

*REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE*

UNIVERSITE CONSTANTINE 1
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

MEMOIRE
PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE
MAGISTER
EN GENIE CLIMATIQUE

OPTION
THERMIQUE DU BATIMENT ET REFRIGERATION

THEME

Etude et analyse d'un système de production de froid par
énergie solaire pour la climatisation

PAR : **MEBARKI Billel**

Soutenu le 04/12/2013

Devant le de jury:

| | | | |
|-------------|--------------------------|------------|--------------------------|
| Président: | M. KAABI Abdenacer | Professeur | Université Constantine 1 |
| Rapporteur: | M. GOMRI. Rabah | Professeur | Université Constantine 1 |
| Examineurs: | M. BELHAMRI Azeddine | Professeur | Université Constantine 1 |
| | M. ROUABAH Mohamed Salah | Professeur | Université Constantine 1 |

Remerciement

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à mon directeur de thèse : le Professeur R.GOMRI, pour m'avoir guidée et soutenue du début à la fin de ce long et tortueux travail de recherche.

Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury: les professeurs A. KAABI, A. BELHAMRI et M.S. ROUABAH, pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail de recherche en acceptant de l'examiner et de l'enrichir par leurs propositions.

Une thèse est impossible sans un soutien affectif; la famille en constitue la meilleure source. Sans elle, je n'aurais certainement pas tenu durant toutes ces années. Je voudrais donc remercier profondément: mes parents, mon frère et mes sœurs qui ont toujours été là à chaque étape, et pour qui je n'ai pas de mot assez fort pour exprimer ma gratitude.

TABLES DES MATIERES

TABLES DES MATIERES

| | |
|---|----|
| Tables des matières | |
| Liste des tableaux | |
| Liste des figures | |
| Nomenclature | |
| Introduction générale..... | 01 |
| <u>Chapitre 1: Machine frigorifique à adsorption</u> | |
| 1-Introduction | 03 |
| 2-Définitions | 03 |
| 3-Les Critères de choix du couple Adsorbant/Adsorbat..... | 04 |
| 3-1-Choix de l'adsorbant..... | 04 |
| 3-2-Choix de l'adsorbat | 05 |
| 3-3-Choix thermodynamique..... | 05 |
| 3-4-Critères technique..... | 05 |
| 3-5-Critères de sécurité..... | 06 |
| 4- Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption | 06 |
| 4-1- Le couple Zéolithe/Eau..... | 06 |
| 4-2- Le couple Charbon actif/Méthanol | 07 |
| 4-3- Couple Gel de Silice/Eau..... | 08 |
| 5- Nouveaux couples..... | 09 |
| 6- Le cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption | 09 |
| 7-Thermodynamique de l'adsorption..... | 12 |
| 8- Modélisation de l'isotherme | 14 |
| 8-1- Modèles cinétiques | 14 |
| 8-1-1-Isotherme de LANGMUIR | 14 |
| 8-1-2-Isotherme de BRUNAUER, EMMET et TELLER (B.E.T) | 15 |
| 8-2-Modèle phénoménologique | 16 |
| 8-2-1 -Théorie du potentiel de l'adsorption de Polanyi..... | 16 |

TABLES DES MATIERES

| | |
|--|----|
| 8-2-2-Equation de DUBININ et RADUSHKEVICH (D-R)..... | 18 |
| 8-3- Chaleur isostérique de la sorption | 20 |

Chapitre 2: Etude thermodynamique du cycle frigorifique à adsorption

| | |
|--|----|
| 1. Introduction..... | 22 |
| 2- Synthèse des travaux sur les machines frigorifique à adsorption | 22 |
| 3-Etude thermodynamique du cycle de base..... | 23 |
| 3-1- Détermination des températures seuil du cycle | 23 |
| 3-2- Coefficients de performance thermique (COP)..... | 24 |
| 3-3- Expression de la production frigorifique Q_f | 25 |
| 3-4-Expression de Q_c | 26 |
| 4- Résultats et discussions | 28 |
| 4-1- Influence de la variation de la température d'évaporation | 28 |
| 4-2- Influence de la variation de la température de condensation | 30 |
| 4-3- Influence de la variation de la température de génération..... | 33 |
| 5- Conclusion..... | 37 |

Chapitre 3: Simulation du système de captage et de stockage de l'énergie solaire

| | |
|--|----|
| 1. Introduction..... | 38 |
| 2. Calcul du rayonnement solaire..... | 38 |
| 3. Capteur solaire plan à eau..... | 39 |
| 3.1 Les composants du capteur solaire..... | 39 |
| 3.2 Les hypothèses simplificatrices..... | 40 |
| 3.3 Bilan thermique global..... | 40 |
| 3.4 La simulation du capteur solaire..... | 41 |
| 3.5 Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la couverture vitrée et la plaque absorbante | 42 |
| 3.6 Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la couverture vitrée et la plaque absorbante..... | 42 |

TABLES DES MATIERES

| | |
|--|----|
| 3.7 Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la couverture vitrée et l'ambiance..... | 43 |
| 3.8 Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la couverture vitrée et l'ambiance..... | 43 |
| 3.9 Coefficient des pertes globales du capteur..... | 43 |
| 3.10 Le rendement de l'ailette..... | 43 |
| 3.11 Le facteur d'efficacité de la plaque absorbante..... | 43 |
| 3.12 Le facteur de conductance de la plaque absorbante..... | 43 |
| 3.13 Schéma électrique équivalent du capteur solaire plan à eau..... | 44 |
| 4. Modélisation du réservoir de stockage..... | 50 |
| 5. Résultats et discussions | 51 |

Chapitre 4 : Simulation d'un groupe de production d'eau glacée à deux éléments

| | |
|---|----|
| 1-L'introduction | 55 |
| 2- Simulation d'un groupe de la production de l'eau glacée à adsorption à un élément | 56 |
| 2-1- Cinétique de l'adsorption..... | 58 |
| 2.2 Modélisation du groupe Frigorifique..... | 58 |
| 2.3. Résultats et discussion..... | 59 |
| 2.3. 1. Variation de la température de l'adsorbent..... | 59 |
| 2.3. 2.Variation de la pression de service en fonction de la température de l'adsorbent...60 | |
| 2.3. 3. Variation de la température de sortie lors d'un cycle..... | 61 |
| 3. Simulation d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption à deux éléments..... | 61 |
| 3.1. Description du groupe de production d'eau glacée à adsorption à deux éléments de sorption sans récupération de la masse..... | 62 |
| 3.2. Description du groupe de production d'eau glacée par adsorption à deux avec récupération de la masse..... | 65 |
| 3.3. Bilan énergétique des différents composants du groupe de production d'eau glacée | 68 |
| 3.3.1 Le bilan d'énergie de l'adsorbent..... | 68 |
| 3.3. 2 Le bilan d'énergie du générateur..... | 68 |
| 3.3.3 Le bilan d'énergie du condenseur..... | 68 |

TABLES DES MATIERES

| | |
|---|----|
| 3.3.4 Le bilan d'énergie de l'évaporateur..... | 69 |
| 3.4. Le bilan massique..... | 69 |
| 3.4.1 Les phases du chauffage, de la désorption/condensation, du refroidissement et de l'adsorption/évaporation | 69 |
| 3.4.2 Dans la phase de récupération de la masse..... | 69 |
| 3.5 La performance du système..... | 70 |
| 3.6. Couplage du groupe d'eau glacée avec les capteurs solaires | 70 |
| 3.7. Résultats et discussions | 72 |
| 3.7.1. Groupe d'eau glacé sans récupération de la masse | 72 |
| 3.7.2. L'influence de la récupération de masse..... | 78 |
| 4. Conclusion | 85 |
| Conclusion générale..... | 86 |
| Références..... | 88 |

Annexes

| | |
|---|----|
| A.1. Paramètres de simulation du groupe de production d'eau glacée..... | 92 |
| A.2. Les paramètres de simulation du groupe de production d'eau glacée..... | 93 |

Liste des figures

| | |
|--|----|
| Figure I-1: Cycle de Clapeyron de base d'une machine frigorifique à adsorption..... | 09 |
| Figure I-2: Les différentes transformations d'une machine frigorifique à adsorption..... | 10 |
| Figure I-3: Diagramme représentant la relation entre la température, la pression et la masse adsorbée | 12 |
| Figure I-4: Diagramme représentant les types d'isotherme d'adsorption | 13 |
| Figure I-5: Exemple d'une isotherme d'adsorption du couple zéolithe13x/eau | 14 |
| Figure I-6: Représentation de l'équation de B.E.T..... | 16 |
| Figure I-7: Représentation de Polanyi d'une coupe d'un système solide-gaz..... | 17 |
| Figure II. 1: Organigramme de calcul des températures du seuil..... | 24 |
| Figure II. 2 : Organigramme de calcul des performances du cycle frigorifique..... | 27 |
| Figure II.3: Variation de la production frigorifique Q_f en fonction de la température d'évaporation | 28 |
| Figure II. 4: Variation du coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation | 29 |
| Figure II. 5: variation de la masse cyclée en fonction de la température d'évaporation..... | 30 |
| Figure II. 6: Variation de la production frigorifique en fonction de la température de condensation..... | 31 |
| Figure II. 7: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de condensation..... | 32 |
| Figure II. 8 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température de condensation..... | 33 |
| Figure II.9: La variation de la masse cyclée en fonction de la température de génération | 34 |
| Figure II. 10: Variation de la production frigorifique en fonction des faibles températures de génération..... | 35 |
| Figure II. 11: Variation de la production frigorifique en fonction des hautes températures de génération | 36 |
| Figure II. 12: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération..... | 37 |
| Figure III. 1: Organigramme pour calculer la puissance totale du rayonnement absorbée par le capteur solaire..... | 39 |
| Figure III. 2: Coupe du capteur solaire..... | 40 |
| Figure III. 3: Les différents coefficients de transfert de chaleur du capteur solaire..... | 42 |
| Figure III.4 : Schéma électrique équivalent d'un capteur solaire à eau..... | 45 |
| Figure III. 5: Organigramme de calcul des caractéristiques du capteur solaire..... | 49 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure III.6 : Coupe du réservoir du stockage | 50 |
| Figure III. 7: Variation de la puissance absorbée par le capteur en fonction du temps..... | 51 |
| Figure III. 8: Variation du coefficient des pertes thermique du capteur..... | 52 |
| Figure III. 9: Variation du coefficient d'efficacité d'échange de l'absorbeur du capteur..... | 53 |
| Figure III. 10 : Variation de la température d'entrée et de sortie de l'eau dans le capteur solaire (exemple du 16 août)..... | 54 |
| Figure IV.1 les différents phases qui constitué le groupe de production d'eau glacée à un..... | 57 |
| Figure IV.2: Variation de la température de sortie du groupe en fonction du temps..... | 60 |
| Figure IV.3 représente la variation de la pression de l'adsorbat en fonction du temps..... | 60 |
| Figure IV.4 : Variation de la température de la sortie du groupe en fonction du temps..... | 61 |
| Figure IV.5: Schéma de cycle du groupe production d'eau glacé sans récupération de la masse en mode 1..... | 63 |
| Figure IV.6: Schéma de cycle du groupe production d'eau glacé sans récupération de la masse en mode 2..... | 64 |
| Figure IV.7: Schéma du cycle d'un groupe de production d'eau glacée avec récupération de masse en mode 3..... | 66 |
| Figure IV.8: Cycle de Clapeyron du groupe production d'eau glacé avec récupération de la masse..... | 67 |
| Figure IV. 9: Schéma du couplage du système solaire avec le groupe d'eau glacée | 71 |
| Figure IV.10: Schéma représentant le fonctionnement des vannes à quatre vois durant les différentes phases..... | 72 |
| Figure IV. 11: Variation du COP en fonction du temps..... | 75 |
| Figure IV. 12: Variation de la production frigorifique en fonction du temps..... | 76 |
| Figure IV. 13: Variation de la température du réservoir en fonction du temps..... | 77 |
| Figure IV. 14: Variation de la chaleur génératrice en fonction du temps..... | 78 |
| Figure IV. 15: Variation du cop en fonction du temps..... | 80 |
| Figure IV. 16: Variation de la température du réservoir de stockage en fonction du temps..... | 81 |
| Figure IV. 17: Variation de la production frigorifique en fonction du temps..... | 81 |
| Figure IV. 18: Variation de la chaleur génératrice en fonction du temps..... | 82 |
| Figure IV. 19: Variation du coefficient de la performance en fonction de la température de génération | 83 |
| Figure IV. 20: Variation de la température de génération en fonction de la production frigorifique.... | 84 |
| Figure IV. 21: Consommation de l'énergie en fonction du temps et de la source..... | 84 |

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau I-1: Les caractéristiques physiques des adsorbants..... | 04 |
| Tableau I-2: Les adsorbats utilisées avec les Zéolithes..... | 07 |
| Tableau I-3: Les adsorbats utilisées avec les charbons actifs..... | 08 |
| Tableau I-4: Coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés..... | 19 |
| Tableau I-5: Coefficients de l'équation du D-R des couples utilisés..... | 20 |
| Tableau I-8: Coefficients de l'équation du Clausius-Clapeyron des couples utilisés..... | 21 |
| Tableau I-8: Coefficients de l'équation du Clausius- Clapeyron des couples utilisés..... | 21 |
| Tableau III.1: Les coefficients traduisant les troubles atmosphériques (Eq. III.1)..... | 38 |
| Tableau IV. 1: Les différents modes du groupe production d'eau glacé avec récupération de masse..... | 64 |

Nomenclature

- A : constante de l'équation de Clausius-Clapeyron
- a: Coefficient traduisant le trouble atmosphérique.
- A_c : Surface du condenseur (m^2)
- A_e : Surface de l'évaporateur (m^2)
- A_{Hex} : Surface du générateur (m^2)
- A_{tube} : Surface du tube entre l'adsorbeur et le générateur (m^2)
- az : Azimut ($^\circ$)
- B : Microstructure paramètre de l'adsorbant
- b: Coefficient traduisant le trouble atmosphérique.
- C : constante de l'équation de Clausius-Clapeyron
- C_{al} : Capacité calorifique de l'aluminium ($J/kg.K$)
- C_B : Constante de B.E.T, fonction de la chaleur d'adsorption
- C_{cu} : Capacité calorifique du cuivre ($J/kg.K$)
- COP_{th} : Coefficient de performance théorique
- C_p : Capacité calorifique ($J/K.kg$)
- C_{pads} : Chaleur spécifique de l'adsorbant ($J/K.kg$)
- C_{pff} : Chaleur spécifique de l'adsorbat ($J/K.kg$)
- C_{pw} : Chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbeur ($J/K.kg$)
- C_s : Capacité calorifique du gel de silice ($J/ kg.K$)
- C_w : Capacité calorifique de l'eau liquide ($J/ kg.K$)
- C_{wv} : Capacité calorifique du vapeur d'eau ($J/kg.K$)
- d : Diamètre intérieur du tube (m)
- D_e : Diamètre extérieur du tube (m)
- D_i : Diamètre intérieur du tube (m)
- D_{S0} : Coefficient pré-exponentiel (m^2/s)
- E_a : Energie d'activation (J/kg)
- E_a : Energie d'activation (J/kg)
- e_{ib} : Épaisseur l'isolant thermique à la base du capteur (m)
- e_{il} : Épaisseur l'isolant thermique aux cotés latérales du capteur (m) .
- e_p : Épaisseur de la plaque absorbante du capteur (m)
- e_t : Épaisseur du tube (m)
- F_R : Facteur de conductance de l'absorbeur
- h : Hauteur du soleil ($^\circ$)

Nomenclature

$h_{c,c-a}$: Coefficient d'échange de la chaleur par convection entre la couverture et l'air extérieure ($w/m^2.K$).

$h_{c,p-c}$: Coefficient d'échange de la chaleur par convection entre la couverture et la paroi absorbante ($w/m^2.K$)

H_f : Perte de charge

h_i : Coefficient d'échange thermique par convection entre le fluide caloporteur et le tube ($w/m.K$)

h_p : Coefficient global de pertes du capteur ($w/m^2.K$)

$h_{r,c-a}$: Coefficient d'échange de la chaleur par rayonnement entre la couverture et l'air extérieure ($w/m^2.K$)

$h_{r,p-c}$: Coefficient d'échange de la chaleur par rayonnement entre la couverture et la paroi absorbante ($w/m^2.K$)

i : Angle d'incidence ($^\circ$)

I_0 : Valeur moyenne du rayonnement solaire (w/m^2)

I_c : Constante solaire (w/m^2)

I_{dif} : Rayonnement diffus par la voûte céleste (w/m^2)

I_{difs} : Rayonnement diffus par le sol (w/m^2)

I_{dir} : Rayonnement direct (w/m^2)

I_g : Rayonnement global reçu par le capteur solaire (w/m^2)

k : Constante d'équilibre d'adsorption.

K_{ads} : Coefficient d'échange de chaleur global de l'adsorbeur ($W/m^2.K$)

K_c : Coefficient d'échange de chaleur global du condenseur ($W/m^2.K$)

K_{des} : Coefficient d'échange de chaleur global du générateur ($W/m^2.K$)

K_e : Coefficient d'échange de chaleur global de l'évaporateur ($W/m^2.K$)

L : Chaleur latente de vaporisation (J/kg)

L : la distance entre les tubes du capteur (m)

L : longitude ($^\circ$)

L_{tube} : Longueur du tube (m)

m : Quantité d'adsorbat (kg/kg)

m_a : Masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur (kg)

m_f : Débit total du fluide dans l'absorbeur constitué de n tubes en parallèle (kg/s)

m_g : Masse des parties métalliques de l'adsorbeur (kg)

m_{max} : Quantité minimale de la masse adsorbée (kg/kg)

m_{min} : Quantité maximale de la masse adsorbée (kg/kg)

Nomenclature

- n_j : Nombre du jour dans l'année
- P_{atm} : Pression atmosphérique (mbar)
- P_c : Pression de condensation (Kpa)
- P_e : Pression d'évaporation (Kpa)
- P_s : Pression de saturation (bar)
- P_v : Pression partielle de vapeur (Kpa)
- Q_C : Quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur (kJ)
- q_{cf} : Débit calorifique du fluide caloporteur ($w/^\circ C$)
- Q_f : Production frigorifique ou la quantité de froid produite à l'évaporateur (kJ)
- Q_{pa} : Flux perdu par la paroi absorbante (W)
- Q_{ph} : Flux de la chaleur perdue vers le haut (w)
- Q_{sa} : Flux solaire absorbé (W)
- Q_{st} : Chaleur isostérique de l'adsorption (J/kg)
- Q_{st} : Flux stocké dans le capteur (W)
- Q_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur (W)
- R_{gas} : Constante des gaz parfait (J/kg .K)
- m_o : Quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche (kg/kg)
- R_p : Rayon de la particule de l'adsorbant (m)
- S : Surface de la paroi absorbante (m^2)
- T_a : Température de l'air extérieur (K)
- T_a : Température de l'air extérieure (K)
- T_b : Température de l'adsorbant (K)
- T_c : Température de condensation (K)
- T_{cv} : température de la couverture (K)
- T_{cs} : température de la sortie du capteur solaire (k)
- T_e : Température de l'évaporation (K)
- T_f : Température du fluide caloporteur (K)
- T_{fe} : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K)
- T_{fs} : Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur(K)
- T_g : Température de la génération (K)
- T_p : Température de la plaque absorbante (K)
- T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante (K)
- T_S : Tmpérature de la saturation (K)

Nomenclature

T_{s1} : Température du débit de la désorption (K)

T_{s2} : Température du débit de l'adsorption (K)

U_{vent} : la vitesse du vent extérieure (m/s)

V : Volume adsorbé (m^3)

V_o : Volume maximal adsorbable (m^3)

V_r : Volume du réservoir (m^3)

V_s : Vitesse de la vapeur d'eau dans le tube (m/s)

w : Angle horaire ($^\circ$)

W_c : Masse du condenseur (kg)

W_e : Masse de l'évaporateur (kg)

W_{fHex} : Masse de l'aluminium dans l'adsorbent (kg)

W_{kHex} : Masse du cuivre dans l'adsorbent (kg)

W_s : Masse de l'adsorbant (kg)

Z : Altitude (m)

ΔH_{ads} : Chaleur isostérique d'adsorption (J/kg)

α : Orientation du capteur ($^\circ$)

α_c : Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR

α_p : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire

β : Coefficient d'affinité

γ : l'inclinaison du capteur ($^\circ$)

δ : déclinaison ($^\circ$)

ε : Potentiel du Polanyi (J/mole)

ε_a : Émissivité de l'atmosphère

θ : Taux de recouvrement de la surface

λ_{ib} : Conductivité thermique de l'isolant thermique à la base du capteur (w/m).

λ_{il} : Conductivité thermique de l'isolant thermique aux cotés latérales du capteur (w/m)

λ_p : Conductivité thermique de la plaque absorbante du capteur (w/m)

λ_t : Conductivité thermique du tube (w/m)

μ_l : Potentiel chimique du liquide (J/mole)

μ_v : Potentiel chimique de la vapeur (J/mole)

ξ : Rugosité de la paroi du tube

Nomenclature

ρ : Albedo

ρ : Masse volumique de la vapeur d'eau (kg/m^3)

τ_c : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire

τ_{dir} : Transmissivité totale de la couche atmosphérique

Φ : Latitude ($^\circ$)

INTRODUCTION

GENERALE

Introduction Générale

Les systèmes de froid et de climatisation sont des consommateurs importants d'énergie. Ces systèmes sont habituellement actionnés par énergie électrique produite à partir de produit fossile (pétrole, gaz naturel, charbon). Après le choc pétrolier de 1973, beaucoup d'états ont pris conscience de l'importance qu'il y avait à développer les énergies renouvelables et en particulier l'énergie solaire. Durant la même période, les grandes organisations humanitaires ont dévoilé aux pays occidentaux les conditions de vie des habitants des pays en voie de développement, et l'impact de la durée disponible des ressources fossiles et les problèmes environnementaux. Cette association de facteurs a entraîné l'évolution des systèmes de réfrigération fonctionnant grâce à l'énergie solaire.

Ces systèmes sont particulièrement adaptés aux régions où l'ensoleillement est élevé et où il n'y a pas de possibilité d'être raccordé à un réseau électrique. Les systèmes de réfrigération solaire ont été généralement utilisés comme un moyen complémentaire pour faire prolonger la chaîne de production du froid aux secteurs ruraux surtout dans le domaine médical (conservation des vaccins). Par ailleurs, l'Algérie est un pays où le potentiel solaire est très important, il est donc important d'exploiter cette ressource naturelle notamment dans le domaine de la production du froid.

Dans ce travail, nous nous intéressons à l'étude et l'analyse des machines frigorifiques solaires à adsorption solide.

Le système frigorifique à adsorption est actionné par la chaleur, telle que l'énergie solaire ou la chaleur récupérée. Il contribue à la réduction de CO₂ en utilisant une source d'énergie non fossile. Ainsi, le système frigorifique à adsorption a l'avantage d'être sain pour l'environnement, avec un ODP zéro (potentiel d'épuisement de l'ozone) aussi bien qu'un GWP zéro (potentiel de chauffage global).

Le développement de la technologie de ces machines peut être effectué par des études expérimentales d'une part et par la modélisation mathématique d'autre part. Cette dernière méthode permet d'économiser du temps et de l'argent, car elle permet une étude plus souple de l'influence des paramètres sur les performances de toute machine frigorifique basée sur le phénomène d'adsorption.

Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en trois chapitres et une conclusion générale:

Introduction Générale

Dans le chapitre I, d'une part nous définissons l'adsorbant, l'adsorbat, les critères du choix du couple, les couples les plus utilisés et leurs caractéristiques et d'autre part, nous présentons les théories qui permettent la modélisation thermodynamique du phénomène d'adsorption.

Dans le chapitre II une étude et une analyse du cycle de base de Clapeyron associé à la machine frigorifique à adsorption ont été traitées. Pour ce faire, nous avons établi un modèle numérique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin et Radushkévich et d'autre part sur certaines considérations visant à assurer une optimisation telles que les propriétés du couple adsorbant/adsorbat choisi, où nous avons utilisé des équations tirées à partir de données expérimentales disponibles dans la littérature. Le code de calcul élaboré permet d'apprécier l'influence des différents paramètres sur la quantité de froid produite à l'évaporateur, sur le coefficient de performance thermique de la machine et la quantité de la masse cyclée de l'adsorbat dans la machine ainsi que la comparaison entre les trois couples les plus utilisés afin de choisir le meilleur couple adapté pour la production d'eau glacée.

Le chapitre III comporte, d'une part, l'estimation du rayonnement solaire journalier, et d'autre part l'étude théorique et la modélisation du capteur solaire et du réservoir de stockage. Les résultats obtenus ont été présentés et discutés.

Dans le chapitre IV, d'une part, nous présentons un modèle d'un groupe frigorifique de production d'eau glacée à adsorption couplé à un système solaire afin de simuler le fonctionnement du groupe durant quatre mois: mai, juin, juillet et août; d'autre part, un processus de récupération de la masse a été rajouté au groupe frigorifique précédent afin de d'analyser l'influence de la récupération de la masse sur les performance du groupe frigorifique.

On se basant sur les résultats du deuxième chapitre le couple Gel de Silice/Eau a été retenu pour faire une simulation d'un groupe de production d'eau glacée utilisant l'énergie solaire comme source de chaleur. Il existe de deux modes de fonctionnement de la machine frigorifique solaire à adsorption : la 1^{ère} partie de ce chapitre est consacrée à l'étude d'un groupe frigorifique à production de froid par intermittence et la 2^{ème} partie est consacrée à l'étude d'un groupe frigorifique pour la production continue du froid.

CHAPITRE 1 :

Machine frigorifique à adsorption

1. Introduction :

Fantana et Schelle [1] ont découvert le phénomène d'adsorption en 1711. Ce phénomène rend compte de la fixation de molécules de gaz (espèce adsorbable ou adsorbat) sur la surface du solide (adsorbant) au moyen de l'augmentation de la concentration des molécules de ce gaz à la surface du solide par rapport à la quantité totale initiale du gaz, sans modifier le volume de l'adsorbant.

Ce phénomène dépend quantitativement des propriétés physiques (porosité, surface spécifique) et chimique (acidité) et de la nature des molécules adsorbées.

Au cours de l'adsorption, le gaz ne subit pas de transformation chimique, le solide conserve son intégrité physique et son architecture cristallographique, en particulier il n'y a pas de gonflement du solide.

Ce phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle chaleur isostérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions :

- Les interactions adsorbant/adsorbat (entre le solide et les molécules adsorbées).
- Les interactions adsorbat/adsorbat (entre les différentes molécules adsorbées).

L'adsorption est déjà utilisée dans un certain nombre de processus physiques et industriels, en particulier dans le domaine de la filtration et de la purification des gaz, de l'affinage des eaux potables et dans les cycles de réfrigération.

L'adsorption d'un gaz par un solide comporte trois phases:

- La phase gazeuse constituée des molécules de gaz.
- La phase adsorbée (l'adsorbat) formée des molécules adsorbées à la surface.
- La phase solide qui est l'adsorbant.

Le processus inverse, par lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide s'en détachent, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la désorption, ce dernier se traduit par la diminution de la concentration des molécules de gaz à la surface par rapport à la concentration initiale du gaz adsorbé à la surface de l'adsorbant. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur.

2. Définitions

Adsorbant : Les adsorbants sont des matériaux poreux ayant des tailles des pores variant de quelque angström à quelques centaines d'angströms. Les adsorbants couramment utilisés sont le gel de silice, l'aluminium activé, les charbons actifs ainsi que les adsorbants à tamis

moléculaires comme les zéolithes. La caractéristique la plus importante des adsorbants est leur grande capacité d'adsorption due à la structure microporeuse de la surface de l'adsorbant qui peut être décrit par plusieurs paramètres physiques. En particulier, la distribution volumique des pores et la surface spécifique. Le tableau I-1 donne les caractéristiques physiques des adsorbants.

Tableau I-1: Les caractéristiques physiques des adsorbants [2]

| Adsorbant | Surface spécifique (m ² .g ⁻¹) | Taille des pores (nm) | Porosité interne |
|----------------|---|-----------------------|------------------|
| Charbon actif | 400 à 2000 | 1.0 à 4.0 | 0.4 à 0.8 |
| Zéolites | 500 à 800 | 0.3 à 0.8 | 0.3 à 0.4 |
| Gels de silice | 600 à 800 | 2.0 à 5.0 | 0.4 à 0.5 |

Adsorbat : Les adsorbats sont des matériaux qui ont des molécules de petite taille. Les trois adsorbats les plus utilisés sont le méthanol, l'eau et l'ammoniaque. Les caractéristiques les plus importantes des adsorbats sont : la chaleur latente, le volume spécifique, la pression de saturation, la stabilité avec l'adsorbant utilisée et l'impact sur l'environnement

3. Critères de choix du couple Adsorbant/Adsorbat

Le choix du couple adsorbant/adsorbat est très important. Il se fait en fonction des niveaux de température de l'utilisation frigorifique envisagée (réfrigération, conservation des aliments, climatisation, pompe à chaleur ou stockage d'énergie). Pour une application donnée, le choix du couple solide-gaz repose essentiellement sur le cycle thermodynamique de fonctionnement du système.

3.1. Choix de l'adsorbant

Les adsorbants sont souvent choisis en fonction de leurs capacités d'adsorption et leurs fortes conductivités thermiques. La capacité d'adsorption doit être plus élevée à basse température et à la pression d'équilibre dans l'évaporateur. Par contre, elle doit être faible à haute température du cycle associée à la pression d'équilibre dans le condenseur. Comme l'adsorption est un phénomène surfacique, le choix se porte sur l'adsorbant microporeux de plus grande surface spécifique (charbons actifs, zéolithes, gel de silice et alumines activées).

3.2. Choix de l'adsorbat

Le choix de l'adsorbat est fait de sorte qu'il doit:

- Avoir une forte chaleur latente de vaporisation,
- Une petite taille des molécules pour faciliter le phénomène d'adsorption
- Non toxique, non inflammable et non corrosive.
- Une faible valeur de la pression de saturation (légèrement supérieure à la pression atmosphérique)
- Etre facilement adsorbable à basse température et plus difficilement adsorbable à haute température

Les adsorbants couramment utilisés dans les systèmes à adsorption peuvent être classés par ordre décroissant de la chaleur latente de vaporisation. Il s'agit de l'eau, l'ammoniac et les alcools primaires (méthanol, éthanol).

3.3. Critères thermodynamique

Ce choix doit prendre en considération :

- Les températures d'ébullition et de condensation du frigorigène qui doivent être voisines des températures externes du cycle de fonctionnement de la machine correspondant respectivement à la haute et à la basse pression du système.
- La température critique de l'adsorbat qui doit être la plus élevée possible.
- La chaleur isostérique de désorption, qui est la quantité d'énergie nécessaire pour rompre les liaisons réversible entre les molécules de l'adsorbat et la surface de l'adsorbant, qui doit être la plus faible possible
- L'adsorbant qui doit avoir une chaleur spécifique massique la moins élevée possible
- L'adsorbat doit avoir une tension superficielle et une viscosité les moins élevées possible.

3.4. Critères technique

Pour une meilleure fiabilité du système, le choix technique doit prendre en considération:

- La stabilité chimique du couple surtout à haute température de fonctionnement
- La corrosion qui peut être due à la réactivité du couple avec les matériaux des composants et des canalisations de la machine.
- La solidification du fluide frigorigène à basse température.
- La toxicité des fluides et l'inflammabilité des matériaux utilisés.

3.5. Critères de sécurité

Dans le choix de sécurité, deux paramètres fondamentaux sont à respecter :

- La toxicologie de chacun des éléments du couple (contrainte écologique) .
- L'inflammabilité des éléments de la machine.

4. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption

Il existe trois principaux couples adsorbants/adsorbats utilisés dans la production du froid : Zéolithe/Eau, Charbon Actif/Eau et Sel de Silice/Eau.

4.1. Le couple Zéolithe/Eau [2]

Les zéolithes sont des matériaux cristaux poreux d'aluminosilicates d'origine naturelle. La structure primaire consiste en un assemblage de tétraèdres de SiO_4 et d' AlO_4 . Ces éléments s'assemblent par la mise en commun d'atomes d'oxygènes pour former une construction secondaire qui peut être sous forme de cubes , d'octaèdres , etc. L'arrangement final des zéolithes consiste en un assemblage de ces unités secondaires en une combinaison cristalline régulière pour la faujasite qui est la structure des zéolithes de type X et Y. La zéolithe de type X a un rapport Si/Al de 1 à 1,5 alors que pour le type Y ce rapport est de 1.5 à 3.

Les zéolithes se présentent sous forme de billes brunes/blanches ou de poudre. Elles sont capables d'adsorber des molécules organiques et minérales en phase gazeuse sans aucune modification structurale. Cette adsorption est due à leurs surfaces spécifiques élevées, à des effets de surface hydrophobe-hydrophile et à leurs structures. Certaines zéolithes ont une grande affinité pour l'eau, cela se traduit par une capacité d'adsorption pouvant atteindre jusqu'à 30% en poids et ce, sans aucune variation de leurs volumes. La régénération a lieu en éliminant l'eau par des effets de pression et/ou de température. Dans d'autres conditions de mise en œuvre, l'eau adsorbée restituée naturellement lorsque le milieu est trop sec.

Dans le domaine de la production de froid, la zéolithe de type 13X (porosité 13 angström) est la plus utilisée, elle se présente sous forme de billes de 1,5 à 2,5 mm et se compose de 15 à 20% d'argile. Cette zéolithe qui contient initialement 25% d'eau, est activée par chauffage dans un four à 360 °C. Si celle-ci est bien activée, elle produit une réaction très exothermique lorsqu'on la plonge dans l'eau. C'est ainsi qu'on vérifie la bonne activation du produit en mesurant l'augmentation de température de l'eau due à la réaction. Les zéolithes ne présentent aucun danger particulier. Elles peuvent se détériorer au contact de solutions basiques ou acides. Le Tableau I-2 donne les adsorbats utilisées avec les Zéolithes

Tableau I-2: les adsorbats utilisées avec les Zéolithes

| | Méthanol | Eau |
|--------------|----------------|--|
| Zéolithe 13x | BEN CHANAA [3] | BEN CHANAA [3] BENABDELLAH [2], BELKACEMI [4] CACCIOLA [5] |
| Zéolithe 5A | AITTOMAKI [6] | |
| Zéolithe 4A | AITTOMAKI [6] | CACCIOLA [5] |

L'eau est un frigorigène parfaitement, disponible, possède de bonnes propriétés thermiques mais sa pression de fonctionnement est faible et inférieure à la pression atmosphérique (20-80 mbar), ce qui nécessite des équipements spéciaux pour éviter les entrées d'air extérieur.

