

**UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR**

**FACULTE DES SCIENCES ET TECHNIQUES**



**THESE**

Présentée par **COULIBALY Yézouma**

Docteur de 3ème Cycle

**En vue de l'obtention du Grade de Docteur ès Sciences.**

Sujet :

**Contribution à la réduction des charges de production frigorifique par le froid par sorption et les apports solaires des locaux.**

soutenue publiquement le 10 janvier 2003

Devant le Jury composé de :

|             |                   |                                      |
|-------------|-------------------|--------------------------------------|
| Président : | Mansour KANE      | Professeur FST / UCAD                |
|             | Ibrahima K. CISSE | Professeur EPT / UCAD                |
|             | Bassirou BA       | Maître de Conférences FST / UCAD     |
|             | Lamine NDIAYE     | Maître de Conférences FST / UCAD     |
|             | Mamadou ADJ       | Maître de Conférences ESP / UCAD     |
|             | Issaka YOUM       | Maître de Conférences FST / UCAD     |
|             | Grégoire SISSOKO  | Professeur FST / UCAD                |
|             | Salif GAYE        | Maître Assistant Dr. d'Etat ESP/UCAD |

## **DEDICACE**

Je dédie ce travail à :

- ma mère pour tous ses efforts et le mal qu'elle s'est donnée pour moi.
- à mon défunt père
- à mon défunt frère.
- à toute ma famille

## AVANT PROPOS

Le travail présenté par ce document est le résultat d'un long cheminement débuté en 1991 par un séjour de 6 mois à NANCY.

C'est au Directeur de l'EIER de l'époque, monsieur Jaques De Boissezon à qui je dois d'avoir entamé un doctorat d'état. Il m'avait alors encouragé à me lancer dans cette voie que je voyais à l'époque longue et périlleuse dans un environnement où une longue carrière universitaire n'était pas forcément de mise ni même nécessaire. En entamant la rédaction de ce travail, ma première pensée va donc naturellement à lui. Je voudrais qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

Le Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA) à Nancy a bien voulu m'accueillir lors mes premiers pas à l'époque orientés vers une habilitation à diriger des recherches à travers un travail de recherche de longue haleine que je n'ai jamais ni pu faire en raison de mes multiples occupations à l'EIER ni même désiré en réalité. Notre collaboration s'est malgré tout soldée par une publication de bon niveau sans oublier les résultats scientifiques qui font aujourd'hui la substance de ce travail. C'est pourquoi je tiens particulièrement à remercier le professeur Michel FEIDT du LEMTA ainsi que le Dr BOUSSEHAIN pour leur concours dans la réalisation de ce travail.

L'UCAD de Dakar m'a accueilli en acceptant d'abriter cette thèse de doctorat d'Etat et de la parrainer en rendant possible tout le travail qui s'en est suivi. A travers elle je voudrais remercier :

Le professeur Mansour KANE, Directeur du Centre d'Etudes et de Recherches sur les Energies renouvelables (CERER) et responsable du Laboratoire des Semi-Conducteurs et d'Energie Solaire de la Faculté des Sciences et Techniques de l'UCAD, qui me fait l'honneur de présider le jury tout en apportant sa caution à mon travail.

Le professeur Ibrahima CISSE de l'école supérieure polytechnique (ESP) de l'UCAD pour l'honneur qu'il me fait de prendre de son temps que je sais précieux pour apporter son expérience et sa caution à la soutenance de cette thèse.

Monsieur Mamadou ADJ, maître de conférences et responsable du Laboratoire d'Energétique Appliquée (LEA) de l'école supérieure polytechnique (ESP) de l'UCAD dont le laboratoire a été mon centre d'accueil et de travail.

Monsieur Issaka YOUM Maître de conférences de la Faculté des sciences et Techniques de l'UCAD pour avoir spontanément accepté de participer au jury de cette thèse.

Monsieur Lamine NDIAYE Maître de conférences de la Faculté des sciences et Techniques de l'UCAD pour tout l'intérêt qu'il porte à ce travail en acceptant de lui apporter sa vision éclairée.

Monsieur Bassirou BA Maître de conférences de la Faculté des sciences et Techniques de l'UCAD pour avoir accepté de participer à ce jury malgré ses multiples occupations.

Monsieur Salif GAYE Maître Assistant de l'école supérieure polytechnique (ESP) de l'UCAD pour son effort inlassable et sa grande capacité de travail qui m'ont été dont j'ai pu bénéficier sans relâche pendant mes séjours.

Je voudrais que le professeur Grégoire SISSOKO, mon Directeur de thèse de la faculté des Sciences et techniques de l'UCAD de Dakar qui a su me focaliser sur l'essentiel dans l'aboutissement de ce travail trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

Qu'ils soient tous assurés de ma profonde reconnaissance pour avoir accepté de diriger et corriger ce travail malgré tous les atermoiements dont j'ai pu faire preuve tout au long de ce processus. Je tiens à les remercier surtout pour les conseils la disponibilité et le sens pratique qui m'ont été si utiles et dont j'apprécie l'efficacité à sa juste valeur.

Je suis également et particulièrement reconnaissant à l'endroit de tous les chercheurs du Laboratoire d'Energétique appliquée pour tout le soutien qu'ils m'ont apporté pendant mes séjours à l'UCAD.

Je ne saurais terminer ces lignes de remerciements sans dire un mot de mes Directeurs, collègues et collaborateurs de l'Ecole Inter-Etats des Ingénieurs de l'Équipement Rural de Ouagadougou (EIER).

Je voudrais plus particulièrement remercier le Directeur du groupe des écoles Inter-Etats EIER et ETSHER monsieur Philippes MANGE pour son approbation et ses encouragements à l'égard ma démarche de présenter une thèse d'état à l'UCAD de Dakar et pour tout le soutien logistique et financier dont j'ai bénéficié pour mener à bien ce travail.

Je remercie également et très sincèrement :

- Monsieur Babacar DIENG directeur des études de l'EIER pour son soutien le long de ce périple répété entre Ouagadougou et Dakar.
- Monsieur Amadou Hama MAIGA Directeur de la recherche du groupe des écoles Inter-Etats pour l'effort de promotion des activités de recherche dont j'ai pu bénéficier.
- Tous mes collègues, amis et collaborateurs de l'EIER et de l'ETSHER de Ouagadougou pour leur compréhension lors de mes absences remarquées et défection devant le travail colossal que représente la gestion d'un département de l'EIER.

Je remercie enfin tous mes collègues du doctorat de troisième cycle de la faculté des sciences et techniques de l'université de Ouagadougou dont je suis issue et avec qui je continue à avoir les liens nécessaires pour me pousser psychologiquement vers toujours plus d'excellence dans l'enseignement supérieur. Je suis sensible à leur soutien et leurs encouragements. Qu'ils soient assurés de ma reconnaissance et de mon engagement à leur côté pour œuvrer à la réussite de ce doctorat.

## **TABLES DES MATIERES**

|                                                                           |                    |
|---------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| <b><u>DEDICACE.....</u></b>                                               | <b><u>II</u></b>   |
| <b><u>AVANT PROPOS.....</u></b>                                           | <b><u>III</u></b>  |
| <b><u>NOMENCLATURE .....</u></b>                                          | <b><u>X</u></b>    |
| SYMBOLES GRECS.....                                                       | XI                 |
| <b><u>Liste des figures.....</u></b>                                      | <b><u>XIII</u></b> |
| <b><u>Liste des tableaux .....</u></b>                                    | <b><u>XVI</u></b>  |
| <b><u>INTRODUCTION GENERALE.....</u></b>                                  | <b><u>XVI</u></b>  |
| <b><u>CHAPITRE 1 .....</u></b>                                            | <b><u>5</u></b>    |
| <b><u>EVALAUTION DES COMPOSANTES DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE :</u></b>       |                    |
| <b><u>APPLICATION A LA DETERMINATION DES TEMPERATURES D'EQUILIBRE</u></b> |                    |
| <b><u>DES TOITURES.....</u></b>                                           | <b><u>5</u></b>    |
| <b>1.1. INTRODUCTION .....</b>                                            | <b>6</b>           |
| <b>1.2. EVALUATION DES COMPOSANTES DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE</b>           |                    |
| <b>GLOBAL .....</b>                                                       | <b>7</b>           |
| <b>1.2.1. EQUATIONS DU MODELE POUR UN PLAN HORIZONTAL .....</b>           | <b>7</b>           |

|                                                                                                        |           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1.2.2. EQUATIONS DU MODELE POUR UN PLAN D'INCLINAISON QUELCONQUE                                       | 8         |
| 1.2.3. HAUTEUR ET AZIMUT DU SOLEIL .....                                                               | 9         |
| 1.2.4. DETERMINATION DES PRESSIONS PARTIELLES DE VAPEUR D'EAU .....                                    | 10        |
| <b>1.3. RESULTAT DU CALCUL.....</b>                                                                    | <b>14</b> |
| 1.3.1. PRESENTATION DES RESULTATS THEORIQUES .....                                                     | 14        |
| 1.3.2. CONFRONTATION AVEC L'EXPERIENCE.....                                                            | 17        |
| <b>1.4. APPLICATION A L'ETUDE DES TEMPERATURES D'EQUILIBRE DE<br/>DIFFERENTS TYPES DE TOITURE.....</b> | <b>18</b> |
| 1.4.1. MODELE THEORIQUE ET HYPOTHESES DE CALCUL.....                                                   | 18        |
| 1.4.2. EQUATIONS DU MODELE.....                                                                        | 21        |
| 1.4.3. RESULTATS DU MODELE .....                                                                       | 23        |
| <b>1.5. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE .....</b>                                                   | <b>25</b> |
| 1.5.1. RESULTATS EXPERIMENTAUX .....                                                                   | 25        |
| 1.5.2. COMPARAISON AVEC LES RESULTATS DU CALCUL.....                                                   | 28        |
| <b>1.6. CONCLUSION .....</b>                                                                           | <b>29</b> |

## **CHAPITRE 2.....32**

### **ETUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE D'UNE MACHINE A ADSORPTION METHANOL / CHARBON ACTIF.....32**

|                                                                             |           |
|-----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>2.1. INTRODUCTION .....</b>                                              | <b>33</b> |
| <b>2.2. ETUDE THEORIQUE DES CYCLES A ADSORPTION .....</b>                   | <b>34</b> |
| 2.2.1. LA SORPTION .....                                                    | 34        |
| 2.2.2. FONCTIONNEMENT D'UNE MACHINE A ADSORPTION .....                      | 35        |
| 2.2.3. CONTRIBUTION A LA REFLEXION SUR LES PHENOMENES D'ADSORPTION<br>..... | 38        |
| <b>2.3. MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE.....</b>                      | <b>46</b> |
| 2.3.1. HYPOTHESES DE CALCUL .....                                           | 47        |
| 2.3.2. EQUATION TRANSITOIRE DE LA CHALEUR DANS LE GENERATEUR .....          | 48        |
| 2.3.3. METHODE NUMERIQUE DE RESOLUTION DES EQUATIONS.....                   | 52        |

|                                                                                         |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>CHAPITRE 3</b> .....                                                                 | <b>57</b> |
| <b>RESULTATS DE LA METHODE NUMERIQUE DE RESOLUTION</b> .....                            | <b>57</b> |
| 3.1. PARAMETRES EXPERIMENTAUX .....                                                     | 58        |
| 3.2. RESULTATS DU CHAUFFAGE ISOSTERIQUE.....                                            | 58        |
| 3.3. RESULTATS DU CHAUFFAGE AVEC DESORPTION .....                                       | 61        |
| 3.4. RESULTATS DU REFROIDISSEMENT ISOSTERIQUE.....                                      | 64        |
| 3.5. RESULTATS DE LA PHASE D'ADSORPTION .....                                           | 65        |
| 3.6. GRADIENTS DE TEMPERATURES DE PRESSIONS ET DE MASSES T(R), P(R),<br>MADS (R). ..... | 68        |
| 3.7. CONCLUSION PARTIELLE RELATIVE A LA MODELISATION.....                               | 73        |
| <b>CHAPITRE 4</b> .....                                                                 | <b>74</b> |
| <b>MONTAGE ET RESULTATS EXPERIMENTAUX</b> .....                                         | <b>74</b> |
| 4.1. MACHINE EXPERIMENTALE A ADSORPTION .....                                           | 75        |
| 4.2. METROLOGIE .....                                                                   | 77        |
| 4.2.1. MESURE DE TEMPERATURE .....                                                      | 77        |
| 4.2.2. MASSE TOTALE D'ALCOOL CYCLE.....                                                 | 78        |
| 4.2.3. MESURE DE PRESSION.....                                                          | 78        |
| 4.2.4. CYCLE DE MESURES .....                                                           | 78        |
| 4.3. RESULTATS EXPERIMENTAUX.....                                                       | 79        |
| 4.4. MODELE NUMERIQUE SIMPLIFIE .....                                                   | 82        |
| 4.4.1. CONDUCTANCE THERMIQUE DE CONTACT $\kappa_c$ .....                                | 82        |
| 4.4.2. EQUATIONS DU MODELE.....                                                         | 85        |
| 4.4.3. RESULTATS DU MODELE NUMERIQUE.....                                               | 87        |
| 4.4.4. CONCLUSION .....                                                                 | 88        |
| 4.5. CONCLUSION SUR L'ADSORPTION .....                                                  | 90        |
| <b>CONCLUSION GENERALE</b> .....                                                        | <b>91</b> |

**REFERECES BIBLIOGRAPHIQUES..... 94**

**ANNEXE 1 ..... I**

**ANNEXE 2 ..... II**

**ANNEXE 3 ..... XII**

## NOMENCLATURE

|            |                                                                  |                    |
|------------|------------------------------------------------------------------|--------------------|
| a          | azimut du soleil (angle)                                         |                    |
| $C_p$      | Chaleur spécifique à pression constante                          | $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| D          | Diffusivité thermique (dans l'équation 1-17)                     | $m^2.s^{-1}$       |
| D          | rayonnement diffus (équations 1.1 à 1.8 )                        | $W.m^{-2}$         |
| D          | Constante de Dubinin-Radushkévich                                | $mole^2.J^{-2}$    |
| D          | densité de la vapeur d'eau                                       |                    |
| e          | humidité relative                                                | %                  |
| h          | coefficient de convection                                        | $W.m^{-2}K^{-1}$   |
| h          | hauteur du soleil (angle)                                        |                    |
| i          | angle d'inclinaison d'une surface sur l'horizontal               |                    |
| I          | rayonnement solaire incident perpendiculairement à une surface   |                    |
| $K_1$      | Coefficient global d'échange entre enveloppe et milieu extérieur | $W.m^{-2}K^{-1}$   |
| $K_2$      | Coefficient global d'échange entre enveloppe et milieu interne   | $W.m^{-2}.K^{-1}$  |
| L          | latitude du lieu                                                 |                    |
| $L_v$      | Chaleur latente d'évaporation                                    | $J.kg^{-1}$        |
| M          | Masse molaire de l'adsorbat                                      | $kg.mole^{-1}$     |
| $m_g$      | Masse de vapeur contenue dans l'espace axial                     | kg                 |
| $m_0$      | Constante de l'équation de D.R.                                  | kg/kg              |
| $m_t$      | Masse totale d'adsorbat dans le réacteur                         | kg                 |
| $P_s$      | Pression de saturation de l'adsorbat                             | Pa                 |
| $P_s$      | pression de vapeur saturante                                     | Pa                 |
| $P_v$      | pression partielle de la vapeur d'eau                            | Pa                 |
| $q_{st}$   | Chaleur isostérique de sorption                                  | $J.kg^{-1}$        |
| r          | Paramètre rayon                                                  | m                  |
| $R_1$      | Rayon du réacteur cylindrique                                    | m                  |
| S          | rayonnement solaire incident                                     | $W.m^{-2}$         |
| $S_1, S_2$ | Surfaces externe et interne de la paroi de cuivre                | $m^2$              |
| t          | temps                                                            | s                  |
| t          | température exprimée en Celsius (équation 1.16)                  | °C                 |

|                |                                               |                                  |
|----------------|-----------------------------------------------|----------------------------------|
| T              | Températures (voir indices)                   | K                                |
| Th             | température de bulbe humide                   | K                                |
| Ts             | température sèche                             | K                                |
| TL             | trouble de LINKE                              |                                  |
| v              | Volume de l'espace axial du réacteur          | m <sup>3</sup>                   |
| V <sub>R</sub> | Volume occupé par le charbon dans le réacteur | m <sup>3</sup>                   |
| W              | Volume adsorbé sur une surface donnée         | m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> |
| W <sub>0</sub> | Constance de l'équation de D.R.               | m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> |
| x              | humidité absolue                              | kg.kgAS <sup>-1</sup>            |

### Symboles grecs

|                |                                                         |                                    |
|----------------|---------------------------------------------------------|------------------------------------|
| λ              | Conductivité thermique                                  | W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> |
| φ              | Flux de chaleur de la résistance chauffante             | W                                  |
| ρ              | Masse volumique                                         | kg.m <sup>-3</sup>                 |
| θ              | Taux de remplissage                                     | %                                  |
| σ              | Terme source dans l'équation de diffusion               | W.m <sup>-3</sup>                  |
| γ              | angle azimutal                                          |                                    |
| α              | coefficient d'absorption                                |                                    |
| σ              | constant de Boltzmann                                   | W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-4</sup> |
| ε              | coefficient d'émission                                  |                                    |
| μ              | Potentiel chimique                                      | J.mole                             |
| ε <sub>a</sub> | Taux de vide pris par la phase adsorbée dans le charbon |                                    |
| ε <sub>0</sub> | Taux de vide dans le charbon                            |                                    |

### Indices

|        |                                        |
|--------|----------------------------------------|
| a      | Phase adsorbée                         |
| a, amb | ambient                                |
| ads    | Phase adsorbée                         |
| app    | Valeur apparente                       |
| c      | ciel (dans les équations 1.18 et 1.19) |
| c      | Condenseur                             |
| cu     | Cuivre                                 |

|     |                                         |
|-----|-----------------------------------------|
| e   | Evaporateur                             |
| f   | Final                                   |
| g   | Vapeur axiale                           |
| i   | Initial                                 |
| j   | Variable temporelle du calcul numérique |
| max | maximum                                 |
| min | minimum                                 |
| n   | Variable spatiale du calcul numérique   |
| R   | Réacteur, ou générateur                 |
| s   | Solide                                  |
| s   | sol (dans les équations 1.18 et 1.19)   |

## LISTE DES FIGURES

|                                                                                                                                                                                                                                                      |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 1.1 a : variations journalières des températures sèche et humide simulées pour la ville de Ouagadougou pour le premier semestre .....                                                                                                         | 12 |
| Figure 1.1 b : variations journalières des températures sèche et humide simulées pour la ville de Ouagadougou pour le second semestre.....                                                                                                           | 13 |
| Figure 1.2 a et b : Eclairement global simulé à l'aide du modèle.....                                                                                                                                                                                | 14 |
| Figure 1.3 a : éclairagements de plans verticaux de direction sud (0°), ouest (90°), nord (180°) et est (270°) pour le mois de janvier.....                                                                                                          | 16 |
| Figure 1.3 b : éclairagements de plans verticaux de direction sud (0°), ouest (90°), nord (180°) et est (270°) pour le mois de juillet .....                                                                                                         | 16 |
| Figure 1.4 a : comparaison des éclairagements solaires expérimentaux et théoriques pour une surface d'inclinaison 15° sud des mois de janvier à juin : site de Pini. ....                                                                            | 19 |
| Figure 1.4 b : comparaison des éclairagements solaires expérimentaux et théoriques pour une surface d'inclinaison 15° sud des mois de juillet à décembre : site de Pini.....                                                                         | 20 |
| Figure 1.5 : schéma des échanges thermiques des toitures avec leur environnement.....                                                                                                                                                                | 22 |
| Figure 1.6 : Profil des températures d'équilibre des toitures obtenu par le modèle pour la tuile vibrée et cuite et la tôle aluminium et acier inox au mois de juin. ....                                                                            | 24 |
| Figure 1.7 : Profil des températures d'équilibre des toitures obtenu par le modèle pour la tuile vibrée et cuite et la tôle aluminium et acier inox au mois d'août. ....                                                                             | 24 |
| Figure 1.8 : Profil de températures d'équilibre expérimentales des matériaux en juin. La légende de la figure correspond aux températures T3 (température ambiante), T5 (Tôle Alu-zinc), T6 (Tôle acier), T7 (Tuile vibrée), T10 (tuile cuite) ..... | 26 |
| Figure 1.9 : Profil des températures d'équilibre expérimentales des toitures en août. La légende de la figure correspond aux températures T3 (température ambiante), T5 (Tôle Alu-zinc), T6 (Tôle acier), T7 (Tuile vibrée), T10 (tuile cuite).....  | 27 |
| Figure 2-1 : schéma de principe du montage expérimental.....                                                                                                                                                                                         | 36 |
| Figure 2-2 : schéma du phénomène d'adsorption .....                                                                                                                                                                                                  | 38 |
| Figure 2-3 : zones d'existence des différentes phases dans un diagramme $\ln P = f(-1/T)$ .....                                                                                                                                                      | 46 |
| Figure 2.4 : schéma théorique du cycle thermodynamique et schéma simplifié.....                                                                                                                                                                      | 48 |
| Figure 2.5 : échantillonnage du cylindre .....                                                                                                                                                                                                       | 53 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 3.1 : évolution des température au sein charbon actif.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 59 |
| Figure 3.3 : évolution des masses d'alcool adsorbées pendant le chauffage isostérique .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 60 |
| Figure 3.4 : évolution des pressions du générateur pendant le chauffage isostérique.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 61 |
| Figure 3.5 : évolution des températures du générateur pendant le chauffage avec désorption                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 61 |
| Figure 3.6 : évolution des pressions du générateur pendant le chauffage avec désorption.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 62 |
| Figure 3.7 : évolution de la masse adsorbée pendant la phase de désorption .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | 63 |
| Figure 3.8 : Comparaison des chaleurs de désorption et d'effet Joule de la résistance chauffante .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 63 |
| Figure 3.9 : évolution des températures en phase de refroidissement isostérique.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 64 |
| Figure 3.10 : évolution des pressions en phase de refroidissement isostérique .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 65 |
| Figure 3-11 : évolution des masses adsorbées en phase de refroidissement isostérique .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 65 |
| Figure 3.12 : évolution des températures au cours de la phase d'adsorption.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | 66 |
| Pendant toute la phase d'adsorption le générateur reste en contact (vanne ouverte) avec l'évaporateur. En toute rigueur la pression à l'intérieur au sein du système devrait rester constante égale à la pression de saturation du méthanol dans l'évaporateur. L'évolution observée correspond à une influence du chauffage dû aux réactions d'adsorption qui sont exothermiques et qui contribuent au chauffage du générateur et en particulier du gaz dans les pores du charbon actif. On assiste donc à une remontée de la pression telle qu'indiquée par la figure 3.13. .... |    |
| Figure 3.13 : évolution de la pression au cours de la phase d'adsorption.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 67 |
| Figure 3.14 : évolution des masses adsorbées au cours de la phase d'adsorption .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 67 |
| Figure 3.15 : variation radiale de la température dans le générateur en chauffage isostérique .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 69 |
| Figure 3.16 : variation radiale de la pression en phase de chauffage isostérique.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | 69 |
| Figure 3.17 : masses adsorbées en fonction du rayon dans le générateur .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 70 |
| Figure 3.18 : températures radiales en phase de désorption dans le générateur.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 70 |
| Figure 3.19 : variation de la masse d'alcool adsorbée avec le rayon dans le générateur.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 71 |
| Figure 3.20 : gradient de température dans le générateur en phase de refroidissement.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 71 |
| Figure 3.21 : évolution de la masse adsorbée avec le rayon en refroidissement isostérique ..                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 72 |
| Figure 3.22 : évolution de la température avec le rayon en phase d'adsorption.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 72 |
| Figure 3.23 : évolution de la masse adsorbée avec le rayon dans le générateur .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 73 |
| Figure 4.1 : Coupe du générateur .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 76 |
| Figure 4.2 : points de mesure de la température.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 77 |

|                                                                                                                                                                                                  |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 4.3 : Evolution des températures pour un cycle de chauffage et refroidissement expérimental (voir Figure 4.1 pour la position des thermocouples).....                                     | 81 |
| Figure 4.4 : évolution de la pression au sein du générateur pour un cycle de chauffage et refroidissement expérimental. ....                                                                     | 81 |
| Figure 4.5 : Evolution des températures pour un cycle de chauffage et refroidissement expérimental. (les indices indiqués sont précisés ci-dessous).....                                         | 82 |
| Figure 4.6 : Evolution de la conductance $k_c$ en fonction de l'angle d'orientation $\gamma$ des grains.                                                                                         | 85 |
| Figure 4.7 : Volume de contrôle et schéma de calcul utilisés pour la discrétisation.....                                                                                                         | 85 |
| Figure 4.8 : Résultats du calcul numérique. Evolution des températures à différentes positions dans le générateur pour $k_c$ fixé (a) et pour différentes valeurs de $k_c$ pour T3 (b) et (c) .. | 89 |

## LISTE DES TABLEAUX

|                                                                                                        |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tableau 1.1 : composantes directes diffuses et réfléchies sur plan horizontal pour janvier ...         | 15 |
| Tableau 1.2 : composantes sur un plan d'inclinaison 15° sud pour le mois de juillet. ....              | 15 |
| Tableau 1.3 : Propriétés physiques optiques des matériaux expérimentés.....                            | 23 |
| Tableau 1.4 : Températures d'équilibre théoriques maximales des toitures.....                          | 25 |
| Tableau 1.5 : Températures d'équilibre expérimentales maximales des toitures .....                     | 28 |
| Tableau 2.1 : Constante $m_0$ de l'équation de D.R. en mg/g .....                                      | 41 |
| Tableau 2.2 : Constante de l'équation de D.R. avec le méthanol comme adsorbat.....                     | 41 |
| Tableau 2.3 : Constante de l'équation de D.R. avec l'éthanol comme adsorbat .....                      | 42 |
| Tableau 4.1 : Comparaison des temps de chauffage/refroidissement suivant les valeurs de $k_c$<br>..... | 84 |

## INTRODUCTION GENERALE

Depuis sa création en 1969, l'Ecole Inter-Etats des Ingénieurs de L'Equipement rural de Ouagadougou n'a cessé de contribuer en recherche et ingénierie au développement du froid et de l'énergie pour l'équipement rural et urbain dans ses 14 états membres. Les domaines d'investigation propre à ce thème vont du séchage à la production de froid par les hydrocarbures dans un groupe frigorifique initialement conçu pour fonctionner au FREON en passant par le chauffe-eau solaire, le confort thermique dans l'habitat, les économies d'énergie dans les immeubles et dans l'industrie, le pompage solaire et de façon globale les technologies appropriées où les chercheurs de l'école sont régulièrement interpellés pour apporter leur soutien à divers projets.

C'est à partir des années 1990 que la production de froid et la climatisation a pris un essor appréciable et un pas sur les autres axes de la recherche et de l'ingénierie propre au domaine Energie et Froid. La raison a été principalement le marché de l'emploi grandissant offert aux élèves dans la quasi-totalité des états membres de l'école. L'accent a été tout naturellement porté sur cette activité pour mieux la développer et faire de l'école un pôle centre de formation de recherche et d'ingénierie pour cette discipline dans les états concernés.

L'idée de développer la recherche en froid et énergie a été mise en œuvre dans les années 1990 en s'intéressant à la production de froid par sorption utilisant les sources de chaleur de bas niveau thermique comme le soleil la biomasse et les rejets calorifiques des gros moteurs comme solution alternative au coût élevé de l'électricité dans la production de froid. C'est de cet intérêt pour la production de froid par sorption qu'est venue la collaboration avec le LEMTA (Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée) de Nancy en France sur l'utilisation du couple charbon actif alcool. L'idée de base pour l'EIER alors que la recherche sur la production de froid par sorption était en plein essor et que les fluides frigorigènes utilisés dans les compresseurs frigorifiques étaient mis en cause dans le dépérissement de la couche d'ozone, était de se positionner dans un domaine prometteur pour les états africains.

Parallèlement à cette recherche initiée dans les pays du nord, les domaines d'investigation en recherche au sein de l'école même comme l'étude thermique des matériaux locaux de construction, la réduction des charges frigorifiques dans les immeubles climatisés

sont poursuivis. C'est ainsi qu'une série d'expérience est entreprise dans les années 1990 pour déterminer les performances thermiques des matériaux de construction utilisés au Burkina Faso à la demande d'une ONG (Organisation Non gouvernementale) de la place. L'étude des températures d'équilibre des tuiles et tôles dont j'ai été plus particulièrement chargé se place dans ce cadre. Les deux recherches sur d'un côté le froid par sorption mené à raison d'un séjour de trois mois en moyenne par an en France et l'autre côté l'étude du confort thermique par les matériaux de toitures ont été menées parallèlement comme deux moyens séparés qui concourent à la réduction des coûts de climatisation et de production de froid de façon générale en vue du conditionnement d'air.

### **La sorption au LEMTA de Nancy**

La production de froid par sorption est un vieux procédé bien connu en Afrique à travers les réfrigérateurs dits à pétrole d'antan utilisés en zone rurale pour la production de glace ou d'eau fraîche et la conservation des denrées alimentaires. Le procédé utilise trois sources de chaleur, la source chaude en général une flamme, la source froide de l'enceinte à refroidir, la source intermédiaire représentée par le milieu ambiant pour remplacer le compresseur entre évaporateur et condenseur des systèmes à compression.

Après le protocole de Montréal et la mise en cause des fluides frigorigènes dans la destruction de la couche d'Ozone et leur élimination progressive programmée sur toute la surface du Globe les laboratoires se sont lancés dans la recherche de solutions alternatives à l'utilisation des fluides incriminés. Bon nombre de laboratoires se sont alors tournés vers la sorption longtemps délaissée au profit de la compression en raison des faibles coefficients de performance de ces systèmes. Deux grands axes sont prospectés. Il y a d'un côté les systèmes à sorption liquide ou absorption avec pour chef de file le réfrigérateur dit à pétrole fonctionnant avec un couple eau et ammoniac comme fluide frigorigène, de l'autre côté les systèmes à sorption solide ou adsorption moins répandus dont le plus connu est le système à couple zéolithe et eau comme fluide frigorigène. Ce dernier couple est presque exclusivement dédié à la climatisation en raison du niveau thermique de cristallisation de l'eau relativement haut ( 0° C ).

Au LEMTA de Nancy, le choix a été porté sur l'adsorption ou sorption solide utilisant le couple charbon et alcool comme fluide frigorigène. Deux études parmi les plus importantes ont précédé le présent travail et qui sont s celle de R. Boussehain [ 15 ] qui s'est

soldée par un doctorat d'état en 1986 et celle de L. C. ONYEBUEKE [ 14 ] qui a aboutit à une thèse de doctorat d'ingénieur en 1989. Le travail présenté ici se situe dans la ligne de continuation de ces deux études et aurait du conduire à la soutenance d'un doctorat d'état supprimé en France.

### **Le confort thermique des locaux ( étudié à l'EIER de Ouagadougou )**

Parallèlement aux travaux entamés avec le LEMTA de Nancy qui nécessitent de gros moyens l'école a développé un axe de recherche à la hauteur de ces propres moyens. L'idée qui sous-tend cette entreprise est qu'il serait illogique de rechercher une amélioration des performances des installations sans s'intéresser aux charges qui sont très souvent artificiellement élevées dans nos états africains en raison de la non-optimisation des systèmes dans ces pays.

Les calculs des charges d'un local climatisé montrent que celles-ci sont principalement :

- les apports du milieu ambiant à travers les parois
- Les apports solaires à travers les parois opaques
- Les apports solaires par transmission par les parois vitrées
- Les apports par infiltrations et renouvellements d'air
- Les apports dus aux équipements électriques
- Les apports dus au métabolisme des personnes physiques.

Les apports solaires sont de loin les plus importants dans tous les pays tropicaux. Une réduction des charges correspondantes passe donc nécessairement par une amélioration des performances thermiques des enveloppes des bâtiments. Dans les petits bâtiments comme on en rencontre partout dans la plupart des états africains, le toit constitue la principale cause de surchauffe des locaux à la fois par échange par convection avec l'atmosphère et par rayonnement avec le soleil. Une étude menée à l'EIER a montré que 30% des apports de chaleur des villas climatisées de la ville de Ouagadougou proviennent du toit le plus souvent en tôle et faux plafond en contre-plaqué.

C'est à partir de 1992 qu'une étude ciblée sur les matériaux de toiture a été entreprise parallèlement au thème plus large des travaux de recherche en thermique sur les matériaux de

construction comme les briques en parpaing, adobe et terre cuite. Quatre matériaux sont ciblés :

- La tuile de terre cuite
- La tuile en mortier vibré
- La tôle en alliage aluminium zinc
- La tôle en acier inoxydable

Parallèlement à ce travail, le désir croissant au sein de l'école d'arriver à une évaluation de plus en plus précise des apports solaires pousse les enseignants à s'intéresser aux détails de calcul ces apports solaires en particulier. Ces apports sont presque tous basés sur la détermination d'un écart de température fictif  $\Delta T_f$  dû au rayonnement solaire appliqué à la paroi de surface  $S$  et de coefficient global d'échange  $K$ . Les parois vitrées sont quant à elles traitées comme des corps partiellement transparents prenant en compte toutes les protections solaires autour de l'ouverture. Toutes les méthodes sont appliquées en partant des pays occidentaux et en apportant une série de corrections successives pour les cas des autres pays. C'est la raison pour laquelle nous avons entrepris d'évaluer l'éclairement solaire global théorique pour les différents plans rencontrés dans l'habitat et qui intervient dans les calculs de charges frigorifiques des locaux en distinguant pour chaque plan les composantes directes, diffuses et réfléchies du rayonnement. La validation de ces données par des résultats expérimentaux permettra alors leur utilisation en lieu et place des données transposées des pays occidentaux..

Les deux thèmes de recherche ainsi présentés doivent être perçus comme deux contributions pour la réduction conjointe des coûts de la climatisation et plus généralement de la production de froid dans les pays tropicaux d'Afrique. Le premier thème utilise les sources de chaleur à bas niveau thermique peu chères comme l'énergie solaire pour atteindre ce but le deuxième s'intéresse à la réduction des apports de chaleur par une meilleure protection du rayonnement solaire pour atteindre le même but.

## **CHAPITRE 1**

### **EVALAUTION DES COMPOSANTES DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE : APPLICATION A LA DETERMINATION DES TEMPERATURES D'EQUILIBRE DES TOITURES**

## 1.1. INTRODUCTION

Depuis maintenant une vingtaine d'année l'EIER de Ouagadougou a fait de l'enseignement du froid une des priorités en matière d'équipement du milieu rural et aujourd'hui urbain. L'enseignement du froid a pour base le calcul des flux de chaleur dans les locaux d'habitation ou les chambres froides et autres équipements de conservation des produits alimentaires. Ces calculs parfois très complexes ont amené progressivement l'école à s'intéresser à l'évaluation de l'éclairement solaire non seulement sur les plans horizontaux mais aussi sur les plans verticaux que sont les façades des habitations. Le manque de résultats expérimentaux et d'évaluations théoriques fiables font que les calculs dits de charges frigorifiques sont des transpositions des valeurs proposées par les documents européens et américains. En particulier l'évaluation des apports calorifiques solaires des façades de différentes orientations, des ouvertures vitrées avec ou sans protection solaire est un véritable calvaire pour les ingénieurs. Les calculs sont presque toujours réalisés à partir de tableaux semi-empiriques. C'est pour aider à l'évaluation de ces apports que le présent travail a été initié en 1992. Le but visé est la détermination en fonction du temps des composantes horizontales et verticales dans toutes les directions du rayonnement global G.

