

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté de technologie

Département de Mécanique

THESE DE DOCTORAT

En Mécanique

Spécialité : Energétique

**CONTRIBUTION A LA MODELISATION DES TRANSFERTS COUPLES DE
MASSE ET DE CHALEUR DANS UN SYSTEME FRIGORIFIQUE
A ADSORPTION UTILISANT LE COUPLE AMMONIAC - CHARBON ACTIF
ASSISTE PAR UN CONCENTRATEUR CYLINDROPARABOLIQUE**

Par

Abdelkader SAFA

devant le jury composé de :

Monsieur D. SEMMAR	Professeur, U de Blida1	Président
Monsieur S. MEKROUSSI	Professeur, U de Tiaret	Examineur
Madame R. KHARCHI	Directrice de Recherche CDER, Alger	Examinatrice
Monsieur M. BERDJA	Maître de recherche A, U.D.E.S, Alger	Examineur
Monsieur A. HAMID	Professeur, U de Blida1	Rapporteur

Blida, Novembre 2023

DEDICACE

Dédicace

Je dédie ce travail à

Mes chers parents

à ma chère femme

A mes chers enfants

A mes chers frères et mes sœurs

A tous mes enseignants chacun

avec son nom

A tous mes collègues chacun avec

son nom

A chaque personne qui m'a aidé.

Abdelkader SAFA

RESUME

RESUME

Dans cette étude, nous avons développé un modèle mathématique pour modéliser le fonctionnement d'une machine frigorifique solaire à adsorption fonctionnant au charbon actif et à l'ammoniac. Cette modélisation a été basée sur les équations de conservation de masse, d'énergie et de la cinétique d'adsorption. Elle tient compte des conditions réelles de l'éclairement solaire et de température ambiante.

Ce modèle vise à prédire, pour chaque moment de la journée examinée, les variations de pression, de température et de la masse adsorbée au niveau de l'adsorbeur.

Objectif de ce travail est l'étude de l'influence des paramètres opérationnels sur les performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption fonctionnant en mode continu.

Un programme informatique en Matlab a été élaboré pour résoudre le système d'équations différentielles partielles non linéaires que nous avons obtenu, ce système a été résolu par la méthode des différences finies de Runge-Kutta d'ordre 4.

Les résultats obtenus nous montrent que les températures d'évaporation, de condensation, d'adsorption et de régénération ont un effet très important sur le COPs et la masse adsorbée.

Mots clés : Adsorption, désorption, équation d'énergie, fraction volumique, réfrigération.

المخلص

في هذه الدراسة قمنا بتطوير نموذج رياضي لمحاكاة تشغيل آلة التبريد بالامتزاز باستخدام الطاقة الشمسية التي تعمل بالكربون المنشط والأمونيا. اعتمدت هذه النمذجة على معادلات انحفاظ الكتلة وانحفاظ الطاقة وكذلك حركية الامتزاز. مع الأخذ بعين الاعتبار الظروف الحقيقية للإضاءة الشمسية ودرجة حرارة المحيط.

سمح لنا هذا النموذج بالتنبؤ، في كل لحظة من اليوم الذي تم فحصه، بالتغيرات في الضغط ودرجة الحرارة والكتلة الممتزة على مستوى جهاز الامتزاز.

الهدف من هذه الدراسة هو دراسة تأثير العوامل التشغيلية على أداء ثلاجة تستخدم ظاهرة الامتزاز والطاقة الشمسية والتي تعمل في الوضع المستمر.

تم تطوير برنامج كمبيوتر باستخدام Matlab لحل نظام المعادلات التفاضلية الجزئية غير الخطية التي حصلنا عليها ، وقد تم حل هذا النظام بطريقة الفروق المحدودة الخاصة بـ Rung-Kutta ذات الرتبة 4.

توضح لنا النتائج التي تم الحصول عليها أن درجات حرارة التبخر والتكثيف والامتزاز والتوليد لها تأثير كبير جدًا على COPS والكتلة الممتصة.

الكلمات المفتاحية: الامتزاز ، الالتصاق ، معادلة الطاقة ، التقسيم الحجمي ، التبريد.

ABSTRACT

In this study, we developed a mathematical model to simulate the operation of an adsorption solar refrigeration machine working with activated carbon and ammonia. This modeling has been based on the equations of mass conservation, energy conservation and adsorption kinetics. It takes account of the real conditions of solar irradiance and ambient temperature.

This model allowed us to predict, for each moment of the day examined, the variations in pressure, temperature and mass adsorbed at the adsorber.

The objective of this study is to investigate the influence of operational parameters on the performance of an adsorption solar refrigerator operating in continuous mode. A computer program in Matlab was developed to solve the system of nonlinear partial differential equations that we obtained; this system was solved by the Runge-Kutta finite difference method of order 4.

The obtained results show us that the evaporation, condensation, adsorption and regeneration temperatures have a very important effect on the COP_s and the adsorbed mass.

Key words: Adsorption, desorption, energy equation, volume fraction, refrigeration.

REMERCIEMENTS

REMERCIEMENTS

Je remercie ALLAH le Tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme le présent travail dans des meilleures conditions.

Cette thèse a été effectuée sous la direction de Monsieur Abdelkader Hamid professeur à l'université Saad Dahleb de Blida1 .

Je lui exprime toute ma reconnaissance de m'avoir fait bénéficier de ses compétences scientifiques, ses suggestions pertinentes et sa constante disponibilité tout le long du travail.

Je remercie vivement Monsieur D. SEMMAR, professeur à l'Université de Blida 1, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider mon jury de thèse. C'est un encouragement à poursuivre notre travail de recherche.

Je remercie également Monsieur M. BERDJA Maitre de recherche au U.D.E.S, Madame R.KHARCHI Directrice de Recherche au CDER, Alger, et Monsieur S.MEKROUSSI Professeur à l'Université de Tiaret, pour s'être intéresser à mon travail et m'honorent en acceptant d'examiner ce travail et être membres du jury.

Par ailleurs, nous sommes très reconnaissants envers premièrement toute ma famille, mes parents, ma femme, mes enfants, mes frères, mes sœurs, mes proches, tous les amis et les collègues qui nous ont régulièrement ou occasionnellement apporté leur aide au cours de ces années.

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES

Dédicace	
Resumé.....	2
Remerciements.....	5
Table des matières.....	7
Liste des figures et des tableaux.....	15
Nomenclatures	22
INTRODUCTION GENERALE	27

CHAPITRE 1 : REVUES BIBLIOGRAPHIQUES SUR LES

MACHINES FRIGORIFIQUES

1.1 INTRODUCTION.....	31
1.2 PRODUCTION DU FROID.....	31
1.3 CLASSIFICATION DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES.....	32
1.3.1 Systèmes mécano-frigorifiques.....	32
1.3.1.1 Systèmes à compression de vapeur.....	32
1.3.1.2 Systèmes utilisant des cycles à gaz.....	35
1.3.2 Systèmes thermo-frigorifiques.....	36
1.3.2.1 Systèmes à éjection.....	36

1.3.2.2 Systèmes à absorption.....	37
1.3.2.3 Systèmes à adsorption.....	39
1.3.2.4 Systèmes Stirling inversé.....	41
1.4 TRAVEAUX INTERIEURS.....	43
1.5 CONCLUSION	72
 CHAPITRE 2 : NOTIONS GENERALES SUR LE GISEMENTS SOLAIRE ET LE PHENOMENE D'ADSORPTION	
2.1 .INTRODUCTION.....	75
2.2 FLUX DU RAYONNEMENT SOLAIRE	75
2.3 MODELISATION DU POTENTIEL SOLAIRE.	78
2.4 DESCRIPTION DU PHENOMENE D'ADSORPTION	81
2.5 TYPES D'ADSORPTION	83
2.5.1 Adsorption physique (physisorption).....	84
2.5.2 Adsorption chimique (chimisorption).....	84
2.6 ADSORBATS	84
2.7 ADSORBANTS	85
2.8 MECANISME DE PHENOMENE D'ADSORPTION	85
2.9 COUPLE DU TRAVAIL ADSORBANT/REFRIGERANT	86
2.10 CHARBONS ACTIFS	87
2.11 CRITERES DE CHOIX DU COUPLE.....	87

2.12	TERMODYNAMIQUE DE L'ADSORPTION.....	89
2.13	ISOTHERMES.....	90
2.14	MODELES CINETIQUES D'ADSORPTION	93
2.15	MODELE PHENOMENOLOGIQUE.....	99
2.17	CYCLE DE BASE D'UN SYSTEME FRIGORIFIQUE A ADSORPTION.....	102
2.18	CONCLUSION.....	107

CHAPITRE 3 : MODELISATION THERMIQUE DU SYSTEME

FRIGORIFIQUE SOLAIRE

3.1	INTRODUCTION.....	109
3.2	DESCRIPTION DE LA MACHINE	109
3.2.1	Description des composants du système frigorifique	109
3.2.2	Concentrateur solaire cylindroparabolique	112
3.2.3	Facteur de concentration.....	114
3.2.4	Adsorbeur.....	116
3.3	MODELISATION DU CONCENTRATEUR CYLINDERO PARABOLIQUE...	117
3.3.1	Modélisation mathématique du concentrateur cylindroparabolique...	117
3.3.2	Determination des coefficients des transferts convectifs et radiatifs ..	119
3.3.3	Méthode de resolution numerique	122
3.4	PARAMETRES CARACTERISANT LES DIFFERENTES PHASES	
	D'ADSORPTION.....	124
3.5	MODELISATION DU REACTEUR SOLAIRE	125

3.5.1 Modelisation des transferts de chaleur et de masse dans l'adsorbeur	125
3.5.2 Equations gouvernantes	126
3.5.2.1 Conservation de masse	126
3.5.2.2 Conservation d'énergie	127
3.5.2.3 Conditions initiales et aux limites	131
3.6 COEFFICIENT DES PERFORMANCES THERMIQUE ET SOLAIRE	131
3.7 DEAMINATION DES TEMPERATURES SEUIL DU CYCLE	136
3.8 CONCLUSION	137

CHAPITRE 4 : RESULTATS ET DESCUSSIONS

4.1 INTRODUCTION	139
4.2 VALIDATION DES RESULTATS	140
4.3 EVOLUTION HORAIRE DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE	141
4.4 EVOLUTION AU COURS DU TEMPS DE LA TEMPERATURE AMBIANTE ET DE CIEL	142
4.5 EFFET DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LE COP_{th} DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE	143
4.5.1 Influence de la température d'adsorption sur la variation du coefficient de performance en fonction de la température de régénération.	143
4.5.2 Influence de la température d'évaporation sur la variation du coefficient de performance en fonction de la temperature de generation	144

4.5.3 Influence de la température de condensation sur la variation du coefficient de performance en fonction de la température de generation	145
4.6 VARIATION DE LA TEMPERATURE DU FLUIDE A LA SORTIE DU CONCENTRATEUR EN FONCTION DE TEMPS	146
4.7 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE SUR LA VARIATION DE LA CHALEUR ISOSTRIQUE EN FONCTION DE LA MASSE ADSORBE	150
4.8 INFLUENCE DES PARAMETRES OPERATIONNELS SUR LA VARIATION DE LA MASSE ADSORBEE.....	151
4.8.1 Effet de la pression sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température du cycle.....	151
4.8.2 Effet de la température sur la variation de masse adsorbée en fonction de la pression.	152
4.8.3 Effet de la température de condensation sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température de régénération.....	153
4.9 INFLUENCE DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR DESORBEE	154
4.10 INFLUENCE DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DU FROID PRODUITE A L'EVAPORATEUR ...	156
4.10.1 Influence de la température de condensation sur la variation de la quantité de froid produite en fonction de la température de régénération	156
4.10.2 Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité du froid produite en fonction de la température de régénération.....	157
4.10.3 Influence de la température d'évaporation sur la variation de la quantité du froid produite en fonction de la température de régénération	158

4.11 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR DES PARTIES METALLIQUES DE L'ADSORBEUR.....	159
4.12 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE QUANTITE DE CHALEUR DE L'ADSORBAT.....	160
4.12.1 Influence de la température de condensation et d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération	160
4.12.2 Influence de la température d'évaporation sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération	162
4.13 TEMPERATURES SEUIL DU CYCLE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE D'EVAPORATION	163
4.14 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE D'EVAPORATION SUR LA VARIATION DE COP_{th} DU REFRIGERATEUR SOLAIRE EN FONCTION DE LA MASSE ADSORBEE.....	165
4.15 VARIATION DE LA MASSE ADSORBEE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE	167
4.16 VARIATION DE LA MASSE TOTALE D'AMMONIAC ADSORBEE DANS LE REACTEUR SOLAIRE EN FONCTION DU TEMPS	168
4.17 EVOLUTION TEMPORELLE DE LA PRESSION A L'INTERIEUR DU REACTEUR SOLAIRE	169
4.18 VARIATION TEMPORELLE DE LA TEMPERATURE DURANT LES QUATRE PHASES DU CYCLE.....	170
4.19 INFLUENCE DU VOLUME DU LIT D'ADSORPTION SUR LA VARIATION DE LA MASSE EVAPOREE ET DE LA MASSE DESORBEE EN FONCTION DE LA FRACTION VOLUMIQUE.....	174

4.20 INFLUENCES DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA	
VARIATION DU COEFFICIENT DE PERFORMANCE SOLAIRE	175
4.20.1 Influence de la température de l'adsorption sur la variation du coefficient	
de performance solaire en fonction de la température de régénération.....	175
4.20.2 Influence de la température de condensation sur la variation du	
coefficient de performance solaire en fonction de la température de	
régénération	176
4.20.3. Influence de la température d'évaporation sur la variation du coefficient	
de performance solaire en fonction de la température de régénération.....	177
4.21 CONCLUSION	178
CONCLUSION GENERALE	181
ANNEXES	185
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	190

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

Figure 1. 1 : Principe de fonctionnement d'un système frigorifique.	30
Figure 1. 2 : Schéma descriptif d'un système à compression de vapeur.....	33
Figure 1. 3 : Diagramme T-s d'un réfrigérateur à compression de vapeur idéal.....	34
Figure 1. 4: Diagramme P-h d'un réfrigérateur à compression de vapeur idéal.....	34
Figure 1. 5 : Représentation d'un système frigorifique à éjection.	37
Figure 1. 6 : Machine frigorifique à absorption.....	38
Figure 1. 7 : schéma du cycle frigorifique à adsorption.	40
Figure 1. 8 : Cycle d'un réfrigérateur Stirling.	42
Figure 1. 9 : Schéma descriptif d'un système frigorifique solaire étudié par Bakkas et al.....	44
Figure 1.10: Variation de la température du réacteur en fonction du temps pour $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cal}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$	45
Figure 1. 11: Variation de la température du réacteur en fonction du temps pour $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cal}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$	44
Figure 1. 12: Variation de la température du réacteur en fonction du temps pour $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cal}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$	45
Figure 1. 13: Variation de la masse adsorbée en fonction du temps pour $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cal}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$	46
Figure 1. 14: Variation de la masse adsorbée en fonction du temps pour $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cal}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$	46
Figure 1. 15: Variation de la masse adsorbée en fonction du temps pour $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cal}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$	47
Figure 1. 16: Représentation schématique du réacteur solaire étudié.....	48
Figure 1. 17: Résultats de Al Mers et al	49
Figure 1. 18: Description de l'absorbeur étudié.	50
Figure 1. 19: Effet de la nature du charbon actif sur la variation de COP_R en fonction de la température d'évaporation.	52

Figure 1. 20: Effet de la nature du charbon actif sur la variation de quantité de chaleur évaporée en fonction de la température d'évaporation.....	52
Figure 1. 21: Effet de la nature du charbon actif sur la variation de chaleur pompée en fonction de la température d'évaporation	53
Figure 1. 22: Geometries étudiés par Bouzeffour et al.....	53
Figure 1. 23 : Evolution de la température dans le réacteur cylindrique en fonction de la distance 'a'	54
Figure 1. 24: Evolution de la température dans le réacteur rectangulaire en fonction de la distance 'a'	54
Figure 1. 25: Effet de la température de régénération sur la teneur en eau pendant la phase de désorption.....	55
Figure 1. 26: Température du fluide à la sortie de l'évaporateur et du condenseur ..	56
Figure 1. 27: Variation de la quantité de chaleur évaporée en fonction de la température d'évaporation.....	57
Figure 1. 28: Variation de la production frigorifique en fonction de la température de régénération.	58
Figure 1. 29: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de régénération	59
Figure 1. 30: Variation de COP en fonction de la température d'évaporation.....	59
Figure 1. 31: Géométrie étudié par Al Fadar et al.....	60
Figure 1. 32: Variation de COP_{th} en fonction du nombre d'ailettes(a) et en fonction de l'espacement des ailettes(b).	61
Figure 1. 33: Influence de la température d'évaporation et de régénération sur les coefficients de performance.	62
Figure 1. : Influence de la température d'évaporation et de régénération sur le coefficient de récupération de chaleur.....	63
Figure 1. 35 : Influence de la température de condensation et de régénération sur la variation des coefficients performances COP_{th} et COP_s	63
Figure 1. 36: Influence de la température de condensation et de régénération sur le coefficient de récupération de chaleur	64
Figure 1. 37 : Schéma descriptif d'un système frigorifique solaire à adsorption étudié par Bouzeffour et al	65
Figure 1. 38: Variation de la masse adsorbée à différentes températures d'évaporateur.....	68

Figure 1. 39 : Relation entre le COP et la température de régénération pour différents types de charbon actif avec du méthanol.	68
Figure 1. 40 : (a) Schéma en coupe du tube à ailettes d'adsorbant et (b) un schéma en coupe du tube d'adsorbant lisse sans ailettes.	69
Figure 1. 41 : (a) Contour de température de paroi pour le tube à ailettes à environ 80 °C pendant 800 s (b) Contour de température de paroi pour le tube lisse à environ 80 °C pendant 500 s	70
Figure 1. 42 : Variation de la fraction volumique de la phase adsorbée en fonction de la température du cycle.	71
Figure 1. 43 : Effet de la température de désorption maximale et de réfrigération sur le COP.....	72
Figure 1. 44: Effet de la température maximale de désorption sur la température de sortie d'eau glacée.....	72
Figure 2. 1: Coordonnées horizontales.....	77
Figure 2. 2 : Phénomène d'adsorption.....	82
Figure 2. 3 : Les termes de base utilisés dans le phénomène d'adsorption	83
Figure 2. 4 : Schéma descriptif de mécanisme d'adsorption	86
Figure 2. 5 : Représentation de l'équilibre du phénomène de l'adsorption.	90
Figure 2. 6 : Isotherme type I.....	91
Figure 2. 7: Isotherme type II.....	91
Figure 2. 8 : Isotherme type III	92
Figure 2. 9 : Isotherme type IV	92
Figure 2. 10 : Isotherme type V	93
Figure 2. 11: Modèle d'adsorption en multicouches	97
Figure 2. 12 : Schéma descriptif du phénomène d'adsorption suivant le modèle de Polany.....	100
Figure 2. 13: Cycle de Clapeyron d'un système frigorifique à adsorption.....	103
Figure 2. 14: La 1 ^{ère} phase d'une machine frigorifique à adsorption.....	104
Figure 2. 15: La 2 ^{ème} phase d'une machine frigorifique à adsorption.....	105
Figure 2. 16 : La 3 ^{ème} phase d'une machine frigorifique à adsorption.....	106
Figure 2. 17: La 4 ^{ème} phase d'une machine frigorifique à adsorption.	107

Figure 3. 1 : Schéma descriptif du système frigorifique étudié.	111
Figure 3. 2 : Vue d'un concentrateur cylindroparabolique	112
Figure 3. 3: Schéma descriptif d'un récepteur.....	112
Figure 3. 4 : caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindroparabolique.....	113
Figure 3. 5 : Schéma du réacteur solaire étudié.	116
Figure 3. 6 : Vue d'une tranche du milieu poreux.	116
Figure 3. 7 :Schéma d'un concentrateur cylindroparabolique	118
Figure 4. 1 : Validation des résultats	140
Figure 4. 2: Evolution horaire de l'éclairement solaire.	141
Figure 4. 3: Evolution au cours du temps de la température ambiante et du ciel	142
Figure 4. 4:Influence de la température de l'adsorption sur la variation de COP_{th} en fonction de la température de régénération.....	143
Figure 4. 5: Influence de la température d'évaporation sur l'évolution du coefficient de performance en fonction de la température de régénération.....	144
Figure 4. 6 :Influence de la température de condensation sur la variation de COP_{th} en fonction de la température de régénération.....	145
Figure 4. 7: Variation temporelle de la température sortante du fluide pour différentes valeurs de débit volumique.....	147
Figure 4. 8: Variation temporelle de la température sortante du fluide pour différentes valeurs de l'éclairement solaire direct.....	148
Figure 4. 9 : Impact de la température de l'ambiance sur la variation temporelle de la température sortante du fluide.....	149
Figure 4. 10 : Influence de la largeur d'ouverture sur la variation de la température du fluide sortant en fonction du temps.....	150
Figure 4. 11	151
Figure 4. 12 : Effet de la pression sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température du cycle.	152
Figure 4. 13 : Effet de la température sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température de régénération.	153
Figure 4. 14 : Effet de la température de condensation sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température de régénération.	154

Figure 4. 15: Influence de la température de condensation sur la variation de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération.	155
Figure 4. 16 : Impact de la température d'évaporation sur l'évolution de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération.	156
Figure 4. 17 : Impact de la température de condensation sur la variation de la production du froid en fonction de température de régénération	157
Figure 4. 18 : Impact de la température d'adsorption sur la variation de la production du froid en fonction de température de régénération.....	158
Figure 4. 19 : Impact de la température d'évaporation sur la variation de la production du froid en fonction de température de régénération.....	160
Figure 4. 20 : Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur des parties métalliques de l'adsorbent en fonction de la température de régénération.	161
Figure 4. 21 : Influence de la température de condensation sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération	161
Figure 4. 22: Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération.....	162
Figure 4. 23 : Influence de la température d'évaporation sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération.....	163
Figure 4. 24: Effet de la température de condensation sur la variation de la température de seuil T_{s1} en fonction de la température d'évaporation	164
Figure 4. 25 : Effet de la température de condensation Variation de la température de seuil T_{s2} en fonction de la température d'évaporation.	166
Figure 4. 26 : Impact de la température d'évaporation sur la variation de COP_{th} du réfrigérateur solaire en fonction de la masse adsorbée.....	167
Figure 4. 27: Variation de la masse adsorbée en fonction de la température du cycle	168
Figure 4. 28 : Variation de la masse totale d'ammoniac adsorbée dans le réacteur solaire en fonction du temps.....	169
Figure 4. 29: Evolution temporelle de la pression à l'intérieur du réacteur solaire...	171
Figure 4. 30 : Variation temporelle de la température du cycle durant la phase de chauffage.....	173

Figure 4. 31 : variation temporelle de la température du cycle durant la phase de refroidissement.....	174
Figure 4. 32 : Influence du volume du lit d'adsorbeur sur la variation de la masse évaporée et de la masse désorbée en fonction de la fraction volumique.	175
Figure 4. 33 : Influence de la température de l'adsorption sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération.....	176
Figure 4. 34 : Influence de la température de condensation sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération	177
Figure 4. 35 : Influence de la température d'évaporation sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération.	178

Liste des tableaux

Tableau 1. 1 : Variation de la quantité du froid produite, densité du flux solaire quotidienne moyenne et de COP_s en fonction du mois.....	66
Tableau 2. 1: Coefficients de trouble.	80
Tableau 2. 2: Valeurs de l'affinité de l'adsorbat pour différents adsorbats.....	101
Tableau 3. 1 .Variation de l'angle d'incidence suivant le mode d'orientation.....	115
Tableau 3. 2 : Caractéristiques du CCP utilisé dans la simulation.....	116
Tableau 3. 3 :Parametres de base utilisés dans la simulation	137
Tableau I:Les propriétés thermophysiques de l'adsorbant (charbon actif).....	185
Tableau II : Les propriétés des matériaux utilisés dans la simulation.....	185

NOMONCLATURES

NOMONCLATURES

A_s : Surface couverte par mole	[m ²]
C_B : Constante de R.E.T	[-]
C_{pl} : Chaleur spécifique du réfrigérant (l'adsorbat) à l'état liquide	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
COP _s coefficient de performance solaire	[-]
COP _{th} Le coefficient de performance thermique	[-]
G_{cs} : Constante solaire	[W/m ²]
h_{cv} : <i>coefficient du transfert convectif</i>	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_{ry} : <i>coefficient du transfert radiatif</i>	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k : Constante d'équilibre d'adsorption	[-]
L_{ev} : Chaleur latente de vaporisation du réfrigérant	[J kg ⁻¹]
m : Quantité de masse adsorbée	[kg]
m_0 : Quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche	[kg]
m_a : Masse adsorbée de l'adsorbat par unité de masse d'adsorbant	[kg/kg]
m_0 : Masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire par une masse d'adsorbant	[kg/kg]
m_s Masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur	[kg]
m_{max} : Masse adsorbée maximale	[kg]
m_{min} Masse adsorbée minimale	[kg]
χ : Concentration de l'adsorbat	[kg/kg de l'adsorbant]
$\Delta\chi$: Masse cyclée de l'adsorbat	[kg/kg de l'adsorbant]

n : le nombre de couches moléculaires d'adsorbat.	[-]
N : Nombre de jours dans l'année	[-]
p : Pression	[Pa]
p_v : Pression partielle de vapeur	[bar]
Q_L : Chaleur de condensation, donc de la formation des couches supérieures.	[J]
Q_{ev} : Quantité de chaleur extraite de l'évaporateur	[J]
Q_g : Quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur	[J]
Q_s : Quantité de chaleur du chauffage de l'adsorbant	[J]
Q_r : Quantité de chaleur du chauffage des parties métalliques de l'adsorbeur	[J]
Q_a : Quantité de chaleur du chauffage de l'adsorbat	[J]
$Q_{dés}$: Quantité de chaleur de désorption	[J]
Q_{ev} Production du froid produite à l'évaporateur	[J]
Q_{st} :Chaleur isostérique	[J]
R_1 : rayon intérieur du réacteur	[m]
R_2 : rayon extérieur du réacteur	[m]
R_{dir} : Rapport de l'éclairement direct journalier sur surface inclinée à celui sur une surface horizontale	[-]
T : température	[K]
V_B : Volume maximal adsorbable	[m ³]
V volume adsorbé par unité de masse d'adsorbant	[m ³]
V_0 volume maximale adsorbable par unité de masse d'adsorbant	[m ³]
α : Constante de l'équation d'état de VAN DER WAALS,	[-]
β : le coefficient d'affinité	[-]
$\rho_l(T)$ Masse volumique du réfrigérant	[kg.m ⁻³]
δ : Déclinaison solaire	[-]

ϕ : Latitude	[m]
θ : Fraction volumique	[-]
θ_i : Angle d'incidence	[°]
θ_z : Angle de zénith	[°]
ω : Angle horaire du soleil	[°]
ω_s : Angle horaire de couche du soleil	[°]
λ : Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

INDICES

ad : adsorption

des:désorption

cal : Caloduc

cond : Condensation

ev : Evaporateur

g : Régénération

s : Saturation

v : Vapeur de l'adsorbat

dir :direct

dif :diffus

in :incliné

h :horizontal

NOMBRES ADIMENSIONNELS

Re : Nombre de Reynolds [-]

Pr : Nombre de Prandtl [-]

Nu : Nombre de Nusselt [-]

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie est un besoin essentiel pour tous les êtres humains dans le monde, comme l'eau, la nourriture et un abri. La demande d'énergie est essentiellement affectée par trois facteurs principaux à savoir : la population, l'économie et la consommation d'énergie par les habitants. Des taux croissants de ces facteurs est la principale force qui continuera à provoquer une augmentation de la demande d'énergie au cours des prochaines décennies. De plus, il y a suffisamment de preuves scientifiques de problèmes environnementaux croissants en raison de la combinaison de différents facteurs, tels que l'augmentation de la population, la consommation d'énergie et les activités industrielles dans le monde [1].

Ces problèmes environnementaux comprennent le changement climatique, la pollution de l'air et de l'eau, la perte de biodiversité et la dégradation des écosystèmes. Donc, il est indispensable de trouver des moyens pour répondre à la demande croissante de l'énergie tout en limitant l'impact environnemental.

Une solution possible consiste à investir dans les sources d'énergie renouvelable telles que l'énergie solaire, éolienne, hydraulique ou géothermique. Ces sources d'énergie sont inépuisables et produisent très peu d'émissions nocives pour l'environnement. En outre, les technologies liées à ces sources d'énergie ont considérablement progressé ces dernières années, les rendant plus accessibles.

Dans les zones du Sahara où la consommation d'électricité est insuffisante ou dans les zones isolées, il est difficile d'utiliser des machines frigorifiques basées sur un cycle de compression de vapeur à alimentation électrique. Cependant, il existe d'autres technologies de réfrigération qui peuvent être utilisées dans ces zones pour conserver et stocker les aliments et les vaccins. Parmi ces technologies on peut trouver les réfrigérateurs solaires à absorption et les réfrigérateurs solaires à adsorption.

Les systèmes de réfrigération par adsorption fonctionnent grâce à un matériau adsorbant qui est capable d'adsorber et de désorber les vapeurs de réfrigérant en fonction de la température. Le réfrigérant est généralement de l'eau ou de l'ammoniac, mais d'autres réfrigérants peuvent également être utilisés.

Les systèmes de réfrigération par adsorption présentent plusieurs avantages, notamment une faible consommation d'énergie, une grande fiabilité et une maintenance aisée. En outre, ils sont adaptés à une large gamme d'applications, allant de la climatisation des bâtiments à la réfrigération des aliments et des boissons.

Cependant, les machines frigorifiques à adsorption ont des performances limitées en raison de plusieurs facteurs qui entravent le transfert thermique et massique dans le lit d'adsorption. En effet l'adsorbant utilisé dans ces machines a une faible conductivité thermique, ce qui limite le transfert thermique à travers l'adsorbant. De plus, la résistance de contact entre l'adsorbant et la paroi métallique du lit d'adsorption est élevée, ce qui réduit le transfert de chaleur entre les deux.

Le transfert de masse extra-particulaire est également limité car l'adsorbant est souvent emballé de manière compacte, ce qui limite le flux d'air et la diffusion de la vapeur du réfrigérant.

Ces contraintes ont conduit de nombreux chercheurs à améliorer les performances des machines frigorifiques à adsorption. Ils ont exploré diverses techniques telles que l'utilisation de nouveaux matériaux d'adsorbant, l'optimisation de la configuration du lit d'adsorption et l'amélioration de la conception globale du système, dans le but d'accroître les processus des transferts de masse et de chaleur au sein du lit d'adsorption.

Le fonctionnement discontinu est l'un des principaux problèmes rencontrés dans les systèmes frigorifiques solaires à adsorption. Cela est dû au fait que ces systèmes dépendent de l'énergie solaire pour fonctionner, ce qui signifie qu'ils ne peuvent pas fonctionner dans la nuit.

A cet effet, nous allons introduire dans la présente étude un simple système de refroidissement par adsorption capable de produire du froid en mode continu c.à.d pendant les 24 heures entières de la journée.

Le but de ce travail est d'identifier les différents paramètres qui influencent sur les performances d'une machine frigorifique à adsorption assistée par un concentrateur cylindroparabolique.

Dans ce contexte, nous proposons une contribution numérique à l'étude des transferts de chaleur et de masse, ainsi qu'une analyse thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption couplée par un concentrateur cylindroparabolique. Le couple d'adsorption choisi pour cette machine est charbon actif-ammoniac.

Pour atteindre ces objectifs, le travail de recherche présenté dans cette thèse est structuré en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la recherche bibliographique sur les machines frigorifiques afin de fournir une base théorique solide pour la recherche ultérieure.

Le deuxième chapitre présente des notions générales sur le gisement solaire et les principes fondamentaux de la physique d'adsorption et la modélisation des isothermes de sorption, qui sont des concepts clés pour la compréhension du fonctionnement des systèmes frigorifiques.

Le développement d'un modèle mathématique et la simulation du système frigorifique assisté par un concentrateur solaire cylindroparabolique, font l'objet du troisième chapitre.

Le quatrième chapitre présente les résultats avec leurs interprétations.

Dans la conclusion générale, nous regroupons les principaux résultats obtenus qui peuvent être considérés comme des informations utiles pour les concepteurs des machines frigorifiques à adsorption. Les perspectives pour les travaux futurs sont également présentées, offrant des orientations pour les futures recherches dans ce domaine.

Enfin des annexes contenant des détails complémentaires ont été ajoutées afin de faciliter la lecture.

CHAPITRE 1

REVUES BIBLIOGRAPHIQUES SUR

LES MACHINES FRIGORIFIQUES

CHAPITRE 1 : REVUES BIBLIOGRAPHIQUES SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES

1.1 INTRODUCTION

Le potentiel solaire en Algérie est très important grâce à son taux d'ensoleillement annuel qui dépasse régulièrement les 20 000 [kJ / m²] de surface de captation[2]. Il devient donc primordial d'exploiter cette ressource naturelle dans le secteur de production du froid, notamment dans les systèmes frigorifiques à adsorption en raison de sa simplicité de conception et de sa mise en œuvre.

1.2 PRODUCTION DU FROID

Le froid consiste à extraire la chaleur d'un corps ou d'un milieu, ce qui permet d'abaisser sa température et de produire fréquemment des changements d'état tels que la condensation, la solidification. Ce sont les conséquences du froid qui, dans toute leur variété, sont bénéfiques à notre époque.

Le système thermodynamique qui permet de transmettre la chaleur d'un milieu à basse température vers un milieu à température plus élevée est appelé un système frigorifique.

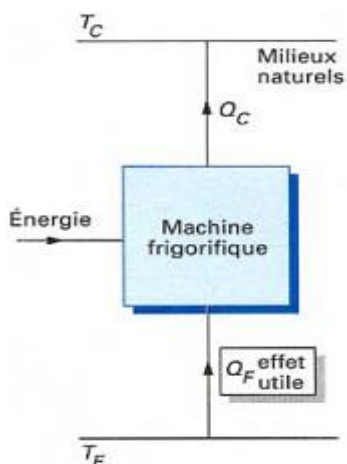


Figure 1. 1 : Principe de fonctionnement d'un système frigorifique [3].

Ces systèmes fonctionnent en retirant la chaleur du matériau à refroidir et en la libérant dans le milieu ambiant à une température plus élevée. Ces systèmes peuvent également fonctionner en sens inverse pour fournir de la chaleur, c.-à-d. qu'ils peuvent être considérées comme systèmes de chauffage [3].

1.3 CLASSIFICATION DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

Les systèmes frigorifiques se divisent en deux grandes classes : les systèmes consommant, pour leur fonctionnement, de l'énergie mécanique ou son équivalent, qui s'appellent les systèmes mécano-frigorifiques, et les systèmes consommant essentiellement de l'énergie thermique, qui s'appellent les systèmes thermo-frigorifiques.

1.3.1 Systèmes mécano-frigorifiques

Parmi ces systèmes, on peut distinguer deux familles :

- Systèmes à compression de vapeurs liquéfiables,
- Systèmes utilisant des cycles à gaz.

1.3.1.1. Systèmes à compression de vapeur

Les systèmes de réfrigération basés sur le cycle de compression de vapeur sont largement utilisés dans le domaine de la production du froid. Ils sont utilisés principalement dans les applications domestiques de petite taille ainsi que dans les grandes installations industrielles.

Dans les cycles de compression à vapeur, la circulation du fluide frigorigène s'effectue en circuit fermé à travers les différents éléments constituant la machine frigorifique à savoir (compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur), comme il est illustré à la figure 1.2.

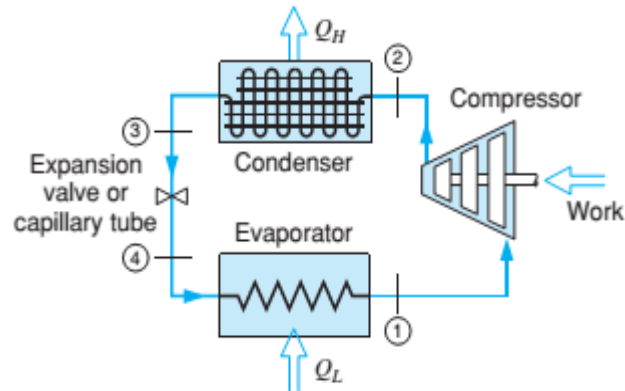


Figure 1. 2 : Schéma descriptif d'un système à compression de vapeur [4]

Principe de fonctionnement des réfrigérateurs à compression de vapeur

Au départ, Le réfrigérant est comprimé de manière isentropique au niveau du compresseur, en passant de l'état 1 à l'état 2 à haute pression et à haute température

Le fluide frigorigène à haute température arrive au condenseur à l'état 2 pour qu'il se condense de telle sorte que le fluide frigorigène se retrouve au point 3 à l'état liquide saturé à haute pression. Il passe ensuite dans le détendeur en subissant une dilatation isenthalpique.

Le réfrigérant qui sort du détendeur (état 4) est un mélange humide liquide-vapeur à basse pression. Ce mélange passe à travers un évaporateur qui absorbe la chaleur de l'environnement, en produisant par conséquent du froid [5].

Ces réfrigérateurs sont présentés généralement sur un diagramme (T-S) comme le montre la figure (1.3)

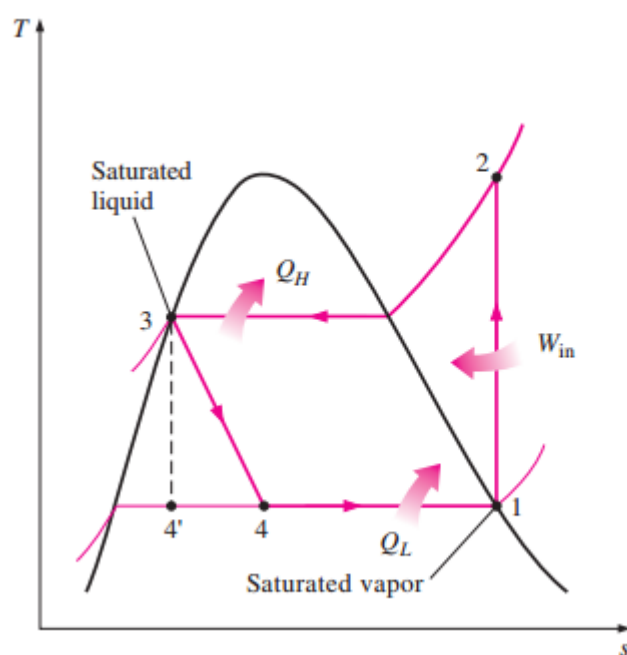


Figure 1. 3 : Diagramme T - s du cycle de réfrigération à compression de vapeur [6].

Le cycle de réfrigération est souvent représenté dans un diagramme P - h , comme il est illustré sur la figure suivante :

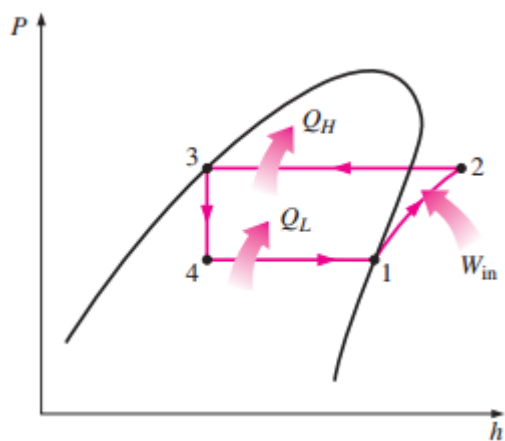


Figure 1. 4: Diagramme P - h du cycle de réfrigération à compression de vapeur [6].

1.3.1.2 Systèmes utilisant des cycles à gaz

Les systèmes frigorifiques utilisant le cycle à gaz sont des systèmes de réfrigération basés sur le principe de compression et de détente d'un gaz réfrigérant. Ils sont largement utilisés dans de nombreux domaines, tels que les applications résidentielles, commerciales et industrielles. Les cycles à gaz les plus couramment utilisés sont les cycles de compression de gaz.

Le cycle de compression de gaz est utilisé dans les systèmes de réfrigération à basse température, tels que les congélateurs industriels et les systèmes de refroidissement cryogéniques. Dans ce cycle, le gaz réfrigérant est comprimé et refroidi à travers un échangeur de chaleur avant d'être détendu et évaporé. Le cycle comprend les étapes suivantes :

Compression : Le gaz réfrigérant est comprimé par un compresseur pour augmenter sa pression et sa température.

Refroidissement : Le gaz comprimé passe à travers un échangeur de chaleur où il cède de la chaleur à un fluide de refroidissement externe, ce qui abaisse sa température.

Détente : Le gaz réfrigérant détendu passe à travers une vanne de détente, réduisant ainsi sa pression et sa température.

Évaporation : Le gaz réfrigérant s'évapore dans l'évaporateur en absorbant la chaleur de l'environnement à refroidir. Ce cycle se répète également de manière continue pour maintenir le processus de refroidissement.

Les systèmes frigorifiques utilisant le cycle à gaz offrent de nombreux avantages, tels qu'une bonne efficacité énergétique, une large gamme de capacités de refroidissement et une flexibilité d'application. Ils sont utilisés dans des domaines variés, allant de la climatisation des bâtiments à la conservation des aliments, en passant par les applications industrielles telles que la réfrigération des processus et les systèmes de congélation.

1.3.2 Systèmes thermo-frigorifiques

Parmi ces systèmes frigorifiques, on peut distinguer :

- Systèmes à éjection.
- Systèmes à absorption.
- Systèmes à adsorption.
- Systèmes Stirling inversés.

1.3.2.1 Systèmes à éjection.

Le fonctionnement des machines frigorifiques à éjection de vapeur ne fait pas intervenir un compresseur mécanique, mais plutôt un compresseur à éjection de vapeur. Ces systèmes offrent donc la possibilité de produire du froid à partir de différentes sources de chaleur, telles que l'énergie solaire, la chaleur résiduelle d'autres processus industriels ou la chaleur géothermique.

