectivement). Les écarts de température sont fixés à $\Delta T_{reg} = \Delta T_{ads} = 10°C$.

Tableau 5.7 : Impact d'une amélioration de l'isolation de l'adsorbeur.

T_h (°C)	t_{cycle} (min)	$t_{récup}$ (min)	COP	PFS (W/kg)
$\Delta T_{recup} = 10°C$				
160	44.4	5.1	0.28	49.5
180	52.2	6.34	0.29	54
220	65.5	9	0.29	60
240	70.9	10.4	0.29	62
$\Delta T_{recup} = 5°C$				
160	51.9	10.6	0.3	42.8
180	62.8	13.9	0.31	45.1
220	81.1	19.9	0.31	48.6
240	87.9	21.9	0.31	50.3

Comme le démontrent les résultats du tableau les composants fonctionnant à haute température ont intérêt à être bien isolés. En effet, le COP augmente en moyenne de 5 % par rapport à celui obtenu au tableau 5.6. Cependant, on remarque une légère diminution de la PFS de l'ordre de 9 %. Ce phénomène particulier est lié directement à la conception de la machine étudiée. En effet, l'échangeur sert à la régulation de la température du condenseur, d'une part, et au refroidissement des adsorbeurs d'autre part (position en série). Le fait de mieux isoler les adsorbeurs augmente la part de chaleur à rejeter par l'échangeur. La température de l'huile à la sortie du condenseur étant maintenue à la même valeur que dans le cas précédent (environ 45 °C), cette énergie supplémentaire à rejeter engendre une augmentation de la durée de la phase de refroidissement de l'adsorbeur. Cet effet a donc pour conséquence de diminuer légèrement la PFS puisque le temps de cycle est augmenté. Suite à l'amélioration de l'isolation, les pertes thermiques vers l'ambiance passent de 19% à 10% de l'énergie totale impliquée dans le bilan des adsorbeurs.

5.5.3.2 Variation de la masse de l'adsorbeur

Deux analyses paramétriques sont réalisées dans cette section. Dans la première, les performances sont évaluées pour le cas où la masse de zéolite (m_z) est augmentée, tandis que dans la deuxième, c'est la masse de métal (m_m) des adsorbeurs qui est diminuée. Ces deux approches provoquent les mêmes répercussions sur le rapport m_m/m_z, mais n'ont toutefois pas les mêmes conséquences sur les performances de la machine.

Dans le modèle, la masse totale de métal de l'adsorbeur est 47.5 kg et se réparti en deux parties, soit celle de la calandre et celle des tubes de l'échangeur. Dans ces deux cas, l'échange thermique ne se fait pas avec la même intensité. En effet, les tubes sont en contact avec l'huile et le lit d'adsorbant, tandis que la calandre n'est pas directement en contact avec ces derniers. La température de la calandre varie essentiellement à cause des échanges radiatifs et convectifs (vapeur d'eau) entre la calandre et le lit d'adsorbant (voir section 4). Ainsi, une variation substantielle de la masse de la calandre n'affecte que très peu les performances de la machine. Par contre, un changement au niveau de la masse des tubes engendre des variations notables tant au niveau du COP que de la PFS. Conséquemment, la valeur de m_m ne représente que la masse de métal des tubes, la masse de la calandre étant négligée. Les analyses suivantes ont été faites pour un cycle fonctionnant avec des conditions opératoires identiques, soient : T_b=8°C, T_m=45°C, T_h=180°C et $\Delta T_{reg} = \Delta T_{ads} = \Delta T_{recup} = 10°C$.

5.5.3.2.1 Variation de la masse de zéolite

La masse de zéolite contenue dans l'adsorbant du CNAM est de 6.1 kg. Lorsque cette dernière passe à 24 kg, un comportement particulier est observé. En effet, tel que montré à la figure 5.25, le COP et la PFS varient de façon opposée.