Le calcul présenté ici est réalisé pour le site de Ouagadougou mais peut facilement être fait pour n'importe quel autre site. Il permet de tracer les courbes horaires du rayonnement global pour tous les plans allant de l'horizontal au vertical. Les résultats sont présentés sous forme de courbes d'éclairement de plans verticaux et du plan horizontal du site de Ouagadougou pour les azimuts de  $0^\circ$  (Sud),  $90^\circ$  (Ouest)  $180^\circ$  (Nord) et ( $270^\circ$ ) Est.

La validation des résultats est faite à partir de mesures réalisées sur le site de Pini un petit village du nord-ouest du Burkina Faso dans le cadre programme régional solaire du CILSS (Comité Inter-Etats de Lutte contre la Sécheresse au Sahel). En raison des humidités relatives d'heure en heure requises, nous avons dû procéder à un calcul de modélisation similaire à celui fait pour l'éclairement. Ce calcul a conduit à la détermination des températures de bulbe humide écarts de températures humide et sèche horaires que nous présentons comme résultats additionnels.

Enfin une application de toute la modélisation est présentée sous forme d'étude des températures d'équilibre de toitures soumises au rayonnement solaire. Des mesures réalisées sur le site expérimental de l'EIER sur quatre matériaux, la tôle ondulée aluminium zinc, la tôle ondulée en acier inoxydable, la tuile de terre cuite et la tuile en mortier vibrée permettent la comparaison des calculs du modèle avec des valeurs expérimentales. Les résultats expérimentaux permettent par ailleurs un avis technique sur le comportement thermique comparé des différents matériaux.

## **1.2. EVALUATION DES COMPOSANTES DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE GLOBAL**

### **1.2.1. EQUATIONS DU MODELE POUR UN PLAN HORIZONTAL**

Le calcul du rayonnement solaire global a fait l'objet de nombreux travaux principalement dans les années 1870 et 1990. De nombreuses formules ont été proposées par différents chercheurs [1] [2] [3]. Dans cette étude nous avons choisi la méthode proposée par F. KASTEN [1] qui a l'avantage d'être simple en particulier pour les besoins de calculs d'ingénieurs tels que ceux pour lesquels cette étude est prioritairement destinée. La méthode utilise comme paramètres principaux pour calculer l'éclairement le trouble de LINKE, la pression partielle de vapeur d'eau atmosphérique et la latitude du lieu.

Le rayonnement solaire global ou éclairement est évalué comme la somme des rayonnements solaires :

Diffus D

Direct avec angle d'incidence quelconque S

Réfléchi R

$$G = D + S + R \quad (1 -1)$$

Le rayonnement incident S direct est calculé à partir de l'éclairement solaire I (d'incidence normale) d'une surface perpendiculaire aux rayons du soleil.

$$S = I \sin h \quad (1 -2)$$

h est la hauteur du soleil (voir figure en Annexe [ 4 ])

Le rayonnement incident I est calculé à partir de la formule utilisant le trouble de LINKE.

$$I = 1370 \exp\left(-\frac{TL}{0.9 + 9.4 \sinh}\right) \quad (1 - 3)$$

$$TL = 2.4 + 14.6\beta + 0.4(1 + 2\beta) \ln(Pv) \quad (1 - 4)$$

Le coefficient  $\beta$  qui apparaît dans l'équation (1 - 4) est le coefficient de trouble atmosphérique. Les valeurs de ce coefficient sont données ci-après.

$\beta = 0.05$  en zone rurale

$\beta = 0.10$  en zone urbaine

$\beta = 0.20$  en zone industrielle

Le calcul du rayonnement solaire diffus est obtenu par la corrélation suivante.

$$D = 54.8 \sinh^{0.5} (TL - 0.5 \sinh^{0.5}) \quad (1 - 5)$$

Pour une surface parfaitement horizontale on supposera que le rayonnement réfléchi tombant sur la dite surface est nul (voir tableaux 1.1 et 1.2)

### 1.2.2. EQUATIONS DU MODELE POUR UN PLAN D'INCLINAISON QUELCONQUE

Pour une surface quelconque faisant un angle d'inclinaison quelconque « i » sur l'horizontale et un angle azimutal  $\gamma$  compté à partir de la direction sud on pose

$$G(i, \gamma) = S(i, \gamma) + D(i, \gamma) + R(i, \gamma) \quad (1 - 6)$$

L'inclinaison de la surface sur l'horizontale rend toutes les équations du rayonnement dépendantes de i et  $\gamma$

$$S(i, \gamma) = S / \sinh [\cosh \sinh \cos(a - \gamma) + \sinh \cosh] \quad (1 - 7)$$

$$D(i, \gamma) = D/2 (1 + \cosh) \quad (1 - 8)$$

$$R(i, \gamma) = G/2 \rho (1 - \cosh) \quad (1 - 9)$$

$\rho$  est le coefficient de réflexion du sol ou albédo donné pour différentes natures de sol. L'annexe [ 1 ] donne quelques ordres de grandeurs de valeur d'albédo utilisable avec les formules ci-dessus.

Les équations du modèle permettent la détermination complète du rayonnement solaire global ainsi que toutes ses composantes pour toute inclinaison de paroi. Pour aboutir à des résultats fiables et utilisables il faut que les paramètres tels que l'azimut « a » et la hauteur « h » du soleil ainsi que la pression partielle de vapeur d'eau soient connus avec précision. C'est l'objet du calcul proposé par les deux paragraphes suivants.

### 1.2.3. HAUTEUR ET AZIMUT DU SOLEIL

L'azimut « a » est l'angle que fait la direction du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud, cet angle étant compté positivement vers l'ouest.

La hauteur h est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan horizontal cet angle étant compté positivement vers l'ouest. pour calculer ces deux angles on pose :

$$\sin h = \sin L \sin \delta + \cos L \cos \delta \cos \omega \quad (1 - 10)$$

$$\sin a = \cos \delta \sin \omega / \cosh \quad (1 - 11)$$

$\delta$  est la déclinaison

$$\delta = 23.5 \sin[ 0.980(J + 284)] \quad (1 - 12)$$

J est le numéro du jour dans l'année

L est la latitude du lieu

$$\omega = 15^\circ (TS - 12) \quad (1 - 13)$$

est l'angle horaire

TS est le temps solaire

Pour chaque site de calcul la connaissance des paramètres temps solaire et latitude du lieu est indispensable. Pour tous les sites où ces paramètres ne sont pas connus avec

exactitudes il faut retenir qu'une erreur faite en considérant les paramètres d'un site voisin de quelques dizaines voire centaines de kilomètres est sans importance.

#### 1.2.4. DETERMINATION DES PRESSIONS PARTIELLES DE VAPEUR D'EAU

Pour les calculs d'heure en heure de l'éclairement solaire on doit disposer des valeurs de pression de vapeur horaires. Celles-ci sont obtenues à partir de données météorologiques de températures et d'humidités qui sont en général trihoraires pour la quasi-totalité des stations météorologiques de la sous-région. L'humidité est par ailleurs presque toujours obtenue pour deux valeurs journalières seulement correspondant aux deux extremums. Le problème du passage à des données horaires à partir de ces données partielles se pose. Nous avons résolu ce problème en utilisant un modèle de calcul que nous présentons ci-après avec ses résultats que nous avons par ailleurs déjà utilisés à maintes reprises pour des applications diverses surtout en calcul de charges frigorifiques de climatisation dans le bâtiment.

La pression partielle de vapeur d'eau dans l'atmosphère est donnée par la relation

$$P_v = \frac{xP}{x+d} \quad (1-14)$$

$x$  et  $d$  sont respectivement l'humidité absolue et la densité de la vapeur d'eau.  $P$  est la pression totale ou pression atmosphérique.  $x$  et  $P$  sont tous les deux dépendantes de la température. On a

$$x = \frac{d e P_s(t)}{P - P_s(t)} \quad (1-15)$$

L'humidité relative  $e$  et la pression de vapeur saturante  $P_s(t)$  de l'eau sont des valeurs mesurées ou calculées. La pression de vapeur saturante est obtenue par la loi d'Antoine

$$P_s(t) = A + \frac{Bt}{C+t} \quad (1-16)$$

Pour la vapeur d'eau on a

$$A = 2.7877$$

$$B = 7.625 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$C = 241 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$P_s$  est obtenu en Pa quand  $t$  est en °C

Le calcul des pressions de vapeur a été réalisé à partir de données météorologiques sur 10 ans [5]. Ces données sont trihoraires pour la température seulement et permettent à partir d'une méthode de calcul proposée par Mahoney [8] d'obtenir des courbes de température et d'humidité horaires.

Les données de la météorologie nationale permettent le calcul des humidités et températures maximales et minimales moyennes journalières  $T_{max}$ ,  $T_{min}$ ,  $e_{max}$ ,  $e_{min}$ . Les tables et graphiques proposés par Mahoney permettent alors la reconstitution mois par mois de la variation journalière de température et d'humidité. Pour le calcul des humidités, la méthode ne fournit pas de calcul direct. Il faut passer par les températures de bulbe humide  $T_{hmax}$  et  $T_{hmin}$  qui permettent l'utilisation des températures maximales et minimales sèches pour calculer les variations journalières de températures humides. Ces variations de température humides et sèches journalières sont particulièrement utiles pour les évaluations des charges de climatisation des locaux. Elles font en général défaut pour la plupart des villes d'Afrique noire. Dans la sous-région d'Afrique de l'Ouest, seule quelques grandes villes comme Abidjan Dakar et Lagos possède ces données horaires que l'on retrouve dans la plupart des logiciels. L'écart entre température sèche et température humide en particulier permet d'évaluer l'écart à la saturation de l'air qui est le paramètre principal de l'efficacité des systèmes de refroidissement par évaporation comme les tours d'eau ou du séchage.

Les résultats du modèle ainsi décrit sont présentés par les figures 1.1a et 1.1b. Chaque graphique représente la variation de température journalière  $T_s$  associée à une température de bulbe humide  $T_h$  journalière du même mois. On remarquera que les variations d'amplitude sont fortes pour les températures sèches  $T_s$  de novembre à mars. L'hygrométrie est caractérisée par l'écart  $T_s - T_h$  entre température sèche et température humide. On peut remarquer que les écarts maximums sont obtenus pour les mois de janvier et février alors que les écarts minimums se situent en juillet et août. Le calcul des pressions partielles de la vapeur d'eau a été fait à partir des résultats de ces deux figures. Les humidités relatives horaires journalières sont calculées en utilisant les couples de températures sèche et humide horaires.

Nous donnons en Annexe [ 2 ] les tableaux de valeur d'humidités relatives, de pressions partielles de vapeur d'eau et d'humidités absolues calculées à partir des résultats des deux figures. Tous les résultats présentés sont calculés pour le site de Ouagadougou.

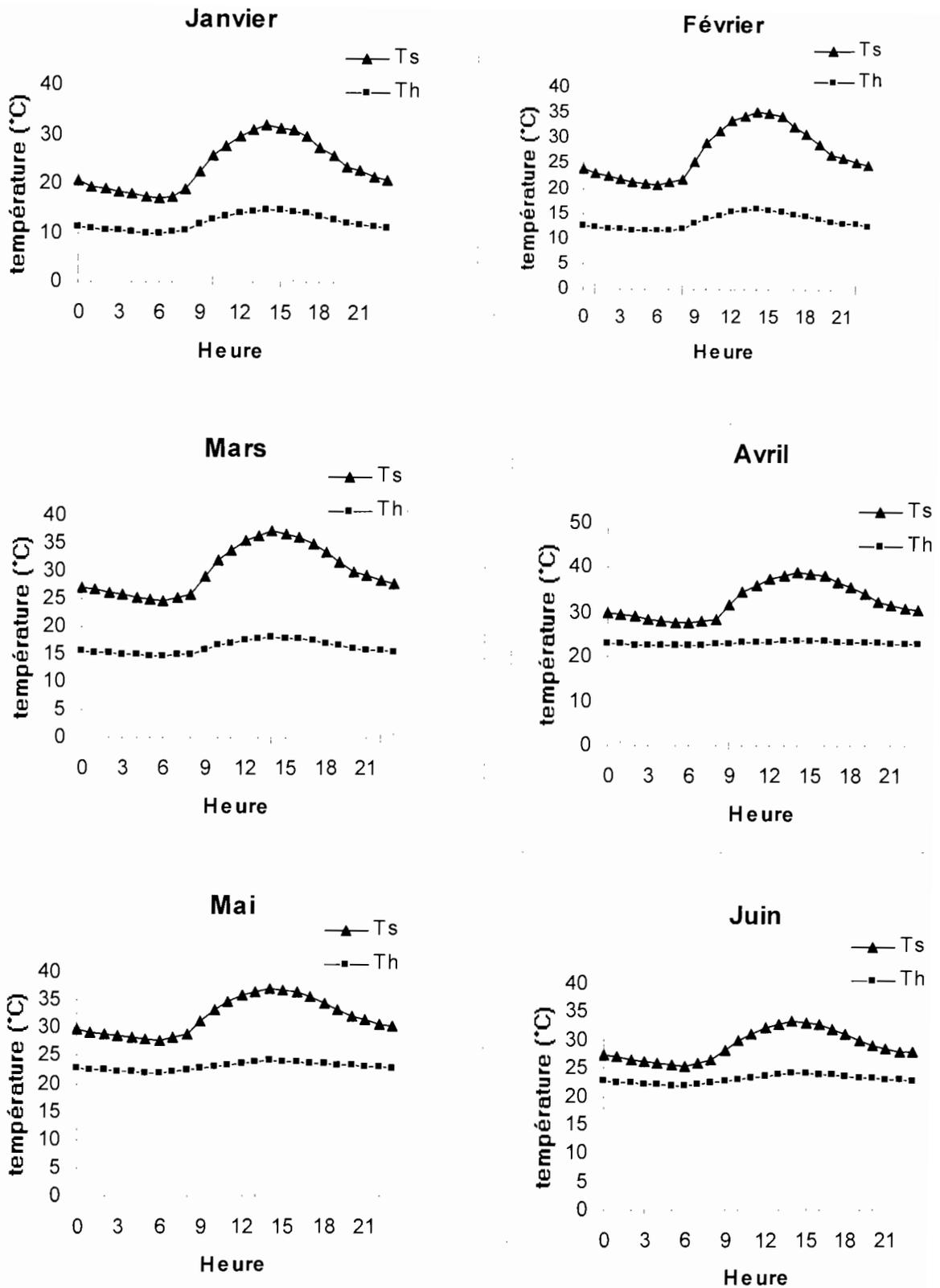


Figure 1.1 a : variations journalières des températures sèche et humide simulées pour la ville de Ouagadougou pour le premier semestre

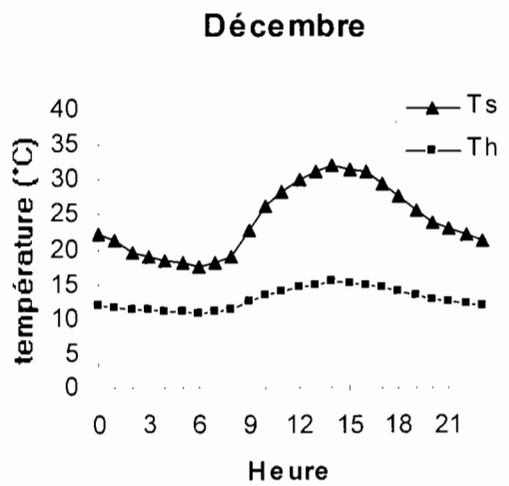
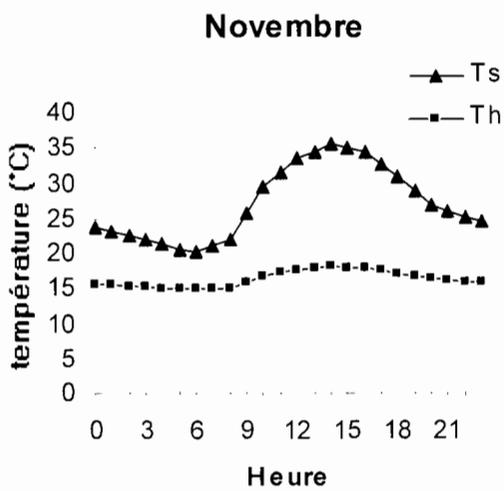
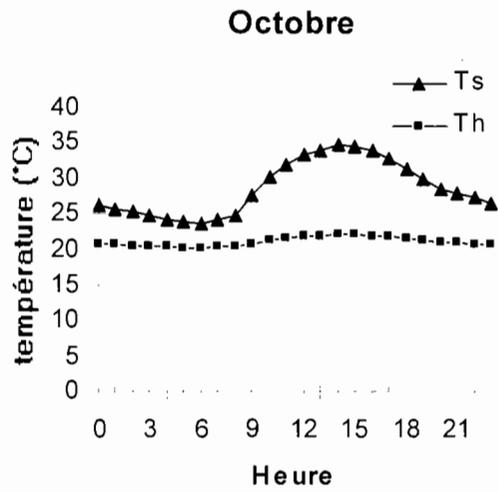
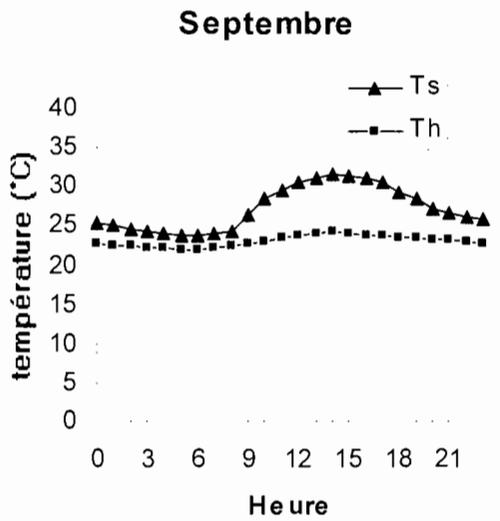
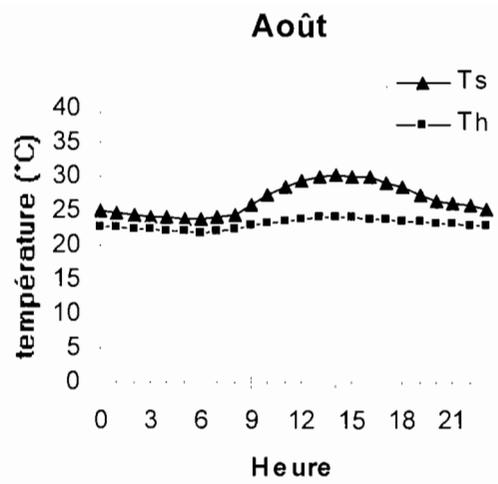
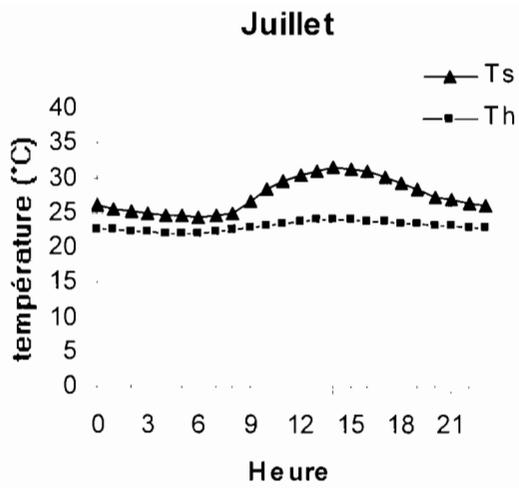


Figure 1.1 b : variations journalières des températures sèche et humide simulées pour la ville de Ouagadougou pour le second semestre

Les équations établies pour les pressions partielles de vapeur d'eau sont déterminées par la connaissance des couples de valeurs d'humidité relative et de température. La résolution des équations dans ce cas de figure a été obtenue par un programme informatique qui suit la séquence présentée par les équations.

### 1.3. RESULTAT DU CALCUL

#### 1.3.1. PRESENTATION DES RESULTATS THEORIQUES

Les résultats du calcul de l'éclairement solaire sont donnés par les figures 1.2 a et b. Les deux figures donnent l'évolution de l'éclairement global  $G$  sur un plan horizontal pour deux mois. Le mois de décembre comme mois de la période sèche et froide de l'harmattan et le mois de juillet pour représenter celui de la période pluvieuse. Nous n'avons pas présenté ici l'ensemble des résultats pour les 12 mois de l'année.

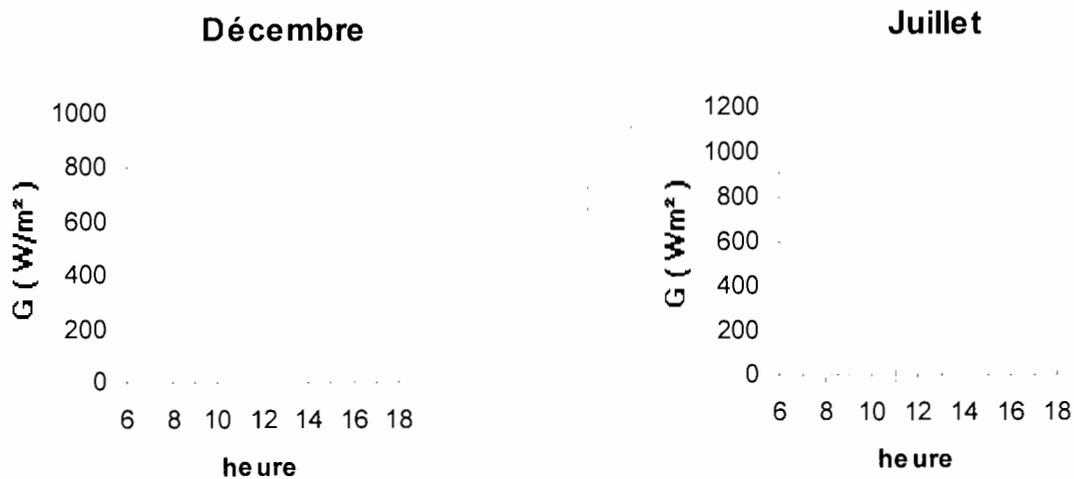


Figure 1.2 a et b : Eclairement global simulé à l'aide du modèle.

On remarque que l'éclairement maximal est atteint aux alentours de 12 heures. Pour les figures présentées il est de

782  $W/m^2$  en janvier

975  $W/m^2$  en juillet

Nous donnons sur les tableaux 1.1 a et 1.2 ci-dessous les valeurs calculées des composantes directes diffuses et réfléchies de l'éclairement global  $G$

| éclairement      | G(9h) = 441.4 W/m <sup>2</sup> |       |   | G(12) = 781,0W/m <sup>2</sup> |      |   | G(15h) = 427.5 W/m <sup>2</sup> |       |   |
|------------------|--------------------------------|-------|---|-------------------------------|------|---|---------------------------------|-------|---|
| Composantes      | S                              | D     | R | S                             | D    | R | S                               | D     | R |
| W/m <sup>2</sup> | 212.6                          | 228.8 | 0 | 490                           | 291  | 0 | 171.1                           | 256.4 | 0 |
| %                | 48,                            | 51,8  | 0 | 62,7                          | 37,3 | 0 | 40                              | 60    | 0 |

Tableau 1.1 : composantes directes diffuses et réfléchies sur plan horizontal pour janvier

| éclairement      | G(9h) = 585.8 W/m <sup>2</sup> |       |      | G(12) = 921.5 W/m <sup>2</sup> |       |      | G(15h) = 638.9 W/m <sup>2</sup> |       |      |
|------------------|--------------------------------|-------|------|--------------------------------|-------|------|---------------------------------|-------|------|
| Composantes      | S                              | D     | R    | S                              | D     | R    | S                               | D     | R    |
| W/m <sup>2</sup> | 322.0                          | 261.6 | 2.2  | 609.3                          | 308.9 | 3.3  | 360,8                           | 275.8 | 2.3  |
| %                | 55                             | 44,7  | 0,03 | 66,1                           | 33,5  | 0,04 | 56,5                            | 43,2  | 0,03 |

Tableau 1.2 : composantes sur un plan d'inclinaison 15° sud pour le mois de juillet.

C'est la connaissance simultanée de ces composantes ainsi que de l'azimut et la hauteur du soleil qui permet le calcul des quantités de rayonnement solaire passant par une fenêtre de protection solaire quelconque. Ces calculs n'ont pas été reportés ici.

Les figures 1.3 a et b donnent les apports solaires sur différentes façades verticales pour les mois de janvier et juillet. Toute la simulation entreprise ici a été en grande partie motivée par l'obtention de ces courbes qui entrent dans le calcul des charges thermiques des bâtiments en conditionnement d'air.

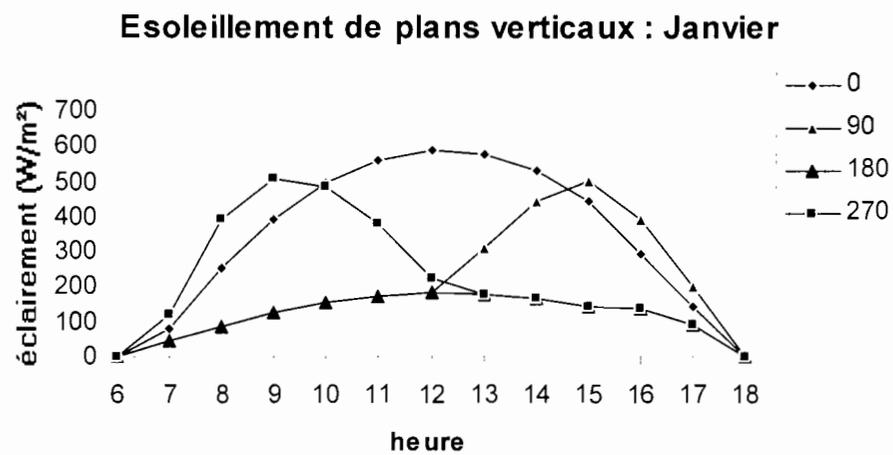


Figure 1.3 a : éclairagements de plans verticaux de direction sud (0°), ouest (90°), nord (180°) et est (270°) pour le mois de janvier

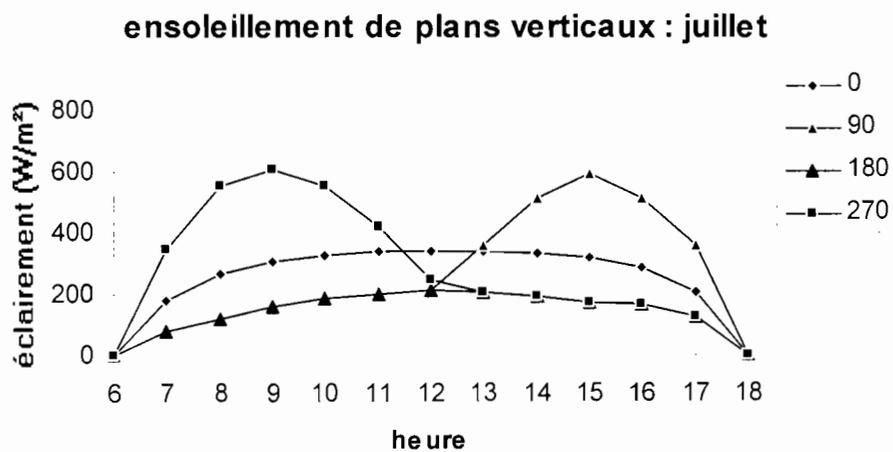


Figure 1.3 b : éclairagements de plans verticaux de direction sud (0°), ouest (90°), nord (180°) et est (270°) pour le mois de juillet

On remarquera la différence nette entre les éclairagements de la paroi verticale sud. Au mois de janvier la position du soleil est proche du solstice d'hiver et l'éclairage de la façade sud est maximal avec un maximum qui atteint à 589 W/m<sup>2</sup>. Au mois de juillet par contre le soleil est dans l'hémisphère nord et l'éclairage de la façade nord est plus important sans être très élevé du fait que Ouagadougou est à 12.5° de latitude nord. L'éclairage des façades Est et Ouest passe par leurs maximums le matin vers 9h pour les façades Est et l'après-midi vers 15 h pour les façades Ouest.

### **1.3.2. CONFRONTATION AVEC L'EXPERIENCE**

Afin de valider les résultats ci-dessus nous avons recherché des données météorologiques d'éclairage solaire comparables à celles calculées c'est à dire sur une année entière. Les données expérimentales ci-après ont été obtenues dans une station de relevés météorologiques particulière financée par le CILSS (Comité inter-Africain de lutte contre la sécheresse au Sahel) dans le cadre du PRS. Le site de Pini où les mesures ont été faites est un petit village du nord-ouest du Burkina Faso. Le rayonnement global a été mesuré sur un plan incliné de 15° vers le sud, angle d'inclinaison moyen préconisé pour les capteurs solaires sur tout l'étendu du territoire national du Burkina Faso. Pour rendre les comparaisons valables nous avons effectué nos calculs pour une inclinaison de 15° sud également.

Les résultats théoriques et expérimentaux sont présentés par les figures 1.4 a et 1.4 b représentant l'éclairage du site de Pini. On constate un accord presque parfait entre résultats expérimentaux et théoriques pour les mois secs allant de novembre à février les courbes étant presque confondues. Les mois de mars et d'Octobre présentent un écart acceptable bien que notable. On peut globalement estimer que le modèle proposé donne des résultats satisfaisants pour le semestre qui va d'octobre à mars. Il n'en est pas de même pour le semestre de la saison des pluies qui va d'avril à Novembre où l'humidité de l'air est importante et la couverture nuageuse parfois totale. La courbe de comparaison du mois d'Août traduit le mieux l'écart constaté.

L'irrégularité de la courbe expérimentale en Août montre que l'influence de la couverture nuageuse et sans doute aussi de l'hygrométrie est responsable des écarts constatés. Les passages nuageux sont irréguliers et aléatoires pendant toute la période pluvieuse. A titre d'essai et pour tester la sensibilité du modèle nous avons modifié le coefficient de trouble atmosphérique  $\beta$  pour les mois allant de juin à septembre qui sont les plus humides. Nous

avons utilisé des valeurs de  $\beta$  de 2 voire 2,5 (Pini est un site en milieu rural) au lieu de 0,5 comme proposé par [1] sans observer un accord appréciable avec les résultats expérimentaux. Nous avons alors déduit que l'hygrométrie serait en grande partie responsable des écarts constatés.

L'influence de l'humidité de l'air est prise en compte par la pression partielle de la vapeur d'eau qui figure dans les équations du modèle. Pour éviter une valeur globale moyenne inadaptée, nous l'avons calculée d'heure en heure. Son influence sur les valeurs d'éclairement semble être sous-estimée par le modèle. C'est la conclusion à la quelle nous arrivons au terme de cette comparaison du modèle avec l'expérience. Nous n'avons pas proposé de modification du modèle qui permettrait de retrouver un accord total avec l'expérience pour les mois humides. Ceci fera l'objet d'un travail ultérieur. L'écart entre expérience et théorie peut par ailleurs être circonstanciel, les résultats expérimentaux utilisés pour la comparaison étant ceux d'une seule année au lieu d'une moyenne sur 10 ans comme nous l'avons fait pour les relevés météorologiques. On constate par ailleurs que la discordance constatée n'est pas gênante dans les calculs thermiques des apports solaires. C'est ce qui est montré par le paragraphe suivant.

## **1.4. APPLICATION A L'ETUDE DES TEMPERATURES D'EQUILIBRE DE DIFFERENTS TYPES DE TOITURE**

### **1.4.1. MODELE THEORIQUE ET HYPOTHESES DE CALCUL**

En dehors des calculs de charges de climatisation des locaux la connaissance du rayonnement solaire ainsi que de ses composantes diffuses directes et réfléchies revêt un intérêt primordial pour tous les domaines d'application de l'énergie solaire. Nous avons procédé à l'étude des températures d'équilibre de différents types de toiture utilisés couramment dans la construction au Burkina Faso en utilisant les résultats du modèle décrit précédemment. L'étude a consisté à prévoir ces températures à partir des résultats du modèle théorique et à les comparer avec celles obtenues par la mesure directe. Quatre types de toitures ont été expérimentés.

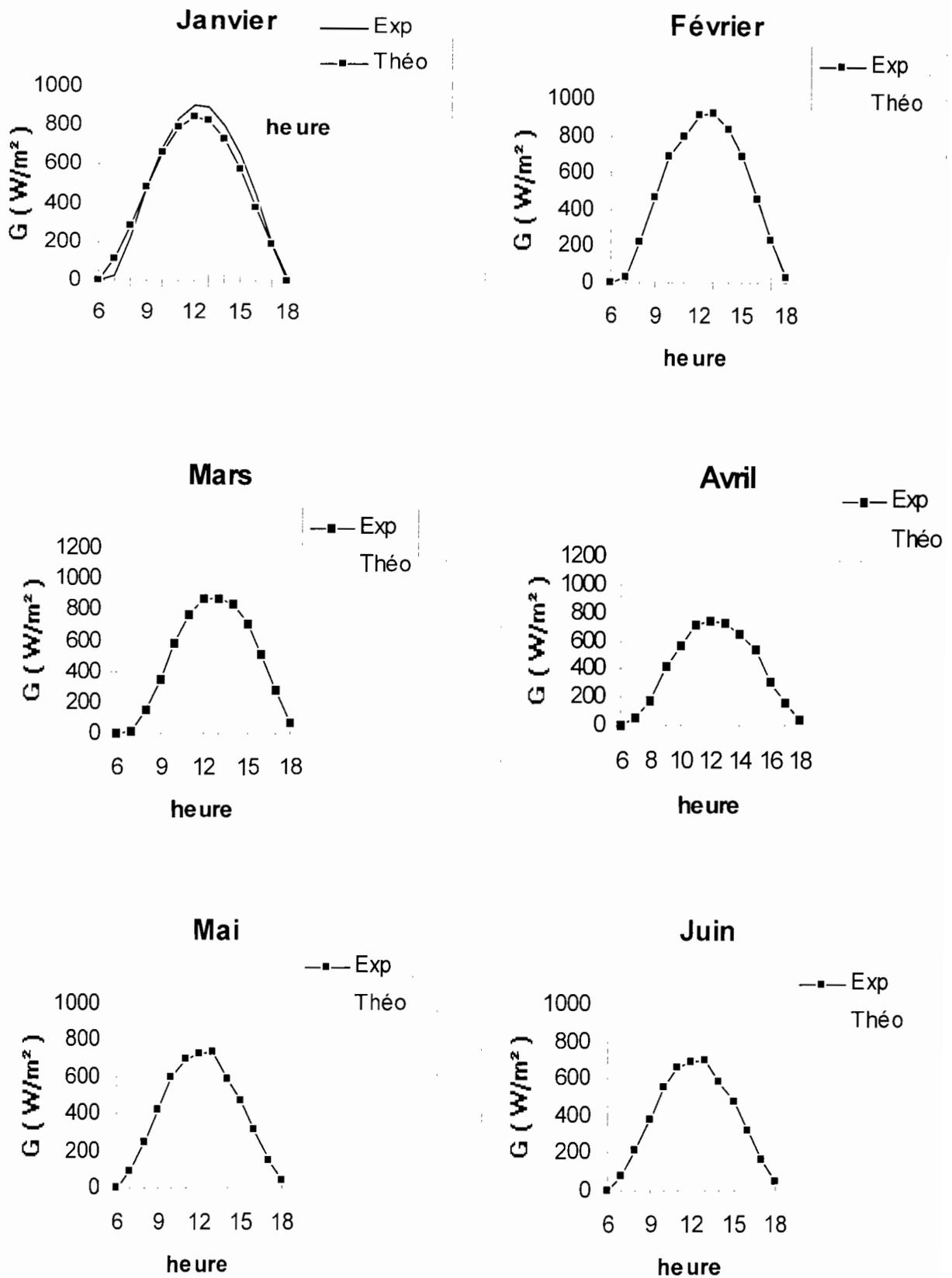


Figure 1.4 a : comparaison des éclairagements solaires expérimentaux et théoriques pour une surface d'inclinaison  $15^\circ$  sud des mois de janvier à juin : site de Pini.