Sa gamme de température de production de froid est réduite (0-10°C), et ne peut donc pas être utilisée dans des applications de congélation, mais reste bien adaptée pour la climatisation et la production du froid positif. Plus généralement, l'eau est un fluide «idéal» d'un point de vue de sa toxicité et de son empreinte environnementale.

4.2. Le couple Charbon actif/Méthanol

Le charbon est dit « actif » parce que l'on a créé une porosité à l'intérieur du charbon grâce à de l'acide phosphorique ou de la vapeur d'eau. Ce qui est différent de la Zéolithe qui est dite «activée» lorsque l'eau est désorbée. Les Charbons actifs sont des carbones que l'on a préparé afin d'accroître les pores. En effet ils peuvent être obtenus à partir d'un grand nombre de matériaux carbonés (bois, charbon, noix de coco, résidus pétroliers, etc.), par des processus de carbonisation suivis des processus d'activation dûment contrôlés.

Le Charbon active ou Charbon activé est une poudre noire, légère, très salissante, constituée essentiellement de matière carbonée à structure microporeuse. C'est, en fait, une sorte de charbon de bois présentant une très grande surface spécifique qui lui confère un fort pouvoir adsorbant. La surface développée par le charbon actif est élevée : un gramme de charbon actif a une surface spécifique comprise entre 400 et 2000 m² [7]. Il est hydrophobe. L'adsorption des gaz nécessite des pores de 1 à 2 nm, alors que des pores de 2 à 10 nm suffisent pour l'adsorption des liquides [2]. Le méthanol (CH₃OH) est un gaz toxique, incolore, et alcalin. Dans des conditions de température et de pression normale, la chaleur latente d'évaporation est importante et est presque égale à la moitié de celle de l'eau et son point d'ébullition est d'environ 65°C [7]. Le méthanol se décompose à une température de 120°C [7]. Sa gamme de

température pour produire le froid est comprise entre -15°C et 10°C , ce qui en fait un fluide frigorigène intéressant. Les molécules de ce fluide sont petites, de l'ordre de 4\AA [2], pouvant être facilement adsorbées dans les micropores du charbon actif. La pression de fonctionnement est faible (5 mbar à 100 mbar), comme l'eau, le méthanol nécessite des équipements spéciaux pour éviter les entrées d'air extérieur [2]. L'énergie de liaison adsorbat/adsorbant est généralement plus faible pour le charbon actif que pour les autres adsorbants, ce qui diminue la quantité d'énergie nécessaire pour la phase de régénération. Le charbon actif présente une faible sélectivité (capacité à séparer deux composés) par rapport aux autres adsorbants, du fait de sa grande distribution de la taille des pores. Cependant Cette grande distribution permet d'adsorber de nombreuses espèces chimiques, et en particuliers beaucoup de composés organiques volatils (COV) [2]. Le tableau I-3 donne les adsorbats utilisées avec les charbons actifs.

Tableau I-3: Les adsorbats utilisées avec les charbons actifs

| | Méthanol | Éthanol | Ammoniac | CH_3NH_2 |
|----------------------------------|---|------------|------------------------------|--------------------------|
| AC35/1.8 | G.GACIOLA [5] CHEKIROU [1] E.PASSOS [8] | | CRITOPH [9] | |
| AC35/3 | M.DINY[10] | M.DINY[10] | | |
| AC40/3 | BOUBAKRI [11] | | | |
| AC35 | CRITOPH [12] J.GUILLEMINOT [13] | | CRITOPH [12] | |
| CHARBON ACTIF | Hassan [14] | | BOUGARD [15] Al Mers [16] | CRITOPH [12] |
| CHARBON 203C, 207C et 208C | CRITOPH [17] | | CRITOPH [17] | |
| CHARBON 205 C | | | CRITOPH [17] | |

4.3. Couple Gel de Silice/Eau [18- 22]

Le Gel de Silice ($\text{SiO}_2 \cdot \text{NH}_2\text{O}$) est un silice synthétique amorphe, dont la structure des pores, créée par l'agglomération des microparticules sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme et comprise entre 2 et 20 nm .Cette structure est responsable de la très grande surface spécifique, typiquement $500\text{-}800 \text{ m}^2/\text{g}$. Il est hydrophobe et présente l'avantage d'adsorber l'humidité. Il est présent dans certains bouchons dessiccateurs et il est aussi utilisé comme agent asséchant pour les caméras, les films, les chaussures, etc. Dans ces cas-là, il est enfermé dans de petits sachets de papier poreux.

Le Gel de Silice a une grande capacité d'adsorption de l'eau (400 g/kg) à une pression de vapeur d'eau proche de la saturation, donc il est largement utilisé avec l'eau comme couple pour la production du froid.

5. Nouveaux couples

Pour améliorer les performances de la machine frigorifique à adsorption, les chercheurs utilisent des nouveaux couples tel que le Charbon actif/Hydrogène [23- 24], Zéolithe/ CO_2 [25- 26], Charbon actif/R134a [27- 28], Charbon actif/ CO_2 [29] et Charbon actif/R507a [29].

6. Le cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption

Les figures I-1 et I-2 présentent les différents états thermodynamique qui constitué le cycle frigorifique à adsorption.

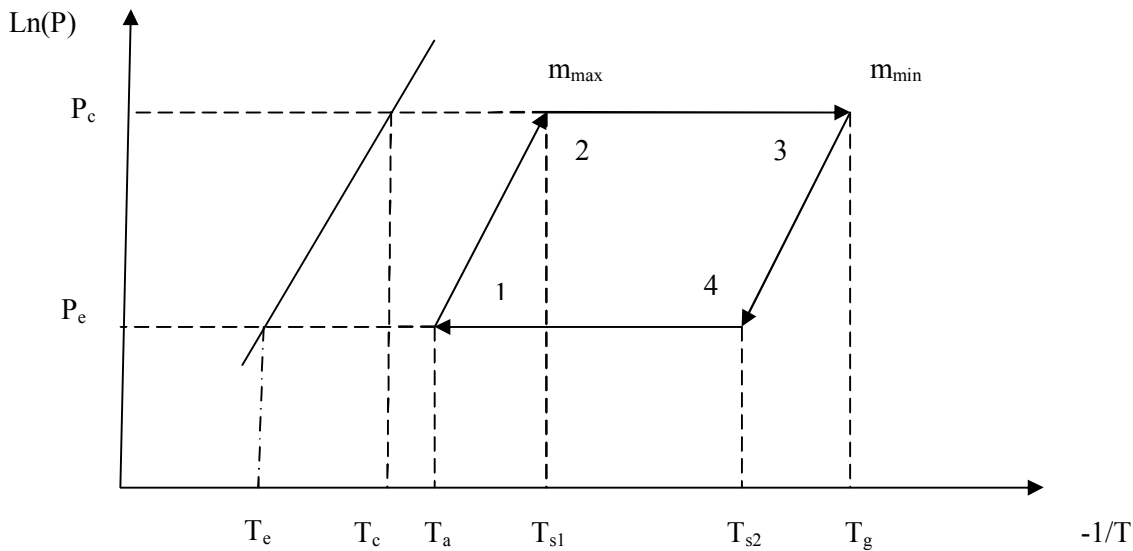


Figure I-1: Cycle de Clapeyron de base d'une machine frigorifique à adsorption

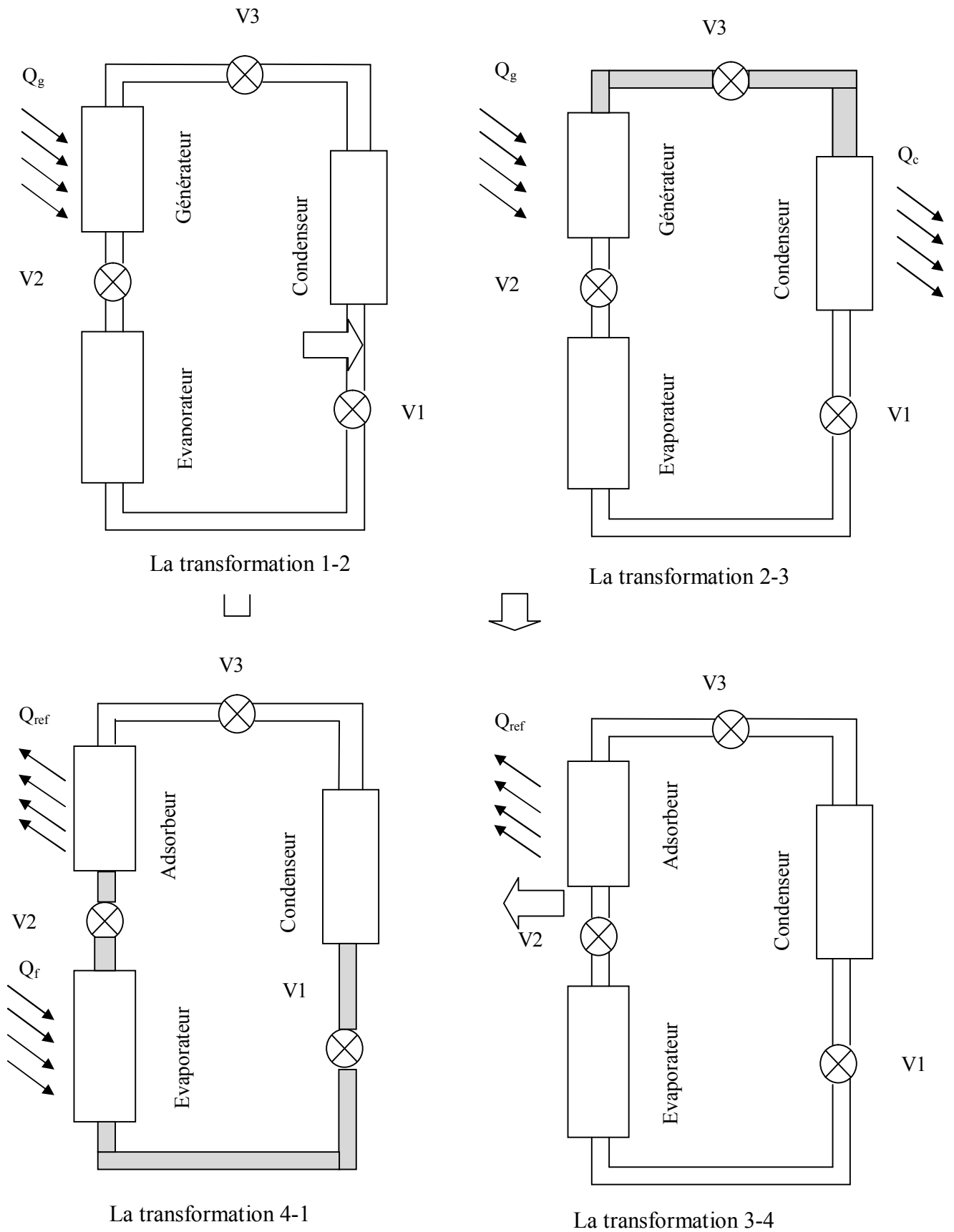


Figure I-2: Les différentes transformations d'une machine frigorifique à adsorption

La transformation 1-2

- Les vannes 1, 2 et 3 sont fermées
- Le point 1 est le point de départ du fonctionnement ou la concentration de l'adsorbat à la surface de l'adsorbant est au maximum.
- Le générateur est soumis à un flux de chaleur par la source chaude ce qui conduit à une augmentation de la pression de P_e à P_c et de la température T_a à la température de saturation T_{s1} qui est le seuil pour commencer la désorption et la condensation.

La transformation 2-3

- La vanne 3 est ouverte.
- Le chauffage du générateur continue ce qui génère la vapeur de l'adsorbat jusqu'à ce que la température de génération atteigne la température maximale T_g . La vapeur de l'adsorbat est émigrée vers le condenseur
- Le condenseur se refroidit par un agent refroidissant qui provoque une condensation de l'adsorbat
- Cette transformation se fait à une pression constante égale à la pression de condensation P_c .

La transformation 3-4

- Les vannes 1, 2 et 3 sont fermées
- Le générateur est refroidi (par convection naturelle ou par un écoulement forcé) par air ou par eau ce qui provoque une diminution de la pression de P_c à P_e et de la température T_g à la température de saturation T_{s2} qui est le seuil pour commencer l'adsorption et l'évaporation.

La transformation 4-1

- Les vannes 1, 2 sont ouvertes, la vanne 3 est fermée.
- L'adsorbeur est refroidi. Grâce à une évaporation partielle due à la différence de la pression entre l'adsorbeur et le condenseur, l'ouverture des vannes 1 et 2 provoque une diminution de la température de l'adsorbat de T_c à T_e et la phase évaporation/adsorption se termine à l'équilibre c'est-à-dire retour au point initial du cycle.

7. Thermodynamique de l'adsorption

L'état thermodynamique d'un couple adsorbant-adsorbé est caractérisé par une relation bivariable entre trois grandeurs: masse, pression et température (m , P et T). A l'équilibre, la relation bivariable peut s'exprimer par:

- L'isotherme d'adsorption T (m , P)
- L'isobare d'adsorption P (m , T)
- L'isostère d'adsorption M (P , T)

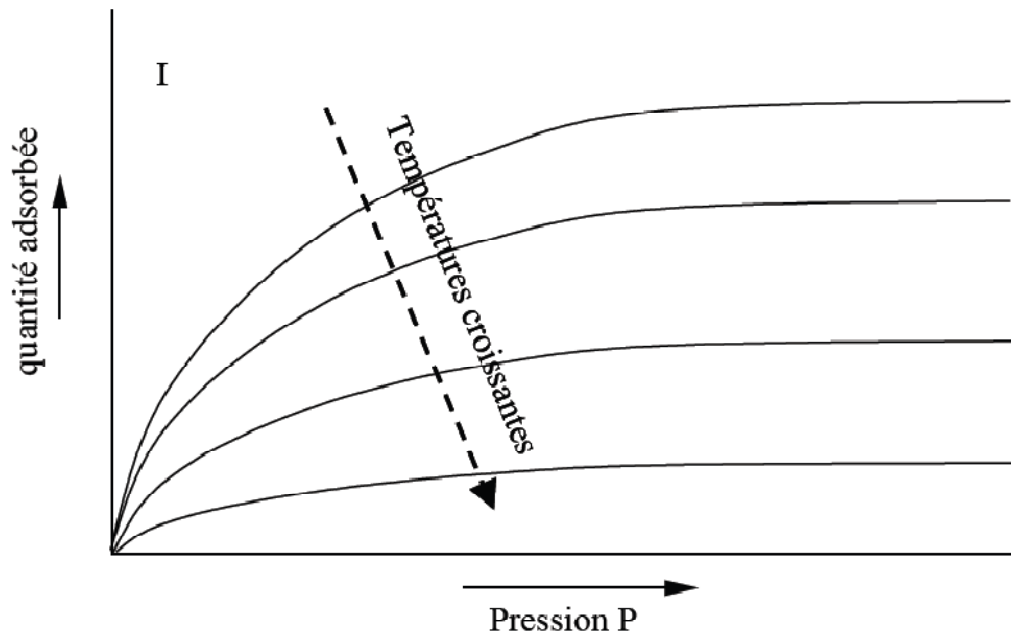


Figure I-3: Diagramme représentant la relation entre la température, la pression et la masse adsorbée [1]

On constate que la quantité de gaz adsorbée diminue lorsque la température augmente; par contre cette quantité augmente avec la pression.

De façon pratique, pour l'étude des systèmes frigorifiques à adsorption, on utilise les isothermes d'adsorption, qui représentent, en fonction de la pression de vapeur, la quantité de gaz adsorbée par kilogramme d'adsorbant à température donnée: $m = f(p)$. Les isothermes d'adsorption présentée ont des formes variables et peuvent être regroupées en cinq types, présentés dans la figure (I-4)

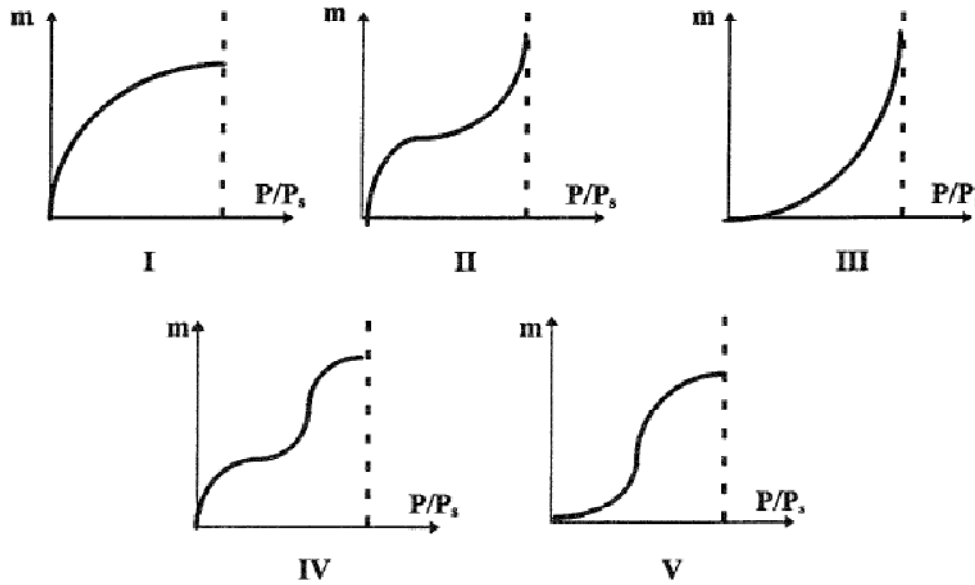


Figure I-4: Les types d'isothermes d'adsorption [10]

Type I : présence d'un plateau horizontal jusqu'à saturation $P/P_0=1$. Ce type d'isotherme est caractéristique du remplissage des micropores à faibles pressions relatives, souvent décrit par une isotherme de Langmuir [3]. Ici, il peut y avoir de fortes interactions en jeu (éventuellement chimisorption). C'est une adsorption essentiellement mono moléculaire

Type II : Isotherme en S qui représente le cas de l'adsorption monocouche aux faibles pressions relatives, suivi de la formation de multicouche et ensuite d'une condensation capillaire pour des pressions partielles avoisinant la pression de saturation.

Type III : ces isothermes correspondent à des solides non poreux ou macroporeux, caractéristiques de faibles interactions adsorbat/adsorbant comparées aux interactions adsorbat/adsorbant (surface/surface). L'adsorption est plus facile sur la première couche adsorbée que sur la surface.

Type IV et V : ces types caractérisent bien la présence des micropores et des macropores dans l'adsorbant, les parties correspondantes à des pressions relatives faibles sont analogues à celles des isothermes de types II et III; ceci pour les mêmes raisons. Mais les parties des isothermes correspondant à des pressions relatives supérieures pourraient s'expliquer par le remplissage des capillaires se terminant à une pression inférieure à la pression de saturation à

cause des forces d'attraction très développées régnant dans ces capillaires, provoquant une condensation rapide de l'adsorbat.

La figure (I-5) présente l'exemple d'une isotherme d'adsorption du couple zéolithe13x/eau [10]

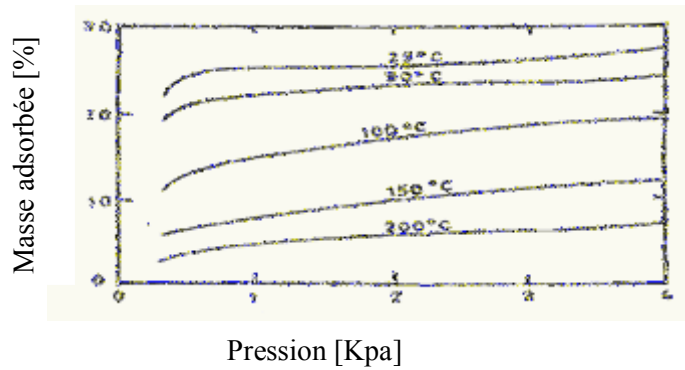


Figure I-5: Exemple d'une isotherme d'adsorption du couple zéolithe13x/eau [10]

8. Modélisation de l'isotherme

Pour exprimer les relations qui relient le volume de gaz adsorbé à la pression et à la température, les théories sur l'adsorption utilisent deux modèles.

8.1. Modèles cinétiques

Ces modèles donnent une description moléculaire du phénomène d'adsorption à partir de la spécification de la cinétique et du nombre de couches de molécules adsorbées.

8.1.1. Isotherme de LANGMUIR

La première corrélation de l'adsorption a été établie par Langmuir en 1916 [3]. Elle est construite sur deux hypothèses :

- Les molécules adsorbées ne peuvent former qu'une couche mono moléculaire (monocouche).
- A l'équilibre dynamique d'adsorption, le nombre de molécules condensées par seconde sur une surface est proportionnel au nombre de molécules évaporées.

Langmuir a proposé l'équation suivante dans le cas d'une adsorption mono moléculaire [10]:

$$\theta = \frac{m}{m_0} = \frac{k \times P_v}{1 + k \times P_v} \quad (\text{I. 1})$$

Où

θ : est le taux de recouvrement de la surface

m : quantité d'adsorbat (kg)

m_0 : quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche (kg)

P_v : pression partielle de vapeur (kPa)

k : constante d'équilibre d'adsorption.

Les courbes réelles des vitesses d'adsorption et de désorption ont une forme assez compliquée. Il faut tenir compte du nombre de collisions avec la surface du solide, de la probabilité de condensation des molécules sur cette surface, de l'énergie d'adsorption et du taux de recouvrement; ceci dans le cas le plus simple d'un adsorbant homogène.

8.1.2. Isotherme de BRUNAUER, EMMET et TELLER (B.E.T) [10]:

Elle est basée sur l'hypothèse que l'adsorbant est recouvert de couches multimoléculaires (multicouches), ces auteurs ont utilisé le postulat de Langmuir en supposant que :

- La chaleur d'adsorption dégagée à chaque couche, exceptée pour la monocouche, est égale à la chaleur molaire de condensation.
- Excepté pour la monocouche, les conditions d'évaporation-condensation à la surface libre sont identiques.
- A la pression de saturation P_s , l'adsorption est entièrement due à la condensation capillaire.

Ce modèle fait intervenir un recouvrement par superposition de couches et est décrit par l'équation suivante, proposée par B.E.T [10]:

$$\frac{P_v}{V \cdot (P_s - P_v)} = \frac{1}{V_0 \cdot C_B} + \frac{(C_B - 1) \cdot P_v}{V_0 \cdot C_B \cdot P_s} \quad (I-2)$$

Où

P_v : pression de vapeur de l'adsorbat mesurée (kPa)

P_s : pression de saturation à la température mesurée (kPa)

C_B : constante de B.E.T, fonction de la chaleur d'adsorption

V_0 : est le volume maximal adsorbable (m^3)

V : est le volume adsorbé (m^3)

Cette équation sert essentiellement pour la détermination de la surface spécifique et de la valeur de V_0 à partir de la représentation linéarité $\frac{p_v}{V.(p_s - p_v)}$ en fonction de P_v/P_s .

La figure (I-6) représente l'équation du BRUNAUER, EMMET et TELLER.

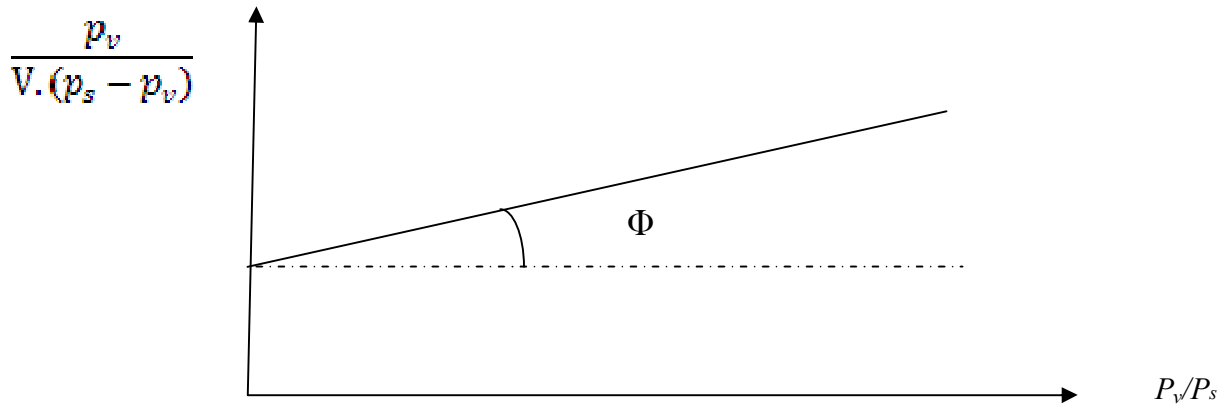


Figure I-6: Représentation de l'équation du BRUNAUER, EMMET et TELLER

On calcule ainsi le volume maximal absorbable V_0 et la constante C_B du couple utilisé à partir de la droite de pente et d'ordonnée à l'origine respectivement :

$$\operatorname{tg}\Phi = \frac{C_B - 1}{V_0 - C_B} \quad (\text{I. 3})$$

$$Y_0 = \frac{1}{V_0 \cdot C_B} \quad (\text{I. 4})$$

8.2. Modèle phénoménologique

Ce modèle est une approche purement thermodynamique associant la notion de potentiel d'adsorption à celle du taux de remplissage.

8.2.1. Théorie du potentiel de l'adsorption de Polanyi [30]

Le gaz est supposé se comporter comme un gaz parfait, le film liquide à la surface de l'adsorbant est incompressible et l'énergie de formation de la surface liquide est supposée négligeable devant l'énergie d'adsorption.

Pour illustrer le calcul du potentiel d'adsorption de Polanyi, nous considérons un solide S placé dans une atmosphère de vapeur d'adsorbat à la pression P.

Il est d'usage de définir le potentiel d'adsorption E comme le travail accompli par les forces d'adsorption pour faire passer une mole d'adsorbat de la phase gazeuse à la phase adsorbée.

Le potentiel chimique μ_l du liquide en équilibre avec sa vapeur est de la forme [10] :

$$\mu_L = R \times T \times \ln(P_s) \tag{I-5}$$

P_s est la pression de saturation à la température T, R est la constante du gaz parfait.

Lorsque la phase adsorbée est loin de la saturation et le potentiel chimique devient :

$$\mu_v = R \times T \times \ln(P_v) \tag{I-6}$$

P_v est la pression d'équilibre du gaz.

L'expression du potentiel d'adsorption de Polanyi s'écrit [30] :

$$\Delta G = \mu_L - \mu_v = R \times T \times \ln(P_s / P_v) \tag{I-7}$$

Ou encore

$$\varepsilon = R \times T \times \ln(P_s / P_v) \tag{I-8}$$

Le potentiel d'adsorption est donc défini comme étant l'écart d'énergie libre entre la phase gazeuse à la pression de saturation P_s , et la phase adsorbée à la pression d'équilibre du gaz P.

La représentation de Polanyi d'une coupe d'un système solide-gaz est illustrée par la figure I-7.

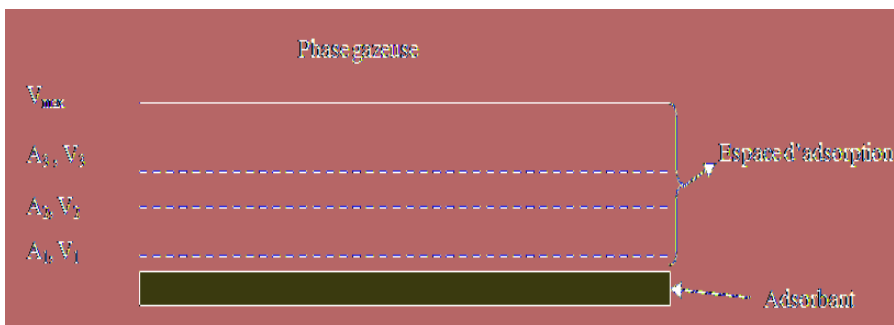


Figure I-7: Représentation de Polanyi d'une coupe d'un système solide-gaz

Les lignes en pointillé représentent les points de même potentiel d'adsorption et définissent les surfaces équipotentielles ($A_1, A_2, A_3, \dots, A_i$) qui délimitent les volumes $V_1, V_2, V_3, \dots, V_i, V_{\max}$. Cette dernière quantité, V_{\max} , représente l'espace entier d'adsorption. Il est alors possible de définir une fonction de distribution, représentée par $V=f(\varepsilon)$, qui à chaque potentiel ε_j fait correspondre un volume V , délimité par une surface équipotentielle.

Le postulat de base de la théorie de Polanyi énonce que le potentiel d'adsorption est indépendant de la température de sorte que $V= f(\varepsilon)$, et qu'il devra être le même pour un couple adsorbant-adsorbat donné à toute température. Cette invariance s'exprime par [30]:

$$\left[\frac{\partial \varepsilon}{\partial T} \right]_{V=0} = 0 \quad (I-9)$$

Plusieurs équations ont été proposées pour déterminer cette courbe caractéristique: $V= f(\varepsilon)$.

8.2.2. Equation de DUBININ et RADUSHKEVICH (D-R):

A partir du potentiel de Polanyi, Dubinin et Radushkévich en 1947 [30] ont développé un modèle théorique rendant compte des masses d'adsorbat piégées à la surface d'un adsorbant microporeux. Cette approche est basée sur deux hypothèses :

- Le taux de remplissage est une fonction du potentiel de Polanyi (où β est le coefficient d'affinité).
- La distribution des pores de l'adsorbant étant supposée Gaussienne,

L'équation de D-R est alors donnée par [30]:

$$V(T, P_b) = V_0(T, P_{\text{sat}}) \times \exp\left[-\left(\frac{B}{\beta^2}\right) \left(RT \ln\left(\frac{P_b}{P_{\text{sat}}}\right)\right)^n\right] \quad (I-10)$$

D'où :

B : microstructure paramètre de l'adsorbant

β : coefficient d'affinité

n : est un paramètre ajustable, permettant d'améliorer la corrélation des données expérimentales.

Le tableau I-4 donne le coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés.

Tableau I-4: Coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés

| | | | | | | |
|-----------|----------|--------------------|----------|--------------|-------------------|---------|
| Adsorbant | ammoniac | Dioxyde de charbon | méthanol | Méthyl Amine | Dioxyde de soufre | Azote |
| B | 0.28 | 0.35 | 0.45 | 0.54 | 0.47 | 0.35 |
| Adsorbant | Benzène | Méthane | éthane | Propane | i-butane | Ethanol |
| B | 1 | 0.53 | 0.71 | 0.72 | 0.96 | 0.64 |

Le paramètre n reflète l'hétérogénéité du solide [31], plus il est élevé, plus la structure du solide est homogène. Selon la classification de Dubinin, lorsque $n=2$, l'adsorbant est considéré comme homogène de point de vue de la distribution de la taille des pores. Typiquement, n varie entre 1.5 et 3 dans le cas des charbons actifs. Les valeurs proches de 1 correspondent à une largeur moyenne de micropores assez élevée ou indique un phénomène d'adsorption sur une surface. Tandis que les valeurs supérieures à 2 traduisent une largeur moyenne de micropores faible. Une valeur proche de 3 est trouvée pour des pores ayant une taille très voisine de la taille de la molécule adsorbée avec une distribution de taille de pores très réduite. Pour des systèmes microporeux assez homogènes, n est compris entre 2 et 5, notamment pour les zéolithes.

Aussi, la corrélation entre la température et la pression de saturation pour l'adsorbant peut être représenté par l'équation de Clausius-Clapeyron [30]:

$$\ln p = A - \frac{C}{T} \quad (\text{I. 11})$$

Où A , C dépendent de l'adsorbant

Substituer ceci dans l'équation (I.10) produit une nouvelle version de l'équation de D-R [30]:

$$V(T, T_{\text{sat}}) = V_0(T, T_{\text{sat}}) \times \exp\left[-\left(\frac{B}{\beta^2}\right) \left(RC \frac{T}{T_{\text{sat}}} - RC \right)^n\right] \quad (\text{I. 12})$$

On multiplie les deux coté de l'équation (I-12) par la masse volumique $\rho(T)$ parce que $\rho(T)$ est constant autour de la surface de l'adsorbent quand T égale T_s . Cependant, ce n'est pas correct pour $M(T, T_s)$ à cause de la variation de la densité avec la température donc :

$$m(T, T_{\text{sat}}) = m_0(T_{\text{sat}}) \times \exp\left[-\left(\frac{B}{\beta^2}\right) \left(RC \frac{T}{T_{\text{sat}}} - RC \right)^n\right] \quad (\text{I-13})$$

On peut simplifier l'équation (I-13) par l'introduction du taux de recouvrement de surface θ .

$$m(T_b, T_{sat}) = m_0(T_{sat}) \times \exp\left[-k \cdot \left(\frac{T}{T_{sat}} - 1\right)^n\right] \quad (I-14)$$

Où :

T_b : température de l'adsorbent (k)

T_{sat} : température de la saturation (k)

K: coefficient dépend du couple utilisé et ne dépend pas de température

$$K = \left(\frac{B}{\beta^2}\right) \cdot (RC)^n \quad (I-15)$$

Le tableau I-5 donne les coefficients de l'équation du D-R des couples utilisés

Tableau I-5: Coefficients de l'équation du D-R des couples utilisés

| Couple adsorbent / Adsorbat | m_0 | K | n |
|------------------------------|--------|--------|------|
| charbon active/Méthanol [32] | 0.3639 | 3.6571 | 0.94 |
| gel de la silice/Eau [33] | 0.346 | 5.6 | 1.6 |
| Zéolithe 13x/Eau [34] | 0.269 | 4.492 | 2 |

8.3. Chaleur isostérique de la sorption [5]

La chaleur isostérique d'adsorption est une donnée primordiale pour le calcul des bilans énergétiques d'un cycle à adsorption, celle-ci est reliée aux isothermes d'adsorption par l'équation de Clapeyron :

$$\Delta H_{ads} = R \cdot T^2 \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right) \quad (I-16)$$

On a:

$$\ln(p) = a(m) + b(m)/T \quad (I-17)$$

$a(m)$ et $b(m)$ sont des fonctions polynomiales en fonction de la masse adsorbée (tableaux I-6 et I-7)

$$\Delta H_{\text{ads}} = -R \cdot b(m) \quad (\text{I-18})$$

Tableau I-6: Coefficients de l'équation du Clausius- Clapeyron des couples utilisés [5]

| Coefficients | Charbon active/Méthanol | Zéolithe 13x/Eau |
|--------------|--------------------------|------------------|
| b_0 | -6003.58 | -7698.85 |
| b_1 | 63.1516 | 214.981 |
| b_2 | -2.60587 | -18.4589 |
| b_3 | 40.5379×10^{-3} | 0.152605 |

Tableau I-7: Coefficients de l'équation du Clausius- Clapeyron des couples utilisés [5]

| Coefficients | Charbon active/Méthanol | Zéolithe 13x/Eau |
|--------------|--------------------------|-------------------------|
| a_0 | 20.3305 | 13.4244 |
| a_1 | $65.3036 \cdot 10^{-3}$ | 1.10854 |
| a_2 | $-1.66841 \cdot 10^{-3}$ | $-73.176 \cdot 10^{-3}$ |
| a_3 | 5.23793×10^{-5} | $1.6448 \cdot 10^{-3}$ |

ΔH_{ads} pour le couple gel de la silice eau est considéré constante et égale à 2.8×10^{-3} j/kg[20]

CHAPITRE 2 :

Etude
thermodynamique du
cycle frigorifique à
adsorption

1. Introduction

Dans le cadre de l'optimisation d'une machine frigorifique à adsorption, une étude et une analyse du cycle de base de Clapeyron associé à cette machine sont nécessaires. Pour ce faire, nous avons établi un modèle numérique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin et Radushkèvich [30] et d'autre part sur certaines considérations visant à assurer une optimisation telles que les propriétés du couple adsorbant/adsorbat choisi, où nous avons utilisé les équations de données expérimentales disponibles dans la littérature.