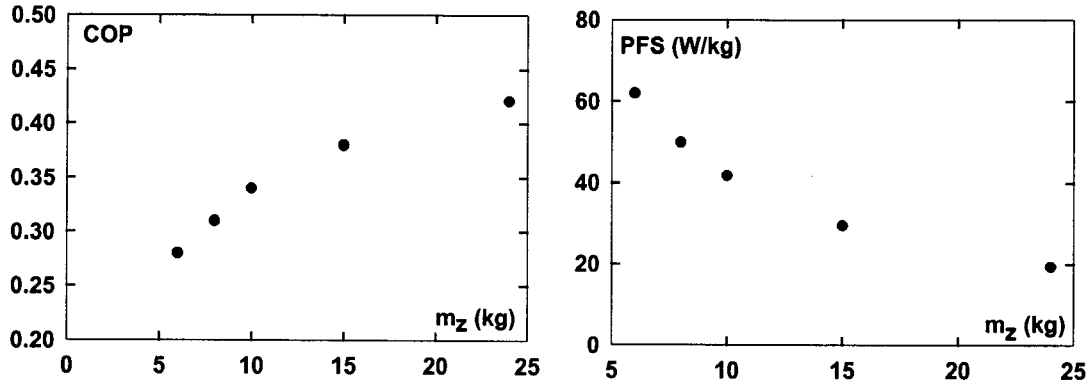

Figure 5.25 : Évolution de la PFS et du COP en fonction de la masse de zéolite.

L'augmentation du COP est de l'ordre de 37%, tandis que la perte au niveau de la PFS est d'environ 64%. Le gain de production de froid obtenu à l'évaporateur (Q_{ev}) est donc supérieur à l'augmentation de l'apport en énergie (Q_{reg}) à fournir au système. Cependant, l'augmentation substantielle de la durée du cycle dû à l'ajout important de zéolite, le temps de cycle passant de 42 à 132 minutes, provoque une baisse marquée de la PFS. L'évolution du COP semble se diriger vers une valeur asymptotique lorsque la masse de zéolite augmente. Cet effet est essentiellement dû à une augmentation de l'apport énergétique nécessaire pour combattre la capacité thermique supplémentaire de la zéolite ajoutée d'une part, et l'augmentation de la chaleur latente d'adsorption lors du cyclage de la vapeur d'autre part.

5.5.3.2.2 Variation de la masse de l'adsorbeur (métal)

La figure 5.26 illustre l'évolution du COP et de la PFS en fonction du rapport m_m/m_z, variation déterminée soit par une variation de la masse de zéolite (masse de métal fixée), soit par une variation de la masse de métal des tubes (masse de zéolite fixée) :

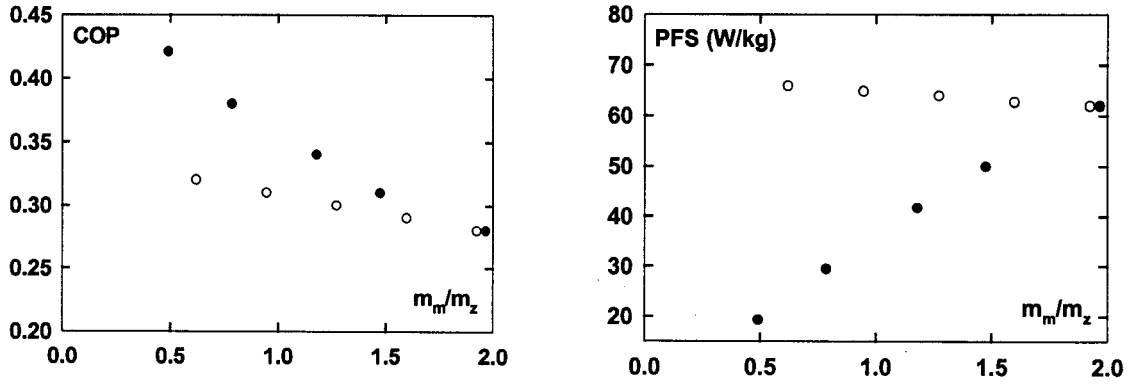

Figure 5.26 : Évolution du COP et de la PFS en fonction du rapport m_m/m_z : (•) variation de la masse de zéolite, (o) variation de la masse de métal.