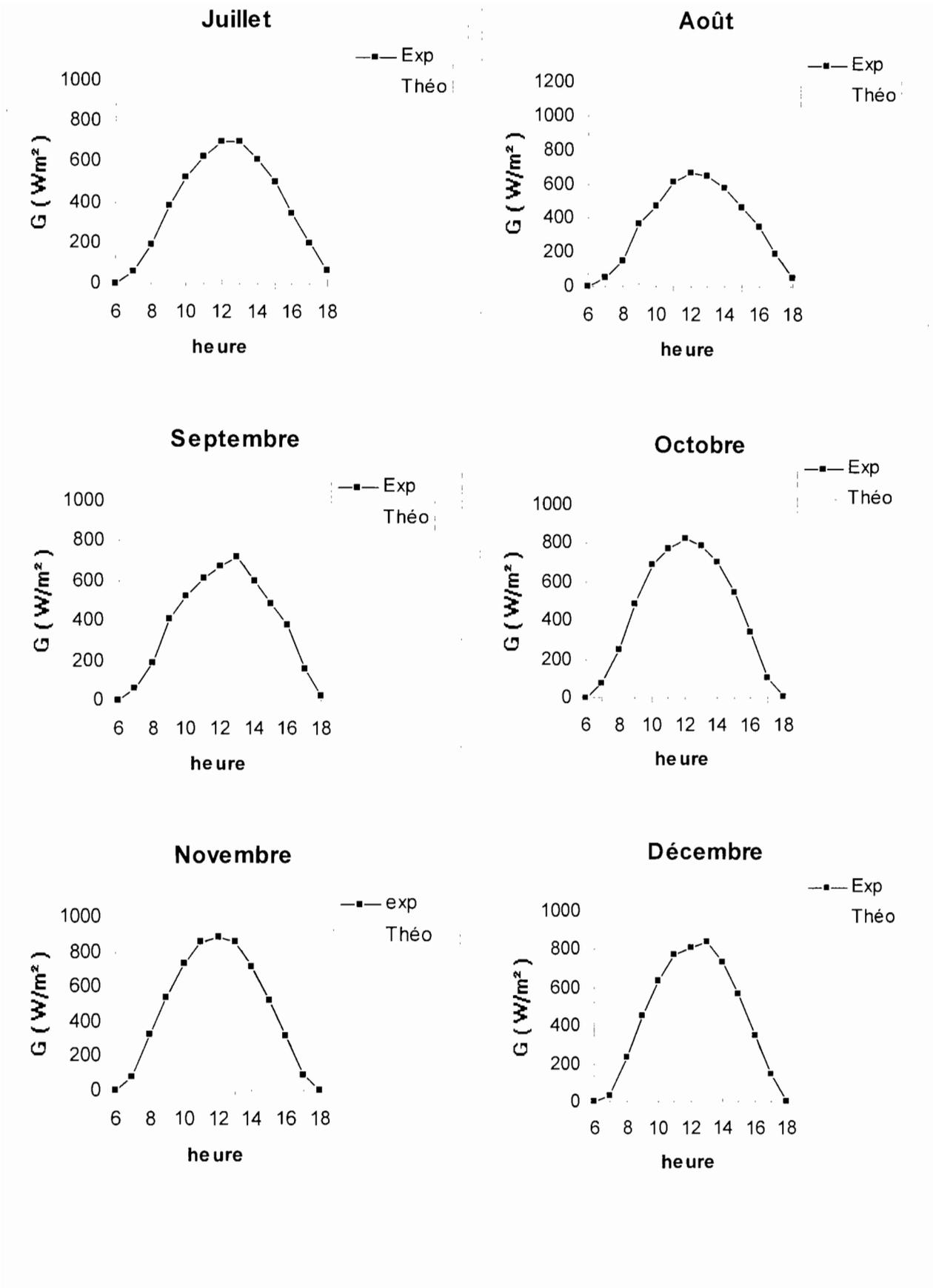


Figure 1.4 b : comparaison des éclairagements solaires expérimentaux et théoriques pour une surface d'inclinaison  $15^\circ$  sud des mois de juillet à décembre : site de Pini.

Les toitures en tôle

La tôle Alu-zinc (nom générique pour l'alliage aluminium et zinc)

La tôle acier (nom générique de la tôle en acier inoxydable)

Les toitures en tuile

La tuile en terre cuite

La tuile en mortier vibré (ou terre vibrée est un mélange de terre et de ciment vibré et comprimé)

Chacune de ces toitures présente ses inconvénients et ses avantages en terme de matériaux de construction en particulier dans le domaine du confort thermique dans l'habitat. Les hypothèses de calcul des températures d'équilibre sont les suivantes :

La voûte céleste est considérée comme milieu de température constante.

Le sol est considéré comme un corps infini à température constante.

L'inertie thermique des matériaux est négligée en raison de la nature et de la forme aplatie des matériaux dont l'équilibre thermique (échauffement et refroidissement au soleil) est très peu déphasé

#### 1.4.2. EQUATIONS DU MODELE

Tous les corps sur lesquels ont porté les expériences et les calculs sont des surfaces d'un m<sup>2</sup> disposées au soleil sur lesquelles des mesures sont faites en continue.

En toute rigueur la détermination de la température d'équilibre de ces corps passe par la résolution de l'équation de l'énergie

$$\Delta T + P = \frac{1}{D} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1 - 17)$$

Dans cette équation P est le terme de production d'énergie interne au corps, D est la diffusivité thermique et T la température des corps. La forme des corps ainsi que leurs coefficients de conductivité relativement forts fait que nous avons supposé un équilibre thermique instantané avec l'environnement et l'éclairement solaire. C'est la même raison d'ailleurs qui fait que les gradients thermiques dans l'épaisseur du matériau peuvent aussi être négligés. Le corps tout entier a une même température uniforme T(t) à tout moment qui est quant à elle fonction des échanges avec le milieu ambiant.

L'ensemble des hypothèses de calcul énoncées ci-dessus nous amène à poser une équation d'équilibre thermique entre les surfaces de plaques expérimentées, le soleil, la voûte céleste, le sol et l'air ambiant donnée par

$$\alpha G(t)S = 2hS ( T(t) - T_a ) + \varepsilon\sigma S(T^4(t)- T_c^4) + \varepsilon\sigma S(T^4(t)- T_s^4) \quad (1 - 18)$$

L'équation (1-18) est obtenue à partir du schéma de calcul présenté par la figure 1.5 Cette équation aboutit à

$$\alpha G(t) = 2h ( T(t) - T_a ) + \varepsilon\sigma ( 2 T^4(t) - T_c^4 - T_s^4 ) \quad (1 - 19)$$

Pour résoudre l'équation (1-19) on considère l'éclairement solaire G horaire sur 24 heures.  $\alpha$  et  $\varepsilon$  sont les facteurs d'absorption du rayonnement solaire et d'émission dans l'infrarouge des corps. Les valeurs de ces deux coefficients sont très variables d'un auteur à l'autre. La raison est que ces deux coefficients sont très dépendant du spectre du rayonnement thermique ainsi que le montre la figure présentée par l'annexe [ 3 ].

Dans la pratique toutes les valeurs constantes proposées pour les deux coefficients par différents auteurs sont des moyennes calculées à partir de schémas comme celui de la figure montrée en annexe [ 3 ] ce qui explique la difficulté rencontrée pour trouver les valeurs pour lesquelles il y a unanimité. Le champ des valeurs proposées va parfois du simple au double. Celles ci-dessous données et utilisées dans nos calculs sont une moyenne obtenue à partir de différents auteurs.

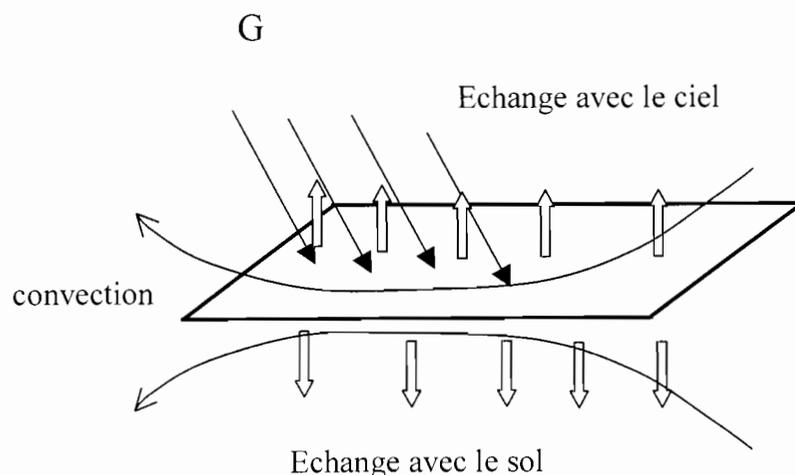


Figure 1.5 : schéma des échanges thermiques des toitures avec leur environnement

| Nature        | Tuiles      |               | Tôles    |       |
|---------------|-------------|---------------|----------|-------|
|               | Terre cuite | Mortier vibré | Alu-zinc | acier |
| $\alpha$      | 0.64        | 0.68          | 0.15     | 0.64  |
| $\varepsilon$ | 0.60        | 0.64          | 0.09     | 0.28  |

Tableau 1.3 : Propriétés physiques optiques des matériaux expérimentés

La dépendance temporelle de la température d'équilibre est prise en compte par une résolution pas à pas de l'équation du bilan thermique, l'éclairement  $G$  et la température ambiante étant variables. Les valeurs de température ambiante retenue pour le calcul sont les données obtenues lors des mesures sur site pour deux journées types (19 juin et 26 Août 1997) dont les résultats vont être comparés avec ceux résultants de ce calcul.

- La température de la voûte céleste est prise constante et égale à 278 K pour la période de l'année considérée c'est-à-dire Juin et Août.
- La température du sol également constante et uniforme est prise égale 310 K en moyenne.
- Le coefficient d'échange thermique  $h$  est supposé constant et identique pour les deux faces des plaques.

### 1.4.3. RESULTATS DU MODELE

Les résultats obtenus sont présentés par les deux figures 1.6 et 1.7. Ainsi que nous l'avons signalé plus haut on constate une dépendance forte du niveau de température atteint par chaque type de toiture suivant les valeurs des deux coefficients d'absorption  $\alpha$  et d'émission  $\varepsilon$ .

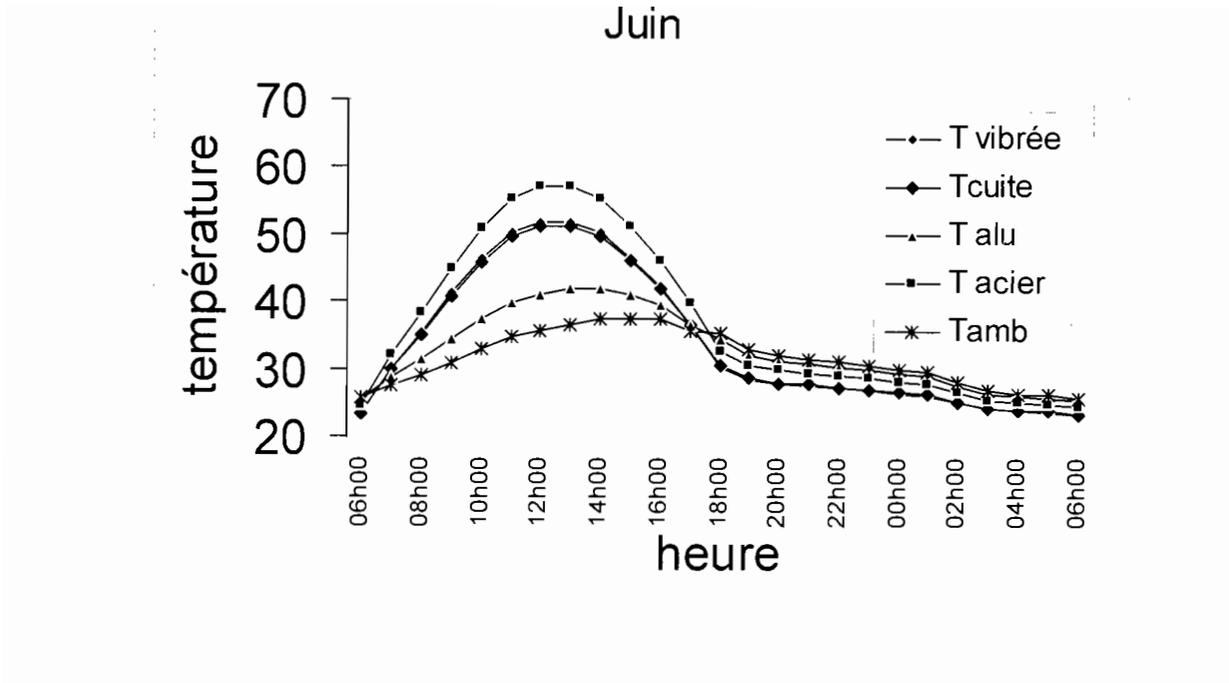


Figure 1.6 : Profil des températures d'équilibre des toitures obtenu par le modèle pour la tuile vibrée et cuite et la tôle aluminium et acier inox au mois de juin.

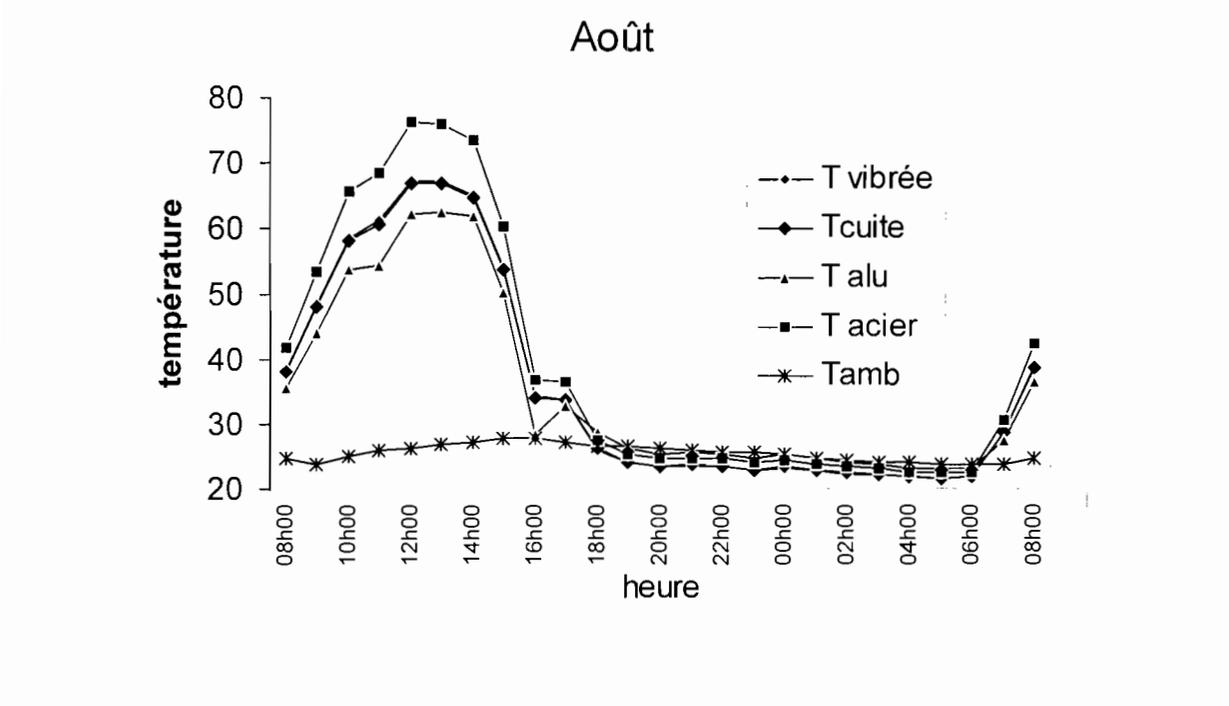


Figure 1.7 : Profil des températures d'équilibre des toitures obtenu par le modèle pour la tuile vibrée et cuite et la tôle aluminium et acier inox au mois d'août.

Plus l'écart coefficient d'absorption coefficient d'émission est important et plus l'efficacité de d'échauffement de la toiture est élevé. Les corps correspondants sont plus sélectifs. C'est le cas pour la tôle acier qui bien qu'ayant un coefficient d'absorption comparable à celui de deux tuiles a cependant un échauffement bien plus important en raison de son coefficient d'émission plus faible. L'ordre d'adaptation obtenu pour un meilleur confort thermique comparé est :

- La tôle alu-zinc dont le coefficient d'absorption est le plus faible malgré un coefficient d'émission pratiquement nul présente un profil très intéressant pour l'amélioration du confort thermique dans les locaux.
- Les deux tuiles dont les propriétés physiques sont très voisines viennent ensuite.
- La tôle acier est pratiquement un corps sélectif si les propriétés physiques utilisées s'avèrent réalistes.

Le tableau 1.4 donne les ordres de grandeurs des températures maximales atteintes par chaque toiture.

| Nature                 | Tuile  |        | Tôle   |        |
|------------------------|--------|--------|--------|--------|
|                        | Vibrée | Cuite  | Alu    | Acier  |
| <b>Tmax juin (12h)</b> | 67.3°C | 67.0°C | 62.3°C | 76.1°C |
| <b>Tmax Août (12h)</b> | 51.8°C | 51.1°C | 41.0°C | 57.1°C |

Tableau 1.4 : Températures d'équilibre théoriques maximales des toitures

## 1.5. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE

### 1.5.1. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Une série d'expériences a été réalisée sur le site expérimental de l'EIER afin de comparer les résultats avec ceux du calcul ci-dessus. Les expériences ont été faites sur les quatre matériaux de construction

Tuile de terre cuite

Tuile en mortier vibré

Tôle alliage aluminium Zinc

Tôle en acier inoxydable

Chaque échantillon des quatre matériaux a été pris directement dans le commerce afin que les résultats obtenus présentent un intérêt pour la construction et plus particulièrement le confort thermique. Il n'a pas été possible d'obtenir les informations sur les propriétés physiques des différents matériaux. Quand les paramètres cités ne sont pas totalement méconnus des revendeurs ceux-ci avouent ne pas s'intéresser à ces aspects des matériaux qu'ils vendent.

Nous avons mis en œuvre dans chaque cas 1m<sup>2</sup> de chaque matériaux disposé sur un plan incliné à 15° au sud et de manière à minimiser la conduction par les supports. La hauteur de fixation est de 1 m environ du sol. Un thermocouple à l'abri du soleil est fixé au centre de chaque plaque ainsi disposée pour les mesures de température. La température ambiante correspondante est mesurée dans un abri météo à proximité des plaques expérimentales.

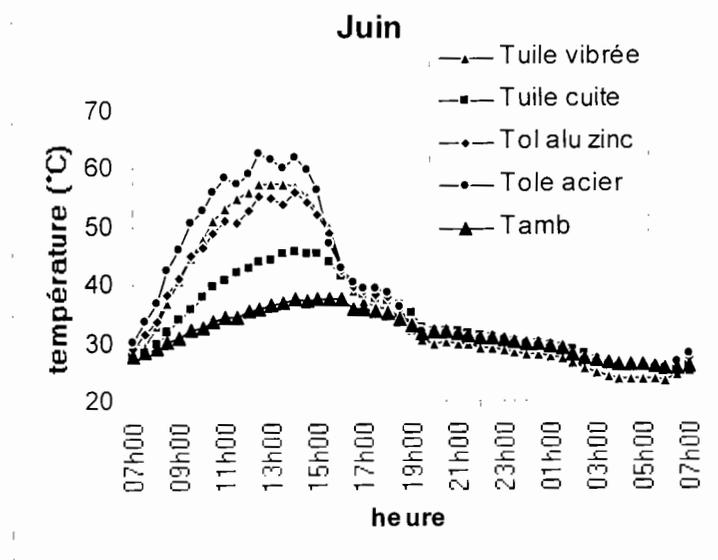


Figure 1.8 : Profil de températures d'équilibre expérimentales des matériaux en juin. La légende de la figure correspond aux températures T3 (température ambiante), T5 (Tôle Alu-zinc), T6 (Tôle acier), T7 (Tuile vibrée), T10 (tuile cuite)

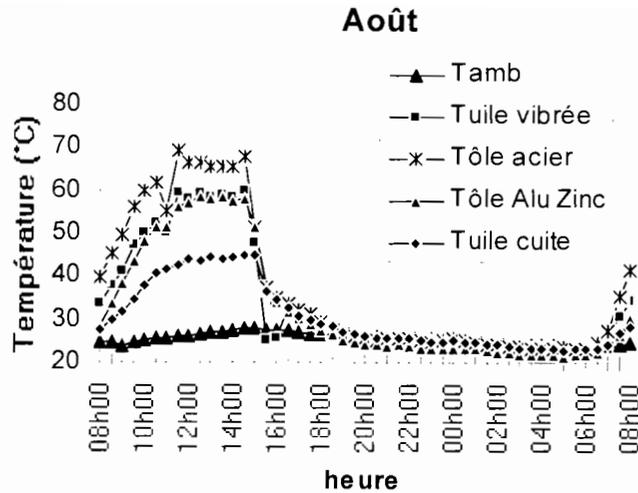


Figure 1.9 : Profil des températures d'équilibre expérimentales des toitures en août. La légende de la figure correspond aux températures T3 (température ambiante), T5 (Tôle Alu-zinc), T6 (Tôle acier), T7 (Tuile vibrée), T10 (tuile cuite)

Deux expériences sont présentées ici avec une série de mesure de température toutes les demi-heure pendant 24 heures. La première a été réalisée le 19 Juin 1997 et l'autre le 28 Août 1997 toutes deux en saison pluvieuse. Les résultats de ces deux expériences sont présentées par les figures 1.8 et 1.9.

Sur l'ensemble des expériences faites nous avons pu constater que la tôle Alu-zinc et la tuile en mortier vibrée avaient des comportements thermiques voisins, la tôle alu-zinc étant légèrement de température d'équilibre plus basse. La tôle acier a quant à elle ses températures d'équilibre au soleil très élevées allant jusqu'à 70°C dans certains cas. Elle est certainement la moins adaptée du point de vue du confort thermique dans les pays chauds et ensoleillés selon nos expériences.

Le matériau le plus adapté pour un meilleur confort thermique est la tuile de terre cuite avec des températures d'équilibre toujours en dessous de toutes les autres. En moyenne sa température d'équilibre maximale à cette période de l'année se situe toujours aux alentours de 40°C pour une température ambiante moyenne de 30°C. Cette constatation fait de la tuile cuite un matériaux de prédilection soit pour l'amélioration du confort thermique des locaux non climatisé soit pour la réduction des dépenses de climatisation des locaux climatisés.

Le tableau 1.5 donne les températures maximales atteintes par chaque matériau pour les deux journées d'expérimentation.

|                        | Tuiles |        | Tôles  |        |
|------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Nature                 | Vibrée | Cuite  | Alu    | Acier  |
| <b>Tmax juin (12h)</b> | 56.9°C | 45.8°C | 55.9°C | 61.5°C |
| <b>Tmax Août (12h)</b> | 60°C   | 44.8°C | 57.8°C | 67.9°C |

Tableau 1.5 : Températures d'équilibre expérimentales maximales des toitures

### 1.5.2 COMPARAISON AVEC LES RESULTATS DU CALCUL

On constate que les niveaux de température atteints par les deux résultats (expérimentaux et théoriques) sont du même ordre de grandeur. Les températures maximales atteintes se situent entre 60 et 70°C en général pour cette période de l'année. La différence fondamentale constatée se situe au niveau de l'ordre dans lequel les matériaux viennent en terme de températures maximales atteintes lorsqu'ils sont placés ensemble au soleil. Pour les résultats expérimentaux, la tuile cuite est le matériau qui a la température d'équilibre la plus basse suivie dans l'ordre de la tôle aluminium-zinc, de la tuile vibrée et enfin de la tôle acier. Le modèle que nous avons proposé ou plus exactement les valeurs des coefficients d'adsorption et d'émission des différents matériaux retenus pour le calcul donnent un ordre différent qui est la Tôle aluminium-zinc, la tuile cuite, la tuile vibrée et enfin la tôle acier qui reste la plus inadaptée des quatre. On constate que les valeurs obtenues théoriquement sont conformes à la réalité expérimentale pour la tôle acier et la terre vibrée. Par contre la tendance est inversée pour les deux matériaux terre cuite et tôle Aluminium-zinc, ce dernier apparaissant comme le plus adapté thermiquement comme toiture pour un bon confort.

Si nous revenons aux propriétés physiques des matériaux responsables de ces écarts nous pouvons faire la remarque suivante. La terre cuite a pratiquement les mêmes propriétés physiques que la terre vibrée ce qui ne semble pas être le cas quand on se réfère aux résultats

expérimentaux. Le coefficient d'absorption  $\alpha$  du rayonnement solaire doit être plus faible que celui préconisé ici pour se situer aux mêmes niveaux d'écart constatés sur les températures.

Pour ce qui est de la tôle aluminium-zinc, la plupart des auteurs proposent effectivement des coefficients d'absorption et d'émission aussi faibles que ceux indiqués par le tableau 1.3. Le coefficient d'émission est très souvent proposé dans la fourchette de valeurs allant de 0.03 à 0.09 ce qui situerait la moyenne à 0.06. cependant il est signalé par certains auteurs que les coefficients  $\alpha$  et  $\varepsilon$  de ce matériau changent vite avec le temps en raison de la corrosion. Il semble que le coefficient d'absorption en particulier peut atteindre rapidement des valeurs aussi élevées que 0.5 ce qui expliquerait le comportement de la tôle expérimentée ici ainsi que son écart avec le calcul qui considère les propriétés physiques des matériaux neufs.

De façon générale les propriétés physiques adoptées ici sont celles des matériaux neufs. Elles changent avec le temps en particulier pour les métaux quand ceux-ci se corrodent. C'est pourquoi une comparaison entre résultats théoriques et expérimentaux doit passer nécessairement par des mesures in situ des propriétés physiques des matériaux expérimentés. Le niveau de technologie exigé ainsi que les coûts ne nous ont pas permis de faire cette expérience avant la rédaction de ce travail.

Néanmoins nous pouvons déduire de cette expérimentation qu'il y a un bon accord en ce qui concerne le test de l'éclairement global G. Nous avons choisi de faire la validation pour les mois où l'accord ne paraît pas a priori possible, c'est-à-dire les mois les plus humides ainsi que le suggère les comparaisons faites par les figures 1.4 a et 1.4 b. On obtient cependant un ordre de grandeur de température d'échauffement des corps très satisfaisant quand on les compare avec l'expérience. C'est pourquoi nous pensons que la simulation proposée peut être utilisée pour les calculs d'ingénierie solaires.

## **1.6. CONCLUSION**

Les expériences et calculs présentés par cette partie du rapport ont permis d'évaluer les composantes horizontales, verticales, diffuses, réfléchies, directes de l'éclairement solaire pour un site de 12,5° ( Ouagadougou). Le modèle utilisé est celui proposé par F. KASTEN [ 1 ] . Ce modèle est mis en œuvre en utilisant des données météorologiques basées sur dix

années de relevés. Pour valider ce modèle, une comparaison est faite avec des résultats expérimentaux de mesures de rayonnement réalisées dans le cadre du programme régional solaire par le CILSS dans un village du Burkina Faso. Ces mesures donnent l'éclairement solaire horaire sur un plan incliné de  $15^\circ$  vers le sud sur toute l'année.

Les résultats théoriques de calcul d'éclairement obtenus sont satisfaisants en particulier pour les mois secs allant de Novembre à Mars où les résultats expérimentaux et théoriques sont pratiquement confondus. On constate par contre un écart notable pour les mois humides allant d'avril à octobre où l'hygrométrie et la couverture nuageuse du ciel semblent insuffisamment prises en compte par le modèle. Le caractère aléatoire des passages nuageux en particulier ainsi que le volume et la composition de ceux-ci peuvent être difficilement pris en compte dans les calculs.

Le modèle proposé nous paraît (cependant et globalement) acceptable et peut dans tous les cas être utilisé pour les calculs de dimensionnement et captation d'énergie dans tous les domaines qui traitent de l'ingénierie solaire.

Ainsi que le suggère le titre de ce chapitre le modèle permet de présenter l'éclairement solaire de différents plans inclinés et des plans verticaux en particulier pour les calculs de flux thermiques dans le bâtiment. Ces éclaircissements de plans verticaux montrent clairement l'importance de la protection solaire de la façade sud dans les pays tropicaux de l'hémisphère nord.

Une application du modèle est ensuite réalisée à travers l'étude de la température d'équilibre au soleil des toitures utilisées couramment au Burkina Faso. Quatre types de matériaux sont expérimentés.

La tôle en alliage d'aluminium et de zinc

La tôle en acier inoxydable

La tuile de terre cuite

La tuile de mortier vibré

Les mesures de températures d'équilibre montrent que la toiture en terre cuite présente un meilleur comportement thermique comparé aux autres matériaux. Sa température d'équilibre maximale moyenne relevée en juin se situe autour de  $45^\circ\text{C}$  pour une température ambiante voisine de  $30^\circ\text{C}$ . La tôle en acier inoxydable a le comportement le plus défavorable pour le confort thermique des locaux. Sa température d'équilibre dans les mêmes conditions est

voisine de 60°C. La tôle Alu-zinc et la tuile de mortier vibré présentent pratiquement le même comportement thermique intermédiaire entre la tôle en acier et la tuile de terre cuite. Les températures d'équilibre relevées dans les mêmes conditions sont voisines de 55°C pour ces deux matériaux. Un modèle théorique utilisant les résultats du calcul d'éclairement précédent est proposé pour prévoir ces températures d'équilibres de toitures. Les niveaux de températures que nous venons de donner sont bien respectés par ce modèle mais l'ordre d'adaptation des matériaux pour un bon confort thermique des locaux n'est pas le même que celui des résultats expérimentaux. L'explication de la différence constatée a été trouvée dans le vieillissement des matériaux qui fait que les valeurs des coefficients d'absorption et d'émission fournies par la littérature ne sont pas toujours les mêmes que celles que l'on obtiendrait par une mesure in situ. La tôle Aluminium-zinc en particulier vieillit vite en raison de la corrosion, son coefficient d'absorption pouvant passer rapidement de 0.15 (à l'état neuf) à 0.50 (après quelques mois d'utilisation). Une comparaison théorie expérience nécessite donc que les propriétés physiques de ces matériaux ( $\alpha$  et  $\varepsilon$ ) soient mesurées sur site pour les calculs théoriques pour qu'elles soient valables.

Néanmoins on peut constater que le modèle de calcul de l'éclairement solaire est globalement satisfaisant en observant les niveaux de température d'équilibre théoriques et expérimentaux. Bien que nous ayons choisi de faire cette comparaison pour les mois humides ou l'accord ne semble pas à priori possible on constate un écart faible. C'est pourquoi nous pensons que le modèle peut être utilisé avec profit pour les calculs d'ingénierie solaire.

## **CHAPITRE 2**

### **ETUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE D'UNE MACHINE A ADSORPTION METHANOL / CHARBON ACTIF**

## 2.1. INTRODUCTION

Le froid par sorption solide ou liquide fait l'objet de recherches intensives avec des résultats de plus en plus encourageants depuis la mise en cause des CFC dans la destruction de la couche d'ozone. Plusieurs équipes de recherche se sont lancées dans cette voie depuis maintenant plus de 20 ans.

Pour contribuer à ce mouvement, le LEMTA (Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée) de Nancy a mis au point un système expérimental de production de froid par sorption solide utilisant le couple charbon actif méthanol. Cette réalisation est destinée à la validation de différents résultats théoriques, et modèles développés pour la caractérisation des performances frigorifiques du couple charbon actif alcool.

Le travail présenté ici comprend trois phases qui sont :

- La présentation théorique de l'adsorption qui fait appel au modèle semi-empirique de Dubinin et Radushkévich [15]. Un cycle théorique à quatre transformations thermodynamiques indépendantes est proposé dans le prolongement des différentes recherches et hypothèses adoptées depuis le début des travaux entrepris dans cet axe de recherche pour la modélisation de la machine à production de froid tritherme.

- La modélisation du fonctionnement du générateur de couple "charbon actif méthanol" reprenant les quatre étapes du cycle théorique. Les résultats présentés montrent les évolutions des pressions, des températures et des quantités de méthanol adsorbées, dans la masse du charbon actif contenu dans le cylindre du générateur en fonction des deux variables spatiale et temporelle. Dans les processus de modélisation de cycle thermodynamique à adsorption il faut adopter une équation d'état adsorbant-adsorbat. L'équation d'état fonction de la température et de la pression adoptée dans le cadre de ce travail est celle de Dubinin et Radushkévich testée et retenue par le LEMTA à partir de différents travaux [13], [14], [15]

- La description du dispositif expérimental qui est complétée par les résultats expérimentaux donnant les évolutions de pression de température et de masse adsorbée. Une comparaison théorie expérience nous a conduit finalement à simplifier le modèle pour mieux coller avec les résultats expérimentaux.

## 2.2. ETUDE THEORIQUE DES CYCLES A ADSORPTION

### 2.2.1. LA SORPTION

Les systèmes frigorifiques à sorption utilisent les propriétés de sorption d'un sorbat (fluide absorbé ou adsorbé) et d'un sorbant (solide ou fluide qui adsorbe ou absorbe) pour générer du froid grâce à un cycle en général discontinu.

Lorsque le sorbat est fluide et le sorbant liquide on parle de système à absorption. Lorsque ce dernier est solide on parle d'adsorption. Les vapeurs du sorbat sont alors absorbés ou adsorbés et désorbés par le liquide ou le solide au cours des étapes du cycle de réfrigération. Les réactions d'adsorption et d'absorption sont toujours exothermiques et celles de désorption toujours endothermiques. De façon générale quand on chauffe un sorbant saturé en sorbat il y a libération et dégagement de vapeur du sorbat. On appelle cette étape de chauffage-désorption la phase de régénération.