Le code de calcul élaboré permet d'apprécier l'influence de divers paramètres sur la quantité de froid produite à l'évaporateur, sur le coefficient de performance thermique de la machine et la quantité de la masse cyclée de l'adsorbat dans la machine.

2. Synthèse des travaux sur les machines frigorifique à adsorption :

La modélisation du cycle de base de la machine frigorifique à adsorption a fait l'objet de nombreuses études tant théoriques qu'expérimentales. Cacciola et Restuccia [5] ont développé un modèle détaillé d'une pompe chaleur à adsorption qui fonctionne sous conditions climatiques du sud européen puis ont effectué une comparaison entre les couples zéolithe 13x/eau, Zéolithe 4A/eau et Charbon actif/Méthanol. Critoph [12] a développé un modèle d'une machine frigorifique à adsorption pour comparer la performance des différents couples adsorbant /adsorbat. Chekirou [1] a développé un modèle d'une machine frigorifique à adsorption qui donne l'influence des différents paramètres sur l'efficacité de la machine.

Miyazakia [20] a développé un modèle d'un groupe de la production d'eau glacée à deux éléments de sorption pour étudier l'influence de la variation du temps du cycle sur les performances du groupe. Wang [37] a simulé le fonctionnement d'une nouvelle conception d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits de sorption avec récupération de la masse et de la chaleur pour étudier l'influence de la variation des paramètres opérationnels sur les performances du groupe. Wang [38] a simulé le fonctionnement d'un nouveau groupe de production d'eau glacée à deux lits de sorption avec récupération de la masse avec une source de chaleur variables. Wang et al. [39] ont développé deux groupes de production de l'eau glacée et ils ont comparé ses performances avec basse températures de génération. Akahira [40] a effectué une étude expérimentale d'un groupe de production de l'eau glacée à fin d'évaluer l'influence de la récupération de la masse sur les performances du groupe. Wang [41] a étudié expérimentalement l'influence de la récupération de la masse et de la chaleur sur les performances d'un groupe de production de l'eau glacée.

3. Etude thermodynamique du cycle de base

3.1. Détermination des températures de seuil du cycle

Le cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption est achevé lorsque les deux points critiques (seuils) de ce cycle sont déterminés et définis (T_{s1} et T_{s2}). Cependant dans le calcul du coefficient de performance thermique nous n'avons besoin que de la température seuil de désorption T_{s1} . Alors que, T_{s2} est plus convenable dans les calculs des performances des pompes à chaleur.

La température seuil de désorption T_{s1} est définie comme étant la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur. La température seuil d'adsorption T_{s2} est définie comme la température à partir de laquelle le phénomène d'adsorption commence, elle correspond à l'évaporation de la première goutte liquide dans l'évaporateur.

Pour obtenir les relations analytiques entre T_{s1} et T_{s2} avec la température de condensation et d'évaporation, nous devons tenir compte de la supposition de deux isostères pendant les phases [1], on obtient:

$$m(T_a, P_e) = m(T_{s1}, P_c) \quad (\text{II-1})$$

$$m(T_g, P_c) = m(T_{s2}, P_e) \quad (\text{II-2})$$

Pour obtenir la température T_{s1} , nous devons résoudre l'équation (II-1). On donne des valeurs à la température T_{s1} dans un intervalle $[T_a, T_{s1\max}]$, où $T_{s1\max}$ est la valeur maximum de T_{s1} (arbitrairement choisie) et chaque fois, on compare les valeurs de la masse adsorbée calculée correspondant à des valeurs de température données précédemment, à $m(T_a, P_e)$ jusqu'à l'obtention de la valeur de T_{s1} correspondant à $m(T_a, P_e) = m(T_{s1}, P_c)$. La résolution de l'équation (II-2) nous donne la température seuil d'adsorption T_{s2} , en utilisant la même procédure donnée précédemment. La figure II-1 donne l'organigramme de calcul des températures de seuil.

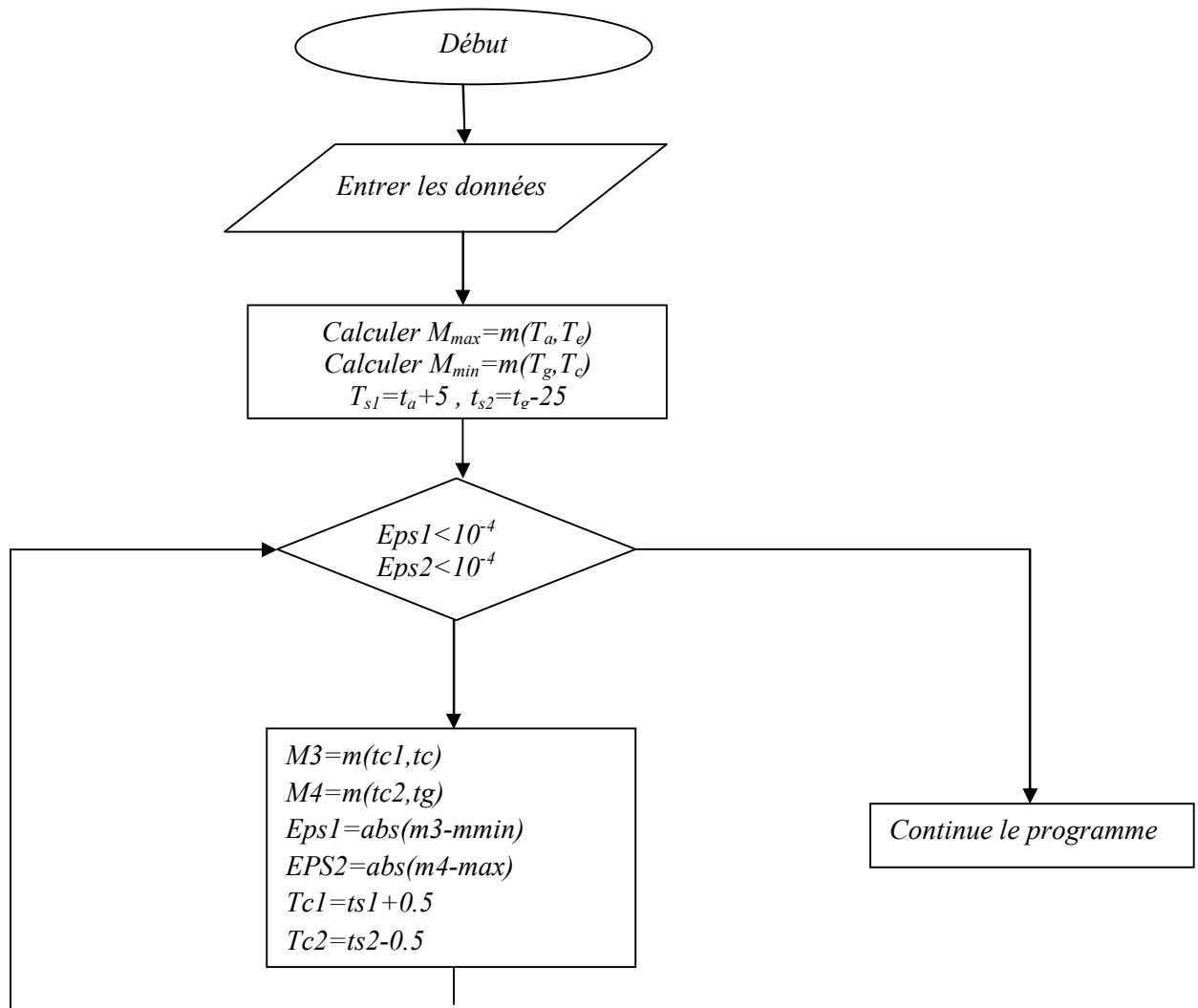


Figure II. 1: Organigramme de calcul des températures de seuil

3.2. Coefficient de performance thermique (COP)

Dans cette partie une étude statique, basé sur l'utilisation des équations d'état (adsorbant/adsorbat) à l'équilibre thermodynamique est présentée. Elle ne tient compte ni des effets de la cinétique d'adsorption, ni des différences de température ou de pression dues aux transferts de chaleur et de masse (c'est-à-dire que la température, la pression et la masse adsorbée sont supposées uniformes) et que la condensation et l'évaporation s'effectuent à température constante. On néglige ainsi, l'effet des pertes thermiques associées au chauffage de l'adsorbent.

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_c} \tag{II-3}$$

Q_f : La production frigorifique ou la quantité de froid produite à l'évaporateur (kJ)

Q_c : La quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur (kJ)

Le COP_{th} calculé dans cette partie est un COP thermodynamique, c'est-à-dire qu'il ne prend pas en compte les bilans sur l'adsorbant, l'adsorbat et les parties métalliques de l'adsorbeur. Mais, le COP réel d'un tel cycle tient compte des bilans thermiques sur l'adsorbeur et sur les différents organes de la machine frigorifique à adsorption (condenseur et évaporateur). Les quantités de chaleur mises en jeu dans le cycle seront directement calculées par l'intermédiaire de la relation de (D-R) .

3.3. Expression de la production frigorifique Q_f

La quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f est donnée par [1] :

$$Q_f = m_a \cdot \Delta m \cdot [L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_{pL}(T) \cdot dT] \quad (\text{II-4})$$

Le premier terme de cette équation représente la chaleur absorbée pour l'évaporation du réfrigérant à la température d'évaporation T_e .

Le second terme représente la chaleur sensible nécessaire pour amener le condensât de sa température de condensation à celle d'évaporation T_e .

Où:

$L(T)$ et $C_p(T)$ représentent, respectivement la chaleur latente d'évaporation et la chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide.

m est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur (kg).

Δm est la masse cyclée de l'adsorbat, calculée comme suit [1]:

$$\Delta m = m_{\max} - m_{\min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \quad (\text{II-5})$$

m_{\max} c'est la masse adsorbée correspondant à la température d'adsorption et la pression d'évaporation, calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Radushkevich.

m_{\min} c'est la masse adsorbée correspondant à la température de régénération T_g et la pression de condensation P_c calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Radushkevich.

3.4. Expression de Q_c

L'adsorbent reçoit l'énergie de la source chaude dont une partie sera utilisée pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbent, une autre partie sert à chauffer l'adsorbant et l'adsorbat et le reste servant à la désorption.

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (\text{II-6})$$

Q_1 , Q_2 et Q_3 sont des chaleurs sensibles, respectivement utilisées pour le chauffage de l'adsorbant, des parties métalliques de l'adsorbent et de l'adsorbat.

Q_{des} est la chaleur nécessaire à la désorption correspondant à la masse de l'adsorbat désorbé.

Chaleur sensible de l'adsorbant (Q_1)

Q_1 est la chaleur nécessaire pour porter la température de l'adsorbant solide de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par [1]:

$$Q_1 = m_a \cdot \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{ads}}(T) \cdot dT = m_a \cdot C_{p_{ads}} \cdot (T_g - T_a) \quad (\text{II-7})$$

m_a est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbent (kg).

$C_{p_{ads}}$ est la chaleur spécifique de l'adsorbant (kJ/kg.K)

Chaleur sensible des parties métalliques (Q_2)

Q_2 est la chaleur nécessaire pour porter la température des parties métalliques de l'adsorbent de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par [1]:

$$Q_2 = m_g \cdot \int_{T_a}^{T_g} C_{p_w}(T) \cdot dT = m_g \cdot C_{p_w} \cdot (T_g - T_a) \quad (\text{II-8})$$

m_g est la masse des parties métalliques de l'adsorbent (kg).

C_{p_w} est la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbent (kJ/kg.°C).

Chaleur sensible de l'adsorbat (Q_3)

Q_3 est la chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbat de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par [1]:

$$Q_3 = \int_{T_a}^{T_g} m(T) \cdot Cp_{ads}(T) \cdot dT = m_a \cdot m_{max} \cdot \int_{T_a}^{T_{s1}} Cp_{ads}(T) \cdot dT + m_a \cdot \int_{T_{s1}}^{T_g} m(T) \cdot Cp_{ads}(T) \cdot dT \tag{II-9}$$

m(T) est la masse adsorbée à la température T et à la pression de condensation P_c , calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Radushkevich.

Chaleur de désorption (Q_{des})

La désorption se fait sur le trajet (2→3). Aux points 2 et 3 correspondent respectivement, les températures T_{s1} et T_g ; la chaleur de désorption est donnée par [5]:

$$Q_{des} = m_a \cdot \int_{m_{max}}^{m_{min}} \Delta H_{ads}(m) \cdot dm \tag{II-10}$$

La figure II-2 donne l'organigramme de calcul de la performance du cycle frigorifique.

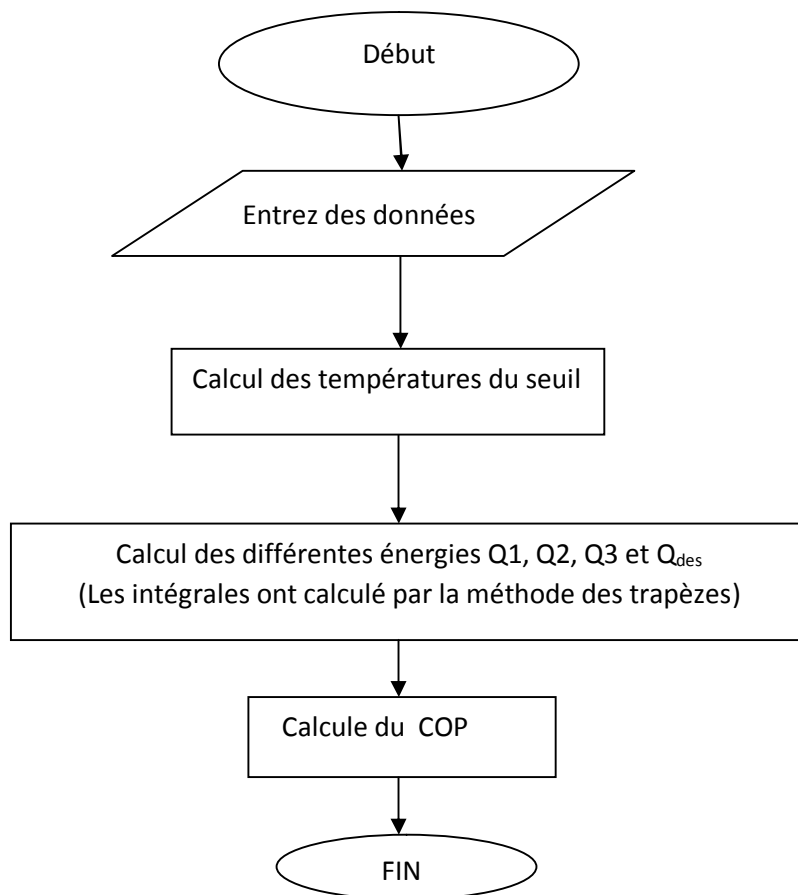


Figure II. 2 : Organigramme de calcul des performances du cycle frigorifique.

4. Résultats et Discussions

4.1. Influence de la variation de la température d'évaporation

Dans cette partie, la température d'évaporation est variable et les températures de condensation et de génération sont fixées afin d'étudier l'influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance, la quantité de la production frigorifique et la quantité de la masse cyclée.

La figure II. 3 représente La variation de la production frigorifique Q_f en fonction de la température d'évaporation. On constate qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation de la production frigorifique et que le couple Gel de Silice/Eau a la plus grande production frigorifique. L'augmentation de la température d'évaporation augmente la pression de saturation $P_s(T_e)$ ce qui provoque une augmentation de la masse d'eau $m[T_a, P_s(T_e)]$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée et de la production frigorifique.

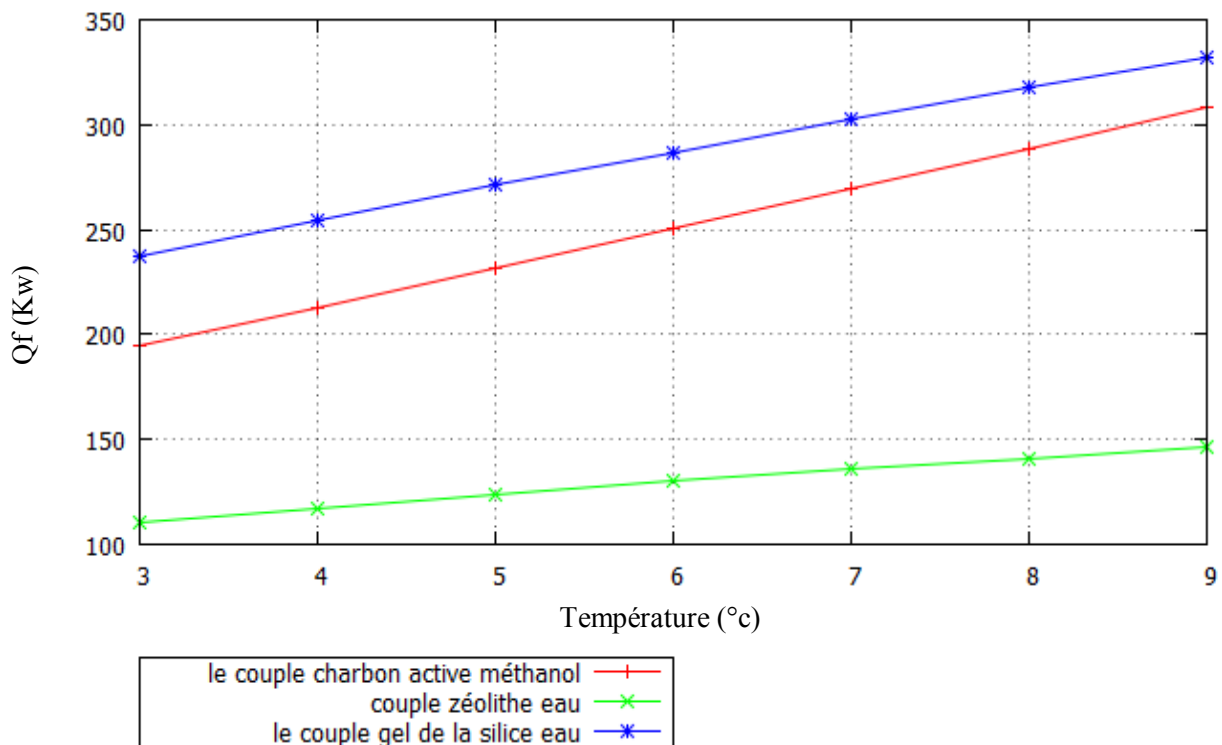


Figure II.3: Variation de la production frigorifique Q_f en fonction de la température d'évaporation

La figure II.4 présente la variation du coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation. On constate qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation du coefficient de performance et que le couple Charbon active/Méthanol a le plus grand coefficient. L'augmentation de la température d'évaporation augmente la pression de saturation $P_s(T_e)$ ce qui provoque une augmentation de la masse d'eau $m[T_a, P_s(T_e)]$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée et de la production frigorifique qui provoque à son tour une augmentation du coefficient de performance.

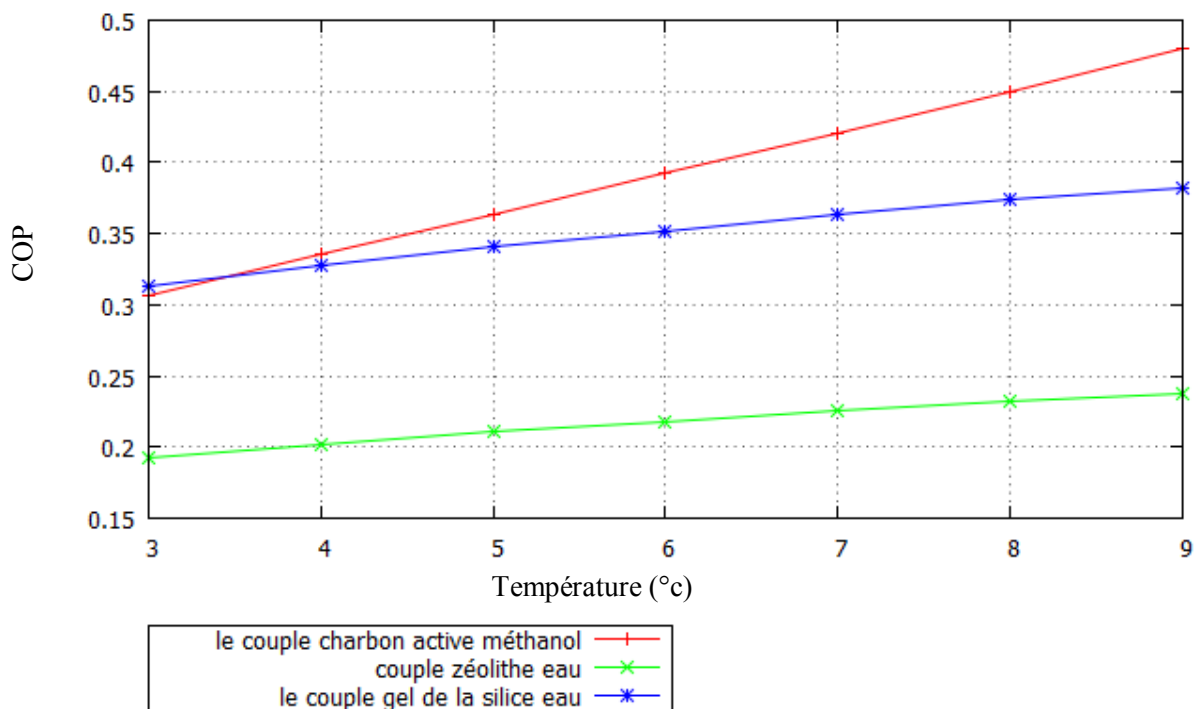


Figure II.4: Variation du coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation

La figure II.5 présente La variation de la masse cyclée en fonction de la température d'évaporation. On constate qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation de la masse cyclée et que le couple Charbon active/Méthanol a la plus grande masse cyclée. L'augmentation de la température d'évaporation T_e conduit à une augmentation de la pression de saturation $P_s(T_e)$. Donc, la masse adsorbée $m[T_a, P_s(T_e)]$ augmente, impliquant une augmentation de la masse cyclée. L'effet qualitatif de l'augmentation de T_e peut être vérifié sur le diagramme de Clapeyron.

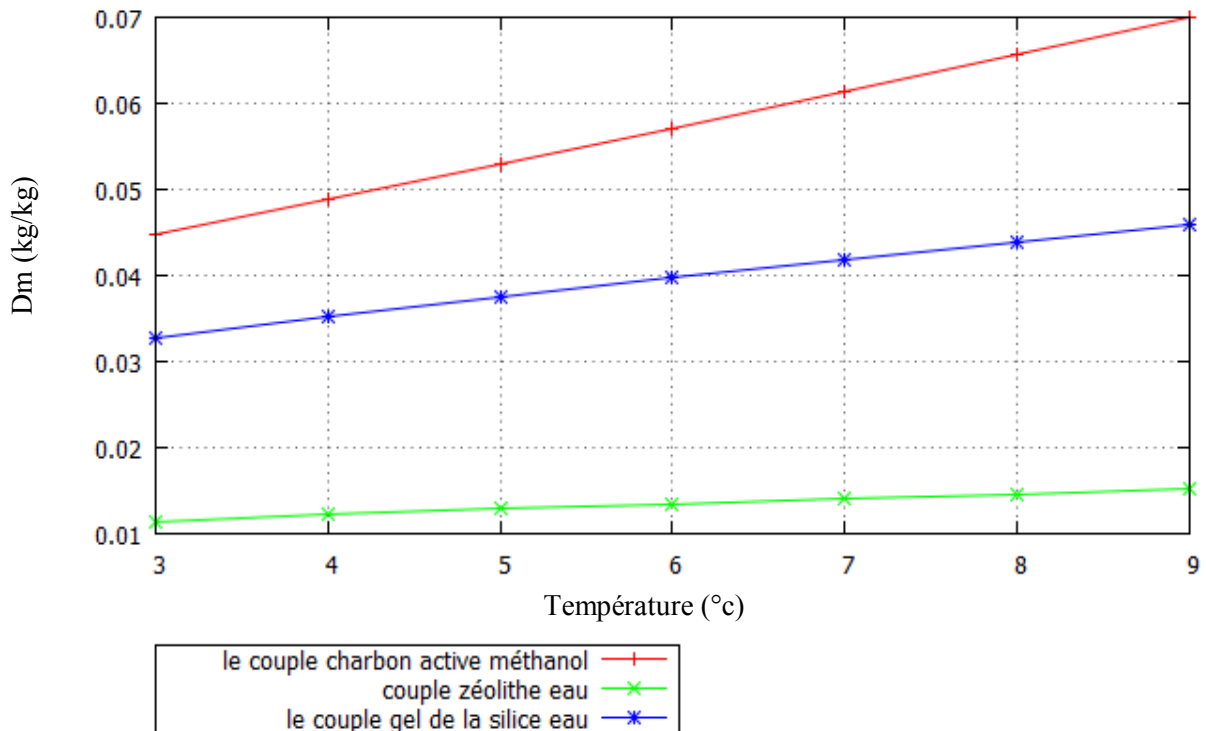


Figure II.5: variation de la masse cyclée en fonction de la température d'évaporation

4.2. Influence de la variation de la température de condensation

Dans cette partie, la température de condensation est variable et les températures d'évaporation et de génération sont fixées afin d'étudier l'influence de la température de condensation sur le coefficient de performance, la production frigorifique et la quantité de la masse cyclée.

La figure II.6 présente la variation de la production frigorifique en fonction de la température de condensation. On constate qu'une augmentation de la température de condensation entraîne une diminution de la production frigorifique et que le couple Gel de Silice/Eau présente la plus grande production frigorifique. L'augmentation de la température de condensation implique une augmentation de la pression de saturation. Donc, la masse cyclée est diminuée ce qui provoque une diminution la production frigorifique.

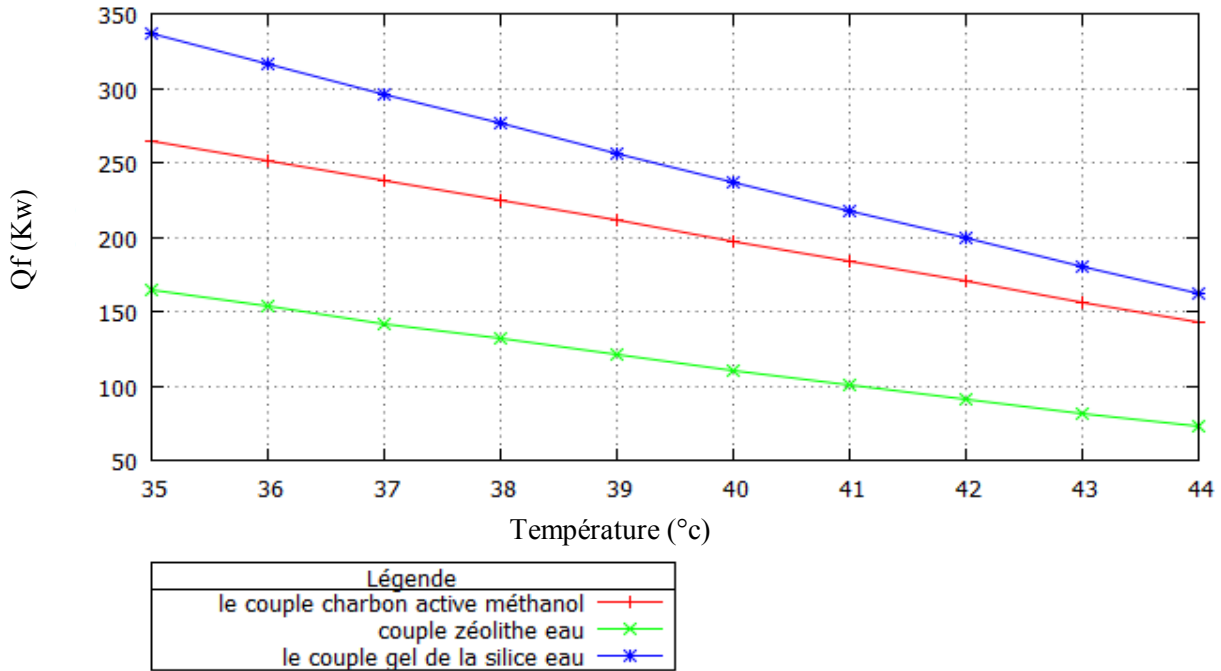


Figure II 6: Variation de la production frigorifique en fonction de la température de condensation.

La figure II.7 présente la variation du coefficient de performance en fonction de la température de condensation. On constate qu’une augmentation de la température de condensation entraîne une diminution du coefficient de performance et que le couple Gel de Silice/Eau a le coefficient de performance le plus élevé. L’augmentation de la température de condensation implique une augmentation de la pression de saturation $P_s(T_c)$ ce qui provoque une diminution de la masse d’eau $m[T_g, P_s(T_c)]$. Donc, la masse cyclée diminue et provoque une diminution de la production frigorifique ce qui diminue le coefficient de performance de la machine frigorifique.

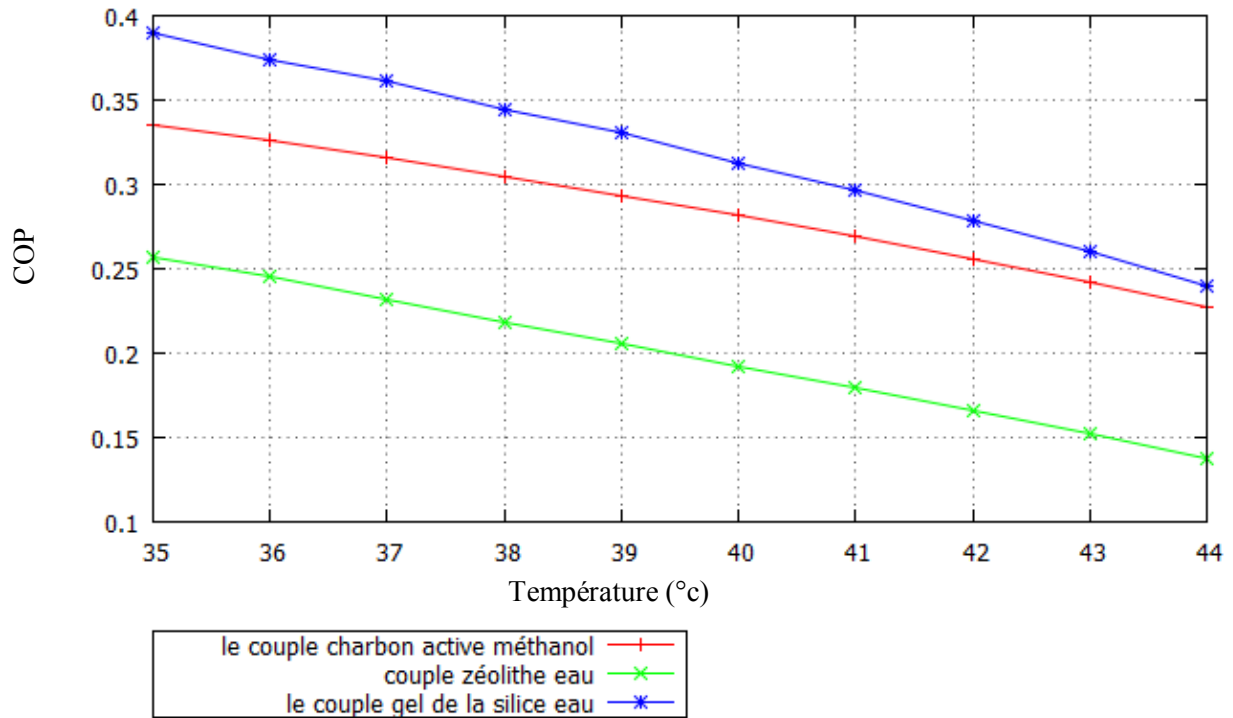


Figure II.7: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de condensation

La figure II.8 présente la variation de la masse cyclée en fonction de la température de condensation. On constate qu'une augmentation de la température de condensation entraîne une décroissance de la masse cyclée et que le couple Charbon actif/Méthanol a le plus grande masse cyclée. L'augmentation de la température de condensation implique une augmentation de la pression de saturation $P_s(T_c)$ ce qui provoque une diminution de la masse d'eau $m[T_g, P_s(T_c)]$.