Il est intéressant de constater que les résultats sont différents pour une même valeur du rapport m_m/m_z, notamment au niveau de la PFS. En effet, lors de la diminution de la masse de métal, la PFS augmente légèrement, tandis que dans le cas d'une augmentation de la masse de zéolite, la PFS chute substantiellement. Cette différence est due au fait que pour une même masse de zéolite, la diminution de la masse de métal diminue légèrement le temps de cycle. Il est aussi intéressant de constater une certaine amélioration du COP et de la PFS lorsque cette masse de métal diminue. Ainsi lorsque m_m/m_z passe de 2 à 0.5 (soit une diminution de 75% de la masse de métal), le COP et la FPS augmentent de 12%

et 5% respectivement. Une analyse structurale serait nécessaire afin de déterminer si une telle réduction de la masse de métal est possible.

5.5.3.3 Modification des caractéristiques de la zéolite

Une autre façon d'améliorer les performances est d'utiliser une zéolite ayant des caractéristiques différentes. Les résultats illustrés à la figure 5.27 ont été obtenus pour le cycle de base (T_b=8°C, T_m=45°C et T_h=180°C) mais pour une zéolite possédant les caractéristiques suivantes : $W_0 = 0.311\times10^{-3}$, Dd = -1.8023×10^{-7} et n = 2 (Guilleminot, 1978).

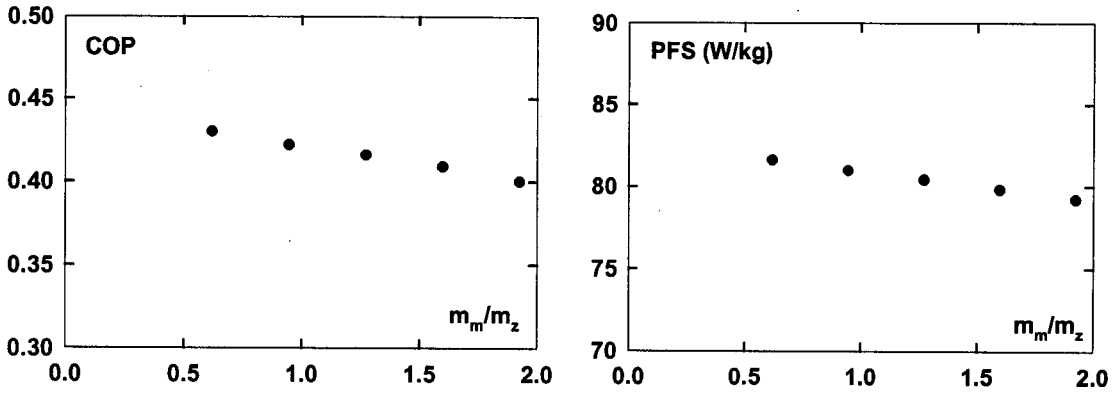

Figure 5.27 : Variation du rapport m_m/m_z pour une zéolite ayant les caractéristiques suivantes : $W_0 = 0.311\times10^{-3}$, Dd = -1.8023×10^{-7} et n = 2.

Dans ce cas, la même diminution de métal que dans la section précédente a été étudiée. Une amélioration notable des performances de la machine est constatée. En effet, les augmentations du COP et de la PFS sont de l'ordre 30% et 21%, menant ainsi à des valeurs de près de 0.44 et de 82 W/kg respectivement.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Il est bon de rappeler que ce travail s'inscrit dans une étude déjà entamée dont l'objectif final est de réaliser une installation de type cascade en couplant deux machines différentes : Une pompe à chaleur à absorption (« bottoming cycle ») et une pompe à chaleur à adsorption (« topping cycle »). Cette étude ne porte que sur le deuxième étage de cette future installation soit, la pompe à chaleur à adsorption.

Revue du mémoire

Une revue de la littérature sur l'adsorption, les pompes à chaleur à adsorption et sur plusieurs modèles de simulation est d'abord présentée au chapitre 1. Les chapitres 2 et 3 présentent les principes de base des pompes à chaleur ditherme et tritherme ainsi qu'une description de l'installation expérimentale du CNAM. Cette dernière est une pompe à chaleur simple effet utilisant le couple eau/zéolite. Elle est constituée d'un adsorbeur, d'un condenseur, d'un évaporateur, d'un échangeur de chaleur eau/huile, d'un circuit d'huile haute/moyenne température ainsi que d'une chaudière permettant de fournir l'énergie nécessaire à la boucle d'huile haute température (voir figure 3.1). Ensuite, au chapitre 4, un modèle est développé à partir des caractéristiques de cette installation. Ce modèle permet de simuler le comportement en régime dynamique et est constitué d'un système d'équations différentielles ordinaires représentant une trentaine de milieux différents. La résolution numérique du système d'équation se fait par la méthode d'Euler dans