Cette machine est constituée de deux circuits : le premier circuit est appelé le cycle de réfrigération, et il est responsable de la production de froid. Le second circuit, appelé cycle de vapeur, est utilisé pour produire la vapeur d'entraînement.

Les différentes étapes du cycle de réfrigération par éjection sont résumées ci-dessous (voir la figure 1.5)

1. Compression du liquide : une partie du réfrigérant provenant du condenseur va se diriger vers une pompe pour comprimer le liquide à une pression légèrement supérieure à celle qui règne de la sortie du condenseur.

2. Vaporisation et sur chauffage : Le liquide sous pression est ensuite dirigé vers un générateur où il est vaporisé à une température relativement élevée de manière plus ou moins importante en fonction des propriétés thermodynamiques du fluide (environ 100°C) .

3. La vapeur surchauffée obtenue sera ensuite utilisée comme fluide moteur dans l'éjecteur.

4. Refroidissement et détente : Le reste du liquide non comprimé est détendu dans l'évaporateur, puis il est mélangé avec la vapeur surchauffée dans l'éjecteur.

Le mélange qui sort de l'éjecteur est ensuite refroidi et condensé au niveau du condenseur, en dégageant de la chaleur. Ce cycle se répètera à nouveau, pour renouveler constamment la production du froid.

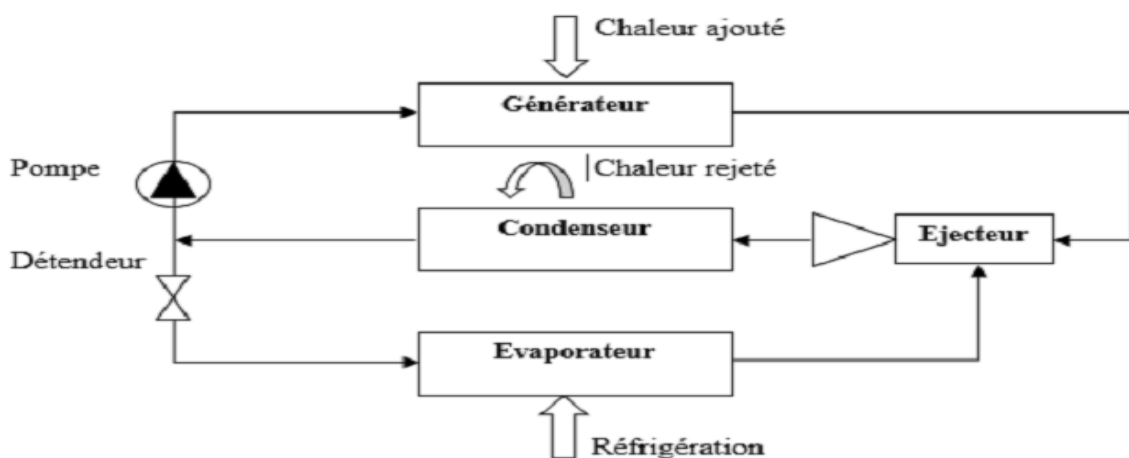


Figure 1. 5 : Représentation d'une machine frigorifique à éjection [7].

1.3.2.2 Systèmes à absorption.

Contrairement aux systèmes de refroidissement classiques qui utilisent un compresseur mécanique, dans les cycles d'absorption, le compresseur mécanique est remplacé par différents éléments permettant d'utiliser l'énergie thermique plutôt que de fonctionner comme un apport d'énergie.

Ce système est constitué généralement d'un générateur, d'une pompe, d'un absorbeur et d'un échangeur de chaleur qui est généralement connu sous le nom d'échangeur de chaleur à solution [8].

Le schéma d'une machine frigorifique à absorption est montré sur la figure 1.6

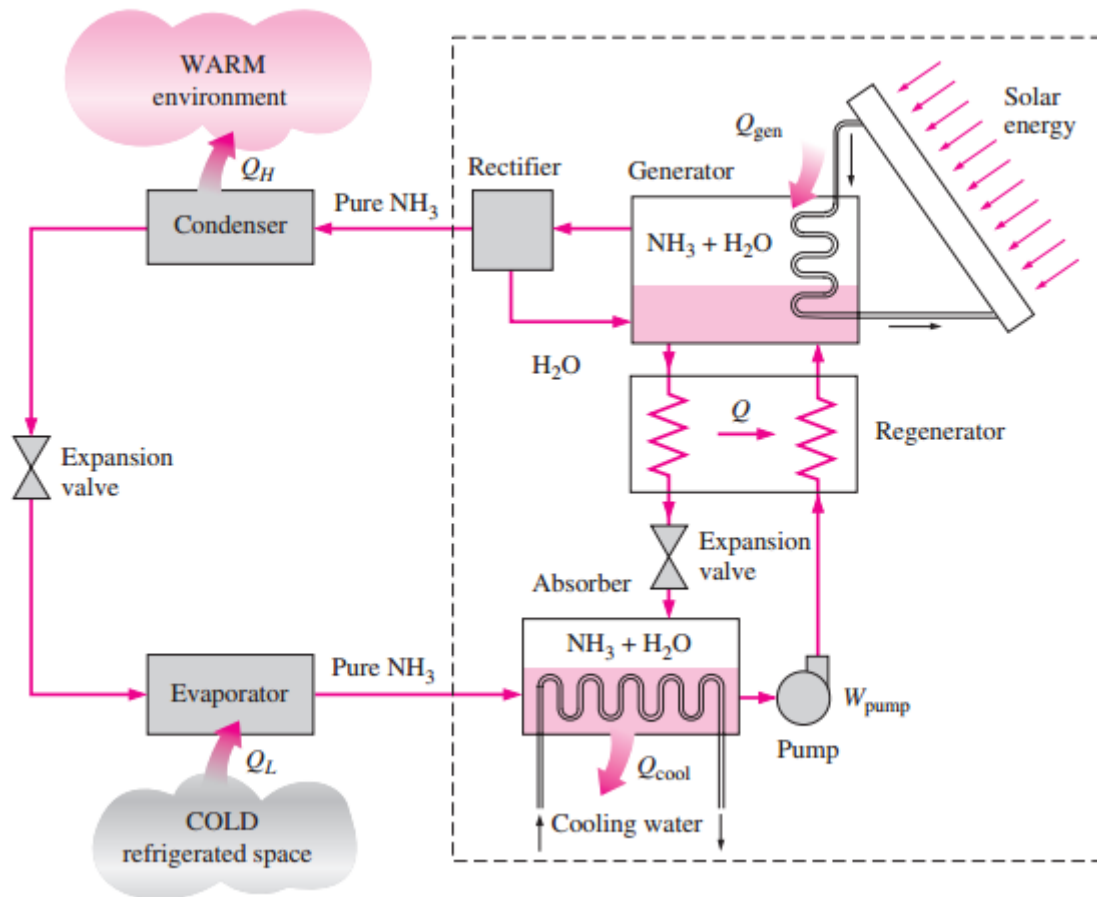


Figure 1. 6 : système frigorifique à absorption [6]

Principe de fonctionnement d'un cycle frigorifique à absorption

Dans le bouilleur (désorbeur) : la solution à haute pression riche en ammoniac provenant du régénérateur sera portée à une ébullition par une source de chaleur extérieures (Energie solaire, chaudière alimentée par du gaz naturel, gisement géothermique, installation de cogénération), puis sera désorbée, c'est-à-dire qu'elle sera séparée en vapeur de réfrigérant à haute pression et en solution à haute pression pauvre en ammoniac. Ce processus consomme de chaleur connue sous le nom de "chaleur de désorption ». C'est l'inverse de la chaleur d'absorption.

Le rectificateur : il sépare la vapeur riche en ammoniac à haute pression de l'eau. La vapeur d'ammoniac se dirige vers le condenseur, et l'eau est renvoyée vers le bouilleur.

Condensation : La vapeur d'ammoniac est condensée à haute pression dans un condenseur, dissipant la chaleur dans l'environnement extérieur.

Détente : Le liquide à haute pression résultant est détendu à basse pression à travers une vanne d'expansion, ce qui réduit sa température et sa pression.

Évaporation : L'ammoniac s'évapore à basse pression au niveau de l'évaporateur, absorbant la chaleur du milieu à refroidir.

L'absorbeur : la vapeur à basse pression du fluide frigorigène qui provient de l'évaporateur est absorbée par la solution pauvre en ammoniac à basse pression qui provient du détendeur de solution pour former une solution riche en ammoniac. Cette évolution libère de la chaleur d'absorption (réaction exothermique) qui doit être évacuée par un système de refroidissement externe, car la quantité d'ammoniac dissout dans l'eau est inversement proportionnelle à la température du mélange.

Pompe : la solution riche en ammoniac qui provient de l'absorbeur est ensuite pompée à haute pression au moyen d'une pompe pour augmenter sa pression ;

La solution pauvre en ammoniac provenant du bouilleur sera refroidit à l'aide d'un échangeur de chaleur (régénérateur) où elle passera à travers un détendeur de régénérateur qui fait diminuer la pression de cette solution. et la solution pompée sera envoyé au régénérateur puis au bouilleur pour recommencer le cycle [6] .

1.3.2.3 systèmes à adsorption.

Contrairement aux systèmes de refroidissement classiques qui utilisent un compresseur mécanique pour comprimer le fluide réfrigérant, les systèmes frigorifiques à adsorption utilise un adsorbeur (compresseur thermique) pour adsorber le réfrigérant sur la surface d'un adsorbant.

Les autres parties du système frigorifique par adsorption ne changent pas beaucoup par rapport aux systèmes de refroidissement conventionnels. Donc le réfrigérateur à adsorption est un type de système qui permet de produire du froid

grâce au phénomène physique d'adsorption qui se produit entre l'adsorbant et l'adsorbat (2).

Le schéma du cycle frigorifique à adsorption est illustré à la figure 1.7.

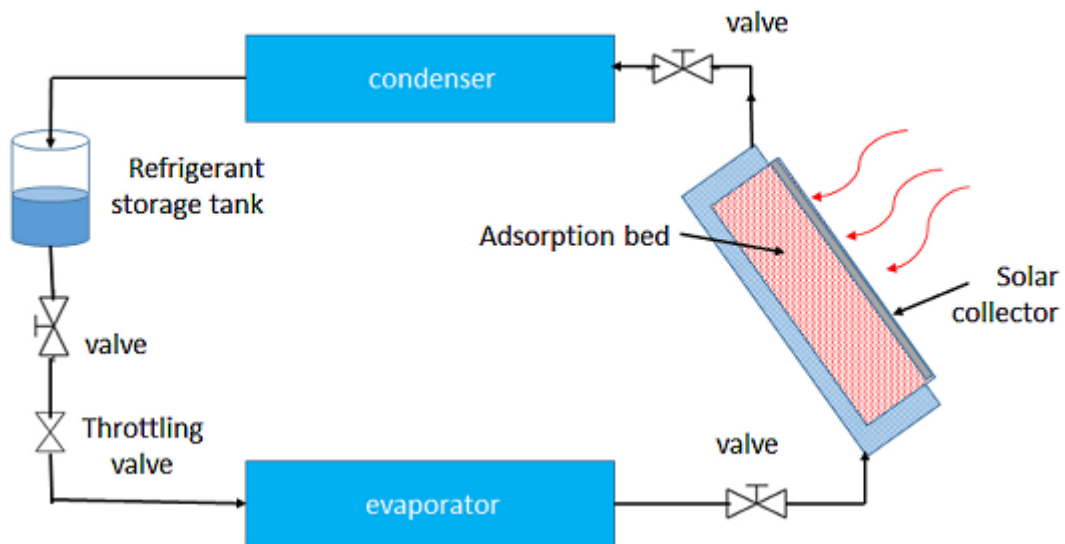


Figure 1. 7 : schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption [9].

Le système frigorifique à adsorption se compose de plusieurs composants, notamment l'adsorbeur, le condenseur, le détendeur, l'évaporateur et les clapets anti-retour, comme le montre la figure 1.7.

L'adsorbeur est le composant clé des installations frigorifiques à adsorption. Il contient le solide adsorbant qui est mis en contact avec une source chaude (rayonnement solaire) et une source froide (air ambiant). Il joue le même rôle que le compresseur (compression et aspiration) dans le cas d'un cycle de réfrigération à compression.

Le condenseur est utilisé pour condenser le fluide frigorigène sous la pression et la température de condensation. Le détendeur est utilisé pour abaisser la pression du réfrigérant liquide avant qu'il ne passe dans l'évaporateur.

Les clapets anti-retour 1 et 2 sont utilisés pour contrôler le flux de réfrigérant à travers le système.

-Un récipient sert à stocker le fluide frigorigène provenant du condenseur.

-Un évaporateur qui se trouve en contact avec une source chaude (chambre froide), au niveau duquel le réfrigérant s'évapore à la pression et à la température appropriées.

En outre, il est également possible d'utiliser deux thermostats pour contrôler régulièrement la fermeture et l'ouverture des clapets anti-retour, suivant la température détectée dans l'adsorbeur [10].

1.3.2.4 Systèmes Stirling inversés.

Le moteur Stirling se caractérise par sa réversibilité, c'est-à-dire qu'il peut fonctionner dans les deux sens. Lorsqu'il fonctionne en sens inverse, il a besoin d'un apport d'énergie mécanique. Cette propriété présente un avantage majeur : elle permet de transférer des calories de la source froide vers la source chaude, ce qui est le principe fondamental du réfrigérateur ou de la pompe à chaleur.

Dans l'industrie cryogénique, cette caractéristique est depuis longtemps exploitée pour générer des températures extrêmement basses, notamment pour la liquéfaction des gaz. Cette technologie peut être utilisée pour extraire les énergies des nappes phréatiques et les redistribuer dans une habitation afin de maintenir une température agréable en hiver.

Le diagramme PV du cycle de Stirling en fonctionnement réversible illustre les quatre phases de ce processus particulier (voir la figure 1.8) :

De 1 à 2 : détente qui se fait à température constante, où les calories sont extraites de la source froide.

De 2 à 3 : réchauffement du gaz en passant de T_m à T_M au sein du régénérateur.

De 3 à 4 : compression du gaz qui se fait à température constante et qui nécessite un refroidissement et la fourniture des calories à la source chaude.

De 4 à 1 : refroidissement du gaz dans le régénérateur.

La zone délimitée par le cycle (en noir) représente l'énergie à fournir à l'appareil [11].

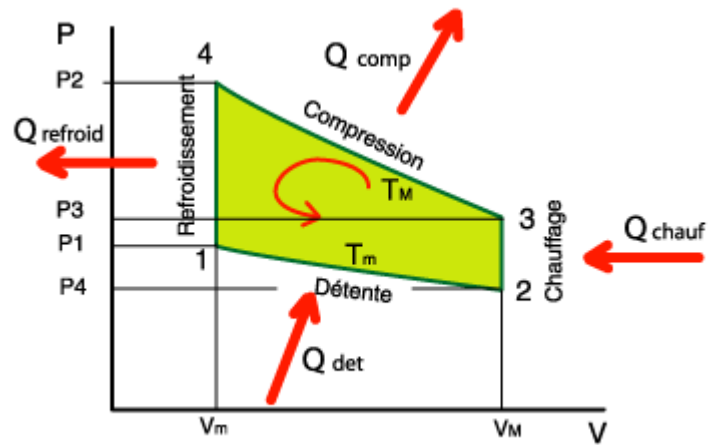


Figure 1. 8 : Cycle d'un réfrigérateur Stirling [11].

1.4 TRAVEAUX INTERIEURS

[F. LEMMINI et al 1992] ont effectué une simulation numérique visant à évaluer les performances d'un cycle frigorifique à adsorption alimenté par l'énergie solaire et fonctionnant avec les deux couples d'adsorption AC35-méthanol et AC40-méthanol. Ils ont utilisé un modèle simplifié dans lequel l'adsorbant était supposé à une température homogène et thermiquement reliée aux faces avant et arrière du capteur par des conductances thermiques supposées constantes. Ce modèle a été validé en comparant les résultats obtenus par le modèle développé avec ceux obtenus expérimentalement sur une machine solaire à glace à Orsay (France).

Les résultats obtenus par cette simulation ont montré que, pour une année de fonctionnement, le réfrigérateur solaire à adsorption produit continuellement du froid à l'évaporateur, et que les meilleures performances sont obtenues en particulier pendant les périodes hivernales, et que le choix du type de charbon actif peut avoir un impact significatif sur les performances, notamment lorsque l'ensoleillement est faible. En effet, ils ont constaté que l'utilisation de AC40 améliorait les résultats avec un pourcentage plus de 20% par rapport à l'utilisation de AC35[12].

[M. BAKKAS et al 2001] ont contribué au développement de la technologie des systèmes de réfrigération par adsorption. Cette étude a été portée sur le couplage entre un concentrateur cylindroparabolique (CCP), un caloduc à eau et un réacteur solaire contenant le couple d'adsorption.

La figure 1.9 nous illustre le schéma de ce système.

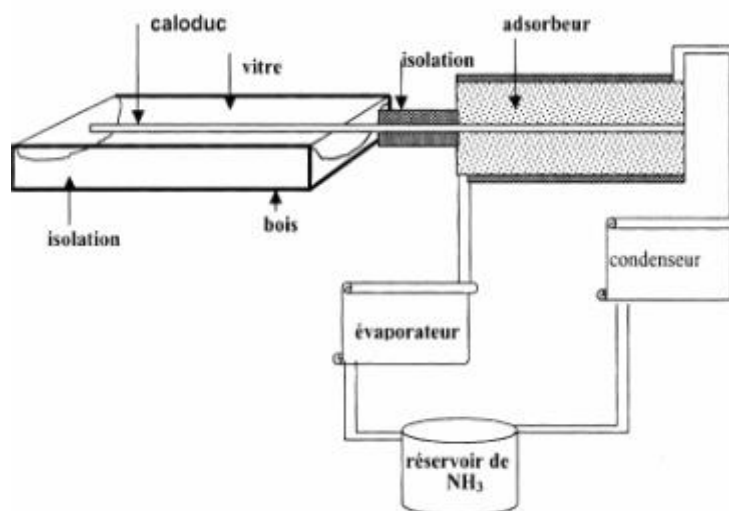


Figure 1. 9 : Schéma descriptif du système frigorifique solaire étudié par Bakkas et al [14]

L'objectif de leur étude était de faire une analyse théorique des transferts de masse et de chaleur à l'intérieur du réacteur solaire qui contient le charbon actif réagissant avec de l'ammoniac dans des conditions réelles de fonctionnement.

Les chercheurs ont utilisé une approche basée sur la méthode de différences finies pour résoudre le système d'équations obtenu.

Les résultats de cette simulation ont permis aux ces chercheurs d'obtenir les profils de température à l'intérieur du réacteur solaire et l'évolution temporelle de la masse adsorbée et désorbée. Et d'autre part, ils ont permis de mettre en évidence la dépendance de la température du caloduc à la cinétique de désorption-condensation, et par conséquent à la durée du cycle de production du froid mis en place par le réfrigérateur étudié. Ces résultats ont été extrêmement utiles pour dimensionner correctement le réacteur solaire et évaluer les performances du réfrigérateur étudié[14].

Les figures 1.10, 1.11 et 1.12 illustrent leurs résultats obtenus à différentes températures de caloducs, à savoir $T_{cal} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, et pour une température initiale du réacteur solaire $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

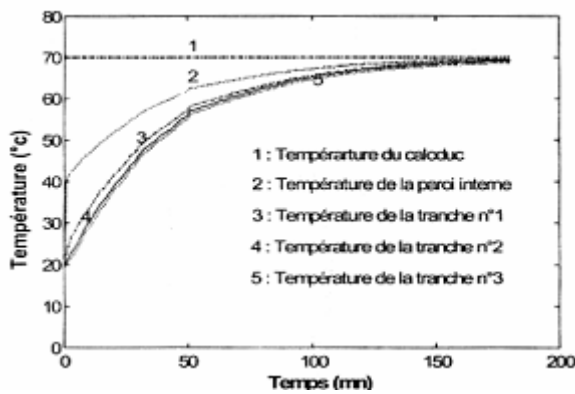


Figure 1.10: Variation de la température du réacteur en fonction du temps pour $T_{in} = 20\text{ °C}$, $T_{cal} = 70\text{ °C}$

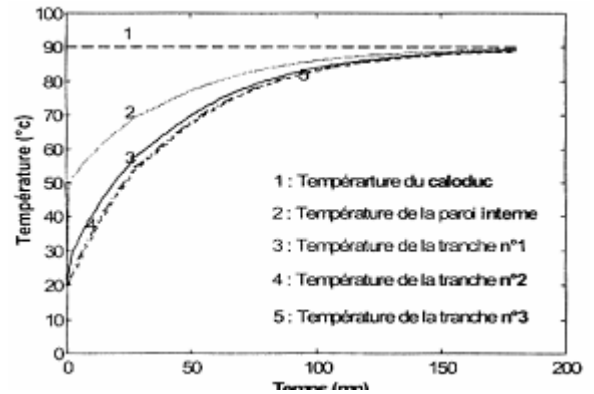


Figure 1.11: Variation de la température du réacteur en fonction du temps pour $T_{in} = 20\text{ °C}$, $T_{cal} = 90\text{ °C}$

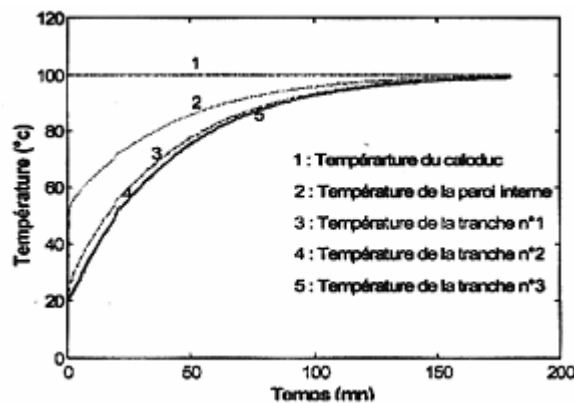


Figure 1.12: Variation de la température du réacteur en fonction du temps pour $T_{in} = 20\text{ °C}$ et $T_{cal} = 100\text{ °C}$ [14].

Ils ont remarqué, pour des valeurs de température de la paroi du caloduc (T_{cal}) et de température initiale (T_{in}) données, que les courbes de températures présentent une allure similaire et qu'elles diminuent progressivement à mesure que l'on s'éloigne de la paroi du caloduc. Cela indique que la chaleur se propage du centre du réacteur vers la paroi externe. Ils ont également conclu que plus le caloduc est

long, moins les pertes de chaleur sont importantes, ce qui favorise les transferts de chaleur intenses

Donc 'il est avantageux de diminuer le rayon externe du réacteur solaire et d'augmenter sa longueur pour améliorer ses performances.

Ainsi que, ils ont mentionné que le chauffage de la paroi du réacteur entraîne une élévation de la température du milieu poreux en conduisant la vaporisation de l'ammoniac contenu dans les grains du milieu poreux. Et par conséquence, une diminution de la masse adsorbée dans l'adsorbent (le milieu poreux) avec le temps qu'elle va tendre finalement vers une valeur constante.

Les Figures 1.13, 1.14 et 1.15 décrivent l'évolution de la masse totale désorbée et adsorbée pour les différentes valeurs de la température du caloduc T_{ca} et pour une température initiale du réacteur égale à 20°C .

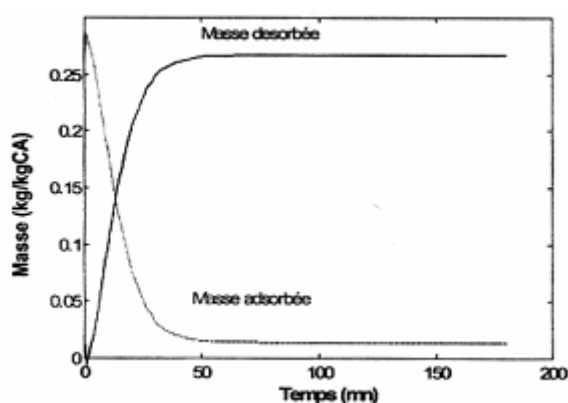


Figure 1. 13: Variation de la masse adsorbée en fonction du temps pour $T_{in}= 20^{\circ}\text{C}, T_{cal}= 70^{\circ}\text{C}$

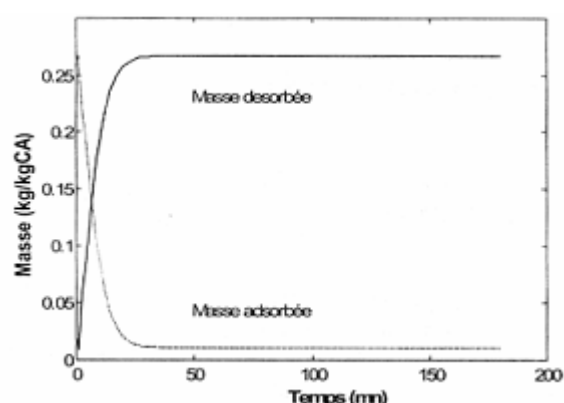


Figure 1. 14: Variation de la masse adsorbée en fonction du temps pour $T_{in}= 20^{\circ}\text{C}, T_{cal}= 90^{\circ}\text{C}$

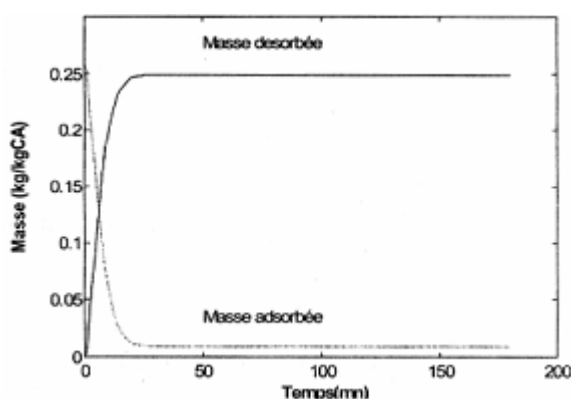


Figure 1. 15: Variation de la masse adsorbée en fonction du temps pour

$$T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{cal} = 100\text{ }^{\circ}\text{C} [14].$$

Ces figures démontrent qu'un accroissement de la température du caloduc (T_{cal}) a un effet significatif sur la réduction du temps de la phase désorption-condensation. En effet, par exemple, pour une température de $T_{cal} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, la durée de cette phase est de 50 minutes, tandis qu'elle est réduite à 25 minutes pour $T_{cal} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, soit une diminution de 50 %. La raison de cette diminution est attribuée au couplage entre du réacteur-caloduc, qui permet une transformation efficace des flux et une répartition uniforme des températures dans le réacteur, ainsi qu'une adaptation optimale du profil de température dans le réacteur.

En conséquence, il est avantageux d'augmenter la température du caloduc afin de réduire le temps de la phase désorption-condensation et, par conséquent, le temps du cycle de production du froid [14].

[AL MERS et al 2006] ont établi un modèle pour prédire les performances thermodynamiques d'un réacteur solaire ayant une forme cylindrique à ailettes utilisé dans une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple d'adsorption charbon actif-ammoniac comme le montre la figure suivante [15]:

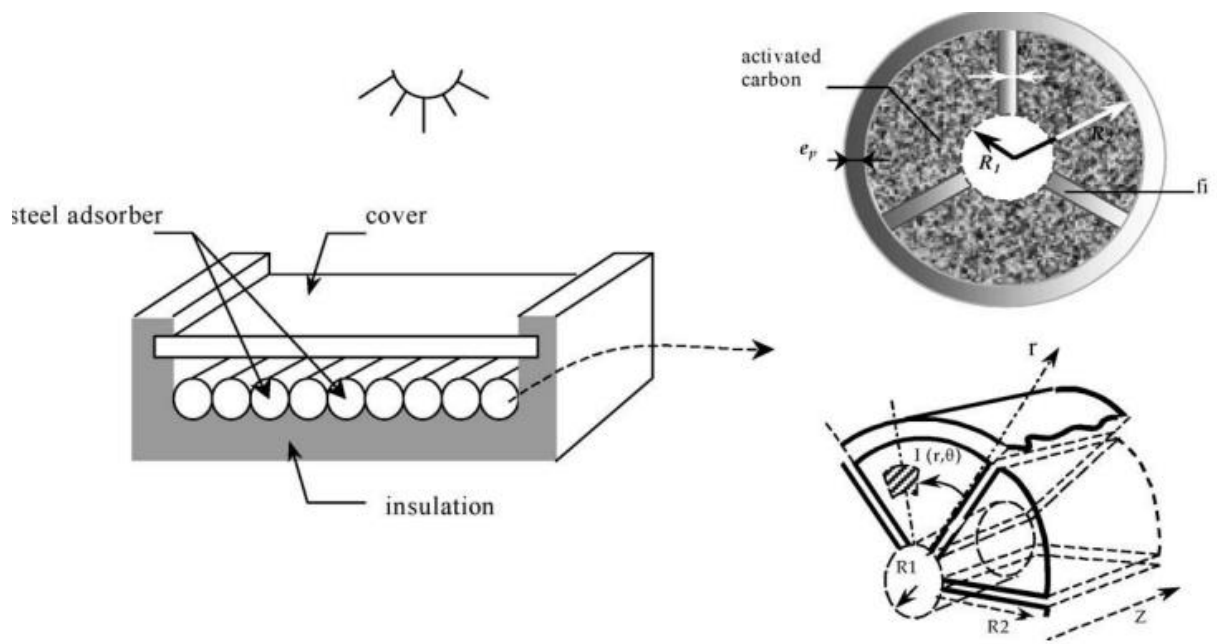


Figure 1. 16: Représentation schématique du réacteur solaire étudié [15].

D'après leurs résultats obtenus, Ils ont révélé que le nombre d'ailettes dans le réacteur permet de réduire considérablement les déperditions de chaleur du réacteur solaire vers le milieu ambiant, ce qui se traduit par une amélioration du coefficient de performance solaire (COP_s) de la machine de l'ordre de 45 %. Ces résultats indiquent également que le nombre d'ailettes pour obtenir cette amélioration est de l'ordre de 5 à 6 ailettes. En effet, le COP passe de 0,072 pour un réacteur sans ailettes à 0,105 pour un réacteur à six ailettes comme le montre la figure 1.17.

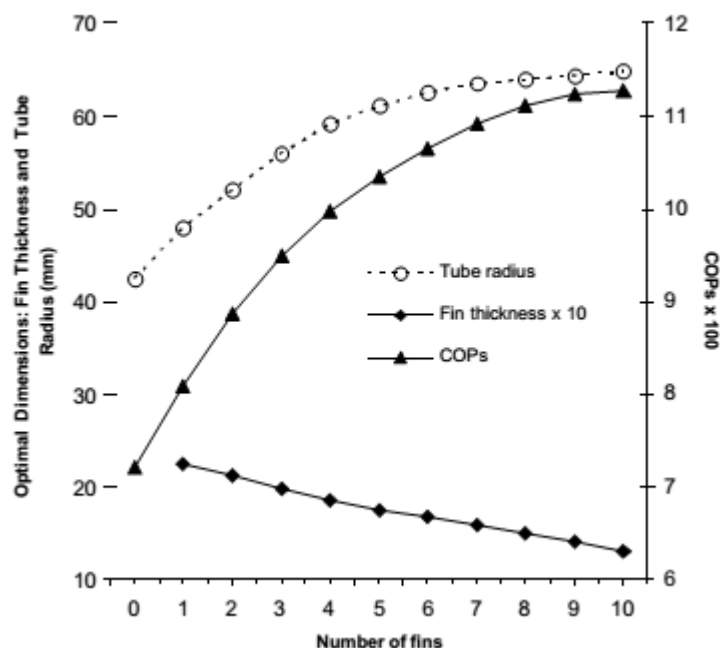


Figure 1. 17: Résultats de Al Mers et al [15].

[AL FADER et al 2007] dans leur travail, ils ont développé un système de réfrigération à adsorption utilisant le charbon actif et l'ammoniac comme couples d'adsorption. Ils proposent de mettre en œuvre un couplage entre un concentrateur cylindro-parabolique et un caloduc pour chauffer le réacteur de la machine dans le but d'améliorer l'efficacité de cette machine. Pour ce faire, ils ont développé un modèle basé sur les équations de conservation de l'énergie et de la masse dans le milieu poreux, en mettant en œuvre un programme capable de simuler le fonctionnement de la machine à fin de déterminer la pression, la température et la masse adsorbée. Le coefficient de performance thermique (COP) a été calculé à l'aide d'un modèle théorique.

Pour mieux comprendre le processus d'adsorption dans une machine de réfrigération solaire à adsorption et améliorer ses performances, il est indispensable de s'intéresser à la modélisation du composant principal de cette machine (l'adsorbeur) qui contient le milieu poreux et qu'il peut être considéré comme le siège des phénomènes de transfert de chaleur et de masse.

Les résultats obtenus de cette étude ont montré que le réacteur contenant le milieu poreux de charbon actif et d'ammoniac est caractérisé par l'existence d'un

gradient de masse et de température. Ces résultats montrent également qu'il faut tenir en compte les choix (judicieux) appropriés de la température d'évaporation, d'adsorption, et de la température maximale atteinte au niveau de l'adsorbeur à la fin de la phase de désorption dans le but d'améliorer les performances du réfrigérateur étudié[16].

[LOUAJARI et al 2011] ont fait une simulation numérique d'un adsorbeur cylindrique chauffé par l'énergie solaire, en vue de l'utiliser dans un réfrigérateur solaire à adsorption. Leur recherche a pour objectif de prédire l'influence des paramètres géométriques de l'adsorbeur tels que le rayon de l'adsorbeur et la dimension des ailettes sur l'amélioration des performances du réfrigérateur étudié.

Pour ce faire, ils ont utilisé un adsorbeur composé de plusieurs tubes cylindriques soudés entre eux par des ailettes externes et contient le couple d'adsorption charbon actif-ammoniac comme le montre la figure 1.18.

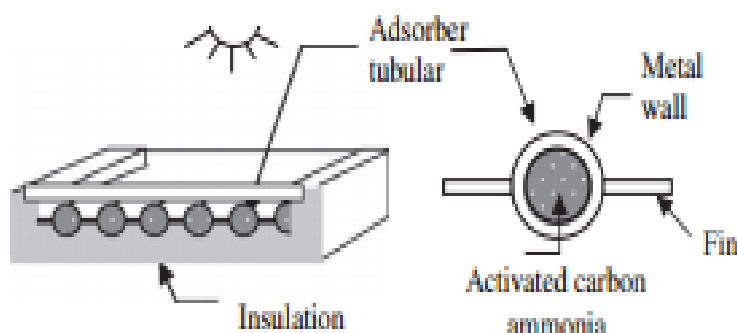


Figure 1. 18: *Description de l'adsorbeur étudié* [17].

Ils ont conclu que l'adjonction d'ailettes externes contribue à accroître les performances du réfrigérateur solaire à adsorption, en effet, elles permettent d'augmenter le diamètre optimal de l'adsorbeur et la masse cyclée, ainsi que elles permettent d'obtenir une température de régénération la plus élevée possible, ce qui indique que le système de réfrigération solaire à adsorption muni d'un adsorbeur à ailettes est plus performant qu'un adsorbeur sans ailettes [17].

[NIAZMAND et al 2012] ont comparé les performances de deux types de lits d'adsorbant le premier avec des plaques annulaires et le second avec des plaques carrées équipées d'ailettes ayant une dimension et une répartition différentes. Cette comparaison a été faite pour voir l'influence des spécifications géométriques plus précisément, la hauteur et du nombre d'ailettes sur le coefficient de performance de refroidissement (COP) et le coefficient de performance de chauffage (SCP) d'un réfrigérateur à adsorption.

Leurs résultats ont montré que, pour les deux types d'ailettes, l'augmentation de la hauteur des ailettes entraîne une diminution du PCS, bien qu'elle conduise à une augmentation du COP.

Par ailleurs, cette étude a montré que l'espacement des ailettes a un effet moins important sur le COP du réfrigérateur que la hauteur des ailettes. C'est-à-dire que pour obtenir un COP élevé dans ces conditions, il est important d'utiliser des ailettes annulaires à faible espacement [18].

[H.Z. HASSAN et al 2012] mettent au point un nouveau système frigorifique à adsorption alimenté par l'énergie solaire, conçu pour produire du froid de manière continue tout au long de la journée choisie. Ils ont choisi la paire d'adsorption charbon actif-méthanol comme couple de travail.

La technique de réfrigération est basée sur le concept d'un cycle de réfrigération par adsorption à température constante. Ainsi, ils ont effectué une analyse thermodynamique complète incluant tous les éléments qui le constituent et les processus théoriques du cycle en menant une étude des paramètres influençant sur les performances du système, plus précisément, ils ont étudié l'impact de la température d'évaporation, effet de réfrigération et l'impact de pompage sur le coefficient de performance du réfrigérateur, mettant en œuvre deux types différents de charbon de bois MD6070 et 207E4, comme le montrent les figures 1.19 et 1.20 respectivement .

Ils ont constaté que la performance du cycle fonctionnant avec du charbon de bois MD6070 était nettement supérieure à celui qui fonctionne avec du charbon de bois 207E4, du fait que la capacité d'adsorption du MD6070 était plus importante que celle du 207E4 [1].

Ils ont également observé que l'élévation de la température de l'évaporateur induit une croissance presque linéaire de la valeur du coefficient de performance de refroidissement (COP_R). Par contre, le taux de croissance des types de charbon de bois 207E4 est plus élevé que celui de type MD6070 comme l'illustrent les figures 1.19, 1.20 et 1.21[1].

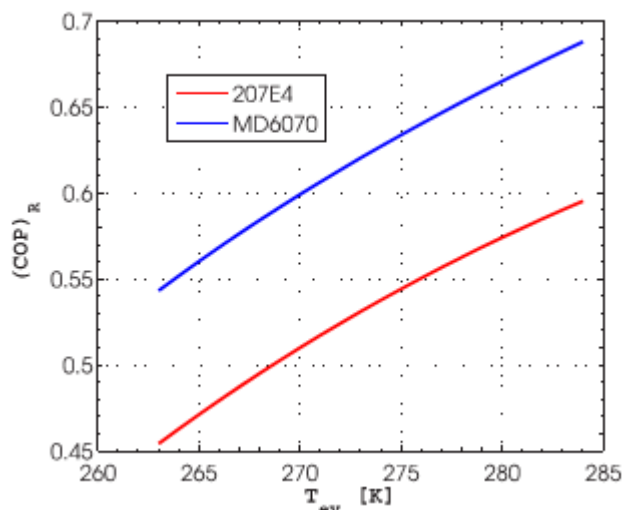


Figure 1. 19: Effet de la nature du charbon actif sur la variation de COP_R en fonction de la température d'évaporation [1].

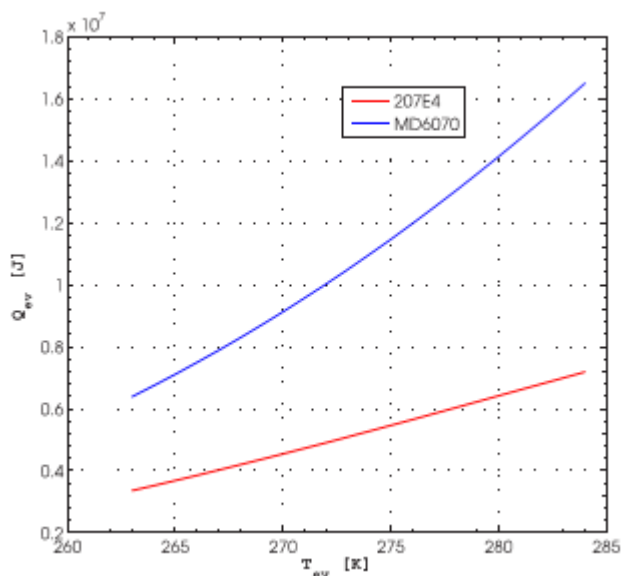


Figure 1. 20: Effet de la nature du charbon actif sur la variation de quantité de chaleur évaporée en fonction de la température d'évaporation [1].

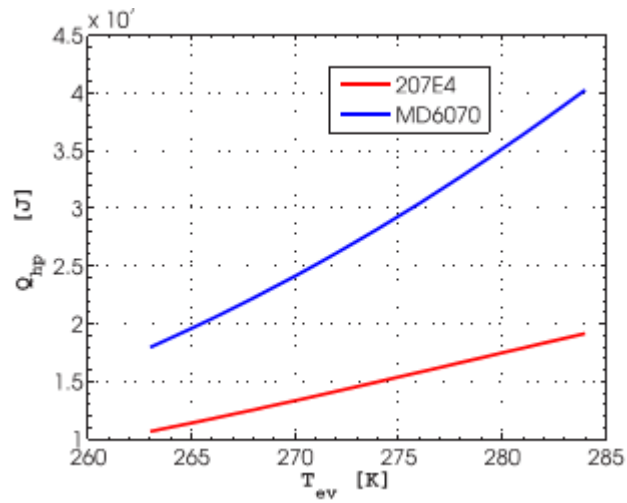


Figure 1. 21: Effet de la nature du charbon actif sur la variation de chaleur en fonction de la température d'évaporation [1].

[F. BOUZEFFOUR et al 2014] ont comparé l'évolution de la température à l'intérieur de deux formes géométriques différentes (cylindrique et rectangulaire) du réacteur d'un réfrigérateur à adsorption. Comme la montre la figure 1.22

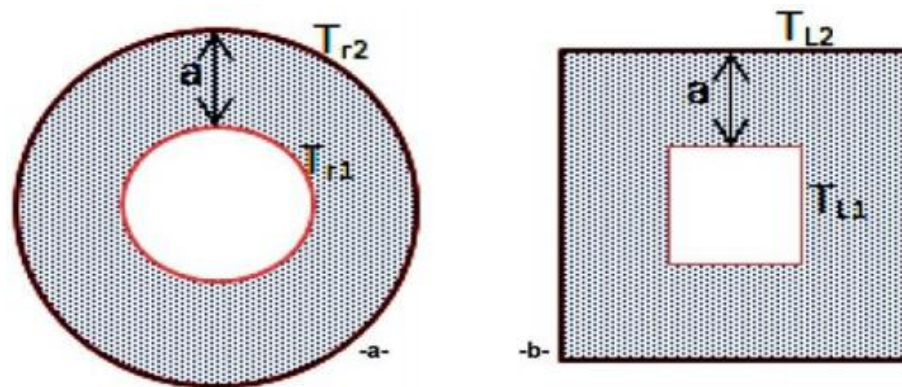


Figure 1. 22: Geometries étudiées par Bouzeffour et al[19].