La vapeur ainsi obtenue peut être condensée de façon indépendante dans un condenseur pour donner un sorbat liquide pur qui pourra être de nouveau absorbé ultérieurement. Inversement si un sorbant est refroidi en présence d'une vapeur de sorbat, celle-ci est absorbée. On peut ainsi maintenir un flux de matière entre le sorbant non saturé et un évaporateur contenant le liquide du sorbat. Le procédé est pour cette raison utilisé pour produire du froid uniquement par voie thermique.

Deux types de machines frigorifiques fonctionnent suivant ce procédé :

- Les machines à absorption, type ammoniac-eau, répandues dans le commerce. Dans ce type de machine l'ammoniac joue le rôle d'adsorbant et passe d'un générateur à un absorbeur (appelé aussi Réacteur selon les auteurs) disposés entre un condenseur et un évaporateur.

- Les machines à adsorption qui font l'objet de la présente étude. La plus connue est celle à Zéolithe et eau. La zéolithe est le solide adsorbant et l'eau est le fluide frigorigène ou sorbat. Dans l'étude qui suit le sorbant est le charbon actif dont les pores lui confèrent une très grande surface adsorbante, et le fluide frigorigène le méthanol.

## 2.2.2. FONCTIONNEMENT D'UNE MACHINE A ADSORPTION

### 2.2.2.1. Schéma synoptique et principe de fonctionnement

Une machine à adsorption discontinue comprend :

Un générateur contenant l'adsorbant solide

Un condenseur qui reçoit la phase désorbée liquide

Un évaporateur en contact avec le liquide formé dans le condenseur.

La figure 2.1 montre un schéma synoptique d'une machine à adsorption discontinue. A l'équilibre le système est tout entier à la température ambiante et le générateur est saturé en sorbant. Lorsque le générateur est chauffé il y a désorption du fluide qui migre vers le condenseur sous l'effet de sa propre pression. Le liquide condensé sera recueilli dans une bouteille réceptrice.

Du point de vue énergétique cette opération est rendue possible par un apport calorifique  $Q_g$  au générateur et une restitution de chaleur  $Q_c$  au milieu extérieur dans le condenseur, lorsque le gaz se condense.

La mise en contact de la bouteille accumulatrice avec le générateur via l'évaporateur provoque le mouvement inverse de l'adsorbat. Pendant cette phase une quantité de chaleur  $Q_e$  est prise au milieu ambiant pour évaporer le liquide en créant le froid. Au cours de cette étape il y a libération de chaleur  $Q_a$  au générateur au profit du milieu extérieur. Lorsque le système est refroidi convenablement pendant la phase d'adsorption, tout le système peut être ramené dans son état initial. On retrouve alors l'équilibre initial ou le générateur a repris la même quantité de fluide frigorigène après le cycle et après échange de quatre chaleurs :

$Q_g$  est la chaleur échangée avec la source chaude pendant le chauffage du générateur.

$Q_e$  est la chaleur échangée avec la source froide à l'évaporation (production de froid).

$Q_c$  et  $Q_a$  sont échangées par le milieu ambiant à la température dite intermédiaire  $T_i$  avec le condenseur et le générateur quand celui-ci est en phase de refroidissement.

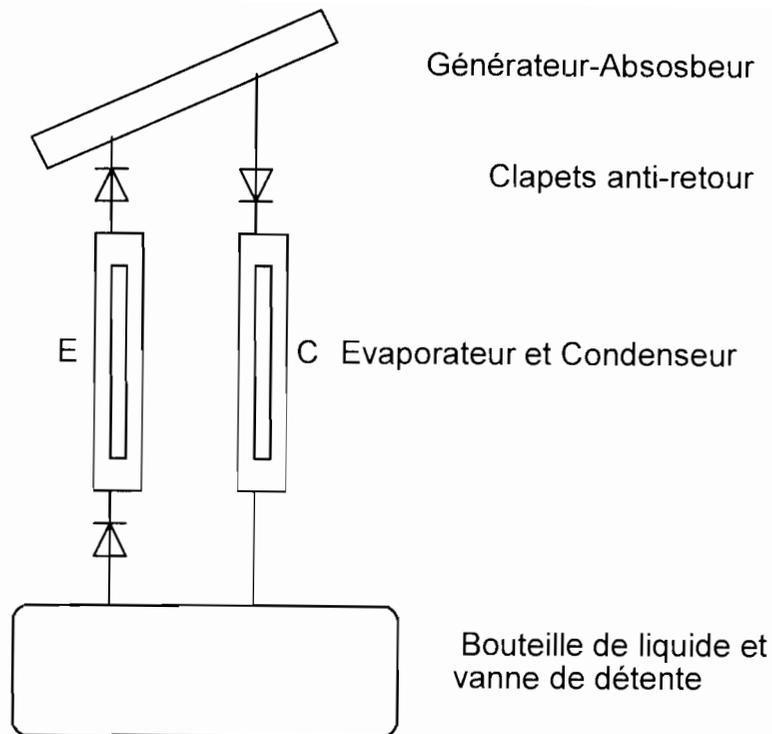


Figure 2-1 : schéma de principe du montage expérimental

### 2.2.2.2. Coefficient de performance du cycle à adsorption

Le coefficient de performance ( COP ) d'un système tritherme à adsorption se calcule en fonction de la chaleur  $Q_e$  prise dans l'enceinte à refroidir par l'évaporation et de la chaleur  $Q_g$  fournie au générateur pendant la phase de chauffage.

$$COP = Q_e / Q_g \quad (2 - 1)$$

On démontre que ce coefficient a une valeur limite théorique fonction des seules températures  $T_G$ ,  $T_I$  et  $T_E$  des trois sources de chaleur du Générateur, Intermédiaire (ou ambiante) et de l'Evaporateur.

$$COP_{MAX} = \frac{T_E}{(T_I - T_E)} \frac{T_G - T_I}{T_G} \quad (2 - 2)$$

$COP_{MAX}$  est le coefficient de performance maximal ou coefficient de Carnot des machines frigorifiques trithermes à sorption. Dans la pratique les COP des systèmes trithermes sont presque toujours inférieurs à l'unité ce qui les pénalise quand on les compare à ceux à compression où les COP sont voisins de 3.

### **2.2.2.3. Intérêt des machines frigorifiques à sorption**

Un avantage majeur des machines de production de froid par adsorption est la possibilité offerte par l'utilisation d'énergie calorifique à bas niveau thermique comme source de chaleur. C'est d'ailleurs ce qui explique l'importance des recherches entreprises depuis quelques années dans ce domaine. En effet, l'énergie solaire, les rejets thermiques de certains moteurs ainsi que la biomasse constituent des sources de chaleurs à " faible " coût, utilisées pour la production de froid. On peut ainsi obtenir un coût de la frigorie relativement bas pour motiver un choix de ces systèmes par les utilisateurs. Un second avantage est le peu d'entretien que l'on prévoit à l'utilisation de ces machines. Les machines à compressions classiques présentent l'inconvénient de s'user vite en raison de la présence de pièces mobiles. Tous les organes d'une machine de production de froid par sorption sont statiques. Seul le fluide frigorigène est mobile.

Quelques procédés ont déjà fait l'objet d'études poussées tels que le couple zéolithe-eau. Ce couple présente malheureusement un inconvénient majeur. L'eau comme fluide frigorigène ne permet pas de produire du froid à des températures négatives. La cristallisation précoce de l'eau vers 0°C provoque l'obstruction des tuyauteries et vannes. C'est pour cette raison que bon nombre de chercheurs se sont orienté vers d'autres couples tel que le charbon actif alcool. Le LEMTA a choisi d'expérimenter le couple charbon actif -méthanol.

En conformité avec la littérature propre aux systèmes à adsorption, on peut dire que les couples charbons-alcools présentent un avantage appréciable comme moyen de production du froid, quand on les associe à différentes sources thermiques tels que l'énergie solaire. Ils peuvent en outre être utilisés comme systèmes couplés de réfrigération et de chauffage (pompes à chaleurs). Au LEMTA, l'orientation actuelle est la production de froid à partir d'une source thermique simulée par une résistance thermique. Par rapport aux couples zéolithe-eau, les couples charbon alcool ont l'avantage de présenter une gamme de températures à la source froide très large, allant de -40 °C à 0 °C dans les gammes de pression explorée.

Plusieurs études ont été faites sur la caractérisation des couples charbons actifs-alcools, [ 14 ], [ 15 ]. Ces expériences ont permis d'évaluer les performances thermiques des différents couples. L'étape suivante qui consiste à utiliser les meilleurs couples dans un cycle de production de froid a fait l'objet d'une étude suivi d'un doctorat présenté récemment au LEMTA [ 13 ]. Le travail de recherche que nous présentons ici se propose d'être la continuation et le complément des travaux antérieurs, avec un accent apporté à la modélisation et une prise en compte de tout le cycle dans celle-ci ce qui n'avait jamais encore été fait.

### **2.2.3. CONTRIBUTION A LA REFLEXION SUR LES PHENOMENES D'ADSORPTION**

L'étude théorique des systèmes à adsorption est essentiellement basée sur la connaissance des mécanismes d'adsorption-désorption d'un gaz sur un solide. La cinétique du cycle frigorifique, c'est-à-dire la vitesse avec laquelle le fluide passe du générateur à la bouteille accumulatrice et vice-versa est fonction de la désorption de la vapeur d'alcool à la surface du charbon actif. C'est ce qui explique la focalisation des recherches dans ce domaine. La méthode retenue par la quasi-totalité des chercheurs consiste à rechercher une équation d'état qui rende compte des quantités de fluide adsorbées. Deux étapes essentielles nous paraissent résumer assez bien la teneur des travaux et découvertes réalisés. Ces deux étapes sont présentés par les deux chapitres suivants :



#### **2.2.3.1. Le potentiel de Polanyi**

Pour illustrer les étapes du calcul de Polanyi nous considérons ci-dessous un solide S placé dans une atmosphère de vapeur de l'adsorbat à la pression P (figure 2.2).

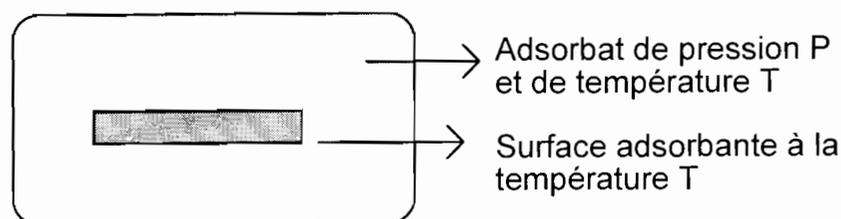


Figure 2-2 : schéma du phénomène d'adsorption

Lorsque l'adsorbant est totalement couvert, de telle manière qu'il y ait saturation et par suite condensation de l'adsorbat à la surface du solide, la phase adsorbée peut être assimilée à un liquide en équilibre avec sa vapeur. Le potentiel chimique  $\mu_l$  de ce liquide est de la forme [ 15 ]

$$\mu_l = RT_R \ln P_s \quad (2 - 3)$$

Dans cette équation  $P_s$  est la pression d'équilibre de la vapeur avec son liquide à la température d'équilibre  $T_R$  du réacteur.  $R$  est la constante des gaz parfaits.

Lorsque la phase adsorbée n'est plus saturée on considère que celle-ci n'est plus assimilable à un liquide. Elle forme une couche uniforme à la surface du solide dont le potentiel chimique  $\mu_a$  est de la forme

$$\mu_a = RT_R \ln P_R \quad (2 - 4)$$

Dans cette équation  $P_R$  est la pression dans l'enceinte ou réacteur contenant le gaz à la température  $T_R$ .

On pose

$$\Delta G = \mu_l - \mu_a = RT_R \ln \frac{P_s}{P_R} \quad (2 - 5)$$

$\Delta G$  également noté  $\varepsilon$  est le potentiel d'adsorption de Polanyi. C'est l'écart d'énergie libre entre phase gazeuse à la pression de saturation  $P_s(T_R)$  et phase adsorbée à la pression d'équilibre du générateur ou réacteur  $P_R(T_R)$ .

### 2.2.3.2. L'équation de Dubinin Radushkévich (équation de D-R)

A partir du potentiel de Polanyi, Dubinin et Radushkévich développent un modèle théorique rendant compte des volumes  $W$  d'adsorbat piégées à la surface d'un solide en faisant l'hypothèse que le gaz adsorbé est incompressible, ils aboutissent à une relation de la forme.

$$\theta = \frac{W}{W_0} = \exp(- D\varepsilon^2) \quad (2 - 6)$$

$\theta$  est le taux de remplissage des sites d'adsorption de la surface considérée en fonction du potentiel de Polanyi  $W_0$  et  $D$  sont des constantes. C'est l'équation qui sera utilisée pour déterminer la masse d'alcool adsorbée sur un matériaux tel que le charbon actif. Elle joue le rôle d'équation d'état du système adsorbant/adsorbat.

Un charbon actif est un charbon de bois ou d'os traité de manière à lui conférer les propriétés de rétention de certains fluides tels que le méthanol ou l'éthanol. Le traitement consiste à calibrer les pores du charbon de manière à obtenir une surface d'adsorption la plus élevée possible. Les taux de vide sont de l'ordre 0,73.

Lorsqu'un charbon actif est mis en contact avec de la vapeur d'alcool celle-ci diffuse dans les pores et est adsorbée. Pour un tel système l'équation de D.R. peut être mise sous la forme.

$$m = m_0 \exp\left(-DR^2 T^2 \ln^2 \frac{P_s(T)}{P_R(T)}\right) \quad (2 - 7)$$

Dans cette équation  $m$  représente la masse d'alcool adsorbée par unité de masse de charbon actif.

$m_0$  est une constante représentant la masse maximale d'adsorbat que peut accepter le charbon à une température  $T_0$  donnée.

Plusieurs travaux réalisés au LEMTA ont montré que l'équation de D.R. rend suffisamment bien compte des phénomènes d'adsorption sur les charbons actifs pour que celle-ci soit définitivement retenue par l'équipe de recherche [ 14 ] [ 15 ]. Certains de ces travaux ont permis de mesurer avec précision la constante  $m_0$ .

Non seulement  $m_0$  dépend du couple utilisé mais est également fonction de la température. Le tableau 2.1 donne un ordre de grandeur de  $m_0$  pour plusieurs couples.

Un tableau récapitulatif des résultats obtenus par différents auteurs a été élaboré par LUO Y. COULIBALY et M. FEIDT [ 13 ] (voir tableaux 2.2 et 2.3). Ce tableau donne les constantes  $m_0$ ,  $w_0$ ,  $D$ ,  $\alpha$  pour différents couples.  $\alpha$  est le coefficient de dilatation volumique. On remarquera que les constantes données ici ne précisent pas le niveau de température où ces valeurs sont valides. Seule une étude fine permet de déceler cette dépendance (voir thèse de doctorat de Boussehain [ 15 ]) en particulier pour  $m_0$ .

| ADSORBANT-ADSORBAT      | ADSORPTION |        | DESORPTION |        |
|-------------------------|------------|--------|------------|--------|
|                         | To         | mo     | To         | mo     |
| Unités                  | K          | Mg/mg  | K          | Mg/mg  |
| AC 40/3-éthanol         | 431,7      | 583,20 | 410,2      | 632,54 |
| AC 40/3-méthanol        | 427,2      | 480,52 | 400,0      | 925,26 |
| Norit R1 extra-éthanol  | 1167,6     | 472,88 | 429,5      | 624,14 |
| Norit R1 extra-méthanol | 489,6      | 572,34 | 769,2      | 700,08 |
| Picasolv T2-éthanol     | 353,9      | 1022,8 | 352,7      | 1087,3 |
| Picasolv T2-méthanol    | 365,2      | 949,55 | 351,5      | 1283,9 |

Tableau 2.1 : Constante  $m_0$  de l'équation de D.R. en mg/g

| ADSORBANT   | $m_0$   | $W_0 * 10^3$ | $D * 10^{-11}$ | $\alpha$ |
|-------------|---------|--------------|----------------|----------|
|             | kg/kg   | $m^3/kg$     | $kg^2/J^2$     | $K^{-1}$ |
| AC 40/3     | 0,42048 | 0,5223       | 3,7289         | 0,00119  |
| Norit R1.   | 0,45044 | 0,5680       | 4,4412         | 0,00119  |
| Picasolv T2 | 0,55882 | 0,6933       | 3,831          | 0,00119  |

Tableau 2.2 : Constante de l'équation de D.R. avec le méthanol comme adsorbat

Quand on tient compte de la dépendance de  $m_0$  avec la température l'équation de D.R. prend la forme

$$m(T) = m_0(T) \exp \left( - DR^2 T^2 \ln^2 \frac{P_s(T)}{P_R(T)} \right) \quad (2 - 8)$$

Les résultats expérimentaux obtenus à ce jour ne permettent pas de disposer d'une équation analytique fiable du terme  $m_0(T)$ . Le problème posé par cette indétermination est la connaissance exacte de la chaleur de changement d'état en sorption solide. En effet la chaleur de sorption appelée aussi chaleur isostérique  $q_{st}$  dépend de la dérivée par rapport à la température du terme  $m(t)$  comme nous le verrons ci-après.

| ADSORBANT | $m_o$   | $W_o 10^3$ | $D * 10^{-11}$ | $\alpha$ |
|-----------|---------|------------|----------------|----------|
|           | kg/kg   | $m^3/kg$   | $kg^2/J^2$     | $K^{-1}$ |
| AC 35/1,8 | 0,3471  | 0,4397     | 1,6012         | 0,0011   |
| AC 35/3   | 0,2922  | 0,3701     | 1,013          | 0,0011   |
| AC 30/3   | 0,27688 | 0,3507     | 0,5203         | 0,0011   |
| AC 40/3   | 0,42694 | 0,3507     | 2,552          | 0,0011   |
| Norit R1  | 0,45825 | 0,5689     | 2,609          | 0,0011   |
| Picasolv  | 0,56907 | 0,7045     | 6,9058         | 0,0011   |

Tableau 2.3 : Constante de l'équation de D.R. avec l'éthanol comme adsorbant

#### 2.2.3.4. Détermination théorique de la chaleur de changement d'état $q_{st}$

De la même façon que la quantité de chaleur échangée lors d'un changement de phase liquide/vapeur dépend essentiellement de la chaleur latente de changement d'état  $L_v$ , L'équation d'équilibre de sorption entre deux phases solide et vapeur en présence est donnée de façon générale par l'égalité entre les potentiels chimiques des deux phases. Dans le cas d'une phase adsorbée en contact avec sa vapeur cette équation est :

$$\mu_a = \mu_g \quad (2 - 9)$$

par différenciation de cette équation on obtient l'équation

$$d\mu_a = d\mu_g \quad (2 - 10)$$

On peut mettre cette dernière équation sous la forme ci-après en fonction des variables thermodynamique température, pression, volume et entropie.

$$S_a dT + V_a dP = S_g dT + V_g dP \quad (2 - 11)$$

$S_a$  est l'entropie de la phase adsorbée et  $S_g$  l'entropie du gaz en équilibre avec cette phase adsorbée.  $V_a$  et  $V_g$  sont les volumes pour les mêmes phases. L'équation peut être mise sous la forme

$$\frac{S_a - S_g}{V_a - V_g} = - \frac{dP}{dT} \quad (2 - 12)$$

On considère que le gaz qui entoure la phase adsorbée est toujours raréfié et peut donc être assimilé à un gaz parfait dont le volume  $V_g$  est grand devant  $V_a$ .

On en déduit

$$V_g = \frac{RT}{P} \quad (2 - 13)$$

$$T(S_g - S_a) = - \frac{RT^2}{P} \frac{dP}{dT} \quad (2 - 14)$$

$$q_{st} = -R \frac{d \ln P}{d(1/T)} \quad (2 - 15)$$

$$q_{st} = T (S_g - S_a) \quad (2 - 16)$$

$q_{st}$  est la chaleur isostérique ou chaleur échangée lors de la sorption du gaz par le solide. La détermination de la chaleur  $q_{st}$  demande la connaissance du rapport  $\frac{d \ln P}{d(1/T)}$  ou, ce qui revient au même, la connaissance expérimentale de la courbe d'équilibre  $P_R(T)$  entre phase adsorbée et phase gazeuse.

Par définition la chaleur isostérique  $q_{st}$  est la chaleur de changement d'état à masse adsorbée constante. C'est pourquoi dans la pratique elle est calculée en fonction de la masse adsorbée  $m$  en partant de l'équation

$$dm(T) = 0 \quad (2 - 17)$$

Ce qui donne, avec l'équation de D.R. comme fonction d'état et en considérant  $m_0$  comme une constante vis-à-vis de la température

$$RT^2 \frac{\partial \ln P_R}{\partial T} = RT^2 \frac{\partial \ln P_S}{\partial T} + RT \ln \frac{P_S}{P_R} \quad (1 - 18)$$

Le premier terme du membre de droite n'est autre que la chaleur latente de changement de phase liquide vapeur puisque la dérivation est obtenue à partir de la pression de saturation  $P_S$  du liquide et de sa vapeur. Par identification on pose alors

$$q_{st} = L_v + \varepsilon \quad (2 - 19)$$

En toute rigueur avec  $m_0$  fonction de la température, l'équation ci-dessus devrait être écrite sous la forme

$$q_{st} = L_v + \varepsilon - \frac{T}{2D\varepsilon} \frac{d \ln m_0(T)}{dT} \quad (2 - 20)$$

Aucune relation donnant  $m_0(T)$  ne permet de rendre totalement compte des valeurs prises par  $q_{st}$ . En effet le dernier membre de l'équation diverge quand on tend vers la saturation. A la saturation, les deux relations suivantes doivent être vérifiées :

$$P_R = P_S \quad (2 - 21)$$

et

$$\varepsilon = 0 \quad (2 - 22)$$

D'autre part  $q_{st}$  doit tendre vers  $L_v$  quand on tend vers la saturation (où la masse adsorbée est assimilable à celle d'un liquide).

Ce raisonnement doit se traduire mathématiquement par la relation :

$$\frac{T}{2D\varepsilon} \frac{d \ln m_0(T)}{dT} \rightarrow 0 ; \varepsilon \rightarrow 0 \text{ à la saturation} \quad (2 - 23)$$

L'équation de D.R. permet de rendre compte relativement bien de l'évolution des masses adsorbées. Une étude plus fine nécessiterait la connaissance précise du terme  $m_0(T)$  ce qui permettrait par ailleurs la détermination exacte de la chaleur isostérique.

La plupart des calculs mettant en jeu cette chaleur de changement d'état prennent comme hypothèse que le terme  $m_0$  est indépendant de la température. Loin de la zone de saturation cette approximation est à peu près justifiée. Par contre à l'approche de la saturation (ou en pratique  $q_{st}$  tend vers  $L_V$ ) on assiste à une divergence de  $q_{st}$  (voir formule lorsque  $\varepsilon \rightarrow 0$ ). C'est à ce niveau que réside une des difficultés d'utilisation de la formule ci-dessus donnant la chaleur isostérique.

### 2.2.3.5. Diagramme descriptif des cycles à adsorption

Afin de lever l'indétermination précédente nous supposons la constante  $m_0$  indépendante de la température. On commet ainsi une erreur relativement faible quand la phase adsorbée est loin de la saturation, ce qui est généralement le cas dans les systèmes considérés.

La chaleur isostérique de sorption devient

$$q_{st} = L_V + \varepsilon \quad (2 - 24)$$

En écrivant cette relation sous la forme différentielle originale

$$RT^2 \frac{\partial \ln P_R}{\partial T} = RT^2 \frac{\partial \ln P_S}{\partial T} + RT \ln \frac{P_S}{P_R} \quad (2 - 25)$$

On obtient la relation

$$\frac{\partial \ln \frac{P_S}{P_R}}{\partial (-1/T)} = \frac{\ln \frac{P_S}{P_R}}{(-1/T)} \quad (2 - 26)$$

En prenant en compte l'approximation de la loi d'Antoine

$$\ln P_s = A - \frac{B}{T} \quad (2-27)$$

on aboutit à une relation de la forme

$$\ln P_R = A - \frac{B + B'}{T} \quad (2-28)$$

Dans un diagramme  $\ln P = f(-1/T)$  les courbes d'équilibre sont des droites de pentes  $(B + B')$  supérieure à la pente de la courbe de saturation liquide-vapeur (voir figure 2.3). La seule restriction à cette règle est l'hypothèse faite plus haut sur la valeur de  $m_0$  considérée constante.

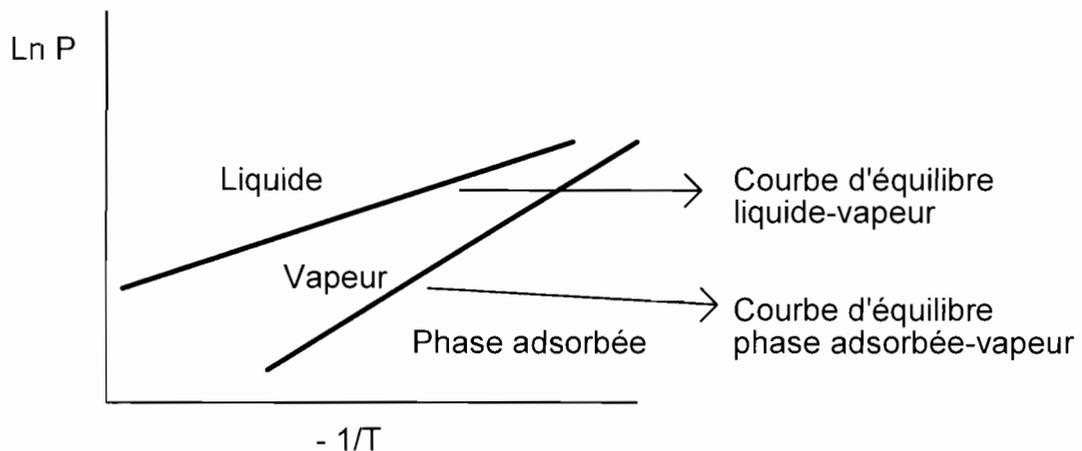


Figure 2-3 : zones d'existence des différentes phases dans un diagramme  $\ln P = f(-1/T)$

### 2.3. MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

La modélisation du cycle d'une machine à adsorption telle que celle décrite ici consiste en la résolution de différentes formes de l'équation de transfert de chaleur en liaison avec des équations de changement d'état de l'adsorbat. Dans le cas des cycles à adsorption le calcul des températures et des pressions atteintes, selon le degré de chauffage ou de refroidissement, permet la détermination des COP en vue de la comparaison avec d'autres systèmes. Quelques modèles ont déjà fait l'objet d'études dans le LEMTA. Ce sont :

- Le modèle global : où le générateur est assimilé à un corps de température homogène. Cette hypothèse peut être retenue pour certains types de calculs où la nature de l'adsorbant et de l'adsorbat le permet.

- Le modèle à une ou deux dimensions : la température du générateur est fonction d'au moins un paramètre spatial.

- Le modèle couplé : on l'on résout à la fois l'équation de diffusion de la chaleur et celle de diffusion de la masse dans le générateur.

Dans le cas présent nous avons adopté un modèle à une dimension. Le gradient de température dans le cylindre est supposé radial et donc de la forme

$$T = f(t,r)$$

Il en découle une expression des pressions et de masses adsorbées de la forme

$$P(r,t) \text{ et } m(r,t)$$

### 2.3.1. HYPOTHESES DE CALCUL

Le générateur est supposé en équilibre de pression  $P_C$  avec le condenseur ou  $P_e$  avec l'évaporateur (suivant le cas) lorsque la vanne R est ouverte (voir figure 2.4). Lorsque celle-ci est fermée la masse adsorbée est en équilibre de pression avec la vapeur dans le générateur.

Le cycle thermodynamique est composé :

- d'un chauffage isostérique à vanne fermée.
- d'un chauffage avec désorption et condensation à vanne ouverte
- d'un refroidissement isostérique à vanne fermée
- d'un refroidissement avec évaporation et adsorption à vanne ouverte.

Les hypothèses de calcul sont les suivantes :

Hypothèse 1 : le gradient de température dans le réacteur (cylindrique) est radial  $T(r)$ . C'est la traduction mathématique du modèle à une dimension adopté.

Hypothèse 2 : la conductivité thermique  $\lambda_{app}$  du réacteur est indépendante de la température. (elle est par contre fonction de la pression selon les relations obtenues par L.C. ONYEBUEKE [ 14 ].

Hypothèse 3 : bien que la dépendance du terme  $m_0$  de l'équation D.R. avec la température ait été mise en évidence [14], la capacité maximale d'adsorption sera prise constante :  $m_0$  est en réalité très peu dépendant de la température [14].

Le schéma du cycle est donné ci-dessous (figure 2.4).

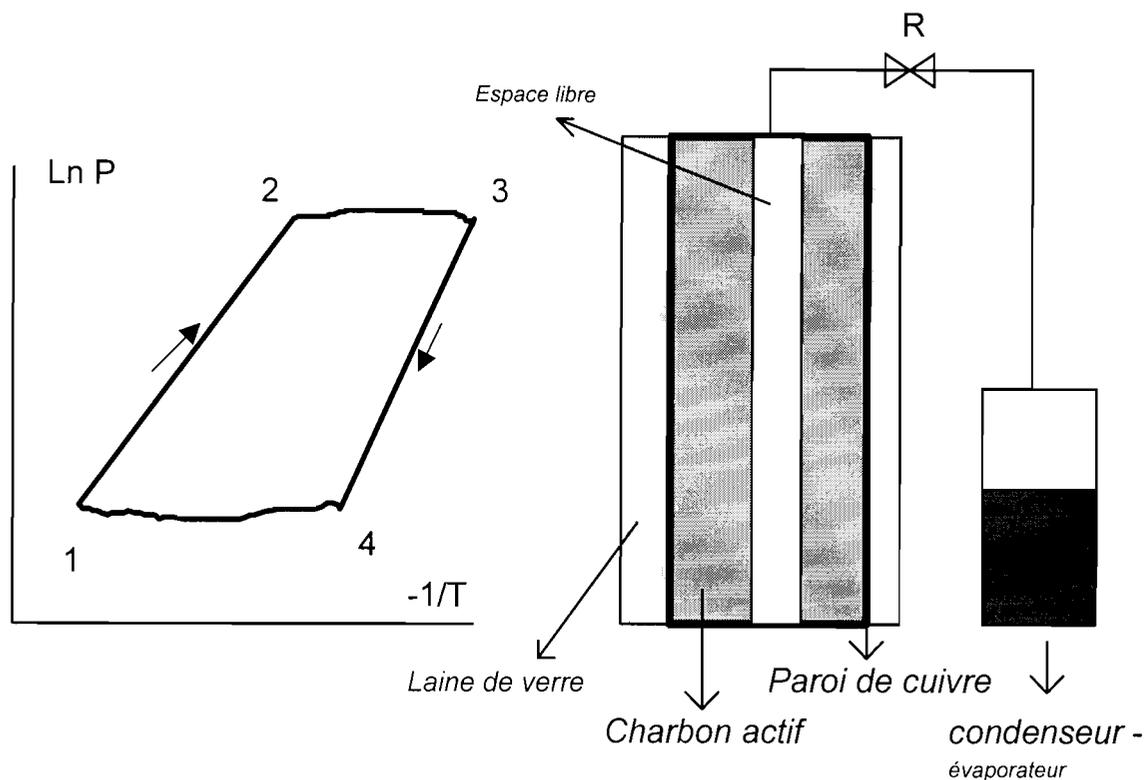


Figure 2.4 : schéma théorique du cycle thermodynamique et schéma simplifié  
d'un réfrigérateur à adsorption

Le cycle des transformations du fluide frigorigène charbon alcool est représenté en diagramme  $\ln(P) = f(-1/T)$ . Le cycle est discontinu et réalisé à partir d'un équipement comme celui indiqué par la Figure 4. En phase de chauffage-désorption-condensation le volume connexe joue le rôle de condenseur. En phase de refroidissement-évaporation-adsorption il joue le rôle d'évaporateur.

### 2.3.2. EQUATION TRANSITOIRE DE LA CHALEUR DANS LE GENERATEUR

On se propose de résoudre dans les conditions ci-dessus énoncées, l'équation de diffusion de la chaleur

$$\text{div}(\lambda \text{ grad}T) + \sigma = \rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (2-29)$$

dans le cylindre qu'est le réacteur.

Les termes  $\rho c_p$  et  $\lambda$  sont fonctions de la masse totale adsorbée dans le cylindre ainsi que de la masse de vapeur contenue dans celui-ci. Le terme  $\rho c_p$  en particulier varie avec le temps lorsque le générateur se vide ou se charge en adsorbat.

Le terme source  $\sigma$  est dû aux réactions d'adsorption ou de désorption. Il est directement proportionnel à la chaleur isostérique.

$$\sigma = q_{st} \frac{dm_{ads}}{dt} \quad (2-30)$$

Le terme de convection  $u \frac{\partial T}{\partial x}$  ne peut être négligé dans ce problème en raison du transfert de matière dans le cylindre qui va de la périphérie vers l'axe. La vitesse  $u$  de circulation du fluide est calculée à partir du taux de désorption du fluide frigorigène et de son flux à travers les différentes couches cylindriques de charbon actif par la formule suivante établie pour chaque échantillon du cylindre:

$$dS u \rho = \frac{dm_{tot}}{dt} \quad (2-31)$$

La symétrie cylindrique du problème permet d'écrire l'équation de diffusion sous la forme

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\sigma}{\lambda} = \frac{\rho c_p}{\lambda} \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2-32)$$

L'équation est valide quel que soit l'étape du cycle thermodynamique. Les conditions aux limites quant à elles, dépendent de la transformation considérée comme suit (voir figure 2.4).

- Etape de (1) à (2)

La vanne R est fermée et le réacteur est chauffé à masse totale d'adsorbat constante.

*Condition initiale*

$$T_{12}(r, 0) = T_{\text{amb}} \quad (2 - 33)$$

*Conditions aux limites*

en  $r = r_n$  (à l'intérieur du cylindre) on a :

$$S\lambda \left. \frac{\partial T_{12}}{\partial r} \right|_{r=r_n} = (\rho c_p) V_g \frac{dT_g}{dt} \quad (2 - 34)$$

ou S est la surface du réacteur en contact avec la vapeur contenue dans l'espace axial.

en  $r = 0$  (surface externe) on doit avoir

$$\varphi = S\lambda \left. \frac{\partial T_{12}}{\partial r} \right|_{r=0} \quad (2 - 35)$$

L'équation de conservation de la masse est

$$m_{\text{tot}} = m_{\text{ads}} + m_{\text{vap}} \quad (2 - 36)$$

A partir de l'équation d'état des gaz parfaits et de l'équation d'équilibre de D.R., la masse adsorbée  $m_{\text{ads}}$  et la masse de vapeur  $m_{\text{vap}}$  sont parfaitement déterminées :

$$m_{\text{vap}} = \frac{P_R (V_R + v)}{RT} M \quad \text{équation d'état des gaz parfait} \quad (2 - 37)$$

$$m_{\text{ads}} = m_o \exp(-D\varepsilon^2) \quad \text{équation de Dubinin et Radushkévich} \quad (2 - 38)$$

Etape de (2) à (3)

La vanne R est ouverte alors que la pression du réacteur égale celle du condenseur. Pendant cette seconde étape du chauffage la masse totale d'adsorbat dans le réacteur n'est plus constante. Le gaz contenu dans l'axe du réacteur est soutiré en permanence.