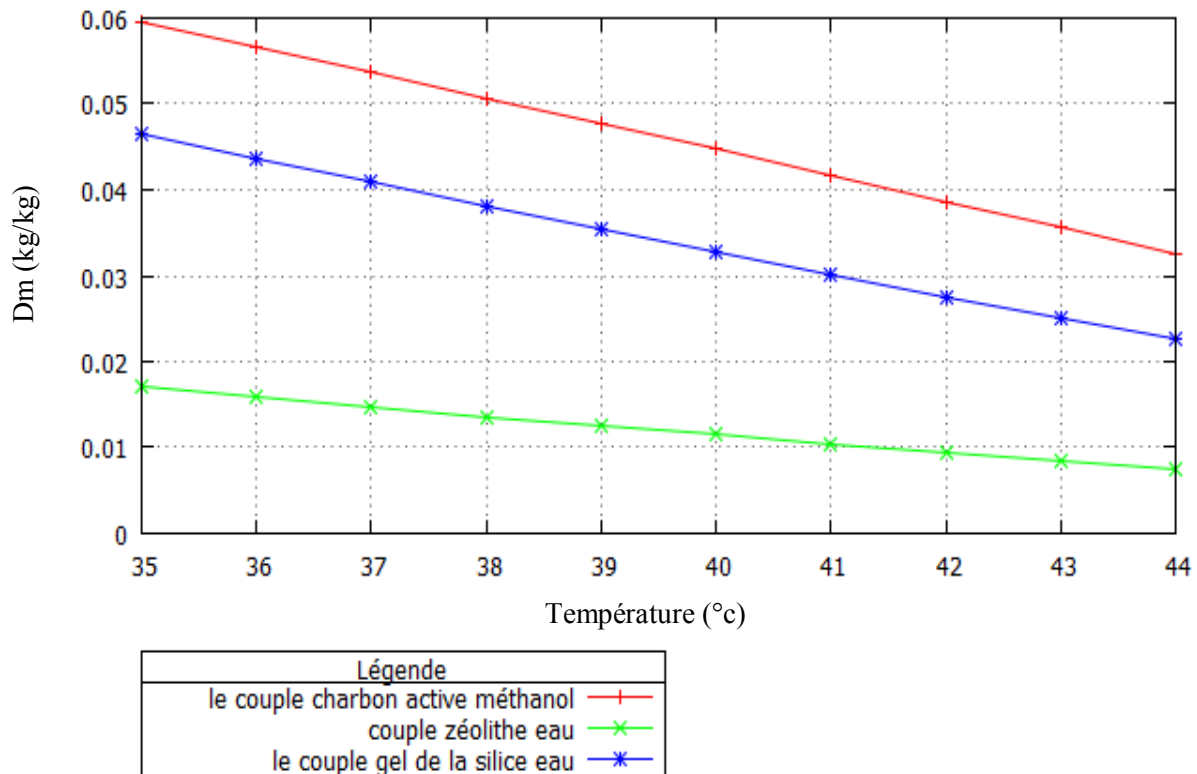


Figure II. 8 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température de condensation

4.3. Influence de la variation de la température de génération

Dans cette partie, la température de génération est variable et les températures de d'évaporation et de condensation sont fixées afin d'étudier l'influence de la température de génération sur le coefficient de performance, la quantité de la production frigorifique et la quantité de la masse cyclée.

La figure II.9 représente la variation de la masse cyclée en fonction de la température de génération. On constate qu'une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation de la masse cyclée et que le couple Charbon active/Méthanol a la plus grande masse cyclée avec des températures de génération entre 70 et 100°C. Au dessus de 100°C, le couple gel de Silice/Eau a la plus grande quantité de la masse cyclée. L'augmentation de la température de la génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum $M_{\min}(T_g, T_c)$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée.

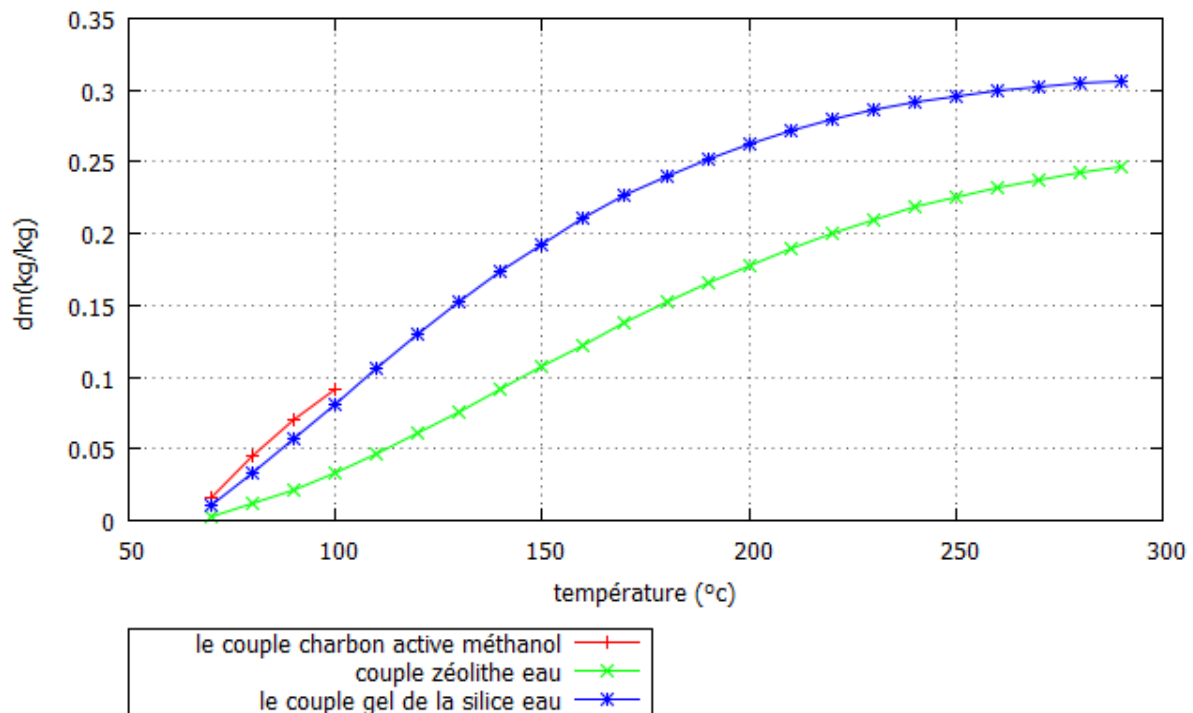


Figure II.9: Variation de la masse cyclée en fonction de la température de génération

La figure II.10 présente la variation de la production frigorifique en fonction des faibles températures de génération. On constate qu'une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation de la production frigorifique. Le couple charbon actif/méthanol a la plus grande production frigorifique avec des températures de génération au dessous de 80°C et la plus basse température de génération qui est 62°C. L'augmentation de la température de génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum $M_{\min}(T_g, T_c)$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée, par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f .

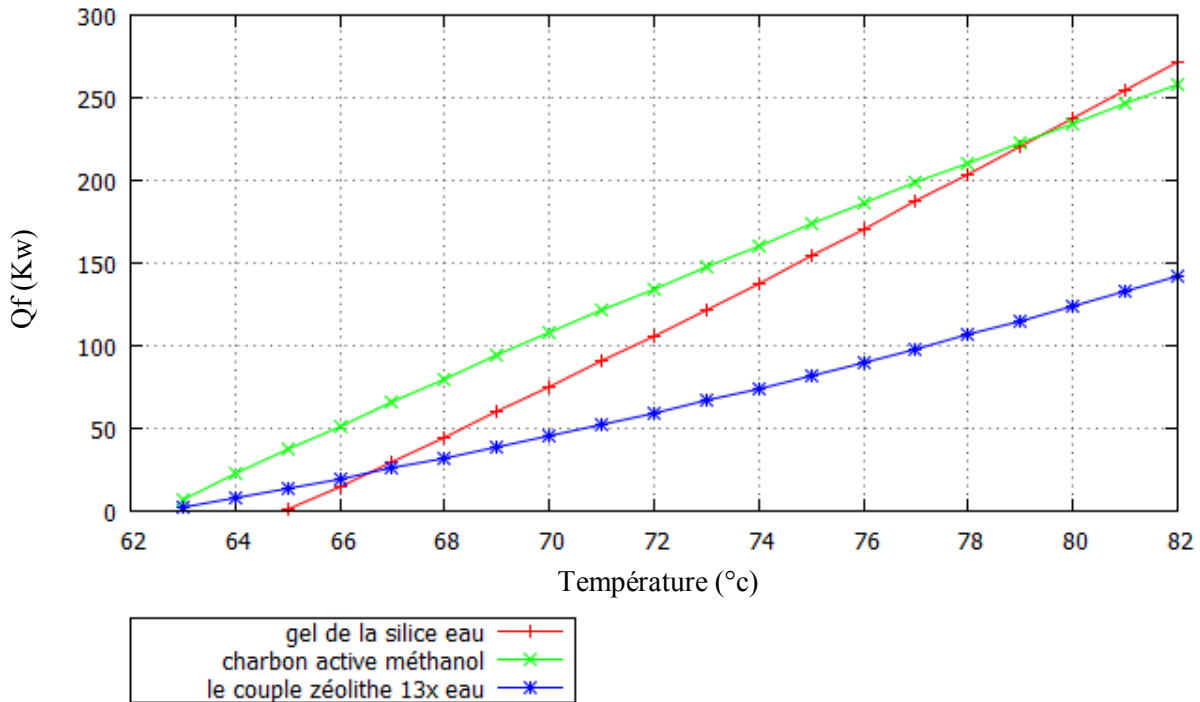


Figure II. 10: la variation de la production frigorifique en fonction des basses températures de la génération

La figure II.11 présente la variation de la production frigorifique en fonction des hautes températures de génération. On constate qu’une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation de la production frigorifique. Le couple Gel de la Silice/Eau a la plus grande production frigorifique avec des températures de génération entre 80°C et 250°C et au dessus de 250°C le couple zéolithe 13x/eau a la plus grande production frigorifique. L’augmentation de la température de génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum $M_{\min}(T_g, T_c)$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée, par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produite à l’évaporateur Q_f .

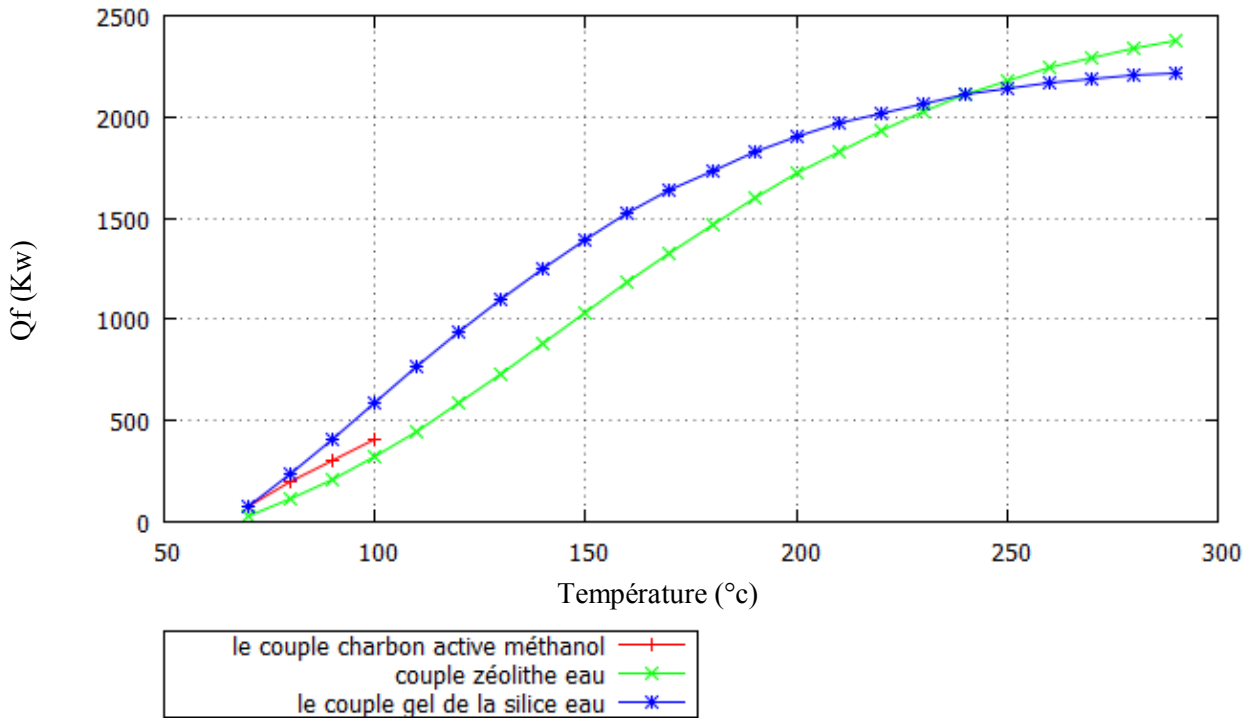


Figure II. 11: la variation de la production frigorifique en fonction des hautes températures de génération

La figure II.12 représente la variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération. On constate qu'une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation du coefficient de performance jusqu'à un maximum puis il diminue. Le couple Gel de Silice/Eau a le plus grand coefficient de performance avec des températures de génération entre 70°C et 250°C. Au-dessus de 250°C, le couple Zéolithe 13x/Eau a la valeur la plus élevée du COP. L'augmentation de la température de génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum $M_{min}(T_g, T_c)$ ce qui implique une augmentation de la masse cyclée par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produit à l'évaporateur Q_f et le COP du système est enregistrée .

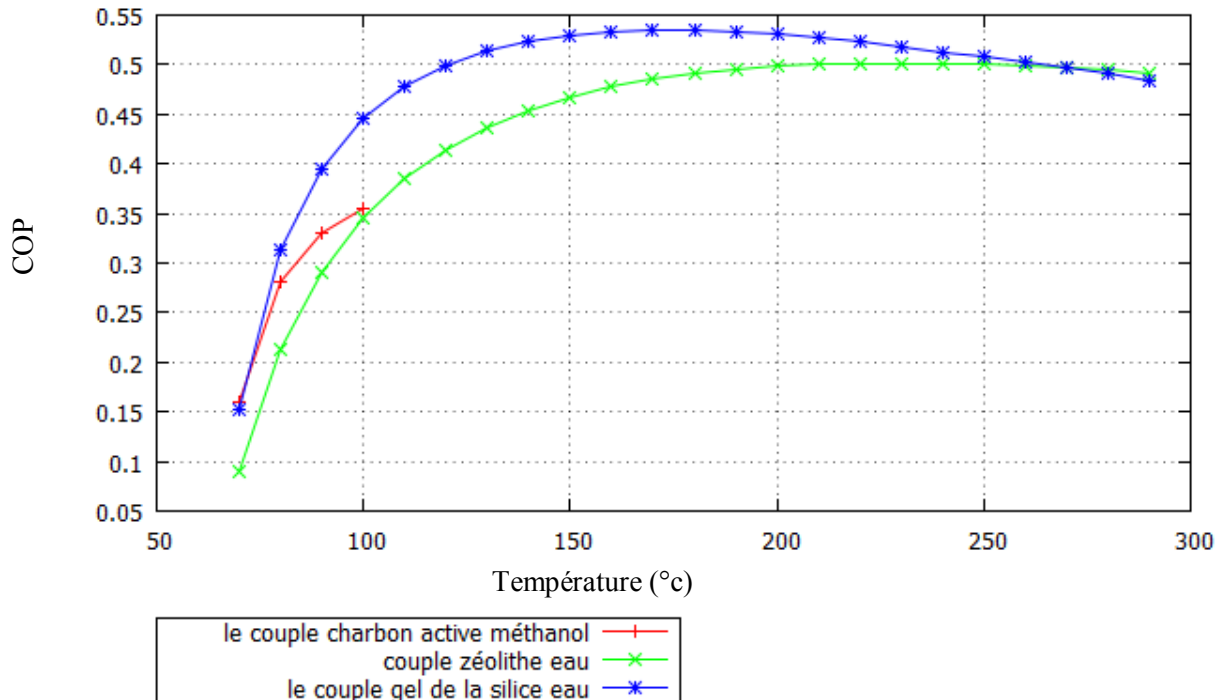


Figure II. 12: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération

5. Conclusion :

Dans ce chapitre une comparaison entre les trois couples adsorbants/adsorbats les plus utilisés a été faite en considérant les mêmes conditions de travail. Le couple Gel de silice/Eau est le plus favorable pour la production de froid par adsorption utilisant les faibles températures (capteurs solaires plan à eau). Les caractéristiques thermophysiques du couple Gel de silice/Eau sont meilleures que les couples Charbon actif/Méthanol et Zéolithe 13x/Eau (une grande chaleur latente de vaporisation de l'adsorbant et un grand taux d'adsorption). Les performances des couples Charbon actif/Méthanol et Gel de silice/Eau sont très proches.

Du point de vue économique la Zéolithe est la plus recommandée mondialement (prix très bas par rapport au Gel de silice), mais dans plusieurs cas l'influence de la température de la source chaude nous oblige à utiliser le Gel de Silice comme adsorbant.

CHAPITRE 3 :

Simulation du
système de captage
et de stockage de
l'énergie solaire

1 Introduction

Le rayonnement solaire subit un certain nombre d'altérations et d'atténuations aléatoires en traversant l'atmosphère; réflexion sur les couches atmosphériques, absorption moléculaire, diffusion moléculaire et par les aérosols (la poussière, les gouttelettes...).

Au niveau du sol, à cause de la diffusion, une partie du rayonnement est diffusée, l'autre partie est dite directe. Le rayonnement global est par conséquent la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus.

Notre étude concerne la région de Constantine, située au Nord-est Algérien et de Coordonnées géographiques: latitude (37°et 17') Nord, longitude (6°et 62').

2. Calcul du rayonnement Solaire

Le rayonnement direct

L'expression du rayonnement direct est donnée par l'expression[35] :

$$I_{dir}=I_c \times \tau_{dir} \times \cos(i) \quad (III.1)$$

Ou :

τ_{dir} : La transmissivité totale de la couche atmosphérique dont l'expression est [35] :

$$\tau_{dir}= a \times \exp\left(\frac{-b}{\sin(h)} \times \frac{patm}{1000}\right) \quad (III.2)$$

a et b: Coefficients traduisant les troubles atmosphériques (le tableau III.1)

Tableau III.1: Les coefficients traduisant les troubles atmosphériques (Eq. III.1) [35]

| | Ciel pur Condition | Normale | Zones |
|---|--------------------|---------|-------|
| A | 0.87 | 0.88 | 0.91 |
| B | 0.17 | 0.26 | 0.43 |

Le rayonnement diffus

Le flux diffus reçu par la surface du capteur se caractérise par deux composantes du flux à savoir:

Le rayonnement diffus par la voûte céleste [35] :

$$I_{dif} = I_c \times \sin(h) \times (0.271 - 0.2939 \times \tau_{dir}) \times \frac{(1 + \cos(\beta))}{2} \quad (III.3)$$

Le rayonnement diffus par le sol [35] :

$$I_{difs} = \rho \times (I_c \times \tau_{dir} \times \sin(h) + I_c \times \sin(h) \times (0.271 - 0.2939 \times \tau_{dir})) \times \frac{(1 - \cos(\beta))}{2} \quad (III.4)$$

Le rayonnement global reçu par le capteur solaire [35] :

$$I_g = I_{dir} + I_{dif} + I_{difs} \quad (III.5)$$

La figure III.1 présente l'organigramme pour calculer la puissance totale du rayonnement absorbée par le capteur solaire.

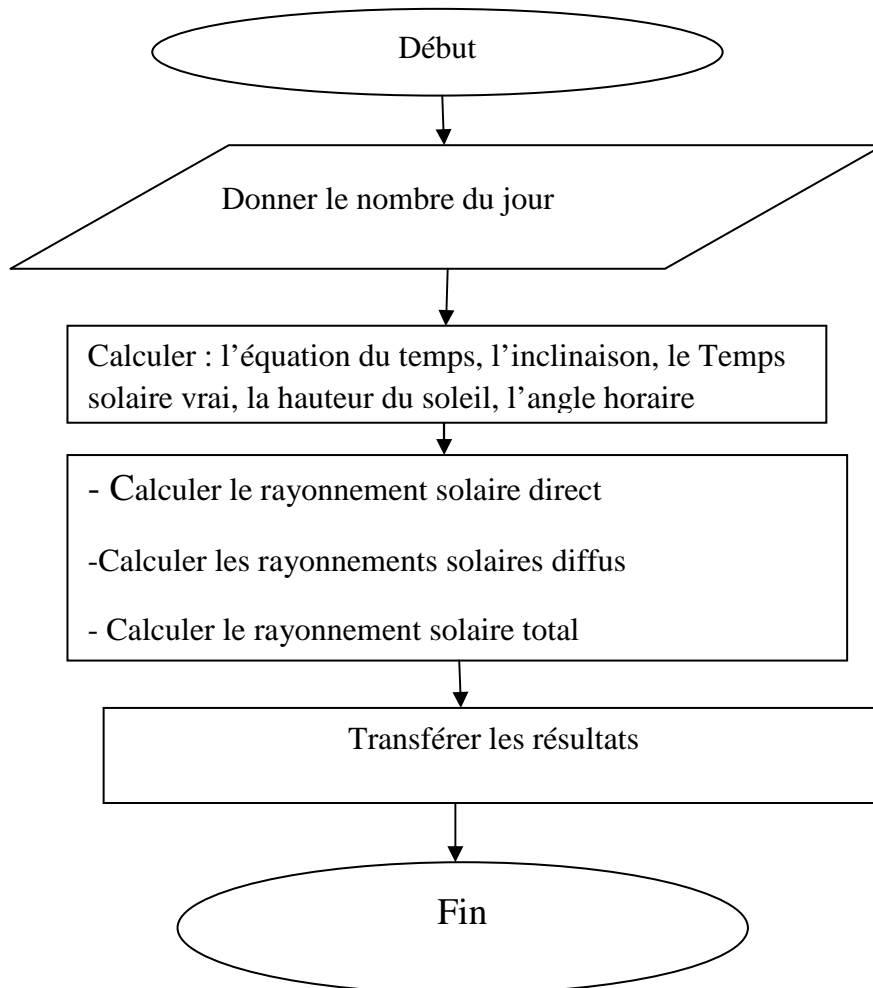


Figure III. 1: Organigramme pour calculer la puissance totale du rayonnement absorbé par le capteur solaire

3. Capteur solaire plan à eau

Le rôle du capteur solaire est de transformer l'énergie solaire reçue en énergie thermique en utilisant souvent un agent thermique (eau, air). Dans ce travail nous utilisons l'eau comme fluide caloporteur.

3.1 Les composants du capteur solaire

Le capteur solaire est constitué d'une couverture transparente d'une épaisseur de 3mm et d'un absorbeur qui est une plaque en métal avec un coefficient d'absorption des rayons solaires très

élevés, cette plaque est traversé par des tuyaux et de l'eau circule à l'intérieur des tubes. Un isolant couvre les cotés bas et latérale du capteur.

La figure III.2 présente coupe d'un capteur solaire plan à eau

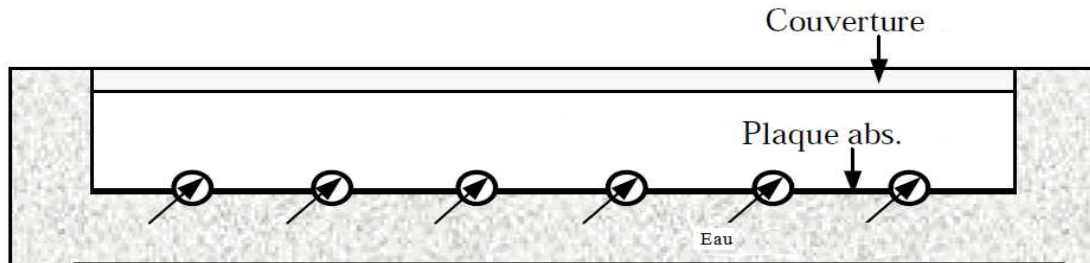


Figure III. 2: Coupe d'un capteur solaire plan à eau

3.2 Les hypothèses simplificatrices

Il est nécessaire de faire certaines hypothèses pour avoir une simulation approchée du capteur solaire plan :

- On néglige l'inertie de l'absorbeur
- Les champs de température de la couverture vitrée T_{cv} et la température de l'absorbeur T_b sont uniforme.
- La couverture est opaque vis-à-vis du rayonnement infrarouge.
- La couverture et l'absorbeur sont supposés être des corps gris dans l'intervalle $[0, 3\mu m]$ de longueur d'onde du rayonnement solaire et dans l'intervalle $\lambda > 3\mu m$ sont des corps opaque

3.3 Bilan thermique global

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit [36] :

$$Q_{sa} = Q_{pa} + Q_u + Q_{st} \quad (\text{III.6})$$

Q_{sa} : Flux solaire absorbé (W)

Q_{pa} : Flux perdu par la paroi absorbante (W)

Q_u Flux utile transmis au fluide caloporteur (W)

Q_{st} Flux stocké dans le capteur qui s'écrit [36] :

$$Q_{st} = M_e \cdot c_{eau} \cdot \frac{dT}{dT} \quad (\text{III. 7})$$

M_e : Masse en eau du capteur définie par : $\sum m_i \cdot c_i = M_e C_{eau}$,

i : représentant les différents éléments constitutifs du capteur

T : température moyenne du capteur (K)

t : temps (sec)

La puissance absorbée par le capteur s'écrit [36] :

$$Q_{sa} \approx \tau_c \alpha_p I_C \quad (\text{III. 8})$$

Q_{sa} : Flux solaire absorbé par la surface exposée (W)

I_C : éclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur (W/m^2)

α_p : coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire

τ_c : coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire

S : surface de la paroi absorbante (m^2)

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit

[36] :

$$Q_u = q_{cf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III. 9})$$

q_{cf} : Débit calorifique du fluide caloporteur (W/K) = débit massique x capacité calorifique

T_{fe} : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K)

T_{fs} : Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur (K).

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme [36]:

$$Q_{pa} = h_p (T_{pm} - T_a) S \quad (\text{III. 10})$$

h_p : Coefficient global des pertes du capteur ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

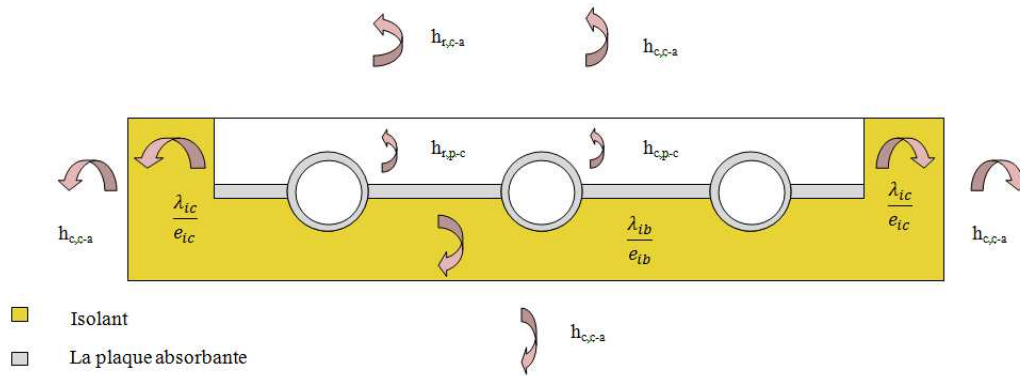
T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante (K)

T_a : Température de l'air extérieur (K)

3.4 La simulation du capteur solaire

La modélisation du capteur est basée sur l'analogie entre le système thermique et le circuit électrique. Cette analogie nous conduit à proposer un circuit électrique équivalent comme modèle de notre système thermique et nous pouvons alors appliquer les lois de Kirchhoff. Si les transferts de chaleur s'opèrent simultanément par deux modes différents entre deux points, alors le circuit modèle comportera des résistances en parallèle, sinon en série. Le détail de la modélisation est présenté ci-dessous.

La figure III.3 présente les différents coefficients de transfert de chaleur du capteur solaire plan à eau



La figure III.3 : Les différents coefficients de transfert de chaleur du capteur solaire

Les coefficients de transfert de chaleur et les différents facteurs du capteur solaire plan sont calculés par les corrélations suivantes :

3.5 Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la couverture vitrée et la plaque absorbante [36] :

On peut l'exprimer par la corrélation qui donne le coefficient d'échange par convection dans l'espace fermé entre deux plaques inclinées d'un angle i :

$$h_{c,p-c} = \frac{\lambda}{d} \cdot (1 + 1,44 \times [1 - \frac{1708}{Gr \cdot Pr}]^*) \times [1 - \frac{1708 \cdot [\sin(1,8 \cdot i)^{1,6}]}{Gr \cdot Pr \cdot \cos(i)}] + [(\frac{Gr \cdot Pr \cdot \cos(i)}{5830})^{0,33} - 1]^* \quad (\text{III.11})$$

Les expressions suivies d'un astérisque []* sont prises égales à zéro si leur résultat est négatif

λ : la conductivité thermique de l'air (w/m.°C)

d : la distance entre la vitre et l'absorbeur (m)

3.6 Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la couverture vitrée et la plaque absorbante [36] :

Il peut être calculé en considérant la paroi absorbante et la couverture comme deux surfaces parallèles infinies (la distance les séparant est faible devant leur largeur et leur longueur) grises et opaques (hypothèse de la couverture opaque au rayonnement IR), ces hypothèses permettent d'écrire :

$$h_{r,p-c} = \sigma \cdot \frac{T_p^2 - T_c^2}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_c} - 1} \quad (\text{III.12})$$

3.7 Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la couverture vitrée et l'ambiance [36] :

Pour déterminer le coefficient d'échange entre la vitre et l'ambiance, nous pouvons utiliser la corrélation de Hottel et Woertz :

$$h_{c,c-a} = 5.7 + 3.8 \times U_{vent} \quad (III.13)$$

3.8 Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la couverture vitrée et l'ambiance [36] :

On peut calculer le coefficient d'échange par la corrélation suivante :

$$h_{r,c-a} = \alpha_c \cdot \frac{(T_c^4 - \varepsilon_a \cdot T_{cv}^4)}{T_{cv} - T_a} \quad (III.14)$$

$$\text{avec : } \varepsilon_a = 1 - 0.261 \times \exp[-7,77 \cdot 10^{-4} \times (T_a - 273)^2] \quad (III.15)$$

3.9 Coefficient des pertes globales du capteur [36] :

Le coefficient global de pertes du capteur s'écrit dans le cas (verre) où $\alpha_{cs} \approx 0$:

$$h_p = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{c,c-a} + h_{r,c-a}}} + \frac{1}{\frac{e_{ib}}{\lambda_{ib} \cdot S_b} + \frac{1}{h_{vent}} + \frac{e_{il}}{\lambda_{il} \cdot S_l} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (III.16)$$

3.10 Le rendement de l'ailette [36] :

Le rendement d'ailette qui est les demi-distances entre deux tubes dans les deux cotés est défini par la relation suivante :

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{w(L-D_e)}{2}\right)}{\frac{w(L-D_e)}{2}} \quad (III.17)$$

3.11 Le facteur d'efficacité de la plaque absorbante [36] :

F' est le rapport de la résistance thermique au transfert entre la plaque et l'extérieur sur la résistance thermique au transfert entre le fluide et l'extérieur. On peut calculer F' par la relation suivante :

$$F' = \frac{\frac{1}{h_p}}{L \cdot \left(\frac{1}{h_p \cdot (D_e + F \cdot (L - D_e))} + \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \cdot \pi \cdot D_i} \right)} \quad (III.18)$$

3.12 Le facteur de conductance de la plaque absorbante [36] :

F_R est le rapport entre le flux transféré au fluide caloporteur sur le flux absorbé par la plaque absorbante. On peut exprimer F_R par la relation suivante :

$$F_R = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{p_e}}{s \cdot h_p} \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-s \cdot F' \cdot h_p}{\dot{m}_f \cdot c_{p_e}}\right)\right) \quad (\text{III.19})$$

3.13 Schéma électrique équivalent du capteur solaire plan à eau Les hypothèses simplificatrices

Il est nécessaire de faire certaines hypothèses afin d'avoir une simulation approchée du système :

- 1- Le ciel peut être assimilé à un corps noir de température équivalente calculée.
- 2- La température du sol est prise égale à la température de l'ambiance.
- 3- Les surfaces d'échange de chaleur par rayonnement sont supposées grises et diffusantes dans l'intervalle $[0, 3\mu\text{ m}]$ de longueur d'onde du rayonnement solaire.
- 4- Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes.
- 5- Le vent est supposé soufflant parallèlement aux faces du système.
- 6- Le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope.
- 7- Les différents milieux solides ont une température uniforme dans un plan normal au sens de l'écoulement.
- 8- Les flux de chaleur sont unidimensionnels.