L'objectif de cette comparaison était de déterminer la distribution des températures dans le milieu poreux, à cet égard, ils ont fait une modélisation numérique de l'équation de la chaleur par conduction dans un milieu poreux en

utilisant la méthode des différences finies monodimensionnelle. Le système d'équations obtenu a été résolu à l'aide de MATLAB.

Les résultats des simulations numériques ont donné des profils de température à l'intérieur de l'adsorbeur en fonction de la distance 'a' pour les deux formes de réacteur, telles qu'illustrées dans les Figures 1.23 et 1.24.

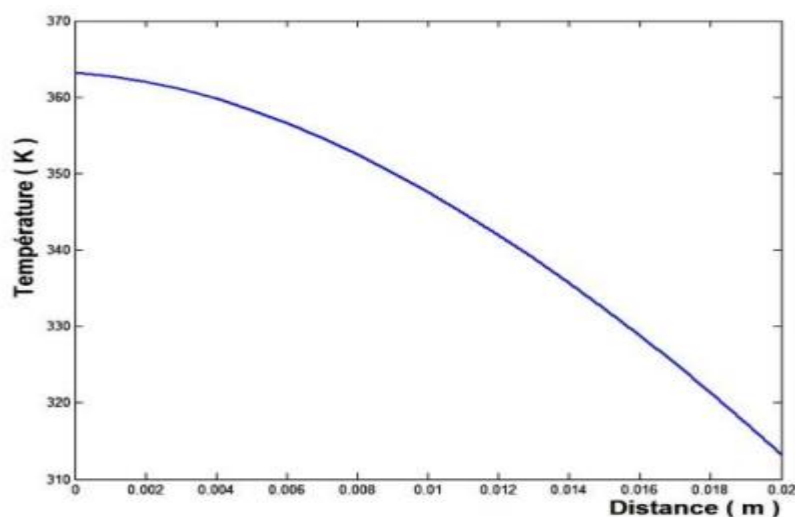


Figure 1. 23 : Evolution de la température dans le réacteur cylindrique en fonction de la distance 'a'

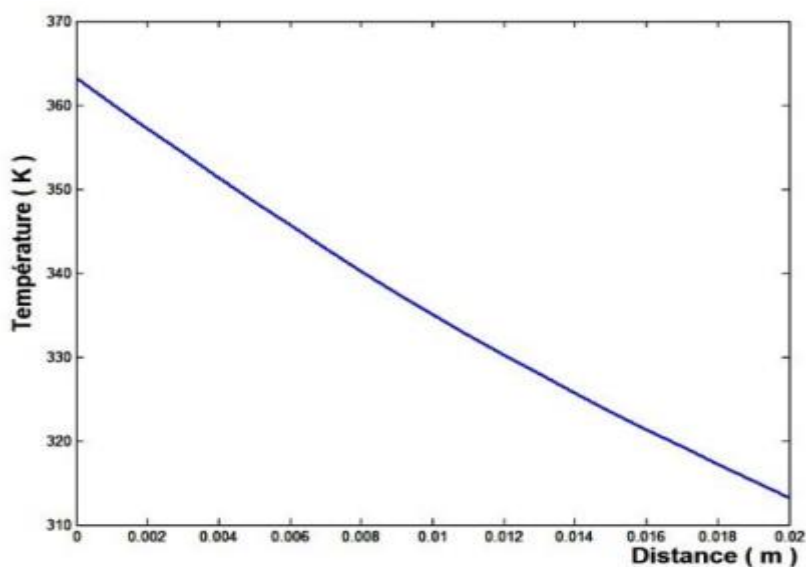


Figure 1. 24: Evolution de la température dans le réacteur rectangulaire en fonction de la distance 'a'

Ils ont conclu que le réacteur ayant une géométrie circulaire favorise un gradient de température plus important par rapport au réacteur rectangulaire[19].

[K. RABHI et al 2014] se concentrent, dans leur travail, sur la modélisation et la conception d'un système frigorifique à adsorption alimenté par l'énergie solaire et qui utilise le gel de silice et l'eau comme couple d'adsorption,

Les composants principaux du système frigorifique étudié comprennent deux lits d'adsorption/désorption identiques remplis d'adsorbant, un condenseur et un évaporateur. Et pour modéliser ce réfrigérateur, Ils ont résolu les équations mathématiques qui décrivent le fonctionnement du système en utilisant la méthode des volumes finis.

Sur la figure 1.25, ils ont présenté la variation temporelle de la teneur en eau pendant la phase de désorption pour différentes températures de l'eau variant de 70 à 100 °C.

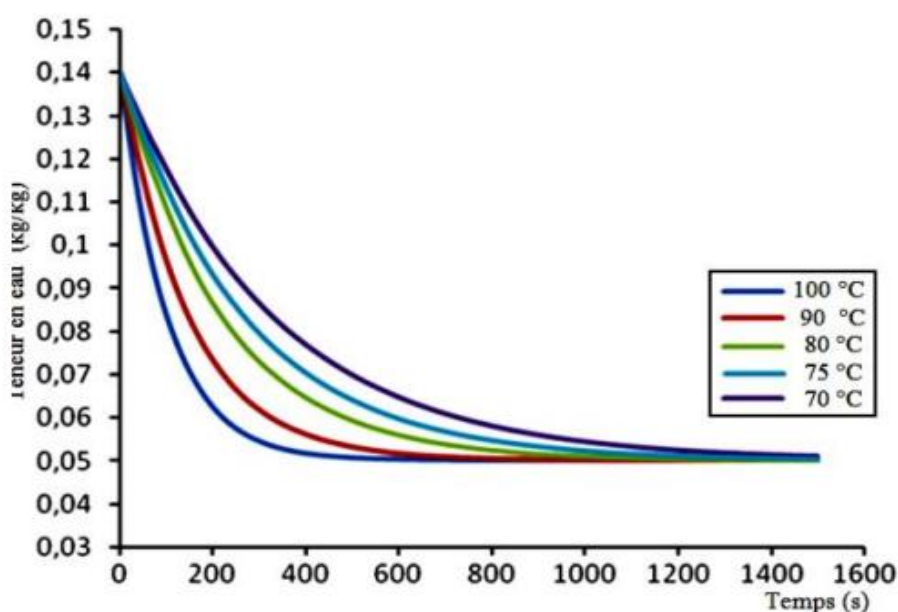


Figure 1. 25: Effet de la température de régénération sur la teneur en eau pendant la phase de désorption.

Il est évident que le phénomène de désorption peut être accéléré par l'accroissement de la température. Autrement dit, une élévation de la température fait accélérer le processus de transfert de chaleur en favorisant la désorption.

Le graphique qui illustre la variation de la température de l'eau à la sortie du condenseur et de l'évaporateur est montré sur la figure 1.26

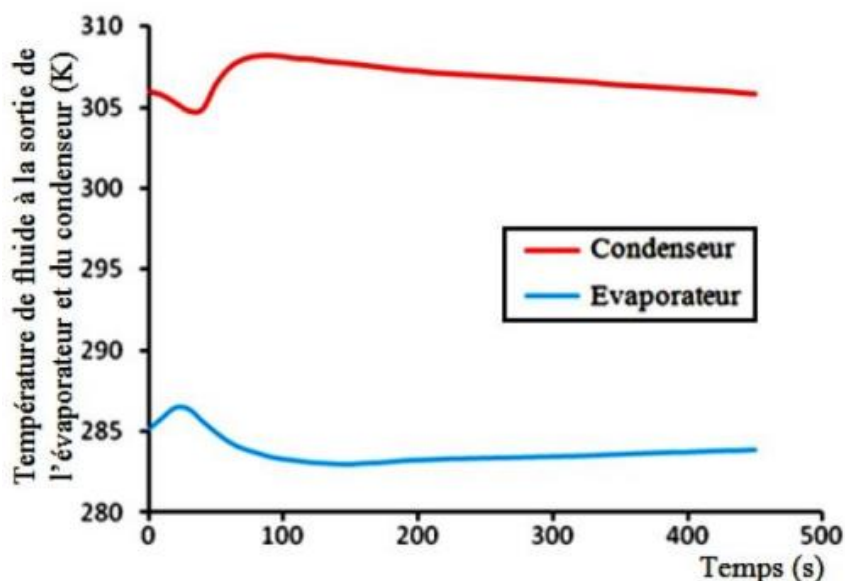


Figure 1. 26: Température de fluide à la sortie de l'évaporateur et du condenseur [20].

Ils ont conclu que pendant la phase d'adsorption-évaporation du système de réfrigération à adsorption, l'eau de refroidissement subit une augmentation rapide de température aux sorties de l'évaporateur durant les 20 premières secondes. Cela est principalement dû à la variation de pression et de température entre le réfrigérant à l'état de vapeur à la sortie du lit d'adsorption et l'eau à l'entrée de l'évaporateur. Après cette augmentation, elle va diminuer en raison de la saturation de l'adsorption du fluide frigorigène par le gel de silice qui est utilisé comme matériau d'adsorption [20].

Le travail [D'ALAMI et al 2015] a été porté sur l'analyse thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption alimentée par l'énergie solaire, ils ont

comparé les performances de deux couples de travail, à savoir Zéolithe/ H_2O et AC35/Méthanol.

Pour modéliser le système frigorifique, les auteurs ont utilisé des modèles d'analyse énergétique basés sur les équations d'équilibre thermodynamique de DUBININ et RADUSHKEVICH [21].

Ainsi, Ils ont fait une comparaison entre le coefficient du performance et la puissance frigorifique du réfrigérateur étudié en fonction de la température de régénération et la température d'évaporation.

Les auteurs ont conclu pour les deux types de couples choisis que tout accroissement de la température d'évaporation et de génération provoque une augmentation de la puissance frigorifique, et ils ont indiqué que la paire AC35/méthanol offre la meilleure production du froid avec des températures de régénération comprises entre 80°C et 105°C alors que la paire zéolithe 13x/eau offre le meilleur coefficient de réfrigération.

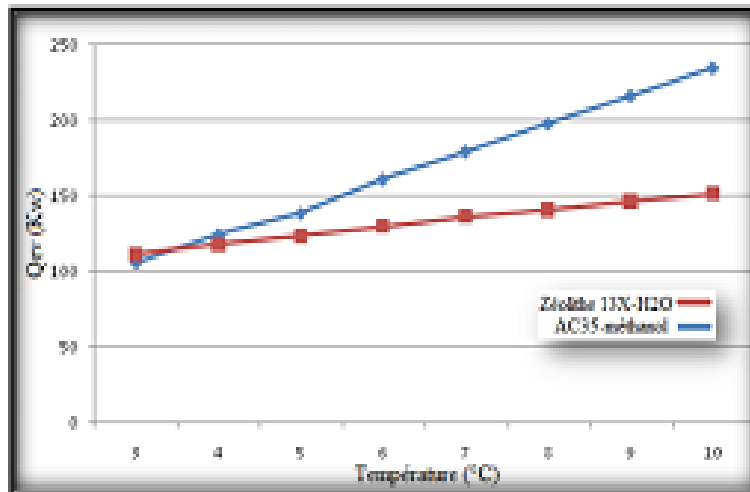


Figure 1. 27: Variation de la quantité de chaleur évaporée en fonction de la température d'évaporation.

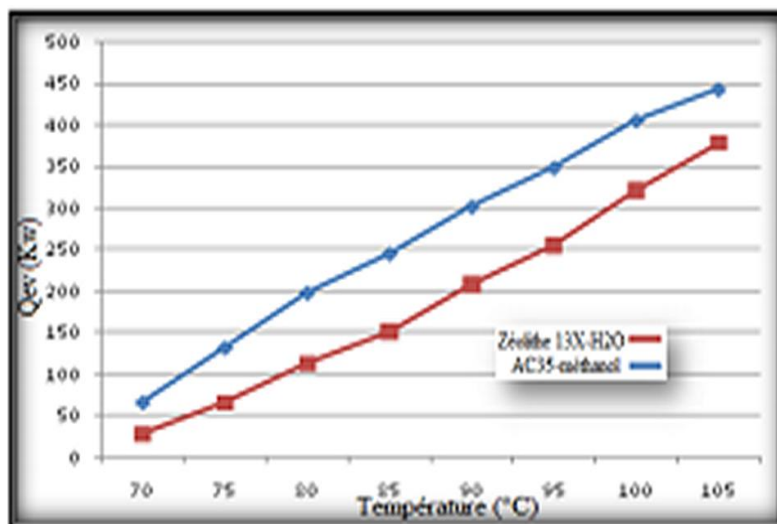


Figure 1. 28: Variation de la production frigorifique en fonction de la température de régénération.

Ils ont constaté, des figures 1.27 et 1.28, que l'accroissement de la température d'évaporation et de régénération a conduit une amélioration du coefficient de performance (COP) pour le couple AC35/Méthanol par rapport à l'autre couple.

Ainsi, ils ont montré que, aux faibles températures, la paire d'adsorption AC35/méthanol peut atteindre un COP de 0,49, ce qui est considérablement mieux que la deuxième paire .

D'autre part, ils ont constaté que le couple AC35/Méthanol permet d'obtenir une meilleure production frigorifique qui peut être atteinte jusqu'à une valeur de 450 [kW] et il offrait de bonnes performances comparativement à l'autre pair d'adsorption utilisée[21].

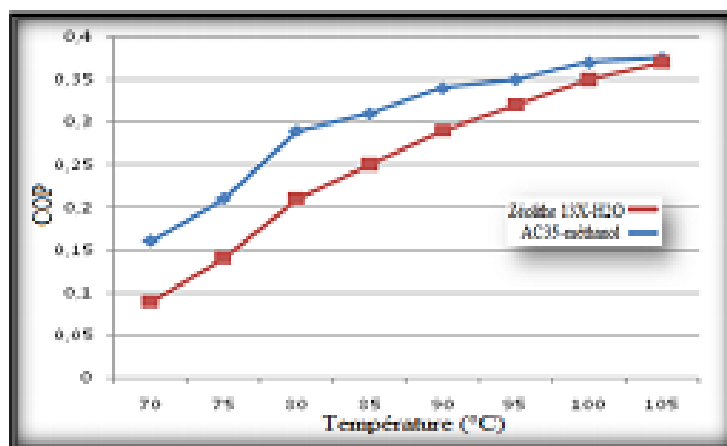


Figure 1. 29: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de régénération

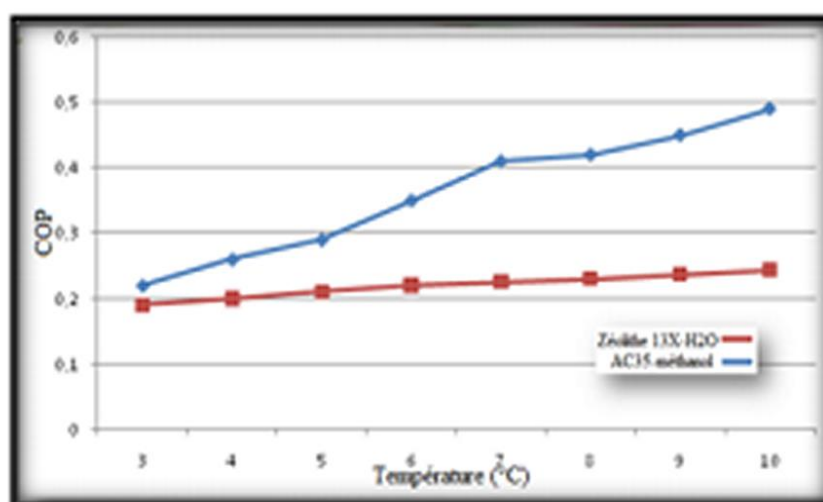


Figure 1. 30: Variation de COP en fonction de la température d'évaporation[21].

[AL FADER et al 2015] ont présenté une étude approfondie sur la modélisation bidimensionnelle d'un système de refroidissement solaire à adsorption, utilisant le couple de méthanol et de charbon actif. Dans cette recherche, ils se sont particulièrement concentrés sur l'étude de l'influence des ailettes internes sur le comportement thermique de l'adsorbeur et sur la performance globale du système.

Ce modèle a été conçu pour décrire le transfert couplé de masse et de chaleur au niveau du lit d'adsorbant et le bilan énergétique des principaux composants du système de refroidissement solaire à adsorption.

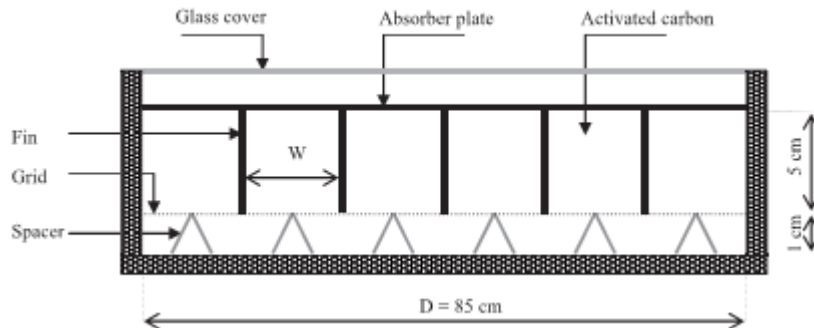


Figure 1. 31:Géométrie étudié par Al Fadar et al [22].

Les résultats de l'étude indiquent que l'augmentation du nombre d'ailettes internes améliore le transfert de chaleur et de masse au sein de l'adsorbant, et que le coefficient de performance thermique COP_{th} du système est amélioré en augmentant le nombre d'ailettes, et d'autre part, il existe une plage optimale du nombre d'ailettes (de 15 à 20) avec une plage correspondant à l'espacement des ailettes entre 4 et 5,2 cm qui permet d'obtenir la performance maximale.

Par ailleurs, ils ont conclu que le coefficient de performance thermique COP_{th} du système peut être amélioré en augmentant le nombre d'ailettes, bien qu'il existe une gamme optimale de nombres des ailettes compris entre 15 et 20 à laquelle correspond un espacement des ailettes de 4 à 5,2 cm pour obtenir une performance maximale, et d'autre part, il ont conclu que le nombre optimal des ailettes est compris entre 15 et 20, ce qui correspond à un espacement optimal entre les ailettes allant de 4 à 5,2 cm [22].

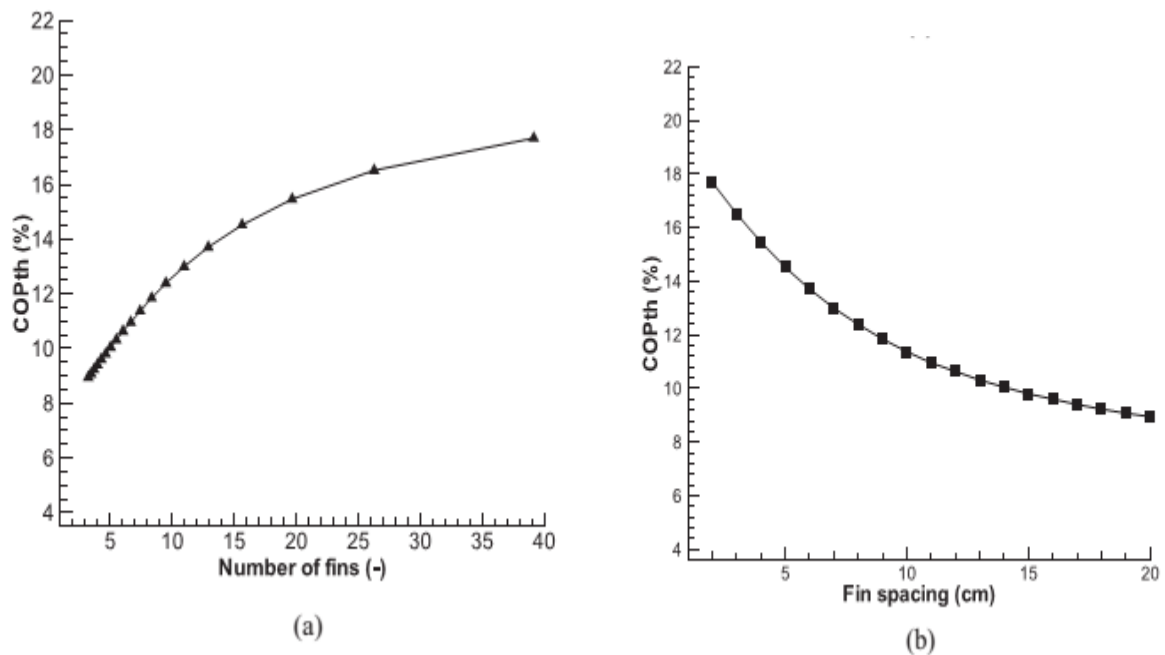


Figure 1. 32: Variation de COP_{th} en fonction du nombre d'ailettes(a) et en fonction de l'espacement des ailettes(b).

[CHEKIROU et al 2016] ont développé un modèle thermodynamique en utilisant le modèle cinétique d'adsorption de Dubinin Astakhov qui décrit de manière complète et précise un système frigorifique solaire à adsorption fonctionnant avec la paire d'adsorption charbon actif AC35/méthanol.

Dans ce but, ils ont proposé un processus de récupération de la chaleur à fin d'améliorer les performances de refroidissement de ce réfrigérateur.

Les principaux facteurs utilisés dans le modèle proposé, qui influencent sur la performance des cycles, sont les conditions de fonctionnement, telles que les températures de condensation, d'évaporation et de régénération, la récupération de chaleur et la différence de température entre les deux adsorbants.

Ils ont commencé, dans le premier temps, à étudier la relation entre la performance du cycle et le taux de récupération de la chaleur, et dans le deuxième temps, ils ont comparé les performances d'un cycle de récupération de chaleur à celles d'un cycle d'adsorption de base.

Les résultats obtenus par cette simulation ont permis de montrer que la récupération de chaleur contribue de manière très importante à l'amélioration des performances d'un cycle de réfrigération à adsorption.

Ils ont conclu que le modèle proposé est un bon outil permettant d'optimiser le cycle de réfrigération par adsorption (sans ou avec récupération de chaleur).

Ainsi, Ils ont constaté que les températures de fonctionnement (température de régénération, d'évaporation et de condensation) ont une influence très importante sur le taux de récupération de la chaleur et le coefficient de performance.

L'utilisation de la récupération de chaleur permet d'augmenter le coefficient de performance de 0,483 dans le cas sans récupération de chaleur à 0,682 dans le cas avec récupération de chaleur [23].

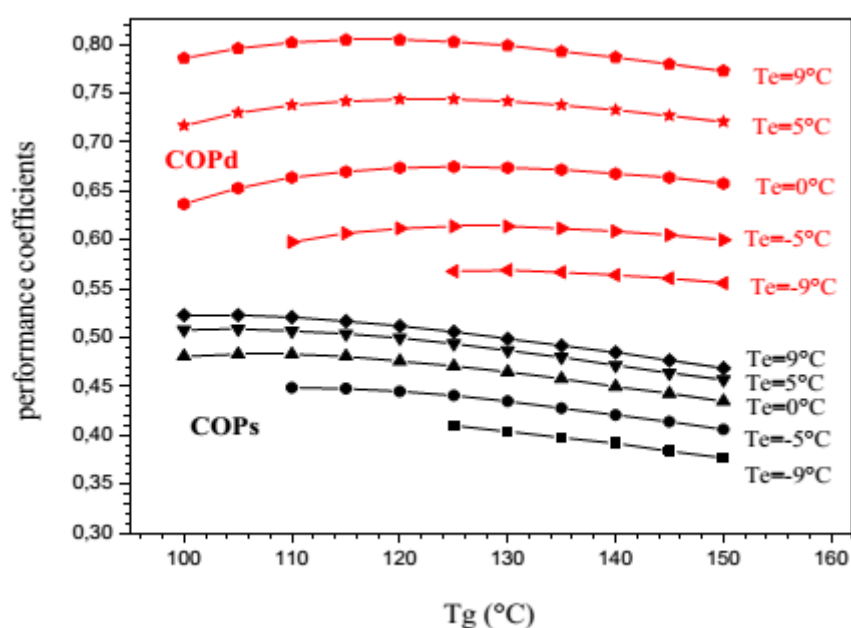


Figure 1. 33: Influence de la température d'évaporation et de régénération sur les coefficients de performance.

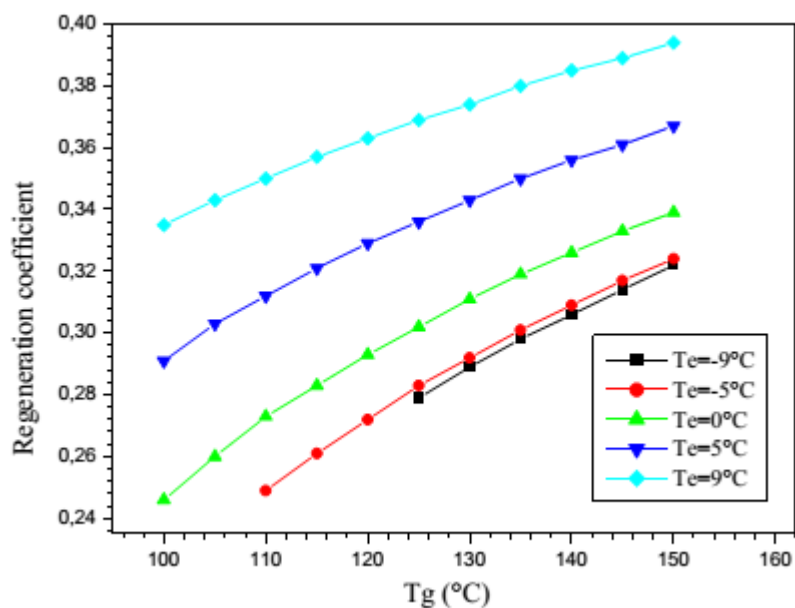


Figure 1. 34: Influence de la température d'évaporation et de régénération sur le coefficient de récupération de chaleur

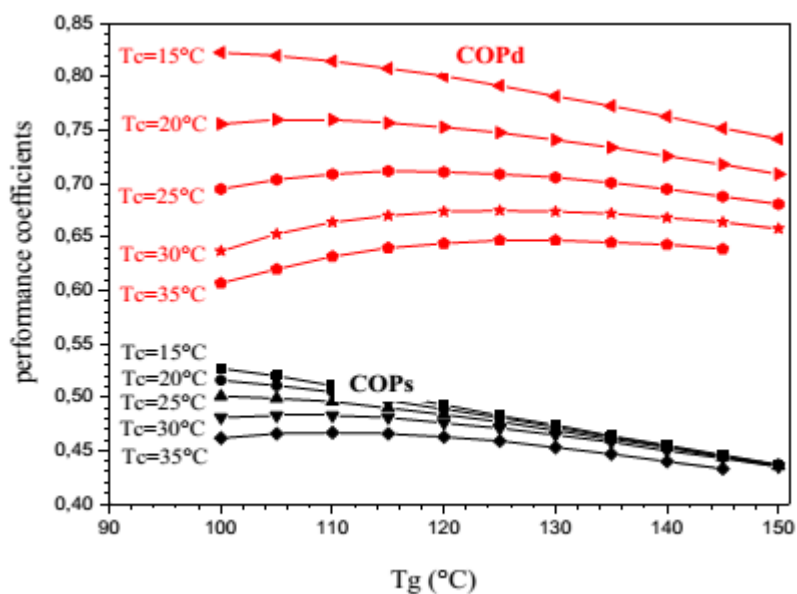


Figure 1. 35 : Influence de la température de condensation et de régénération sur la variation des coefficients performances COP_{th} et COP_s

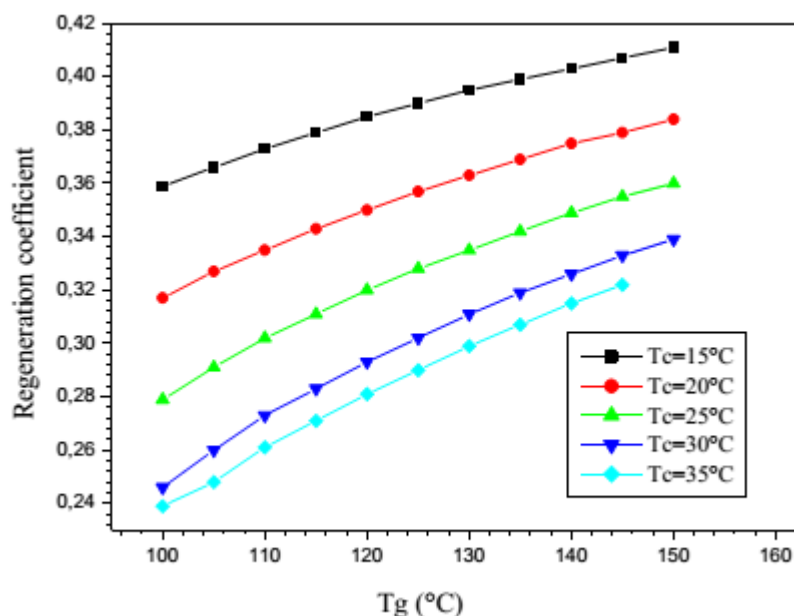


Figure 1. 36: *Influence de la température de condensation et de régénération sur le coefficient de récupération de chaleur* [23].

Le travail de [BOUZAFOUR et al 2016] a porté sur la conception et le teste d'un système frigorifique solaire à adsorption utilisant le couple d'eau-silicagel comme adsorbant-adsorbat, dans les conditions météorologiques de Bouismail (Algérie). Ce système est constitué de trois éléments principaux : un capteur solaire avec un lit tubulaire d'adsorbant, d'un évaporateur, d'un condenseur et d'autres composants supplémentaires.

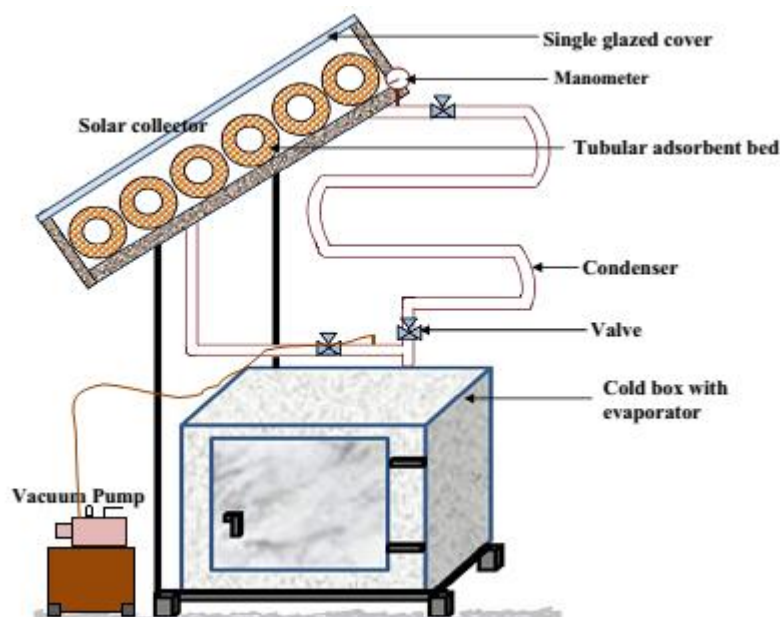


Figure 1. 37 : Schéma descriptif d'un système frigorifique solaire à adsorption étudié par Bouzeffour et al [24].

Les résultats obtenus ont montré que la configuration du capteur solaire utilisé peut fournir une température de régénération maximale de 117°C dans le lit d'adsorbant pour un éclairement solaire globale journalière variant de 773 à 837 $[\text{W}/\text{m}^2]$. En outre, les valeurs de pression relevées dans le lit d'adsorbant pendant la période de chauffage de la désorption variaient de 80 à 100 mbar pour une énergie totale reçue d'environ 19 $[\text{MJ}/\text{m}^2]$, et d'autre part, ils ont conclu que le système de réfrigération solaire à adsorption peut fournir un coefficient de performance solaire (COP_s) d'environ $0,09$ pour une température d'évaporation de $+5^{\circ}\text{C}$ [24].

[TUBREOUMYA et al 2017] ont fait une modélisation dynamique et une simulation numérique du fonctionnement d'un système de réfrigération solaire à adsorption utilisant le couple zéolite-eau en tenant en compte les conditions climatiques de la ville d'Ouagadougou. Pour cela, ils ont développé un modèle mathématique représentant l'évolution de la chaleur et le transfert de masse de chaque composant du réfrigérateur adsorption et pour décrire la cinétique d'adsorption, ils ont adopté le modèle Dubinin-Astakhov. Ce modèle permet de décrire le phénomène d'adsorption et de calculer le taux d'adsorbat (eau) dans la zéolite (adsorbant) en fonction de la température et de la pression. Les équations

réglissant le fonctionnement du réfrigérateur sont établies à partir des bilans thermique et massique au niveau de l'adsorbeur, du condenseur et de l'évaporateur, le système obtenu a été résolu par un schéma implicite de différence finie en utilisant la méthode itérative de Gauss Seidel.

Ils ont conclu que :

-La quantité du froid produite au cours de mois de Mars est de 6,391 MJ et pour le mois de Décembre est de 4642 MJ. Cela donne un COP_s de 0,253 et 0,211 pour les mois de Mars et de Décembre respectivement.

-Avec un flux solaire quotidien moyen de 436 $[W/m^2]$ et 480 $[W/m^2]$ pour les mois d'Août et d'Octobre respectivement, le COP_s atteint par ce système de réfrigération est de 0,113 et 0,151, avec une quantité totale du froid produit de 2,12 et 3.1 MJ. Le modèle dynamique développé a permis de prédire le fonctionnement réel du réfrigérateur solaire à adsorption et d'évaluer ses performances en fonction des conditions climatiques de la ville de Ouagadougou (Burkina Faso) pour les mois les plus chaudes et les mois les plus froids de l'année. Comme le montre le tableau suivant [25].

Tableau 1. 1 : Variation de la quantité du froid produite, densité de flux solaire quotidienne moyenne et de COP_s en fonction du mois [25].

Moins	Août	Octobre	Décembre	Mars
Quantité de froid produite(MJ)	2,1098	3,0965	4,642	6,391
Densité de flux solaire quotidienne moyenne (W/m^2)	435,597	479,980	514,916	589,636
COP_s	0,113	0,151	0,211	0,253

[ATTALLA et al 2018] ont effectué une étude expérimentale sur un système de fabrication de glace à adsorption solaire, connu sous le nom de SAIMS (Solar Adsorption Ice Maker System). Ce système utilise le couple d'adsorption charbon actif - méthanol.

Dans cette étude, les chercheurs ont examiné les caractéristiques isothermes et isobares du couple étudié. Pour cela, ils ont utilisé l'équation de Dubinin-Raduskevich (D-R), pour modéliser l'adsorption des gaz sur des solides poreux.

Une fois les caractéristiques de la paire sont établies, les chercheurs ont construit un prototype de SAIMS et l'ont testé dans des conditions météorologiques réelles à Qena, en Égypte [26].

La paire utilisée dans cette étude, est de charbon actif et de méthanol, cette paire a été comparée avec d'autres paires testées dans le contexte de l'adsorption solaire. Il a été constaté que le charbon actif est un bon matériau d'adsorption adapté au méthanol, mais il n'est pas le meilleur choix disponible.

La capacité d'adsorption maximale mesurée pour cette paire de travail est de (0,6935 kg de méthanol / kg de charbon actif).

L'étude a également montré que le coefficient de performance (COP) calculé pour les tests réalisés avec cette paire est d'environ 0,66. Cette valeur a été obtenue pour une température de génération de 110 °C, et des températures du condenseur et de l'évaporateur respectivement fixées à 30 °C et -5 °C.

Il a été observé que le transfert de chaleur efficace et la température élevée de l'adsorbant (charbon actif) favorisent la désorption et la condensation du méthanol, ce qui améliore le COP du système. En conséquence, une élévation de la production de la glace et de COP.

Finalement, ils ont conclu que l'adsorption solaire avec la paire charbon actif/méthanol peut être considérée comme l'un des systèmes prometteurs pour diverses applications telles que la fabrication de la glace, réfrigération, climatisation, et la préservation des aliments et des vaccins dans des régions éloignées et isolées.

Les résultats obtenus par ces auteurs sont présentés ci-dessous[26].

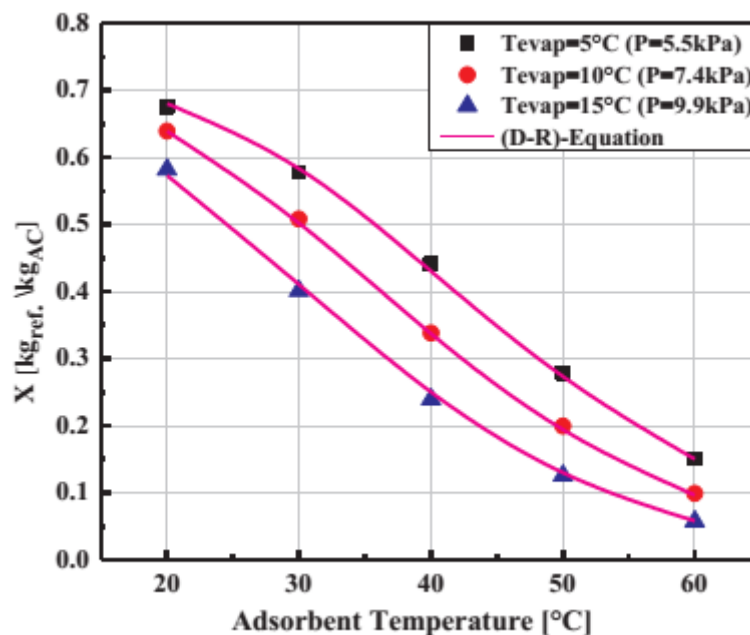


Figure 1. 38: Variation de la masse adsorbée pour les différentes températures d'évaporateur.

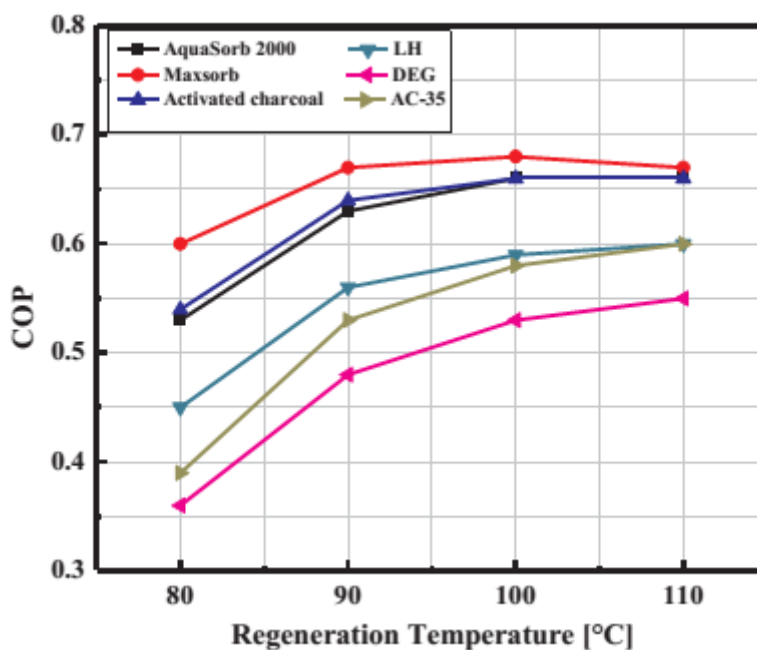


Figure 1. 39 : Relation entre le COP et la température de régénération pour différents types de charbon actif avec le méthanol [26].

[CHONG ZHAO et al 2019] ont mené une construction et une simulation numérique de deux tubes adsorbants, l'un était lisse et l'autre avait des ailettes, comme il est indiqué sur la figure 1.40. Ces deux tubes sont destinés aux réfrigérateurs solaires à adsorption.

Ces chercheurs ont tenu en compte les mêmes conditions aux limites et conditions initiales pour les deux tubes d'adsorbants étudiés afin de comparer leurs performances en termes de transfert de chaleur.

Cette simulation a été réalisée en deux dimensions en utilisant un code de calcul destiné pour la dynamique des fluides numérique (Ansys) [27].

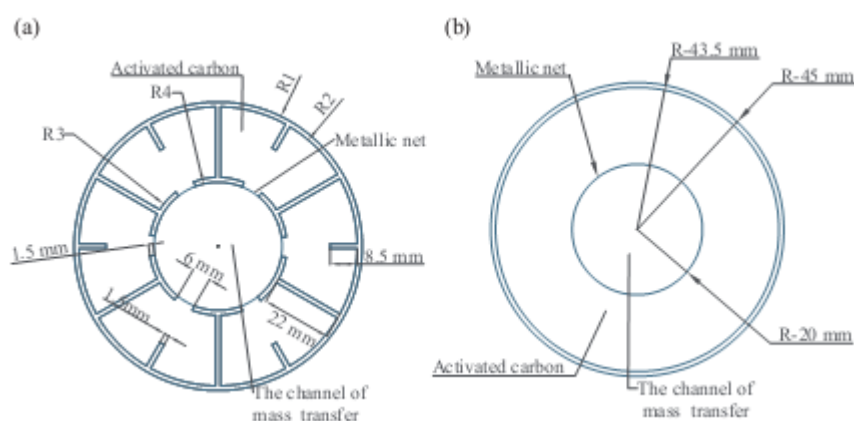


Figure 1. 40 : (a) Schéma en coupe du tube d'adsorbant à ailettes (b) Schéma en coupe du tube d'adsorbant lisse sans ailettes.

Les résultats les plus importants obtenus sont énumérés ci-dessous :

Le tube à ailettes a une distribution de température plus uniforme et un gradient de température plus faible pour le charbon actif que le tube lisse. Ce qui réduit la possibilité de réabsorption lorsque le chauffage isobare commence à l'étape suivante.