*Conditions initiales*

$$T_{23}(r, 0) = T_{12}(r, t_f) \quad (2 - 39)$$

*conditions aux limites*

en  $r = 0$  (extérieur du cylindre) on a :

$$\varphi = S\lambda \left. \frac{\partial T_{23}}{\partial r} \right|_{r=0} \quad (2-40)$$

au centre creux du réacteur ( $r = r_n$ ) on a :

$$S\lambda \left. \frac{\partial T_{23}}{\partial r} \right|_{r=r_n} = (\rho_p)_g V_g \frac{dT_g}{dt} \quad (2-41)$$

A ces équations il faut adjoindre les trois suivantes :

$$(\rho_p)_{app} = f\left(\frac{dm_{ads}}{dt}\right) \quad (2-42)$$

(l'inertie thermique du générateur diminue avec la désorption

$$m_{ads} = m_o \exp(-D\varepsilon^2) \quad (2-43)$$

$$\sigma = q_{st} \frac{dm_{ads}}{dt} \quad (2-44)$$

#### Etape de (3) à (4)

Cette étape est similaire à celle de (1) à (2). Le réacteur est de nouveau isolé de l'extérieur par fermeture de la vanne. Une différence notable avec le cas (1) à (2) est que la masse totale d'adsorbat contenu dans le réacteur est réduite et le chauffage arrêté. Les conditions aux limites externes sont telles que le flux de chaleur est inversé (la chaleur va du réacteur vers l'extérieur).

Les conditions aux limites sont comme dans le cas précédent

$$T_{34}(r, 0) = T_{23}(r, t_r) \quad (2-45)$$

les autres équations sont identiques à celles des cas (1) et (2)

#### Etape (4) à (1)

Elle est similaire au cas de (2) à (3). La vanne est ouverte alors que le réacteur est froid. Le gaz est adsorbé progressivement et l'évaporation du liquide de l'évaporateur s'amorce. Les équations qui gouvernent le transfert du flux de chaleur sont les mêmes que celle du cas (2-3) où le condenseur est remplacé par l'évaporateur. Naturellement le sens du flux thermique est inversé puisque le réacteur est refroidi et que la masse adsorbée augmente progressivement.

Les conditions initiales sont :

$$T_{41}(r, 0) = T_{34}(r, t_1^*) \quad (2 - 46)$$

### 2.3.3. METHODE NUMERIQUE DE RESOLUTION DES EQUATIONS

#### 2.3.3.1. Echantillonnage du générateur

Le générateur est considéré comme un cylindre homogène creux (voir figure 2.5) avec un espace annulaire contenant le charbon. L'ensemble est enfermé dans une coquille d'isolation thermique.

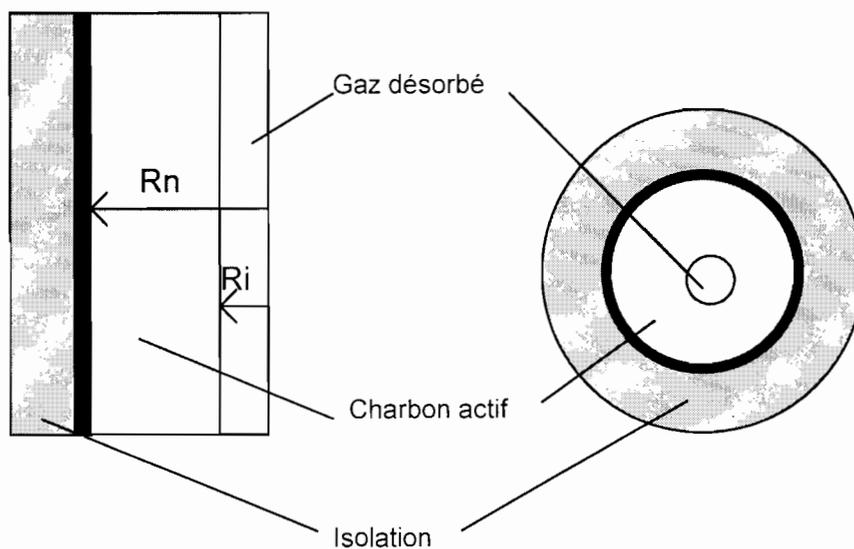


Figure 2.5 : échantillonnage du cylindre

Le schéma de résolution utilise la méthode explicite aux différences finies. La discrétisation de l'équation de diffusion de la chaleur écrite ci-dessus donne la formule suivante

$$\frac{a}{\Delta r^2}(T_{n+1}^j - 2T_n^j + T_{n-1}^j) + \frac{\sigma}{\rho c_p} - \frac{u}{\Delta r}(T_n^j - T_{n-1}^j) = \frac{T_n^{j+1} - T_n^j}{\Delta t} \quad (2-47)$$

n et j étant les indices relatifs respectivement au temps et à l'espace et  $\Delta r$  et  $\Delta t$  les variations finies des pas d'espace et de temps.

L'équation ci-dessus permet de calculer tous les  $T_n^{j+1}$  connaissant les  $T_n^j$

### 2.3.3.2. Conditions aux limites du calcul numérique : transformation de (1) à (2)

#### - Echange avec l'extérieur

Le flux thermique dissipé par la résistance thermique est en partie perdu à travers la laine de verre pendant qu'une partie sert à échauffer la paroi de cuivre. L'équation qui régit cet équilibre est :

$$\varphi = K_1 S_1 (T_{cu} - T_a) + K_2 S_2 (T_{cu} - T(r_1)) + (mc)_{cu} \frac{\partial T_{cu}}{\partial t} \quad (2-48)$$

La notation sous forme numérique permet de tirer la température  $T_{cu}^{j+1}$  sous la forme.

$$T_{cu}^{j+1} = \frac{\varphi \Delta t}{(mc)_{cu}} + [1 - A_1 - A_2] T_{r1}^j + A_1 T_a + A_2 T_{r1}^j \quad (2-49)$$

$$A_1 = \frac{K_1 S_1 \Delta t}{(mc)_{cu}} \quad (2-50)$$

$$A_2 = \frac{K_2 S_2 \Delta t}{(mc)_{cu}} \quad (2-51)$$

Cette équation est complétée par une équation d'échange entre cuivre et charbon obtenue sous la forme

$$K_2 S_2 (T_{cu} - T(r_1)) = \lambda S \frac{\partial T}{\partial r} + \rho c_p dV \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

La prise en compte de la spécificité du calcul numérique comparé à une résolution analytique donne pour cette seconde équation

$$T_1^{j+1} = A_3 T_{cu} + [1 - A_3 - A_4 - A_0] T_1^j + A_4 T_2^j + A_0 T_2^j \quad (2-53)$$

$$A_3 = \frac{K_2 S_2 \Delta t}{\rho c_p dV} \quad (2-54)$$

$$A_4 = \frac{\lambda S \Delta t}{\Delta r_1 \rho c_p dV} \quad (2-55)$$

$$A_0 = \frac{u \Delta t}{\Delta r} \quad (2-56)$$

L'ensemble des deux équations ci-dessus forme les conditions aux limites externes du réacteur.

- Echange avec l'intérieur

Entre le charbon et l'intérieur creux du cylindre l'équation de transfert de la chaleur tenant compte des tranches d'échantillonnage est

$$\lambda S \frac{\partial T}{\partial r} = \rho c_p dV \frac{\partial T}{\partial t} + hS (T - T_g) \quad (2-57)$$

Cette première équation du transfert est complétée par une équation de transfert de chaleur entre paroi et gaz de la cavité axiale du réacteur.

$$hS (T - T_g) = \rho c_p dV \frac{\partial T_g}{\partial t} \quad (2-58)$$

comme pour le cas précédent on obtient les deux équations

$$T_N^{j+1} = A_5 T_{N-1}^j + [1 - A_5 - A_6] T_N^j + A_6 T_g^j \quad (2-59)$$

$$A_5 = \frac{\lambda S \Delta t}{\rho c_p d V \Delta r_N} \quad (2-60)$$

$$A_6 = \frac{h S \Delta t}{\rho c_p d V} \quad (2-61)$$

et

$$T_g^{j+1} = A_7 T_N^j + (1 - A_7) T_g^j \quad (2-62)$$

$$A_7 = \frac{h S \Delta t}{(m c_p)_g} \quad (2-63)$$

### 2.3.3.3. Conditions de convergence et de stabilité des solutions

Les 5 relations précédentes peuvent être mises sous la forme

$$T_n^{j+1} = a T_{n-1}^j + b T_n^j + c T_{n-1}^j \quad (2-64)$$

La condition de convergence consiste à poser le coefficient  $b > 0$  (résultat donné par les ouvrages de calcul numérique)

on en déduit les cinq équations

$$1 - A_1 - A_2 > 0 \quad (2-65)$$

$$1 - A_3 - A_4 - A_0 > 0 \quad (2-66)$$

$$1 - A_5 - A_6 > 0 \quad (2-67)$$

$$1 - A_7 > 0 \quad (2-68)$$

$$\frac{a \Delta t}{\Delta r^2} < \frac{1}{2} \quad (2-69)$$

On déduit le pas de temps des cinq conditions de convergences imposées.

$$\Delta t_1 = \frac{(mc)_{cu}}{K_1 S_1 + K_2 S_2} \quad (2-70)$$

$$\Delta t_2 = \frac{dV \rho c_p}{K_2 S_2 + \lambda S_1 / \Delta r_1} \quad (2-71)$$

$$\Delta t_3 = \frac{dV \rho c_p}{h S_N + \lambda S_N / \Delta r_N} \quad (2-72)$$

$$\Delta t_4 = \frac{(mc_p)}{h S_N} \quad (2-73)$$

$$\Delta t_5 = 1 / \left[ \frac{a}{\Delta r} \left( \frac{2}{\Delta r} + \frac{1}{r} \right) + \frac{u}{\Delta r} \right] \quad (2-74)$$

$$\Delta t = \min (\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \Delta t_4, \Delta t_5) \quad (2-75)$$

La dernière équation indique que le pas de temps retenu dans la résolution du problème dans sa globalité est le plus faible des pas calculés.

## **CHAPITRE 3**

### **RESULTATS DE LA METHODE NUMERIQUE DE RESOLUTION**

### 3.1. PARAMETRES EXPERIMENTAUX

Les calculs ont été réalisés dans le langage fortran sur compatible PC. Les résultats sont obtenues sous forme de tableaux présentant les évolutions des températures, des pressions et des masses adsorbées en fonction du temps. Ces résultats sont donnés pour les quatre étapes définies pour un cycle :

- le chauffage isostérique
- la désorption
- le refroidissement isostérique
- l'adsorption

Les conditions expérimentales considérées comme hypothèses du calcul théorique sont celle utilisées en général dans les expériences sur les prototypes c'est-à-dire :

- 900 g de charbon actif dans le générateur
- 300 g de méthanol
- une puissance de chauffage de 100 W
- Une température ambiante généralement voisine de 300 K

### 3.2. RESULTATS DU CHAUFFAGE ISOSTERIQUE

Le chauffage isostérique est la phase pendant laquelle on chauffe le générateur isolé du milieu extérieur du point de vue du transfert de masse.

La Figure 3.1 présente l'évolution de la température du générateur. Nous avons présenté sur cette figure l'évolution avec le temps de la température de cinq tranches radiales dans le générateur (températures T1 à T5), ainsi que la température T<sub>cu</sub> de l'enveloppe de cuivre qui contient le charbon actif et sur laquelle est enroulée la résistance chauffante. La température T<sub>tube</sub> représente quand elle la température d'un thermocouple qui baignerait dans le gaz désorbé contenu dans le vide axial du cylindre du générateur. Les tranches de température numérotées de T1 à T5 sont repérées radialement de l'enveloppe de cuivre vers l'axe du cylindre par ordre comme suit :

$$R = 28 \text{ cm}, 24 \text{ cm}, 20 \text{ cm}, 16 \text{ cm}, 12 \text{ cm}, 10 \text{ cm}.$$

La température T<sub>cu</sub> de l'enveloppe n'a pas été représentée ici pour une raison d'échelle non adaptée. La température de l'enveloppe de cuivre augmente plus vite que celle

de la masse du charbon et de l'alcool tout en conservant la même allure générale (voir Figure 3.5 comme exemple).

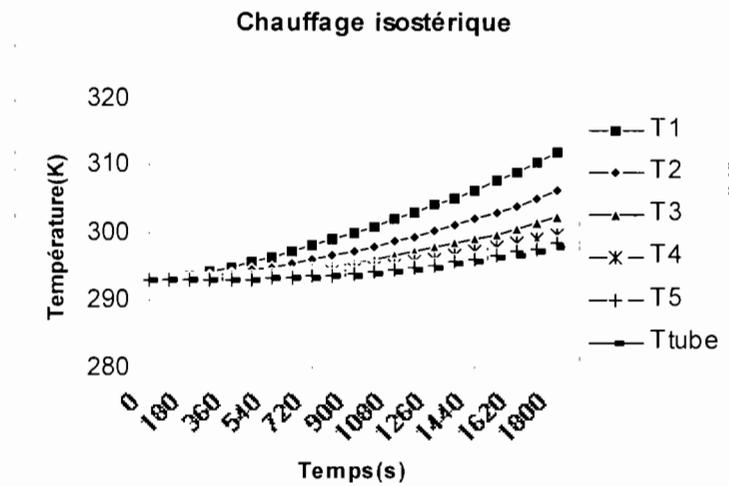


Figure 3.1 : évolution des température au sein charbon actif

La température du charbon actif augmente très lentement. ce résultat s'explique par la valeur élevée de la résistance thermique de contact charbon actif cuivre en comparaison avec celle du charbon lui-même qui est relativement plus faible.

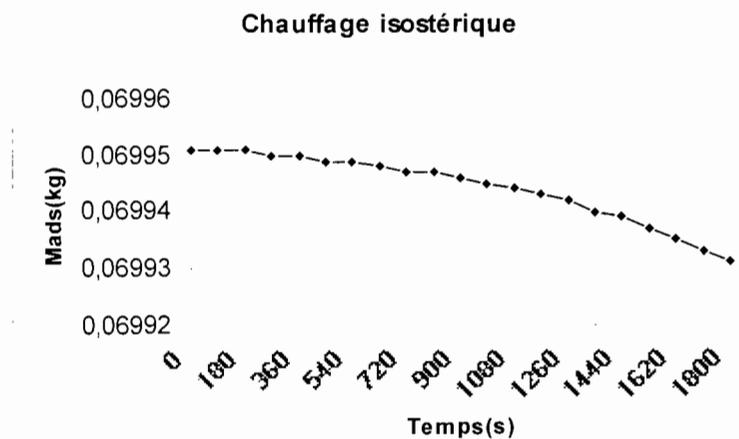


Figure 3.2 : évolution des températures dans le charbon et sur la surface de la paroi de cuivre

On constate que la température du charbon actif passe de 290 à 310°C en une demi-heure environ pour les couches les plus proche de l'enveloppe de cuivre (Figure 3.1).

Nous avons présenté sur les figures 3.2 et 3.3 l'évolution des masses à l'état adsorbé dans le charbon actif. Celle-ci est pratiquement constante en raison du caractère isostérique (masse adsorbée constante ) de l'échange.

La Figure 3.4 présente l'évolution des pressions au sein du générateur. L'augmentation de la pression est essentiellement due au chauffage des vapeurs d'adsorbant contenu dans tout le générateur. Le modèle adopté montre un fort gradient de pression dans le charbon actif.

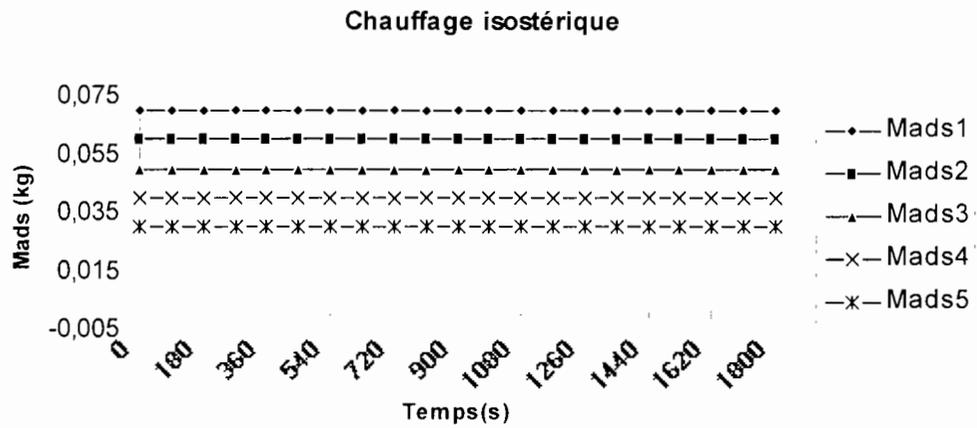


Figure 3.3 : évolution des masses d'alcool adsorbées pendant le chauffage isostérique

Ces premières figures de 3.1 à 3.4 correspondent au chauffage d'un solide (charbon actif) plongé dans un gaz (méthanol) dont la pression varie essentiellement selon la loi des gaz parfaits dans une évolution isochore. La fermeture de la vanne qui sépare le générateur du condenseur ne permet pas au fluide frigorigène de se libérer de l'adsorbant. C'est ce qui explique le sens des courbes obtenues. Un chauffage prolongé aurait entraîné à terme une évolution asymptotique des températures vers une valeur limite dépendant des pertes thermiques et de la puissance de chauffage.

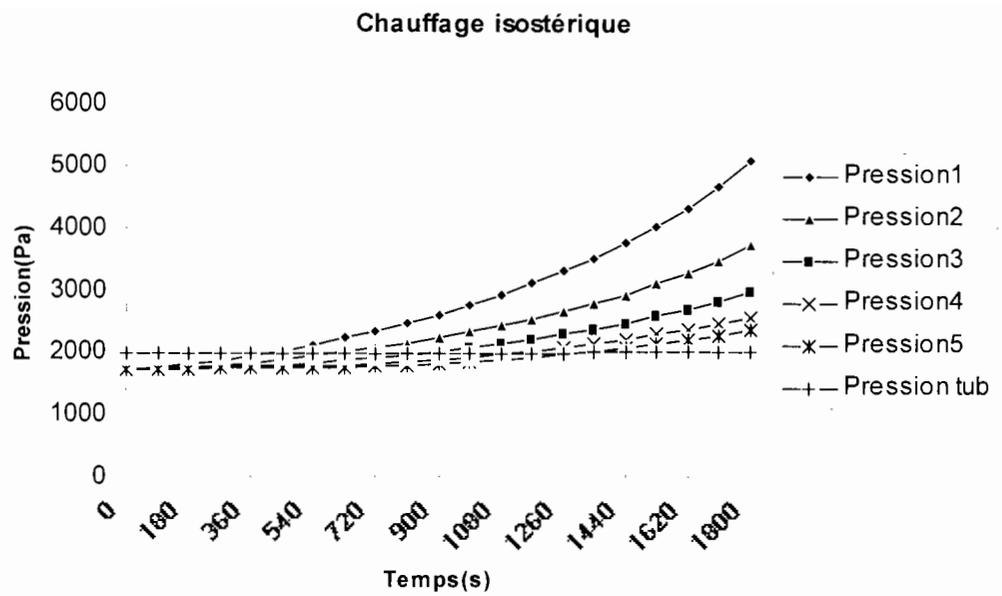


Figure 3.4 : évolution des pressions du générateur pendant le chauffage isostérique

### 3.3. RESULTATS DU CHAUFFAGE AVEC DESORPTION

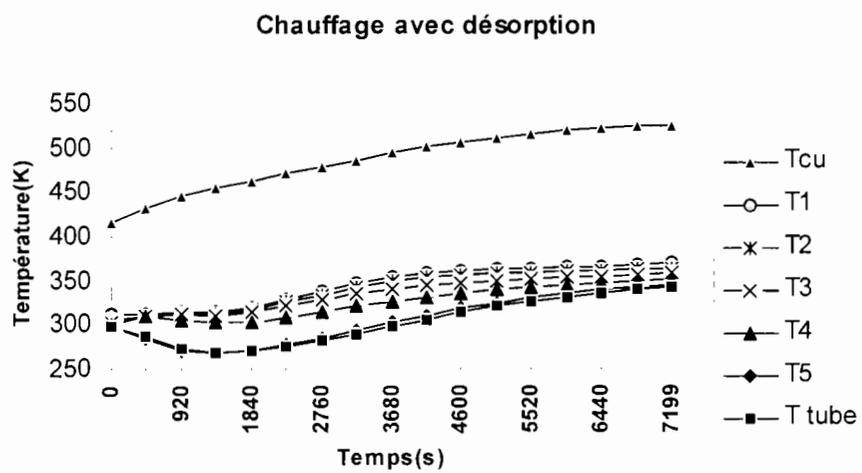


Figure 3.5 : évolution des températures du générateur pendant le chauffage avec désorption

Au cours de cette seconde phase, le générateur est mis en contact avec le condenseur pendant le chauffage. Il y'a alors transfert de masse vers le condenseur.

La Figure 3.5 présente l'évolution des températures dans ce cas. L'instant initial présenté sur cette figure représente le moment où l'on ouvre la vanne pour mettre en contact générateur et condenseur à la fin du chauffage isostérique.

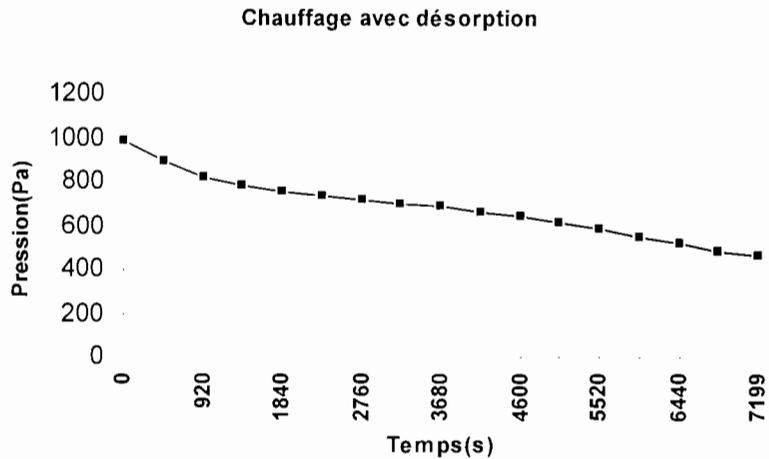


Figure 3.6 : évolution des pressions du générateur pendant le chauffage avec désorption

On constate que les températures accusent une inflexion vers le bas en fin de processus en raison de la consommation de chaleur dû à l'adsorption. Les parties du générateur proche de l'enveloppe de cuivre plus chaude présentent une inflexion de température moins prononcée que celles qui en sont éloignées.

L'évolution des pressions présente elle aussi la même inflexion. Celles-ci décroissent progressivement avec le temps (voir Figure 3.6).

Les évolutions des masses dans le générateur sont données par la Figure 3.7. Comme pour les cas précédent, nous avons présenté les évolutions de masses pour différentes tranches dans le générateur. Nous avons adopté une méthode de discrétisation du générateur qui garde l'épaisseur  $\Delta r$  de la tranche constante et donc les volumes de tranches décroissants. C'est pour cette raison que les masses adsorbées initiales ont des valeurs différentes sur la Figure 3.7.

On constate également sur cette figure que les vitesses de désorption sont différentes suivant les tranches considérées. Celles en contact avec l'enveloppe de cuivre sont désorbées plus vite.

La Figure 3.8 présente quant à elle les quantités de chaleur ( $Q_{résistance}$ ) fournies par la résistance chauffante et celles ( $Q_{isost}$ ) absorbée par la désorption. La différence représente les pertes du générateur.

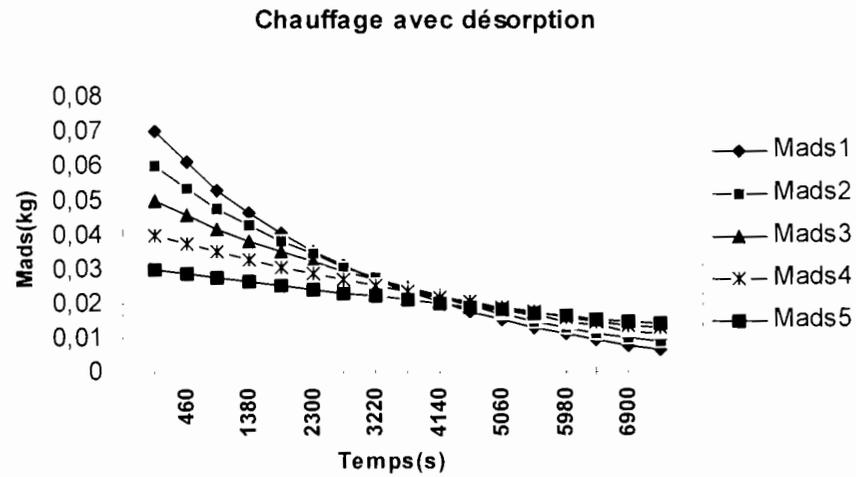


Figure 3.7 : évolution de la masse adsorbée pendant la phase de désorption

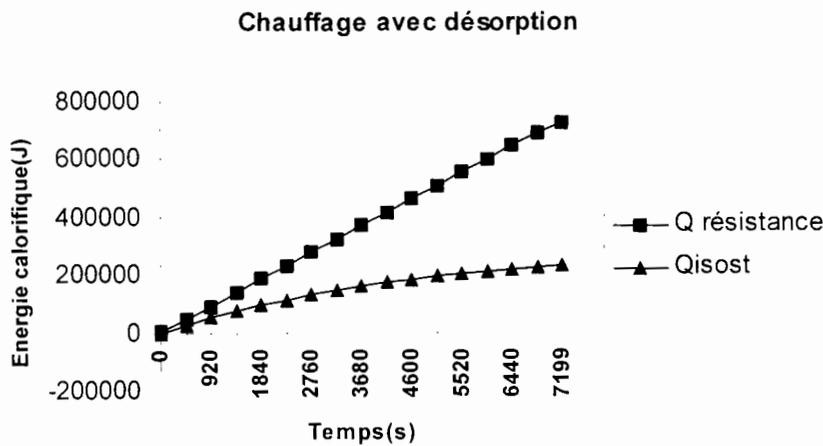


Figure 3.8 : Comparaison des chaleurs de désorption et d'effet Joule de la résistance chauffante

### 3.4. RESULTATS DU REFROIDISSEMENT ISOSTERIQUE

La fin de la phase de désorption que nous venons de voir correspond nécessairement à une masse d'adsorbat réduite dans le générateur. Avant de commencer la phase d'adsorption-évaporation nous faisons l'hypothèse que le générateur est refroidi de façon isostérique pour l'amener dans les conditions de température et de pression propices pour l'adsorption.

Les figures 3.9, 3.10 et 3.11 présentent respectivement, la température la pression au sein du générateur et l'évolution de la masse à l'état adsorbé au sein du générateur.

On constate que l'inertie thermique de l'enveloppe de cuivre gouverne tout le processus. Celle-ci en se refroidissant constitue la source de chauffage du générateur. C'est la raison pour laquelle on constate une continuation dans la croissance des températures dans le charbon actif. La croissance de la pression et la constance de la masse adsorbée sont bien celles qu'on attend d'une transformation isostérique.

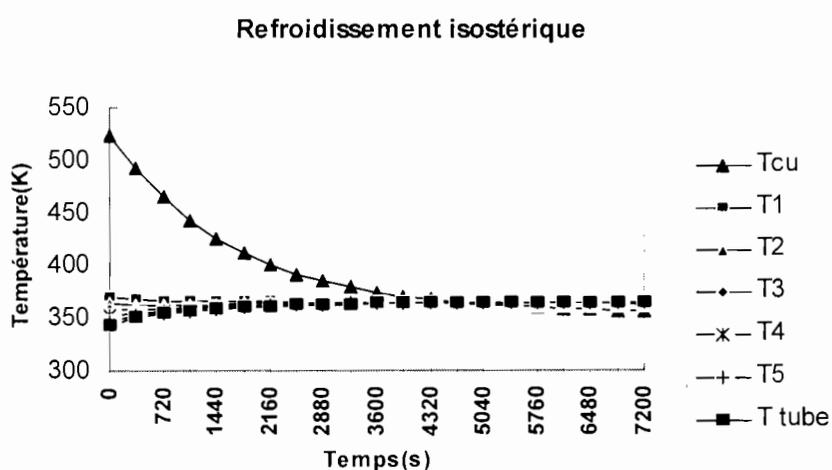


Figure 3.9 : évolution des températures en phase de refroidissement isostérique

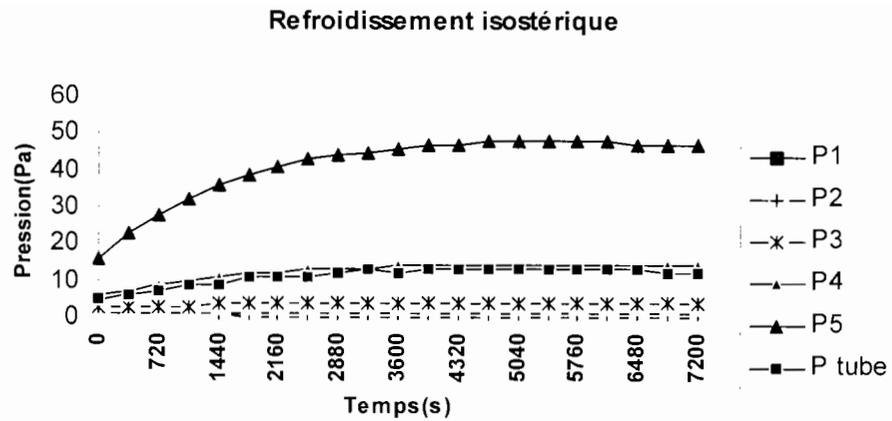


Figure 3.10 : évolution des pressions en phase de refroidissement isostérique

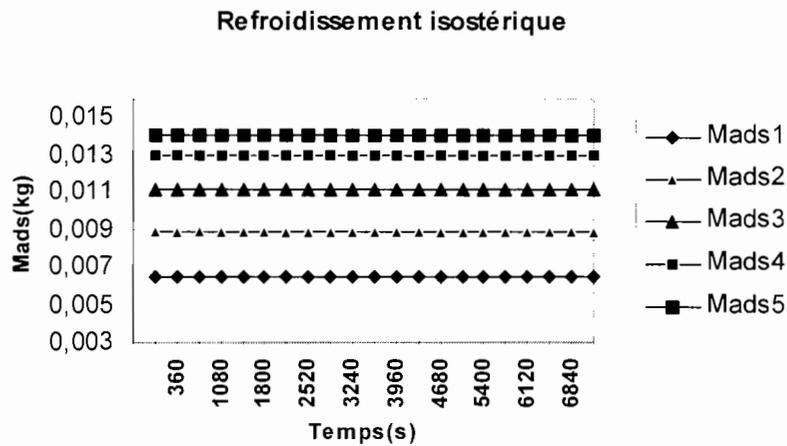


Figure 3-11 : évolution des masses adsorbées en phase de refroidissement isostérique

### 3.5. RESULTATS DE LA PHASE D'ADSORPTION

Au cours de la dernière phase, le générateur est de nouveau mis en contact avec l'extérieur, en l'occurrence l'évaporateur. Le transfert de masse va cette fois de l'évaporateur

vers le générateur. La masse adsorbée par le charbon croît comme indiqué par la Figure 3.14. On constate par ailleurs une anomalie qui indique que la masse adsorbée chute brutalement si on laisse le processus se dérouler plus de 4 heures de temps environ.

On constate sur la Figure 3.12 que les températures tendent asymptotiquement vers une valeur limite. La température T5 quant à elle, plus interne que les autres températures décroît et croît ensuite.

La Figure 3.13 présente la même évolution pour la pression dans le générateur. Celle-ci décroît également de façon brutale en fin de chauffage dû au même phénomène observé pour la masse adsorbée. Ceci semble être dû à la forme particulière de l'équation de Dubinin et Radushkévich.

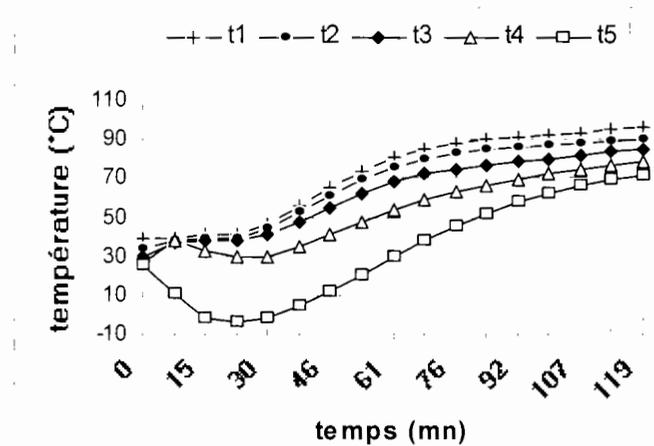


Figure 3.12 : évolution des températures au cours de la phase d'adsorption

Pendant toute la phase d'adsorption le générateur reste en contact (vanne ouverte) avec l'évaporateur. En toute rigueur la pression à l'intérieur au sein du système devrait rester constante égale à la pression de saturation du méthanol dans l'évaporateur. L'évolution observée correspond à une influence du chauffage dû aux réactions d'adsorption qui sont exothermiques et qui contribuent au chauffage du générateur et en particulier du gaz dans les pores du charbon actif. On assiste donc à une remontée de la pression telle qu'indiquée par la figure 3.13.

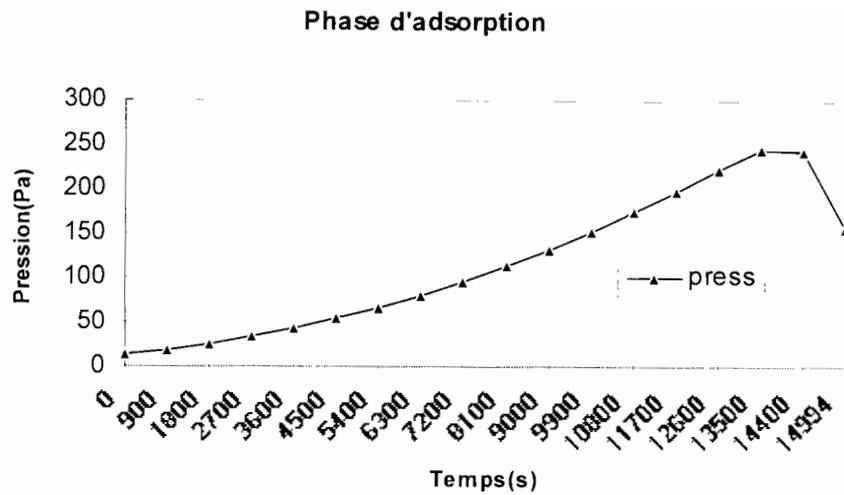


Figure 3.13 : évolution de la pression au cours de la phase d'adsorption

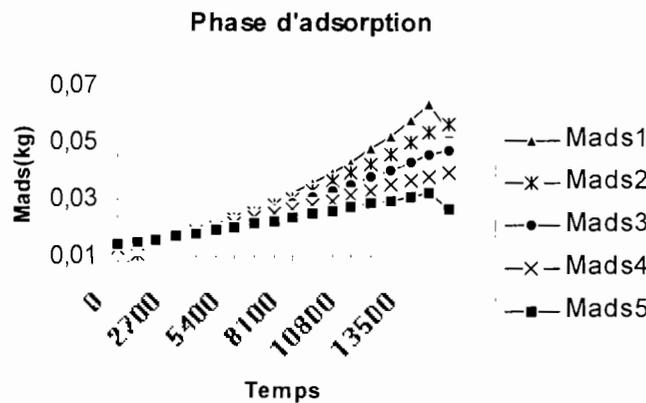


Figure 3.14 : évolution des masses adsorbées au cours de la phase d'adsorption

La figure 3.14 présente l'évolution des masses adsorbées avec le temps. La croissance est régulière jusqu'à la saturation du générateur où quelques anomalies sont constatées. Les masses adsorbées décroissent sensiblement.