l'environnement Delphi (langage *Turbo Pascal*). Une fois validé sur des résultats expérimentaux, le modèle est modifié pour tenir compte d'un cycle original à double effet utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse. Finalement, les résultats expérimentaux et simulés sont exposés au chapitre 5. Les résultats expérimentaux sont divisés en deux parties : le tracé des isostères d'adsorption et les résultats relatifs au fonctionnement de la machine sous différentes conditions opératoires. Les résultats simulés comprennent ceux de la validation du modèle simple effet et ceux reliés au système à double effet.

Contributions de la présente étude

Cette étude permet d'avoir une bonne caractérisation de la pompe à chaleur expérimentale du CNAM. En effet, le tracé des isostères d'adsorption du couple eau/zéolite utilisé ainsi que la réalisation du modèle numérique permettent de déterminer différents facteurs pouvant être améliorés sur de futures installations et d'identifier des problèmes jusqu'alors inconnus. La modification du modèle pour tenir compte d'une machine double effet permet également de prévoir, d'une façon assez réaliste, le comportement et les performances d'une telle installation. Ces différents aspects permettent donc d'orienter de futurs travaux reliés à ce domaine de recherche.

Principaux résultats

Le tracé des isostères est une étape importante. Ces tracés caractérisent l'équilibre thermodynamique qui existe entre la zéolite (adsorbant) et la vapeur d'eau (adsorbat). Ce réseau de courbes nous permet d'identifier la teneur en eau adsorbée dans la zéolite pour une combinaison de pression/température régnant dans l'adsorbeur. La relation de Dubinin-Astakhov (équation 4.1) est utilisée pour représenter cet équilibre sous forme mathématique.

Pour des pressions inférieures à 100 millibars, correspondant à une pression de saturation de l'eau de 46°C, la relation de Dubinin-Astakhov offre une bonne représentation de la réalité. Cependant, pour des pressions supérieures à 100 millibars, un phénomène de *décrochage* des isostères expérimentales par rapport au modèle mathématique est observé. Cette déviation pourrait être attribuée à un changement au niveau de l'équilibre thermodynamique entre la zéolite et l'eau, découlant d'une diminution de la chaleur latente d'adsorption. Selon les résultats expérimentaux, la chaleur latente semble diminuer de l'ordre de 45% pour des pressions supérieures à 100 millibars. Peu d'études ont été réalisées à ces niveaux de pression, ce qui ouvre la voie pour la recherche sur ce sujet. Le tracé des isostères a aussi permis de constater que la zéolite utilisée dans ce travail possède un volume disponible pour l'adsorption plus faible (de l'ordre de 50 %) que celle utilisée dans d'autres travaux. Cette caractéristique pourrait être attribuée à une

quantité trop importante de liant contenu dans la zéolite ou à une désactivation d'une partie de cette dernière lors du compactage du lit d'adsorbant (graphite+zéolite).

La comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés a démontré que le modèle simple effet offrait une bonne représentation de la réalité et ce, malgré les hypothèses simplificatrices adoptées (ex. : uniformité des températures des composants, vapeur d'eau agissant comme un gaz parfait, etc.).

Pour un cycle de réfrigération ayant les conditions opératoires T_b=13°C, T_m=45°C et T_h=180°C, les COP calculés expérimentalement et numériquement sont de 0.13 et 0.16 tandis que les PFS sont de 30 W/kg et de 41 W/kg, respectivement. Pour une température de régénération (T_h) plus élevée soit de 220°C, les COP calculés expérimentalement et numériquement sont de 0.17 et 0.19 tandis que les PFS sont de 53.9 W/kg et de 55.5 W/kg, respectivement. Ces performances sont plus faibles que prévu et ce problème est vraisemblablement dû en partie au phénomène de désactivation de la zéolite mentionné plus haut.