Les ailettes ont une influence importante sur les performances thermiques du système frigorifique, car elles réduisent la perte de chaleur radiale de la paroi du tube à ailettes, ce qui va améliorer efficacement les performances globales du système.

Voici quelques résultats obtenus :

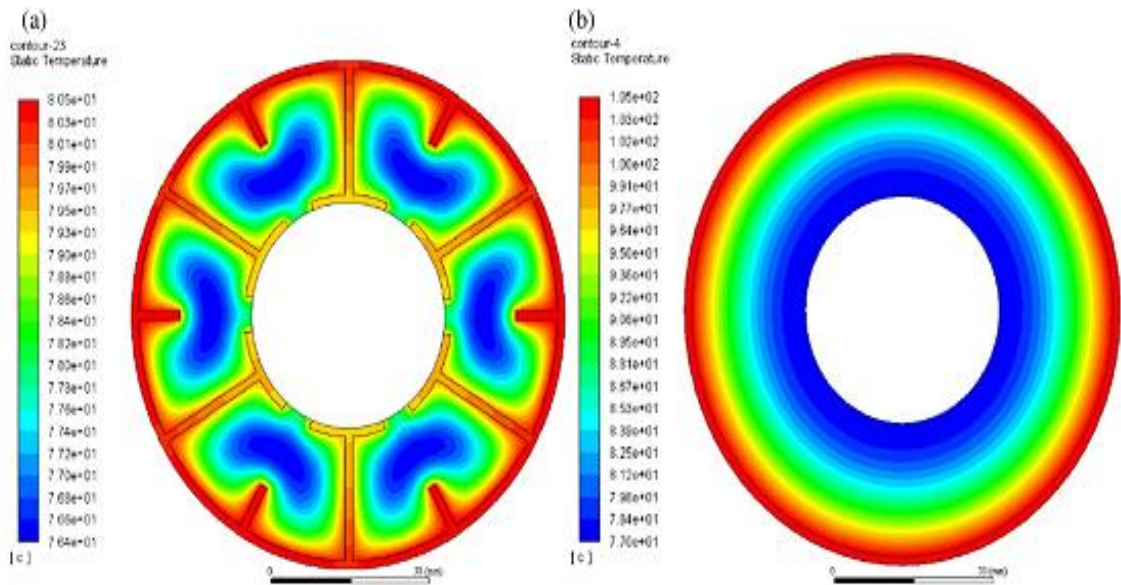


Figure 1. 41 : (a) Contour de température de paroi pour le tube à ailettes à environ 80 °C pendant 800 s (b) Contour de température de paroi pour le tube lisse à environ 80 °C pendant 500 s [27].

[ASIF et al 2021] ont élaboré un modèle thermodynamique pour une machine frigorifique à adsorption, alimenté par l'énergie solaire, à deux lits qui utilise du charbon actif/éthanol comme paire de travail. Ce modèle vise à améliorer les performances du système frigorifique étudié en réduisant la chaleur d'adsorption au moyen de l'adsorption isothermique.

Le modèle proposé a été utilisé pour évaluer plusieurs aspects du système, notamment la distribution d'énergie dans différents processus, la température de sortie d'eau glacée, la température maximale de désorption sur la masse effective du réfrigérant désorbé, l'influence de la température du cycle sur le volume de la phase d'adsorbat, ainsi que les paramètres qui influencent sur les performances du réfrigérateur[28].

Ils ont conclu que le paramètre principal pour améliorer les performances du système de refroidissement par adsorption est la température maximale de désorption. En effet un accroissement de cette température entraîne une

augmentation du COP, effet de réfrigération et de la puissance spécifique de refroidissement.

Ils ont également observé que l'adsorption isotherme est plus efficace que le processus isobare conventionnel en termes de COP, puisqu'elle fait réduire le temps du cycle de fonctionnement du système de refroidissement.

L'utilisation de l'adsorption isotherme améliore le COP et réduit le temps de cycle du système, ce qui le rend plus efficace que le procédé isobare conventionnel.

L'effet de refroidissement du système va accroître avec l'accroissement de la température maximale de l'adsorption.

Lors du processus de chauffage et de refroidissement isostérique, la variation de la fraction volumique du réfrigérant est principalement liée à la température du lit d'adsorption.

La température de sortie de l'eau glacée du système se réduit progressivement avec l'élévation de la température maximale d'adsorption.

Ci-dessous, nous avons présenté quelques résultats obtenus par ces auteurs [28].

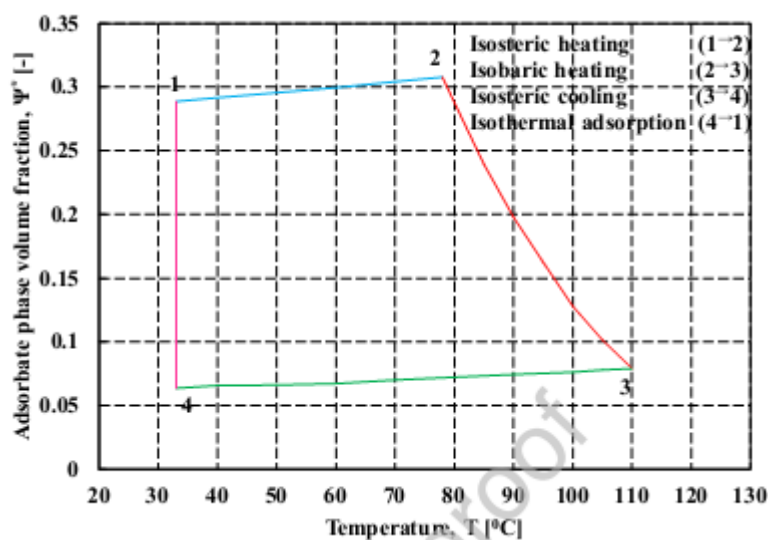


Figure 1. 42 : Variation de la fraction volumique de la phase adsorbée en fonction de la température du cycle.

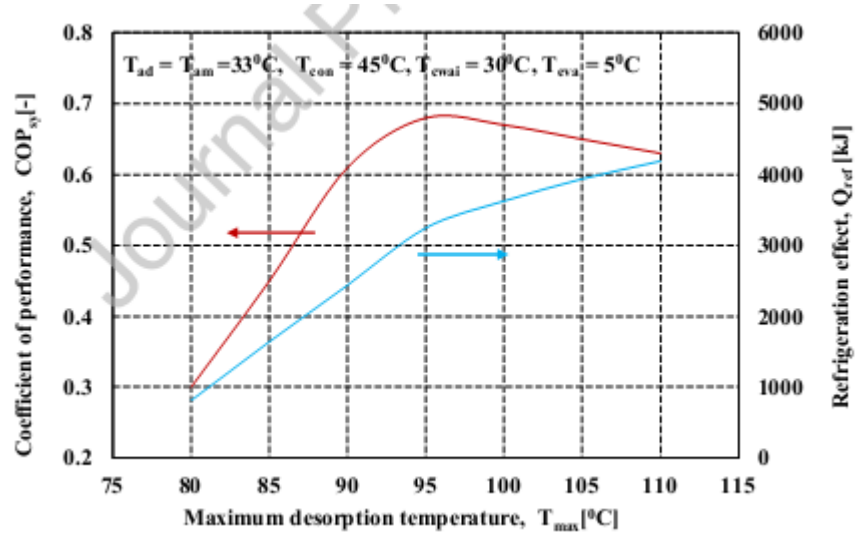


Figure 1. 43 : Effet de la température de désorption maximale et de réfrigération sur le COP

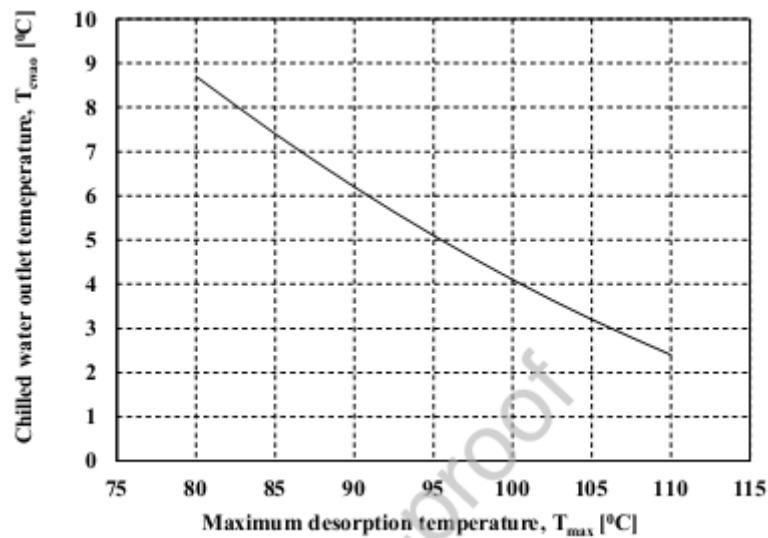


Figure 1. 44: Effet de la température maximale de désorption sur la température de sortie d'eau glacée [28].

1.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons donnée quelques conceptions et quelques travaux antérieurs sur les machines frigorifiques solaires à adsorption qui s'intéressent à étudier les différentes configurations de machines frigorifiques solaires à adsorption où les chercheurs se sont intéressés à la conception et à

l'optimisation des principaux composants du système, tels que le concentrateur solaire, l'adsorbeur, le condenseur, l'évaporateur et le régénérateur. Ces travaux ont contribué à l'avancement de cette technologie en fournissant des modèles mathématiques, des simulations numériques, des analyses expérimentales et des propositions d'optimisation. Ces travaux ont permis aussi d'améliorer notre compréhension des principes de fonctionnement et de développer des solutions pour augmenter l'efficacité et les performances de ces machines dans le but de promouvoir l'utilisation des énergies renouvelables et de réduire l'impact environnemental des systèmes de réfrigération.

CHAPITRE 2

NOTIONS GENERALES SUR LE GISEMENT SOLAIRE ET LE PHENOMENE D'ADSORPTION

CHAPITRE 2 : NOTIONS GENERALES SUR LE GISEMENT SOLAIRE ET LE PHENOMENE D'ADSORPTION

2.1 INTRODUCTION

Pour bien comprendre l'influence de différents paramètres de fonctionnement tels que (température d'adsorption, de condensation, d'évaporation et de régénération, ainsi que l'éclairement solaire) sur les cinétiques d'adsorption et sur le comportement thermique et massique d'une machine frigorifique solaire à adsorption, nous allons donner :

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté un modèle mathématique qui permet d'estimer l'irradiation diffuse, directe et globale.

Et dans la deuxième partie, nous avons donné les mécanismes des phénomènes d'adsorption et de désorption qui se produisent entre un gaz et un solide d'une part, et la cinétique du cycle frigorifique, autrement dit la vitesse à laquelle le fluide effectue le passage du générateur à la bouteille accumulatrice et vice versa. La connaissance de ces mécanismes constitue les bases indispensables de l'étude théorique des systèmes frigorifiques à adsorption.

2.2 FLUX DU RAYONNEMENT SOLAIRE

La valeur moyenne de la constante solaire (G_{cs}) est estimée à environ de $1367 [W.m^{-2}]$. Elle correspond à la quantité d'énergie solaire reçue par une surface perpendiculaire aux rayons du soleil située à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre. Cette constante est une valeur moyenne qui tient en compte les variations de la distance Terre-Soleil tout au long de l'année.

La formule qui permet de calculer la valeur de I_o en fonction du nombre de jours de l'année peut être donnée par :

$$I_o = G_{cs} [1 + 0.033 \cos(\frac{360}{365} N)] \quad (2. 1)$$

Déclinaison

La déclinaison δ représente l'angle formant la direction du Soleil avec le plan de l'équateur. Elle varie au cours de l'année entre $-23,45^\circ$ et $+23,45^\circ$ [30]. La relation qui permet de calculer cette valeur est donnée par [31,32] :

$$\delta = 23,45^\circ \sin \left[\frac{360}{365} (N + 284) \right] \quad (2. 2)$$

Où : N représente le numéro du jour de l'année à partir de 1^{er} Janvier.

L'angle horaire

La notion d'angle horaire ω est utilisée pour déterminer le temps solaire vrai (TSV) d'un lieu donné. Il représente l'angle formé entre le plan méridien qui passe par le centre du Soleil et le plan vertical du lieu (méridien) [33]. Il peut être exprimé par [34]:

$$\omega = 15^\circ (TS - 12) \quad (2. 3)$$

TS : L'heure solaire dans la journée.

Repérage du Soleil

Le repérage du Soleil peut être effectué par l'intermédiaire de deux angles : la hauteur du soleil et l'azimut. [45].

Hauteur du soleil [30].

La hauteur du soleil h_s est l'angle que forme la direction du soleil avec le plan horizontal, sa valeur correspond au lever et au coucher du soleil, cette hauteur varie entre $+90^\circ$ (zénith) et -90° (nadir) [30].

Elle est calculée à partir de la formule suivante [36] :

$$\sin(h_s) = \sin(\phi)\sin(\delta) + \cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) \quad (2.4)$$

Où ϕ : représente la latitude du lieu.

Pour obtenir la valeur de l'angle horaire au lever du soleil ω_1 , il suffit de mettre $\sin(h_s) = 0$ dans la formule (2.4), ce qui conduit à :

$$\cos(\omega_1) = -\tan(\phi)\tan(\delta) \quad (2.5)$$

Le temps solaire vrai est donné par la formule suivante :

$$TSV = 12 \pm \frac{\omega_1}{15} \quad (2.6)$$

6)

L'azimut

L'azimut du soleil az est défini comme l'angle entre la direction du soleil projetée sur le plan horizontal et la direction du sud. Sa valeur est comprise entre -180° à 180° [33], il peut être déterminé à partir de la relation suivante [104] :

$$\sin(az) = \frac{\sin(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(h_s)} \quad (2.7)$$

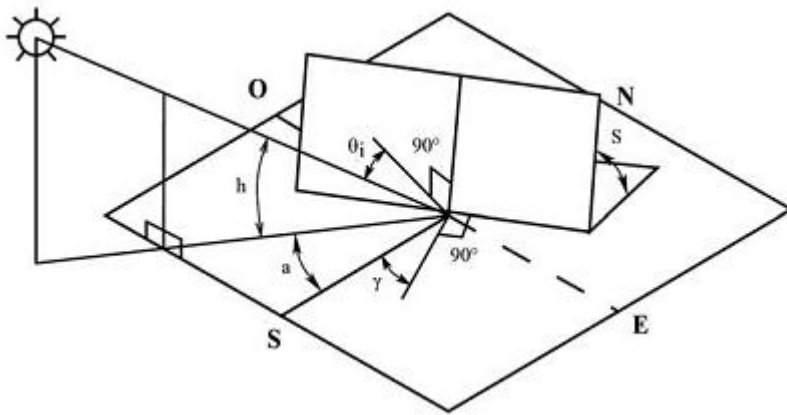


Figure 2. 1: Coordonnées horizontales [38]

Angle d'incidence

L'angle d'incidence se définit comme l'angle formé entre les rayons du soleil et la normale de la surface considérée [30].

La formule utilisée pour calculer l'angle d'incidence sur un plan sud est donnée par :

$$\cos(\theta_i) = \sin(\delta) \sin(\phi - \beta) + \cos(\delta) \cos(\omega) \cos(\phi - \omega) \quad (2.8)$$

θ_i : Angle d'incidence, β est l'angle d'inclinaison de la surface considérée par rapport à l'horizontal.

ϕ : latitude du lieu.

Albédo [55].

L'albédo du sol fait référence au coefficient de réflexion qui est réfléchi par le sol ou par des objets présents à sa surface. Cet albédo est important dans le cas où le sol est fortement réfléchissant (eau, neige).

$$\text{Alb} = \frac{\text{Energie réfléchie}}{\text{Energie recue}}$$

2.3 MODELISATION DU POTENTIEL SOLAIRE [39].

La connaissance du rayonnement solaire est indispensable à tous les investissements dans le domaine de l'énergie solaire. L'énergie globale incidente sur une surface quelconque dépend de plusieurs facteurs notamment le nombre de jours de l'année, la latitude du lieu, et l'angle d'inclinaison de la surface.

Pour estimer l'éclairement solaire incident sur une surface quelconque, il existe plusieurs modèles mathématiques basés sur les paramètres climatiques. Ces modèles prennent en compte des facteurs tels que l'éclairement solaire direct et diffus, les conditions météorologiques locales, l'épaisseur de l'atmosphère traversée par les rayons solaires, etc.

L'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité de l'irradiation solaire qu'elle reçoit.

- L'éclairement solaire direct I_{dir} se définit comme la partie de l'irradiation solaire qui atteint directement la surface de la Terre sans avoir subi de modifications significatives lorsqu'elle a traversé l'atmosphère.
- L'éclairement solaire diffus I_{dif} représente la partie de l'irradiation solaire qui est dispersée dans toutes les directions par les particules solides ou liquides qui se trouvent dans l'atmosphère.
- L'éclairement solaire global I_g étant la somme de l'éclairement diffus et de l'éclairement direct qui atteignent une surface donnée.

L'estimation de l'éclairement solaire direct, diffus et global incident sur une surface horizontale à tout moment fait intervenir plusieurs paramètres astronomiques et météorologiques qui permettent de caractériser le lieu et la position par rapport au soleil.

Modèle D'IDLIMEN

Pour une surface horizontale, l'éclairement solaire direct peut être déterminé à partir de la relation suivante [41] :

$$I_{dir_h} = I_{dir_n} \cdot \sin(h_s) \quad (2. 9)$$

L'éclairement solaire diffus du ciel sur un plan horizontal est calculé en utilisant la formule suivante :

$$I_{dif_h} = I_0 \cdot \sin(h_s) \cdot \left[0.271 - 0.2939 \cdot a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(h_s)}\right) \right] \quad (2. 10)$$

Pour un plan horizontal, l'éclairement solaire global est donné par ;

$$I_{g-h} = I_{dir_h} + I_{dif_h} \quad (2.$$

Où : I_0 représente l'irradiation extraterrestre à la surface normale, Il est déterminé en fonction du nombre de jours à partir de l'expression (2.1) :

L'éclairement solaire direct I_{dir_n} parallèle au rayon solaire est calculé à partir de la formule (2.12) :

$$I_{dir_n} = I_0 \cdot \left[a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(h_s)}\right) \right] \quad (2.12)$$

Les coefficients de trouble a, b sont donnés dans le Tableau 2.1,

Tableau 2.1: Coefficients de trouble.

Coefficients de trouble	Conditions normales	Ciel Clair	Zone industrielle
A	0,88	0,87	0,91
B	0,26	0,17	0,43

L'estimation de l'irradiation solaire reçue par une surface S ayant une orientation quelconque α par rapport au sud, et une inclinaison β par rapport à l'horizontale, fait intervenir trois facteurs de forme à savoir :

$$R_{dir} = \frac{\cos(\theta_i)}{\sin(h_s)}, R_{dif} = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \text{ et } R_{ref} = \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (2.13)$$

L'expression donnant l'éclairement réfléchi par le sol est obtenue à l'aide de la formule suivante :

$$I_{ref} = (I_{dif_h} + I_{dir_n} \cdot \sin(h_s)) \cdot Alb \cdot R_{ref} \quad (2.14)$$

L'éclairement solaire global incident sur une surface inclinée s'écrit [41].

$$I_{g-in} = I_{dir-h} \cdot R_{dir} + I_{dif-h} \cdot R_{dif} + I_{ref} \quad (2.15)$$

2.4 DESCRIPTION DU PHENOMENE D'ADSORPTION

Définition

Le phénomène d'adsorption a été découvert par Fantana et Schelle en 1711. [49]. Ce phénomène s'agit d'un processus surfacique c'est à dire qu'il se déroule au niveau des surfaces lorsque les molécules d'un fluide, appelé adsorbat, interagissent avec une phase solide, appelée adsorbant. Ces interactions permettent aux molécules de se fixer à la surface du solide, en formant une phase plus dense appelée phase adsorbée [50]

Ce phénomène se caractérise par le fait qu'il dépend quantitativement des propriétés texturales et structurales du solide, telles que le nombre et la forme des pores ainsi que la nature des fonctions de surface, Dans le procédé d'adsorption, la matière solide a pour caractéristiques de maintenir son intégrité physique et son architecture cristallographique [49].

La chaleur isostérique d'adsorption se définit comme la quantité de chaleur libérée au cours du processus d'adsorption. Elle fait intervenir deux types d'interactions différentes (figure 2.2) :

Les interactions entre l'adsorbant et l'adsorbat c.à.d. entre les molécules adsorbées et le solide.

Les interactions adsorbat/adsorbat (entre les différentes molécules adsorbées) comme le montre la figure suivante. [57]

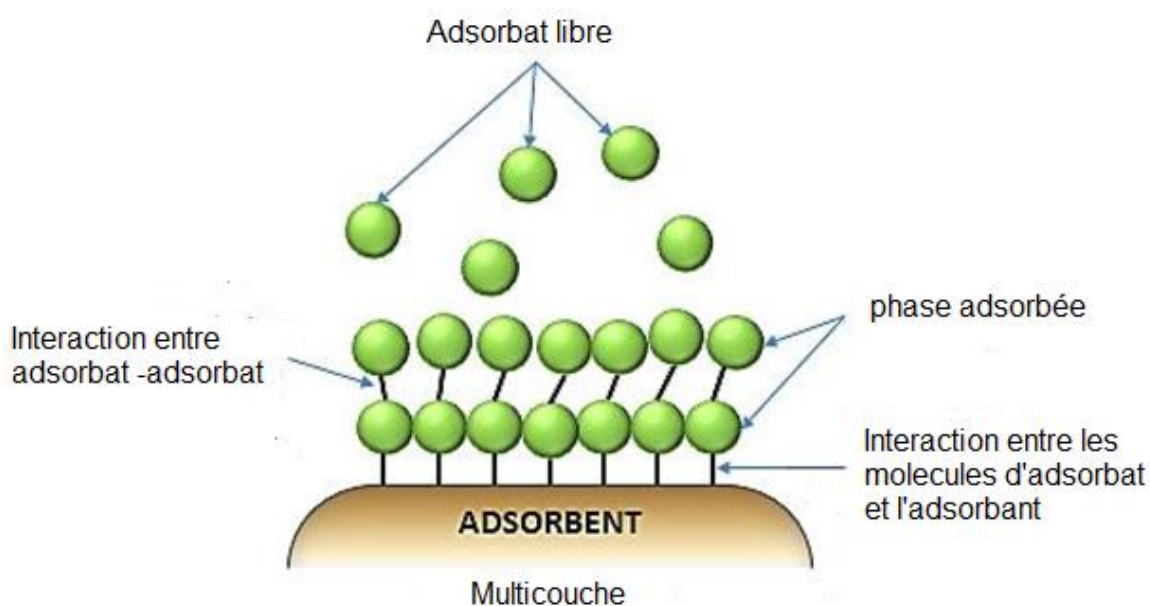


FIGURE 2.2 : Phénomène d'adsorption [51].

Le phénomène d'adsorption intervient dans plusieurs procédures industrielles et physiques, notamment dans les systèmes frigorifiques, dans le raffinage de l'eau potable et dans la filtration et la purification des gaz.

Le processus d'adsorption du gaz par un solide repose sur trois phases :

- Phase solide qui représente l'adsorbant.
- Phase gazeuse comprenant les molécules de gaz.
- Phase adsorbée (l'adsorbat) qui se compose des molécules adsorbées sur la surface [57].

Sur la figure 2.3 nous avons donné les différents termes de base qui peuvent être utilisés dans le phénomène d'adsorption.

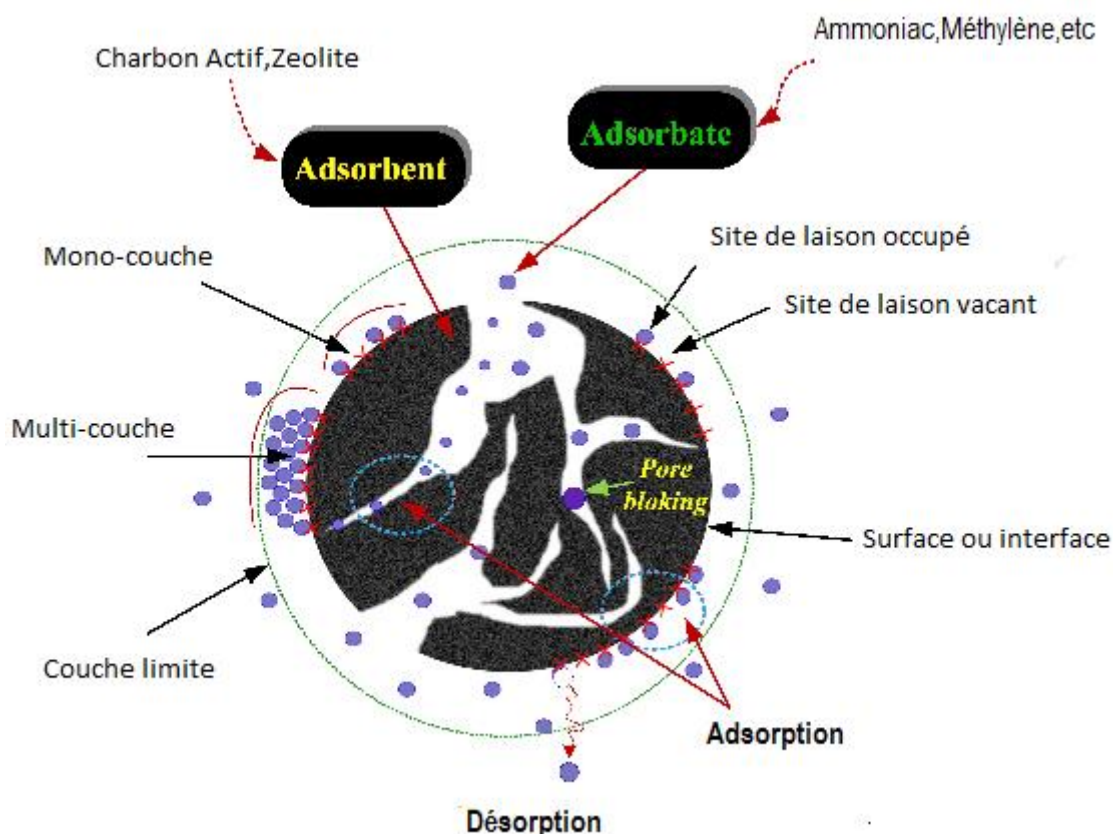


Figure 2. 3 : Termes de bases utilisés dans le phénomène d'adsorption [52].

La désorption est le processus inverse de l'adsorption, elle consiste à détacher du substrat solide les atomes ou les molécules adsorbées [49], généralement ce phénomène conduit à une diminution de la concentration des molécules de gaz en surface par rapport à la concentration totale du gaz adsorbé. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur.

2.5 TYPES D'ADSORPTION

Les processus d'adsorption peuvent être classés en deux catégories principales : l'adsorption physique et l'adsorption chimique. Ces deux types d'adsorption se distinguent par la quantité d'énergie mise en jeu lors des liaisons formées entre les molécules adsorbées et la surface solide, ainsi que par la nature de ces liaisons [49].

2.5.1 Adsorption physique (physisorption)

Le processus d'adsorption physique, également connu sous le nom de physisorption, se déroule sans l'intervention des réactions chimiques entre le produit à adsorber et l'adsorbat [53]. Il consiste à fixer les molécules d'adsorbat à la surface de l'adsorbant par des forces de liaison faibles de type Van Der Waals et des forces dues aux interactions électrostatiques de polarisation pour les adsorbants à structure ionique (par exemple, la zéolithe). Elle se passe sans modifier la structure moléculaire, et elle est généralement réversible : les molécules adsorbées peuvent être désorbées en réduisant la pression ou en augmentant la température [37]. La chaleur d'adsorption de ce type d'adsorption est comprise entre 5 et 40 (kJ/mol) [54].

2.5.2 Adsorption chimique (chimisorption)

Le processus d'adsorption chimique est la conséquence d'une réaction dans laquelle des liaisons chimiques sont formées entre les molécules de l'adsorbat et la surface de l'adsorbant, produisant des forces de liaison très fortes (c'est la raison pour laquelle le phénomène est connu sous le nom de chimisorption). Cette énergie est beaucoup plus forte que celle de l'adsorption physique [37]. Cette réaction se déroule généralement d'une manière irréversible, la chaleur d'adsorption correspondante à ce phénomène est très élevée et dépasse 80 kJ/mol [54].

2.6 ADSORBATS

L'adsorbat est la substance qui est adsorbée sur la surface d'un matériau adsorbant c'est-à-dire qui se fixe à la surface d'un adsorbant par des forces d'attraction, formant une couche adsorbée. L'adsorbat peut être un gaz, un liquide ou même un solide en suspension. Les propriétés physico-chimiques de l'adsorbat, telles que la taille, la polarité, la charge électrique et la stabilité thermique, jouent un rôle crucial dans le processus d'adsorption.

La capacité d'adsorption de l'adsorbat fait référence à la quantité maximale d'adsorbat qu'un adsorbant donné peut adsorber à une température et une pression donnée. Cette capacité dépend de l'affinité entre l'adsorbat et l'adsorbant, ainsi que des conditions d'adsorption.

2.7 ADSORBANTS [50]

Les adsorbants sont des matériaux poreux qui se caractérisent par leur structure poreuse, qui comprend un volume poreux et une surface spécifique extrêmement élevée. La typologie établie par l'IUPAC (International Union of Pure and Applied Chemistry) a permis de classer ces adsorbants en fonction de la taille de leurs pores (tp) de la manière suivante :

Macroporeux : $tp > 50 \text{ nm}$

Mésoporeux : $2 \text{ nm} < tp < 50 \text{ nm}$

Microporeux : $tp < 2 \text{ nm}$

Un bon adsorbant a une grande surface spécifique qui peut être comprise entre 600 et $1500 \text{ m}^2/\text{g}$; cette grande surface est le résultat de la fragmentation intérieure et de la capacité capillaire du solide.

2.8 MECANISME DU PHENOMENE D'ADSORPTION

Le processus du transfert d'un adsorbat d'une phase liquide vers un site d'adsorption dans une phase solide peut être décrit en quatre étapes principales :

Diffusion externe : Cette étape du processus se caractérise par le transfert de masse externe et la migration des molécules d'adsorbat de la phase liquide vers la surface externe des particules de l'adsorbant.

Diffusion interne : Cette diffusion intervient une fois que les molécules de soluté ont atteint la surface extérieure de l'adsorbant. À ce stade, les molécules de soluté se déplacent à travers le film liquide environnant vers la surface externe de l'adsorbant. Cette étape peut être caractérisée par un coefficient de transfert K_F .

Diffusion de surface : À ce stade, les molécules adsorbées peuvent diffuser d'un site d'adsorption à un autre à la surface interne de l'adsorbant. Cela peut se produire sous forme de diffusion libre, où les molécules d'adsorbat se désorbent et se déplacent dans la phase liquide à l'intérieur des particules de l'adsorbant, ou sous forme de diffusion adsorbée, où les molécules d'adsorbat se déplacent d'un site

d'adsorption vers un site adjacent. Cette étape est caractérisée par un coefficient de diffusion K_d .

Adsorption : L'adsorption se produit lorsque les molécules d'adsorbat se lient à des sites actifs sur la surface interne de l'adsorbant. Cette étape implique la fixation des molécules d'adsorbat sur des sites d'adsorption spécifiques, ce qui peut se produire par des interactions physiques (adsorption physique) ou des réactions chimiques (adsorption chimique) entre l'adsorbat et l'adsorbant [54].

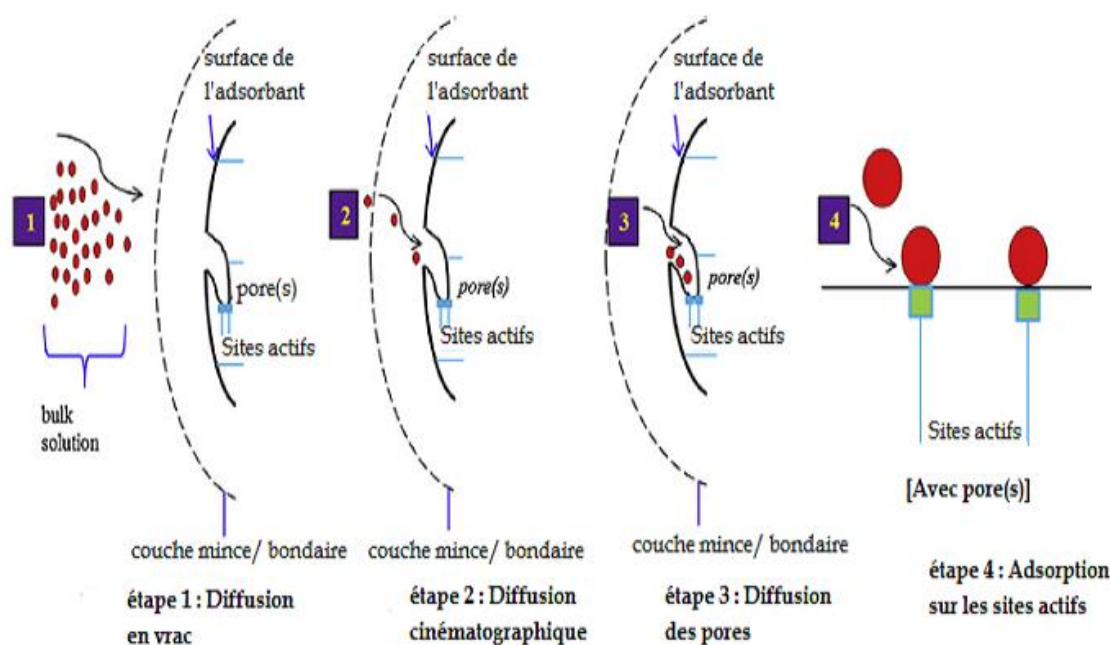


Figure 2.4 : Schéma descriptifs de mécanisme d'adsorption

2.9 COUPLE DE TRAVAIL ADSORBANT/REFRIGERANT

Afin d'optimiser les performances des systèmes de réfrigération par adsorption, il est primordial de prendre en considération le choix judicieux de l'adsorbant et du fluide frigorigène. Parmi les adsorbants les plus utilisés dans le domaine de réfrigération, on peut citer notamment le charbon actif, la zéolithe et le gel de silice.

Le charbon actif est un adsorbant très courant en raison du bon compromis qu'il offre entre les capacités d'adsorption et la désorption élevées. La zéolithe est une alternative intéressante, mais elle doit être utilisée en grandes quantités

puisqu'elle ne désorbe qu'une petite quantité de réfrigérant durant l'augmentation de sa température. Le gel de silice est également un adsorbant efficace, mais son coût élevé et son indisponibilité peuvent limiter son utilisation.

Les réfrigérants les plus utilisés sont l'ammoniac (NH_3), le méthanol et l'eau (H_2O). En effet car ils se caractérisent par leur forte chaleur latente (1368, 1160 et 2258 kJ/kg respectivement) et leur faible volume spécifique de l'ordre de $103 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Cependant, le NH_3 est un produit corrosif et toxique, ce qui pose des problèmes de sécurité. Le méthanol est inflammable, mais il n'est pas toxique ni corrosif, contrairement au NH_3 . Enfin, l'eau est non toxique, non inflammable et non corrosive, mais elle a une chaleur latente relativement faible par rapport aux autres fluides [56].

Dans notre étude nous allons choisir le charbon actif comme adsorbant et l'ammoniac comme adsorbat.

2.10 CHARBONS ACTIFS

Les charbons actifs sont des carbones qui sont préparés dans le but d'augmenter leur pouvoir adsorbant. Ils sont fabriqués à partir de matières premières telles que le charbon, la houille, le bois, les polymères, etc [60].

2.11 CRITERES DE CHOIX DU COUPLE

Critères de choix d'un couple solide-gaz :

a) Choix du solide adsorbant

Les adsorbants sont généralement choisis suivants de plusieurs facteurs, notamment leur capacité d'adsorption et leur conductivité thermique. Les adsorbants doivent avoir une capacité d'adsorption élevée à faible température et à la pression d'équilibre dans l'évaporateur.

En revanche, Ces adsorbants doivent avoir une faible capacité d'adsorption quand la température du cycle est élevée et associée à la pression d'équilibre au niveau du condenseur.

Etant donné que l'adsorption est un phénomène de surface, alors les adsorbants microporeux ayant la plus grande surface spécifique (zéolithes ,alumines activées charbons actifs, et gel de silice) doivent être utilisés [57].

b) Choix du fluide frigorigène

L'adsorbat choisi doit répondre aux critères suivants :

- avoir une chaleur latente d'évaporation élevée [58].
- Il doit être facilement adsorbé aux basses températures et il doit être difficile à adsorber pour les hautes températures.

La classification des adsorbants les plus utilisés dans les systèmes frigorifiques à adsorption dépend de plus ou moins de la chaleur latente de vaporisation. Dans un ordre décroissant, on trouve l'eau ayant une chaleur latente de vaporisation très élevée, suivie de près par l'ammoniac. Les alcools primaires tels que le méthanol et l'éthanol ont également des chaleurs latentes de vaporisation élevées, mais elles sont plus faibles que celles de l'eau et de l'ammoniac [60].

c) Choix thermodynamique

Le choix d'un frigorigène approprié doit prendre en compte un certain nombre de facteurs thermodynamiques tels que :

Le réfrigérant doit être choisi à des températures de condensation et d'ébullition compatibles avec les températures externes du cycle du fonctionnement de la machine, pour correspondre respectivement à la forte et à la faible pression du système.

De plus, le réfrigérant doit être choisi de manière à ce que sa température critique soit la plus élevée possible.

La chaleur isostérique de désorption est également un facteur important à prendre en compte lors du choix d'un réfrigérant, parce qu'il correspond à la quantité de chaleur nécessaire à fournir pour briser les liaisons réversibles existant entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant. Cette quantité d'énergie doit être choisie de telle sorte qu'elle soit la plus faible possible [53].

La chaleur spécifique massique de l'adsorbant utilisé doit être plus faible [61]

La tension superficielle et la viscosité du réfrigérant doivent être plus faibles [5].

d) Choix technique et de sécurité

Les critères techniques et de sécurité à prendre en compte sont les suivants :

Stabilité chimique : Il importe de choisir le couple de réfrigérants chimiquement stables, et surtout pour les températures de fonctionnement plus élevées.

Solidification : il est crucial de mettre en œuvre un couple de réfrigérants qui ne solidifie pas à basse température.

Corrosion : Il est indispensable de choisir un couple de réfrigérants qui ne produit pas de corrosion avec les matériaux constituant les organes et les canalisations du cycle réfrigérateur.

Inflammabilité : il est nécessaire de choisir des matériaux ininflammables pour éviter les risques d'incendie.

Toxicité : Il est important de choisir des fluides frigorigènes qui ne sont pas toxiques pour les utilisateurs ou l'environnement.

La corrosion et l'inflammabilité sont les facteurs principaux responsables de vieillissement du couple du réfrigérant et limitant la durée de vie des machines frigorifiques [60].

2.12 TERMODYNAMIQUE DE L'ADSORPTION

La représentation de l'équilibre se fait généralement sous forme de graphique. Il permet de décrire la relation entre la concentration du soluté adsorbé et la

concentration du soluté dans la phase fluide. Les représentations de l'équilibre peuvent être classées en trois grandes familles :

- Les isothermes dans lesquels la masse de soluté (m) adsorbée par l'unité de masse de l'adsorbant est exprimée en fonction de la pression partielle du gaz en phase vapeur à température constante.
- Les isobares qui reflètent les variations de la masse m avec la température sous une pression partielle constante de l'adsorbat en phase gazeuse.
- Les isostères qui représentent la variation de la pression partielle du soluté en phase gazeuse en fonction de la température pour une masse adsorbée constante.

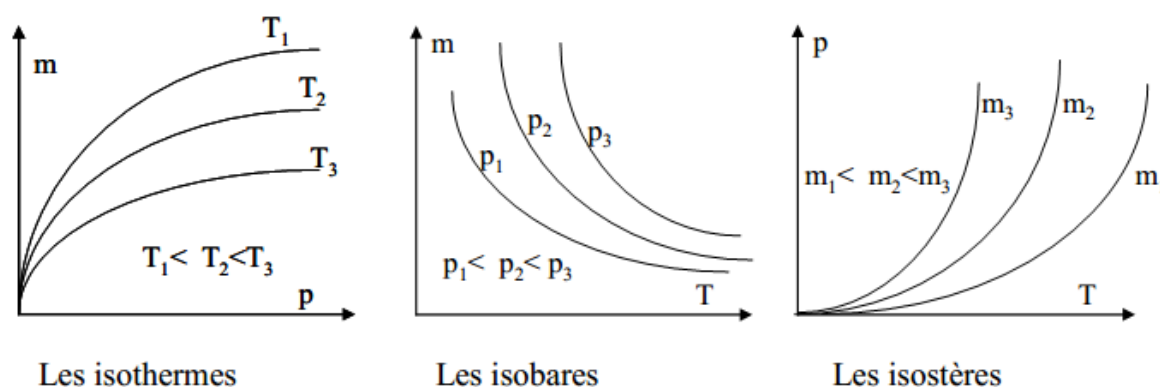


Figure 2. 5 : Représentation de l'équilibre du phénomène de l'adsorption.

2.13 ISOTHERMES

Les isothermes d'adsorption ont été classées par BRUNAUER en cinq types principaux :

- **Type 1** : est le type de LANGMUIR. Il a une forme hyperbolique, et sa courbe $m = f(p/p_0)$ tend asymptotiquement vers une valeur limite fixe. Ce type d'adsorption est observé lorsque le matériau n'absorbe qu'une seule couche d'adsorbat, et en l'adsorption chimique.

- Avec : p_o : la tension de vapeur du soluté.

p : pression partielle.

et p/p_o l'activité ou saturation relative du soluté.