### 3.6. GRADIENTS DE TEMPERATURES DE PRESSIONS ET DE MASSES $T(r)$ , $P(r)$ , $M_{ads}(r)$ .

La série de figures précédentes donnaient les évolutions de températures, pressions et masses à l'état adsorbé dans le générateur en fonction du temps. La série de figures 2.20 à 2.28 donnent les mêmes variables en fonction de la position à l'intérieur du générateur c'est-à-dire en fonction de la distance  $r$  à l'axe du cylindre. Le paramètre associé sur des graphiques est toujours le temps  $t$  exprimé en seconde.

Les trois premières figures (3.15, 3.16 et 3.17) donnent les températures pressions et masses adsorbées en phase de chauffage isostérique. Les paramètres présentés en légende par chacune de ces courbes indiquent le temps en seconde au moment où la mesure du gradient est faite.

Les deux gradients de pression et de température s'expliquent bien par la présence de la source de chaleur qu'est la résistance électrique en périphérie. Le gradient de masse adsorbée quant à lui est fictif. Il ne traduit que les différences de volume entre les tranches du cylindre. Les masses adsorbées qui restent pratiquement constantes sont dans le rapport de ces volumes. C'est ce qu'indique la pente de la droite de la Figure 3.17.

En phase de désorption, figures 3.18 et 3.19, le gradient de température observé correspond à un refroidissement du générateur pendant que la désorption de l'alcool se fait plus vite en périphérie qu'au centre du cylindre (3.19).

En phase de refroidissement isostérique, figures 3.20 et 3.21, la précision et la forme de l'évolution des températures est théoriquement satisfaisante. Celles-ci correspondent dans tout le générateur à un gradient positif dans un premier temps et négatif par la suite. En effet, l'enveloppe de la paroi de cuivre doit finir par se refroidir de telle manière que le flux de chaleur change de sens pour aller de l'intérieur vers l'extérieur. C'est ce que nous constatons sur la Figure 3.20.

Par contre, le gradient de masse adsorbée qui n'évolue plus est quelque peu surprenant. Une uniformisation de la masse de charbon actif adsorbée était à attendre pendant la phase de refroidissement isostérique. Ce n'est pas ce qui est constaté sur la Figure 3.21.

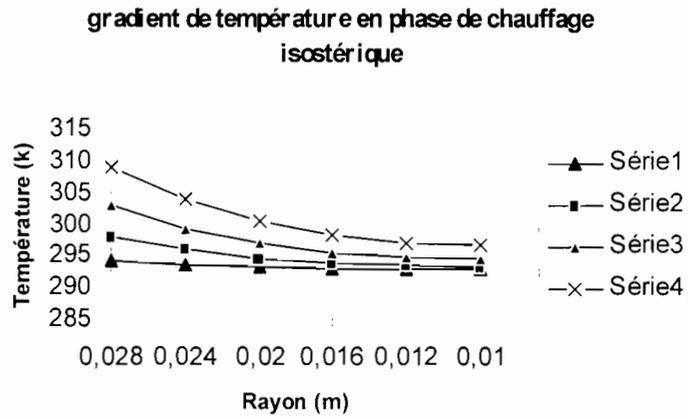


Figure 3.15 : variation radiale de la température dans le générateur en chauffage isostérique

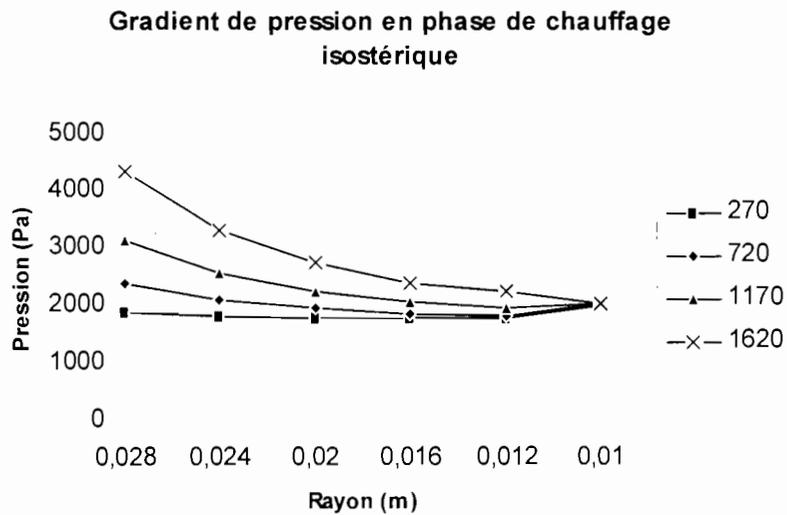


Figure 3.16 : variation radiale de la pression en phase de chauffage isostérique

Gradient radial de masse adsorbée en phase de chauffage isostérique

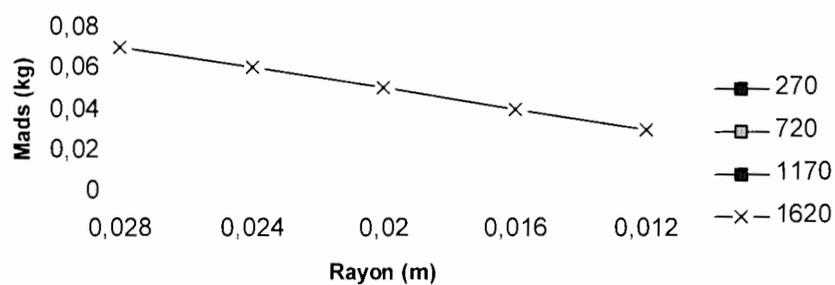


Figure 3.17 : masses adsorbées en fonction du rayon dans le générateur

Gradient de température en phase de désorption

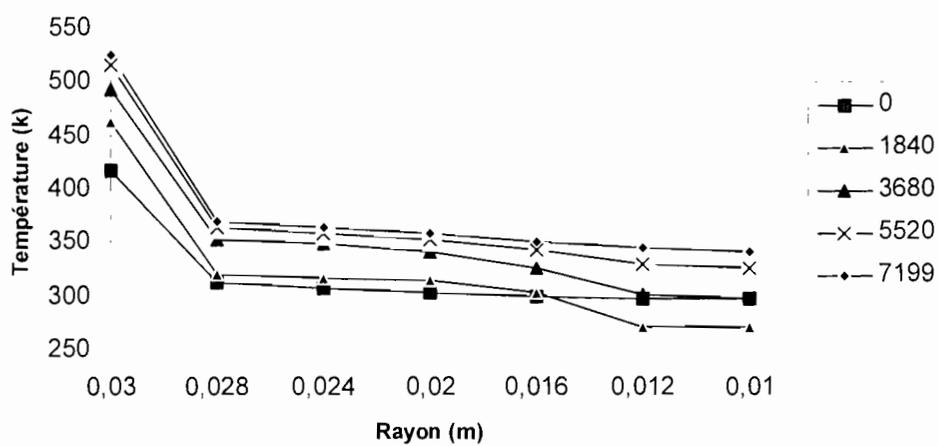


Figure 3.18 : températures radiales en phase de désorption dans le générateur

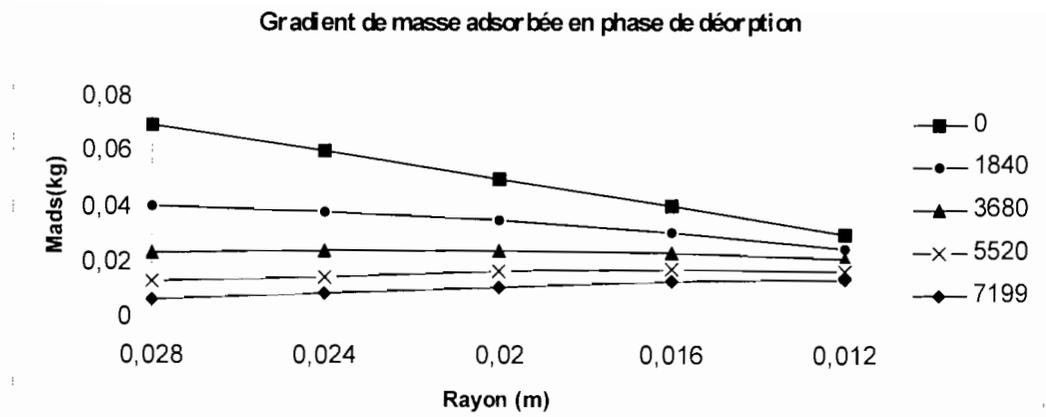


Figure 3.19 : variation de la masse d'alcool adsorbée avec le rayon dans le générateur

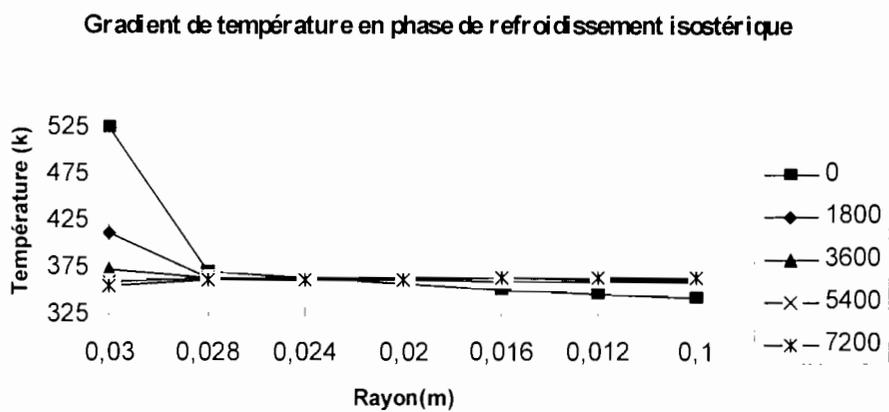


Figure 3.20 : gradient de température dans le générateur en phase de refroidissement

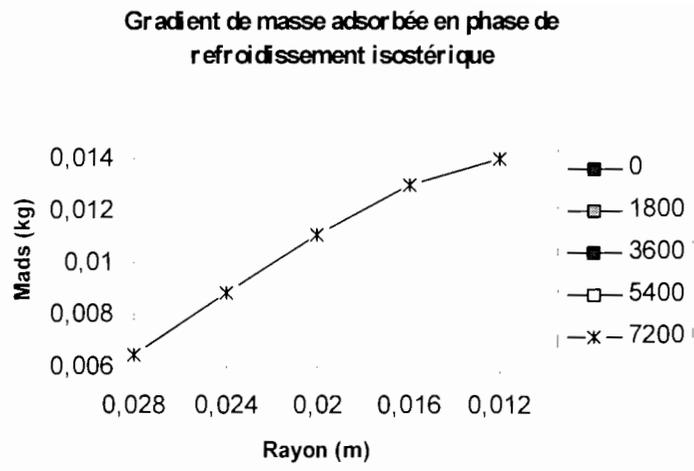


Figure 3.21 : évolution de la masse adsorbée avec le rayon en refroidissement isostérique

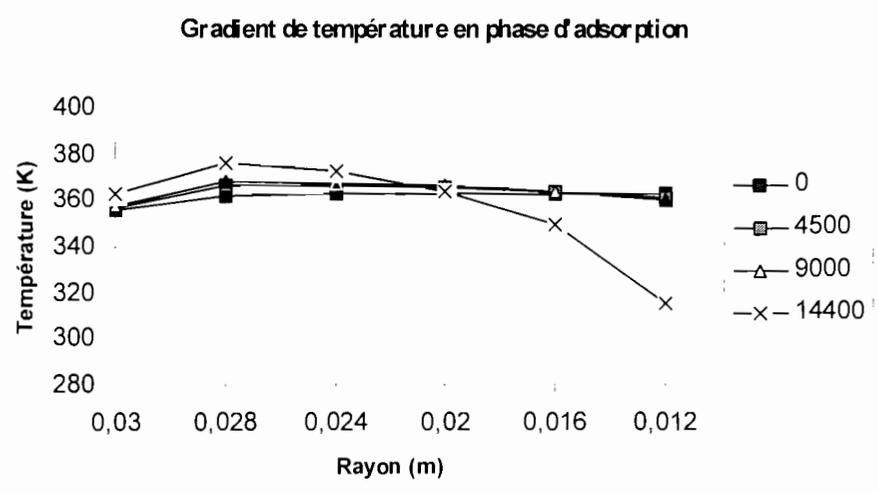


Figure 3.22 : évolution de la température avec le rayon en phase d'adsorption

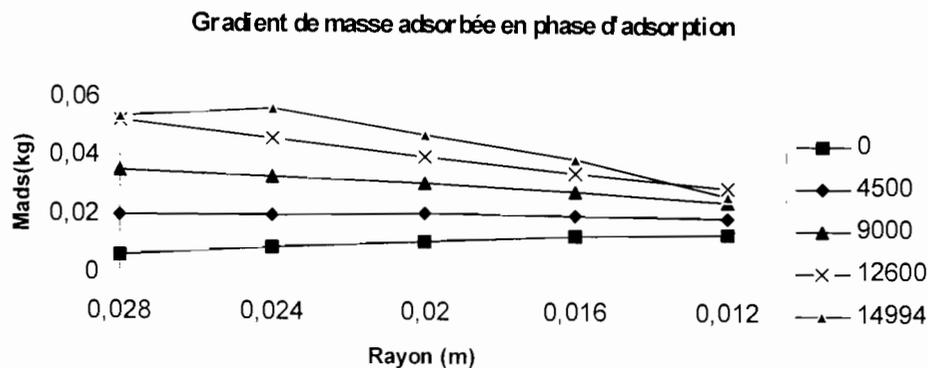


Figure 3.23 : évolution de la masse adsorbée avec le rayon dans le générateur

Les deux dernières figures c'est-à-dire les figures 3.22 et 3.23 correspondent à la phase d'adsorption. Le gradient thermique prend progressivement la forme indiquée par la courbe à 14400 secondes de la Figure 3.22, avec un maximum à mi-parcours du rayon du générateur. C'est bien ce qui est obtenu lorsqu'on effectue un échauffement dans la masse d'un matériau à l'aide de sources de chaleur internes. On constate que le gradient de masse adsorbée est progressivement reconstitué avant la phase initiale de réchauffement isostérique (Figure 3.23) représentée par la courbe  $t = 14994$  s.

### 3.7. CONCLUSION PARTIELLE RELATIVE A LA MODELISATION

A la suite des résultats de la phase de modélisation, on peut remarquer que les évolutions globales attendues pour les différents paramètres pressions, températures et masses adsorbées sont respectées. Les hypothèses de calcul sont donc globalement acceptables.

Pour ce qui est des températures en particulier, les allures des courbes données par la modélisation nous semblent coller très bien avec la réalité. Il n'en est pas de même des masses adsorbées en général calculées à partir de l'équation de Dubinin et Radushkévich. Les pressions sont parfois excessivement faibles indiquant que l'équation de D-R prévoit une adsorption trop importante de l'adsorbat en liaison avec les constantes indiquées pour cette équation dans la littérature. La pression, qui apparaît sous forme exponentielle dans la dite équation, paraît mal prise en compte.

## **CHAPITRE 4**

### **MONTAGE ET RESULTATS EXPERIMENTAUX**

## 4.1. MACHINE EXPERIMENTALE A ADSORPTION

Le schéma du montage expérimental de la Figure 4.1 montre les éléments essentiels du dispositif expérimental.

Un générateur chauffé à l'aide d'une résistance électrique enroulée sur le cylindre contient le charbon actif. Le générateur est isolé thermiquement de l'extérieur par de la laine de verre afin de limiter les déperditions calorifiques.

Le générateur peut être mis en contact avec trois éléments :

- une pompe de dégazage d'une puissance de 1,1 KW pour faire le vide du circuit. Les taux de vide atteints sont de l'ordre 1 à 10 mbar. Le dégazage dure plusieurs jours afin de s'assurer de l'élimination de toute substance parasite dans le générateur.

- un condenseur à tube coaxial refroidi à l'eau de ville. Le circuit est chargé en alcool à partir de ce condenseur à l'aide de la bouteille d'introduction qui sert en même temps de bouteille accumulatrice.

- un évaporateur classique, à faisceau de tubes muni d'ailettes de refroidissement. L'évaporateur est placé dans un caisson thermostaté d'une capacité de 65 litres. L'isolant (polystyrène extrudé) a une épaisseur de 80 mm ce qui réduit considérablement les pertes de frigories générés.

Les vannes générateur-condenseur et générateur-évaporateur sont ouvertes en alternance suivant la nature de la transformation à effectuer : la désorption se fait avec le condenseur et le générateur en communication, l'adsorption se fait avec le générateur et l'évaporateur en communication, alimentés en liquide par le réservoir du condenseur via la vanne de détente.

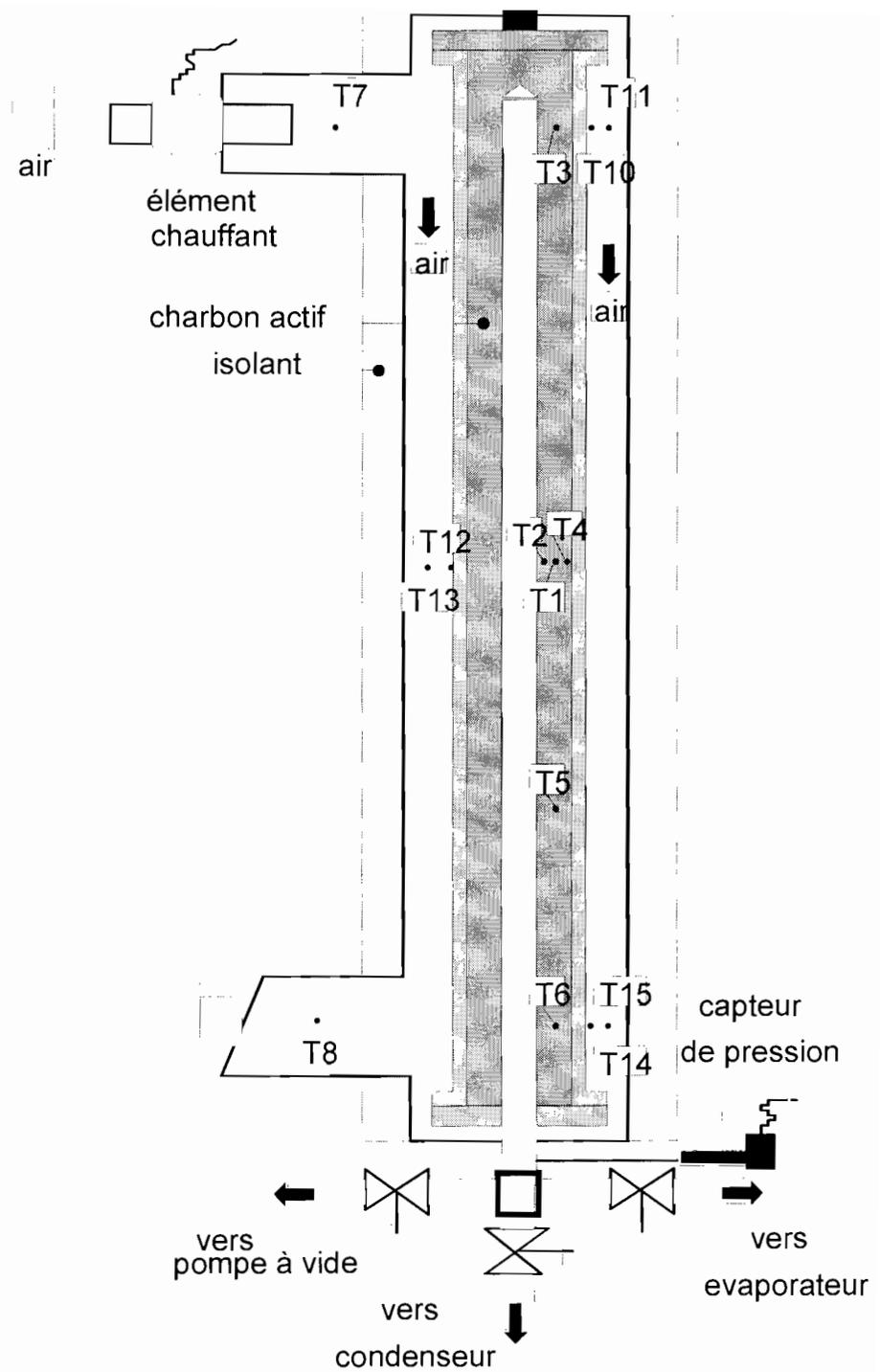


Figure 4.1 : Coupe du générateur

## 4.2. METROLOGIE

Elle consiste en une série de mesures de température, de pression et de quantité d'alcool introduit dans l'évaporateur. L'ensemble des données est recueilli et traité pour donner une série de courbes qui permettent d'évaluer les performance du système.

### 4.2.1. MESURE DE TEMPERATURE

La Figure 4.2 ci-dessous donne l'emplacement des 9 thermocouples connectés.

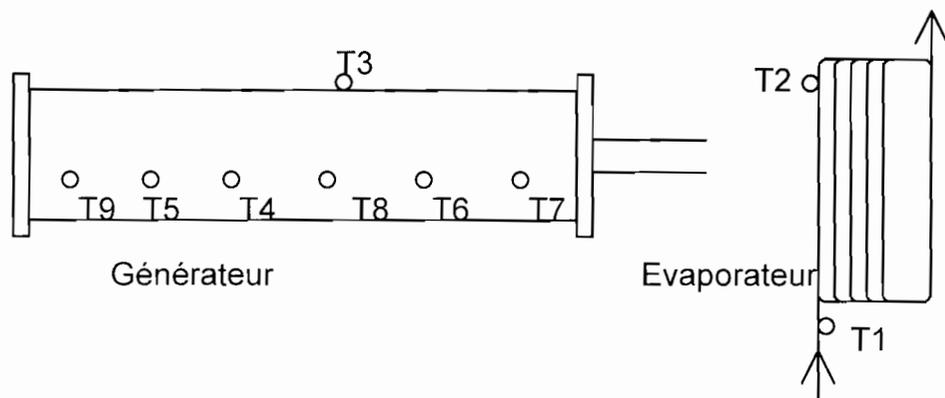


Figure 4.2 : points de mesure de la température

Les six thermocouples du générateur sont disposés parallèlement à la génératrice du cylindre comme indiqué par la Figure 4.2. Le thermocouple 3 permet de relever la température de l'enveloppe de cuivre comportant la résistance chauffante. Les thermocouples 1 et 2 sont placés tous les deux à l'entrée de l'évaporateur sur la même épingle du corps de l'évaporateur, en entrée et sortie de celle-ci.

Un thermomètre de contact et un pyromètre optique de précision complètent le dispositif de mesure des températures. Ces deux appareils permettent de relever les températures de certains points particuliers tels que la surface extérieur du condenseur, le gradient de température sur la surface extérieur du générateur lorsque celui-ci est privé de son isolation thermique, et la température ambiante.

#### **4.2.2. MASSE TOTALE D'ALCOOL CYCLE**

L'alcool à cycliser est introduite dans le circuit, comme nous l'avons expliqué plus haut, par la bouteille d'introduction. Un tube de verre communiquant avec le générateur permet de voir le niveau de liquide dans ce dernier et par déduction la quantité de liquide dans le circuit frigorifique à partir d'une réglette graduée.

Le système est saturé quand le niveau d'alcool dans le tube de verre reste statique pendant la phase de chargement. La vanne est alors fermée et le système isolé du milieu extérieur et prêt à fonctionner.

×

#### **4.2.3. MESURE DE PRESSION**

Trois sondes de mesure de pression ont été disposées respectivement à l'entrée du condenseur, à l'entrée de l'évaporateur ainsi qu'à la sortie du générateur. Ces trois sondes indiquent sensiblement la même pression bien qu'étant placés à des endroits différents. Ce résultat confirme un calcul des pertes de charge extrêmement faibles. Pour la gamme de pressions mesurées ici, nous n'avons tenu compte que de l'indication de la sonde DRUCK plus précise que les autres. La pression moyenne lors du premier cycle de mesures est de l'ordre de 10 à 60 mbar.

L'acquisition des données (Températures, Pressions, Puissances de chauffage) est faite à partir d'une centrale de mesure couplée avec un micro-ordinateur afin de faciliter leurs traitements. Les données peuvent à la fois être obtenues sur listing et sur disquettes. La centrale de mesure permet également une lecture directe.

#### **4.2.4. CYCLE DE MESURES**

Un cycle de mesures commence par le chargement en alcool du générateur. Celui-ci est démonté et rempli de charbon actif d'un poids approximatif de 900 g. Une grille disposée sur la génératrice du cylindre permet de créer le vide axial de collecte de la vapeur désorbée (voir Figure 4.1).

Lorsque le générateur est remonté toutes les vannes du circuit à l'exception de celle de la bouteille d'introduction sont ouvertes pour le dégazage. A l'issue du pompage, la pompe est isolée par fermeture de la vanne correspondante. L'alcool est introduit dans le condenseur jusqu'au niveau désiré, repéré par un tube de verre.

Après chargement en alcool, la vanne de détente entre condenseur et évaporateur est ouverte en même temps que celle entre générateur et évaporateur. L'évaporation-adsorption dure environ 7 heures (une demi-journée si l'on veut simuler un fonctionnement par énergie solaire).

La phase de chauffage-désorption-condensation commence lorsque le générateur est estimé suffisamment froid et donc saturé en alcool adsorbé. Celui-ci est alors mis en contact avec le condenseur pendant 7 à 12 heures comme ci-dessus expliqué, temps à l'issue duquel le liquide retrouve théoriquement son niveau initial.

Les performances du réfrigérateur sont fonction des pressions atteintes à chaque étape du cycle.

### **4.3. RESULTATS EXPERIMENTAUX**

Les résultats expérimentaux présentés ci-après sont les courbes d'évolution des pressions et températures dans le générateur sur un cycle de chauffage refroidissement de celui-ci.

Le chauffage est réalisé dans les expériences qui suivent à partir d'un courant d'air pulsé en lieu et place de la résistance chauffante.

Les conditions expérimentales sont les suivantes :

- Température de l'air de chauffage de 140°C
- Taux de vide initial du générateur 0.1 bars
- Masse de charbon actif 900 g
- Volume de méthanol cyclé 300 ml

Le désorption totale dure environ deux heures. En pratique les cycles peuvent être raccourci si on tolère un taux de rétention d'alcool (résiduel dans le générateur) élevé dans la

boucle. Les figures indiqués présentent un cycle de chauffage et refroidissement de quatre heures. Voir figures 4.3, 4.4 et 4.5. On se reportera à la Figure 4.1 pour les indications relatives aux positions des thermocouples dans le générateur données par la légende des figures.

Le comportement (théorique) de la paroi du cylindre est bien celui d'un corps solide en phase de chauffage puis de refroidissement (voir Figure 4.3). Par contre la masse de matière représentée par le couple charbon/alcool se refroidi dans un premier temps en chauffage continu avant d'être porté à la température du cylindre. De même en phase de refroidissement on constate au moment précis de l'arrêt du chauffage une remontée préalable en température. Ces deux effets sont dus aux phénomènes d'adsorption qui s'accompagnent de dégagement ou d'adsorption de chaleur.

L'une des divergences majeures avec les résultats expérimentaux est le niveau des pressions dans le système (Figure 4.4). Les pressions sont en général plus basses avec le modèle qu'au cours des cycles expérimentaux. Les écarts constatés à ce niveau avec les résultats expérimentaux ont conduit à la mise en cause et à la modification de l'équation de Dubinin et Radushkévich (DR). En particulier nous avons adopté une prise en compte de la dépendance du terme  $m_0$  avec la température comme le suggère la théorie des couples à sorption solide. Aucune des modifications adoptées n'ont permis de rendre suffisamment compte des évolutions expérimentales décrites par les courbes expérimentales ci-dessous.

Ces difficultés nous ont amené à simplifier le modèle initial pour adopter une description dans laquelle toute la masse de charbon est caractérisée par une conductivité apparente constante  $\lambda_{app}$  pendant que la résistance thermique de contact charbon cylindre du générateur est traduite par un conductance globale  $k_c$ . La description détaillée de ce modèle simplifié est présenté ci-après. [ 13 ]

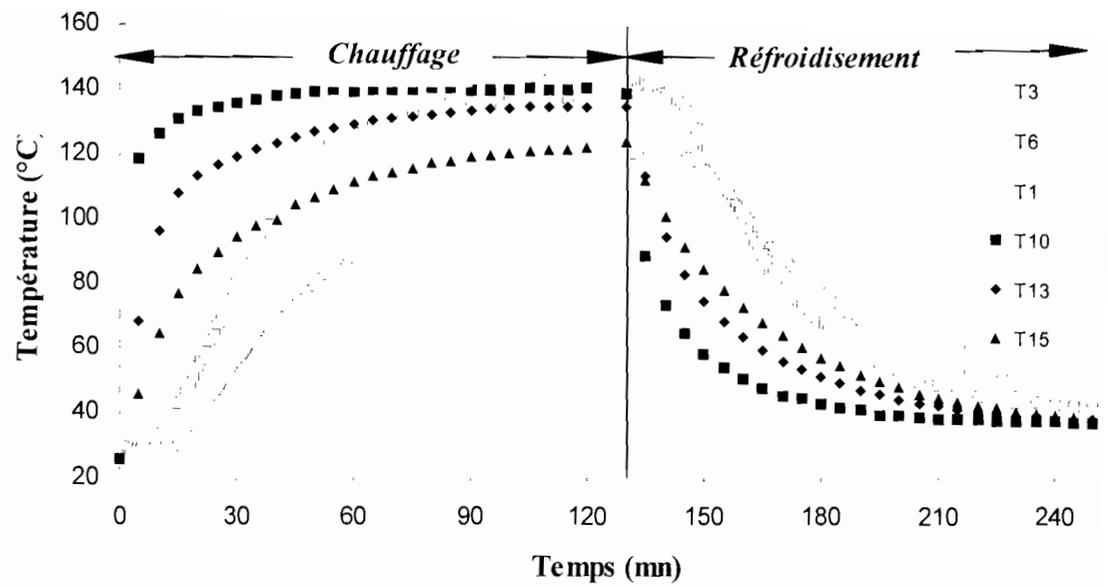


Figure 4.3 : Evolution des températures pour un cycle de chauffage et refroidissement expérimental (voir Figure 4.1 pour la position des thermocouples).

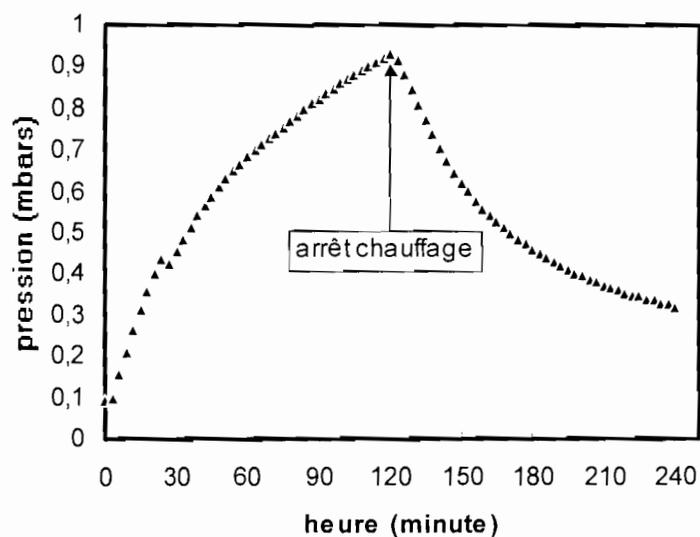


Figure 4.4 : évolution de la pression au sein du générateur pour un cycle de chauffage et refroidissement expérimental.

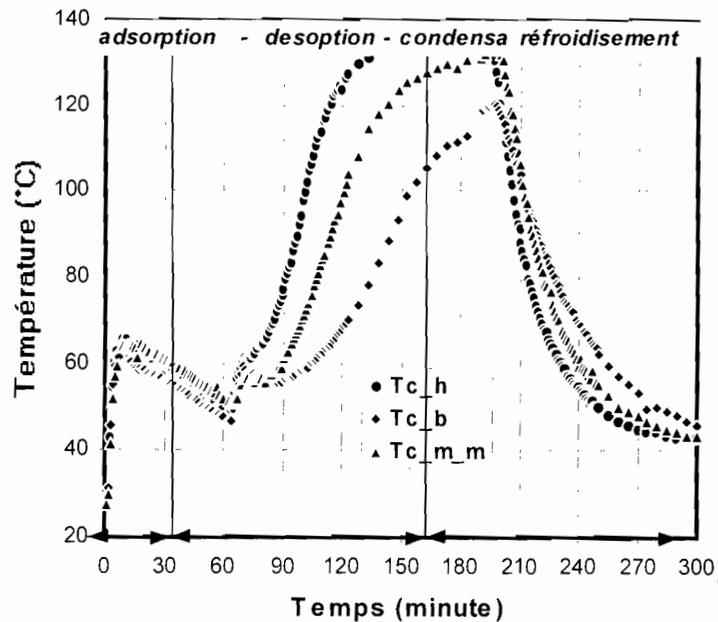


Figure 4.5 : Evolution des températures pour un cycle de chauffage et refroidissement expérimental. (les indices indiqués sont précisés ci-dessous)

La Figure 4.5 présente les mêmes évolutions de température pour un second cycle de chauffage refroidissement du générateur. Ce cycle vient confirmer les évolutions enregistrées sur la figure 6.1. Tc\_h, Tc\_b et Tc\_m sont les températures dans le charbon en positions haute, basse ou médiane dans le générateur.

#### 4.4. MODELE NUMERIQUE SIMPLIFIE

##### 4.4.1. CONDUCTANCE THERMIQUE DE CONTACT $k_c$

La méthode théorique présentée par P. Furmanski et J. P. Floryan [21] part des hypothèses suivantes : les granules du matériaux hétérogène sont uniformément répartis dans le milieu homogène fluide ou solide et la résistance de contact dépend de la porosité locale.

Le développement présenté par P. Furmanski et J. P. Floryan est repris ici et adapté au cas particulier de contact charbon actif sur paroi interne du cylindre, présenté par la Figure 4.6.