La figure III.4 présente le schéma électrique équivalente du capteur solaire plan à eau

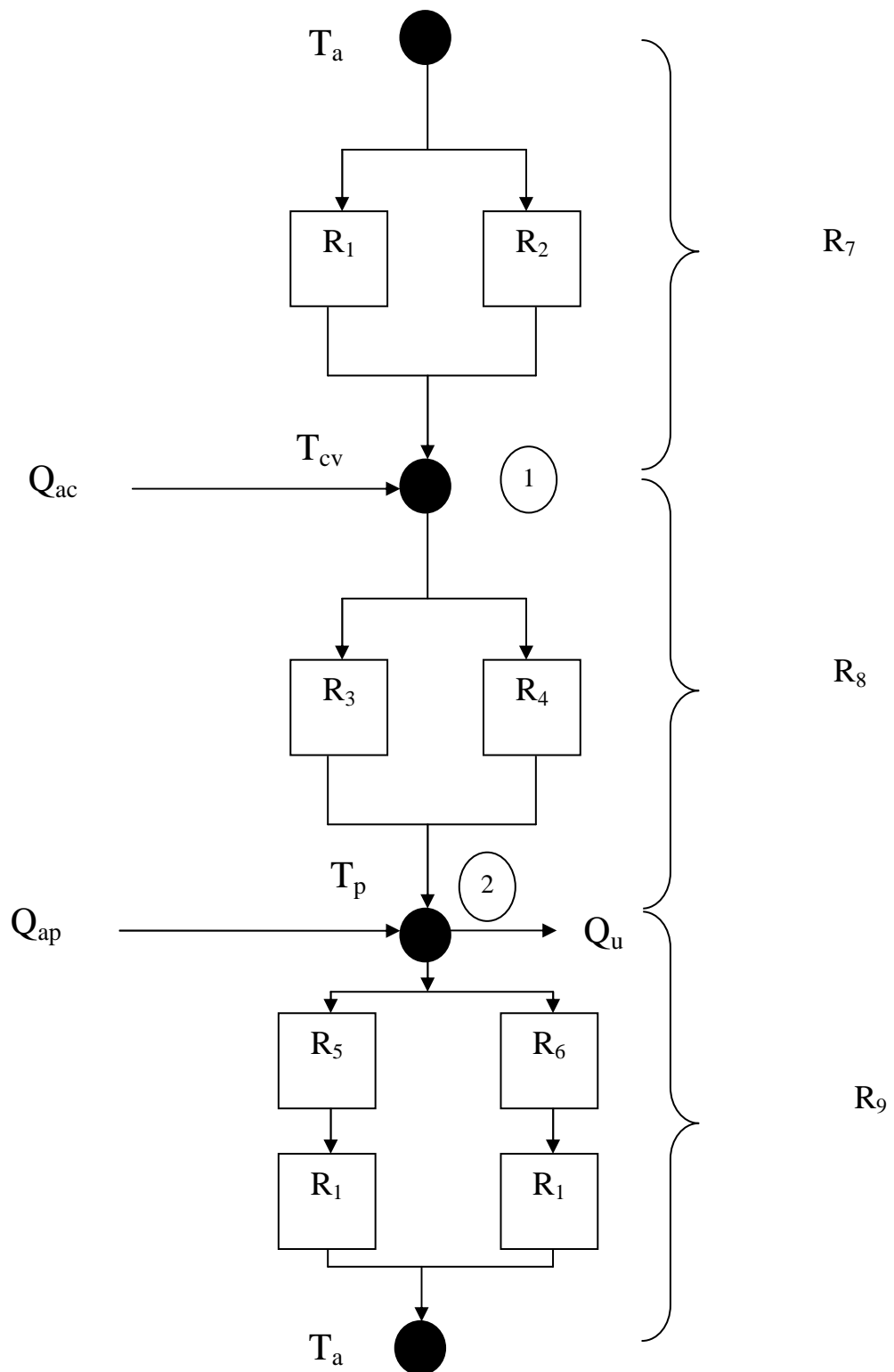


Figure III-4 : Schéma électrique équivalent du capteur solaire à eau

Où :

$$R_1 = \frac{1}{h_{vent}} \quad (\text{III.20})$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{R,c-a}} \quad (\text{III.21})$$

$$R_3 = \frac{1}{h_{R/p-c}} \quad (\text{III.22})$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{c/p-c}} \quad (\text{III.23})$$

$$R_5 = \frac{e_{ib}}{\lambda_{ib}} \quad (\text{III.24})$$

$$R_6 = \frac{e_{il}}{\lambda_{il}} \quad (\text{III.25})$$

$$\frac{1}{R_7} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (\text{III.26})$$

$$\frac{1}{R_8} = \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \quad (\text{III.27})$$

$$\frac{1}{R_9} = \frac{1}{R_1 + R_5} + \frac{1}{R_1 + R_6} \quad (\text{III.28})$$

Q_{ac} : flux solaire absorbé par la couverture (W/m^2)

$$Q_{ac} = \alpha_c \times I_g \quad (\text{III.29})$$

Q_{ap} : flux solaire absorbé par l'absorbeur (W/m^2)

$$Q_{ap} = \frac{\tau_v \times \alpha_p \times I_g}{1 - (1 - \alpha_c) \times \rho_c} \quad (\text{III.30})$$

L'application de la loi Kirchhoff conduit à un système de deux équations à deux inconnues la température de la vitre T_{cv} et la température de l'absorbeur T_p

Nœud 1 : la couverture (vitre)

$$Q_{ac} + \frac{T_c - T_a}{R_7} = \frac{T_p - T_{cv}}{R_8} \quad (\text{III.31})$$

Nœud 2 : l'absorbeur

$$Q_{ap} = \frac{QU}{S} + \frac{T_p - T_a}{R_9} + \frac{T_p - T_{cv}}{R_8} \quad (\text{III.32})$$

ou:

$$T_{cv} \times \left[\frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_8} \right] - T_p \times \left[\frac{1}{R_8} \right] = Q_{ac} \quad (\text{III.33})$$

$$\frac{T_a}{R_7} - T_{cv} \times \left[\frac{1}{R_8} \right] + T_p \times \left[\frac{1}{R_9} + \frac{1}{R_8} \right] = Q_{ap} + \frac{T_a}{R_9} + \frac{QU}{S} \quad \text{III.34}$$

Nous posons :

$$a = \frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_8} \quad (\text{III.35})$$

$$b = - \frac{1}{R_8} \quad (\text{III.36})$$

$$c = \frac{1}{R_9} + \frac{1}{R_8} \quad (\text{III.37})$$

$$d = Q_{ac} + \frac{T_a}{R_7} \quad (\text{III.38})$$

$$e = Q_{ap} + \frac{T_a}{R_9} + \frac{QU}{S} \quad (\text{III.39})$$

Donc , les température du couverture T_c et la température de la plaque absorbante T_p :

$$T_p = \frac{d-a}{b} \times T_{cv} \quad (\text{III.40})$$

$$T_{cv} = \frac{e - \frac{c.d}{b}}{b - \frac{c.a}{b}} \quad (\text{III.41})$$

Pour la résolution du système d'équations on peut utiliser la méthode itérative suivante :

- On fixe des valeurs initiales « réalistes » de T_{p0} et T_{cv0} .

$$T_{p0} = T_a + 15 ; T_{cv0} = T_a + 10 \quad (\text{III- 42})$$

- On calcule à l'aide de ces valeurs les différentes résistances thermiques R_i
- On calcule T_{c1} et T_{p1}
- On peut ensuite procéder par itération en considérant ces dernières valeurs comme nouvelles valeurs initiales jusqu'à atteindre une valeur de la somme S (la méthode des moindres carrés) inférieur à 0.1.

3.13 Les paramètres de simulation du capteur solaire

Capteur de type H275 de la marque HELIOFRANCE

Surface du capteur : 2.59 m²

Absorbeur en cuivre

Nombre des tubes : 26 tubes

Espace entre les axes des tubes : 0.1 m

Diamètre intérieur du tube : 0.01m

Diamètre extérieur du tube : 0.0125 m

Isolant la laine minérale :

Sur la base : épaisseur 4.5 cm ; conductivité thermique $\lambda_{is}=0.036$ W/m.K

Sur les cotés latéraux : épaisseur 2 cm ; conductivité thermique $\lambda_{is}=0.036$ W/m.K

Vitesse de l'eau 0.7 m²/s à l'intérieur du tube

L'orientation du capteur : sud

L'inclinaison du capteur : $\phi - 10$

La figure III.5 présente l'organigramme pour calculer les caractéristiques du capteur solaire

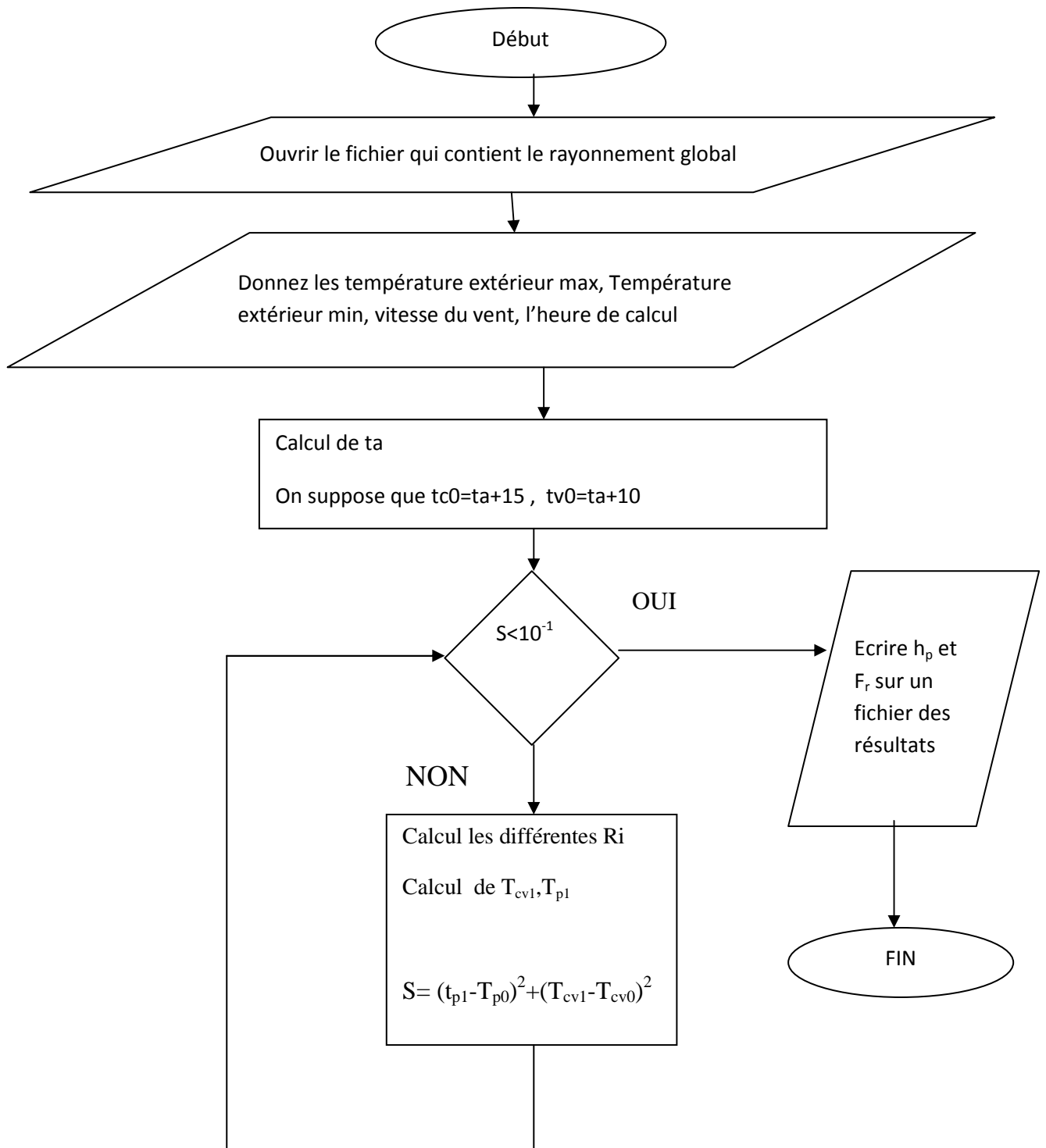
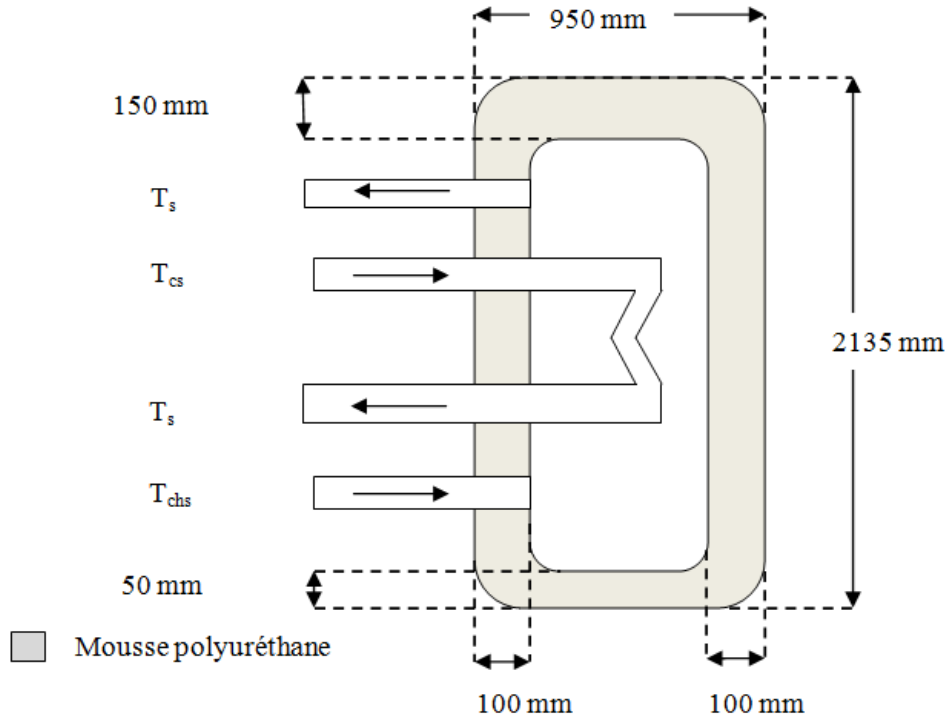


Figure III. 5: Organigramme pour calculer les caractéristiques du capteur solaire

4. Modélisation du réservoir de stockage

Le réservoir de stockage est composé de deux ballons de stockage solaire de la marque Ecoplus de 750 litres qui a un coefficient des pertes thermiques $h_{pr}=4.38 \text{ W/m}^2.\text{K}$ grâce à l'isolant thermique utiliser (mousse de polyuréthane).

La figure (III.6) représente une coupe du réservoir du stockage.



La figure (III. 6) : une coupe du réservoir du stockage.

Nous pouvons modéliser la température du réservoir de stockage T_s par la relation suivante :

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{N.P_u - Q_c - h_{pr} \cdot (T_s - T_e)}{V_r \cdot \rho \cdot c_{pe}} \quad (\text{III. 43})$$

N : nombre des capteurs solaires

h_{pr} : coefficient des pertes thermique du réservoir (W/K)

V_r : le volume du réservoir (m^3)

P_u : la puissance utile du capteur il est donné par la relation suivante :

$$P_u = S \cdot F_R \cdot (I_g - h_p \cdot (T_s - T_e)) \quad (\text{III. 44})$$

O u :

I_g : le rayonnement global reçu (W/m^2)

S : la surface du capteur (m^2)

5. Résultats et discussions

La figure (III. 7) présente l'évolution du rayonnement solaire global reçu par un mètre carré de surface du capteur solaire (le 15 mai, le 11 juin, le 17 juillet et le 16 août). On constate qu'entre 12 et 13 heures on atteint le maximum au moment où le soleil est à son maximum d'hauteur

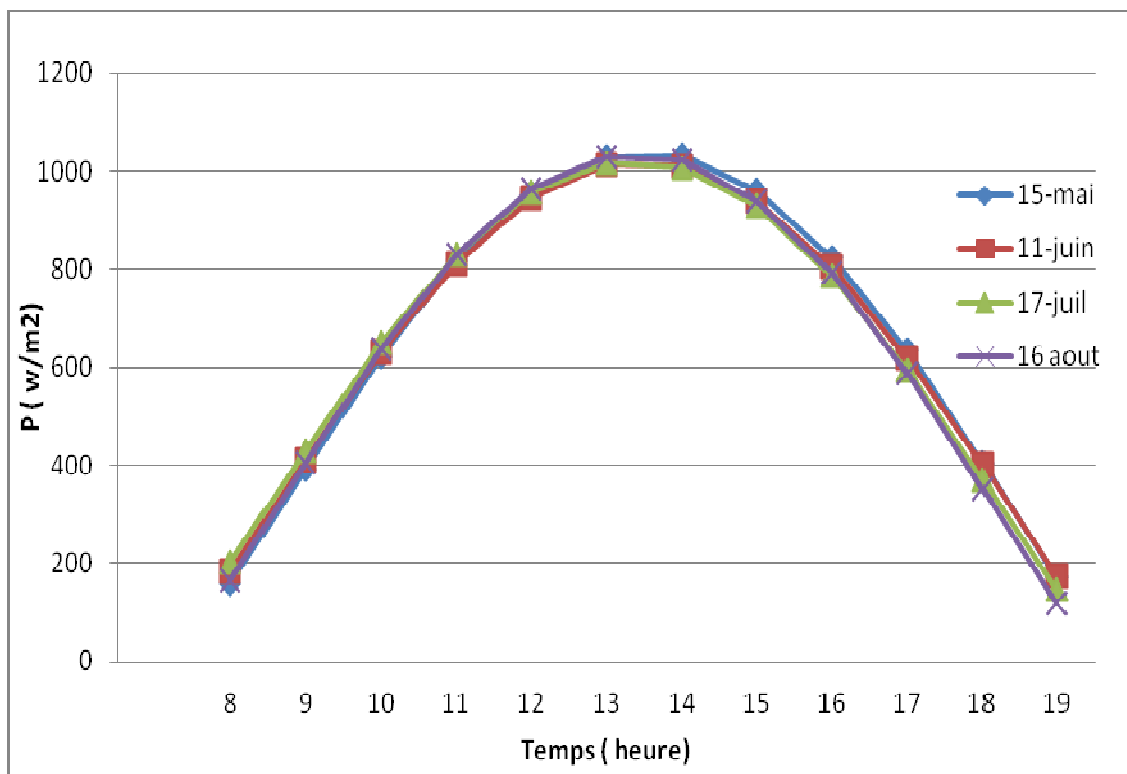


Figure III. 7: La variation de la puissance absorbée par le capteur en fonction du temps

La figure (III. 8) présente la variation du coefficient des pertes thermiques en fonction du temps. Le coefficient des pertes globales varie légèrement avec le temps, il augmente avec le temps jusqu'à atteindre le maximum puis il diminue. Cette augmentation est conditionnée par l'augmentation des températures de l'absorbeur et de la couverture qui provoque une augmentation des coefficients d'échange thermique par rayonnement entre la couverture et l'absorbeur et entre la couverture et l'extérieur.

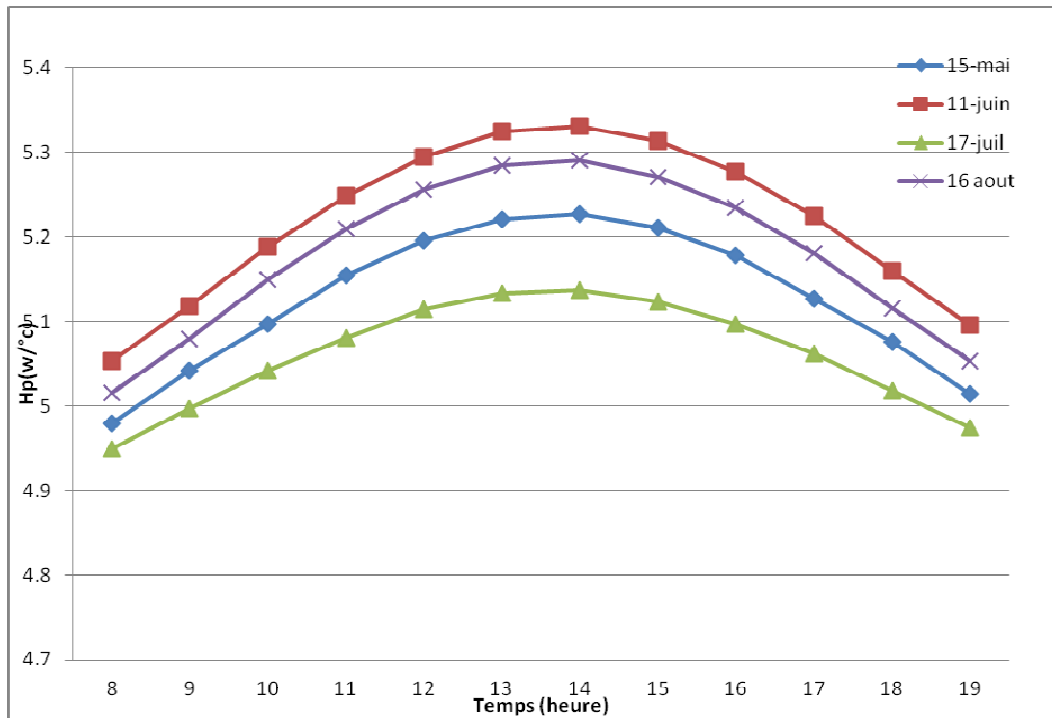


Figure III. 8: Variation du coefficient des pertes thermiques du capteur

La figure (III. 9) présente la variation du facteur de conductance de l'adsorbeur en fonction du temps. Le facteur de conductance thermique diminue jusqu'à atteindre une valeur minimum puis il augmente. Cette diminution est conditionnée par l'augmentation de la température de l'absorbeur qui provoque une augmentation des pertes thermiques de l'absorbeur et une augmentation du coefficient des pertes thermiques par convection entre le tube et le fluide caloporteur (l'eau) ce qui diminue la part de l'énergie transférée à l'eau par l'absorbeur et par conséquent la diminution de l'efficacité (la conductance) de l'absorbeur.

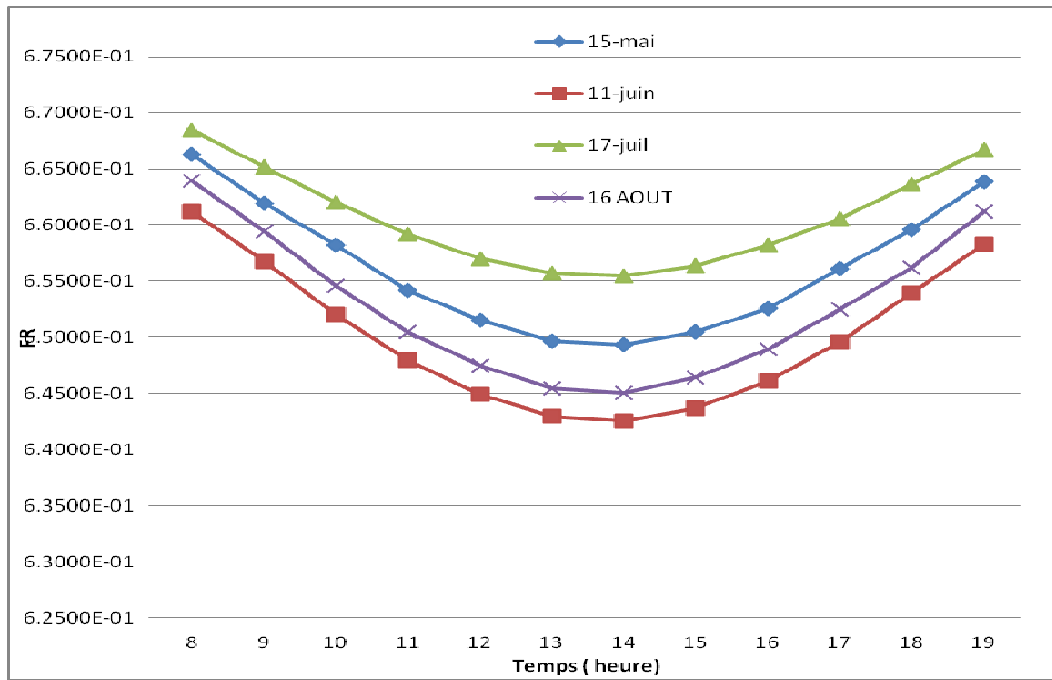


Figure III. 9: Variation du facteur de conductance de l'absorbeur du capteur

La figure (III. 10) présente la variation de la température d'entrée et de sortie du capteur en fonction du temps. Dans la figure III. 10, nous constatons que :

- La variation de la température de sortie du capteur suit la variation de la température d'entrée qui est la température du réservoir de stockage.
- Entre 10 h et 17 h, La température de sortie du capteur est croissante par ce que le flux du rayonnement solaire reçu est croissant et supérieur au flux de seuil nécessaire pour augmenter la température du réservoir de stockage.

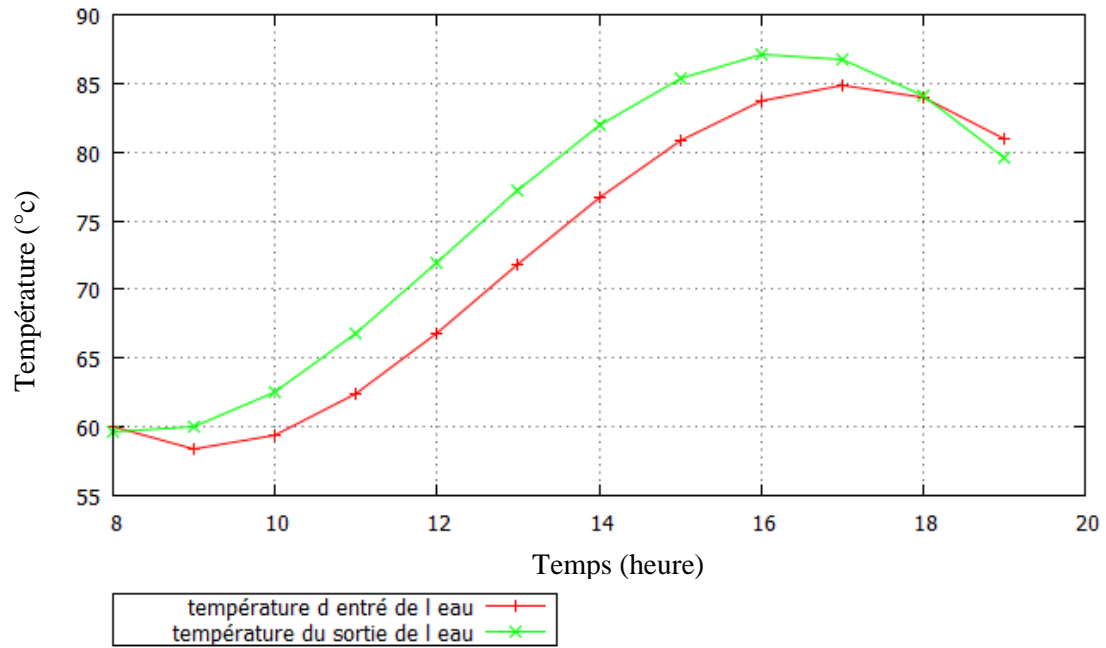


Figure III. 10: Variation de la température d'entrée et de sortie de l'eau dans le capteur solaire (exemple du 16 août)

CHAPITRE 4 :

Simulation d'un
groupe de production
d'eau glacée à deux
éléments

1. Introduction

On se basant sur les résultats du deuxième chapitre, le couple Gel de Silice/Eau a été retenu pour faire une simulation d'un groupe de production d'eau glacée utilisant l'énergie solaire comme source de chaleur.

Nous avons deux modes de fonctionnement de la machine frigorifique solaire à adsorption:

Mode 1 : Production de froid par intermittence

Les chercheurs ont proposé deux conceptions pour ce mode de production de froid. Chikirou [1], Al Mers [7] et Hassan [14], utilisent un réacteur solaire à adsorption qui est constitué d'une vitre, d'un adsorbant comme adsorbeur et des tubes dans l'adsorbant pour transférer l'adsorbat produite. Pendant la journée, le capteur joue le rôle de générateur et pendant la nuit le capteur joue le rôle d'adsorbeur. Khairul [18] utilise des capteurs solaires à eau qui accumulent l'énergie solaire reçu dans un réservoir puis avec un circuit hydraulique il alimente le générateur. Le problème majeur de ces deux conceptions c'est l'intermittence de la production de froid.

Mode 2 : Production continue de froid

La modélisation et la simulation d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits a fait l'objet de plusieurs études. Wang [37] a simulé le fonctionnement d'une nouvelle conception d'un groupe de production de l'eau glacée à deux lits de sorption avec récupération de la masse et de la chaleur pour étudier l'influence de la variation des paramètres opérationnel sur les performances du groupe. Wang [38] a simulé le fonctionnement du nouveau groupe de production de l'eau glacée à deux lits de sorption avec récupération de la masse avec une source de la chaleur variables. Wang et al. [39] ont développé deux groupes de production de l'eau glacée et comparer ses performances avec basse températures de la génération. Akahira [40] a effectué une étude expérimentale d'un groupe de production de l'eau glacée à fin d'évaluer l'influence de la récupération de la masse sur les performances du groupe. Wang [41] a étudié expérimentalement l'influence de la récupération de la masse et de la chaleur sur les performances d'un groupe de production de l'eau glacée. Miyazakia [20] a développé un modèle d'un groupe de production de l'eau glacée à deux éléments de sorption pour étudier l'influence de la variation de temps du cycle sur les performances du groupe.

La 1^{ère} partie de ce chapitre sera consacrée à l'étude d'un groupe frigorifique à production de froid par intermittence. La 2^{ème} partie sera consacrée à l'étude d'un groupe frigorifique pour la production continue du froid. Pour les deux parties les hypothèses simplificatrices suivantes ont été adoptées :

- On considère que l'isolation est parfaite et qu'il n'y a pas d'échange de chaleur ou de matière.
- Toute la quantité de vapeur transférée dans le mode de récupération de la masse est adsorbée par l'adsorbant
- On suppose que les gaz sont parfaits.
- Les valeurs de la pression et de la température sont constantes dans l'adsorbent, le générateur, l'évaporateur et le condenseur (c'est-à-dire on n'a pas de gradient de pression et de température à l'intérieur des différents équipements). On néglige les résistances thermiques.

2. Simulation d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption à un élément

Dans cette partie nous prenons en considération le facteur temps. La méthode de simulation est basée sur le bilan énergétique et la température moyenne logarithmique des différents éléments constitutifs du groupe frigorifique de production d'eau glacée à un élément de sorption.

La source chaude est l'eau chaude ainsi que l'eau est le fluide du refroidissement du condenseur et l'adsorbent.

Le figure IV.1 présente les différents phases qui constitué le groupe de production d'eau glacée à un élément

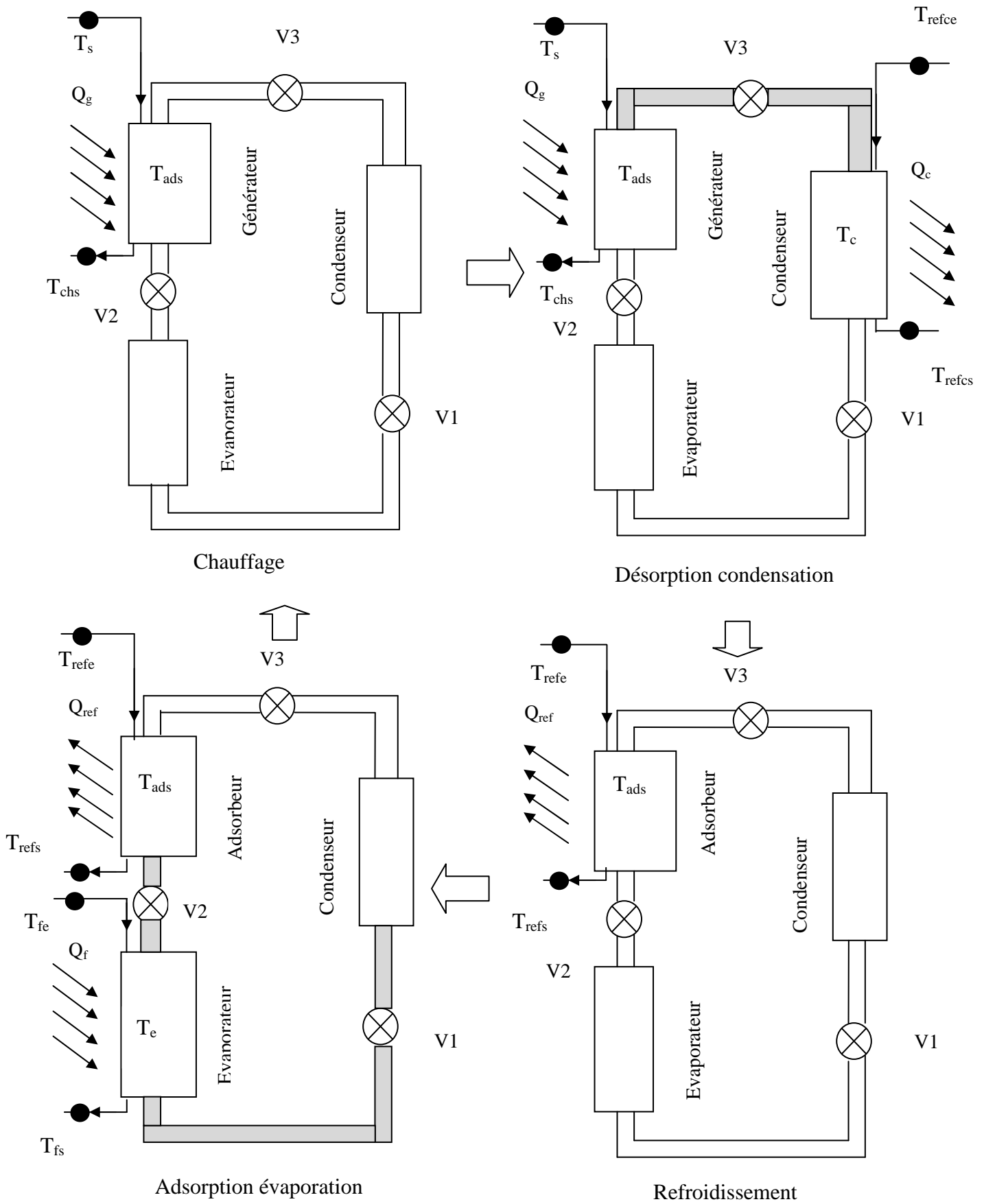


Figure IV.1 les différents phases qui constitué le groupe de production d'eau glacée à un

2.1 Cinétique de l'adsorption

Le taux d'adsorption ou le taux de désorption est régi par l'équation cinétique linéaire qui représente une diffusion macroscopique dans l'élément du sorption. Nous avons [20]:

$$\frac{dm}{dt} = k_{sap} \cdot (m - m_{equi}) \quad (IV.1)$$

Avec

$$k_{sap} = \frac{15 \cdot D_{s0}}{R_p^2} \cdot \exp\left(\frac{-E_a}{R \cdot T_b}\right) \quad (IV.2)$$

T_b : Température de l'adsorbant (K)

m_{equi} : Elle est donné par l'équation modifiée du Dubinine-Radushkevich (kg/kg)

$$m_{equi} = 0,346 \cdot \exp\left(-5,6 \cdot \left(\frac{T_b}{T_s} - 1\right)^2\right) \quad (IV.3)$$

T_s : Température de saturation (K)

2.2 Modélisation du groupe frigorifique

Le fonctionnement d'un groupe frigorifique par adsorption passe par quatre phases [20].