Le modèle n'est plus valide lorsque la pression de condensation excède environ 100 millibars. À cette pression, le phénomène de *décrochage* des isostères commence à se manifester et le modèle tend à surestimer les performances de la machine. Ce décrochage a comme conséquence principale de réduire la masse de vapeur d'eau cyclée à l'évaporateur, réduisant ainsi la puissance frigorifique. Il serait important de caractériser

ce phénomène avant de poursuivre cette étude, car l'objectif de cette installation est de fonctionner dans des conditions sévères (T_m avoisinant les 100°C) menant à des pressions élevées de l'ordre de 1 bar.

La performance d'une installation double effet utilisant les principes de récupération de chaleur et de masse et opérant à des pressions inférieures à 100 millibars est ensuite examinée. Avec cette configuration, l'amélioration des performances est assez importante par rapport à une machine simple effet. Pour les conditions opératoires T_b=8°C, T_m=45°C et T_h=180°C, le COP est de 0.28, tandis que la PFS est de 59.1 W/kg.

Plusieurs paramètres du cycle permettent d'améliorer davantage les performances de la machine. C'est le cas de la température de régénération (T_h) et de l'écart de température (ΔT_{recup}) atteint entre les deux adsorbeurs durant la phase de récupération de chaleur. Une diminution du ΔT_{recup} entraîne une augmentation du COP, car la récupération de chaleur entre les deux adsorbeurs est plus importante. Cependant cela entraîne également une diminution de la PFS dû à une augmentation du temps de cycle. Lors des différentes simulations réalisées avec T_b=8°C et T_m=45°C (conditions standards), la température de régénération (T_h) est variée de 160°C à 240°C et ΔT_{recup} passe de 10°C à 5°C pour chaque cas. Le COP atteint un maximum de 0.29 pour T_h=220°C et ΔT_{recup}=5°C et la PFS maximale atteinte est de 69.2 W/kg pour T_h=240°C et ΔT_{recup}=10°C. La diminution de la valeur du COP pour T_h>220°C peut s'expliquer par le fait que l'apport supplémentaire d'énergie fournie au système n'est pas suffisant pour augmenter de façon substantielle la

quantité de vapeur cyclée à l'évaporateur sans compter que les pertes thermiques vers l'ambiance sont plus élevées. L'énergie recueillie à l'évaporateur n'est donc pas nécessairement proportionnelle à l'énergie fournie lors de la régénération.

L'impact d'une variation de la température de fin d'adsorption (T_{ads}) est également étudié. Lorsque cette dernière est augmentée progressivement de 55°C à 70°C, une augmentation du COP et de la PFS est observée. Le COP atteint cependant un maximum d'environ 0.31 (augmentation d'environ 9% par rapport au cycle de référence) pour une température T_{ads} de 67 °C. Il existe donc une limite à cette augmentation de T_{ads}, car la masse de vapeur cyclée à l'évaporateur s'en trouve réduite, diminuant ainsi la production de froid à l'évaporateur. Quant à la PFS, elle semble augmenter linéairement, suivant ainsi la diminution du temps de cycle. La PFS passe de 60 W/kg à 100 W/kg pour une même variation de T_{ads}, ce qui représente une augmentation de 40% par rapport au cycle de base.

Plusieurs simulations sont également effectuées en vue de déterminer l'influence de certains paramètres physique, tels que : le rapport entre la masse de métal et la masse de zéolite (m_m/m_z) utilisée dans l'adsorbeur, les propriétés de la zéolite et le niveau d'isolation thermique. Ces simulations sont comparées à un cycle de base fonctionnant dans les conditions suivantes : T_b=8°C, T_m=45°C et T_h=180°C. La minimisation du rapport m_m/m_z est souhaitable afin d'augmenter les performances d'une telle installation. Cette diminution est réalisée soit par une augmentation de la masse de zéolite (masse de