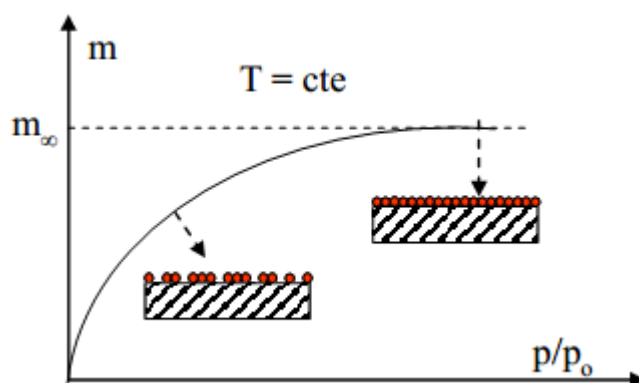


Figure 2. 6 : Isotherme type I

- **Type 2** : Le deuxième type est le type sigmoïde. Il existe une asymptote pour $P/P_o=1$ sur le graphique $m = f(P/P_o)$. Ce type est le plus fréquent et selon EMMET, BRUNAUER et TELLER (B.E.T.), la première partie de la courbe se réfère à une adsorption monomoléculaire, après laquelle se produit une couche multimoléculaire d'épaisseur indéfinie.

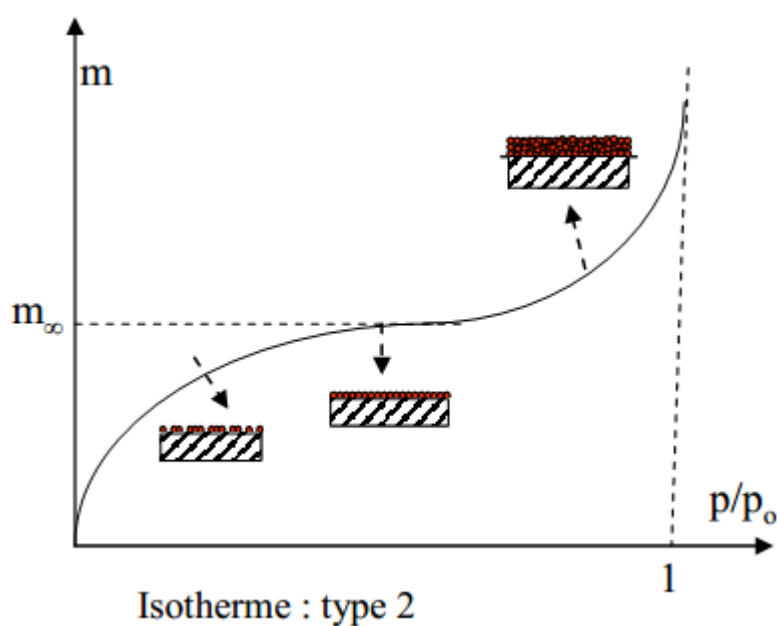


Figure 2. 7: Isotherme type II

- **Type 3** : les courbes de ce type présentent une concavité qui est tournée vers l'axe des ordonnées (masse). La quantité de gaz adsorbé continue à croître d'une façon illimitée jusqu'à ce que le rapport P/P_o tende vers 1, une couche multimoléculaire illimitée se forme sur la surface de l'adsorbant. La chaleur d'adsorption à laquelle se réfère ce type d'isotherme est inférieure à la chaleur qui se produit lors de la liquéfaction de l'adsorbat [62].

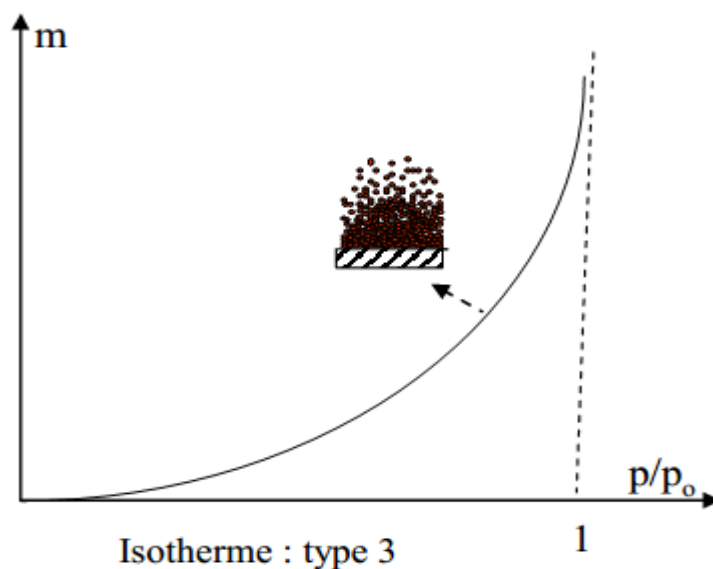


Figure 2. 8 : Isotherme type III

- **Type 4** : Les courbes des isothermes de ce type sont similaires à celles du type 2, mais la quantité du gaz adsorbé se limite au rapport P/P_o égale à 1. Dans cette configuration, il se produit une condensation capillaire et le maximum de substance adsorbée obtenue correspond au remplissage complet de tous les capillaires.

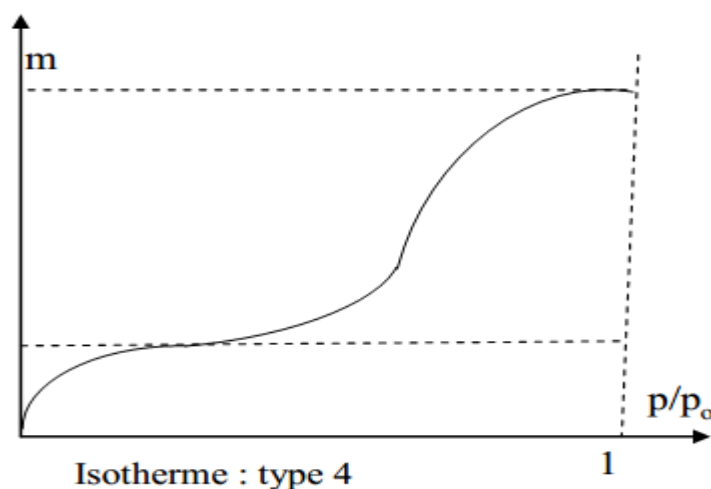


Figure 2. 9 : Isotherme type IV

-**Type 5** : Les isothermes de ce type sont similaires à celles du type 3 lorsque les valeurs de (P/P_0) sont faibles. Dans le cas où les valeurs de saturation relative (P/P_0) sont plus élevées, ces isothermes seront similaires à celles du type 4. Dans une couche d'épaisseur finie, il se produit une condensation capillaire et une adsorption [62].

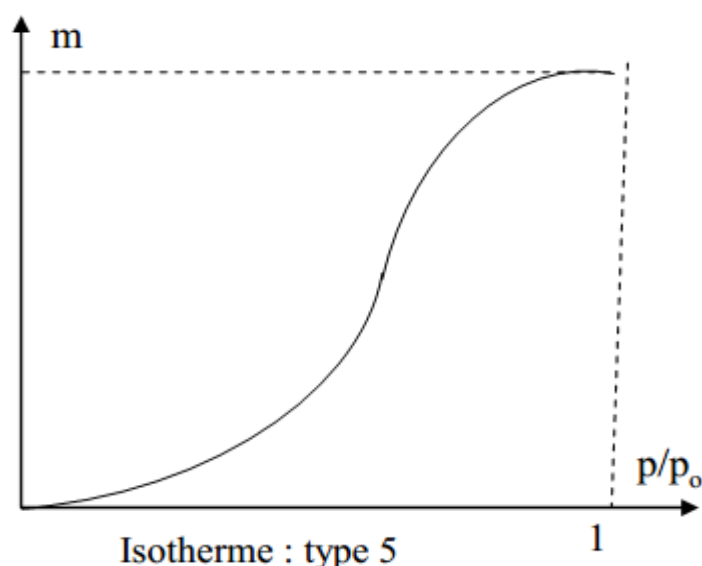


Figure 2. 10 : Isotherme type V

2.14 MODELES CINETIQUES D'ADSORPTION

Les modèles cinétiques sont les modèles qui décrivent le phénomène d'adsorption au niveau moléculaire par la spécification de la cinétique et du nombre de couches de molécules adsorbées.

Isotherme de LANGMUIR

Le modèle mathématique d'adsorption établi par Langmuir en 1916 est connu sous le nom de modèle d'adsorption de Langmuir. Il est utilisé pour décrire l'adsorption de gaz ou de liquides sur des surfaces solides homogènes. Ce modèle est caractérisé par sa simplicité [64] et il repose sur les deux hypothèses suivantes :

La première hypothèse stipule que les molécules adsorbées ne peuvent former qu'une couche monomoléculaire (monocouche) sur la surface.

La deuxième hypothèse stipule que le processus d'adsorption est en équilibre dynamique, ce qui signifie que le nombre de molécules qui se condensent sur la surface par seconde est proportionnel au nombre de molécules qui s'évaporent dans le même temps.

Dans le cas d'une adsorption monomoléculaire, l'équation proposée par Langmuir pour calculer la masse adsorbée est donnée par [65] :

$$\theta = \frac{m}{m_0} = \frac{k.p_v}{1+k.p_v} \quad (2. 16)$$

Avec θ : est le taux de recouvrement de la surface.

m : Quantité d'adsorbat.

m_0 : Quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche.

p_v : Pression partielle de vapeur.

k : Constante d'équilibre d'adsorption.

Les formes des courbes de vitesse d'adsorption et de désorption sont en réalité plus compliquées. Dans la configuration la plus simple d'un adsorbant homogène, les facteurs qui doivent être pris en considération sont : le taux de recouvrement, la probabilité de condensation des molécules sur la surface du solide, le nombre de collisions avec cette surface, l'énergie d'adsorption [60].

Isotherme de HILL DE BOER

Dans ce modèle, ils ont tenu en compte les interactions entre les molécules d'adsorbat en les décrivant par une équation d'état de type VAN DER WAALS :

$$\left(P + \frac{\alpha n^2}{V^2} \right) (V - n.b) = nRT \quad (2. 17)$$

Avec α et b : constantes de l'équation d'état de VAN DER WAALS.

L'expression de l'isotherme de Hill de Boer en fonction du taux de

recouvrement peut être donnée par [66] :

$$k_1.P = \frac{\theta}{1-\theta} \exp\left(\frac{\theta}{1-\theta} - \frac{k_2}{RT} \theta\right) \quad (2.18)$$

Avec P : Pression [Pa]

k_1 : Paramètre d'équilibre représente les interactions adsorbat-adsorbant, il est donné par : $k_1 = k_0 \exp\left(\frac{E}{RT}\right)$ (2.19)

k_0 : Constante d'équilibre à une température de référence.

E : Energie d'interaction entre l'adsorbat et l'adsorbant.

k_2 : Constante énergétique d'interaction entre les molécules d'adsorbats.

θ : Taux de recouvrement de surface de l'adsorbant.

R : Constante des gaz parfaits [J/ (mol.K)]

T : température absolue (K)

Isotherme de VOLMER

Dans le modèle de VOLMER, la constante α de l'équation d'état de VAN DER WAALS a été supposée nulle pendant l'adsorption monocouche par les interactions intermoléculaires. Donc cette équation devient :

$$P(V - n.b) = nRT \quad (2.20)$$

Le modèle d'isotherme proposé par VOLMER est [67] :

$$P.k = \frac{\theta}{1-\theta} \exp\left(\frac{\theta}{1-\theta}\right) \quad (2.21)$$

Avec :

k : constant d'adsorption

θ : Taux de recouvrement de surface de l'adsorbant.

Isotherme de BRUNAUER, EMMET et TELLER(B.E.T)

Les travaux de Brunauer, Emmet et Teller (BET) ont apporté des améliorations significatives à la théorie de Langmuir en présentant un modèle d'adsorption multicouche qui tient en compte la formation de plusieurs couches d'adsorbat sur la surface adsorbante.

Ce modèle offre une approche plus réaliste de l'adsorption de gaz sur les surfaces solides afin de déterminer la surface spécifique des matériaux poreux. Cependant, il est important de noter que ces théories ne prennent pas en compte certaines interactions intermoléculaires et inhomogénéités de surface qui peuvent influencer l'adsorption.

Ce modèle est basé sur le postulat fondamental de Langmuir en le supposant plus que :

La chaleur d'adsorption et la chaleur de condensation sont les mêmes dans toutes les couches adsorbées à l'exception de la première couche.

La vitesse d'évaporation des molécules adsorbées dans une couche est égale à la vitesse de condensation de l'adsorbat sur la couche précédente.

Dans ce modèle, Il faut tenir en compte les interactions gaz-gaz et gaz-solide et chaque molécule adsorbée dans une couche peut être considérée comme le siège d'adsorption pour une molécule dans la couche adjacente (voir la figure 2.11).

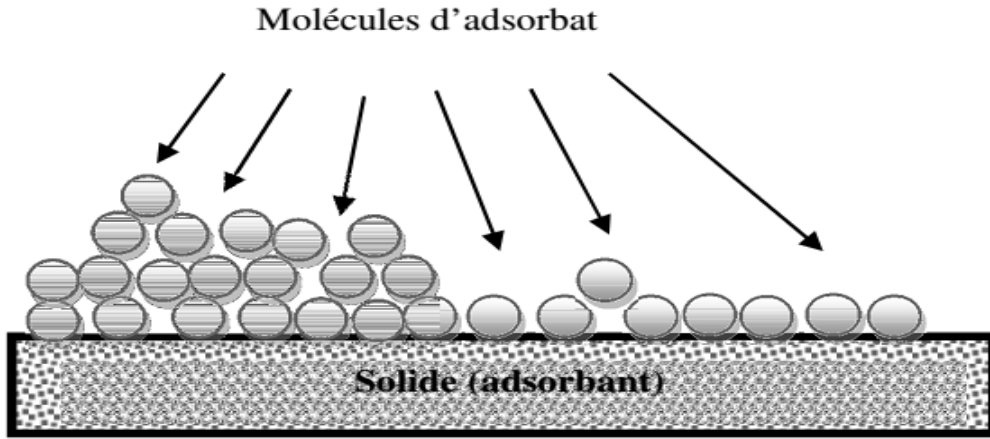


Figure 2. 11 : Modèle d'adsorption en multicouches [68]

Pour un nombre fini de couches, Brunauer, Emmett et Teller ont proposé une équation de forme générale [69].

$$\theta = \frac{m_a}{m_0} = \frac{CX}{1-X} \cdot \left[\frac{1-(n+1)X^n + nX^{n+1}}{1+(C-1)X - CX^{n+1}} \right] \quad (2. 22)$$

Avec :

m_0 : la masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire par une masse d'adsorbant,

m_a : la masse adsorbée de l'adsorbat par unité de masse d'adsorbant.

n : est le nombre de couches moléculaires d'adsorbat.

$X = \frac{P}{P_{sat}(T)}$: Pression relative où P est la pression d'équilibre et P_{sat} est la pression de saturation de l'adsorbat liquide.

C : est une constante caractéristique du gaz (adsorbat), elle est donnée approximativement par l'équation suivante :

$$C = \exp\left(\frac{Q_{ad} - Q_{cond}}{RT}\right) \quad (2.23)$$

Avec Q_{ad} est la chaleur d'adsorption de la première couche,

Q_{cond} est la chaleur de condensation, donc de la formation des couches supérieures.

Pour $n = 1$, l'équation (2.22) se réduit à celle de Langmuir.

Pour $n \rightarrow \infty$, cas où le nombre de couche est illimité, l'équation (2.22) s'écrit

$$\text{alors : } \theta = \frac{m}{m_0} = \left[\frac{CX}{(1-X)(1+(C-1)X)} \right] \quad (2.24)$$

Qui peut être mise sous la forme [70] :

$$\frac{p}{m(p_s - p)} = \frac{1}{m_0 \cdot C} + \frac{(C-1) \cdot p}{m_0 \cdot C \cdot p_s} \quad (2.25)$$

Où :

p_s : Pression de saturation à la température.

p : Pression de vapeur de l'adsorbat.

C : Constante de R.E.T, fonction de la chaleur d'adsorption [70]

Les isothermes de type II et III sont bien représentés par le modèle B. E. T [44].

Vis-à-vis de la théorie originale de Langmuir, les principaux développements ont été introduits par Brunauer, Emmet et Teller. Cependant, ces deux modèles négligent encore certains aspects, tels que les interactions intermoléculaires de l'adsorbat et l'inhomogénéité de la surface de l'adsorbant ce qui a conduit les chercheurs à découvrir de nouveaux modèles, principalement des modèles thermodynamiques [71].

Modèle de FREUNDLICH

L'équation de Freundlich est un modèle empirique qui offre une grande précision dans la description de l'adsorption physique sur des surfaces où la

concentration d'adsorbat est relativement élevée [72]. Ce modèle présente un cas particulier de Langmuir et peut être utilisé pour modéliser l'adsorption multicouche sur des surfaces hétérogènes. Il peut être exprimé par l'équation suivante [73] :

$$\chi = \chi_0 \left(\frac{P}{P_s} \right)^{1/n} \quad (2.26)$$

χ : Concentration de l'adsorbat (kg/kg de l'adsorbant)

χ_0 : Concentration maximale de l'adsorbat (kg/kg de l'adsorbant)

P_s : Pression de saturation

2.15 MODELE PHENOMENOLOGIQUE

Modèle thermodynamique de DUBININ-POLANYI

La théorie du potentiel d'adsorption a été introduite par Polanyi en (1914) [74]. Cette théorie est une approche théorique visant à comprendre l'adsorption à l'échelle microscopique sans faire appel à une connaissance détaillée de la structure moléculaire de l'adsorbant [57].

Le modèle de Polanyi est basé sur une approche purement thermodynamique du phénomène d'adsorption, il se repose sur la notion de potentiel d'adsorption [57], qui représente la variation de l'énergie libre correspondant au travail effectué par les forces d'adsorption pour faire déplacer une molécule d'adsorbat de la phase gazeuse sous pression de saturation P_s à la phase adsorbée sous la pression d'équilibre d'adsorption P_v à la même température T_R [57].

Pour une mole de gaz parfait, le potentiel d'adsorption est donné par [74,65] :

$$\varepsilon = \Delta g = RT \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \quad (2.27)$$

Avec

R : Constante universelle des gaz parfaits [$\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$].

T : Température [K]

P_s : Pression de saturation [Pa]

P : Pression d'équilibre en [Pa].

Selon cette théorie, l'espace au voisinage de l'interface entre l'adsorbant et l'adsorbat est considéré comme une série de surfaces équipotentielles. Chacune de ces surfaces limite un volume V_i , qui représente un espace où les molécules d'adsorbat peuvent être localisées en conservant la même énergie potentielle d'adsorption, comme le montre la figure suivante :

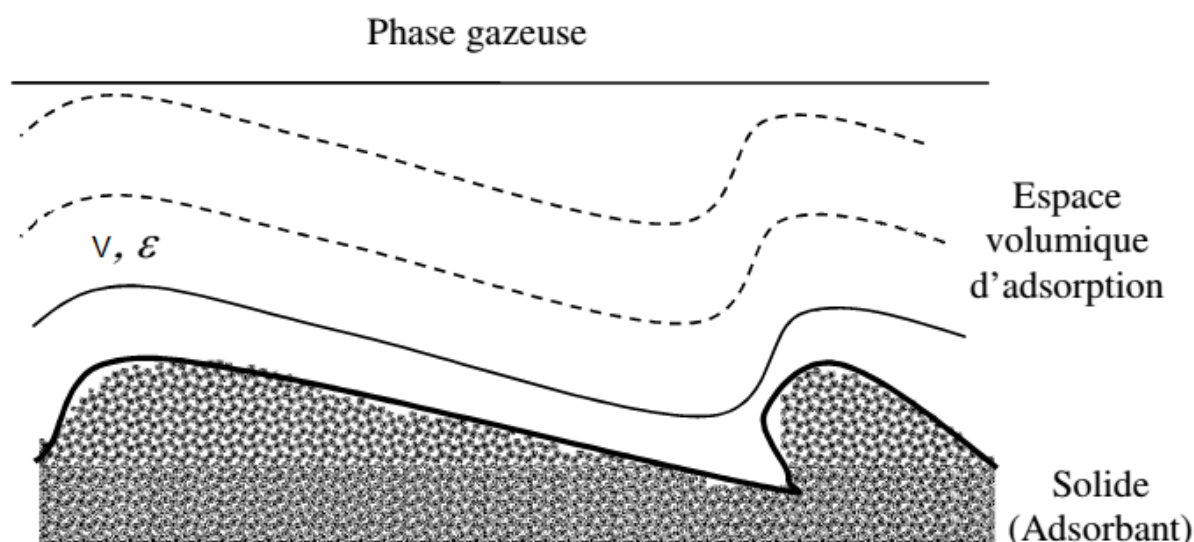


Figure 2.12 : Schéma descriptif du phénomène d'adsorption suivant le modèle de Polanyi [68]

Par conséquent, le volume cumulé de la phase adsorbée V est une fonction du potentiel d'adsorption dans le système gaz-solide. Cette fonction est généralement représentée par une courbe caractéristique qui décrit la quantité de gaz adsorbée à différents potentiels d'adsorption : $V = f(\varepsilon)$.

Mathématiquement, la forme exacte de la courbe caractéristique peut varier en fonction des propriétés spécifiques du gaz adsorbé et du solide adsorbant.

Cependant, les chercheurs ont proposé des fonctions spécifiques pour modéliser cette courbe. [57] :

Parmi les équations bien connues pour décrire la courbe caractéristique, on peut citer l'équation de Dubinin-Radushkevich et Dubinin et Astakhov et Dubinin

Modèle de DUBININ-RADUSHKEVICH

Sur la base de la théorie du potentiel, Dubinin et Radushkevich a proposé une équation fondamentale de l'adsorption comme suit [74] :

$$V = V_0 \cdot \exp \left[- \left(\frac{\varepsilon}{\beta E_0} \right)^2 \right] \quad (2.28)$$

Avec

E_0 : Energie caractéristique d'adsorption.

B représente l'affinité de l'adsorbat, il est donné dans le tableau suivant :

Tableau 2.6: valeurs de β pour différents adsorbats[38].

Adsorbat	Ammoniac	Dioxyde de carbone	Méthanol	Méthyle amine	Dioxyde de soufre	azote
β	0.28	0.35	0.45	0.54	0.47	0.35
Absorbat	Benzène	Méthane	Ethane	Propane	Butane	éthanol
β	1,0	0,53	0,71	0,72	0,96	0,64

En substituant le potentiel d'adsorption ε par son expression dans l'équation (2.28), on obtient [76] :

$$V = V_0 \cdot \exp \left[-D \left(T \ln \frac{p_s(T)}{p} \right)^2 \right] \quad (2.29)$$

Avec : $D = \left(\frac{R}{\beta E_0} \right)^2$ représente une constante qui caractérise le couple adsorbant /adsorbat [77].

Donc la concentration d'adsorption qui représente la masse adsorbée par kilogramme d'adsorbant à une température T et à une pression P est donnée par :

$$\chi = \rho_l(T) V_0 \cdot \exp \left[-D \left(T \ln \frac{p_s(T)}{p} \right)^2 \right] \quad (2.30)$$

Modèle de DUBININ ET ASTAKHOV

La généralisation de la relation (2.30) a été réalisée par Dubinin- Astakhov en introduisant un exposant variable n, ce qui permet de décrire l'adsorption par divers adsorbants. Cette nouvelle équation, appelée équation de Dubinin-Astakhov (D-A), s'exprime dans sa forme générale de la manière suivante [57] :

$$\chi = \rho_l(T) V_0 \cdot \exp \left[-D \left(T \ln \frac{p_s(T)}{p} \right)^n \right] \quad (2.31)$$

Où $\rho_l(T)$ est la masse volumique du réfrigérant prise approximativement égale à celle du liquide à la même température.

L'hétérogénéité du solide est caractérisée par l'exposant n, de sorte que la structure du solide devient de plus en plus homogène au fur et à mesure que cet exposant augmente. [57]

2.16 CYCLE DE BASE D'UN SYSTEME FRIGORIFIQUE A ADSORPTION

La figure 2.13 présente les différents états thermodynamiques d'un cycle frigorifique à adsorption.

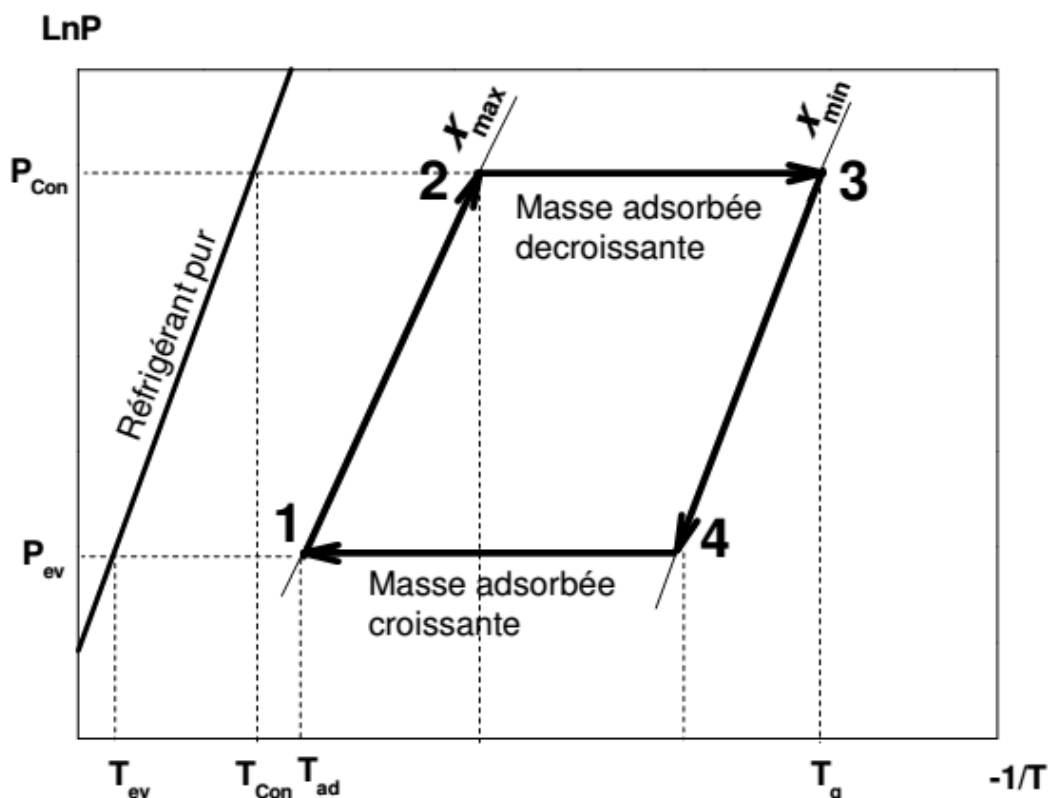


Figure 2. 13 : Cycle de Clapeyron d'un système frigorifique à adsorption [68].

Phase de chauffage (Jour)

La phase de chauffage se déroule en deux étapes distinctes : la pressurisation et la désorption.

Pendant la première phase (1-2) : l'adsorbeur sera chauffé et isolé (les vannes 1, 2 et 3 sont fermées comme le montre la figure 2.14). Ce chauffage provoque une augmentation de la température de T_{ad} à T_{s1} et de la pression du mélange dans l'adsorbeur, alors que la masse totale de fluide frigorigène adsorbée sera maintenue constante à la masse maximale m_{max} . Cette étape se termine lorsque la pression atteint la pression du condenseur P_{cond} au point 2.

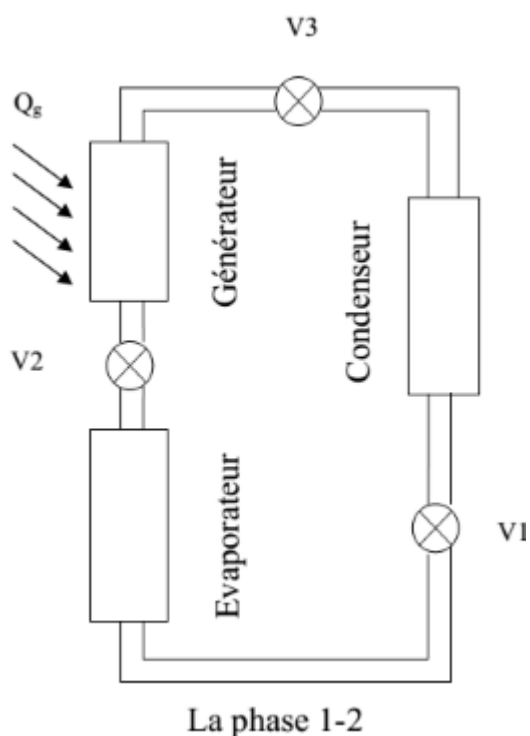


Figure 2. 14 : La 1^{ère} phase d'une machine frigorifique à adsorption [78].

La seconde étape (2-3) consiste à la désorption du réfrigérant, qui commence lorsque l'adsorbeur est mis en communication avec le condenseur (la vanne 3 est ouverte). Pendant cette étape, l'adsorbeur est maintenu à une pression constante égale à celle du condenseur, suivant ainsi une isobare. En même temps, la température du mélange dans l'adsorbeur continue à augmenter jusqu'à ce qu'elle atteigne la température maximale T_g .

Cette phase de chauffage porte le nom de "génération", puisqu'elle permet de mettre en place une nouvelle phase de production de froid dans l'adsorbeur.

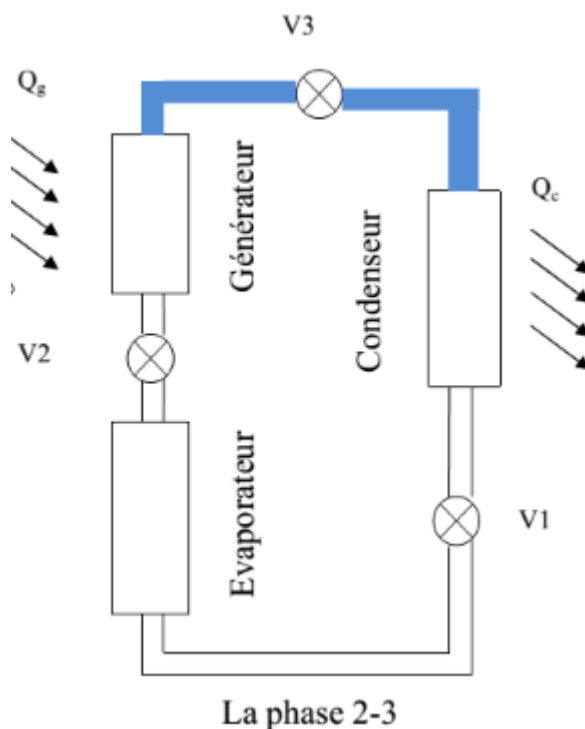


Figure 2. 15 : La 2^{ème} phase d'une machine frigorifique à adsorption [78].

Phase de refroidissement

La phase de refroidissement est la deuxième étape du cycle d'un système de réfrigération à adsorption, elle est constituée de deux étapes distinctes la phase (2-3) et (3-4). La phase (2-3) commence au point 3, où les trois vannes 1, 2 et 3 sont fermées et le mélange adsorbant/adsorbé est refroidi en diminuant la pression et la température de T_g à T_{s2} . La température seuil d'adsorption (T_{s2}) représente la température à laquelle l'adsorbé commence à être adsorbé sur l'adsorbant.

La diminution de la température se poursuit jusqu'à ce que la pression du mélange atteigne la pression de saturation du réfrigérant dans l'évaporateur (P_{ev}).

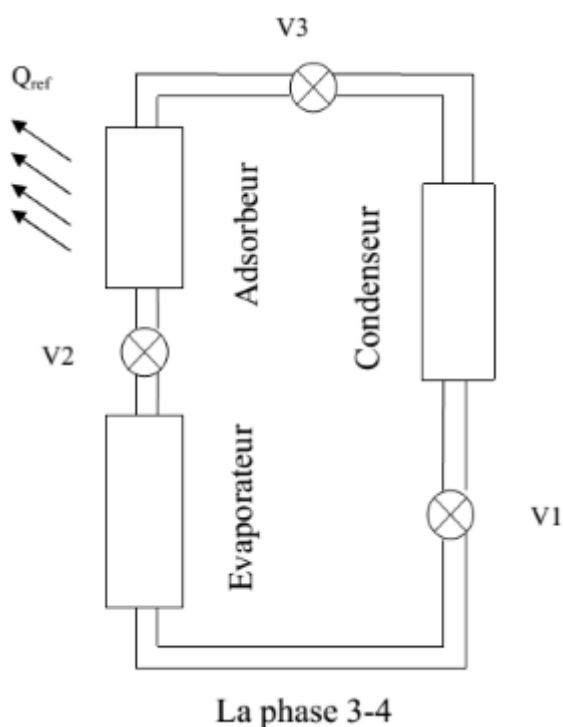


Figure 2. 16 : La 3^{ème} phase d'une machine frigorifique à adsorption.

Au cours de cette phase, la masse totale de fluide adsorbé est maintenue constante et sa valeur égale à la masse minimale $m_{\min}$.

La phase 4-1 : (les vannes 1 et 2 sont ouvertes et la vanne 3 est fermée), dans cette phase, le réfrigérant commence à s'évaporer au point 4, en produisant du froid au niveau de l'évaporateur. La vapeur produite sera adsorbée de nouveau dans l'adsorbent, entraînant une diminution de la température du mélange adsorbant /adsorbat jusqu'à atteindre sa température minimale T_1 .

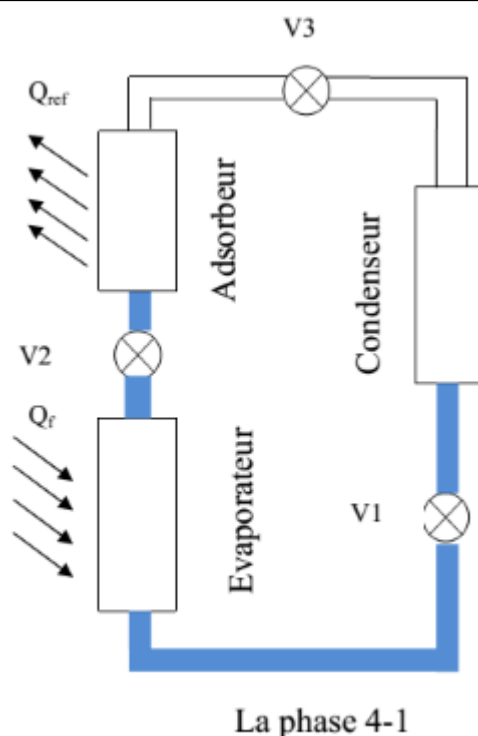


Figure 2. 17 : La 4^{me} phase d'une machine frigorifique à adsorption.

Ce système frigorifique va suivre l'isobare imposé par l'évaporateur, c'est-à-dire la pression de saturation du fluide frigorigène correspondant à la température d'évaporation [48].

2.17 CONCLUSION

Les concepts liés au gisement solaire et au phénomène d'adsorption constituent des bases essentielles pour mener des analyses thermiques et massiques approfondies et pour concevoir des systèmes de refroidissement solaire à adsorption à la fois efficaces et durables.

Le chapitre suivant sera consacré à la modélisation et à l'optimisation des performances des systèmes de réfrigération solaire à adsorption, en tenant compte les paramètres abordés dans ce chapitre. Cette approche est cruciale pour exploiter pleinement le potentiel solaire dans le domaine de réfrigération, contribuant ainsi à la transition vers des solutions énergétiques plus durables et plus respectueuses de l'environnement.

CHAPITRE3

MODELISATION THERMIQUE DU

SYSTEME FRIGORIFIQUE SOLAIRE

CHAPITRE 3 : MODELISATION THERMIQUE DU SYSTEME

FRIGORIFIQUE SOLAIRE

3.1 INTRODUCTION

La modélisation massique et thermique d'un système frigorifique solaire à adsorption est un outil précieux pour comprendre et optimiser les performances de ce système. Elle permet d'analyser les différentes variables et paramètres qui influencent sur le comportement thermique des systèmes frigorifique, à cet égard, nous allons développer deux modèles mathématiques, l'un est destiné au concentrateur cylindroparabolique et l'autre destiné au réacteur solaire.

Pour le concentrateur cylindroparabolique , nous avons développé un modèle thermique qui permet d'identifier les différents échanges thermiques intervenant dans ses composantes ; Quant au modèle développé pour l'adsorbeur est un modèle basé sur trois équations fondamentales à savoir : les équations des bilan massique , les équations des bilan thermique qui se produisent à l'intérieur du réacteur solaire, et l'équation de la cinétique d'adsorption qui utilise le modèle de Dubinin Astakhov.

3.2 DESCRIPTION DE LA MACHINE

3.2.1 Description des composants du système frigorifique

Afin d'assurer une production du froid en mode continu, il est primordial de mettre en place un système de réfrigération solaire à adsorption muni de deux adsorbeurs. A cet égard, nous proposons dans ce travail une conception d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple adsorption (charbon actif-ammoniac).

Ce système est composé de : deux adsorbeurs, condenseur, évaporateur, concentrateur cylindroparabolique et un caloduc (voir la figure 3.1).

Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de ce système est basé sur un cycle d'adsorption-désorption en boucle fermée, similaire à celui d'une machine à adsorption classique. Cependant, la présence de deux adsorbeurs permet de maintenir une production de froid d'une manière continue.

Ce système comprend les phases suivantes :

Phase de préchauffage et de désorption : L'un des adsorbeurs (I) est en cours de préchauffage et de désorption, où le chauffage de l'adsorbent est assuré à l'aide d'un caloduc annulaire à eau. L'étude de modélisation que nous avons menée dans cet étude s'est restreinte à l'adsorbent, l'élément le plus intéressant de la machine, il contient le milieu poreux où les phénomènes de transfert de chaleur et de masses ont étudiés et représentés.

Ce caloduc est couplé avec un concentrateur solaire cylindro-parabolique par sa partie évaporateur ; où sa partie condenseur étant insérée dans le réacteur de la machine, comme le montre la figure 3.1. Ce caloduc permet de prélever de la chaleur depuis son évaporateur (source chaude) et la redistribuer à son condenseur où la vapeur du fluide de fonctionnement se condense en libérant sa chaleur latente à la source froide (milieu poreux).

L'énergie solaire captée par ce concentrateur sert à chauffer l'adsorbent et à libérer le réfrigérant adsorbé. Durant cette étape, la température à l'intérieur de cet adsorbent augmente, tandis que la pression reste constante.

Une fois que l'adsorbent (I) a atteint la température de désorption, le gaz réfrigérant est désorbé et dirigé vers le condenseur.

Phase de condensation : dans cette phase, le gaz réfrigérant désorbé est dirigé vers le condenseur, où il se condense en liquide en libérant de la chaleur.

Le liquide réfrigérant est ensuite stocké dans un réservoir de réfrigérant.

Phase d'évaporation et d'adsorption : Pendant que l'un des adsorbents est en cours de préchauffage, l'autre est en phase d'évaporation et d'adsorption. Au cours

de cette étape, le liquide réfrigérant provenant du condenseur va circuler vers l'évaporateur, où il se transforme en vapeur en absorbant la chaleur de l'environnement et en provoquant une production du froid.

Changement de rôle des adsorbeurs : Après un certain temps, les rôles des deux adsorbeurs sont inversés. Celui qui était en phase de préchauffage et de désorption passe en phase d'évaporation et d'adsorption, et vice versa. Cette alternance permet de maintenir une production de froid d'une manière continue.

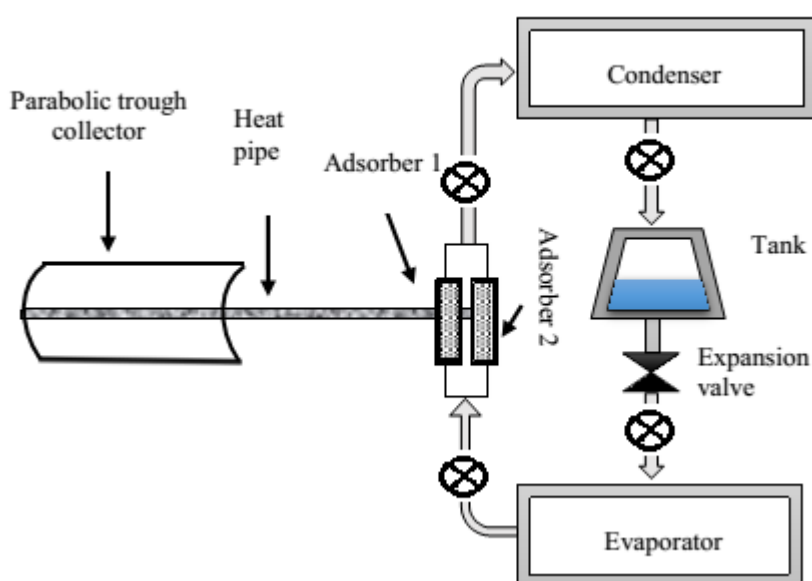


Figure 3. 1 : Schéma descriptif du système frigorifique étudié.

3.2.2 Concentrateur solaire cylindro-parabolique

Dans les machines de frigorigère solaire, le concentrateur solaire cylindro-parabolique constitue l'un des concentrateurs couramment utilisés, car il permet d'atteindre des températures supérieures à 100°C . Il prend la forme d'un module muni d'un réflecteur parabolique disposé de manière cylindrique. Cette géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente le long d'un générateur linéaire où est disposé un tube circulaire "absorbeur" dans lequel circule un fluide caloporteur. Une enveloppe en verre transparent est disposée autour de ce tube pour réduire les pertes thermiques au sein de ce dernier [79].

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont généralement munis d'un suiveur solaire qui permet d'ajuster l'inclinaison du concentrateur de telle sorte que le rayonnement solaire incident reste toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (angle d'incidence 0) [80].

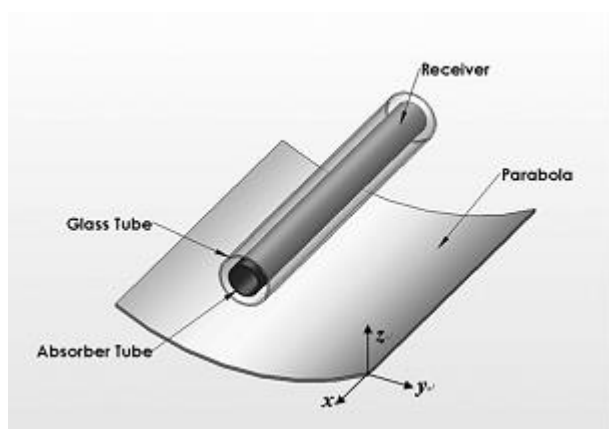


Figure 3. 2 : Vue d'un concentrateur Cylindro-parabolique [81].