La phase chauffage du générateur

Le bilan d'énergie dans le générateur peut être exprimée par :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(W_s \cdot (c_s + c_{wv} \cdot m_{des}) + (c_{cu} \cdot W_{khex} + c_{al} \cdot W_{fhex})) \cdot T_{ads}] = \dot{m}_{ch} \cdot cp_e \cdot (T_s - T_{chs}) \quad (IV.4)$$

La température de sortie de l'eau chaude :

$$T_{chs} = T_{des} + (T_s - T_{chs}) \cdot \frac{\exp(-K_{des} \cdot A_{hex})}{\dot{m}_{ch} \cdot cp_e} \quad (IV.5)$$

La phase de Désorption - Condensation

Le bilan d'énergie dans le générateur peut être exprimée par :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(W_s \cdot (c_s + c_{wv} \cdot m_{des}) + (c_{cu} \cdot W_{khex} + c_{al} \cdot W_{fhex})) \cdot T_{ads}] = Q_{st} \cdot W_s \cdot \frac{dm_{des}}{dt} + \dot{m}_{ch} \cdot cp_e \cdot (T_s - T_{chs}) \quad (IV.6)$$

La température de sortie de l'eau chaude:

$$T_{chs} = T_{ads} + (T_s - T_{ads}) \cdot \frac{\exp(-K_{des} \cdot A_{hex})}{\dot{m}_{ch} \cdot cp_e} \quad (IV.7)$$

Le bilan d'énergie dans le condenseur peut être exprimé par :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(c_c \cdot W_c + cp_e \cdot W_{ec}) \cdot T_c] = -L \cdot W_s \cdot \frac{dm_{des}}{dt} + \dot{m}_{ch} \cdot cp_e \cdot (T_s - T_{chs}) - cp_e \cdot \frac{dm_{des}}{dt} \cdot T_c + c_{wv} \cdot \frac{dm_{des}}{dt} \cdot T_c \quad (IV.8)$$

La température de sortie de l'eau de refroidissement du condenseur:

$$T_{refsc} = T_c + (T_{refe} - T_c) \cdot \frac{\exp(-K_c \cdot A_c)}{\dot{m}_{refc} \cdot cp_e} \quad (IV.9)$$

La phase de Refroidissement

Le bilan d'énergie dans l'adsorbeur peut être exprimé par:

$$\frac{d}{dt} \cdot [(W_s \cdot (c_s + c_{wv} \cdot m_{des}) + (c_{cu} \cdot W_{khex} + c_{al} \cdot W_{fhex})) \cdot T_{ads}] = \dot{m}_{ref} \cdot cp_e (T_{refe} - T_{refs}) \quad (IV.10)$$

La température de sortie de l'eau de refroidissement :

$$T_{refs} = T_{ads} + (T_{refe} - T_{ads}) \cdot \frac{\exp(-K_{ads} \cdot A_{hex})}{\dot{m}_{ref} \cdot cp_e} \quad (IV.11)$$

La phase d'Adsorption - Evaporation

Le bilan d'énergie, dans l'adsorbeur peut être écrit exprime par:

$$\frac{d}{dt} \cdot [(W_s \cdot (c_s + c_{wv} \cdot m_{des}) + (c_{cu} \cdot W_{khex} + c_{al} \cdot W_{fhex})) \cdot T_{ads}] = Q_{st} \cdot W_s \cdot \frac{dm_{des}}{dt} + \dot{m}_{ref} \cdot cp_e \cdot (T_{refe} - T_{refs}) \quad (IV.12)$$

La température de sortie de l'eau de refroidissement :

$$T_{refs} = T_{ads} + (T_{refe} - T_{ads}) \cdot \frac{\exp(-K_{ads} \cdot A_{hex})}{\dot{m}_{ref} \cdot cp_e} \quad (IV.13)$$

Le bilan d'énergie dans l'évaporateur:

$$\frac{d}{dt} \cdot [(c_e \cdot W_e + cp_e \cdot W_{ee}) \cdot T_e] = -L \cdot W_s \cdot \frac{dm_{ads}}{dt} + \dot{m}_{eg} \cdot cp_e \cdot (T_{fe} - T_{fs}) - c_{wv} \cdot \frac{dm_{ads}}{dt} \cdot T_e \quad (IV.14)$$

La température de sortie de l'eau glacée:

$$T_{fs} = T_e + (T_{fe} - T_e) \cdot \frac{\exp(-K_e \cdot A_e)}{\dot{m}_{eg} \cdot cp_e} \quad (IV.15)$$

2.3. Résultats et discussions

2.3. 1. Variation de la température de l'adsorbeur

La figure IV.2 présente la variation de la température de l'adsorbeur en fonction du temps.

Cette figure permet de voir les différentes phases de la machine frigorifique à adsorption de base.

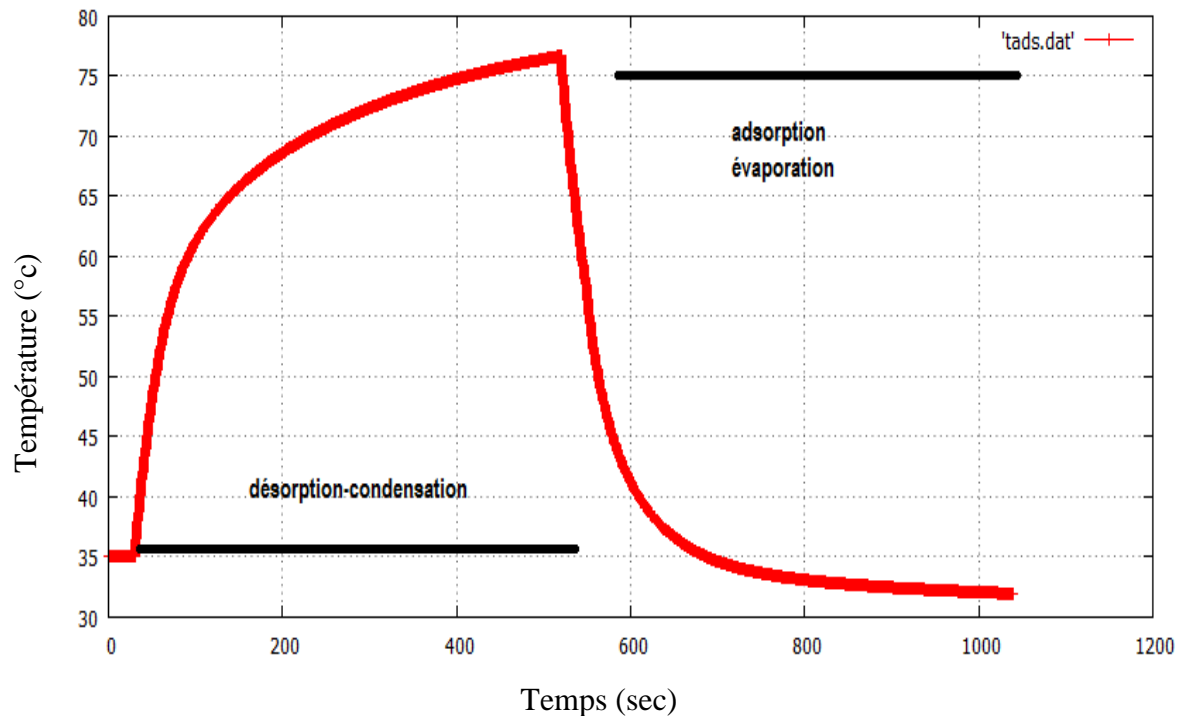


Figure IV.2: Variation de la température de sortie du groupe en fonction du temps

2.3. 2. Variation de la pression de service en fonction de la température de l'adsorbant

La figure IV.3 présente le cycle de Clapeyron de la machine frigorifique à adsorption. Le cycle de Clapeyron de la machine est composé de deux isobares et deux isosètes.

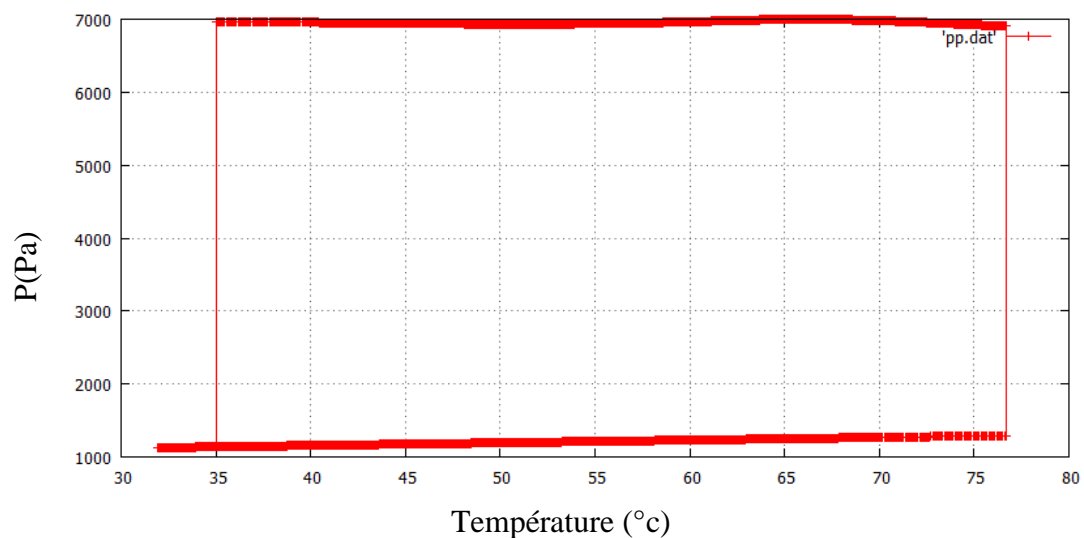


Figure IV.3 : Variation de la pression de l'adsorbat en fonction de la température de l'adsorbant

2.3. 3. Variation de la température de sortie lors d'un cycle

La figure IV.4 présente la variation de la température de sortie du groupe frigorifique en fonction du temps. On constate que la production de froid est seulement possible dans la deuxième moitié du cycle. Pour remédier à ce problème nous utilisons un deuxième adsorbent afin d'avoir une continuité de la production de l'eau glacée.

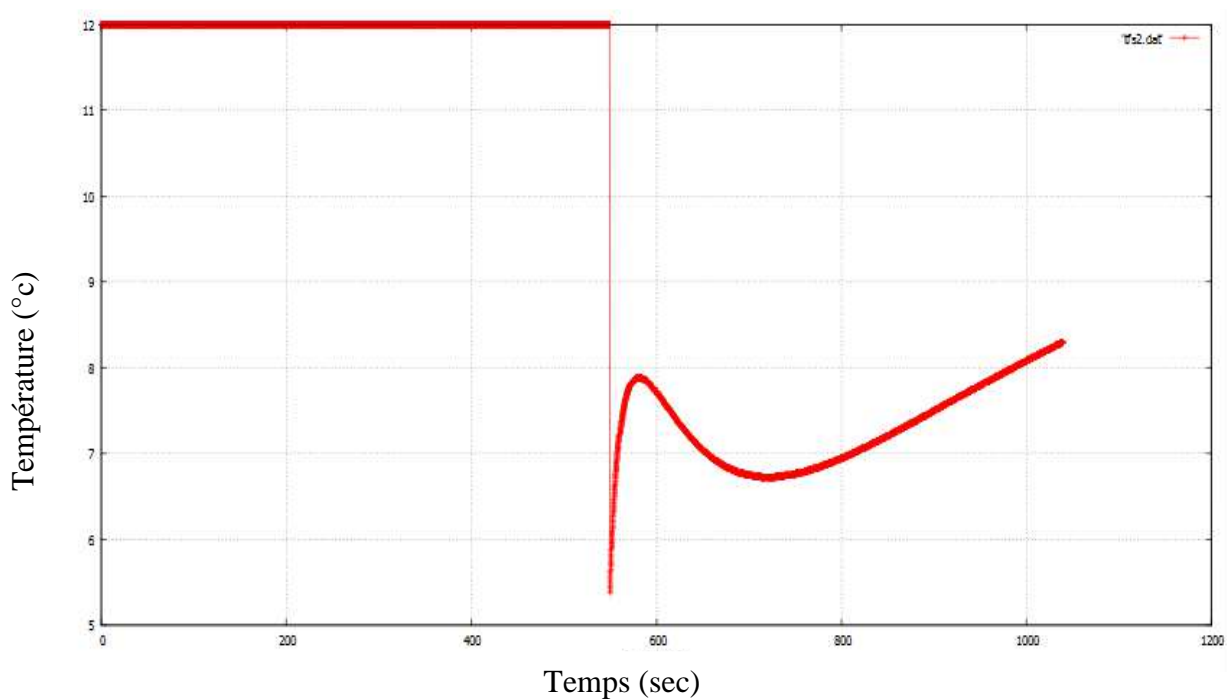


Figure IV.4 : Variation de la température de sortie du groupe en fonction du temps

3. Simulation d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption à deux éléments

Dans cette partie de ce chapitre, nous utilisons le modèle de Miyazakia [23]. Le groupe de production d'eau glacée est composé de deux éléments de sorption afin d'assurer la continuité de la production de froid. Ce groupe utilise l'énergie solaire comme source de chaleur. Une simulation durant quatre jours types des quatre mois suivants : mai, juin, juillet et août a été réalisée. Le modèle Miyazakia [23] a été modifié on ajoutant la récupération de la masse. Les résultats obtenus ont été comparés avec les résultats obtenus avec le groupe frigorifique sans récupération de la masse pour le jour type du mois de juillet.

3.1. Description du groupe de production d'eau glacée à adsorption à deux éléments de sorption sans récupération de la masse

Le groupe de production d'eau glacé par adsorption à deux lits sans récupération de la masse est composé d'un évaporateur, un condenseur et une paire d'éléments de sorption (ES1 et ES2).

Dans la première moitié du temps du cycle, l'élément de sorption ES1 est soumis un flux de chaleur cédé par l'eau chaude et l'élément de sorption ES2 est refroidit par l'eau de refroidissement. Le fonctionnement de la machine passe par quatre phases.

La phase 1 est représentée dans la figure (IV.5). C'est une phase de préchauffage et de pré-refroidissement.

Dans la phase 1, toutes les vannes sont fermées. Le générateur (ES1) est réchauffé par l'eau chaude, et l'adsorbeur (ES2) est refroidit par l'eau de refroidissement. La phase 1 continue jusqu'à ce que les pressions du générateur ES1 et de l'adsorbeur ES2 deviennent presque égales aux pressions de condensation et d'évaporation respectivement.

La figure (IV. 5) présente la deuxième phase de fonctionnement du groupe frigorifique. Les vannes 2 et 4 sont fermées, pendant que les vannes 1 et 3 sont ouvertes. Dans cette phase de fonctionnement et lors du processus d'adsorption, l'évaporateur et l'adsorbeur ES2 sont connectés et lors du processus de désorption le condenseur et le générateur ES1 sont connectés. Lors du processus d'adsorption-évaporation l'adsorbat (eau) dans l'évaporateur s'évapore à la température d'évaporation, T_e , et la chaleur absorbée est Q_e (production de l'eau glacée). La vapeur d'eau produite est adsorbée par l'adsorbant (gel de silice) avec un dégagement de la chaleur d'adsorption, Q_{ads} (refroidissement par eau). Dans le processus de désorption-condensation, l'eau s'évapore à la pression de condensation, P_c (la désorption) parce que le générateur (ES2) est chauffé jusqu'à la température (T_g) par la chaleur de désorption Q_{des} , qui est fournie par l'eau chaude. La vapeur d'eau quittant le générateur ES2 se condense dans le condenseur. Le condenseur est refroidi par eau et la chaleur dégagée est Q_c .

Dans la phase 3, toutes les vannes sont fermées. Le générateur (ES2) est chauffé par l'eau chaude, et l'adsorbeur (ES1) est refroidit par l'eau de refroidissement jusqu'à ce que les pressions du générateur ES1 et de l'adsorbeur ES2 deviennent presque égales aux pressions d'évaporation et de condensation respectivement.

La phase 4 est semblable à la phase 2 mais l'adsorbeur ES2 est connecté avec l'évaporateur et le générateur ES2 est connecté avec le condenseur.

Après cette phase, on revient à la phase 1. Si on inverse ES1 et ES2 dans les figures (IV.5) et (IV.6), on retrouve les schémas des phases 3 et 4 respectivement.

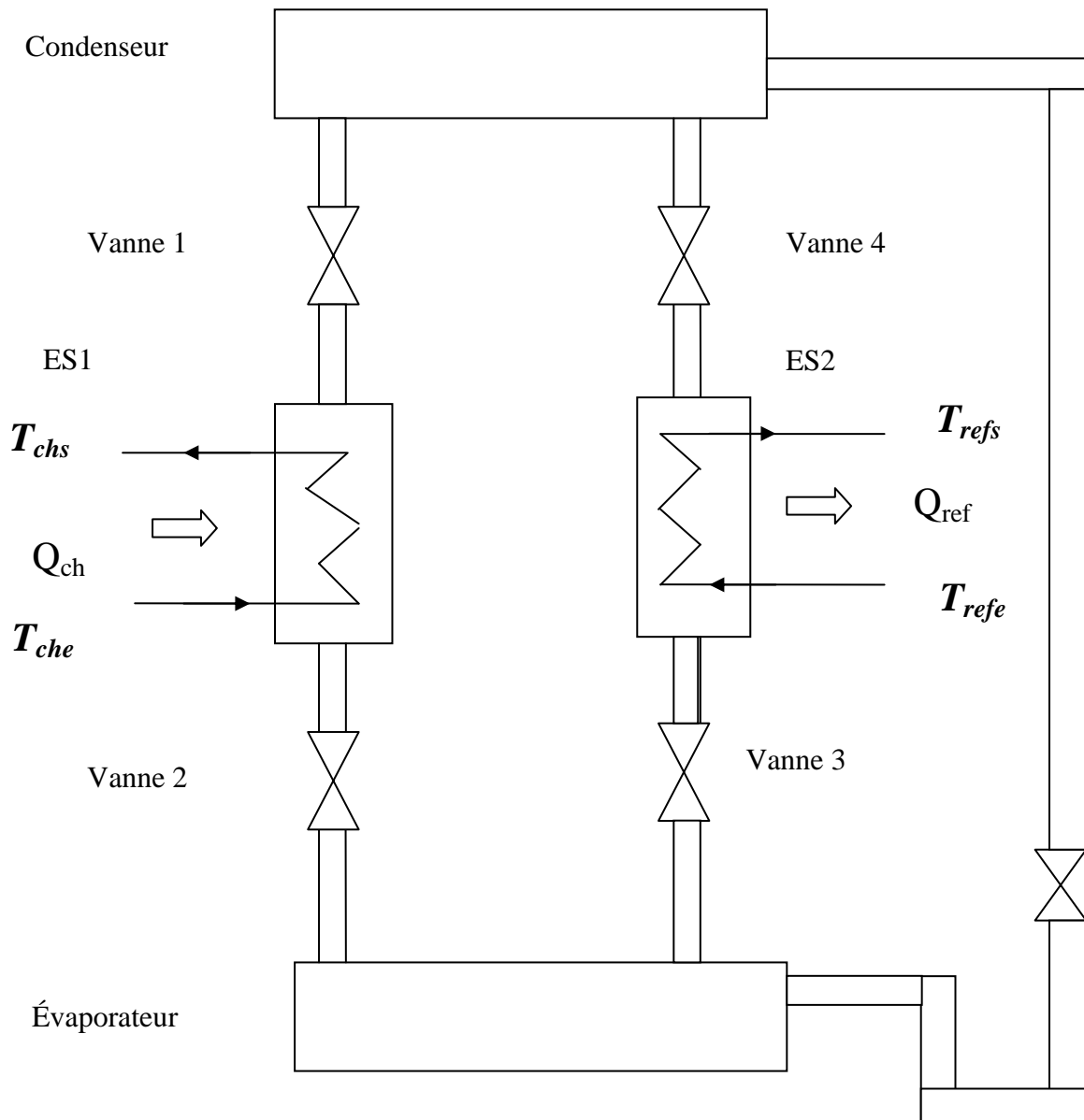


Figure IV. 5: Schéma du cycle de groupe de production d'eau glacée sans récupération de la masse en phase 1

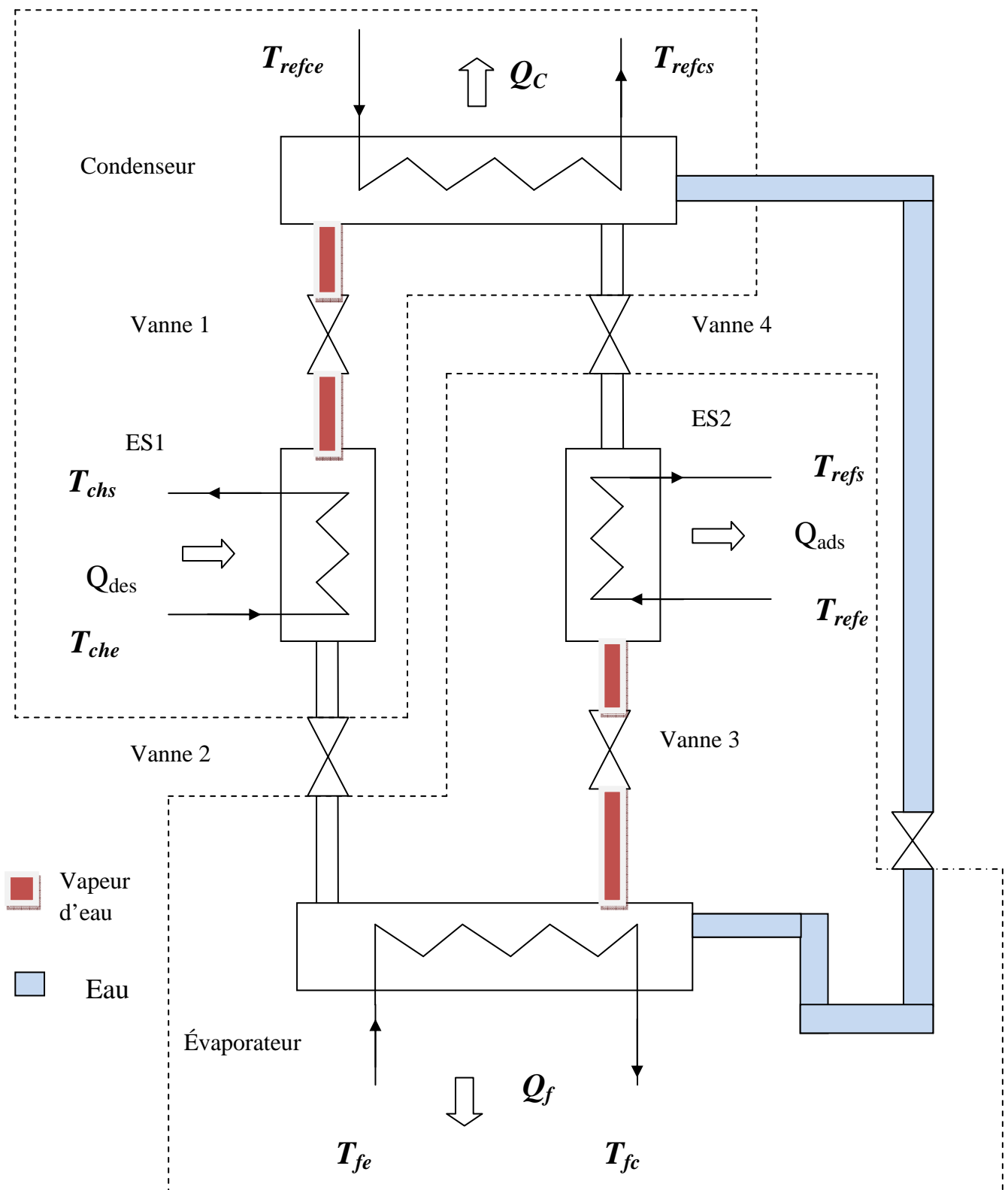


Figure IV. 6: Schéma du cycle du groupe de production d'eau glacée sans récupération de la masse en phase 2

3.2. Description du groupe de production d'eau glacé par adsorption à deux éléments de sorption avec récupération de la masse

Le cycle est composé de quatre échangeurs de chaleur, à savoir un évaporateur, un générateur (ES1), un condenseur et un adsorbeur (ES2). ES1 est relié à ES2 à travers la vanne 5. Le fonctionnement de la machine passe par six phases.

Les phases 1 et 2 de fonctionnement du groupe de production d'eau glacée sans récupération de la masse et les modes 1 et 2 du groupe de production d'eau glacé avec récupération de la masse sont identiques.

Dans la phase 3, le générateur (ES1) est connecté avec l'adsorbeur (ES2) à travers la vanne 5. Les pressions de l'adsorbeur et du générateur au début de la phase 3 sont égales aux pressions à la fin de la phase 2. L'adsorbeur est connecté à l'évaporateur par conséquent, la pression de l'adsorbeur est égale à celle de l'évaporateur et le générateur est connecté avec le condenseur par conséquent, la pression du générateur est égale à celle du condenseur.

A cause de la différence de pression des éléments de sorption, le processus d'adsorption/désorption continue. L'adsorbat continue à s'évaporer du générateur et transférer directement vers l'adsorbeur jusqu'à l'équilibre des pressions.

Nous illustrons les transformations qui constituent la premier demi cycle dans les figures IV.5, IV.6 et IV.7.

Si on inverse ES1 et ES2 dans les figures IV.5, IV.6 et IV.7 on retrouve les schémas des phases 4, 5 et 6 respectivement (deuxième demi cycle).

La figure (IV.8) montre les différentes phases de fonctionnement du groupe frigorifique dans le diagramme de Clapeyron.

Nous illustrons dans le tableau (IV.1) les états de toutes les vannes et les phases de fonctionnement du groupe frigorifique.

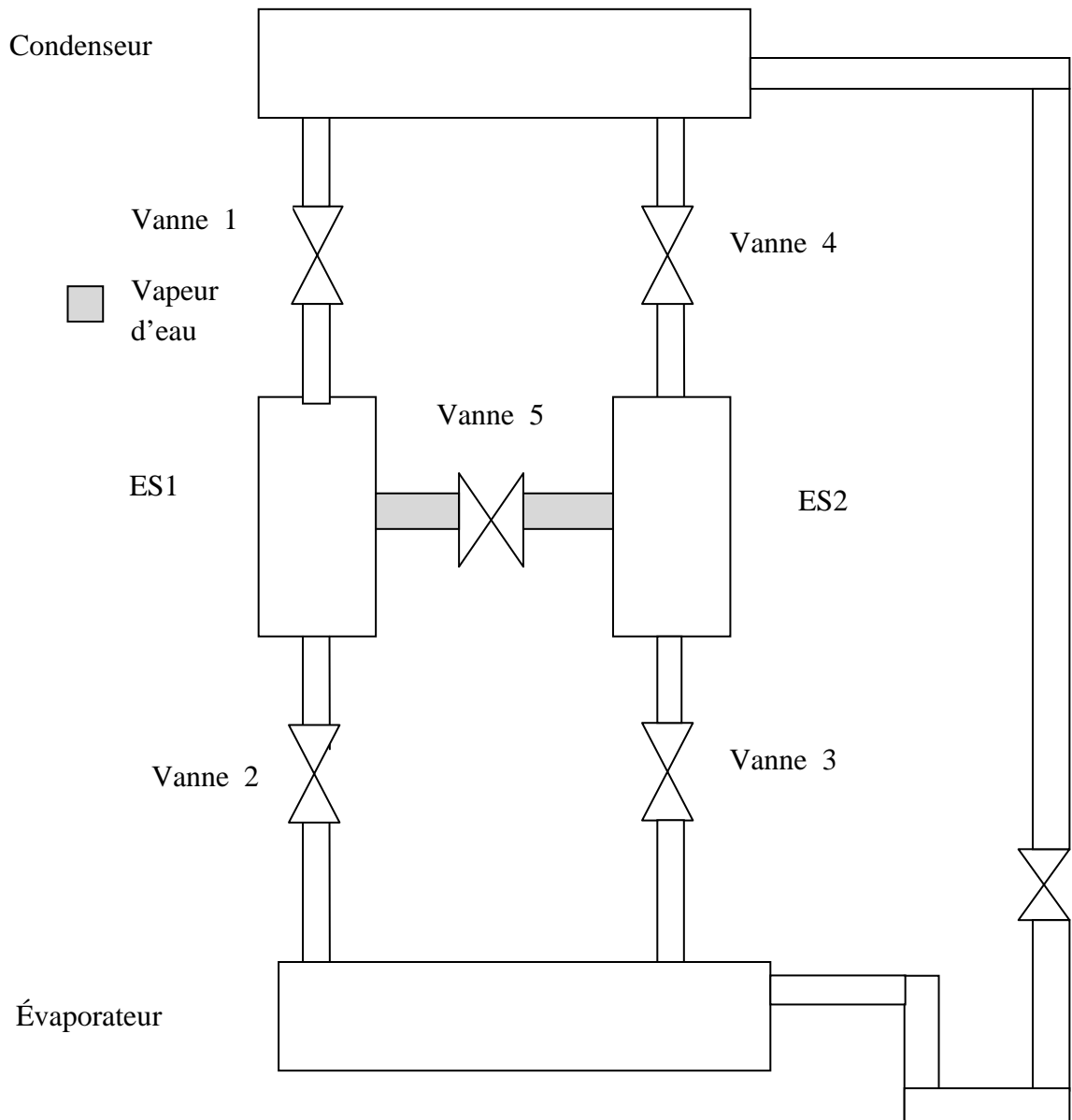


Figure IV. 7: Schéma du cycle d'un groupe de production d'eau glacée avec récupération de la masse en phase 3

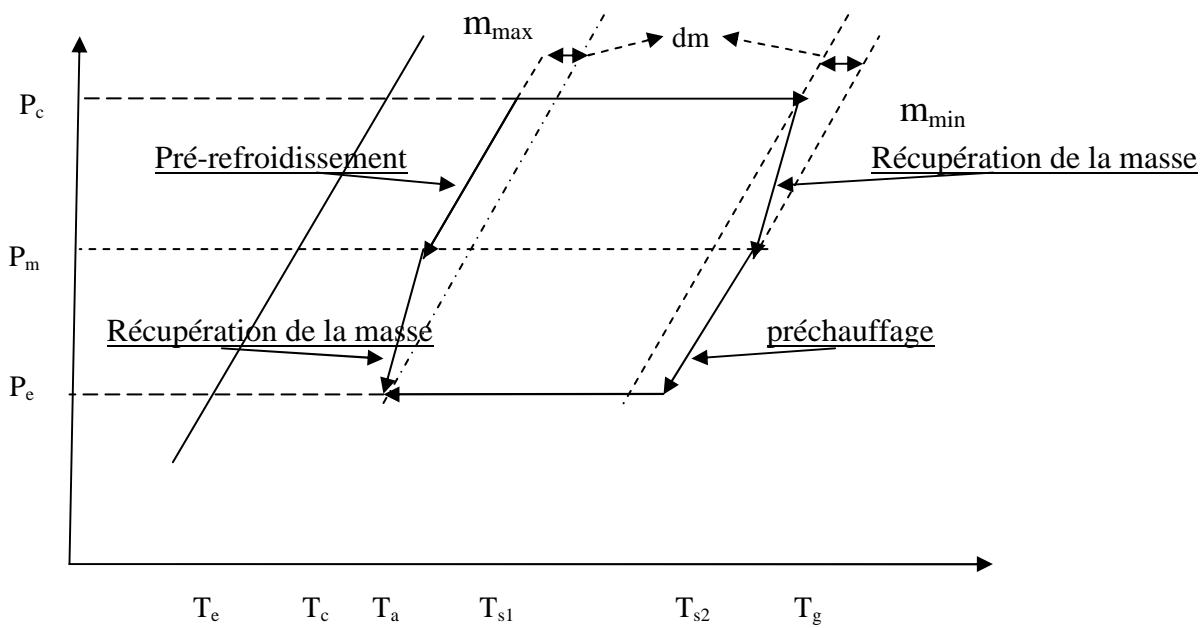


Figure IV. 8: Cycle de Clapeyron du groupe de production d'eau glacée avec récupération de la masse

| Phase | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|-------|---|-----|-----|---|-----|-----|---|
| vanne | 1 | × | O | × | × | × | × |
| | 2 | × | × | × | × | O | × |
| | 3 | × | O | × | × | × | × |
| | 4 | × | × | × | × | O | × |
| | 5 | × | × | O | × | × | × |
| ES | 1 | Ch | Ch | - | Ref | Ref | - |
| | 2 | Ref | Ref | - | Ch | Ch | - |

Tableau IV. 1: Les différentes phases d'un groupe production d'eau glacée avec récupération de la masse

O : ouvert

× : fermé

Ch : chauffage

Ref : refroidissement

3.3. Bilan énergétique des différents composants du groupe de production d'eau glacée

3.3.1 Bilan d'énergie de l'adsorbeur

Le bilan d'énergie de l'adsorbeur peut être exprimée par :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(W_s \cdot (c_s + c_{wv} \cdot m_{ads}) + (c_{cu} \cdot W_{khex} + c_{al} \cdot W_{fhex})) \cdot T_{ads}] = \Psi \cdot Q_{st} \cdot W_s \cdot \frac{dm_{ads}}{dt} + \chi \cdot \dot{m}_{ref} \cdot cp_e \cdot T_{refe} - T_{refs} \quad (IV. 16)$$

$\Psi=1$ (adsorption-évaporation, récupération de la masse),

$\Psi=0$ (préchauffage et pré-refroidissement)

$\chi=1$ (adsorption-évaporation, préchauffage et pré-refroidissement),

$\chi=0$ (récupération de la masse)

La température de sortie de l'eau de refroidissement peut être exprimée par [20]:

$$T_{refs} = T_{ads} + (T_{refe} - T_{ads}) \cdot \frac{\exp(-K_{ads} \cdot A_{hex})}{\dot{m}_{ref} \cdot cp_e} \quad (IV. 17)$$

3.3. 2 Le bilan d'énergie du générateur

Le bilan d'énergie dans l'adsorbeur peut être exprimé par :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(W_s \cdot (c_s + c_{wv} \cdot m_{des}) + (c_{cu} \cdot W_{khex} + c_{al} \cdot W_{fhex})) \cdot T_{des}] = \Psi \cdot Q_{st} \cdot W_s \cdot \frac{dm_{des}}{dt} + \chi \cdot \dot{m}_{ch} \cdot cp_e \cdot (T_s - T_{chs}) \quad (IV.18)$$

$\Psi=1$ (désorption-condensation, récupération de la masse)

$\Psi=0$ (préchauffage et pré-refroidissement)

$\chi=1$ (adsorption-évaporation, préchauffage et pré-refroidissement)

$\chi=0$ (récupération de la masse)

La température de sortie de l'eau chaude peut être exprimée par [20]:

$$T_{chs} = T_{des} + (T_s - T_{chs}) \cdot \frac{\exp(-K_{des} \cdot A_{hex})}{\dot{m}_{ch} \cdot cp_e} \quad (IV. 19)$$

3.3.3 Le bilan d'énergie du condenseur

Le bilan d'énergie du condenseur peut être écrit de la façon suivante :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(c_c \cdot W_c + cp_e \cdot W_{ec}) \cdot T_c] = -\eta \cdot L \cdot W_s \cdot \frac{dm_{des}}{dt} + \dot{m}_{ch} \cdot cp_e \cdot (T_s - T_{chs}) - \eta \cdot cp_e \cdot \frac{dm_{des}}{dt} \cdot T_c + \eta \cdot c_{wv} \cdot \frac{dm_{des}}{dt} \cdot T_c \quad (IV. 20)$$

$\eta=1$ (désorption-condensation)

$\eta=0$ (préchauffage et pré-refroidissement, récupération de la masse)

La température de sortie de l'eau de refroidissement du condenseur peut être exprimée par [20]:

$$T_{refsc} = T_c + (T_{refe} - T_c) \cdot \frac{\exp(-K_c \cdot A_c)}{\dot{m}_{refc} \cdot c_{pe}} \quad (IV.21)$$

3.3.4 Bilan d'énergie de l'évaporateur

Le bilan d'énergie de l'évaporateur peut être écrit comme suit :

$$\frac{d}{dt} \cdot [(c_e \cdot W_e + c_{pe} \cdot W_{ee}) \cdot T_e] = -\eta \cdot L \cdot W_s \cdot \frac{dm_{ads}}{dt} + \dot{m}_{eg} \cdot c_{pe} \cdot (T_{fe} - T_{fs}) - \eta \cdot c_{wv} \cdot \frac{dm_{ads}}{dt} \cdot T_e + \eta \cdot c_{pe} \cdot \frac{dm_{des}}{dt} \cdot T_c \quad (IV.22)$$

$\eta=1$ (adsorption-évaporation),

$\eta=0$ (préchauffage et pré-refroidissement, récupération de la masse)

La température de sortie du groupe de production d'eau glacée peut être exprimée par [20] :

$$T_{fs} = T_e + (T_{fe} - T_e) \cdot \frac{\exp(-K_e \cdot A_e)}{\dot{m}_{eg} \cdot c_{pe}} \quad (IV.23)$$

3.4. Bilan massique

3.4.1 Les phases de chauffage, de désorption/condensation, de refroidissement et de l'adsorption/évaporation

Le bilan massique du réfrigérant peut être exprimé par [20]:

$$\frac{dm}{dt} = -W_s \cdot \left(\frac{dm_{des}}{dt} + \frac{dm_{ads}}{dt} \right) \quad (IV.24)$$

3.4.2 Phase de récupération de la masse

$$\frac{dm_{des}}{dt} = -\frac{dm_{ads}}{dt} = \frac{\dot{m}_r}{W_s} \quad (IV.25)$$

\dot{m}_r : Débit de la vapeur transférée du générateur vers l'adsorbent pendant la période de récupération de la masse (m^3/h).

$$\dot{m}_r = A_{tube} \cdot \rho \cdot v_s \quad (IV.26)$$

Où :

A_{tube} : la surface du tube entre l'adsorbent et le générateur (m^2)

ρ : la masse volumique (m^3/kg)

v_s : la vitesse de la vapeur d'eau dans le tube (m/s)

On détermine la vitesse de la vapeur à partir la relation suivante :

$$\frac{p_{des}}{\rho} = \frac{p_{ads}}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + h_f \quad (IV.27)$$

Où :

$$h_f = \lambda \cdot l \cdot \frac{v_s^2}{2d} \quad (IV.28)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2 \cdot \log\left(\frac{2 \cdot \xi}{d}\right) \quad (IV.29)$$

H_f : Perte de charge

L : La longueur du tube (m)

d : Diamètre intérieur du tube (m)

ξ : La rugosité de la paroi du tube

On calcule les pressions par la formule suivante [40]:

$$P = R \cdot T \cdot C \text{ (m)} \quad (IV.30)$$

Où :

R : La constante des gaz parfait

C (m) : La concentration de la vapeur d'eau (Kmol/m³)

$$C(m) = 0.783577 + 0.049376 \times m(t) - 0.0013 \times m(t) \quad (IV.31)$$

3.5 . La performance du système

La production frigorifique Q_f , la chaleur fournie pour réaliser la désorption Q_c , et le COP sont calculés par les relations suivantes [20] :

$$Q_f = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{eg} \cdot c_{p_e} \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \cdot dt}{t_{cycle}} \quad (IV.32)$$

$$Q_c = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{ch} \cdot c_{p_e} \cdot (T_s - T_{chs}) \cdot dt}{t_{cycle}} \quad (IV.33)$$

$$COP = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (IV.34)$$

3.6. Couplage du groupe d'eau glacée avec les capteurs solaires

L'installation étudiée est présentée dans la figure IV-9. Elle est constituée d'un groupe de production d'eau glacée, des capteurs solaires et un réservoir de stockage de l'énergie solaire.