métal fixe), soit par une diminution de la masse de métal constituant l'adsorbeur (masse de zéolite fixe). Dans les deux cas, la diminution de ce rapport entraîne une augmentation du COP, mais l'effet sur la PFS est différent. Lorsque la masse de zéolite est augmentée de 6 à 24 kg, le COP augmente d'environ 37%, tandis que la PFS diminue d'environ 64%. Le gain obtenu au niveau de l'énergie extraite à l'évaporateur (Q_{ev}) est donc supérieur à l'augmentation de l'apport en énergie fournie au système (Q_{reg}), ce qui explique l'augmentation du COP. Cependant, l'augmentation substantielle de la durée du cycle dû à l'ajout important de zéolite (augmentation de la capacité thermique et de la part d'énergie attribuée à la chaleur latente d'adsorption) provoque une baisse marquée de la PFS. Lorsque la diminution de la masse de métal des tubes de l'adsorbeur fait passer le rapport m_m/m_z de 2 à 0.5, le COP et la PFS augmentent de 12% et 5% respectivement par rapport au cycle de base. À ce stade, il faudrait vérifier si cette modification est réaliste au niveau structural.

La modification des propriétés de la zéolite utilisée permet aussi d'augmenter les performances du cycle. Cette modification entraîne des variations au niveau des coefficients de l'équation de Dubinin-Asthakov (W_0,Dd). Dans ce cas, les performances de l'installation actuelle sont comparées avec celles d'une machine qui utiliserait de la zéolite ayant les caractéristiques évaluées dans des travaux antérieurs (Guilleminot, 1978). Lorsque W_0 passe de 0.148×10^{-3} à 0.311×10^{-3} et Dd passe de -1.5563×10^{-7} à -1.8023×10^{-7}, le COP et la PFS augmentent de l'ordre de 30% et de 21% respectivement par rapport au cycle de base.

L'amélioration de l'isolation au niveau de l'adsorbeur et du circuit haute température offre aussi la possibilité d'augmenter sensiblement les performances de la machine. Ainsi, en triplant l'épaisseur de l'isolant, une augmentation moyenne du COP d'environ 5% est observée passant de 0.27 à 0.29. Cependant, une légère diminution de la PFS est observée (environ 9%). Le fait de mieux isoler les adsorbeurs augmente la part de chaleur à rejeter par l'échangeur de chaleur, entraînant ainsi une augmentation de la durée de la phase de refroidissement de l'adsorbeur. Cet effet a donc pour conséquence de diminuer légèrement la PFS puisque le temps de cycle est légèrement augmenté.

Recommandations

Cette section propose quelques recommandations pour d'éventuels travaux donnant suite à ce projet. Ces recommandations sont les suivantes :

- Caractérisation de l'équilibre thermodynamique entre la zéolite et la vapeur d'eau au-delà de 100 millibars.

  Étant donné que la pompe à chaleur a été conçue pour fonctionner dans des conditions opératoires relativement sévères menant à des pressions de l'ordre de 1 bar, il serait important de connaître l'évolution de l'équilibre thermodynamique dans ces conditions.

- Vérification de la qualité de la zéolite utilisée dans l'installation du CNAM.

  Cette vérification permettrait de déterminer si la part de zéolite inactive est attribuée à une mauvaise qualité de zéolite ou bien à une désactivation de cette dernière lors du compactage du lit d'adsorbant (graphite+zéolite).

- Vérification de la faisabilité d'une réduction du temps de cycle de la machine.

  Afin de réduire le temps de cycle et d'augmenter d'avantage les performances de la pompe à chaleur, il serait intéressant de vérifier s'il est possible de diminuer la capacité thermique de l'installation en diminuant la masse de métal des différentes composantes utilisées.

- Utilisation de capteurs possédant une incertitude moins élevée.

  Afin d'obtenir plus de précision lors du tracé des isostères à basse pression, il serait préférable d'utiliser des manomètres ayant une incertitude plus faible pouvant résister à des températures élevées. Pour le cas des thermocouples, leur précision est suffisante pour tenir compte de l'évolution des températures dans le temps. Cependant lors du calcul des bilans thermiques, la précision des différences de température mesurées est importante et il serait alors préférable d'avoir recours à une mesure de type thermopile.

- Déterminer la(les) cause(s) du problème de perte de signal sur les débitmètres.

  Afin de pouvoir réaliser des bilans thermiques fiables et précis, il serait important de régler le problème de la perte de signal au niveau des débitmètres. Cette perte de signal semble se manifester lorsque la température de l'huile atteint une valeur inférieure à environ 80°C.