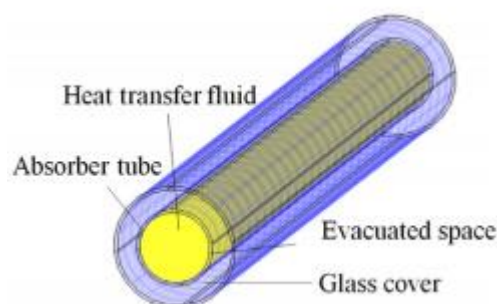


Figure 3. 3: Schéma descriptif d'un récepteur[82].

Caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindro-parabolique

Les caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindro-parabolique sont illustrées à la figure 3.4.

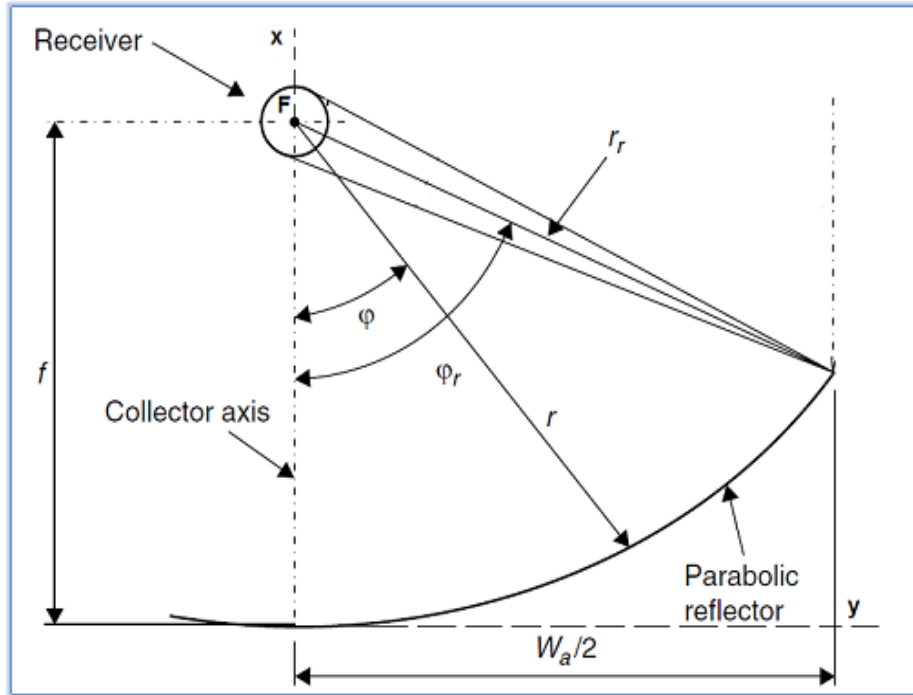


Figure 3. 4 : caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindroparabolique [83].

En coordonnées cartésiennes, l'équation générale de la parabole est donnée par :

$$y^2 = 4f \cdot x \quad (3.1)$$

Avec : f est la distance focale du parabole (m).

r représente le rayon de la parabole, c'est-à-dire la distance entre la courbe de la parabole et le foyer F, il est exprimé par :

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi} \quad (3.2)$$

Où φ étant l'angle mesuré entre l'axe du collecteur et le rayon parabolique.

Longueur d'ouverture d'une parabole

A partir de la figure 3.4, on peut déterminer la longueur d'ouverture d'une parabole, elle est exprimée par :

$$W_a = 2r_r \sin(\varphi_r) \quad (3.3)$$

Avec :
$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi_r} \quad (3.4)$$

En remplaçant (r_r) dans l'équation (3.3), on obtient :

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (3.5)$$

Et d'autre part, on a :

$$\tan(\varphi_r) = \frac{\sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (3.6)$$

Finalement, la longueur d'ouverture (W_a) est exprimée par la formule suivante :

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (3.7)$$

L'angle d'ouverture d'une parabole peut être déterminé à partir de la relation (3.7), il s'écrit [83]:

$$\varphi_r = 2 \arctan\left(\frac{W_a}{4f}\right) \quad (3.8)$$

3.2.3 Facteur de concentration [84]

Le facteur de concentration se définit généralement à partir de la notion de surface. Il correspond en effet au rapport entre la surface de l'ouverture et la surface du récepteur.

$$C = \frac{A_0}{A_r} \quad (3.9)$$

A est la surface d'ouverture, et A_r la surface de l'absorbeur.

- Les faibles concentrations ($1 < C < 10 \Rightarrow T \approx 150 \text{ C}^\circ$);
- Les moyennes concentrations ($10 < C < 100 \Rightarrow T \approx 150 \text{ C}^\circ$);
- Les fortes concentrations ($C \geq 100 \Rightarrow T \geq 500 \text{ C}^\circ$).

Angle d'inclinaison modifié

Cet angle peut être exprimé par [85] :

$$K = 1 - 0,00384\theta - 0,000143\theta_i^2 \quad (3.10)$$

Où θ : représente l'angle d'incidence. Il peut être estimé en fonction du mode d'orientation comme le montre le tableau suivant.

Tableau 3.1 .Variation de l'angle d'incidence suivant le mode d'orientation [85].

Système de poursuite	$\cos(\theta_i)$
Suivi total	$\cos(\theta_i) = 1$
Suivi Est-Ouest polaire	$\cos(\theta_i) = \cos(\delta)$
Suivi Est-Ouest horizontal	$\cos(\theta_i) = \sqrt{(\sin(\delta) \cdot \sin(\varphi) + \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cos(\omega))^2 + (\cos(\delta) \cos(\omega))^2}$
Suivi Nord-Sud horizontal	$\cos(\theta_i) = \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)}$ $\cos(\theta_i) = \sqrt{\sin^2(\delta) + \cos^2(\delta) \cdot \cos^2(\omega)}$

Facteurs d'interception [86].

Le facteur d'interception est une propriété optique qui représente le rapport entre le rayonnement solaire effectivement intercepté par le récepteur et le rayonnement réfléchi par le miroir parabolique qui frappe directement le récepteur

Ce facteur peut être calculé à l'aide de la formule suivante :

$$\gamma = [I_{dir} / I_t] + (1 / C_g)(1 - I_{dir} / I_t) \quad (3.11)$$

Tableau 3.2 : Caractéristiques du CCP utilisé dans simulation

Désignation	Dimension en [m]
Diamètre du tube absorbeur D_{e-a}	0,014
Diamètre de l'enveloppe en verre D_{e-v}	0,020
Distance focale	0,235
Largeur effective du miroir, W_{eff}	1
Longueur de tube collecteur	5

3.2.4 Adsorbeur

L'adsorbeur est un dispositif utilisé dans les processus qui permettent d'adsorber sélectivement les composants d'un mélange gazeux ou liquide. Il a été choisi dans notre étude en forme de cylindre creux rempli de charbon actif. Il possède les dimensions à savoir : une longueur de 0,35 m, un rayon externe R_2 = 5,6 cm et un rayon interne R_1 = 2,6 cm.

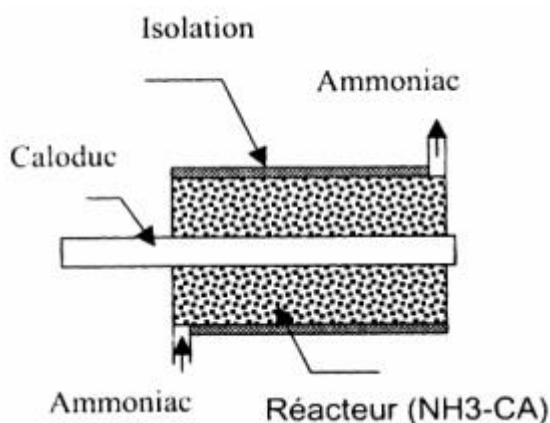


Figure 3. 5 : Schéma du réacteur solaire étudié[14].

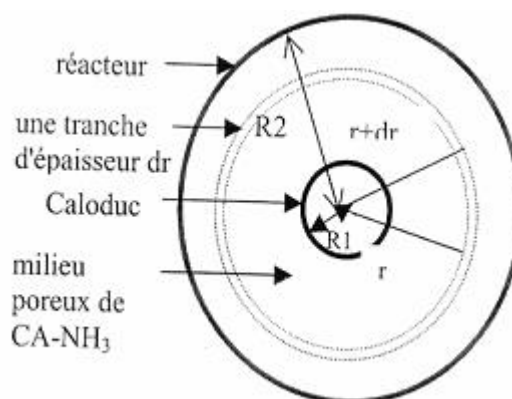


Figure 3. 6 : Vue d'une tranche du milieu poreux[14].

Cet adsorbeur est couplé à un caloduc annulaire à eau, qui est revêtu de cuivre en raison de sa bonne conductivité thermique et de sa compatibilité avec l'eau, qui permet de transmettre la chaleur de la source de chaleur du fluide caloporteur (à

une température de 100°C) à l'adsorbeur et d'autre côté est lié à un condenseur où la condensation s'effectue à la pression $P_c = 10.2$ bars. L'eau est couramment utilisée comme fluide caloporteur en raison de sa bonne conductivité thermique et de sa température d'évaporation élevée.

Et pour simplifier les calculs thermique nous avons choisi la conductivité thermique équivalente de l'adsorbant indépendant de la porosité et égale à 0,431 (W/m K), et le coefficient d'échange global entre le l'adsorbeur et le caloduc est supposé constante et égale à 28 (W/m² .K) [14].

3.3 MODELISATION DU CONCENTRATEUR CYLINDEROPARABOLIQUE

3.3.1 Modélisation mathématique du concentrateur cylindroparabolique

L'absorbeur est en effet un élément clé des systèmes de concentration solaire tels que le concentrateur cylindroparabolique (CCP). Son objectif principal est de capter le rayonnement solaire incident pour le convertir en chaleur, qui est à son tour transmise à un fluide caloporteur.

Pour modéliser l'absorbeur du CCP, nous avons utilisé la méthode "pas à pas" qui consiste à découper le système étudié en tranches fictives de longueur (dx) dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire les bilans énergétiques dans chaque tranche fictive de l'absorbeur et de résoudre les équations résultantes pour obtenir les températures de chaque élément de l'absorbeur dans le temps et l'espace. Ces températures peuvent ensuite être utilisées pour calculer l'efficacité thermique et la quantité d'énergie produite par le CCP.

Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses que nous avons retenues pour la modélisation mathématique du concentrateur cylindroparabolique (PCC) sont énumérées ci-dessous :

La forme de parabole est symétrique

Le fluide caloporteur choisi est un fluide incompressible :

La forme du miroir réflecteur est symétrique par rapport à son axe principal.

La température de l'ambiance autour du concentrateur est uniforme.

L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable

Le rayonnement solaire est réparti de manière uniforme sur la surface de l'absorbeur.

Le vitrage du concentrateur est supposé opaque au rayonnement infrarouge.

Les échanges thermiques par conduction aux niveaux de l'absorbeur et de la vitre du concentrateur sont négligeables.

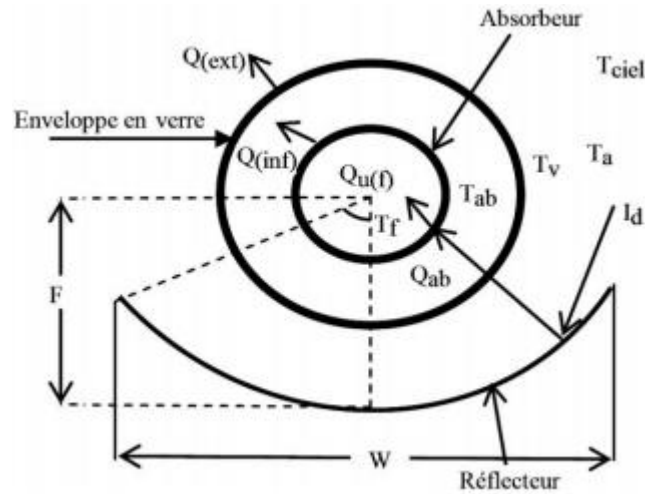


Figure 3. 7 :Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique [85].

Au niveau de l'enveloppe en verre

$$m_v c_{p_v} \frac{dT_v}{dt} = I_d \alpha_v K \gamma \rho_0 W . L + h_{cv-amb-v} A_v (T_{amb} - T_v) + h_{ry-ci-v} A_v (T_{ci} - T_v) + h_{cv-ab-v} A_v (T_{ab} - T_v) + h_{ry-ab-v} A_v (T_{ab} - T_v) \quad (3.12)$$

Où A_v et A_{ab} représentent respectivement les surfaces de la vitre et de l'absorbeur, elles sont données par :

$$A_v = \pi . D_v . L \quad (3.13)$$

$$A_{abs} = \pi . D_{abs} . L \quad (3.14)$$

Au niveau de l'absorbeur

$$m_{ab} c_{p_{ab}} \frac{dT_{ab}}{dt} = I_d \alpha_{ab} \tau_v K \gamma \rho_0 W . L + h_{cv-ab-v} A_v (T_v - T_{ab}) + h_{ry-ab-v} A_v (T_v - T_{ab}) + h_{cv-ab-f} A_{abs} (T_f - T_{ab}) \quad (3.15)$$

Au niveau du fluide caloporteur : Pour étudier le bilan thermique du fluide caloporteur, nous avons découpé le volume total en 10 volumes élémentaires. En écrivant le bilan thermique pour chaque volume élémentaire, nous obtenons :

Pour le nœud 1

$$\text{La température du fluide pour le premier nœud est } T_{f1} = T_{amb} \quad (3.16)$$

Pour le nième nœud : En négligeant l'inertie thermique du fluide on obtient :

$$m_f c_{p_f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} \right)_i = 0 = h_{cv-ab-f} A_{1-ab-int} (T_{ab} - T_{fi}) + \dot{m} c_{p_f} (T_{f,i-1} - T_{f,i}) \quad (3.17)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 \\ \text{et} \\ A_1 = (A_v / 10) = (\pi . D_v . L) / 10 \end{array} \right. \quad (3.18)$$

Pour la température du fluide à sa sortie :

$$T_{fs} = T_{f10} \quad (3.19)$$

3.3.2 Détermination des coefficients des transferts convectifs et radiatifs

Coefficient du transfert convectif entre la vitre et l'ambiance (vent)

Le Coefficient du transfert convectif entre la vitre et l'ambiance est donné par [87] :

$$h_{cv-amb-v} = 4 V_v^{0.58} D_{ext-v}^{-0.42} \quad (3.20)$$

Où : V_v représente la vitesse du vent.

D_{ext-v} : Diamètre de la vitre.

Coefficient du transfert radiatif entre la vitre et le ciel.

Le Coefficient du transfert radiatif entre la vitre et le ciel peut être évalué par

$$h_{ry-v-ci} = \sigma \varepsilon_v (T_v^2 + T_{ci}^2)(T_v + T_{ci}) \quad (3.21)$$

Où T_{ci} représente la température de ciel, elle varie en fonction de la température de l'ambiance, donc il est important de déterminer la température de l'ambiance.

Evaluation de la température de l'ambiance

La variation de la température ambiante T_{amb} est donnée par l'équation (3.21) [85] :

$$T_{amb} = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \cos \left(\frac{\pi(14 - TSV)}{12} \right) \quad (3.22)$$

Où T_{max} et T_{min} représentent les moyennes journalières mensuelles des

Températures maximales et minimales du site considéré.

TSV : le temps solaire vrai.

Température de ciel [89].

L'expression qui nous permet de calculer la température de ciel est donnée par :

$$T_{ci} = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (3.23)$$

Coefficient du transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide

Pour calculer le coefficient du transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide on utilise la formule suivante :

$$h_{c-ab-f} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_{in-ab}} \quad (3.24)$$

Où : Nu représente le nombre Nusselt, ce nombre dépend de nombre de Reynolds et le coefficient du frottement [91].

Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est calculé par :

$$Re = \frac{\rho_f V_f D_{in-ab}}{\mu_f} \quad (3.25)$$

La valeur du nombre de Nusselt se détermine suivant le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) [108].

Pour $Re \leq 2300$

$$Nu = 4.36 \quad (3.26)$$

Pour $Re > 2300$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{(1+127(f/8)^{0.5})(-1+Pr^{0.66})} \quad (3.27)$$

Où f représente le coefficient du frottement et il est exprimé par :

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3.28)$$

Coefficient du transfert convectif entre l'enveloppe en verre et l'absorbeur [92]

A partir de la relation 3.36, on peut calculer le coefficient du transfert convectif entre l'enveloppe en verre et l'absorbeur.

$$h_{cv-abs-v} = \frac{2\lambda_{eff}}{D_v \ln\left(\frac{D_v}{D_{ab}}\right)} \quad (3.29)$$

Où : λ_{eff} représente la conductivité thermique effective, elle peut être exprimée par :

$$\lambda_{eff} = 0.386 \lambda \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{0.25} (F_{cy} Ra_{Lc})^{0.25} \quad (3.30)$$

$$\text{Avec : } F_{cy} = \frac{[\ln(D_v / D_{abs})]^4}{L_c^3 (D_v^{-3/5} + D_{ab}^{-3/5})^5} \quad (3.31)$$

L_c représente la longueur caractéristique, elle est donnée par :

$$L_c = R_v - R_{ab} \quad (3.32)$$

Coefficient du transfert radiatif entre l'enveloppe en verre et l'absorbeur [92].

Le coefficient du transfert radiatif entre l'enveloppe en verre et l'absorbeur est évalué à partir de la relation suivante :

$$h_{ry-abs-v} = \frac{\sigma \cdot (T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v)}{\left(\frac{A_v}{A_{ab}}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_{ab}}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_v}\right) - 1} \quad (3.33)$$

Où ε_{ab} et ε_v représentent respectivement les émissivités de l'absorbeur et de l'enveloppe en verre

3.3.3 Méthode de résolution numérique

La méthode de Runge-Kutta (ou RK), d'ordre 4, est très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires. C'est une méthode à pas unique, directement dérivée de la méthode d'Euler. Elle a l'avantage d'être simple à programmer et d'être assez stable pour les fonctions courantes de la physique.

Pour résoudre le système d'équations précédent, il faut le mettre sous les formes suivantes :

Pour la vitre

$$f(t, T_v, T_{ab}, T_{amb}, T_{ci}) = \frac{dT_v}{dt} = \left(\frac{1}{m_v c_{p_v}} \right) \left[I_d \alpha_v K \gamma \rho_0 W . L + h_{cv-amb-v} A_v (T_{amb} - T_v) + h_{ry-ci-v} A_v (T_{ci} - T_v) \right] \\ + \left(\frac{1}{m_v c_{p_v}} \right) \left[h_{cv-ab-v} A_v (T_{ab} - T_v) + h_{ry-ab-v} A_v (T_{ab} - T_v) \right] \quad (3.34)$$

Pour l'absorbeur

$$f(t, T_v, T_{ab}, T_f) = \frac{dT_{ab}}{dt} = \underbrace{\left(\frac{1}{m_{ab} c_{p_{ab}}} \right) \left[I_d \alpha_{ab} \tau_v K \gamma \rho_0 . W . L + h_{cv-ab-v} A_v (T_v - T_{ab}) + h_{ry-ab-v} A_v (T_v - T_{ab}) \right] + \left(\frac{1}{m_{ab} c_{p_{ab}}} \right) \left[h_{cv-ab-f} A_{ab} (T_f - T_{ab}) \right]}_{(3.35)}$$

Pour le fluide caloporteur

Pour le premier nœud :

$$T_{f1} = T_{amb} \quad (3.36)$$

Pour le nième nœud :

$$T_{f,i} = \frac{\left(h_{cv-ab-f} A_{1-ab-int} T_{ab} + \dot{m} c_{p_f} T_{f,i-1} \right)}{\left(h_{cv-ab-f} A_{1-ab-int} + \dot{m} c_{p_f} \right)} \quad (3.37)$$

Avec

$$\begin{cases} i = 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 \\ et \\ A_1 = (A_v / 10) = (\pi . D_v . L) / 10 \end{cases}$$

Pour la température du fluide à sa sortie :

$$T_{fs} = T_{f10} \quad (3.38)$$

Le système d'équations obtenu doit être résolu numériquement en tenant compte les conditions initiales.

3.4 PARAMETRES CARACTERISANT LES DIFFERENTES PHASES D'ADSORPTION

Pour modéliser les différentes composantes de la machine frigorifique, il est important de définir certains paramètres qui permettent de caractériser les différentes phases présentes dans le système. Parmi ces paramètres, on peut citer :

Fraction volumique

La fraction volumique (θ) est un paramètre important dans le traitement du phénomène d'adsorption puisqu'elle permet de caractériser le comportement de l'adsorbant dans le milieu poreux. On le définit comme le rapport entre le volume de la phase adsorbée V_a et le volume total de l'adsorbant V_t [93].

$$\theta = \frac{V_a}{V_t} \quad (3.39)$$

Masse du solide, liquide et des gaz

A partir de la fraction volumique, on peut déterminer, la masse du milieu solide m_s , la masse de la phase gazeuse m_g et la masse de la phase d'adsorbat m_a , ces termes peuvent être exprimés en termes de porosité totale du lit ε et de fraction volumique d'adsorbat, comme indiqué ci-dessous.

$$\begin{cases} m_g = \rho_g(P, T) (\varepsilon - \theta) V_t \\ m_a = \rho_a(T) \theta V_t \\ m_s = \rho_s(1 - \varepsilon) V_t \end{cases} \quad (3.40)$$

Où $\rho_g(P, T)$ est la densité de la phase gazeuse à la température et à la pression du réacteur d'adsorption, $\rho_a(T)$ densité de la phase d'adsorbat à la température du lit, elle est supposée égale à la densité du réfrigérant liquide[15].

Taux de concentration de l'adsorbat

Un autre paramètre important est le taux de concentration de l'adsorption χ ;il représente le rapport entre la masse de la phase d'adsorbat m_a et la masse de l'adsorbant m_s [93].

$$\chi = \frac{m_a}{m_s} = \frac{\rho_a(T)}{\rho_s} \frac{\theta}{1-\varepsilon} \quad (3.41)$$

Le taux de concentration de l'adsorption et de la désorption est généralement exprimé par l'équation de Dubinin- Astakhov [94].

$$\chi(T, P) = \rho_l(T) \cdot V_{\max} \exp \left[-D \left(T \ln \left(P_s(T) / P \right) \right)^n \right] \quad (3.42)$$

Où $V_{\max}$ est le volume maximal d'adsorption, D et n sont des constantes qui dépendent de la paire d'adsorption et $P_s(T)$ est la pression de saturation.

3.5 MODELISATION DU REACTEUR

3.5.1 Modélisation des transferts de chaleur et de masse dans l'adsorbent

Le modèle mathématique qui décrit le flux de chaleur et de masse à l'intérieur du réacteur solaire est basé sur trois équations : l'équation d'adsorption cinétique, l'équation de conservation de la masse et l'équation de conservation de l'énergie.

Hypothèses simplificatrices utilisées pour la modélisation du réacteur solaire

Le modèle développé dans cette étude est soumis aux hypothèses suivantes :

1. Les pertes de charge en milieu poreux sont négligeables,
2. Nous supposons que les trois phases (solide, adsorbée et gazeuse) se trouvent à chaque point en équilibre thermodynamique. Cela signifie que les propriétés thermodynamiques telles que la température peuvent être considérées comme identiques pour les trois phases en un point donné.

3. Pendant les phases d'évaporation-adsorption et de désorption-condensation, les pressions sont égales aux pressions de saturation correspondant aux températures de d'évaporation et de condensation respectivement.
4. Le transfert de chaleur est monodimensionnel suivant le rayon du réacteur cylindrique.
5. La température du caloduc est supposée uniformément répartie sur la surface du réacteur.
6. Toutes les propriétés thermophysiques de l'adsorbant et des parois métalliques du réacteur solaire sont supposées constantes, à l'exception de celles de l'adsorbat, qui varient avec la température.

3.5.2 Equations gouvernantes

3.5.2.1 Conservation de masse

La conservation de la masse d'ammoniac dans le volume de contrôle du lit est exprimée par l'équation suivante [107] :

$$\frac{\partial}{\partial t} [2\pi r dr L [(\varepsilon - \theta) \rho_g + \theta \rho_a]] = q_m(r, t) - q_m(r + dr, t) = - \left(\frac{\partial q_m}{\partial r} \right) dr \quad (3.43)$$

Durant les phases de processus de chauffage et de refroidissement :

Pendant le processus de chauffage et de refroidissement, nous avons donc :

$$\frac{\partial}{\partial t} [(\varepsilon - \theta) \rho_g + \theta \rho_a] = 0 \quad (3.44)$$

qui peut être s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial T} [(\varepsilon - \theta) \rho_g + \theta \rho_a] \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial P} [(\varepsilon - \theta) \rho_g + \theta \rho_a] \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (3.45)$$

Le développement de cette équation nous permet d'obtenir :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{\eta_p}{\eta_T} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3.46)$$

Où les termes η_T et η_p sont exprimés respectivement par les formules suivantes :

$$\eta_T = \frac{\partial \theta}{\partial T} (\rho_a - \rho_g) + \theta \frac{\partial \rho_a}{\partial T} + (\varepsilon - \theta) \frac{\partial \rho_g}{\partial T} \quad (3.47)$$

et

$$\eta_p = \frac{\partial \theta}{\partial P} (\rho_a - \rho_g) + (\varepsilon - \theta) \frac{\partial \rho_g}{\partial P} \quad (3.48)$$

Les dérivées partielles de la fraction volumique par rapport à la température et à la pression sont données respectivement par :

$$\frac{\partial \theta}{\partial T} = -D n \theta \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \left[\ln \frac{P_s}{P} + T \frac{d \ln P_s}{dT} \right] \quad (3.49)$$

et

$$\frac{\partial \theta}{\partial P} = D n \theta \frac{T}{P} \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \quad (3.50)$$

3.5.2.2 Conservation d'énergie

Le bilan énergétique en milieu réactif d'épaisseur dr est exprimé par l'équation suivante [107] :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[2\pi r dr L \left[(1-\varepsilon) \rho_s u_s + (\varepsilon - \theta) \rho_g u_g + \theta \rho_a u_a \right] \right] - q_m(r+dr, t) h_g(T(r+dr), P) \\ + q_m(r, t) h_g(T(r), P) = 2\pi r \lambda_e dr L \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] \end{aligned} \quad (3.51)$$

Avec : ε est la porosité du lit d'adsorption, ρ_i est la densité de la phase i (kg/m³), u_i est l'énergie interne spécifique de la phase i , (gaz, solide ou adsorbat (J/kg)), θ est la fraction volumique de la phase adsorbée, r est la coordonnée radiale, q_m est le débit massique d'ammoniac (kg/s), t est le temps (s), P est la

pression (bar), T est la température (K), h_g est l'enthalpie spécifique de l'ammoniac en phase gazeuse (J/kg) et λ_e est la conductivité thermique équivalente.

Équation générale de transfert de chaleur et de masse au niveau de l'adsorbeur :

La combinaison des équations de transfert de chaleur (3.51) et de masse (3.43) dans le milieu poreux permet de donner :

$$\begin{aligned} \left[(1-\varepsilon) \rho_s C_s + (\varepsilon - \theta) \rho_g C_g + \theta \rho_a C_a \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_e \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial t} \left[(\varepsilon - \theta) \rho_g \right] \frac{P}{\rho_g} \\ + \frac{1}{2\pi r dr L} \left(\frac{P}{\rho_a} + \Delta H_{ads} \right) \left(\frac{\partial m_a}{\partial t} \right) \end{aligned} \quad (3.52)$$

Où C_i est la chaleur spécifique de la phase i (i = solide, gaz ou adsorbat) et ΔH_{ads} est la chaleur latente d'adsorption.

Le terme $\frac{\partial}{\partial t} [(\varepsilon - \theta) \rho_g]$ peut être exprimé en fonction de $\frac{\partial T}{\partial t}$ et $\frac{\partial P}{\partial t}$ comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t} [(\varepsilon - \theta) \rho_g] = \left[\frac{\partial \rho_g}{\partial T} (\varepsilon - \theta) - \rho_g \frac{\partial \theta}{\partial T} \right] \frac{\partial T}{\partial t} - \left[\rho_g \frac{\partial \theta}{\partial P} \right] \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3.53)$$

En introduisant ce terme dans l'équation (3.52), on peut obtenir :

$$\begin{aligned} \left[(1-\varepsilon) \rho_s C_s + (\varepsilon - \theta) \rho_g C_g + \theta \rho_a C_a - (\varepsilon - \theta) \frac{\partial \rho_g}{\partial T} \frac{P}{\rho_g} + P \frac{\partial \theta}{\partial T} \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_e \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] \\ - P \frac{\partial \theta}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{m_s}{2\pi r dr L} \left(\frac{P}{\rho_a} + \Delta H_{ads} \right) \left(\frac{\partial \chi}{\partial t} \right) \end{aligned} \quad (3.54)$$

Pendant les phases de chauffage et de refroidissement, la concentration χ est constante, alors l'équation (3.54) devient :

$$\left[(1-\varepsilon) \rho_s C_s + (\varepsilon - \theta) \rho_g C_g + \theta \rho_a C_a - (\varepsilon - \theta) \frac{\partial \rho_g}{\partial T} \frac{P}{\rho_g} + P \frac{\partial \theta}{\partial T} \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_e \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] - P \frac{\partial \theta}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3.55)$$

qui peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\sigma_T \frac{\partial T}{\partial t} - \sigma_P \frac{\partial P}{\partial t} = \phi \quad (3.56)$$

Où les termes σ_T, σ_P et ϕ sont donnés par les formules suivantes :

$$\begin{cases} \sigma_T = \left[(1-\varepsilon) \rho_s C_s + (\varepsilon - \theta) \rho_g C_g + \theta \rho_a C_a - (\varepsilon - \theta) \frac{\partial \rho_g}{\partial T} \frac{P}{\rho_g} + P \frac{\partial \theta}{\partial T} \right] \\ \sigma_P = -P \frac{\partial \theta}{\partial P} \\ \phi = \lambda_e \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] \end{cases} \quad (3.57)$$

En substituant l'équation (3.46) dans l'équation (3.56), nous obtenons :

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{-\phi \eta_T}{[\sigma_T \eta_P + \sigma_P \eta_T]} = \Omega_P \quad (3.58)$$

Ce qui permet d'obtenir le système d'équations aux dérivées partielles suivant :

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{-\phi \eta_T}{[\sigma_T \eta_P + \sigma_P \eta_T]} = \Omega_P \quad (3.59)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{\eta_P}{\eta_T} \frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{\eta_P}{\eta_T} \Omega_P = \Omega_T \quad (3.60)$$

Pendant le processus de désorption et d'adsorption :

On sait que la pression est constante, pendant les phases de désorption et d'adsorption (2-3 et 4-1), donc, le terme $\frac{\partial P}{\partial t}$ dans l'équation (3.54) doit disparaître, Par conséquent, l'équation (3.54) devient :

$$\sigma_T \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_e \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{m_s}{2\pi r dr L} \left(\frac{P}{\rho_a} + \Delta H_{ads} \right) \left(\frac{\partial \chi}{\partial t} \right) \quad (3.61)$$

Par différenciation partielle de la concentration χ par rapport à T et P, en tenant en compte, $\frac{\partial P}{\partial t} = 0$ on obtient :

$$\frac{\partial \chi}{\partial t} = \frac{1}{\rho_s (1-\varepsilon)} \left[\rho_a \frac{\partial \theta}{\partial T} + \theta \frac{\partial \rho_a}{\partial T} \right] \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.62)$$

Ainsi, durant les phases d'adsorption et de désorption, l'équation du bilan thermique (3.61) se présente sous la forme suivante :

$$\left[\sigma_T - \frac{m_s}{2\pi r dr L} \left(\frac{P}{\rho_a} + \Delta H_{ads} \right) \left(\frac{\partial \chi}{\partial T} \right) \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_e \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \phi \quad (3.63)$$

Par conséquence ,au cours du processus d'adsorption et de désorption, l'équation régissant le lit d'adsorption est exprimée par :

$$(\sigma_T - \delta_T) \frac{\partial T}{\partial t} = \phi \quad (3.64)$$

$$\text{Donc :} \quad \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\phi}{(\sigma_T - \delta_T)} = \tau_T \quad (3.65)$$

$$\text{Où le terme } \delta_T \text{ est donné par : } \delta_T = \frac{m_s}{2\pi r dr L} \left(\frac{P}{\rho_a} + \Delta H_{ads} \right) \left(\frac{\partial \chi}{\partial T} \right) \quad (3.66)$$

L'énergie thermique libérée pendant l'adsorption est connue sous le nom de chaleur d'adsorption isostétrique ΔH_{ads} , et son intensité est influencée par le type de couple adsorbant/adsorbat, la chaleur latente et la quantité de masse adsorbée [28]. Cette chaleur est calculée en appliquant l'équation de Clausius-Clapeyron [108] :

$$\Delta H_{ads} = RT^2 \left[\frac{\partial \ln p}{\partial T} \right]_\chi \quad (3.67)$$

Le développement de cette équation nous permet d'obtenir :

$$\Delta H_{ads} = RT \left\{ T \frac{\partial \ln P_{sat}(T)}{\partial T} + \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) - \left[\frac{1}{nD} \frac{\partial \ln \rho_a(T)}{\partial T} \cdot \left(T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{1-n} \right] \right\} \quad (3.68)$$

Où R est la constante des gaz parfait.

La résolution du système non linéaire d'équations aux dérivées partielles obtenu nécessite de le compléter par les conditions aux limites et les conditions initiales.

3.5.2.3 Conditions initiales et aux limites

Conditions initiales

Pour les adsorbours1 et 2, nous avons choisi les conditions initiales suivantes :

$$\text{Pour l'adsorbours 1 : } T(r, 0) = T_{ad} \text{ et } P(t = 0) = P_{ev} \quad (3.69)$$

$$\text{Pour l'adsorbours 2 : } T(r, 0) = T_g \text{ et } P(t = 0) = P_{cond} \quad (3.70)$$

Où $T(r, 0)$ est la température de la couche du milieu poreux de rayon dr pour le temps $t=0$, $P(t=0)$ représente la pression du milieu poreux à $t=0$.

T_{ad} et T_g représentent respectivement les températures d'adsorption et de régénération, et r est le rayon de l'adsorbours.

Conditions aux limites

Les conditions aux limites aux rayons R_1 et R_2 sont exprimées par :

$$r = R_1 \quad -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R_1} = h_{gl} (T_{cal} - T) \quad (3.71)$$

$$r = R_2 \quad -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R_2} = 0 \quad (3.72)$$

Avec :

h_{gl} représente le coefficient d'échange global entre le fluide caloporteur du caloduc et le milieu poreux (charbon actif - ammoniac).

T_{cal} : température du caloduc (fluide caloporteur du caloduc).

T : température du milieu poreux.

3.6 COEFFICIENT DES PERFORMANCES THERMIQUE ET SOLAIRE

Pour évaluer les performances d'un système frigorifique à adsorption, on utilise principalement deux indicateurs à savoir : le coefficient de performance thermique (COP_{th}) et le coefficient de performance solaire (COP_s).

Le coefficient de performance thermique (COP_{th}) est un indicateur qui permet de mesurer l'efficacité du système de refroidissement par adsorption en termes d'énergie consommée afin de produire une quantité donnée du froid. Il est défini comme le rapport entre la production frigorifique Q_{ev} et la chaleur Q_g nécessaire pour chauffer le réacteur solaire à la température maximale T_g , en tenant compte de la chaleur nécessaire à la désorption du réfrigérant. Ce coefficient est exprimé par [109] :

$$COP_{th} = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \quad (3.73)$$

Un autre indicateur, qui permet de mesurer l'efficacité du système de refroidissement par adsorption en fonction de l'énergie solaire absorbée par le capteur solaire tout au long de la journée, porte le nom du coefficient de performance solaire (COP_s). Ce coefficient représente le rapport entre la production frigorifique et l'énergie solaire absorbée par la surface de captation au cours d'une journée donnée. Il reflète donc la capacité du système à utiliser l'énergie solaire pour produire du froid de manière efficace. Il est donné par [98] :

$$COP_s = \frac{Q_{ev}}{A_c \cdot \int_{\text{lever}}^{\text{caucher}} I_g(t) \cdot dt} \quad (3.74)$$

Où Q_{ev} , Q_g et $I_g(t)$ représentent respectivement la quantité du froid produite au niveau de l'évaporateur, la quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur et l'éclairement solaire global.

A_c est la surface de captation.

Expression de la production frigorifique

L'équation qui permet de calculer la quantité du froid produit au niveau de l'évaporateur est donnée par [99] :

$$Q_{ev} = m_s \cdot \Delta\chi \left[L(T_{ev}) - \int_{ev}^{cond} C_{pl}(T) dT \right] \quad (3.75)$$

La formule (3.75) se décompose en deux termes distincts, le premier représente la quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur du fluide frigorigène à sa température d'évaporation, tandis que le second terme représente la quantité de chaleur sensible requise pour faire passer le fluide frigorigène de sa température de condensation à sa température d'évaporation.

Où : m_s est la masse du charbon actif (solide) contenu dans l'adsorbent (kg).

C_{pl} : Chaleur massique du réfrigérant (l'adsorbat) à l'état liquide [$J\ kg^{-1}K^{-1}$].

$L(T)$: chaleur latente de vaporisation du fluide frigorigène [$J\ kg^{-1}$]

C_{pl} : Chaleur massique du réfrigérant (l'adsorbat) à l'état liquide [$J\ kg^{-1}K^{-1}$].

T_{cond} Température du condenseur [K]

T_{ev} Température de l'évaporateur [K]

$\Delta\chi$ est la masse cyclée de l'adsorbat par unité de masse d'adsorbant, elle représente la différence de la masse de l'adsorbat entre les deux transformations isostériques c.-à-d :

$$\Delta\chi = \chi_{min} - \chi_{max} \quad (3.76)$$

La variable χ_{min} représente la masse adsorbée minimale d'adsorbant solide nécessaire pour assurer le bon fonctionnement du système, elle est correspondante à la masse évaluée pour la température de régénération et la pression de condensation. Elle est calculée en utilisant le modèle cinétique d'adsorption de Dubinin-Astakhov.

$$\chi_{min} = \chi(T_g, p_{cond}) = \rho_L(T_g) V_0 \exp \left[-D \left[T_g \ln \left(\frac{p_s(T_g)}{p_{cond}} \right) \right]^n \right] \quad (3.77)$$

La variable χ_{max} représente la quantité maximale d'adsorbant solide qui peut être adsorbée dans le système de réfrigération dans des conditions spécifiques

(température d'adsorption et pression d'évaporation), Elle peut être déterminée à partir du modèle cinétique d'adsorption de Dubinin-Astakhov.

$$\chi_{max} = \chi(T_a, p_{ev}) = \rho_L(T_a) V_0 \exp \left[-D \left[T_a \ln \left(\frac{p_s(T_a)}{p_{ev}} \right) \right]^n \right] \quad (3.78)$$

Expression de la chaleur cédée au niveau du réacteur solaire :

La formule qui exprime la relation entre la chaleur cédée au niveau du générateur Q_g et les contributions des chaleurs sensibles des éléments constituant le générateur et la chaleur de désorption est donnée par :

$$Q_g = Q_s + Q_r + Q_a + Q_{dés} \quad (3.79)$$

Avec :

Q_s : représente la quantité de chaleur produite lors du chauffage de l'adsorbant.

$$\text{Elle est donnée par : } Q_s = \int_{ads}^g m_s C_{ps} dT = m_s C_{ps} (T_g - T_{ads}) \quad (3.80)$$

Où : $(m_s C_{ps})$ étant la capacité calorifique du solide (adsorbant).

Q_r : représente la quantité de chaleur qui se produit par l'échauffement des parties métalliques du réacteur solaire (adsorbeur). Elle est exprimée par [100] :

$$Q_r = \int_{ads}^g m_r C_{pr} dT = m_r C_{pr} (T_g - T_{ads}) \quad (3.81)$$

Où le terme $(m_r C_{pr})$ représente la capacité calorifique de parties métalliques du réacteur solaire.

Q_a : représente la quantité de chaleur qui résulte de l'échauffement de l'adsorbat. Elle s'écrit sous la forme :

$$Q_a = \int_{ads}^g m_a C_{pa} dT = m_s \cdot \chi_{max} \cdot C_{pl} (T_g - T_{ads}) + m_s \int_{s1}^g \chi(T) \cdot C_{pa} \cdot dT \quad (3.82)$$

Où le terme $(m_a C_{pa})$ représente la capacité calorifique de l'adsorbat (gaz).

et m_a est la masse d'adsorbat contenue à chaque instant dans l'adsorbant, elle est déterminée en appliquant le modèle de DUBININ - ASTAKHOV, qui est donné par :

$$m_a = m_s \cdot \chi_a(T, p) = m_s \cdot \rho_L(T) V_0 \exp \left[-D \left[T \ln \left(\frac{p_s(T)}{p} \right) \right]^n \right] \quad (3.83)$$

$Q_{dés}$: représente la quantité de chaleur libérée lors du processus de désorption.

3.7 DEAMINATION DES TEMPERATURES SEUIL DU CYCLE

La température de seuil de désorption, notée T_{s1} , est déterminée comme étant la température à laquelle le processus de désorption débute. Cela correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur.

De manière similaire, la température de seuil d'adsorption, notée T_{s2} , est définie comme la température à laquelle le processus d'adsorption débute. Cela correspond à l'évaporation de la première goutte liquide dans l'évaporateur.