La figure (IV.8) représente le fonctionnement des vannes à quatre voies durant les différentes phases.

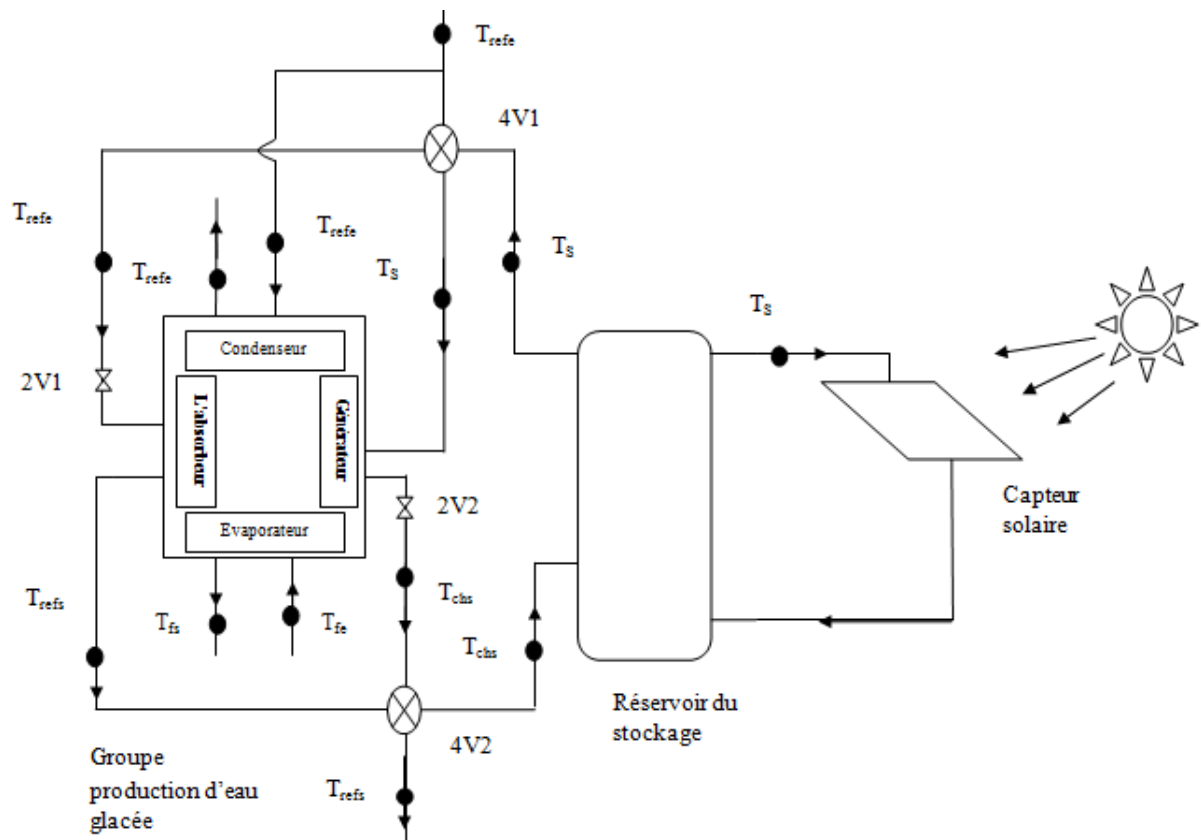
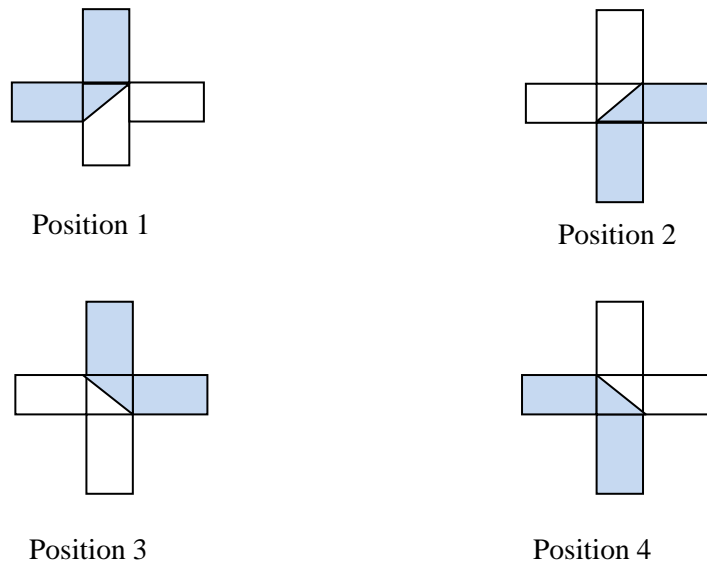


Figure IV. 9 : Schéma du couplage du système solaire avec le groupe d'eau glacée



| Mode | 1 | 2 | 3 | 4 |
|------|------------|------------|------------|------------|
| 4V1 | Position 1 | Position 1 | Position 2 | Position 2 |
| 4V2 | Position 3 | Position 3 | Position 4 | Position 4 |

Cas d'un groupe d'eau glacée sans récupération de la masse

| Mode | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------|------------|------------|---|------------|------------|---|
| 4V1 | Position 1 | Position 1 | - | Position 2 | Position 2 | - |
| 4V2 | Position 3 | Position 3 | - | Position 4 | Position 4 | - |

Cas d'un groupe d'eau glacée avec récupération de la masse

Figure IV.10: Schéma représentant le fonctionnement des vannes à quatre voies durant les différentes phases.

3.7. Résultats et discussions

3.7.1. Groupe d'eau glacé sans récupération de la masse

Un programme en Fortran basé sur la résolution simultanée des équations différentielles suivant les phases de fonctionnement de la machine a été écrit pour un pas de temps de 0.1sec et on supposant que pendant une heure temps les cycles de la machine sont identiques (on

considère que la température du réservoir de stockage est constante pendant une heure temps). Les figures IV.11-IV.14 présentent la variation du COP, la puissance frigorifique, la température du réservoir de stockage de l'énergie solaire et la chaleur de génération. Nous constatons que la variation des quatre paramètres est identique. On distingue quatre zones :

- La première zone entre 8h et 10h : on constate une diminution des quatre paramètres.
- La deuxième zone entre 10h et 18h : on constate une augmentation des quatre paramètres pour atteindre un maximum à 18h
- La troisième zone entre 18h et 21h : on constate une diminution des quatre paramètres.
- La quatrième zone entre 21h et 7h : on constate une diminution des quatre paramètres mais avec une autre pente.

On peut expliquer ces résultats par le fait que :

- Première zone (entre 8h et 10h) : à 8h le circuit entre les capteurs et le réservoir est ouvert. La puissance du rayonnement solaire reçu par les capteurs solaires est inférieure aux pertes thermiques des capteurs. Donc, La température de sortie des capteurs solaires est inférieure à la température du réservoir ce qui implique un refroidissement du réservoir et qui entraîne une diminution de la température du réservoir. La diminution de la température du réservoir T_s entraîne une augmentation de la masse minimum $m(T_s, T_c)$ ce qui diminue la masse cyclée qui entraîne à son tour une diminution de la production frigorifique Q_f et qui conduit à une diminution du COP. On peut expliquer la diminution de la chaleur Q_C qui est la somme de la chaleur sensible de l'adsorbat, de l'adsorbant, des tôles métalliques nécessaire pour augmenter T_a à T_s et la chaleur isostérique de désorption par la diminution de la température T_s ce qui entraîne une diminution des chaleurs sensibles et la diminution de la masse cyclée ce qui implique une diminution de la chaleur isostérique.
- Deuxième zone (entre 10h et 18 h) : le circuit entre les capteurs et le réservoir est ouvert. La puissance du rayonnement solaire reçu par des capteurs solaires est supérieure aux pertes thermiques des capteurs. Donc, une température de sortie des capteurs est supérieure à la température du réservoir ce qui implique un chauffage du réservoir entraînant une augmentation de la température du réservoir. L'augmentation de la température du réservoir T_s ce qui entraîne une diminution de la masse minimum $m(T_s, T_c)$ et qui augmente la masse cyclée entraînant une augmentation de la production frigorifique Q_f ce qui implique une augmentation du coefficient de

performance COP. On peut expliquer l'augmentation de la chaleur Q_C par l'augmentation de la température T_s entraînant une augmentation des chaleurs sensibles nécessaire pour chauffer (l'adsorbat, l'adsorbant et les tôles métalliques) de T_a à T_s et l'augmentation de la masse cyclée ce qui implique une augmentation de la chaleur isostérique.

- Troisième zone (entre 18h et 21h) : le circuit entre les capteurs et le réservoir est ouvert jusqu' à 21. La puissance du rayonnement solaire reçu par des capteurs solaire est inférieure aux pertes thermiques des capteurs. Donc, la température de sortie des capteurs solaires est inférieure à la température du réservoir ce qui conduit à un refroidissement du réservoir entraînant une diminution de la température du réservoir. La diminution de la température du réservoir T_s entraîne une augmentation de la masse minimum $m(T_s, T_c)$ qui diminue la masse cyclée et qui entraîne une diminution de la production frigorifique Q_f ce qui implique une diminution du COP. On peut expliquer la diminution de la chaleur Q_C par le fait qu'une augmentation de la température T_s entraîne une diminution des chaleurs sensibles pour augmenter la température de (l'adsorbat, l'adsorbant et les tôles métalliques) de T_a à T_s et la diminution de la masse cyclée ce qui implique une diminution de la chaleur isostérique.
- Quatrième zone (entre 21h et 7h) : le circuit entre les capteurs et le réservoir est fermé. La température du réservoir diminue dus aux pertes thermiques du réservoir et aux chaleurs nécessaires absorbée d'une part pour augmenter la température de l'adsorbat, de l'adsorbant et des tôles métalliques de T_a à T_s et d'autre part pour réaliser la désorption. La diminution de la température du réservoir T_s entraîne une augmentation de la masse minimum $m(T_s, T_c)$ ce qui diminue la masse cyclée entraînant une diminution de la production frigorifique Q_f ce qui implique une diminution du coefficient de fonctionnement COP.

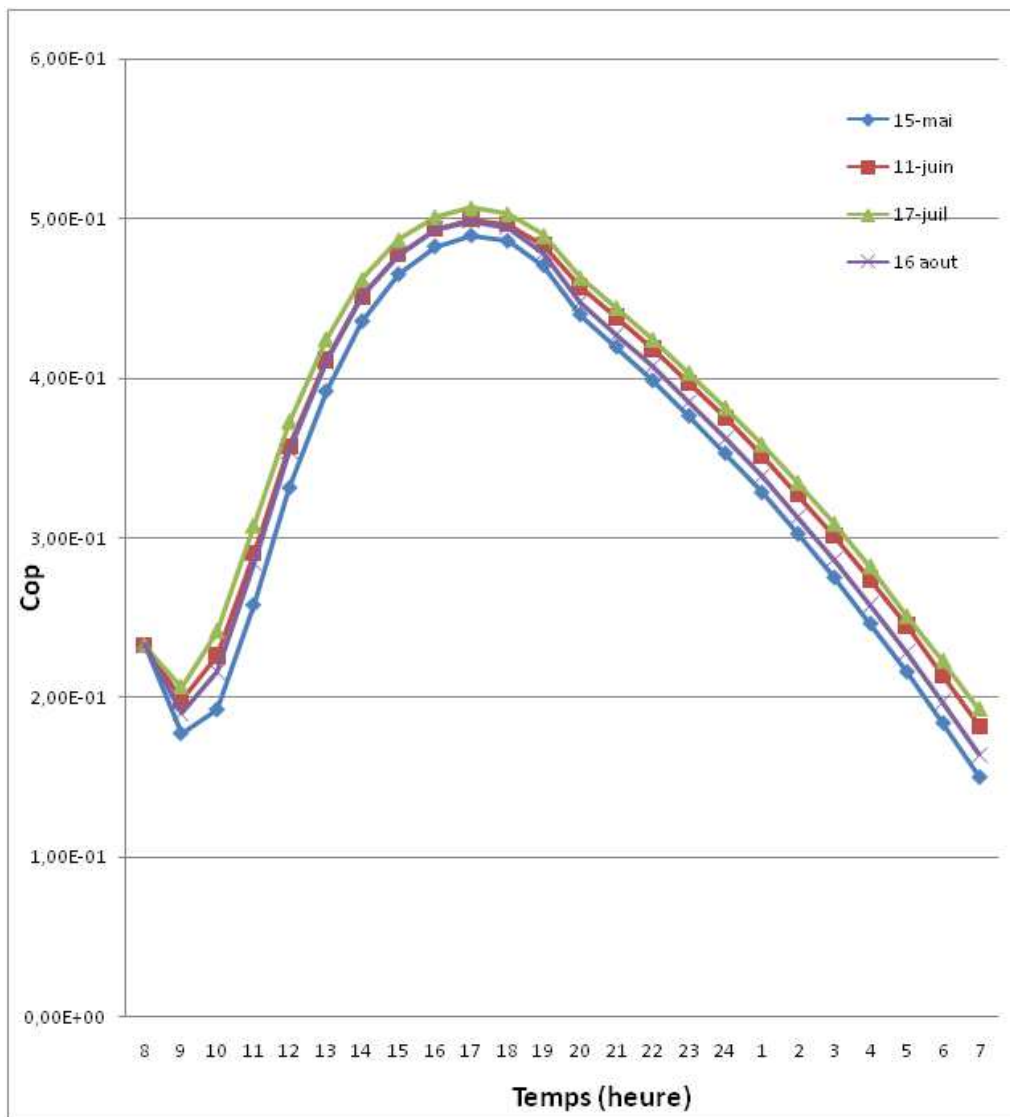


Figure IV. 11: Variation du COP en fonction du temps

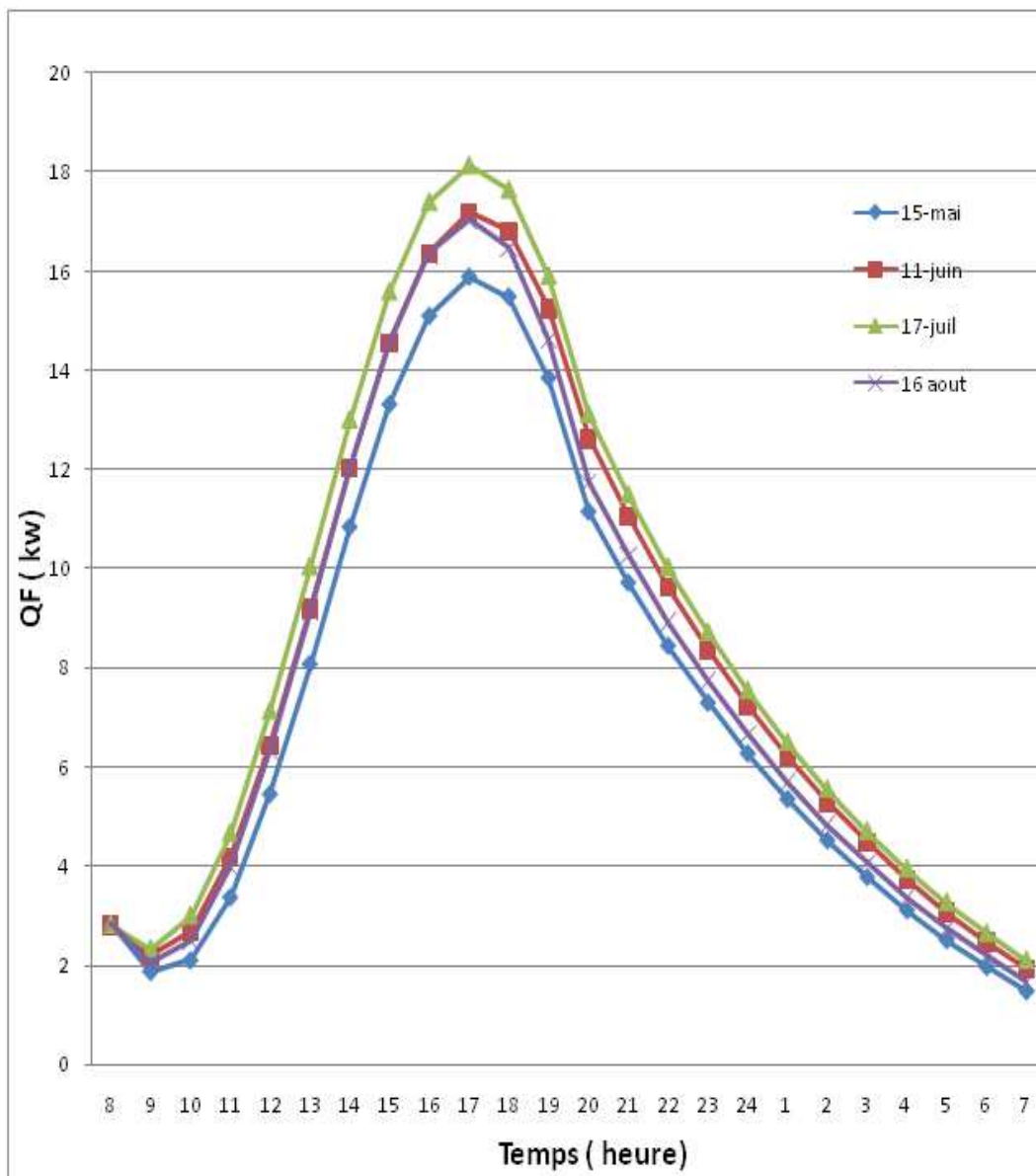


Figure IV. 12: Variation de la production frigorifique en fonction du temps

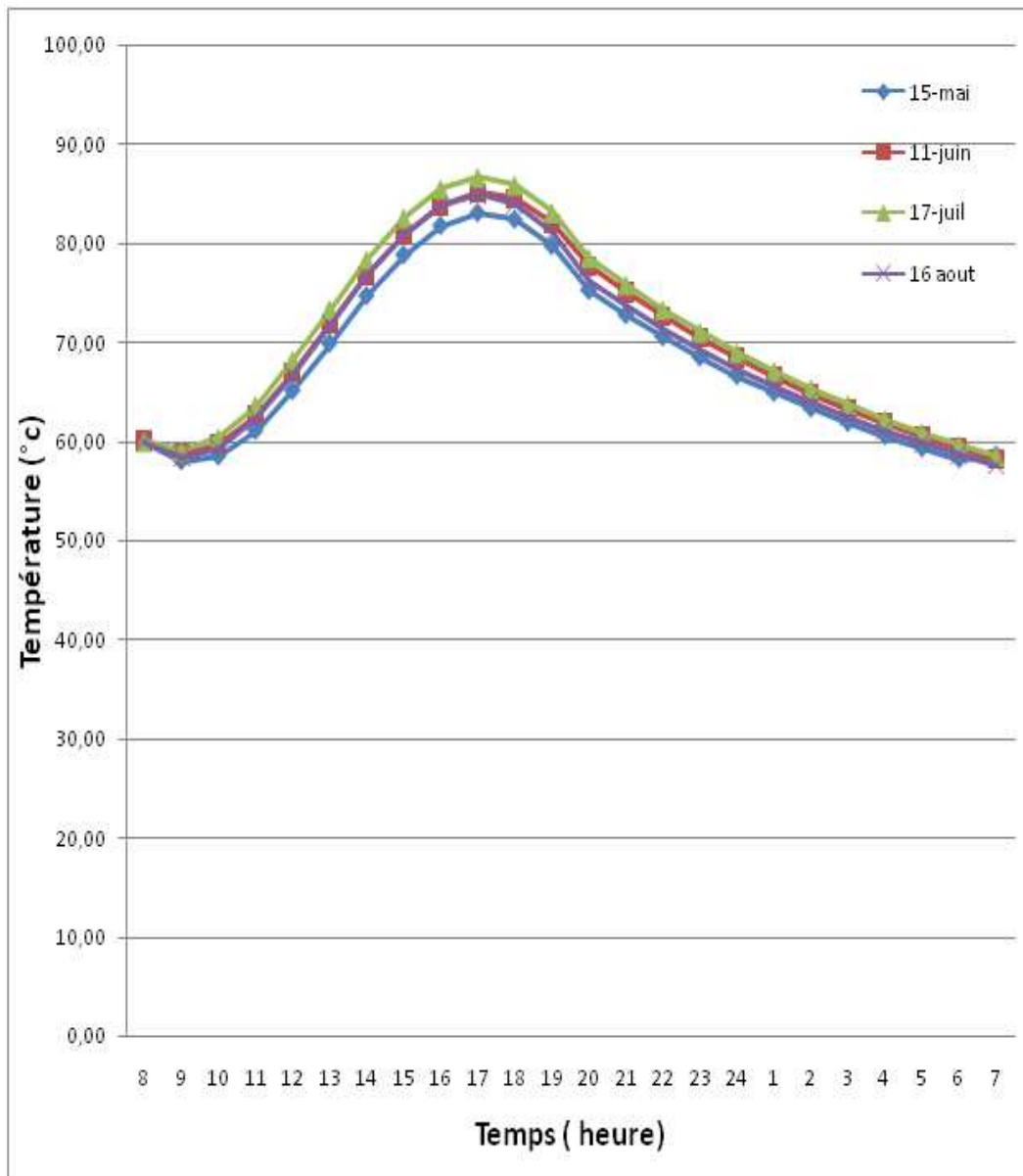


Figure IV- 13: Variation de la température du réservoir en fonction du temps

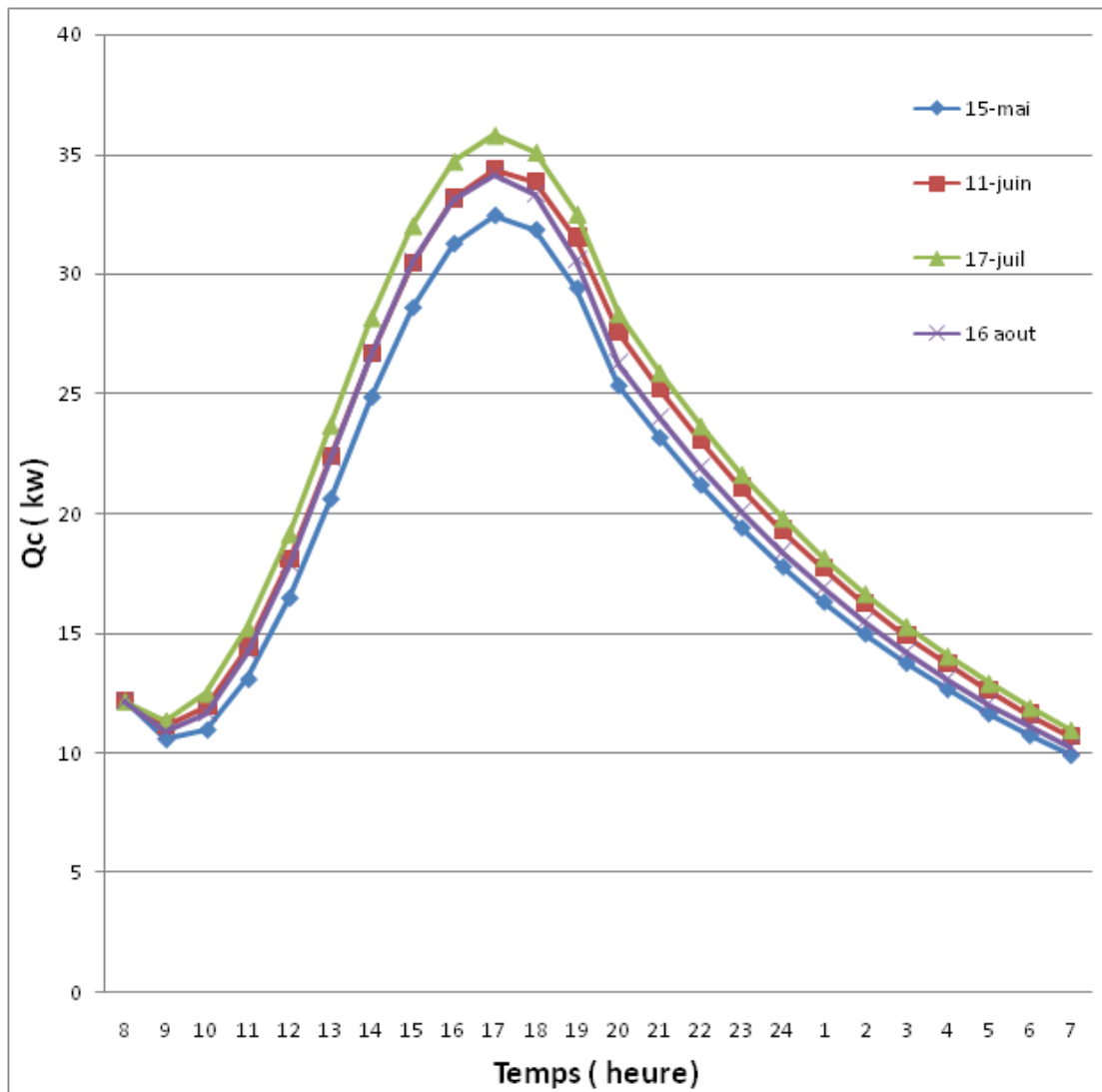


Figure IV. 14: Variation de la chaleur génératrice en fonction du temps

3.7.2. L'influence de la récupération de masse

Dans cette partie, une simulation de deux groupes de production d'eau glacée sans et avec récupération de la masse et une comparaison entre les deux systèmes a été faite pour la journée du 17 juillet afin d'analyser l'influence de la récupération de la masse sur les performances du groupe frigorifique.

Les figures III.15 - IV.18 présentent la variation du COP, la puissance frigorifique, la température du réservoir de stockage et la chaleur de génération. Nous constatons que :

- le coefficient de performance du groupe frigorifique avec récupération de la masse est supérieur au coefficient de performance du groupe frigorifique sans récupération de la masse

- La production frigorifique du groupe frigorifique avec récupération de la masse est supérieure à la production frigorifique du groupe frigorifique sans récupération de la masse
- La température du réservoir installé avec le groupe frigorifique avec récupération de la masse est supérieure à la température du réservoir installé avec le groupe frigorifique sans récupération de la masse.
- Entre 8h et 3h, la puissance génératrice consommée par le groupe frigorifique avec récupération de la masse est inférieure à la puissance génératrice consommée par le groupe frigorifique sans récupération de la masse.
- Entre 3h et 7h, la puissance génératrice consommée par le groupe frigorifique avec récupération de la masse est supérieure à la puissance génératrice consommée par le groupe frigorifique sans récupération de la masse.

On peut expliquer ces résultats par (dans le groupe de production de l'eau glacée avec récupération de masse)

- Au début de la phase 3 la pression de ES1 est égale à la pression de condensation et la pression de ES2 est égale à la pression d'évaporation. Les phénomènes d'adsorption et de désorption sont continus suite à la différence de pression entre ES1 et ES2, donc les masses adsorbées et désorbées augmentent ce qui conduit à une augmentation de la masse cyclée ce qui explique la l'augmentation de la production frigorifique
- ES2 est chauffé par la vapeur d'eau transférée de ES1, ce qui conduit à une diminution de la chaleur de préchauffage nécessaire dans la phase 4 ce qui explique la diminution de la chaleur génératrice.
- On peut expliquer l'augmentation de la chaleur génératrice entre 3h et 7h par les faibles valeurs de la température du réservoir de stockage du groupe de production d'eau glacée sans récupération de la masse qui s'approche des températures limites du phénomène de désorption ce qui implique une faible consommation de la chaleur génératrice.
- La diminution de la chaleur de préchauffage nécessaire dans la phase 4 implique une faible diminution de la température du réservoir de stockage ce que explique la différence des températures du réservoir du groupe de production de l'eau glacée avec/sans récupération de la masse.