- Amélioration du modèle numérique.

  Il serait intéressant de comparer le modèle actuel avec un modèle utilisant une méthode de résolution différente. La méthode d'Euler (schéma explicite) est attrayante de par sa simplicité, mais n'offre pas la même précision qu'une méthode implicite. De plus, la caractérisation du lit d'adsorbant de l'adsorbeur pourrait être améliorée par une discrétisation spatiale permettant de tenir compte des gradients de pression.

Les performances des pompes à chaleur à adsorption sont encore aujourd'hui relativement faible par rapport aux systèmes conventionnels. Il est difficile de concevoir une machine pouvant atteindre une valeur de COP supérieure à l'unité, ce qui peut rendre leur utilisation coûteuse et polluante, si la source d'énergie primaire est un carburant fossile (ex. : combustion du gaz naturel). Cependant, l'utilisation de rejets thermiques comme source d'énergie primaire pourrait rendre intéressante l'utilisation de ce type de

machine. Cependant, ces rejets doivent être à un niveau de température assez élevé pour pouvoir régénérer convenablement le lit d'adsorbant, ce qui limite encore une fois leur domaine d'application. La récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne ou de la chaleur générée par une pile à combustible sont des exemples d'applications possibles. Leur combinaison avec d'autres types de système, tels que les pompes à chaleur à absorption, peut accroître la valeur du COP global de l'installation existante (ex. : cycle cascade). Ces différents aspects offrent donc plusieurs possibilités pour la recherche dans ce domaine.

BIBLIOGRAPHIE

BELL, KENNETH, J. (1963), Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers, Univ. Of Delaware Eng. Exp. Station.

BRUNAUER, S. (1945). The Adsorption of Gases and Vapors, vol. 1, Princeton University Press, Princeton, NJ.

CHAHBANI, M.H., LABIDI J., PARIS J. (2002). Effect of mass transfert kinetics on the performance of adsorptive heat pump systems, Applied Thermal Engineering, v. 22, n. 1, 2002, p. 23-40.

CRITOPH, R.E. (1999). Forced convection adsorption cycle with packed bed heat regeneration, International Journal of Refrigeration, 22, p. 38-46.

DIENG, A.O., WANG, R.Z. (2001). Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air conditioning purposes and recent developments in solar technology, Renewable & Sustainable Energy Review, 313-342.

DOUSS, N., MEUNIER, F., SUN, L. M. (1988). Predictive Model and Experimental Results for a Two-Adsorber Solid Adsorption Heat Pump. Industrial & Engineering Chemistry Research, v27, n 2, 310-316.

FORTIN, A. (1995). Analyse numérique pour ingénieurs, Édition de l'École Polytechnique de Montréal, Montréal, Canada.

GUILLEMINOT, J.J.(1978). Caractérisation de l'état stationnaire liquide-gaz adsorbant lors de l'adsorption de gaz condensable sur la zéolite, Thèse de doctorat, Dijon.

GUILLEMINOT, J.J., CHALFEN, J.B., CHOISTER, A. (1993). Heat and mass transfer characteristics of composites for adsorption heat pump, International Adsorption Heat Pump Conference AES, 31, p. 401-406.

GUNGOR, K.E. et WINTERTON, R.H.S.(1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, Vol. 29, 351-358.

HEWITT, G.F., SHIRES, G.L., BOTT, T.R. (1994). Process heat transfer, CRC Press, 1994.

INCROPERA, F.P. et DEWITT, D.P. (1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Fourth Edition.

JOULE-III contract (2000). New sorption systems for air-conditioning in buildings. JOE3-CT98-0055.

KLEIN, S.A., ALVARADO, F.L. (2000). EES : Engineering Equation Solver. F-Chart Software, Middleton.

LACHANCE, D., BERNIER, M., CASTAING-LASVIGNOTTES, J., MEUNIER, F. (2002). Simulation dynamique d'une machine à adsorption : application à un cycle cascade bi-étagé, eSim Conference Proceedings, Montréal, Canada, pp.71-77.

LACHANCE, D., CASTAING-LASVIGNOTTES, J., BERNIER, M. (2003). Simulation dynamique d'une machine à adsorption double effet, Actes du VIe Colloque InterUniversitaire Franco-Québécois, Québec, Canada.