Le transfert thermique paroi charbon actif est caractérisé par le nombre adimensionnel

$$Bi = \frac{k_c d}{\lambda_{\text{eff}}^{\infty}} \quad (4 - 1)$$

$\lambda_{\text{eff}}^{\infty}$  est la conductivité thermique apparente du milieu adsorbant/adsorbat et  $k_c$  la conductance thermique de contact.  $d$  est une dimension caractéristique des granulés (ici la longueur des grains). Dans leur formulation du problème Furmanski et Floryan proposent une conductivité thermique effective  $\lambda_{\text{eff}}^{\infty}$  proportionnel à la conductivité thermique du milieu dans lequel baigne les granulés hétérogènes. L'hypothèse d'une faible concentration des grains dans le milieu homogène justifie cette proposition. En raison des concentrations élevées dans le cas considéré ci-dessous,  $\lambda_{\text{eff}}^{\infty}$  est pris proportionnelle à  $\lambda_{\text{app}}$  proposé par L. Onyébuéké [14] ; cette dernière quantité est fonction de la pression du fluide. On peut remarquer que malgré la forte densité des grains du cas considéré ici, les taux de vide sont de l'ordre de grandeur de ceux des hypothèses de Furmanski et Floryan (de l'ordre de 0,70). On pose

$$\frac{\lambda_{\text{eff}}^{\infty}}{\lambda_{\text{app}}} = 1 + \frac{\sigma' v_{\infty} (1 + \sigma' P_{11})^{-1} \sin^2 \gamma}{1 - \sigma' v_{\infty} P_{11} (1 + \sigma' P_{11})^{-1}} + \frac{(1 + \sigma' P_{33})^{-1} \cos^2 \gamma}{1 - \sigma' v_{\infty} P_{33} (1 + \sigma' P_{33})^{-1}} \quad (4 - 2)$$

Dans l'équation (4 - 2)  $\lambda_{\text{eff}}^{\infty}$  est la conductivité thermique apparente dans une direction perpendiculaire et loin de la paroi et  $\gamma$  représente l'angle que font les granulés avec la normale à la surface de la paroi.

$$\sigma' = \frac{\lambda_{\text{adsorbat}}}{\lambda_{\text{adsorbant}}} - 1 \quad (4 - 3)$$

$$P_{11} = -Q_1^1 (\cosh \eta_R) \sinh \eta_R \cosh \eta_R / 2 \quad (4 - 4)$$

$$P_{33} = Q_1^0 (\cosh \eta_R) \sinh^2 \eta_R \quad (4 - 5)$$

$Q_1^1$  et  $Q_1^0$  sont les fonctions de Legendre associées de deuxième espèce

$$\cosh \eta_R = \varepsilon(\varepsilon^2 - 1)^{-0,5} \quad (4 - 6)$$

$$\sinh \eta_R = (\varepsilon^2 - 1)^{-0,5} \quad (4 - 7)$$

La formulation proposée par Furmanski donne l'angle  $\gamma$  comme paramètre de la conductance de contact  $k_c$ . Pour des granulés disposés de façon aléatoire, cette hypothèse paraît surprenante et pose le problème du choix de cet angle pour les applications pratiques. Le calcul réalisé a été mené en considérant  $0 \leq \gamma \leq \pi/2$ .

La Figure 4.6 présente les valeurs numériques de  $k_c$  obtenues par les formules de (4.1) à (4.7). La figure montre que la conductance est maximale lorsque les grains sont perpendiculaires à la paroi et minimale lorsqu'ils sont parallèles à celle-ci.

|                                                   | Chauffage (minute) | Refroidissement (minute) |
|---------------------------------------------------|--------------------|--------------------------|
| $k_c = 6,5 \text{ (Wm}^{-2}\text{K}^{-1}\text{)}$ | 69                 | 99                       |
| $k_c = 10$                                        | 63                 | 90                       |
| $k_c = 20$                                        | 57                 | 84                       |
| $k_c = 30$                                        | 54                 | 81                       |

Tableau 4.1 : Comparaison des temps de chauffage/refroidissement suivant les valeurs de  $k_c$

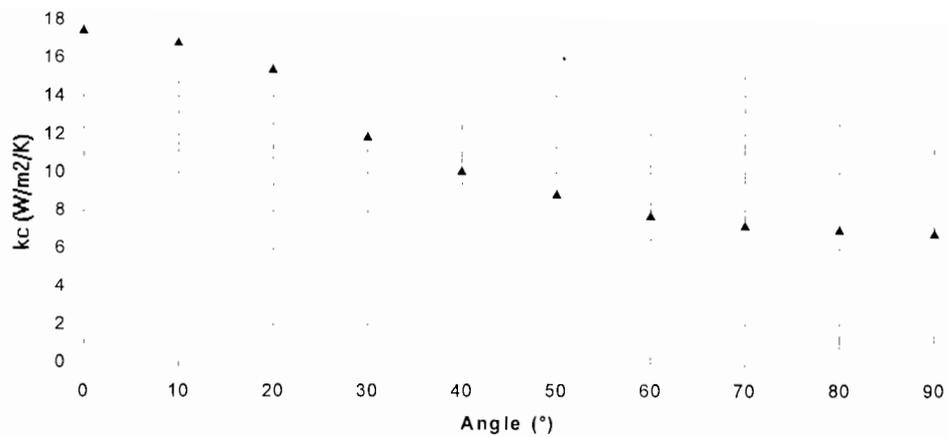


Figure 4.6 : Evolution de la conductance  $k_c$  en fonction de l'angle d'orientation  $\gamma$  des grains.

#### 4.4.2. EQUATIONS DU MODELE

La méthode de résolution adoptée est une méthode aux volumes finis appliquée à un cylindre creux garni de charbon. La Figure 4.7 présente le schéma de discrétisation adopté. Les hypothèses du calcul sont les suivantes :

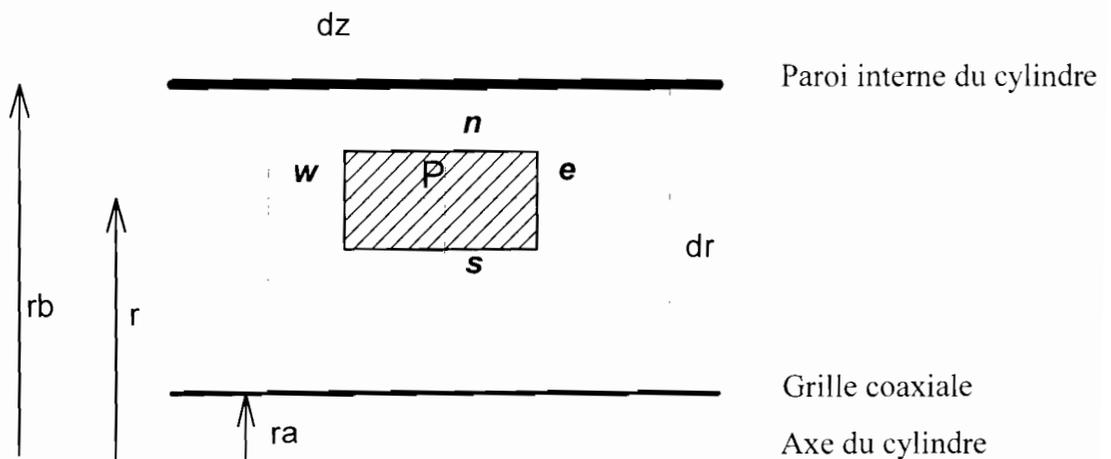


Figure 4.7 : Volume de contrôle et schéma de calcul utilisés pour la discrétisation

- Le système est à symétrie cylindrique
- Le transfert de chaleur suivant la direction angulaire  $\varphi$  du cylindre est négligé.
- Le transfert de chaleur par convection volumique à l'intérieur du lit est négligé.
- Le flux de chaleur est à la fois radial et axial.
- Le charbon actif est considéré poreux et les propriétés physiques sont calculées en tenant compte du taux de vide. Les pores sont en première approximation considérés vides de tout gaz.
- La conductivité thermique est fonction de la température.
- L'isolation thermique aux extrémités du cylindre est considérée parfaite. Le flux de chaleur échangé avec l'air de chauffage est seulement latéral. Les équations du transfert de chaleur sont les suivantes :

#### **équation de l'énergie**

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\lambda_{app} r \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda_{app} \frac{\partial T}{\partial z}) + \sigma = \frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} \quad (4 - 8)$$

Le terme source provient de la présence de gaz résiduels dans le générateur. L'adsorption et la désorption de ces gaz libèrent ou absorbent de la chaleur. Cependant ces gaz résiduels sont en quantité très faible et nous faisons l'hypothèse que l'effet du terme source est négligeable.

$$\sigma \approx 0 \quad (4 - 9)$$

#### **Conditions initiales (de chauffage)**

à l'instant initial le charbon est à la température du milieu ambiant.

La paroi du générateur est à une température imposée.

#### **Conditions aux limites**

les formes mathématiques des conditions aux limites sont :

- sur la paroi interne du cylindre la chaleur est transmise par conduction au charbon

$$r = r_b \quad 0 \leq z \leq L$$

$$k_c (T_{ext} - T(r_b)) = -\lambda_{app} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4 - 10)$$

- transfert entre charbon et vide coaxial

$$r = r_a \quad 0 \leq z \leq L$$

$$\lambda_{app} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_a} = h(T(r_a) - T_{int}) \quad (4 - 11)$$

La conductivité thermique du charbon est calculée d'après la corrélation polynomiale proposée par L. Onyébuéké [14]

$$\lambda_{app} = \sum_i a_i T^i \quad (4 - 12)$$

- en  $z = 0$  ou  $z = L$  et  $r_a \leq r \leq r_b$

$$0 = \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4 - 13)$$

La discrétisation est faite de façon similaire à celle décrite en détail au chapitre 3

#### 4.4.3. RESULTATS DU MODELE NUMERIQUE

La résolution du système d'équations conduit aux résultats indiqués par la Figure 4.8. Ces résultats sont présentés avec la conductance thermique de contact  $k_c$  comme paramètre. On constate un gradient de température axial du même ordre de grandeur que celui observé pour les expériences pour  $k_c = 6,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .

L'influence de la conductance  $k_c$  est montrée sur la Figure 4.8. Nous avons présenté sur cette figure les évolutions de température à mi-hauteur dans le générateur. On constate une

évolution asymptotique horizontale pour les faibles valeurs de  $k_c$  en début de chauffage. Nous avons simulé plusieurs cas de figure ( $6,5 \leq k_c \leq 30 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ) où la résistance thermique est fortement réduite artificiellement. On remarque que pour les fortes valeurs de  $k_c$  l'échauffement du charbon dans le générateur est quasi instantané.

La Figure 4.8 présente également l'évolution du rapport  $T_r$  (température réduite) ci-dessous proportionnel aux flux thermiques :

$$T_r = |T_{\text{ext}} - T(r_b)| / T_{\text{ext}} \quad (4 - 14)$$

L'hypothèse d'un arrêt du chauffage ou du refroidissement lorsque  $T_r \leq 10\%$  donne les temps de chauffage et de refroidissement indiqués par le tableau 3. On constate que pour une conductance de  $6,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$  le cycle de chauffage et refroidissement dure quasiment 4 heures. Le tableau montre comment il peut être nécessaire d'améliorer les flux thermiques à l'interface paroi/charbon actif pour réduire ce temps. La consolidation est un de ces procédés, l'utilisation d'ailettes en est un autre.

#### 4.4.4. CONCLUSION

Au terme de ce second calcul numérique on s'aperçoit qu'une approche globale donne des résultats plus en accord avec l'expérience. Le désaccord constaté dans la description par résolution numérique détaillée présente des écarts dus à l'équation de D-R. Les connaissances actuelles des phénomènes de sorption et des équations qui les régissent ne permettent pas d'aller plus loin dans notre investigation.

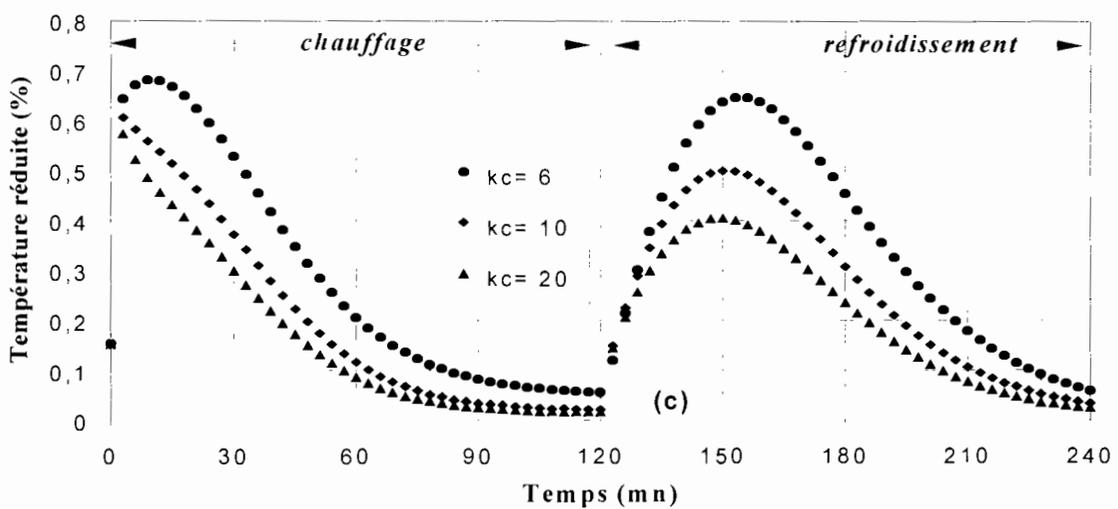
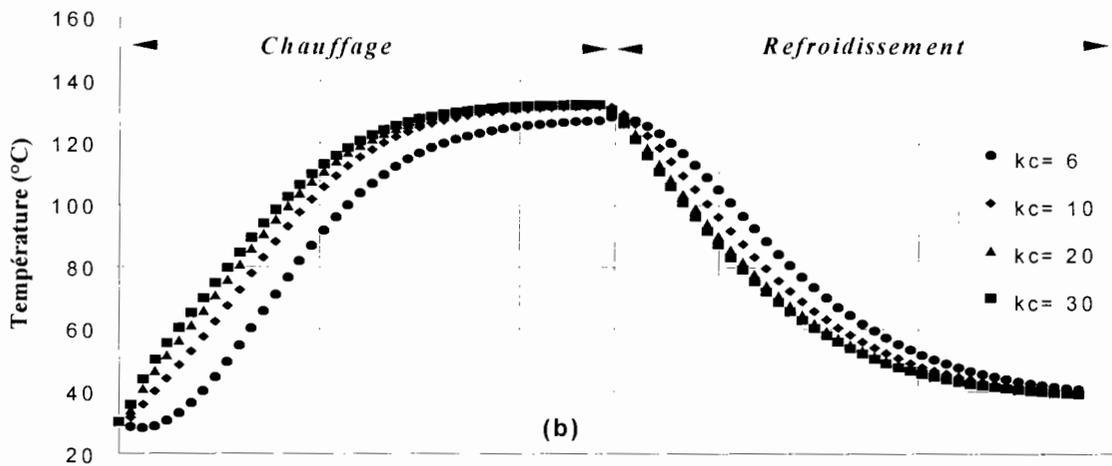
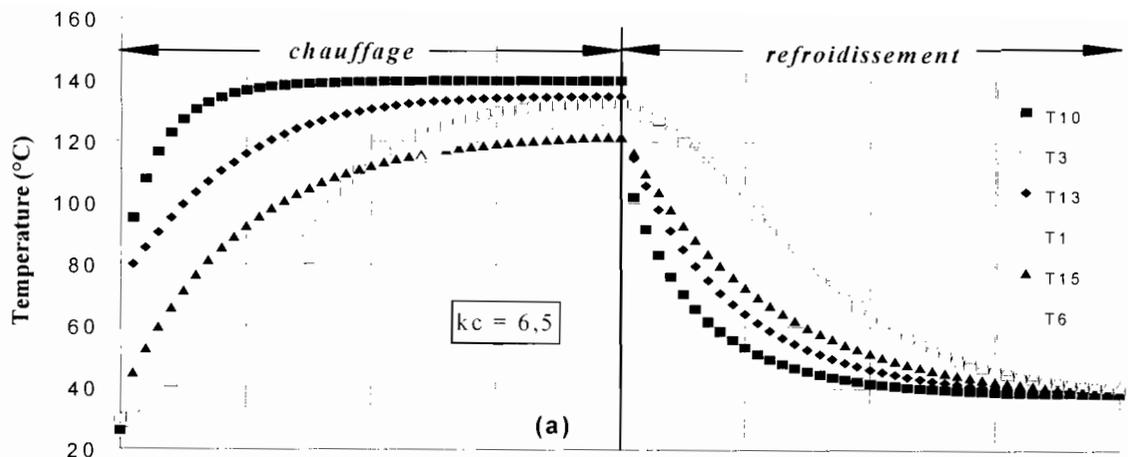


Figure 4.8 : Résultats du calcul numérique. Evolution des températures à différentes positions dans le générateur pour  $k_c$  fixé (a) et pour différentes valeurs de  $k_c$  pour T3 (b) et (c)

## 4.5. CONCLUSION SUR L'ADSORPTION

L'étude présentée par les chapitres 2, 3 et 4 porte sur l'utilisation des couples charbon actif et méthanol dans les systèmes trithermes de production de froid. Elle décrit les cycles d'adsorption et de désorption du méthanol dans un générateur à charbon actif d'une capacité de 1 kg. Un modèle numérique basé sur l'équation de Dubinin et Radushkévich est proposé et réalisé. Le cycle du modèle comprend quatre phases :

- Le chauffage isostérique
- Le chauffage avec désorption
- Le refroidissement isostérique
- Le refroidissement avec adsorption

A l'issue du calcul, des courbes d'évolution des températures pressions et masses adsorbées en fonction du temps et de la coordonnées radiale du cylindre du générateur sont présentées. Les températures et les masses de fluide frigorigène cyclés expérimentales et théoriques sont comparables et en accord appréciable. On constate toute fois un écart notable entre les pressions évaluées théoriquement avec les valeurs expérimentales. De plus l'allure générale des courbes obtenues expérimentalement n'est pas toujours en accord avec la description théorique. Ces écarts nous ont amené à présenter un cycle simplifié basé sur une conductivité apparente  $\lambda_{app}$  ainsi qu'une conductance globale de contact  $k_c$  entre générateur et charbon/alcool.

Les résultats donnés par ce second modèle sont plus en accord avec les résultats expérimentaux. L'équation de D-R qui a donné satisfaction pour d'autres études du laboratoire [ 14 ], [ 15 ] ne permet pas de rendre compte de façon satisfaisante des phénomènes observés expérimentalement. L'approche globale a l'avantage de bien décrire les phénomènes sans pouvoir prendre en compte les phases de désorption adsorption du cycle.

## CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté par ce document traite des méthodes de réduction des charges frigorifiques pour les pays africains en particulier qui se caractérisent le plus souvent par un coût d'électricité élevé et un ensoleillement important. Il en résulte un coût de production frigorifique (surtout en climatisation) élevé. Nous avons présenté ici deux cas de réduction possible de la charge production frigorifique pour le même service rendu.

Le premier cas traite d'une modélisation suivie d'une expérimentation réalisée à l'Ecole Inter-Etats des Ingénieurs de l'Equipement Rural de (EIER) de Ouagadougou. Le rayonnement solaire en vue des calculs de charges frigorifiques des locaux est déterminé en s'inspirant de la méthode proposée par F. KASTEN [1]. L'éclairement est calculé sous forme de composantes directe, diffuse et réfléchie obtenus pour différents plans inclinés allant de l'horizontal au vertical en vue de leur utilisation en thermique du bâtiment en particulier. Une validation des résultats est proposée à travers une comparaison avec des mesures de rayonnement faites dans le cadre du programme régional solaire du CILSS et donne un accord satisfaisant. Nous proposons ensuite une application de la méthode de calcul ainsi validée à la détermination des températures d'équilibre de différents matériaux de toitures utilisés au Burkina Faso. Après la comparaison des résultats obtenus avec des résultats expérimentaux de mesures faites sur le site expérimental de l'EIER, nous constatons un bon accord avec le niveau moyen des températures d'équilibre. Il y a toute fois un désaccord constaté dans l'ordre d'adaptation des quatre matériaux expérimentés. Les résultats expérimentaux donnent un ordre tuile de terre cuite, tôle aluminium-zinc, tuile de mortier vibré, tôle acier allant du plus confortable thermiquement au moins confortable. Le calcul donne un ordre qui est : tôle aluminium-zinc, tuile de terre cuite, tuile de mortier vibré et tôle en acier inoxydable pour aller de la température d'équilibre au soleil la plus basse à la plus élevée. Ce désaccord est dû aux valeurs des propriétés physiques de  $\alpha$  et  $\varepsilon$  adoptées pour réaliser les calculs. Suivant les auteurs et leurs méthodes de calcul ces valeurs peuvent varier du simple au double (Voir Annexe III). Aucun critère simple ne permet de sélectionner avec certitude les valeurs proposées par un auteur particulier. Lorsque les valeurs retenues pour un matériau paraissent en accord avec les niveaux de température attendus, elles sont en désaccord avec ces même résultats par comparaison avec un autre matériaux. Faire un choix des deux coefficients  $\alpha$  et  $\varepsilon$

pour les quatre matériaux testés revient à trouver huit paramètres expérimentaux concordants pour que les résultats théoriques soient tous en accord avec les résultats expérimentaux.

Le second axe de recherche réalisée parallèlement par une série de séjours intermittents en France concerne la production de froid par adsorption utilisant le couple charbon actif méthanol. L'objectif visé est la production de froid à partir de chaleurs à bas niveau thermiques telles que celles provenant du soleil, de la biomasse, des rejets des moteurs à combustion interne, etc. Une machine à adsorption permet la production de froid à partir de sources thermiques bon marché réduisant ainsi les coûts d'exploitation des systèmes. Un tel générateur de cycle tritherme à adsorption a été mis au point au LEMTA de Nancy pour réaliser expérimenter un cycle thermodynamique basé sur le couple méthanol/charbon. Plusieurs travaux du même laboratoire ont précédé l'expérimentation faite ici. Ils se sont tous focalisé sur la description théorique des phénomènes d'adsorption. Le présent travail est le premier réalisé sur la modélisation du phénomène. Le modèle numérique adopté, qui est la méthode de résolution numérique aux différences finies permet de rendre compte du comportement observé expérimentalement en particulier des flux de matière à l'entrée et à la sortie du générateur. Le modèle utilise l'équation d'état d'adsorption de Dubinin et Radushkévich expérimentée par les travaux antérieurs ainsi que les équations de transfert de chaleur dans le générateur. Les résultats obtenus rendent bien compte des niveaux de température pression et temps nécessaires pour un cycle observés. Les résultats sont obtenus sous la forme de courbes de température, pression et masses de fluides frigorigènes adsorbé sur le charbon en fonction du temps et du rayon du cylindre du générateur. Aucune mesure expérimentale suffisamment fine ne permet la comparaison objective des courbes avec les résultats globalisant obtenus expérimentalement. En particulier, les niveaux de valeur des pressions ainsi que l'allure globale des courbes de température n'est pas toujours respectée. Pour justifier l'allure globale des courbes expérimentales un modèle plus globalisant basé sur la prise en compte d'une conductivité globale apparente et d'une conductance de contact paroi charbon est également proposé.

A l'issue du calcul de modélisation un temps moyen du cycle d'adsorption-désorption est obtenu. Celui-ci est en moyenne de quatre heures. Le présent travail constitue à ce titre la première étape vers la modélisation complète d'une machine à sorption méthanol/charbon avec la prise en compte du condenseur et de l'évaporateur. Le but visé est le calcul du coefficient de performance, rapport entre la quantité de froid réellement produite à l'évaporateur et la chaleur dépensée au générateur. Avec le présent travail, cette dernière

chaleur est d'ore et déjà connue à travers la puissance de la source de chaleur utilisée pour réaliser le cycle.

Le coût global relativement élevé de la collaboration avec le LEMTA de Nancy dans cette opération n'a pas permis ni de poursuivre les recherches ni de reproduire le montage expérimental à Ouagadougou. C'est cette dernière solution qui avait été proposée comme solution de continuation de ces travaux. Malgré ces difficultés, nous encourageons et proposons la continuation des collaborations du genre entre laboratoires du sud et ceux du nord sur des thèmes de recherche de pointe, active et d'actualité dans la communauté scientifique internationale pour se maintenir à la pointe du progrès dans tous les domaines des sciences et des techniques. Pour ce qui concerne la production de froid par sorption, les applications sont variées pour les pays africains qui disposent presque tous d'un bon ensoleillement en association avec un coût de kWh électrique généralement élevé. L'énergie solaire est alors la source thermique par excellence pour le chauffage du générateur des machines frigorifiques à adsorption. Non seulement la climatisation à faible coût des locaux initialement visée par ce travail devient possible mais la conservation des aliments par chambres froides à faible coût d'exploitation est envisageable. L'objectif à terme des collaborations Nord-Sud dans ce domaine est le montage et l'expérimentation de machines frigorifiques adaptées à notre propre environnement.

## REFERECES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ 1 ] .KASTEN F. "A simple parameterization of pyrhelimetric of determining the Linke turbidity factor" Solar Energy, Vol 24, 1980
- [ 2 ]. ANGSTROM A. "Parameters of atmospheric turbidity" Tellus XVI (1964). The Eppley Foundation for research, Newport, R.I
- [ 3 ].Barbaro S. et al "An atmospheric model for computing direct and diffuse solar Radiation", Solar Energy, Vol 22, (1979).
- [ 4 ] Y. JANNOT, Y. COULIBALY "Radiative heat transfer in a solar air heater covered with a plastic film" Solar Energy Vol. 60 No 1, pp 35-40, 1997
- [ 5 ]. COULIBALY Yézouma, THIOMBIANO Godefroy, TRAORE M. Yves, "Climat et confort thermique", Sud Sciences & technologies N° 2 Juillet 1998 PP 22-27
- [ 6 ]. Memosol "Mémento d'héliotechnique" Editions Européennes technique et industrie (EETI) Mars 1980
- [ 7 ] Y. JANNOT, Y. COULIBALY "The evaporative capacity as a performance index for a solar-drier air-heater" Solar Energy Vol. 63 No 6, pp 387-391, 1998
- [ 8 ]. GRET, Ministère de la coopération. Rexcoop 1986. construire avec le climat, Bioclimatisme des zones tropicales : technologies et développement.
- [ 9 ] A. CLARK, "The theory of adsorption and catalysis" Academic Press (New York and London)
- [ 10 ] S. ROSS, J.P. OLIVIER "On physical adsorption" Interscience Publishers a Division of John Wiley & Sons, Inc., (New York, London, Sidney)

- [ 11 ] Y. COULIBALY, P. BAMBANG, M. DINY, R. BOUSSEHAIN, M. FEIDT " Comportement thermique d'un générateur à sorption solide" Rev. Gén. Therm. (1998) 37, 818-826
- [ 12 ] M. JAROONIC, R. MADEY, "physical adsorption on heterogenous solids", Elsevier (Amsterdam, Oxford, New York, Tokio (1988).
- [ 13 ] Luo Ling-Ai, Coulibaly Y., Feidt M. - *A transient thermal study of generator in an adsorption inverse machine*. Proceedings of the joint Conference of 3rd International Symposium on heat transfer and 5th International Symposium on transport phenomena, JCHTT, pp. 567-575, Beijing, Chine, 1992.
- [ 14 ] L. C. ONYEBUEKE, "Contribution à l'étude des transferts de chaleur au générateur de machines trithermes à adsorption", Doctorat de l'I.N.P.L./E.N.S.E.M (1989).
- [ 15 ] R. BOUSSEHAIN, "Caractérisation thermostatique et cinétique des phénomènes d'adsorption-désorption de couples charbons actifs-alcool", Thèse de Doctorat d'Etat ès-Sciences, I.N.P.L., NANCY (1986)
- [ 16 ] P. CIAMBILLI and V. TUFANO, "Coupling a single-stage adsorption heat transformer with finite heat sources/sinks", Heat Recovery Systems & CHP Vol 10, No 5/6, PP 549-533, (1990)
- [ 17 ] I. CHANDRA and V. S. PATWARDHAN "Theoretical studies on adsorption heat transformer using zeolite-water vapour pair" Heat Recovery Systems & CHP Vol 10 No 5/6, PP 527-537, (1990)
- [ 18 ] M. Chahid, M. FEIDT et D. LECOMTE, "Modélisation des machines trithermes à adsorption : Une alternative à l'insuffisance des modèles standards dans la description des phénomènes d'adsorption", L.E.R.M.E.S. - G.E.S.P.E., Université de Nancy I, I.N.P.L., C.N.R.S. Nancy, France
- [ 19 ] J.J. GUILLEMINOT, F. MEUNIER ET B. MISCHLER, "Etude des cycles intermittents à adsorption solide pour la réfrigération solaire", Revue de phys. Appl. 15, PP 441-452 (1980)

- [ 20 ] P. NEVEU, M. LEBRUN et B. SPINNER, "Pompe à chaleur et thermotransformateurs chimiques solide/gaz : Principe et gestion des procédés, I.M.P. - C.N.R.S., Université de Perpignan. Journée d'étude du 28 Novembre 1990, Société française des thermiciens.
- [ 21 ] Furmanski (P.) and Floryan (J.M.). - *Wall effects in heat conduction through a heterogeneous material*. Int. J. Heat Mass Transfer, 1994, vol. 37 n° 13, pp. 1945-1955.
- [ 22 ] J. DESAUTEL, H. TAZEROUTI, V. BIAS, "Production de froid à partir des gaz d'échappement des moteurs thermiques : Le projet FOURMI", Unité Génie thermique, E.S.I.M./I.M.T. Marseille. Journée d'étude du 28 Novembre 1990, Société française des thermiciens.
- [ 23 ] R.E. CRITOH, "Performance limitation of adsorption cycles for solar cooling", Solar Energy Vol 41 No. 1 PP 21-31, (1988) USA
- [ 24 ] R. BO[ 1 ] USSEHAIN, M.L. FEIDT, D. BALESSENT "Thermogravimetric study of alcohol adsorption on active charcoal" *Thermochimica Acta*, 103 (1986) pp 113-122, Elsevier science Publishers B.V., Amsterdam (Netherlands)
- [ 25 ] D. VEYRET, L. TADRIST, S. CIOULACHTJIAN, J. PANTALONI, "Conductivité thermique effective d'un matériau composite ; approche numérique", I.U.S.T.I./Laboratoire S.E.T.T. : UA CNRS 1168-case 162 (Marseille), Communication N° 17, 13
- [ 26 ] A. LE BAIL, J.P. BARDON, "Couplage radiatif/conductif et matrice solide/gaz dans la conductivité thermique des feutres de carbone sous pression d'argon", Laboratoire de thermocinétique, URA CNRS 869 I.S.I.T.E.M. (Nantes), Communication N° 17, 18
- [ 27 ] S.V. SHELTON, W.J. WEPFER and D.J. MILES, "Square wave analysis of the solid-vapor adsorption heat pump", *Heat Recovery systems & CHP Vol9*, pp 233-247 (1989, GB)

- [ 28 ] O.E. Ataer and Y. GOGUS, "Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system" Int. J. Refrig. 1991 Vol 14 March.
- [ 29 ] R.K. SAHO, "Mathematical modelling of transient responses of refrigeration storage systems with internal heat generation". Int. J. Refrig. 1991 Vol 14 May.
- [ 30 ] F. LEMMINI, J. BAHRAOUI-BURET, M. PONS ET F. MEUNIER, "Simulation du stockage de froid d'une machine frigorifique à adsorption dans deux climats marocains", L.E.S. Rabat (Maroc), LIMSI CNRS Orsay (France)
- [ 31 ] H.S. CARSLAW and J.C. JAEGER, "Conduction of heat in solids", Clarendon Press (Oxford)
- [ 32 ] J. BOUGARD, A. MINET, G. VERONIKIS, "Faculté Polytechnique de Mons (Belgique)" ,journée d'étude du 28 Novembre 1990, Société française des termiciens.
- [ 33 ] J.F. SACADURA : Initiation aux transferts thermiques, Technique & documentation, 1980
- [ 34 ] Numerical Recipes "the art of scientific computing" (Fascicule Antoine)
- [ 35 ] L. DELAFOSSE, G. MONGODIN : Les calculs de la technique du vide, Société Française des Ingénieurs et Techniques du vide, 1961
- [ 36 ] A. FORTIER : Mécanique des fluides et transferts de chaleur et de masse par convection, Masson et Cie, 1975
- [ 37 ] . LUO : Etude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse à adsorption, Thèse de doctorat de l'INPL, Novembre 1991
- [ 38 ] F. MEUNIER : Second law analysis of solid adsorption heat pump operating on reversible cascade cycles : application to the zeolite-water pair, Heat Recovery Systems, vol 5, No 2, 1985.
- [ 39 ] R. ZHU, B. HAN, M. LIN and Y.YU : Experimental investigation on a adsorption system for producing child water : Rev. Int. Froif vol 15 No 1, 1992

- [ 40 ] D.A. KINKEAD : Pleated DPCC-based adsorbers : New technology for air purification, ASHRAE Journal November 1990
- [ 41 ] J.J. GUILLEMINOT, J.M. GURGEL : Heat transfert intensification in adsorbent beds of adsorption thermal devices
- [ 42 ] A. HADJJI, Z. LAVAN : A relationship for adsorption equilibrium and thermodynamic modeling of the processes involved in solid adsorbtion cooling/heat systems
- [ 43 ] M. KOCIRIK, P. STRUVE, M. BULOW : Analytical solution of simultaneous heat and mass transfer in Zeolite cristals under Constant-volume/Variable-pressure conditions, J. Chem. Soc., Faraday Trans. I, 1984
- [ 44 ] J. ROUSSY, J. BARRIOL : Loi cinétique approchée de la diffusion pour une désorption non isotherme, C.R. Acad. Sc. Paris t. 288 juin 1979
- [ 45 ] A. BRUNOVSKA, V. HLAVACEK, J. ILAVSKY, J. VALTINY : An analysis of non isothermal one-component sorption in a single adsorbent particle, Chem. Ing. Sci. Vol 33, 1978
- [ 46 ] A. BRUNOVSKA, J. ILAVSKY, V. HLAVACEK : An analysis of non isothermal one-component sorption in a single adsorbent particle-A simplefied Model, Chem. Ing. Sci. Vol 36, 1981
- [ 47 ] G. BERTRAND, M. LALLEMANT, A. MOKHLISSE, R. PRUD'HOMME : Caractéristiques des réactions endothermiques d'interface. Recherches des états thermodynamiques d'interface en relation avec l'écart à l'équilibre, C.R. Acad. Sc. Paris t. 292 janvier 1981.
- [ 48 ] A. HAJJI, W.M. WOREK : Simmulation of regenerative, closed-cycle adsorption cooling/heating system, Energy vol 16 No 3 1991.