Afin d'établir les relations analytiques entre T_{s1} et T_{s2} avec les températures de condensation et d'évaporation, il est nécessaire de prendre en compte l'hypothèse de deux isoptères pendant les phases (1-2) et (3-4), on obtient :

$$m(T_{ad}, P_{ev}) = m(T_{s1}, P_{cond}) \quad (3.84)$$

$$m(T_g, P_{cond}) = m(T_{s2}, P_{ev}) \quad (3.85)$$

En rappelant que la formule qui donne la cinétique d'adsorption est exprimée par :

$$m(T, p) = m_s \cdot \chi(T) = m_s \cdot \rho_L(T) V_0 \exp \left[-D \left[T \ln \left(\frac{p_s(T)}{p} \right) \right]^n \right] \quad (3.86)$$

La substitution des équations (3.84) et (3.85) dans l'équation (3.86) permet d'obtenir respectivement les relations suivantes :

$$\rho_L(T_{ad}) \exp \left[-D \left[T_{ad} \ln \left(\frac{p_s(T_{ad})}{p_{ev}} \right) \right]^n \right] = \rho_L(T_{s1}) \exp \left[-D \left[T_{s1} \ln \left(\frac{p_s(T_{s1})}{p_{cond}} \right) \right]^n \right] \quad (3.87)$$

$$\rho_L(T_g) \exp \left[-D \left[T_g \ln \left(\frac{p_s(T_g)}{p_{cond}} \right) \right]^n \right] = \rho_L(T_{s2}) \exp \left[-D \left[T_{s2} \ln \left(\frac{p_s(T_{s2})}{p_{ev}} \right) \right]^n \right] \quad (3.88)$$

La résolution de système d'équations (3.87) et (3.88) nous permet d'obtenir les températures de seuil d'adsorption T_{s1} et T_{s2} .

Table 3.3 : Parametres de base utilisés dans la simulation

Paramètres	n	T_{cond}	D	T_{amb}	T_{max}	ε
Valeurs	1,336083	25°C	$0,15859.10^{-3}$	30	120 °C	0.7

3.8 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons développé des modèles mathématiques destinés au concertateur cylindro-parabolique et au réacteur solaire du réfrigérateur étudié.

Ces modèles seront utilisés pour prédire les performances de la machine frigorifique solaire à adsorption dans les différentes conditions d'utilisation, telles que l'éclairement solaire, la température ambiante , les températures de fonctionnement (température d'adsorption, de condensation ,d'évaporation et de régénération), ces informations permettent d'optimiser les paramètres de conception de la machine et d'obtenir les meilleures performances possibles en termes des coefficients de performance frigorifique COP_{th} et COP_s

CHAPITRE 4

RESULTATS ET DESCUSSIONS

CHAPITRE 4 : RESULTATS ET DESCUSSIONS

4.1 INTRODUCTION

Dans cette partie de thèse, nous avons élaboré un programme qui résout le système d'équations des bilans thermiques et massiques au niveau de chaque partie du concentrateur et du réacteur solaire, ce programme nous a permis d'acquérir un ensemble de résultats numériques que nous avons validé par des travaux expérimentaux.

Pour effectuer les calculs nous avons choisi le mois de Juin et la ville de Ghardaïa comme une région d'étude ayant les données météorologiques suivantes [96] :

Altitude = 468.4 m

Latitude = 32°4' N

Longitude = 3°80'E

Albédo = 0.3

Après avoir élaboré ce programme, nous allons étudier l'effet de différents paramètres opérationnels sur les performances du concentrateur solaire et du système frigorifique solaire à adsorption.

Pour cela, nous avons choisi une gamme de températures de régénération entre 55°C et 120°C, et pour la condensation le choix s'est porté sur des températures variant de 30°C à 50°C avec un pas de 5°C, alors que pour l'évaporation nous avons retenu les températures suivantes (-10°C, -5°C, 0°C, 5°C et 10°C).

4.2 VALIDATION DES RESULTATS

Pour valider notre modèle, nous allons comparer nos résultats avec ceux obtenus par HADDADI, EL FADER et al [96 ,97]

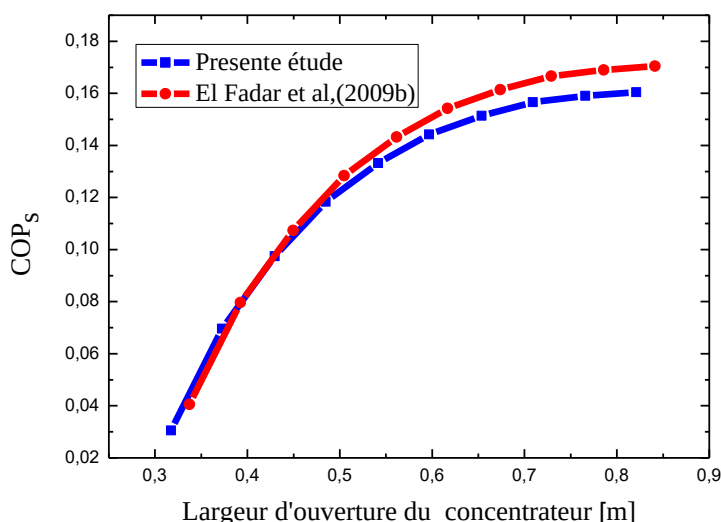


Figure 4. 1 : Validation des résultats

La figure 4.1 représente les résultats obtenus par notre modèle et ceux publiés par El Fadar et al [97], cette figure illustre la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la largeur d'ouverture du concentrateur qui varie de 0,32 m à 0,86 m. Ces résultats ont été obtenus avec un rayon externe du réacteur ($R_2 = 14$ cm) et une masse d'adsorbant ($m_a = 14,5$ kg) en utilisant le couple d'adsorption charbon actif-ammoniac. On observe que la courbe du coefficient de performance solaire COP_s est une fonction croissante avec la largeur d'ouverture du capteur, ce qui signifie que l'augmentation de la largeur d'ouverture du capteur entraîne une augmentation du coefficient de performance solaire COP_s . Ceci est parfaitement normal car l'augmentation de la largeur d'ouverture (W) du concentrateur entraîne l'augmentation de l'éclairement solaire, qui à son tour provoque l'absorption d'une grande quantité de chaleur par le réacteur solaire, entraînant une grande quantité d'ammoniac désorbée et par conséquent une augmentation considérable du coefficient de performance solaire.

La comparaison de ces valeurs montre qu'il existe un bon accord quantitatif. Les écarts observés entre les résultats expérimentaux et celui obtenu par notre simulation, renvient aux hypothèses simplificatrices, et au modèle cinétique d'adsorption choisi.

4.3 EVOLUTION HORAIRE DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE.

A travers la figure 4.2, qui nous montre l'évolution temporelle de l'éclairement global pour la journée considérée, on peut observer que l'évolution de l'éclairement solaire, au cours la journée choisie, est caractérisée par une courbe en forme de cloche, ce qui conforme les théories de la plupart des modèles semi empiriques, de plus, on constate que l'éclairement augmente progressivement depuis le lever du soleil jusqu'à ce qu'il atteigne une valeur maximale de $1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$ à 13h. Ensuite cette valeur va diminuer jusqu'à une valeur nulle à l'environ de 20 heure, et ceci peut être s'expliqué par le fait que le soleil est plus bas sur l'horizon au lever et au coucher du soleil, ce qui réduit l'éclairement, tandis qu'à midi solaire lorsque le soleil est à son point le plus élevé dans le ciel, l'éclairement est à son maximum.

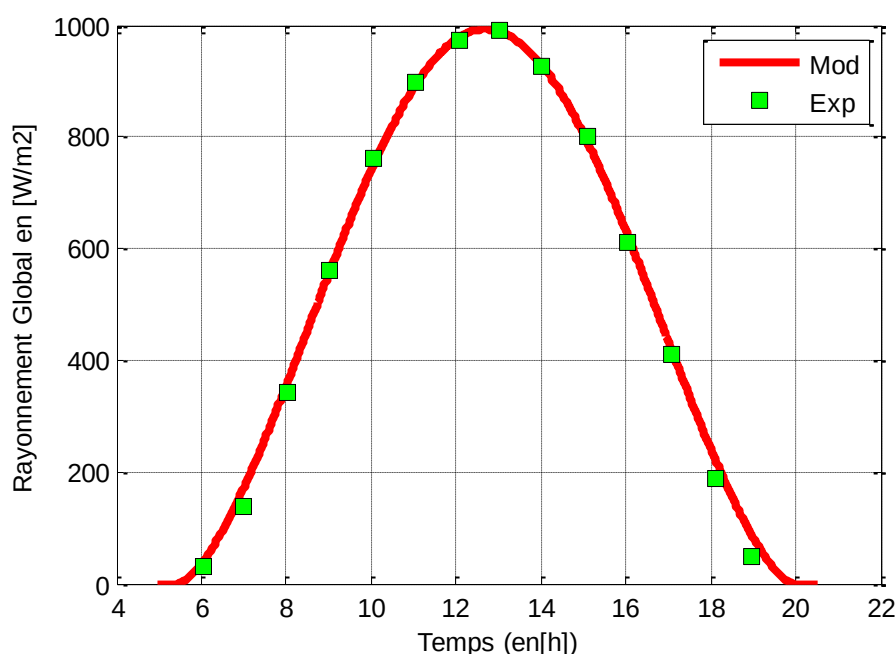


Figure 4. 2: Evolution horaire de l'éclairement solaire.

(16/06/2020)

Ces résultats sont en conformité avec ceux obtenus par HADDADI et al [96].

4.4. EVOLUTION AU COURS DU TEMPS DE LA TEMPERATURE AMBIANTE ET DE CIEL

La figure 4.3 donne l'évolution au cours du temps de la température ambiante et du ciel qui ont une allure sinusoïdale.

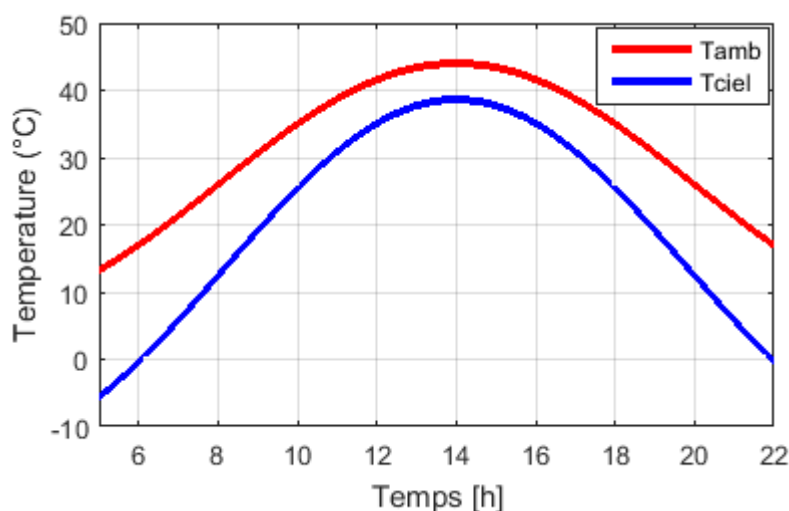


Figure 4. 3: Evolution au cours du temps de la température de l'air ambiante.

A travers de cette figure, on peut constater que les deux courbes illustrant l'évolution horaire des températures de l'atmosphère et du ciel possèdent les mêmes allures, et elles atteignent leur maximum à la même heure (14 h 00), et ceci revient à relation liant la température de ciel T_{ci} à la température ambiante T_{amb} tout comme l'éclairement global. Ce comportement peut être expliqué par l'effet de serre, en effet, une partie de l'éclairement solaire incident est absorbée par la surface de la terre puis réémise vers l'atmosphère sous forme du rayonnement infrarouge, qui sera partiellement absorbé par les gaz à effet de serre, ce qui fait augmenter la température de l'atmosphère terrestre, cet effet est d'autant plus accentué que l'éclairement solaire augmente, et par conséquence une élévation de la température ambiante.

4.5 EFFET DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LE COP_{th} DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE

4.5.1 Influence de la température d'adsorption sur la variation du coefficient de performance thermique en fonction de la température de régénération.

Sur la figure 4.4, nous avons présenté l'impact de la température d'adsorption sur la variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de la température de régénération.

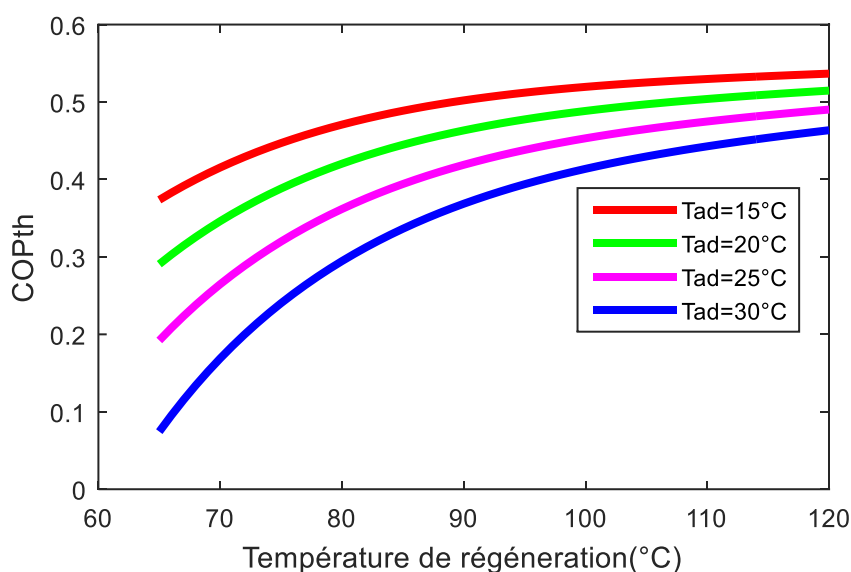


Figure 4. 4: Influence de la température de l'adsorption sur la variation de COP_{th} en fonction de la température de régénération.

A partir de cette figure, on peut observer, pour des températures T_{ev} et T_{cond} fixées ($T_{ev} = -5^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$) et pour des températures de régénération T_g et d'adsorption T_{ads} variées, que les courbes de COP_{th} ont la même allure et que le décroissement de la température d'adsorption conduit à l'élévation du COP_{th}. En effet, le modèle de Dubinin-Astakhov montre que la diminution de la température d'adsorption T_{ad} conduit à l'accroissement de la masse adsorbée correspondant à cette température et à la pression de saturation à la température d'évaporation $P_{sat}(T_{ev})$, il en résulte que la masse cyclée augmente, induisant donc une augmentation du COP_{th}.

Le même comportement peut être confirmé à travers le diagramme de Clapeyron (Figure 2.13). Alors, le cycle correspondant à un réfrigérateur à adsorption doit être commencé à la température la plus basse possible, afin que la quantité de la masse adsorbée $m_{\max}$ obtenue soit la plus grande et pour que la masse recyclée soit la plus élevée possible.

4.5.2 Influence de la température d'évaporation sur la variation du coefficient de performance thermique en fonction de la température de régénération

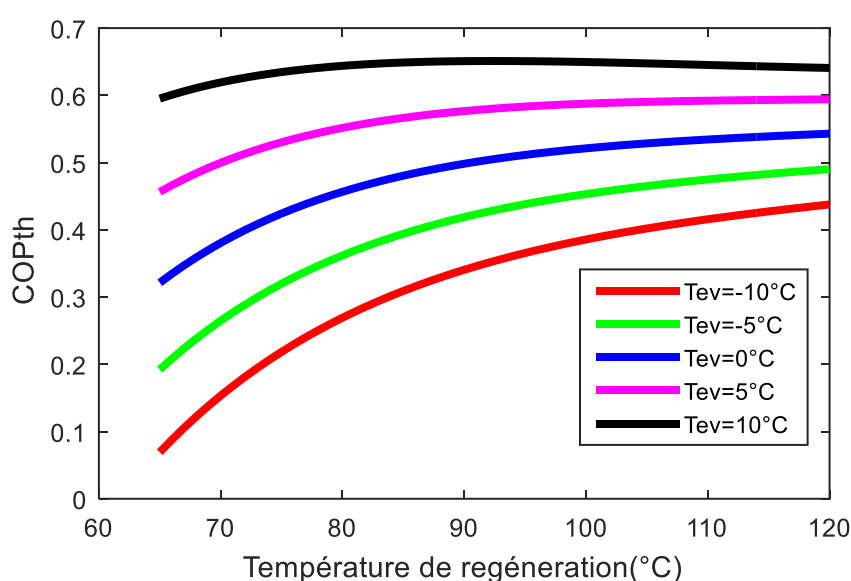


Figure 4. 5: Influence de la température d'évaporation sur l'évolution du coefficient de performance thermique en fonction de la température de régénération.

La figure 4.5 nous illustre l'effet de la température d'évaporation sur la variation du coefficient de performance thermique en fonction de la température de régénération.

D'après cette figure, on aperçoit que l'accroissement de la température d'évaporation conduit à l'augmentation du COP_{th} du système frigorifique, c'est tout à fait logique parce que l'accroissement de la température d'évaporation T_{ev} engendre l'augmentation de la pression de saturation à cette température $P_s(T_{ev})$,

et par conséquent, un accroissement de la masse adsorbée d'ammoniac $m(T_a, P_{\text{sat}}(T_{\text{ev}}))$ qui fait augmenter la masse cyclée obtenue par l'équation (3.76), cela se traduit par l'augmentation de la quantité du froid générée à l'évaporateur Q_{ev} et de ce fait un accroissement du COP_{th} du système frigorifique. On peut facilement confirmer, à partir du diagramme de Clapeyron (figure 2.13), l'impact qualitatif de la croissance de la température d'évaporation T_{ev} .

4.5.3 Influence de la température de condensation sur la variation du coefficient de performance en fonction de la température de régénération

La figure 4.6 nous illustre l'influence de la température de condensation sur la variation du coefficient de performance thermique en fonction de la température de régénération.

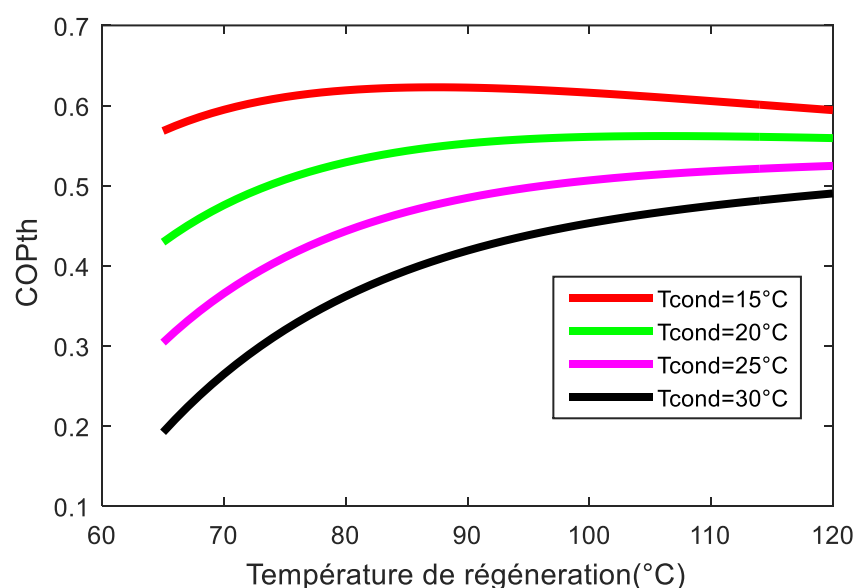


Figure 4. 6 : Influence de la température de condensation sur la variation de COP_{th} en fonction de la température de régénération.

Il est bien clair de cette figure que les courbes de COP_{th} ont la même allure, et que la température de condensation a une influence négative sur la l'amélioration du coefficient des performances thermique, c'est tout à fait normale parce que plus la température de condensation augmente plus la masse désorbée de l'ammoniac augmente et par conséquent une réduction de la masse cyclée, ce

qui implique une diminution de la quantité du froid produit à l'évaporateur qui provoque, à son tour, un décroissement de COP_{th} .

Par ailleurs, on constate que les températures optimales de régénération et de condensation, qui permettent d'obtenir un coefficient de performance thermique optimal $COP_{th}=63\%$, sont respectivement de $85^{\circ}C$ et de $15^{\circ}C$. Le même comportement de COP_{th} est rapporté dans la littérature par (Konfe et al [57], Attalla et al [26], Djebiret et al [100]).

Les différences dans les valeurs quantitatives sont dues aux hypothèses utilisées dans la modélisation, au choix du couple d'adsorption utilisé et aux conditions opératoires.

4.6 VARIATION DE LA TEMPERATURE DU FLUIDE A LA SORTIE DU CONCENTRATEUR EN FONCTION DU TEMPS

Le graphe qui nous montre l'influence de débit massique sur la variation temporelle de la température du fluide à la sortie du concentrateur solaire est présenté sur la figure 4.7.

Il est ressort de cette figure, que le débit massique à un effet positif sur la variation temporelle de la température sortante du fluide, c.-à-d. que l'accroissement du débit massique de 0.3 à 0.7 conduit à l'augmentation de la température sortante du fluide. Et ceci s'explique par le fait que l'augmentation du débit implique l'augmentation de la vitesse d'écoulement, qui induit une élévation du nombre de Reynolds et par consoquence l'augmentation de nombre de Nusselt qui il va entraîner l'accroissement du coefficient d'échange thermique entre le fluide et l'absorbeur d'où la croissance de la température du fluide à la sortie du concentrateur solaire.

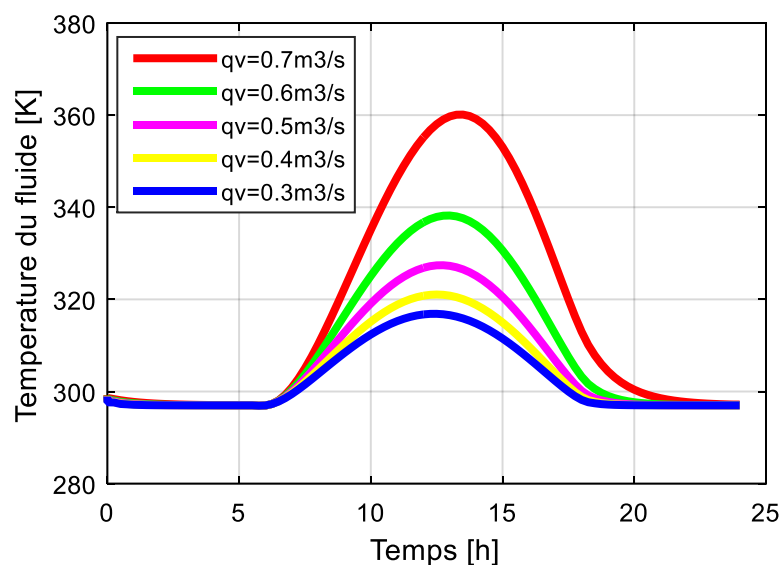


Figure 4. 7: Variation temporelle de la température sortante du fluide pour différentes valeurs de débit volumique.

Variation temporelle de la température sortante du fluide à différentes valeurs de l'éclairement solaire direct

La courbe qui donne l'effet de l'éclairement solaire direct sur l'évolution horaire de la température du fluide sortant T_{fs} est tracée sur la figure 4.8.

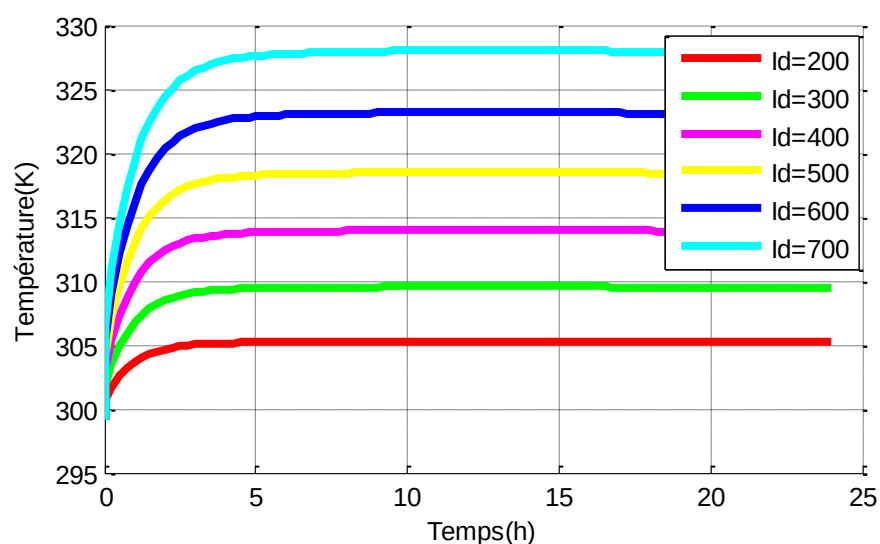


Figure 4. 8: Variation temporelle de la température sortante du fluide pour différentes valeurs de l'éclairement solaire direct

À partir de cette figure, nous pouvons distinguer deux périodes distinctes, la première période correspondant à une évolution croissante continue du profil de température pour toutes les valeurs d'éclairement direct choisies, alors que dans la seconde période, cette température est maintenue constante quelle que soit la valeur d'éclairement choisie. Ainsi, nous pouvons observer que l'éclairement solaire direct a un effet important sur la variation temporelle de la température. C'est-à-dire que l'élévation de l'éclairement solaire induit à l'augmentation de la variation de la température, en effet, à titre d'exemple, pour un éclairement de $200 \text{ [W/m}^2\text{]}$, la température maximale atteinte est de 305 K , et dans le cas où l'éclairement se monte à $500 \text{ [W/m}^2\text{]}$ la température maximale atteinte sera 318 K , et cette température peut arriver jusqu'à une valeur de 327 K lorsque l'éclairement solaire est de $700 \text{ [W/m}^2\text{]}$. Et ceci s'explique par le fait que, dans la première période, l'éclairement solaire direct est insuffisant pour atteindre une température maximale stable. Cependant, dans la seconde période, l'éclairement solaire direct est suffisant pour atteindre une température maximale et stable.

Influence de la température d'ambiance sur l'évolution horaire de la température du fluide sortant

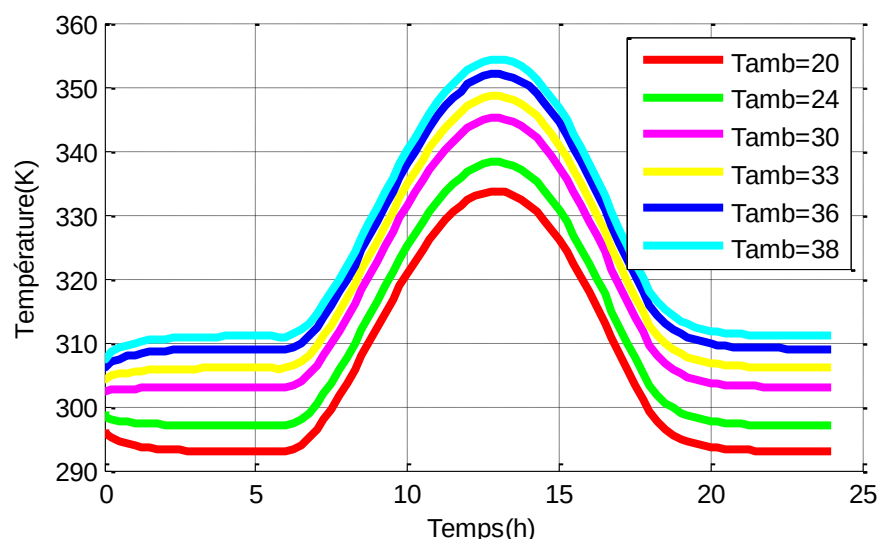


Figure 4. 9 : Impact de la température d'ambiance sur la variation temporelle de la température sortante du fluide.

Sur la figure 4.9, nous avons tracé la courbe de la température du fluide au cours du temps pour différentes valeurs de température de l'ambiance.

Il est évident de cette figure que la température du fluide à sa sortie du concentrateur est augmentée lorsqu'on augmente la température de l'ambiance.

Influence de la largeur d'ouverture sur la variation de la température du fluide sortant en fonction du temps

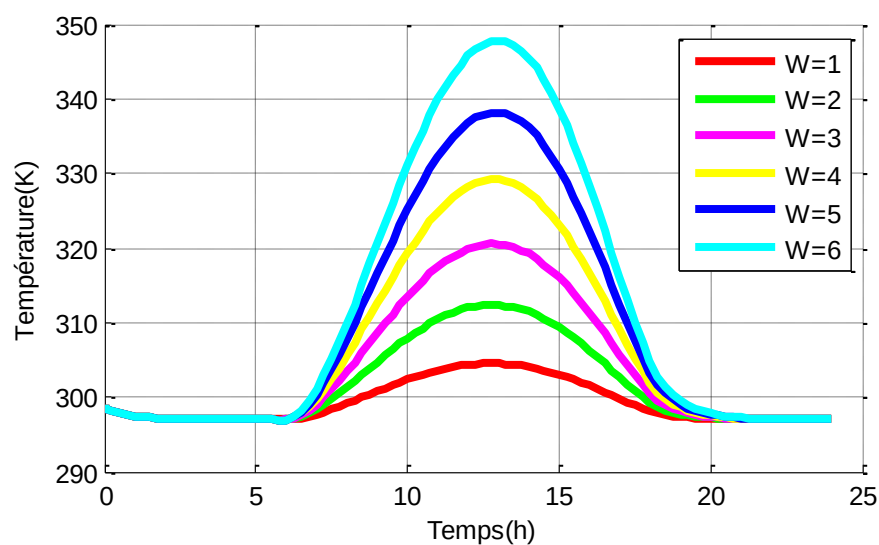


Figure 4. 10 : Influence de la largeur d'ouverture sur la variation de la température du fluide sortant en fonction du temps

La figure 4.10 représente la variation des températures du fluide sortant du concentrateur en fonction du temps pour différentes valeurs de la largeur d'ouverture. D'après cette figure, nous voyons, d'une part, que la température du fluide à sa sortie augmente graduellement aux premières heures de la journée choisie, pour atteindre leurs valeurs maximales à 14 heure, bien que cette température commence à décroître à partir de 14 heure, et d'autre part, nous voyons aussi que l'augmentation de la largeur d'ouverture entraîne à l'élévation de la température sortante du fluide.

Cette observation peut être interprétée par le fait que l'élévation de la largeur d'ouverture conduit à l'augmentation de la surface réfléchissante du concentrateur, qui permet d'obtenir une meilleure capture de l'énergie solaire incidente par le réflecteur du concentrateur, ce qui, à son tour, provoque une augmentation de la température du fluide sortant. Cela suggère que la largeur d'ouverture puisse être

utilisée comme une variable de contrôle pour ajuster la température de sortie du fluide dans les concentrateurs cylindroparaboliques.

4.7 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE SUR LA VARIATION DE LA CHALEUR ISOSTETRIQUE EN FONCTION DE LA MASSE ADSORBE

La courbe donnant l'influence de la température sur la variation de la chaleur isostétrique en fonction de la masse adsorbée est montée sur la figure 4.11.

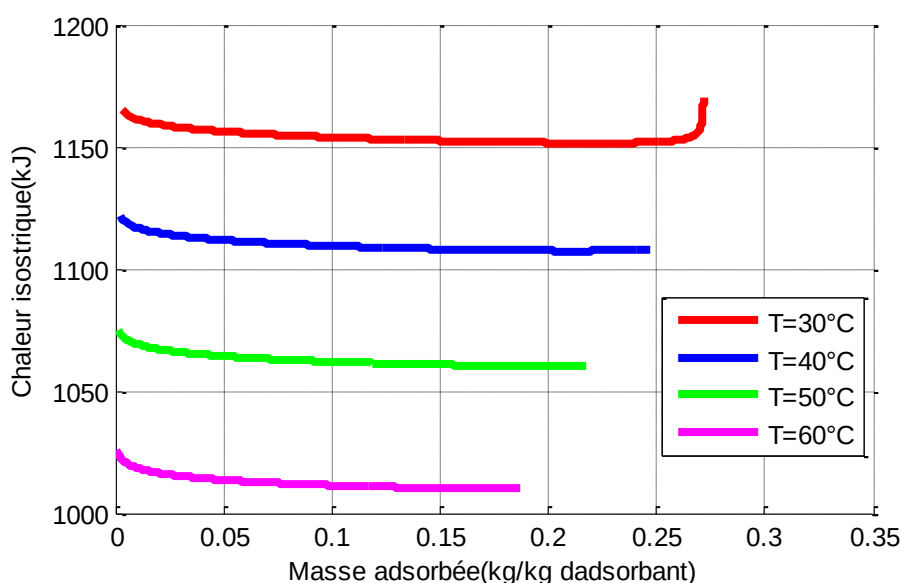


Figure 4. 11 : Influence de la température sur la variation de la chaleur isostétrique en fonction de la masse adsorbée

D'après cette figure, on remarque que lorsqu'on augmente la température, la chaleur isostétrique va diminuer avec la croissance de la masse adsorbée, car l'augmentation de la température favorise généralement la désorption des molécules adsorbées, ce qui implique une diminution de la quantité de matière adsorbée à une pression donnée. Cela peut conduire à la diminution de la chaleur isostétrique, en d'autres termes, lorsque la température augmente, les molécules du gaz adsorbé ont tendance à se déplacer plus rapidement et à avoir une énergie cinétique plus élevée. Cela signifie qu'elles sont plus susceptibles de se détacher de la surface du solide adsorbant, ce qui entraîne une diminution de l'adsorption et donc une diminution de la chaleur isostétrique.

4.8 INFLUENCE DES PARAMETRES OPERATIONNELS SUR LA VARIATION DE LA MASSE ADSORBEE

4.8.1 Effet de la pression sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température du cycle.

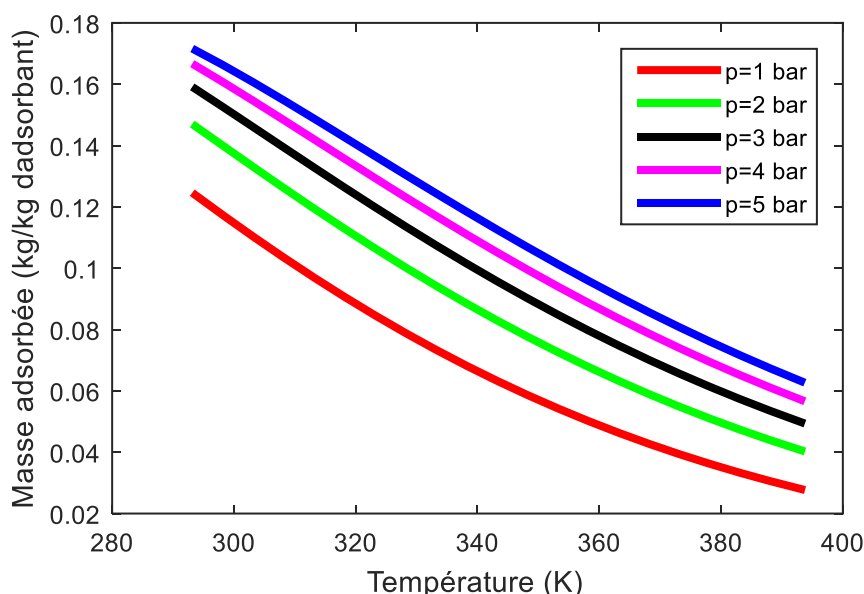


Figure 4. 12 : Effet de la pression sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température du cycle.

De la figure 4.12, qui nous montre l'influence de la pression sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température, nous pouvons observer, d'une part, que la masse adsorbée diminue graduellement avec la température et d'autre part, nous pouvons voir qu'il y a une forte influence de la pression sur la variation de la masse adsorbée au cours du temps pour les cinq pressions choisies, de telle sorte que nous pouvons trouver dans un ordre croissant la masse adsorbée correspondant à la pression de 1bar ; ensuite à celle de la pression de 2 bar et de 3bar suivie par la masse adsorbée correspondant à la pression de 4 bar, et enfin la masse adsorbée correspondant à la pression de 5 bar.

4.8.2 Effet de la température sur la variation de la masse adsorbée en fonction de la pression.

Le graphe qui nous présente l'effet de température sur la variation de la masse adsorbée en fonction de la pression est illustré sur la figure 4.13.

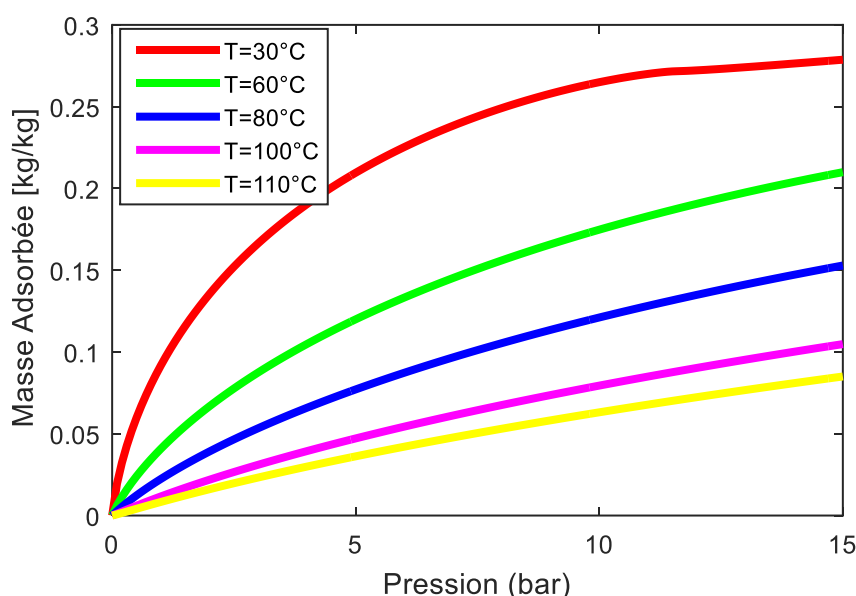


Figure 4. 13 : Effet de la température sur la variation de la masse adsorbée en fonction de la température de régénération.

Il est ressort de cette figure que la température du cycle a une grande influence sur la variation de la masse adsorbée, en d'autres termes, la réduction de la température du cycle conduit à l'élévation de manière plus rapide de la masse adsorbée et ceci s'explique simplement par la relation liant la masse adsorbée à la température. C'est à dire que lorsque la température augmente, les molécules du gaz adsorbé ont tendance à se déplacer plus rapidement et à avoir une énergie cinétique plus élevée. Cela signifie qu'elles sont plus susceptibles de se détacher de la surface du solide adsorbant, ce qui entraîne une diminution de la masse adsorbée.

4.8.3 Effet de la température de condensation sur la variation de la masse adsorbée en fonction de la température de régénération.

Les courbes montrant l'influence de la température de condensation sur la variation de masse adsorbée en fonction de la température de régénération sont présentées sur la figure 4.14.

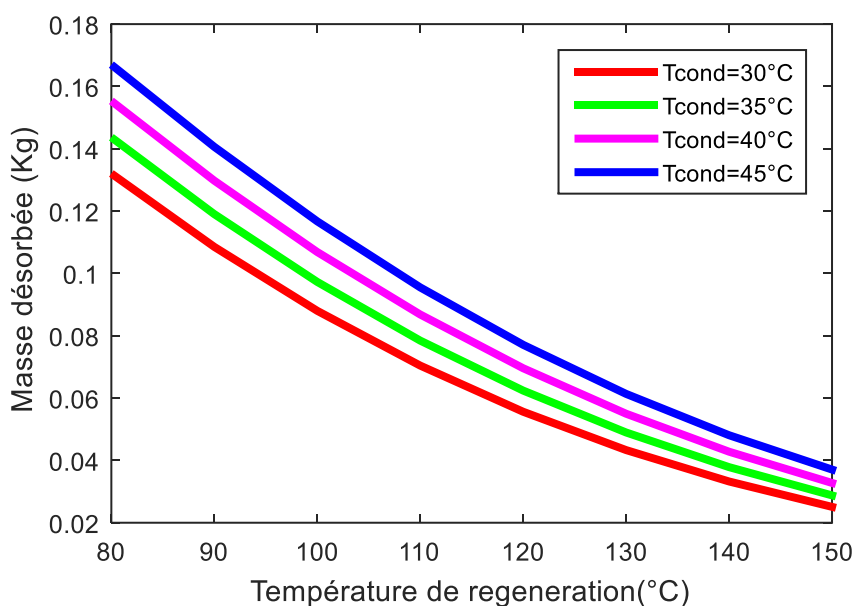


Figure 4. 14 : Effet de la température de condensation sur la variation de la masse adsorbée en fonction de la température de régénération.

Il ressort clairement de cette figure que la variation de la masse adsorbée en fonction de la température de régénération est fortement proportionnelle à l'accroissement de la température de condensation. C'est-à-dire que l'accroissement de la température de condensation va conduire à l'augmentation de la masse adsorbée d'une part, et d'autre part, on aperçoit que plus la température de régénération augmente, plus la masse adsorbée diminue.

4.9 INFLUENCE DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR DESORBEE

Influence de la température de condensation sur la variation de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération.

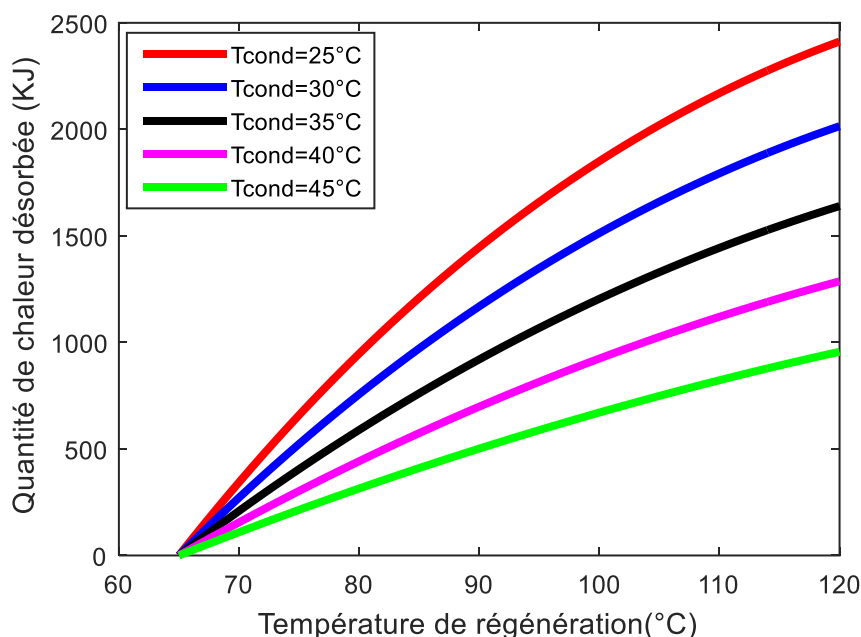


Figure 4. 15: Influence de la température de condensation sur la variation de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération.