- La production frigorifique du groupe de production d'eau glacée avec récupération de la masse est supérieure à la production frigorifique du groupe de production d'eau glacée sans récupération de la masse et la chaleur génératrice du groupe de production d'eau glacée avec récupération de la masse est inférieure à la chaleur génératrice du groupe de production d'eau glacée sans récupération de la masse ce qui explique l'augmentation du coefficient de performance du groupe de production d'eau glacée avec récupération de la masse

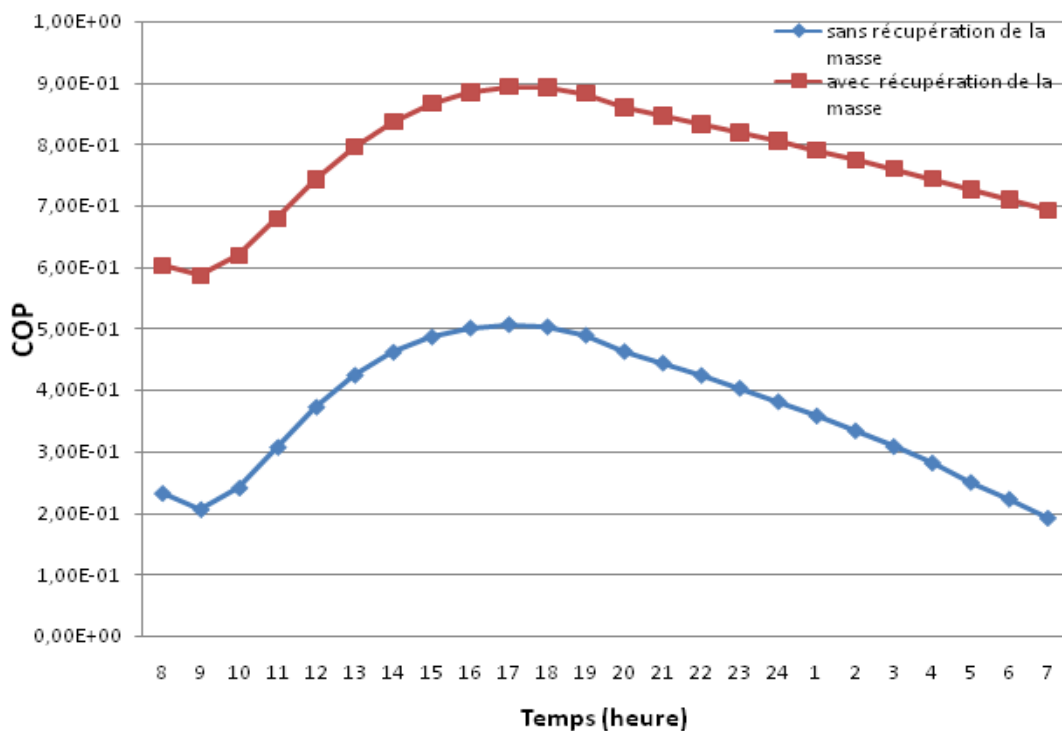


Figure IV. 15: Variation du COP en fonction du temps

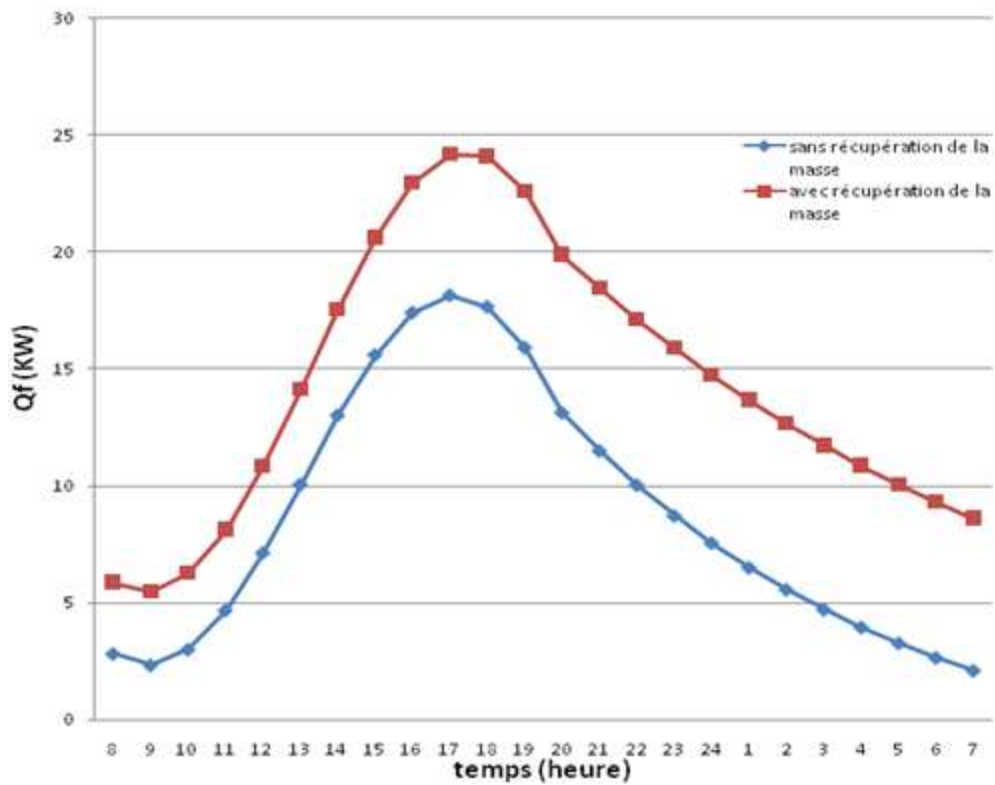


Figure IV. 16: Variation de la production frigorifique en fonction du temps

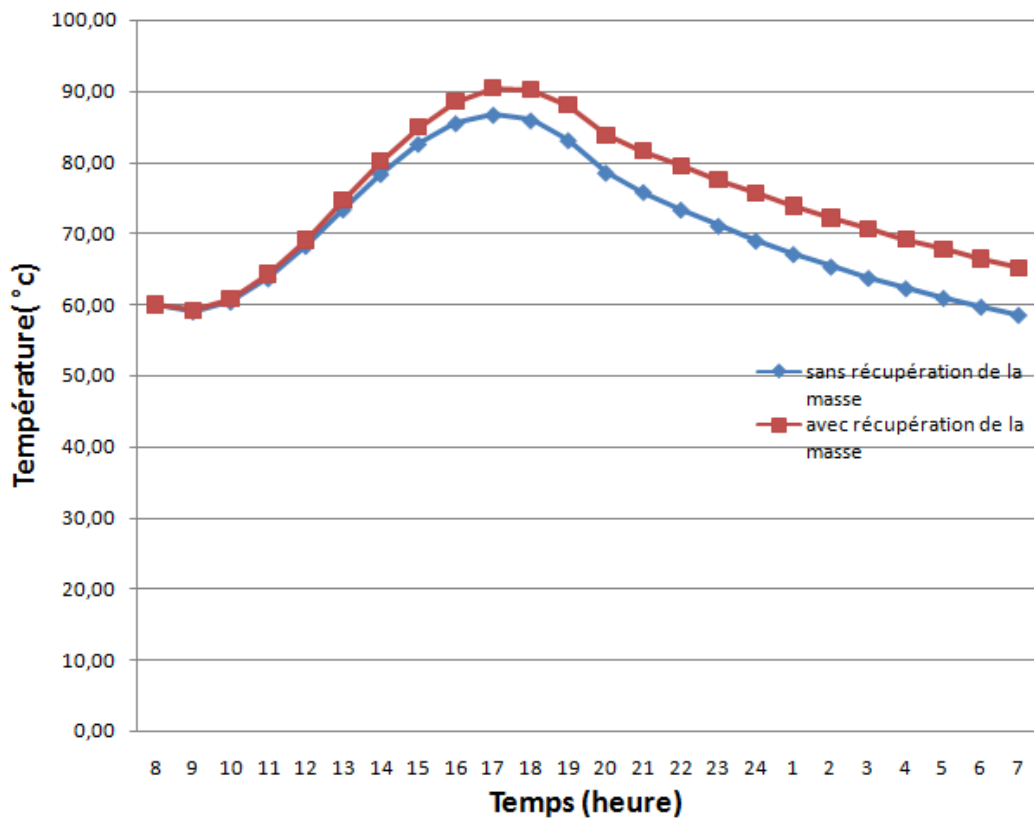


Figure IV. 17: Variation de la température du réservoir en fonction du temps

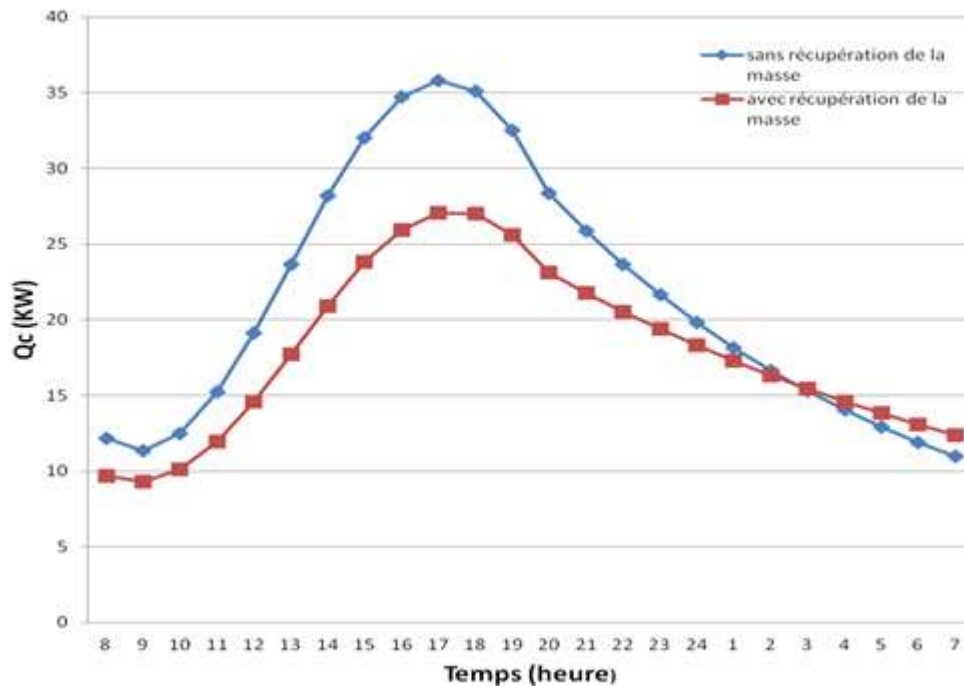


Figure IV. 18: La variation de la chaleur génératrice en fonction du temps

La figure IV.19 présente La variation du Coefficient de performance du groupe frigorifique de production d'eau glacée avec/sans récupération de masse en fonction de la température de génération. Nous constatons que le coefficient de performance du groupe de production d'eau glacée avec récupération de la masse est supérieur à celui du système sans récupération de masse. Donc, le groupe de production d'eau glacée avec récupération de masse est plus efficace que le groupe de production d'eau glacée sans récupération de masse avec des températures de génération faibles.

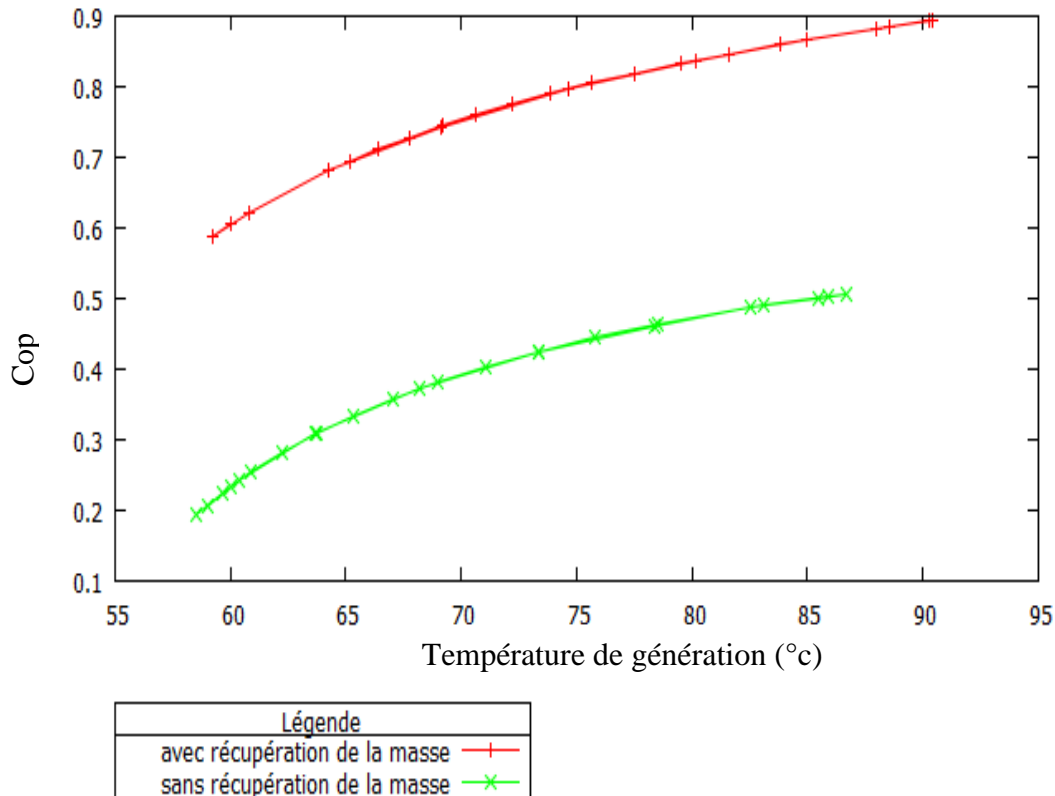


Figure IV.19: Variation du coefficient de la performance en fonction de la température de génération

La figure IV.20 présente la variation de la température de génération du groupe de production d'eau glacée avec/sans récupération la masse en fonction de la production frigorifique. Nous constatons que la température de génération du groupe de production d'eau glacée avec récupération de masse est supérieure à celle du système sans récupération de masse. Donc, pour la même puissance frigorifique produite, la température de génération du groupe avec récupération de masse est inférieure celle du système sans récupération de masse ce qui permet de diminuer les nombre des capteurs solaires nécessaires.

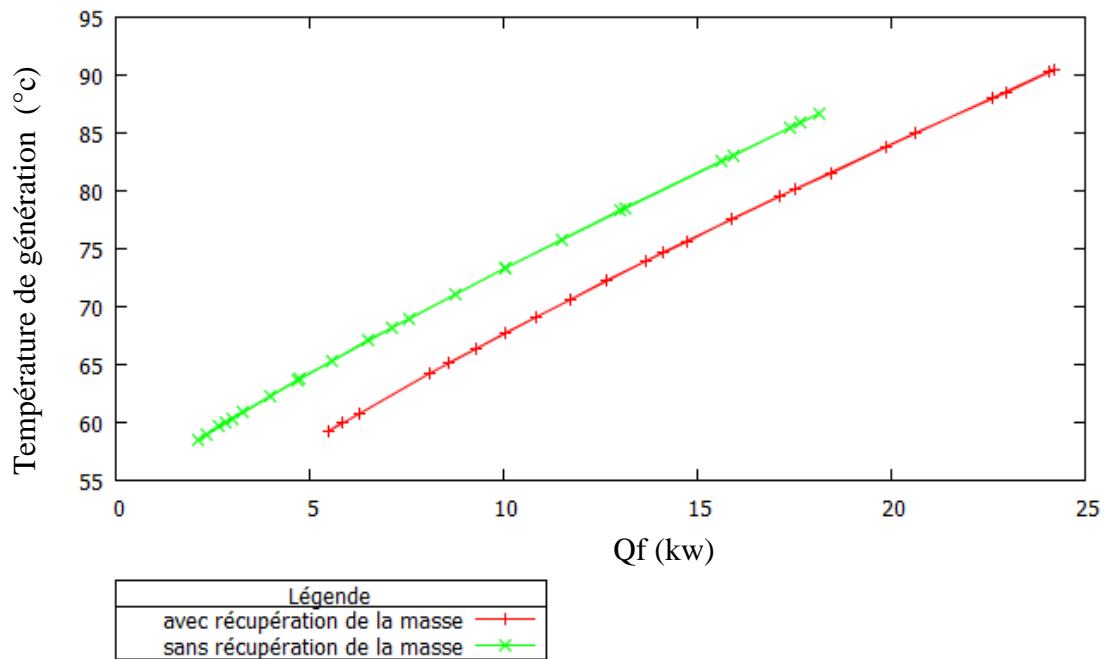


Figure IV.20: Variation de la température de génération en fonction de la production frigorifique

Pour assurer une production frigorifique constante nous utilisons une source de chaleur d'appoint (par exemple pour une production frigorifique par notre système de 24.2 kW il faut assurer une puissance motrice de 27.1 kW).

La figure IV.21 présente la distribution de l'énergie consommée en fonction des sources de chaleur. On constate que l'énergie d'appoint représente environ 33.9% de l'énergie totale nécessaire et que l'énergie solaire couvre environ 66.1% de l'énergie totale nécessaire ce qui montre l'intérêt de l'énergie solaire.

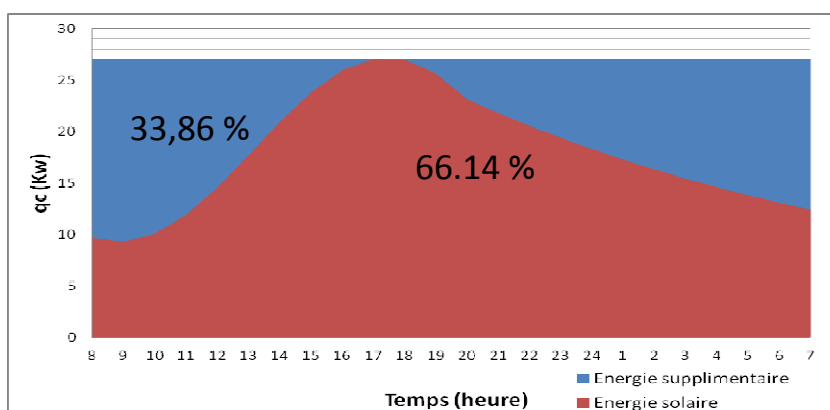


Figure IV. 21 : La consommation de l'énergie en fonction du temps et de la source

4. Conclusion

Les résultats obtenus permettent de tirer les conclusions suivantes :

- Le groupe d'eau glacée à adsorption peut fonctionner efficacement durant quatre mois et pendant vingt quatre heures grâce aux caractéristiques physiques du couple gel de silice/eau (température minimum de génération faible : environ 57°C).
- L'importance de la récupération de masse est prouvée dans cette étude par l'augmentation du coefficient de performance et la production frigorifique.
- L'utilisation de la récupération de masse permet de diminuer la température de génération nécessaire pour une puissance frigorifique produite.
- Pour la même puissance frigorifique produite par le groupe frigorifique d'eau glacée à adsorption, le nombre de capteurs solaires nécessaires avec récupération de masse est inférieur aux nombre de capteurs solaires nécessaires dans le cas sans récupération de masse.
- Il faut prévoir une source de chaleur supplémentaire pour garder la valeur de la température de stockage constante et par conséquent une température de sortie du groupe et une puissance frigorifique indépendante du temps ce qui permet une facilité au niveau du dimensionnement de l'installation pour un besoin énergétique précis.

CONCLUSION

GENERALE

Conclusion générale

Le but de cette étude est l'étude, l'analyse et la simulation d'un groupe frigorifique à adsorption pour la production de l'eau glacée par énergie solaire durant la période estivale (mai, juin, juillet et août) à Constantine. Des modèles numériques permettant de simuler le fonctionnement d'un capteur solaire, le réservoir de stockage et le groupe d'eau glacée à adsorption ont été utilisés. Une comparaison entre les trois couples les plus utilisés dans les systèmes frigorifiques à adsorption a été faite. Des programmes de calcul ont été développés en langage FORTRAN.

A partir des résultats obtenus on peut tirer les conclusions suivantes :

- L'augmentation de la température d'évaporation augmente le coefficient de performance et la production frigorifique.
- L'augmentation de la température de condensation diminue le coefficient de performance et la production frigorifique.
- L'augmentation de la température de génération augmente le coefficient de performance et la production frigorifique jusqu'à une valeur maximum puis la valeur du COP devient presque constante.
- Le couple Gel de Silice/Eau est le couple le plus adaptable aux faibles températures de génération que le Charbon active/méthanol et Zéolithe 13x/ Eau.
- Le groupe d'eau glacée à adsorption peut fonctionner durant les quatre mois de l'été pendant vingt quatre heures grâce aux caractéristiques physiques du couple Gel de Silice/Eau et au réservoir de stockage de l'énergie solaire.
- L'importance de la récupération de la masse est prouvée dans cette étude par l'augmentation du coefficient de performance et la production frigorifique et la diminution de la quantité de la chaleur de génération.
- L'utilisation de la récupération de la masse permet de baisser la température de génération nécessaire pour une puissance frigorifique produite.

Conclusion générale

- Pour la même puissance frigorifique produite par le groupe frigorifique d'eau glacée à adsorption, le nombre de capteurs solaires nécessaires avec récupération de la masse est inférieur aux nombre de capteurs solaires nécessaires dans le cas sans récupération de la masse.
- Il faut prévoir une source de chaleur supplémentaire pour fixer la valeur de la température de stockage et par conséquent une température de sortie du groupe et une puissance frigorifique indépendante du temps ce qui permet une facilité au niveau du dimensionnement de l'installation pour un besoin énergétique précis.

REFERENCES

Références

1. W. Chekirou, "étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption". Thèse de doctorat, Université Mentouri – Constantine, Département de physique, (2008).
2. H. M. Benabdaallah, "Étude expérimentale de production frigorifique par adsorption solide : application à la conception d'une plateforme de tri-génération à partir de biomasse en milieu rurale", Thèse de magistère, Université M'Hamed Bougara , boumerdes, (2011).
3. M. Ben Chanaa, "Valorisation de machines frigorifiques à adsorption sur zéolithes ", *Thermochimicu Actu*, 175, pp.149-173, (1991).
4. Z. Belkacemi, "modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire a adsorption", Thèse de magistère, Université de Batna, (2007)
5. G. Cacciola , G. Restuccia, "Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model" , *International Journal of Refrigeration*. Vol. 18, No. 2, pp. 100 -106, (1995).
6. A. Attomki, M. Hakonen, "Zeolite heat pump-adsorption of methanol In synthetic zeolites 13X, 4A and 5A", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 9, pp. 240-244, (1986).
7. A.A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismael , A.H.H. Ali M.G. Morsy, B B. Saha "An overview on adsorption pairs for cooling", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Vol. 19, pp. 565–572, (2013).
8. E. Passos, F. Meunier, J.C. Gianola, "Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon", *Journal of Heat Recovery Systems*, Vol. 6, Issue 3, pp. 259-264, (1986).
9. R.E. Critoph, "Adsorption refrigerator using carbon-ammonia pair", *International Journal of Refrigeration* , Vol. 20, pp. 146-155, (1997).
10. M . Diny, Thèse de doctorat, " Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption - modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine", Université Henri Poincare, Nancy 1, (1996).
11. A. Boubakri, "Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco) - influence of meteorological parameters ", *Renewable energy* , Vol. 2 (1), pp, 15-21, (1992).
12. R.E. Critoph, "Performance limitation of adsorption cycle for solar cooling", *Solar Energy*, Vol. , pp.1-16, (1988).

Références

13. J.J. guilleminot, F. Meunier, "Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model", *Solar Energy*, Vol. 69(3), pp. 249-263, (2000).
14. H.Z. Hassan, A.A. Mohamad , R. Bennacer “ Simulation of an adsorption solar cooling system”, *Energy*, Vol. 36, pp. 530-537; (2011)
15. J. Bougard, A. Mimet, G. Veronikis, "Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24(17-18), pp. 2537-2555, (2004).
16. A. Al Mers, A. Azzabakh, A. Mimet , H. El Kalkha “Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair “*Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 1866–1875, (2006).
17. R. E. Critoph, "activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping", *Carbon*, Vol. 27, pp. 63-70, (1989).
18. A. Akahira, K.C.A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi “Mass recovery adsorption refrigeration cycle—improving cooling capacity”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 225–234, (2004).
19. K. Habib, B. B. Saha, A. Chakraborty, S. T. Oh, S. Koyama “Study on solar driven combined adsorption refrigeration cycles in tropical climate”, *Applied Thermal Engineering* Vol. pp.1-8, (2011).
20. T. Miyazakia, A. Akisawa, B.B. Saha, I.I. El-Sharkawy, A. Chakraborty, “A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp. 846 – 853, (2009)
21. A. Sacoda, M. Suzuki, "Fundamental study on solar powered adsorption cooling system", *Journal of chemical engineering of Japan*, Vol. 17(1), pp. 52-57, (1984).
22. W.S. Chang , C.C. Wang, C.C. Shieh, “Design and performance of a solar-powered heating and cooling system using silica gel/water adsorption chiller”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2100–2105, (2009).
23. H. Chen-Chia, C. Hsiu-Mei, C. Chien-Hung, “Hydrogen adsorption on modified activated carbon”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35, pp. 2777–2780, (2010).
24. K. Yoshitsugu, K. Yasuaki, K. Akihiko, S. Nobuaki, H. Tetstuya, H. Tatsumi, et al., “Hydrogen adsorption and desorption by carbon materials”, *Journal of Alloys and Compounds*, Vol. 421, pp. 204–208, (2006).

Références

25. N. R. Firas, P. A. Webley, “Entropic effects and isosteric heats of nitrogen and carbon dioxide adsorption on chabazite zeolites”, *Microporous Mesoporous Materials*, Vol. 132, pp. 22–30, (2010).
26. Y. Zhong R.E. Critoph, R. Thorpe, “Evaluation of the performance of solid sorption refrigeration systems using carbon dioxide as refrigerant”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp.1807–1811, (2006).
27. B.B. Saha, K. Habib, I. El-Sharkawy, S. Koyama, “Adsorption characteristics and heat of adsorption measurements of R-134a on activated”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, 1563–1569, (2009).
28. A.A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismael, A.H.H. Ali, M.G. Morsy, “Experimental study on adsorption–desorption characteristics of granular activated carbon/R134a pair”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, pp. 494–498, (2012).
29. K. Habib, B.B. Saha, K.A. Rahman, A. Chakraborty, S. Koyama, K.Ng Choon, “Experimental study on adsorption kinetics of activated carbon/R134a and activated carbon/R507A pairs”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 706–713, (2010).
30. Y. Teng, R. Z. Wang and J. Y. Wu, “Study of the fundamentals of adsorption systems”, *Applied Thermal Engineering* Vol. 17(4), pp. 327-338, (1997).
31. A.L. Hines, S.L. Kuo, N.H. Dural, “A new analytical isotherm equation for adsorption on heterogeneous adsorbents”, *Separation Science and Technology*, Vol.25(7–8), pp.869–888, (1990).
32. J.J Guilleminot, "Caractérisation de l'état stationnaire liquide-gaz-adsorbant lors de l'adsorption de gaz facilement condensable sur les zéolithes", thèse de doctorat, Université de Dijon, France (1978).
33. Li Yong, K. Sumathy, “Performance analysis of a continuous multi-bed adsorption rotary cooling system”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 393–407, (2005).
34. N. Khelifa, “Das Adsorptionspaar Silicagel-Wasserdampf, Anwendung als Solares Klimatisierungssystem”, *Disertation*, Ludwig-Maximilians Universität, Munich (1984).
35. SOTEHI OUALID, ” étude et analyse de l’influence de l’écart de température entre l’absorbeur et la vitre sur les performances d’un capteur plan » , thèse du magister ,département génie climatique , année 2007
36. Yve jannot “ thermique solaire” livre année 2011

Références

37. D.C. Wang, Z.Z. Xia, J.Y. Wu, R.Z. Wang, H. Zhai, W.D. Dou, “Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.28, pp.1073–1083, (2005).
38. J. Di, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, R.Z. Wang, “Theoretical and experimental study on characteristics of a novel silica gel/water chiller under the conditions of variable heat source temperature”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, pp. 515-526, (2007).
39. Z.Z. Xia, R.Z. Wang, D.C. Wang, Y.L. Liu, J.Y. Wu, C.J. Chen, “Development and comparison of two-bed silica gel–water adsorption chillers driven by low-grade heat source”, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp.1017–1025, (2009).
40. A. Akahira, K.C. Amanul Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, “Experimental investigation of mass recovery adsorption refrigeration cycle”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 565–572, (2005).
41. Z.S. Lu, R.Z. Wang, “Performance improvement by mass-heat recovery of an innovative adsorption air-conditioner driven by 50-80°C hot water”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 55, pp.113-120, (2013).

ANNEXES

Annexe

A.1. Paramètres de l'étude statique

La température ambiante $T_a=298$ K

La température de la génération $T_g=350$ K

La masse du cuivre qui constitue l'adsorbent du couple Gel de Silice/Eau : 10.45 kg

La masse du cuivre qui constitue l'adsorbent du couple zéolithe 13 x/Eau : 5.22 kg

La masse du cuivre qui constitue l'adsorbent du couple charbon active méthanol : 3.48 kg

Capacité calorifique du cuivre : 390 J/kg.

La masse de tous les adsorbants utilisés est égale 4.8 kg

Tableau A.I.1: Les caractéristiques physiques des adsorbants utilisés

| | Cp (J/kg.k) | Masse volumique (kg/m ³) |
|-----------------------|-------------|--------------------------------------|
| charbon active (AC35) | 711 | 2100 |
| gel de la silice | 1074 | 800 |
| Zéolithe 13x | 980 | 1184 |

La caractéristique physique de l'eau

Capacité calorifique (J/kg. °C):

$$C_p(t)=(4216.66-3.165\times(t-273)+(0.886e-2)\times(t-273)^2-(0.101e-2)\times(t-273)^3)$$

Chaleur de latente (J/kg)

$$L(t)=4185\times(597-0.56\times(t-273))$$

La caractéristique physique du méthanol

Capacité calorifique (kJ/kg. °C) : 2.44

Chaleur de latente (J/kg) :

$$L(t)=654.23+4.3956\times t-8.5436e-3\times(t^2)-1.7968e-6\times(t^3)$$

Annexe

A.-2 les paramètres de la simulation du groupe production d'eau glacée

Nombre de capteurs : 65

Volume de stockage : 9 m³

$$A_c = 3.73 \text{ m}^2$$

$$A_e = 1.91 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{Hex}} = 2.46 \text{ m}^2$$

$$W_c = 27.28 \text{ kg}$$

$$W_e = 12.45 \text{ kg}$$

$$W_{\text{kHex}} = 64.04 \text{ kg}$$

$$W_{\text{fHex}} = 51.20 \text{ kg}$$

$$W_{\text{sHex}} = 47.00 \text{ kg}$$

$$K_c = 4115.23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

$$K_e = 2557.54 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

$$K_{\text{ads}} = 1602.56 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

$$K_{\text{des}} = 1724.14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

$$R_{\text{gas}} = 4.62 \cdot 10^2 \text{ J/Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$E_a = 2.33 \cdot 10^6 \text{ J/kg}^{-1}$$

$$D_{\text{so}} = 2.54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$R_p = 0.3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$Q_{\text{st}} = 2.80 \cdot 10^6 \text{ J kg}^{-1}$$

$$C_s = 924 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$C_w = 4180 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$C_{\text{wv}} = 4190 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$C_{\text{cu}} = 386 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$C_{\text{al}} = 905 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$L = 2.50 \cdot 10^6 \text{ J kg}^{-1}$$

Le temps de pré-refroidissement et préchauffage : 30sec

La température de l'eau froide à l'entrée du groupe : 12°C

La température d'entrée au condenseur est : 30°C

La température d'entrée le l'adsorbeur pou refroidir est : 30°C

Annexe

Tableau A.2 donne les périodes des différents modes d'un cycle du groupe de production d'eau glacée avec et sans récupération de la masse.

Tableau A.2: Les périodes des différents modes d'un cycle

| mode | Groupe sans récupération de la masse | Groupe avec récupération de la masse |
|------|---|---|
| 1 | 30sec | 30sec |
| 2 | 490sec | 490sec |
| 3 | 80sec | - |
| 4 | 30sec | 30sec |
| 5 | 490sec | 490sec |
| 6 | 80sec | - |

Study and analysis of air conditioning system powered by solar energy

Abstract

The aim of this work is the study and analysis of an adsorption air conditioning machine driven by solar energy.

We defined the adsorption and desorption phenomena, the adsorbent, the adsorbate and the basic cycle of adsorption refrigeration machine firstly. Secondly, I have mentioned the criteria for selecting the couple adsorbent/ adsorbate, three celebrate couple and different theories modeling adsorption phenomenon.

The study of the functioning of adsorption refrigeration machine is addressed by classical thermodynamic analysis of energy balances of the four phases of the cycle. We used the equation of thermodynamic equilibrium which is based on the theory of Dubinin Radushkevich. In order to compare between the three couples most used and the study of the influence of some parameters on the performance of the refrigerating machine.

Because the machine is powered by solar energy, so it is necessary to know the hourly solar radiation received by the surface of the solar collector inclined. Therefore, we have developed a computer code to predict solar radiation at every hour of the day.

Modeling of solar collector was achieved through an analogy made between the electrical system and thermal system. We have developed a computer code to simulate the operation of the solar collector during four type days of months May, June, July and August.

Simulations of the two chiller water adsorption by solar energy, one with one element of sorption, the other with two elements of sorption were realized firstly. On the other hand, we have added the mass recovery process to the chiller of two elements of sorption to investigate the influence of mass recovery on the performance of adsorption chiller water by energy generation solar.

Keywords: Adsorption couple adsorbent / adsorbate, solar collector, mass recovery

دراسة وتحليل نظام الإنتاج البرودة عن طريق الطاقة الشمسية لتكييف الهواء

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة وتحليل جهاز التبريد بالامتزاز بالطاقة الشمسية قمنا بتعريف ظاهرة الامتزاز والتطاير والمكثف والكثف والدورة الأساسية لآلة التبريد بالامتزاز. ذكرنا أيضا معايير لاختيار زوج الكثف والمكثف و الأزواج الأكثر استخداما ومختلف النظريات التي تسمح بوضع نموذج لظاهرة الامتزاز.

وتناولت دراسة أداء مبردات الامتزاز من خلال تحليل ترموديناميكي كلاسيكي باستخدام موازين الطاقة للمراحل الأربعة من الدورة الأساسية. وتستند معادلة التوازن الحرارية مزدوجة المتغير على نظرية Dubinin Radushkevich. هذه الدراسة من أجل مقارنة بين الأزواج الثلاثة الأكثر استخداما ودراسة تأثير بعض المعاملات على أداء جهاز التبريد.

نظرا لأن الجهاز مدعوم من الطاقة الشمسية، لذلك فمن الضروري معرفة الإشعاع الشمسي الساعي الذي ورد إلى سطح مجمع الطاقة الشمسية المائل. لذلك، قمنا بتطوير برنامج حاسوبي للتنبؤ بالإشعاع الشمسي في كل ساعة من اليوم.

وقد قمنا بوضع نموذج لمجمع الطاقة الشمسية من خلال تطابق بين النظام الكهربائي والنظام الحراري. وقد وضعنا برنامج حاسوبي لمحاكاة تشغيل جميع الطاقة الشمسية خلال أربعة أيام قياسية من أشهر ماي و جوان و جويلية و أكتوبر.

لقد قمنا بمحاكاة عمل آلتين لإنتاج المياه المبردة بالامتزاز بواسطة الطاقة الشمسية، إحداهما تحتوي على عنصر امتزاز واحد أما الأخرى فتحتوي على عنصري امتزاز. أضفنا على الآلة بعنصري امتزاز عملية استرجاع الكتلة لتحليل تأثير عملية استرجاع الكتلة على فعالية الآلة لإنتاج المياه المبردة بالامتزاز بواسطة الطاقة الشمسية.

الكلمات الدالة: الامتزاز , زوج المكثف / الكثف , مجمع الطاقة الشمسية , استرجاع الكتلة

Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation

Résumé

Le but de ce travail est l'étude et l'analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption pour la climatisation.

Nous avons défini les phénomènes d'adsorption et la désorption, l'adsorbant, l'adsorbat et le cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption d'une part. D'autre part, nous avons cité les critères du choix du couple adsorbant adsorbat et les couples plus utilisés ainsi que les différentes théories de la modélisation de phénomène d'adsorption.

L'étude du fonctionnement des machines frigorifiques à adsorption est abordée par analyse thermodynamique classique des bilans énergétiques des quatre phases du cycle. L'équation d'équilibre thermodynamique bivariant que nous avons utilisé est issue de la théorie de DUBININ et RADUSHKEVICH. Dans le but de comparer entre les trois couples plus utilisés et l'étude de l'influence de certains paramètres sur les performances de la machine frigorifique.

Vu que la machine est alimentée par l'énergie solaire, donc il est nécessaire de connaître le rayonnement solaire horaire reçu par la surface du capteur solaire incliné. De ce fait, nous avons développé un code de calcul permettant de prédire le rayonnement solaire à chaque heure de la journée.

Une modélisation du capteur solaire à eau a été réalisée grâce à une analogie faite entre le système thermique et système électrique. nous avons développé un code de calcul permettant de simuler la fonctionnement du capteur solaire durant quatre jour type des mois Mai, Juin, Juillet et Aout.

Des simulations des deux groupes de production d'eau glacée à adsorption par l'énergie solaire, l'un avec un élément de sorption, l'autre avec deux éléments de sorption ont été réalisées d'une part. D'autre part, nous avons ajouté le processus de récupération de masse au groupe de deux éléments de sorption a fin d'analyser l'influence de récupération de masse sur les performances du groupe production d'eau glacée à adsorption par l'énergie solaire.

Mots clés : Adsorption, couple adsorbant/adsorbat, capteur solaire, récupération de masse