## ANNEXE 1

### VALEURS DE L'ALBEDO

| Nature du sol                       | Albedo |
|-------------------------------------|--------|
| Terre cultivée                      | 0.15   |
| Terre sableuse                      | 0.12   |
| Gravier                             | 0.25   |
| Forêts et arbres divers             | 0.16   |
| Herbes et végétations sèches        | 0.30   |
| Eau calme (hauteur du soleil > 30°) | 0.04   |
| Aluminium poli                      | 0.97   |
| Aluminium oxydé                     | 0.85   |
| Peinture blanche                    | 0.9    |
| Béton                               | 0.5    |
| Verre à vitre                       | 0.10   |

Source : Mémento d'héliotechnique. Institut français de l'énergie. MEMOL 1979

## ANNEXE 2

### DONNEES METEOROLOGIQUES DU SITE DE OUAGADOUGOU CALCULEES POUR LES 12 MOIS DE L'ANNEE

#### SOURCE DES DONNEES DE BASE : METEOROLOGIE NATIONALE DU BURKINA FASO

- TAM = Température Annuelle Moyenne du  
EAT = Ecart Annuel de Température  
EDT = Ecart Diurne de température du mois considéré  
Tmax = Température maximale du mois  
Tmin = Température minimale du mois  
Ts = T température sèche en °C  
Th = Température humide en °C  
e = Humidité relative en %  
x = humidité absolue en g/kgAS  
Pv = pression partielle de la vapeur d'eau en Pa

**TAM = 28,2 EAT = 22**

**Janvier EDT = 14,9**

**Tmax = 32,1 Tmin = 14,9**

| heure | Ts   | Th   | e    | x    | Pv   |  |
|-------|------|------|------|------|------|--|
| 0     | 20,8 | 11   | 27,8 | 4,21 | 2454 |  |
| 1     | 19,5 | 10,8 | 32,4 | 4,54 | 2264 |  |
| 2     | 19,1 | 10,6 | 33   | 4,51 | 2209 |  |
| 3     | 18,5 | 10,4 | 34,7 | 4,57 | 2127 |  |
| 4     | 18   | 10,2 | 35,9 | 4,58 | 2062 |  |
| 5     | 17,5 | 10   | 37,2 | 4,6  | 1998 |  |

|    |      |       |       |      |      |
|----|------|-------|-------|------|------|
| 6  | 17,2 | 9,8   | 37,4  | 4,54 | 1960 |
| 7  | 17,4 | 10,15 | 38,9  | 4,78 | 1985 |
| 8  | 19   | 10,5  | 32,9  | 4,46 | 2195 |
| 9  | 22,5 | 11,7  | 23,8  | 4,01 | 2721 |
| 10 | 26   | 12,9  | 19,3  | 3,99 | 3356 |
| 11 | 28   | 13,55 | 16,6  | 3,86 | 3773 |
| 12 | 30   | 14,2  | 14,32 | 3,75 | 4235 |
| 13 | 31   | 14,55 | 13,4  | 3,72 | 4484 |
| 14 | 32,1 | 14,9  | 12,4  | 3,66 | 4772 |
| 15 | 31,5 | 14,7  | 12,9  | 3,68 | 4613 |
| 16 | 31   | 14,5  | 13,3  | 3,67 | 4484 |
| 17 | 30   | 13,95 | 13,3  | 3,48 | 4235 |
| 18 | 27,5 | 13,4  | 17,3  | 3,9  | 3665 |
| 19 | 26   | 12,75 | 18,5  | 3,84 | 3356 |
| 20 | 23,7 | 12,1  | 22,7  | 4,11 | 2426 |
| 21 | 22,8 | 11,8  | 24,4  | 4,18 | 2772 |
| 22 | 21,8 | 11,5  | 26,6  | 4,29 | 2608 |
| 23 | 21   | 11,25 | 28,4  | 4,37 | 2484 |

### Ouagadougou : températures humides et sèches

**TAM = 28,2**

**Fevrier**

**Tmax = 35,4**

heure

**EAT = 22**

**EDT = 14,7**

**Tmin = 20,7**

| Ts | Th   | e    | x    | Pv   |      |
|----|------|------|------|------|------|
| 0  | 24   | 12,5 | 23,8 | 4,39 | 2979 |
| 1  | 23,2 | 12,3 | 25,7 | 4,51 | 2840 |
| 2  | 22,5 | 12,1 | 27,3 | 4,59 | 2722 |
| 3  | 22   | 11,9 | 28,1 | 4,59 | 2640 |
| 4  | 21,3 | 11,6 | 29,3 | 4,6  | 2530 |
| 5  | 21   | 11,6 | 30,6 | 4,7  | 2484 |
| 6  | 20,7 | 11,6 | 31,9 | 4,82 | 2438 |
| 7  | 21,3 | 11,8 | 30,5 | 4,78 | 2530 |
| 8  | 22   | 12   | 28,7 | 4,69 | 2640 |
| 9  | 25,5 | 13   | 21,3 | 4,29 | 3258 |
| 10 | 29,3 | 14   | 15,2 | 3,81 | 4068 |
| 11 | 31,4 | 14,7 | 13,1 | 3,72 | 4586 |
| 12 | 33,5 | 15,4 | 11,5 | 3,66 | 5162 |
| 13 | 34,5 | 15,7 | 10,7 | 3,59 | 5437 |
| 14 | 35,4 | 16   | 10,1 | 3,57 | 5735 |

|    |      |      |      |      |      |
|----|------|------|------|------|------|
| 15 | 35   | 15,7 | 9,8  | 3,39 | 5610 |
| 16 | 34,5 | 15,5 | 10   | 3,37 | 5457 |
| 17 | 32,5 | 15   | 12,3 | 3,61 | 4880 |
| 18 | 31   | 14,5 | 13,3 | 3,67 | 4484 |
| 19 | 29   | 14   | 15,9 | 3,93 | 3998 |
| 20 | 27   | 13,5 | 19,3 | 4,21 | 3559 |
| 21 | 26,2 | 13,2 | 21,1 | 4,22 | 3396 |
| 22 | 25,4 | 13   | 21,6 | 4,33 | 3239 |
| 23 | 24,7 | 12,7 | 22,4 | 4,31 | 3107 |

**Ouagadougou : températures humides et sèches**

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Mars**

**EDT = 12,5**

**Tmax = 37,3**

**Tmin = 24,8**

| heure | Ts   | Th    | e    | x    | Pv   |  |
|-------|------|-------|------|------|------|--|
| 0     | 27,2 | 15,5  | 28,1 | 6,25 | 3601 |  |
| 1     | 26,8 | 15,35 | 28,7 | 6,27 | 3518 |  |
| 2     | 26,3 | 15,2  | 29,7 | 6,3  | 3416 |  |
| 3     | 25,8 | 15,05 | 30,8 | 6,33 | 3317 |  |
| 4     | 25,2 | 14,9  | 32,3 | 6,41 | 3201 |  |
| 5     | 25,1 | 14,85 | 32,4 | 6,4  | 3182 |  |
| 6     | 24,8 | 14,8  | 33,3 | 6,46 | 3125 |  |
| 7     | 25,4 | 14,9  | 31,7 | 6,33 | 3239 |  |
| 8     | 26   | 15    | 29,8 | 6,2  | 3356 |  |
| 9     | 29   | 15,85 | 24   | 5,95 | 3999 |  |
| 10    | 32   | 16,7  | 19,5 | 5,72 | 4745 |  |
| 11    | 33,8 | 17,2  | 17,2 | 5,59 | 5249 |  |
| 12    | 35,5 | 17,7  | 15,4 | 5,52 | 5767 |  |
| 13    | 36,4 | 17,9  | 14,4 | 5,4  | 6059 |  |
| 14    | 37,3 | 18,1  | 13,4 | 5,29 | 6363 |  |
| 15    | 36,8 | 18,05 | 14,5 | 5,42 | 6192 |  |
| 16    | 36,3 | 18    | 15,9 | 5,56 | 6025 |  |
| 17    | 34,9 | 17,6  | 16,3 | 5,63 | 5579 |  |
| 18    | 33,5 | 17,2  | 17,9 | 5,71 | 5162 |  |
| 19    | 31,7 | 16,7  | 20,2 | 5,84 | 4665 |  |
| 20    | 30   | 16,2  | 22,7 | 5,94 | 4235 |  |
| 21    | 29,3 | 16    | 23,8 | 6    | 4068 |  |
| 22    | 28,6 | 15,8  | 24,9 | 6,05 | 3907 |  |
| 23    | 27,9 | 15,65 | 26,5 | 6,16 | 3751 |  |

### Ouagadougou : températures humides et sèches

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Avril**

**EDT = 11,6**

**Tmax = 39,2**

**Tmin = 27,6**

|    | Ts | Th   | e    | x    | Pv    |      |
|----|----|------|------|------|-------|------|
| 0  |    | 30   | 22,9 | 55,3 | 14,7  | 4235 |
| 1  |    | 29,5 | 22,9 | 57,6 | 14,9  | 4115 |
| 2  |    | 29,1 | 22,8 | 59   | 14,9  | 4021 |
| 3  |    | 28,6 | 22,8 | 61,6 | 15,1  | 3907 |
| 4  |    | 28,1 | 22,7 | 63,6 | 15,2  | 3795 |
| 5  |    | 27,9 | 22,7 | 64,7 | 15,3  | 3751 |
| 6  |    | 27,6 | 22,6 | 65,7 | 15,2  | 3686 |
| 7  |    | 28,1 | 22,7 | 65,7 | 15,2  | 3686 |
| 8  |    | 28,6 | 22,9 | 62,2 | 15,3  | 3907 |
| 9  |    | 31,6 | 23,1 | 49,3 | 14,4  | 4639 |
| 10 |    | 34,5 | 23,3 | 39,4 | 13,5  | 5457 |
| 11 |    | 36   | 23,4 | 35,1 | 13    | 5927 |
| 12 |    | 37,5 | 23,5 | 31,3 | 12,6  | 6439 |
| 13 |    | 38,4 | 23,6 | 29,3 | 12,4  | 6753 |
| 14 |    | 39,2 | 23,7 | 27,7 | 12,2  | 7049 |
| 15 |    | 38,8 | 23,7 | 28,6 | 12,4  | 6900 |
| 16 |    | 38,3 | 23,6 | 29,5 | 12,4  | 6717 |
| 17 |    | 37   | 23,5 | 32,6 | 12,8  | 6260 |
| 18 |    | 35,7 | 23,4 | 36   | 13,2  | 5831 |
| 19 |    | 34,2 | 23,3 | 40,4 | 13,6  | 5368 |
| 20 |    | 32,6 | 23,2 | 45,8 | 14,1  | 4908 |
| 21 |    | 31,9 | 23,1 | 48,6 | 14,24 | 4518 |
| 22 |    | 31,2 | 23   | 50,5 | 14,4  | 4535 |
| 23 |    | 30,6 | 23   | 53,1 | 14,6  | 4382 |

### Ouagadougou : températures humides et sèches

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Mai**

**EDT = 9,4**

**Tmax = 37,2**

**Tmin = 27,8**

|   | Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|---|----|------|-------|------|------|------|
| 0 |    | 29,8 | 22,7  | 55,1 | 14,5 | 4185 |
| 1 |    | 29,1 | 22,55 | 57,6 | 14,6 | 4021 |

|    |      |       |      |      |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 2  | 29   | 22,4  | 57,2 | 14,3 | 3998 |
| 3  | 28,7 | 22,25 | 57,9 | 14,3 | 3930 |
| 4  | 28,3 | 22,1  | 59,3 | 14,2 | 3840 |
| 5  | 28,1 | 21,95 | 59,1 | 14,1 | 3795 |
| 6  | 27,8 | 21,9  | 60,4 | 14,1 | 3730 |
| 7  | 28,3 | 22,2  | 59,6 | 14,4 | 3840 |
| 8  | 28,8 | 22,5  | 58,8 | 14,6 | 3952 |
| 9  | 31,1 | 22,8  | 49,9 | 14,1 | 4509 |
| 10 | 33,4 | 23,1  | 42,3 | 13,6 | 5133 |
| 11 | 34,7 | 23,4  | 39,2 | 13,6 | 5518 |
| 12 | 35,9 | 23,7  | 36,6 | 13,5 | 5895 |
| 13 | 36,6 | 24    | 35,7 | 13,7 | 6125 |
| 14 | 37,2 | 24,2  | 34,7 | 13,8 | 6328 |
| 15 | 36,8 | 24,05 | 35,3 | 13,7 | 6192 |
| 16 | 36,5 | 23,9  | 35,6 | 13,6 | 6092 |
| 17 | 35,5 | 23,75 | 38,1 | 13,8 | 5667 |
| 18 | 34,5 | 23,6  | 40,7 | 14   | 5457 |
| 19 | 33,2 | 23,45 | 44,7 | 14,2 | 5076 |
| 20 | 32   | 23,3  | 48,7 | 14,5 | 4745 |
| 21 | 31,4 | 23,15 | 50,4 | 14,5 | 4587 |
| 22 | 30,8 | 23    | 52,2 | 14,5 | 4433 |
| 23 | 30,3 | 22,85 | 53,6 | 14,5 | 4308 |

### Ouagadougou : températures humides et sèches

**TAM = 28,2**

**Juin**

**Tmax =33,4**

**EAT = 22**

**EDT = 7,8**

**Tmin = 25,6**

| Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 0  | 27,3 | 22,7  | 68,1 | 15,5 | 3622 |
| 1  | 27   | 22,55 | 68,8 | 15,4 | 3552 |
| 2  | 26,6 | 22,4  | 70,2 | 15,4 | 3477 |
| 3  | 26,3 | 22,25 | 71   | 15,3 | 3416 |
| 4  | 26   | 22,1  | 71,8 | 15,2 | 3356 |
| 5  | 25,7 | 21,95 | 72,7 | 15,1 | 3297 |
| 6  | 25,4 | 21,9  | 74,1 | 15,1 | 3239 |
| 7  | 25,9 | 22,2  | 73,1 | 15,3 | 3336 |
| 8  | 26,4 | 22,5  | 72   | 15,6 | 3436 |
| 9  | 28,2 | 22,8  | 63,7 | 15,3 | 3817 |
| 10 | 30   | 23,1  | 56,4 | 15   | 4235 |

|    |      |       |      |      |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 11 | 31,1 | 23,4  | 53   | 15   | 4509 |
| 12 | 32,2 | 23,7  | 49,8 | 15   | 4799 |
| 13 | 32,9 | 24    | 48,5 | 15,2 | 4992 |
| 14 | 33,5 | 24,2  | 47,1 | 15,3 | 5162 |
| 15 | 33,1 | 24,05 | 47,9 | 15,2 | 5048 |
| 16 | 32,7 | 23,9  | 48,8 | 15,1 | 4936 |
| 17 | 31,9 | 23,75 | 51,3 | 15,2 | 4718 |
| 18 | 31   | 23,6  | 54,5 | 15,4 | 4484 |
| 19 | 30   | 23,45 | 58,3 | 15,5 | 4235 |
| 20 | 29   | 23,3  | 62,5 | 15,7 | 3998 |
| 21 | 28,5 | 23,15 | 64,2 | 15,7 | 3884 |
| 22 | 28   | 23    | 66   | 15,7 | 3771 |
| 23 | 27,8 | 22,85 | 66,2 | 15,5 | 3730 |

**Ouagadougou : températures humides et sèches**

**TAM = 28,2**

**Juillet**

**Tmax =31,5**

**EAT = 22**

**EDT = 7,2**

**Tmin = 24,3**

|    | Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|----|----|------|-------|------|------|------|
| 0  |    | 26   | 22,7  | 75,9 | 16   | 3356 |
| 1  |    | 25,6 | 22,55 | 77,4 | 16   | 3278 |
| 2  |    | 25,3 | 22,4  | 78,3 | 15,9 | 3220 |
| 3  |    | 25   | 22,25 | 79,3 | 15,8 | 3163 |
| 4  |    | 24,6 | 22,1  | 80,9 | 15,7 | 3082 |
| 5  |    | 24,5 | 21,95 | 80,5 | 15,6 | 3070 |
| 6  |    | 24,3 | 21,9  | 81,5 | 15,6 | 3033 |
| 7  |    | 24,6 | 22,2  | 81,6 | 15,9 | 3088 |
| 8  |    | 25   | 22,5  | 81,1 | 16,2 | 3163 |
| 9  |    | 26,8 | 22,8  | 71,6 | 15,9 | 3518 |
| 10 |    | 28,5 | 23,1  | 63,9 | 15,6 | 3884 |
| 11 |    | 29,5 | 23,4  | 60,5 | 15,7 | 4115 |
| 12 |    | 30,4 | 23,7  | 57,8 | 15,8 | 4333 |
| 13 |    | 31   | 24    | 56,6 | 16   | 4484 |
| 14 |    | 31,5 | 24,2  | 55,4 | 16,1 | 4613 |
| 15 |    | 31,2 | 24,05 | 56   | 16   | 4535 |
| 16 |    | 31   | 23,9  | 56,1 | 15,8 | 4484 |
| 17 |    | 30,1 | 23,75 | 54,8 | 15,6 | 4512 |
| 18 |    | 29,3 | 23,6  | 62,7 | 16,1 | 4068 |
| 19 |    | 28,3 | 23,45 | 67,1 | 16,2 | 3840 |

|    |      |       |      |      |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 20 | 27,3 | 23,3  | 71,9 | 16,4 | 3622 |
| 21 | 26,9 | 23,15 | 73,3 | 16,3 | 3538 |
| 22 | 26,5 | 23    | 74,8 | 16,3 | 3456 |
| 23 | 26,2 | 22,85 | 75,6 | 16,2 | 3396 |

**Ouagadougou : températures humides et sèches**

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Août**

**EDT = 6,4**

**Tmax =30,2**

**Tmin = 23,8**

|    | Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|----|----|------|-------|------|------|------|
| 0  |    | 25   | 22,7  | 82,5 | 16,4 | 3163 |
| 1  |    | 24,8 | 22,55 | 82,8 | 16,3 | 3125 |
| 2  |    | 24,5 | 22,4  | 83,8 | 16,2 | 3070 |
| 3  |    | 24,2 | 22,25 | 84,8 | 16,1 | 3015 |
| 4  |    | 24   | 22,1  | 85,1 | 16   | 2979 |
| 5  |    | 23,9 | 21,95 | 84,7 | 15,8 | 2962 |
| 6  |    | 23,8 | 21,9  | 85,1 | 15,8 | 2944 |
| 7  |    | 24,1 | 22,2  | 85,2 | 16,1 | 2997 |
| 8  |    | 24,4 | 22,5  | 85,3 | 16,4 | 3052 |
| 9  |    | 26   | 22,8  | 76,6 | 16,2 | 3356 |
| 10 |    | 27,5 | 23,1  | 69,4 | 16   | 3664 |
| 11 |    | 28,5 | 23,4  | 65,7 | 16,1 | 3884 |
| 12 |    | 29,5 | 23,7  | 62,2 | 16,1 | 4115 |
| 13 |    | 29,9 | 24    | 61,9 | 16,4 | 4211 |
| 14 |    | 30,2 | 24,2  | 61,6 | 16,6 | 4284 |
| 15 |    | 30   | 24,05 | 61,7 | 16,5 | 4235 |
| 16 |    | 29,9 | 23,9  | 61,4 | 16,3 | 4215 |
| 17 |    | 29,1 | 23,75 | 64,6 | 16,4 | 4021 |
| 18 |    | 28,4 | 23,6  | 67,5 | 16,4 | 3862 |
| 19 |    | 27,5 | 23,45 | 71,7 | 16,6 | 3665 |
| 20 |    | 26,5 | 23,3  | 76,8 | 16,7 | 3456 |
| 21 |    | 26,2 | 23,15 | 77,7 | 16,6 | 3396 |
| 22 |    | 25,9 | 23    | 78,6 | 16,5 | 3336 |
| 23 |    | 25,4 | 22,85 | 80,9 | 16,5 | 3239 |

**Ouagadougou : températures humides et sèches**

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Septembre**

**EDT = 8**

**Tmax =31,7****Tmin = 23,7**

| Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 0  | 25,3 | 22,7  | 80,5 | 16,3 | 3220 |
| 1  | 25   | 22,55 | 81,4 | 16,2 | 3163 |
| 2  | 24,7 | 22,4  | 82,4 | 16,1 | 3117 |
| 3  | 24,3 | 22,25 | 84,1 | 16,1 | 3043 |
| 4  | 24   | 22,1  | 85,1 | 16   | 2972 |
| 5  | 23,9 | 21,95 | 84,7 | 15,8 | 2962 |
| 6  | 23,7 | 21,9  | 85,8 | 15,8 | 2926 |
| 7  | 24   | 22,2  | 85,9 | 16,1 | 2979 |
| 8  | 24,4 | 22,5  | 85,3 | 16,4 | 3052 |
| 9  | 26,4 | 22,8  | 74   | 16   | 3436 |
| 10 | 28,4 | 23,1  | 64,4 | 15,7 | 3862 |
| 11 | 29,5 | 23,4  | 60,5 | 15,7 | 4115 |
| 12 | 30,6 | 23,7  | 56,9 | 15,7 | 4382 |
| 13 | 31,1 | 24    | 56,2 | 16   | 4509 |
| 14 | 31,7 | 24,2  | 54,5 | 16   | 4665 |
| 15 | 31,4 | 24,05 | 55,1 | 15,9 | 4587 |
| 16 | 31,1 | 23,9  | 55,6 | 15,8 | 4509 |
| 17 | 30,6 | 23,75 | 57,1 | 15,7 | 4382 |
| 18 | 29,2 | 23,6  | 63,2 | 16,1 | 4045 |
| 19 | 28,5 | 23,45 | 66   | 16,1 | 3884 |
| 20 | 27,1 | 23,3  | 73,1 | 16,5 | 3580 |
| 21 | 26,6 | 23,15 | 75,2 | 16,5 | 3477 |
| 22 | 26,1 | 23    | 77,3 | 16,4 | 3376 |
| 23 | 25,9 | 22,85 | 77,6 | 16,3 | 3336 |

**Ouagadougou : températures humides et sèches****TAM = 28,2****EAT = 22****Octobre****EDT = 11,1****Tmax =34,8****Tmin = 23,7**

| Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 0  | 26,1 | 20,7  | 62,1 | 13,1 | 3377 |
| 1  | 25,6 | 20,6  | 64,3 | 13,2 | 3278 |
| 2  | 25,2 | 20,5  | 65,9 | 13,2 | 3201 |
| 3  | 24,7 | 20,4  | 68,3 | 13,3 | 3107 |
| 4  | 24,3 | 20,3  | 70,1 | 13,3 | 3033 |
| 5  | 24   | 20,25 | 71,6 | 13,4 | 2979 |
| 6  | 23,7 | 20,2  | 73,2 | 13,4 | 2926 |

|    |      |       |      |      |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 7  | 24,2 | 20,35 | 71   | 13,4 | 3015 |
| 8  | 24,8 | 20,5  | 68,3 | 13,4 | 3125 |
| 9  | 27,5 | 20,85 | 55,7 | 12,8 | 3665 |
| 10 | 30,2 | 21,2  | 45,4 | 12,2 | 4284 |
| 11 | 31,8 | 21,55 | 40,9 | 12   | 4692 |
| 12 | 33,3 | 21,9  | 37,3 | 11,9 | 5104 |
| 13 | 34   | 22    | 35,5 | 11,8 | 5308 |
| 14 | 34,8 | 22,1  | 33,4 | 11,6 | 5548 |
| 15 | 34,4 | 22,05 | 34,4 | 11,7 | 5427 |
| 16 | 34   | 22    | 35,5 | 11,8 | 5308 |
| 17 | 32,8 | 21,75 | 38,3 | 11,9 | 4964 |
| 18 | 31,5 | 21,5  | 41,8 | 12,1 | 4613 |
| 19 | 30   | 21,25 | 46,5 | 12,3 | 4235 |
| 20 | 28,5 | 21    | 51,7 | 12,6 | 3984 |
| 21 | 27,9 | 20,9  | 54   | 12,7 | 3758 |
| 22 | 27,2 | 20,8  | 56,9 | 12,8 | 3601 |
| 23 | 26,6 | 20,75 | 59,7 | 13   | 3477 |

#### Ouagadougou : températures humides et sèches

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Novembre**

**EDT = 15,2**

**Tmax =35,6**

**Tmin = 20,4**

|    | Ts   | Th    | e     | x    | Pv   |  |
|----|------|-------|-------|------|------|--|
| 0  | 23,7 | 15,7  | 43,4  | 7,9  | 2926 |  |
| 1  | 23,2 | 15,6  | 45,2  | 8    | 2840 |  |
| 2  | 22,6 | 15,5  | 47,7  | 8,12 | 2736 |  |
| 3  | 22   | 15,35 | 49,9  | 8,19 | 2640 |  |
| 4  | 21,4 | 15,2  | 52,2  | 8,27 | 2545 |  |
| 5  | 20,7 | 15,1  | 55,6  | 8,44 | 2430 |  |
| 6  | 20,4 | 15    | 56,7  | 8,45 | 2394 |  |
| 7  | 21,2 | 15,1  | 52,7  | 8,24 | 2514 |  |
| 8  | 22   | 15,2  | 48,9  | 8,03 | 2640 |  |
| 9  | 25,8 | 16,05 | 36,2  | 7,45 | 3317 |  |
| 10 | 29,5 | 16,9  | 27,2  | 6,95 | 4115 |  |
| 11 | 31,5 | 17,3  | 23,16 | 6,63 | 4613 |  |
| 12 | 33,5 | 17,7  | 19,7  | 6,31 | 5162 |  |
| 13 | 34,5 | 17,95 | 18,3  | 6,2  | 5457 |  |
| 14 | 35,6 | 18,2  | 16,9  | 6,08 | 5599 |  |
| 15 | 35   | 18,1  | 17,8  | 6,2  | 5611 |  |

|    |      |       |      |      |      |
|----|------|-------|------|------|------|
| 16 | 34,4 | 18    | 18,8 | 6,32 | 5427 |
| 17 | 32,7 | 17,6  | 21,3 | 6,5  | 4936 |
| 18 | 31   | 17,2  | 24,1 | 6,71 | 4484 |
| 19 | 29   | 16,8  | 28,3 | 7,04 | 3998 |
| 20 | 27   | 16,4  | 33,3 | 7,37 | 3559 |
| 21 | 26,1 | 16,2  | 35,8 | 7,5  | 3376 |
| 22 | 25,3 | 16    | 38   | 7,6  | 3220 |
| 23 | 24,5 | 15,85 | 46   | 7,75 | 3070 |

### Ouagadougou : températures humides et sèches

**TAM = 28,2**

**EAT = 22**

**Décembre**

**EDT = 14,5**

**Tmax =32,1**

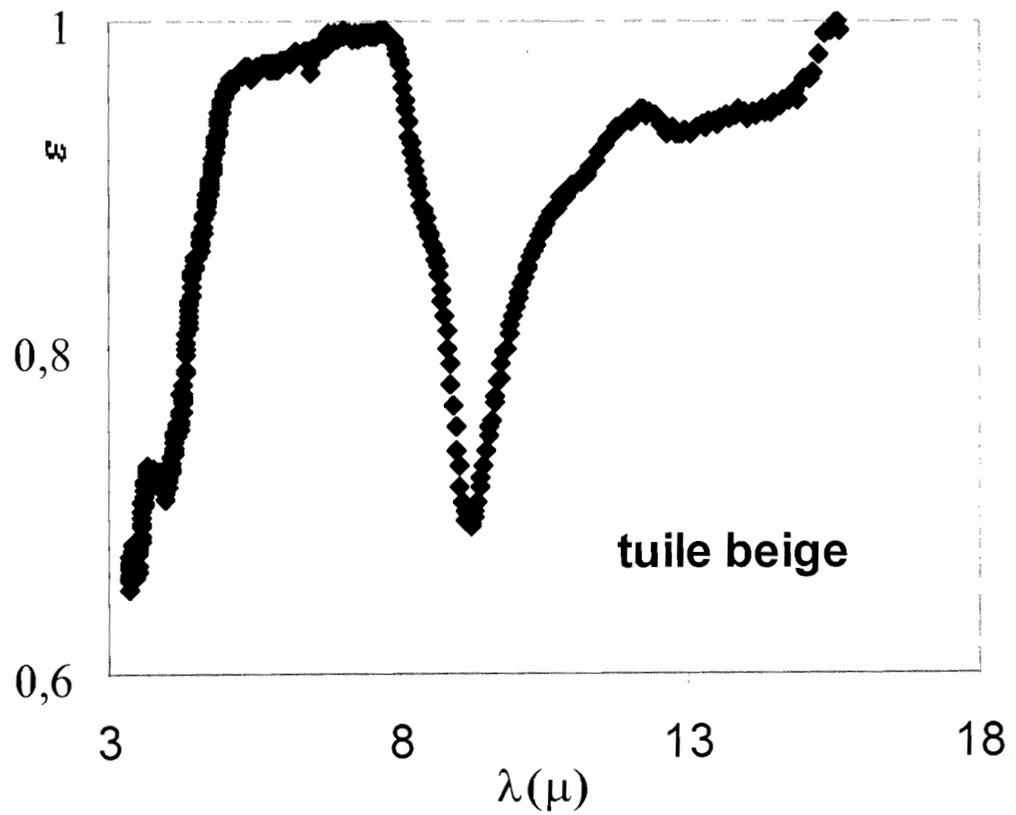
**Tmin = 17,6**

|    | Ts | Th   | e     | x    | Pv   |      |
|----|----|------|-------|------|------|------|
| 0  |    | 22,2 | 11,9  | 27,3 | 4,51 | 2672 |
| 1  |    | 21,2 | 11,7  | 30,3 | 4,72 | 2514 |
| 2  |    | 19,6 | 11,5  | 36,6 | 5,17 | 2279 |
| 3  |    | 19,1 | 11,35 | 38,2 | 5,22 | 2209 |
| 4  |    | 18,5 | 11,2  | 40,4 | 5,32 | 2127 |
| 5  |    | 18   | 11,05 | 42,1 | 5,38 | 2062 |
| 6  |    | 17,6 | 10,9  | 43,4 | 5,4  | 2010 |
| 7  |    | 18,1 | 11,2  | 42,7 | 5,48 | 2075 |
| 8  |    | 19,1 | 11,5  | 39,3 | 5,4  | 2209 |
| 9  |    | 22,7 | 12,5  | 28,8 | 4,91 | 2755 |
| 10 |    | 26,3 | 13,5  | 21,2 | 4,49 | 3416 |
| 11 |    | 28,2 | 14,05 | 18,2 | 4,33 | 3817 |
| 12 |    | 30,1 | 14,6  | 15,7 | 4,13 | 4259 |
| 13 |    | 31,1 | 15    | 15   | 4,17 | 4509 |
| 14 |    | 32,1 | 15,4  | 14,3 | 4,21 | 4572 |
| 15 |    | 31,6 | 15,2  | 14,6 | 4,19 | 4639 |
| 16 |    | 31,1 | 15    | 15   | 4,17 | 4509 |
| 17 |    | 29,4 | 14,5  | 17   | 4,3  | 4091 |
| 18 |    | 27,6 | 14    | 19,7 | 4,49 | 3686 |
| 19 |    | 25,8 | 13,4  | 22,3 | 4,58 | 3316 |
| 20 |    | 24   | 12,8  | 25,5 | 4,69 | 2972 |
| 21 |    | 23,1 | 12,5  | 27,2 | 4,75 | 2822 |
| 22 |    | 22,2 | 12,2  | 29,1 | 4,81 | 2673 |
| 23 |    | 21,4 | 12,05 | 31,6 | 4,98 | 2545 |

### ANNEXE 3

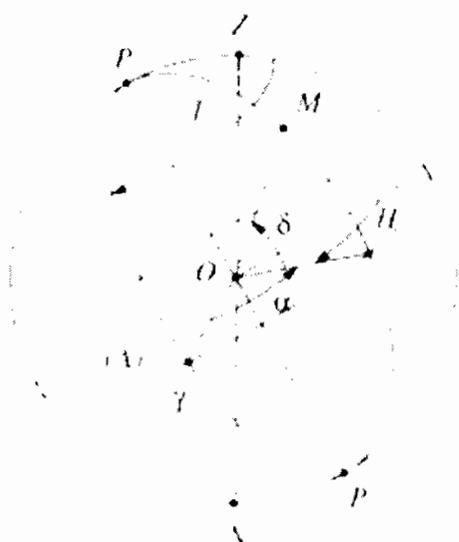
Variation des coefficients d'émission ou d'adsorption des couvertures de toitures avec la longueur d'onde du rayonnement.

Source :

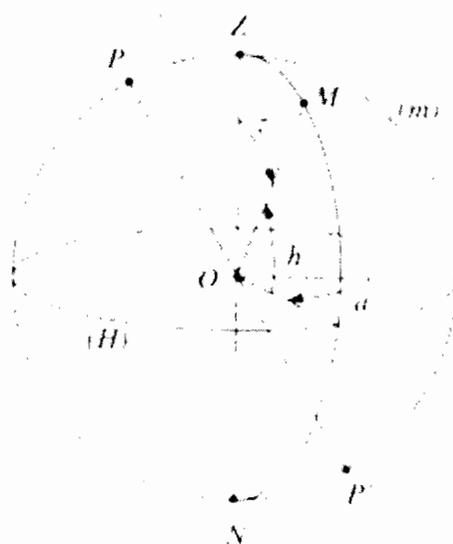


## ANNEXE 4

### Coordonnées du soleil dans le ciel



*Les coordonnées équatoriales :*  
*ascension droite  $\alpha$  et déclinaison  $\delta$ , angle*  
*horaire  $H$*



*Les coordonnées locales :*  
*azimut  $a$  et hauteur  $h$*

## **COULIBALY Yézouma**

Docteur de 3ème Cycle

Membres du Jury :

|             |                   |                                      |
|-------------|-------------------|--------------------------------------|
| Président : | Mansour KANE      | Professeur FST / UCAD                |
|             | Ibrahima K. CISSE | Professeur FST / UCAD                |
|             | Bassirou BA       | Maître de Conférences FST / UCAD     |
|             | Lamine NDIAYE     | Maître de Conférences FST / UCAD     |
|             | Mamadou ADJ       | Maître de Conférences ESP / UCAD     |
|             | Issaka YOUM       | Maître de Conférences FST / UCAD     |
|             | Grégoire SISSOKO  | Professeur FST / UCAD                |
|             | Salif GAYE        | Maître Assistant Dr. d'Etat ESP/UCAD |

### **Résumé**

Ce document traite du froid et de la climatisation en deux points. Le calcul des composantes de l'éclairement solaire pour la détermination des charges frigorifiques des locaux climatisés. Le rayonnement est obtenu sous forme de composantes directe, diffuse et réfléchi sur différents plans allant du vertical à l'horizontal. Les résultats sont appliqués au calcul des températures d'équilibre de matériaux de toiture. Tous les calculs proposés sont validés par des résultats expérimentaux.

La modélisation d'un générateur à adsorption charbon actif méthanol pour la production de froid par sorption. Un modèle numérique utilisant l'équation d'état d'adsorption de Dubinin et Radushkévich est proposé. Il permet de déterminer les températures pressions et masse d'alcool adsorbées dans le générateur au cours du cycle. Le modèle détaillé est modifié en fin de compte pour mieux coller avec l'allure globale des résultats expérimentaux en prenant en compte une conductivité globale apparente au sein du système. Les résultats expérimentaux sont obtenus à partir d'un générateur charbon actif méthanol mis au point au LEMTA de Nancy où les mesures ont été faites.

Mots clés : éclairage solaire, charges frigorifiques, confort thermique, matériaux de toitures, température d'équilibre au soleil, production de froid, adsorption, sorption, charbon actif méthanol, modèle numérique, méthode explicite, équation d'état d'adsorption