MEUNIER, F., DOUSS, N. (1990). Performance of Adsorption Heat Pumps : Active Carbon-Methanol and Zeolite-Water Pairs, ASHRAE Transactions, pt.2, 1990, 267-274.

MEUNIER, F., NEVEU, P., CASTAING-LASVIGNOTTES, J. (1998). Equivalent Carnot cycles for refrigeration, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 6, 472-489.

MEUNIER, F., ZANIFE, T. (1990). Performance monitoring of an adsorption heat pump: model development and simulation studies, ASHRAE Transactions, pt.2, 1990, 261-266.

NEVEU, P.(2000). Communication personnelle.

PONS, M. (1997). Global analysis of refrigerative adsorption cycles with thermal regeneration (non-uniform temperature), International Journal of Refrigeration, vol. 20, No. 6, 411-420.

PONS, M., LAURENT, D., MEUNIER, F. (1996). Experimental temperature fronts for adsorptive heat pump applications, Applied Thermal Engineering, May 1996, p. 395-404.

PONS, M., MEUNIER, F., CACCIOLA, G., CRITOPH, R.E., GROLL, M., PUIGJANER, L., SPINNER, B., ZIEGLER, F. (1999). Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping, International Journal of Refrigeration, 22, p. 5-17.

POYELLE, F., GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F.(1999). Experimental Tests and Predictive Model of an Adsorptive Air Conditioning Unit. . Industrial & Engineering Chemistry Research, v27, n 2, 298-309.

RESTUCCIA, G., FRENI, A., MAGGIO, G. (2002). A zeolite-coated bed for air conditioning adsorption systems : parametric study of heat and mass transfer by dynamic simulation, Applied Thermal Engineering, 2002, vol. 22, 619-630.

RUTHVEN, DOUGLAS M. (1984). Principles of adsorption and adsorption processes, Wiley-Interscience publication.

SRIVASTAVA, N.C., EAMES, I.W. (1998). A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems, Applied Thermal Engineering, vol. 18, 707-714.

TABOREK, J.(1983). Shell-and-Tubes Heat Exchangers, Heat Exchanger Design Handbook, Section 3.3, Hemisphere Publishing, Washington D.C..

TAI-HEE, E., HYUN-KON, S., JONG HUN, H., KUN-HONG, L., JONG-NAM, K. (2000). Enhancement of heat and mass transfer in silica-expanded graphite composite blocks for adsorption heat pumps : Part 1. Characterization of the composite blocks, International Journal of Refrigeration, v. 23, p. 64-73.

TATHER, M., TANTEKIN-ERSOLMAZ, B., ERDEM-SENATALAR, A. (1999). A novel approach to enhance heat and mass transfer in adsorption heat pumps using the zeolite-water pair, Microporous and Mesoporous Materials, v. 27, p. 1-10.

WONGSUWAN, W., KUMAR, S., NEVEU, P., MEUNIER, F. (2001). A review of chemical heat pump technology and applications, Applied Thermal Engineering, 2001, vol. 21, 1489-1519.

ANNEXE A
PROPRIÉTÉS DE L'HUILE THERMELF ETA32

L'huile THERMELF ETA32 est une huile minérale conçue spécialement pour des applications de fluide caloporteur. La documentation technique de cette huile est disponible sur le site www.lubmarine.com. Les corrélations suivantes sont celles utilisées dans le modèle de simulation pour caractériser les propriétés physiques de l'huile en fonction de la température. Ces corrélations ont été obtenues par un lissage de courbe (« curve fit ») à partir des données du manufacturier. La température (T) utilisée dans ces corrélations est en Celcius (°C).

Masse volumique (ρ)

$\rho(T) = -0.6065T + 878.51$ (kg/m^3)

Chaleur spécifique (Cp)

$Cp(T) = 3.81T + 1848.7$ (J/kg-K)

Conductibilité thermique (k)

$k(T) = -7 \times 10^{-5} T + 0.135$ (W/m-K)

Nombre de Prandtl (Pr)

$\Pr(T) = 162967T^{-1.6019}$

Viscosité cinématique (ν)

$\nu(T) = 0.0432T^{-1.9609}$ (m^2/s)