Le graphe illustrant l'impact de la température de condensation sur la variation de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération est montré sur la figure 4.15.

Il est clair de cette figure, qu'il y a un impact négatif de la température de condensation sur la variation de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération, en effet, par exemple pour une température de condensation $T_{\text{cond}}=45^{\circ}\text{C}$, la quantité de chaleur désorbée augmente progressivement de 0 à 900 kJ et pour une température $T_{\text{cond}}=35^{\circ}\text{C}$. Cette quantité sera variée de 0 à 1650 kJ, alors que cette quantité va atteindre la valeur de 2400 kJ pour une température de condensation égale à 25°C , en raison de la proportionnalité existante entre la chaleur de désorption et la masse cyclée.

Impact de la température d'évaporation sur l'évolution de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération.

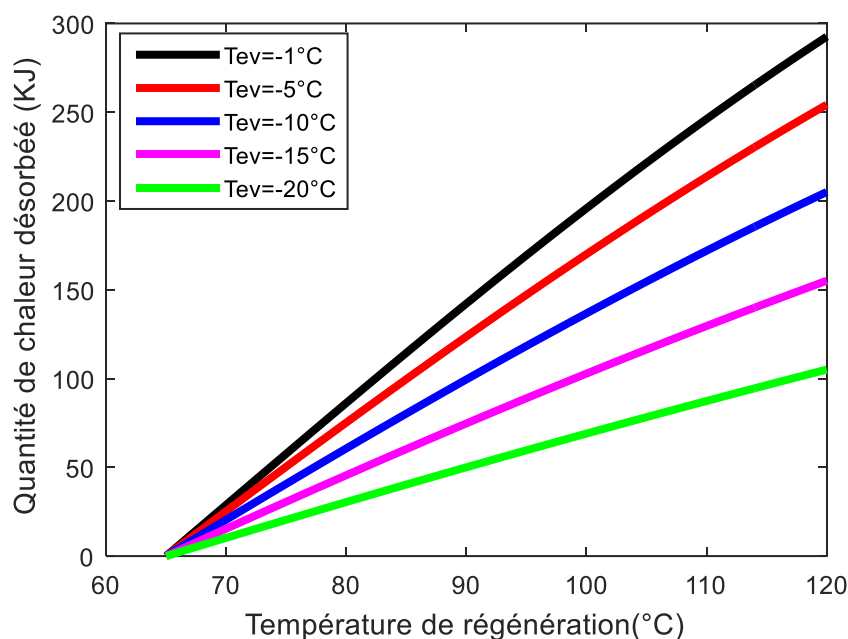


Figure 4. 16 : Impact de la température d'évaporation sur l'évolution de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération.

L'effet de la température d'évaporation sur l'évolution de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération est donné graphiquement sur la figure 4.16.

Il est apparu de cette figure que la quantité de chaleur désorbée se comporte comme une fonction croissante avec la température de régénération et la température d'évaporation, c.-à-d. que la quantité de chaleur désorbée va augmenter lorsqu'on augmente la température de régénération et la température d'évaporation.

4.10 INFLUENCE DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DU FROID PRODUITE A L'EVAPORATEUR

4.10.1 Influence de la température de condensation sur la variation de la quantité du froid produite en fonction de la température de régénération

Pour voir l'influence de la température de condensation sur la variation de la quantité du froid produite à l'évaporateur Q_{ev} en fonction de la température de régénération. Nous avons maintenu les températures d'adsorption et d'évaporation constantes ($T_{ad} = 25^\circ\text{C}$ et $T_{ev} = 0^\circ\text{C}$) et nous avons varié les températures de régénération T_g et de condensation T_{cond} , comme le montre figure (4.17).

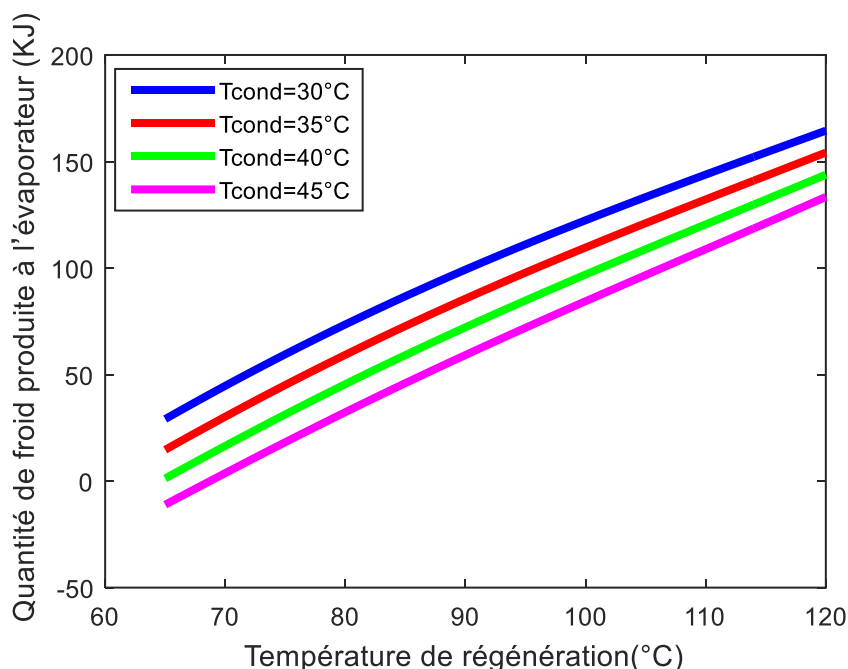


Figure 4. 17 : Impact de la température de condensation sur la variation de la production du froid en fonction de température de régénération

De cette figure, nous constatons que plus la température de condensation augmente, plus la quantité du froid produite au niveau de l'évaporateur diminue. C'est tout à fait logique parce que l'accroissement de la température de condensation conduit à l'augmentation de la pression de saturation qui correspond à cette température $P_{sat}(T_{cond})$, et par conséquent, la masse désorbée de l'ammoniac $m(T_g, P_{sat}(T_{cond}))$ augmente, conduisant une décroissance de la masse

cyclée obtenue par l'équation (3.76), ce qui entraîne à son tour une diminution de la quantité du froid produite au niveau de l'évaporateur Q_{ev} .

Nous pouvons voir à partir du diagramme de Clapeyron du cycle (Figure 2.13) que pour une valeur fixe de T_g et pour des valeurs importantes de T_{cond} , la masse désorbée m_{min} va augmenter en conduisant une réduction de la production frigorifique.

4.10.2 Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité du froid produite en fonction de la température de régénération

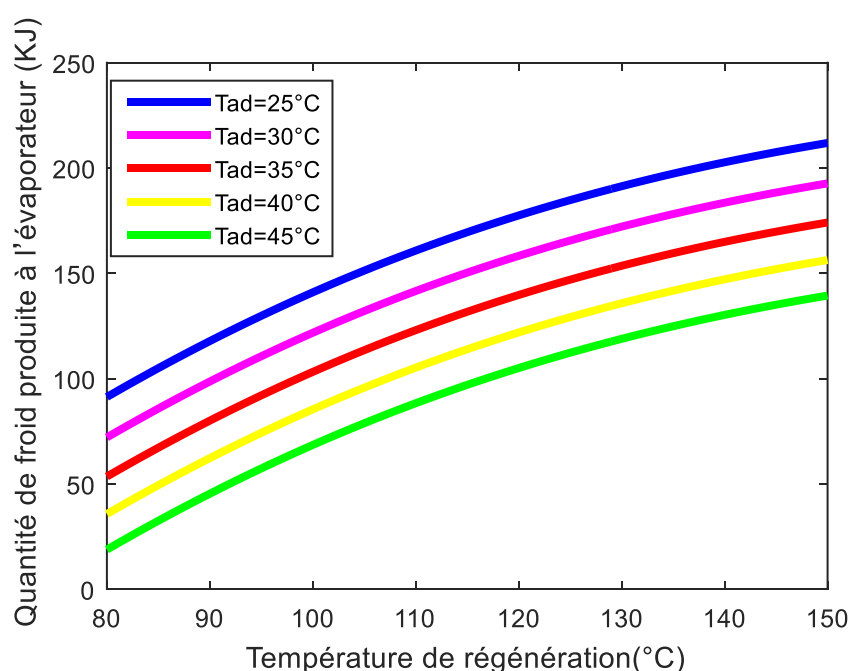


Figure 4. 18 : Impact de la température d'adsorption sur la variation de la production du froid en fonction de température de régénération

Le graphe représentant l'impact de la température d'adsorption sur la quantité du froid produite à l'évaporateur est donné par la figure 4.18.

Sur cette illustration, nous avons maintenu les températures d'évaporation et de condensation constantes ($T_{ev} = 0^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$) et nous avons varié les températures de régénération de 80°C à 150°C et d'adsorption de 25°C à 45°C avec un pas de 5°C .

A travers cette figure, nous constatons que la température du milieu d'adsorption a un effet inversement proportionnel à la variation de la quantité de

froid produite. En effet, le modèle de Dubinin-Astakhov montre que la masse adsorbée correspondant à la température d'adsorption et à la pression d'évaporation $m(T_{ad}, P_{Sat}(T_{ev}))$ augmente d'autant plus que la température d'adsorption diminue. En conséquence, la masse cyclée augmente entraînant un accroissement de la quantité du froid produite.

On peut facilement confirmer ce comportement à travers le diagramme de Clapeyron figure 2.13. Alors, le cycle correspondant à un système frigorifique à adsorption doit toujours être commencé à la température la plus basse possible, afin que la masse adsorbée m_{max} soit la plus élevée possible, dans le but de maximiser la masse du cycle.

4.10.3 Influence de la température d'évaporation sur la variation de la quantité du froid produite en fonction de la température de régénération

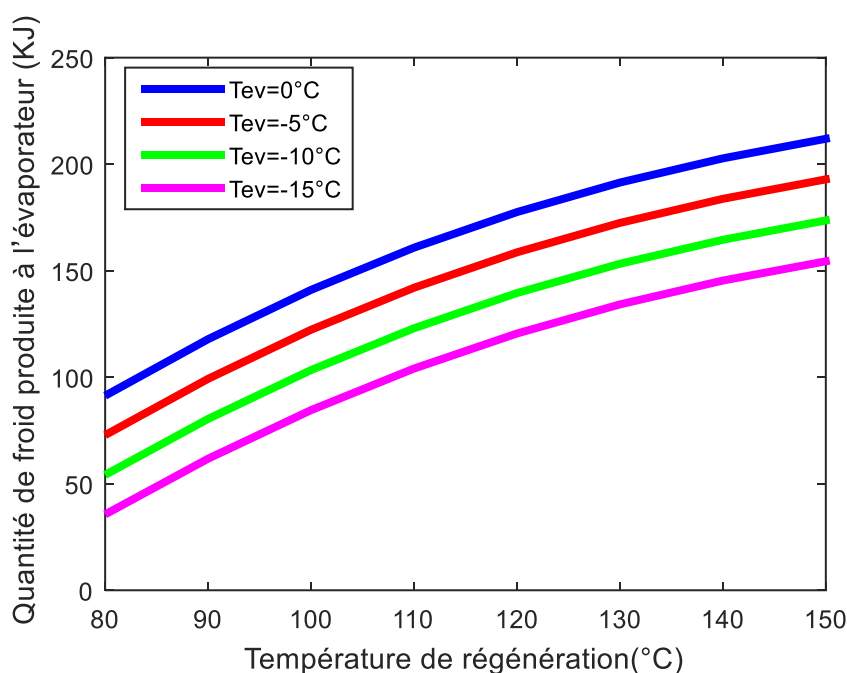


Figure 4. 19 : Impact de la température d'évaporation sur la variation de la production du froid en fonction de température de régénération

Pour examiner l'influence de la température d'évaporation sur la quantité du froid à l'évaporateur, nous avons fixé les températures d'adsorption et de condensation ($T_{ad}=25^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond}=30^{\circ}\text{C}$) et nous avons varié les températures de

régénération de 80°C à 150°C et les températures d'évaporation de -15°C à 0°C avec un pas de 5°C, comme il est montré sur la figure 4.19.

L'analyse de cette figure permet de remarquer que les courbes ont la même allure. Ainsi, il est aisé de constater, d'une part, que pour une température d'évaporation donnée, la quantité du froid produite à l'évaporateur augmente avec l'augmentation de la température de régénération et d'autre part, la quantité du froid produite décroît au fur et à mesure que la température d'évaporation augmente.

C'est tout à fait normal, car la croissance de la température d'évaporation conduit à l'élévation de la pression de saturation correspondant à cette température $P_{\text{sat}}(T_{\text{ev}})$, il en résulte une élévation de la masse adsorbée de l'ammoniac $m(T_{\text{ad}}, P_{\text{sat}}(T_{\text{ev}}))$, ce qui signifie qu'il y a une élévation de la masse cyclée obtenu par l'équation (3.76) et, par conséquent, un accroissement de la quantité du froid généré au niveau de l'évaporateur Q_{ev} .

L'effet qualitatif de la croissance de la température d'évaporation peut être facilement vérifié à partir du diagramme de Clapeyron Figure 2.13.

4.11 INFLUENCE DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR DES PARTIES METALLIQUES DE L'ADSORBEUR

Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur des parties métalliques de l'adsorbeur en fonction de la température de régénération

Les courbes qui illustrent la variation de la quantité de chaleur des parties métalliques de l'adsorbeur en fonction de la température de régénération à diverses températures d'adsorption sont mises en évidence sur la figure 4.20.

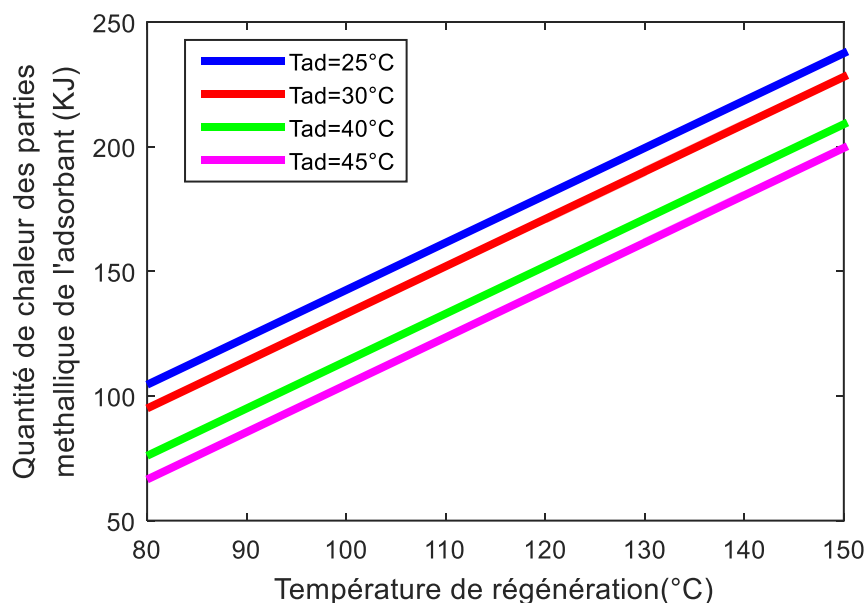


Figure 4. 20 : Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur des parties métalliques de l'adsorbant en fonction de la température de régénération.

Nous pouvons observer de cette figure que la quantité de chaleur des parties métalliques est fortement influencée par la température d'adsorption, c'est tout à fait logique parce que l'élévation de la température d'adsorption provoque une réduction de la différence de température ($T_g - T_{ad}$) et par conséquent la diminution de quantité de chaleur des parties métalliques de l'adsorbant donnée par l'équation (3.81).

4.12 INFLUENCE DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR DE L'ADSORBAT

4.12.1 Influence de la température de condensation et d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération

Les résultats graphiques 4.21 et 4.22 nous représentent, respectivement, l'influence des températures de condensation et d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération.

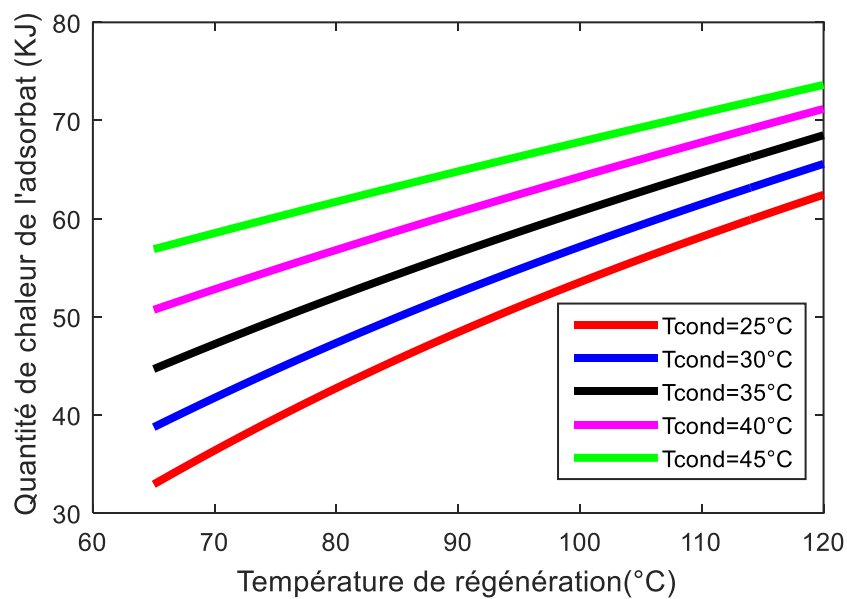


Figure 4. 21 : Influence de la température de condensation sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération

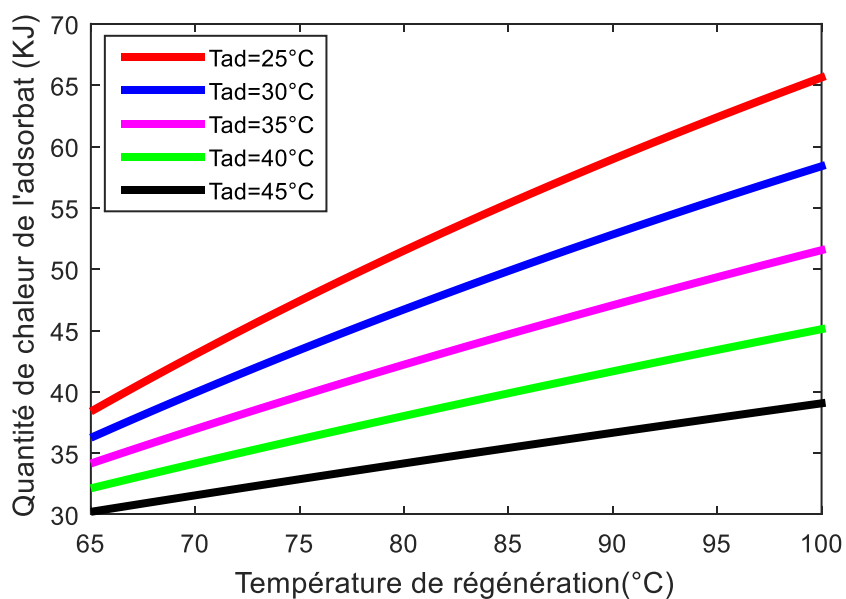


Figure 4. 22: Influence de la température d'adsorption sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération.

A travers ces figures, nous constatons que ces courbes suivent pratiquement la même allure. Ainsi, on peut voir lorsqu'on augmente la température de condensation, la quantité de chaleur de l'adsorbat va aussi augmenter, en effet par exemple pour une température de condensation de 25°C, la quantité de chaleur de l'adsorbat va augmenter de 33 kJ à 64 kJ tandis que pour une température de 45°C, cette quantité va augmenter de 56 kJ à 74 kJ. Alors que ce comportement sera inversé pour les températures d'adsorption, en d'autres termes l'accroissement de la température d'adsorption conduit à la réduction de la quantité de chaleur de l'adsorbat.

4.12.2 Influence de la température d'évaporation sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération

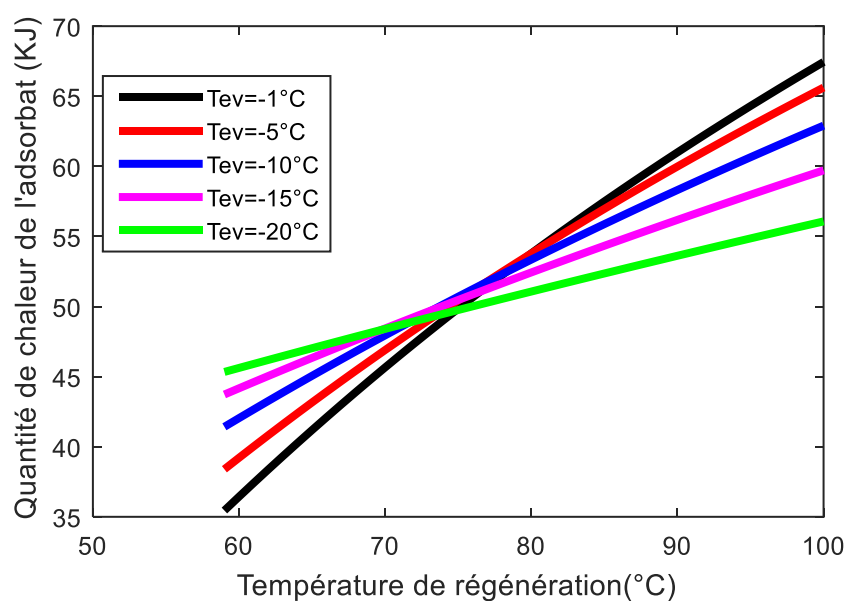


Figure 4. 23 : Influence de la température d'évaporation sur la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération

Le graphe 4.23 nous donne la variation de la quantité de chaleur de l'adsorbat en fonction de la température de régénération à différentes températures d'évaporation.

D'après ce graphe, nous pouvons voir que la quantité de chaleur de l'adsorbat va augmenter avec la décroissance de la température d'évaporation dans l'intervalle de la température de régénération [58, 76], cela signifie que lorsque la température d'évaporation est plus basse, il faut fournir plus de chaleur pour régénérer l'adsorbat à une température donnée. Cela peut être dû au fait que les molécules adsorbées sont plus fortement attachées à l'adsorbat pour des températures plus basses, nécessitant donc plus de chaleur pour les libérer. Alors que dans l'intervalle [76, 100], nous observons que la quantité de chaleur de l'adsorbat va augmenter lorsqu'on augmente la température d'évaporation. Cela peut être dû au fait que, à des températures plus élevées, les molécules adsorbées sont libérées plus facilement de l'adsorbat, nécessitant donc moins de chaleur pour les libérer.

4.13 TEMPERATURES DE SEUIL DU CYCLE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE D'EVAPORATION

Influence de la température de condensation sur la variation de la température de seuil T_{s1} en fonction de la température d'évaporation.

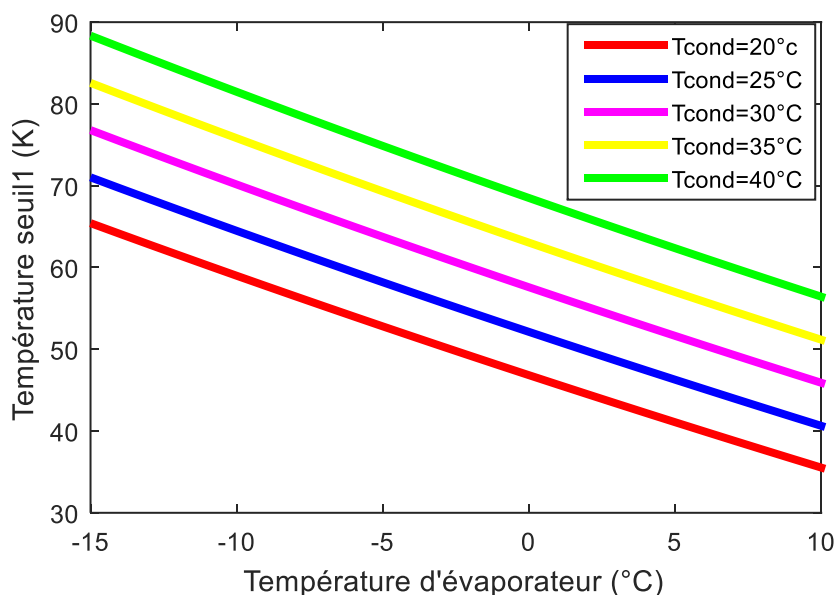


Figure 4. 24: Effet de la température de condensation sur la variation de la température de seuil T_{s1} en fonction de la température d'évaporation.

Sur la figure 4.24, nous avons montré l'influence de la température de condensation sur la variation de la température de seuil T_{s1} en fonction de la température d'évaporation.

A travers de cette figure, on peut remarquer que la température de condensation a un effet positif sur la variation de la température de seuil T_{s1} en fonction de la température d'évaporation en effet, la décroissance de la température d'évaporation T_{ev} induit une chute de la pression de saturation correspondant à cette température $P_s = P(T_{ev})$, et par conséquent, la réduction de la masse adsorbée m_{max} , ce qui implique la nécessité d'imposer des températures plus élevées à l'adsorbeur afin d'atteindre la pression de condensation P_{cond} à l'intérieur de l'adsorbeur isolé, pour que la première goutte de liquide apparaisse dans le condenseur. Et par conséquent, une diminution de la température d'évaporation T_{ev} qui fait entraîner une augmentation de la température de désorption T_{s1} .

Influence de la température de condensation sur la variation de la température de seuil T_{s2} en fonction de la température d'évaporation.

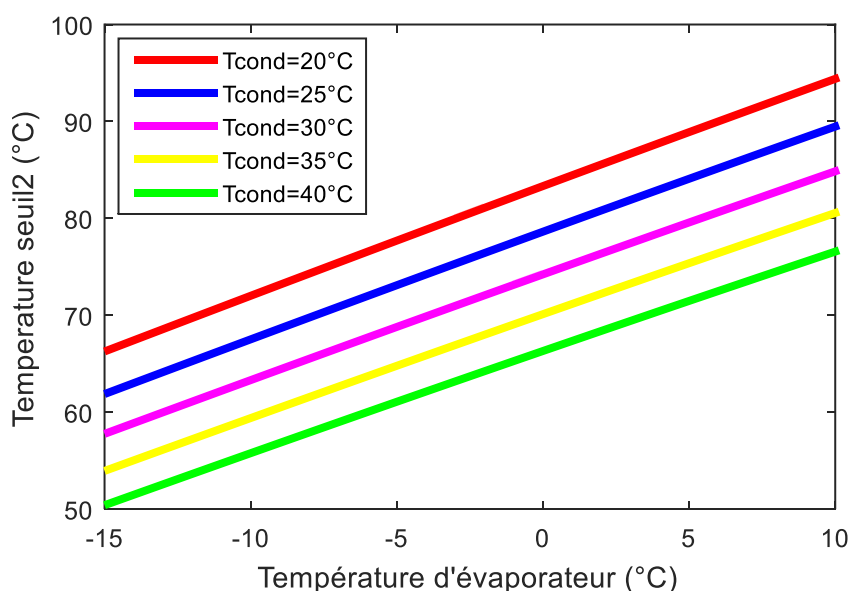


Figure 4. 25 : Effet de la température de condensation sur la variation de la température de seuil T_{s2} en fonction de la température d'évaporation.

Les courbes qui traduisent la variation de la température de seuil T_{s2} en fonction de la température d'évaporation pour différentes valeurs de températures de condensation sont présentées sur la figure 4.25.

Il apparaît nettement sur cette figure, que la température de condensation T_{cond} influe inversement sur la variation de la température de seuil T_{s2} en fonction de la température d'évaporation, c'est-à-dire que la réduction de la température de condensation conduit à un accroissement continu de la température de seuil T_{s2} .

En effet, lorsque la température de condensation T_{cond} diminue, la pression de saturation dans le condenseur $P_s = P_{cond}$ subit à une chute de pression, qui entraîne la diminution de la masse minimale m_{min} , ce qui signifie que des températures plus basses doivent être imposées à l'adsorbent afin d'atteindre la pression $P_s = P_{cond}$, pour que la désorption puisse commencer en induisant un accroissement de la température de seuil T_{s2} .

À partir du diagramme de Clapeyron du cycle figure 2.13, nous pouvons arriver à l'effet qualitatif de la température d'évaporation et de condensation sur les deux températures de seuils du cycle.

4.14 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE D'EVAPORATION SUR LA VARIATION DE COP_{th} DU REFRIGERATEUR SOLAIRE EN FONCTION DE LA MASSE ADSORBEE

La figure montrant l'impact de la température d'évaporation sur la variation de COP_{th} du réfrigérateur solaire en fonction de la masse adsorbée est illustrée sur la figure 4.26.

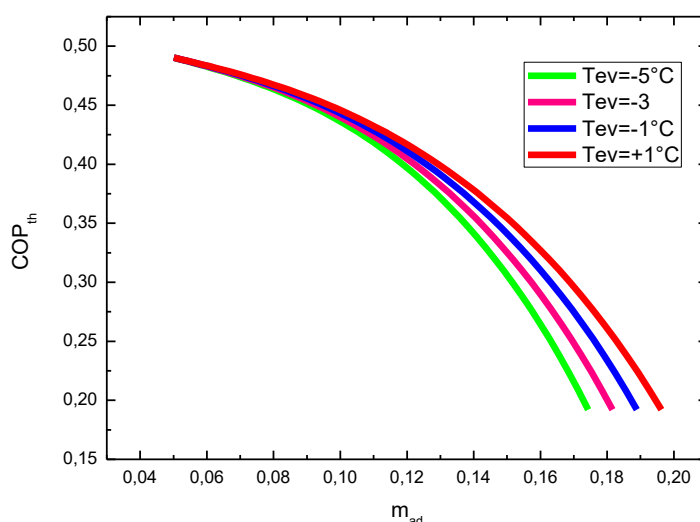


Figure 4. 26 : Impact de la température d'évaporation sur la variation de COP_{th} du réfrigérateur solaire en fonction de la masse adsorbée.

Il ressort bien de la figure 4.26 que le COP_{th} de la machine augmente lorsque la température d'évaporation augmente, ceci est parfaitement normal puisque l'augmentation de la température d'évaporation (T_{ev}) fait monter la pression de saturation dans l'évaporateur. Par conséquent, la masse adsorbée d'ammoniac augmente induisant l'accroissement de la masse cyclée, ce qui entraîne une augmentation de la quantité du froid produite au niveau de l'évaporateur qui à son tour augmente le COP_{th} du système, d'une part, et d'autre part, on remarque que l'élévation de la masse adsorbée conduit à la diminution du coefficient de performance thermique COP_{th} du réfrigérateur.

4.15 VARIATION DE LA MASSE ADSORBEE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DU CYCLE

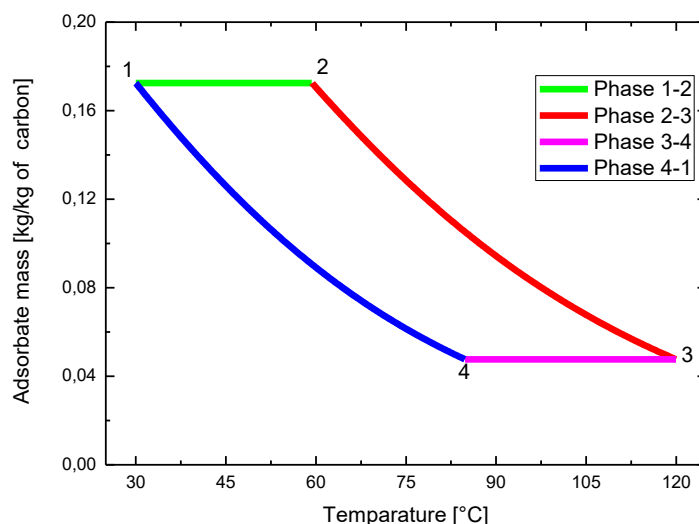


Figure 4. 27: Variation de la masse adsorbée en fonction de la température du cycle.

D'après la figure 4.27, qui montre la variation de la masse adsorbée en fonction de la température du cycle, on peut distinguer qu'il y a quatre phases :

Première phase 1-2 : Dans cette phase, on observe que la masse adsorbée de fluide frigorigène reste constante à sa valeur maximale ($m_{\max} = 0,176$ kg/kg de charbon actif), tandis que la température du mélange va augmenter de T_1 à la température de seuil T_2 , ceci s'explique par le fait que le flux de chaleur fourni par la source chaude (concentrateur cylindro-parabolique) conduit à l'augmentation de la température de l'adsorbant, ce processus est généralement appelé la phase de chauffage isostérique.

Deuxième phase 2-3 : dans cette phase, la masse adsorbée du fluide frigorigène va décroître de $m_{\max}$ pour atteindre une valeur minimale de $m_{\min}$ et cela s'explique par la présence de deux phénomènes que sont la condensation et la désorption, tout en poursuivant le chauffage, la température du mélange dans l'adsorbeur va augmenter jusqu'à atteindre la valeur maximale $T_3 = 120^\circ\text{C}$

(température de génération). Ce processus est connu sous le nom de phase de désorption-condensation.

Troisième phase 3-4 par opposition à la première phase, le processus de refroidissement du mélange commence au point 3, où la température diminue jusqu'à atteindre la température de l'évaporateur. Cette température est appelée température de seuil d'adsorption T_{s2} (point 4). La masse totale adsorbée du fluide frigorigène reste constante à sa valeur minimale m_{min} . Ce processus est connu sous le nom de phase du refroidissement isostérique.

Quatrième phase 4-1 : Au point 4, le fluide frigorigène commence son évaporation en accompagnant la production du froid, ce qui fait intervenir la chaleur latente d'évaporation au niveau de l'évaporateur. La vapeur produite est à nouveau adsorbée à l'intérieur de l'adsorbent jusqu'à ce que la température du mélange atteigne la valeur minimale T_1 fixée par le cycle. À ce stade, la machine est prête pour un nouveau cycle. Cette phase est appelée phase d'adsorption-évaporation.

Ces résultats ont déjà été rapportés dans la littérature de Hassan H.Z [93].

4.16 VARIATION DE LA MASSE TOTALE D'AMMONIAC ADSORBÉE DANS LE REACTEUR SOLAIRE EN FONCTION DU TEMPS

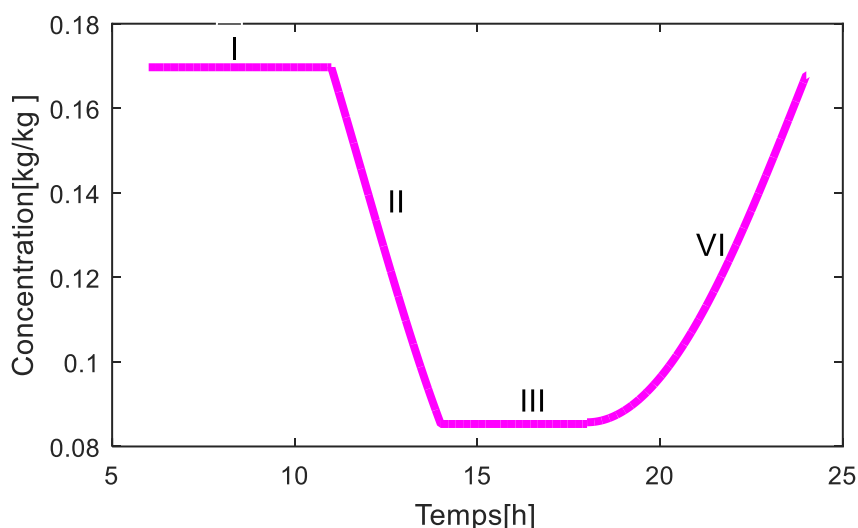


Figure 4. 28 : Variation de la masse totale d'ammoniac adsorbée dans le réacteur solaire en fonction du temps

Sur la figure 4.28, nous avons présenté la variation de la masse totale d'ammoniac adsorbée par unité de masse d'adsorbant dans le réacteur solaire en fonction du temps. A travers cette figure, on peut voir que la masse adsorbée reste constante durant les phases de chauffage et de refroidissement isostétrique, alors qu'elle diminue pendant la phase de chauffage isobare et qu'elle augmente durant la phase du refroidissement isobare.

Un bon accord est observable entre les résultats issus de notre simulation avec ceux obtenus par les auteurs : Aghbalou et al [103], El Fadar et al [75], Louajari et al [17].

4.17 EVOLUTION TEMPORELLE DE LA PRESSION A L'INTERIEUR DU REACTEUR SOLAIRE

Sur la figure 4.29, nous avons représenté l'évolution temporelle de la pression à l'intérieur du réacteur solaire.

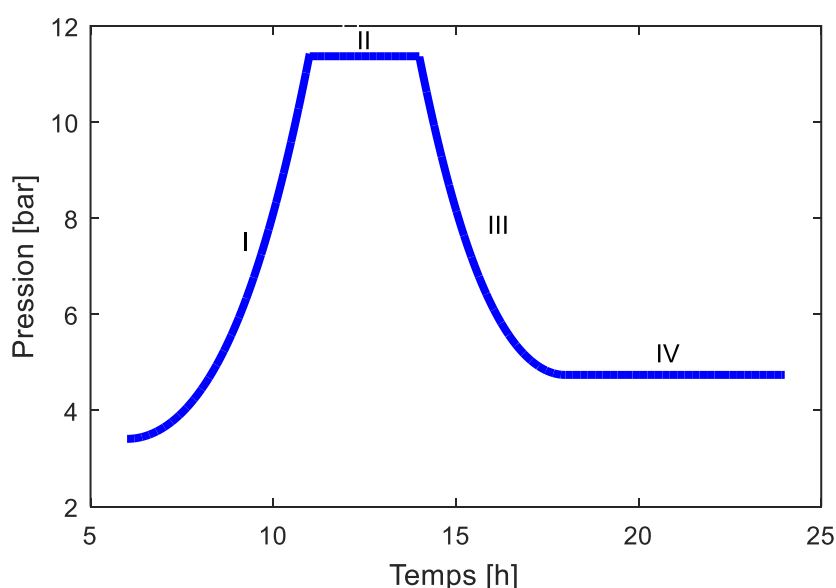


Figure 4. 29: Evolution temporelle de la pression à l'intérieur du réacteur solaire.

D'après cette figure, on remarque que : pendant la phase de chauffage isostétrique (I), la pression du générateur augmente rapidement de la pression de saturation correspondant à la température d'évaporation $P_s(T_{ev}) = 3,7$ bar, à la

valeur maximale de la pression de saturation correspondant à la température de condensation ($P_s(T_{\text{cond}}) = 11,3 \text{ bar}$).

Pendant la phase de chauffage isobare (II), où elle se produit la condensation, l'adsorbeur sera à haute pression et il suivra l'isobare imposée par le condenseur $P_{\text{cond}} = 11,3 \text{ bar}$. Cette condensation entraîne une diminution du taux de remplissage de l'adsorbant.

Contrairement à la première phase, lors de la phase de refroidissement isostérique (III), la pression va décroître jusqu'à ce qu'elle devienne égale à celle qui règne dans l'évaporateur ($P = 4,4 \text{ bar}$).

Lors de la phase du refroidissement isobare (IV), la pression dans le réacteur solaire va maintenir constante à la valeur de 11,3 bars sous l'effet du refroidissement isostérique. L'examen des résultats de Tubreoumya et al [25] et de Chekirou et al [98] montre qu'ils sont similaires avec nos résultats, cependant le couple utilisé dans les travaux de Tubreoumya et al est la zéolithe et l'eau alors que dans les travaux de Chekirou et al, le couple utilisé est le charbon actif et le méthanol.

4.18 VARIATION TEMPORELLE DE LA TEMPERATURE DURANT LES QUATRE PHASES DU CYCLE

Variation temporelle de la température du cycle durant la phase de chauffage

Sur les figures 4.30 et 4.31 nous avons tracé les courbes de la variation de la température pendant les quatre phases du cycle frigorifique.

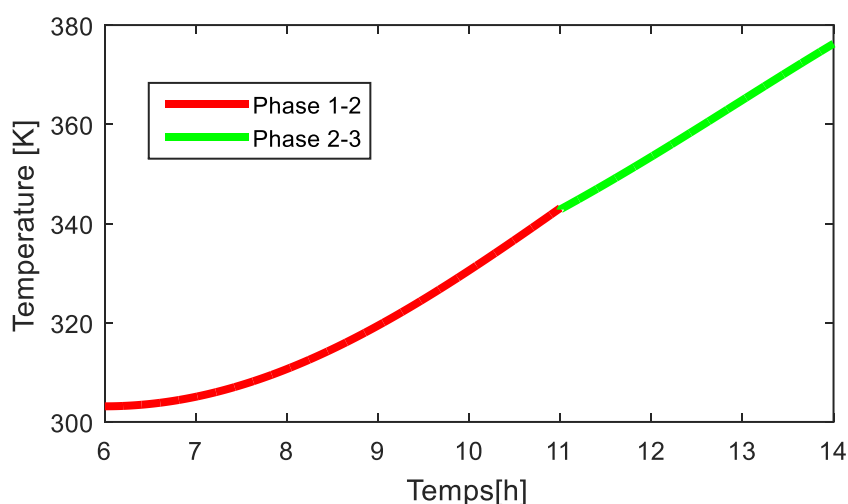


Figure 4. 30 : variation temporelle de la température du cycle durant la phase de chauffage

A travers la figure 4.30, nous pouvons remarquer que pendant les deux phases (1-2) et (2-3) qu'il y a une augmentation progressive de la température, c'est tout à fait logique puisque ces deux phases représentent la phase de chauffage.

Au cours de la première phase de chauffage (1-2), on peut observer que le réacteur solaire se réchauffe de manière isostérique, ce qui signifie que la quantité de matière est maintenue constante tout au long de l'évolution de la température, ce qui engendre une hétérogénéité de la température à l'intérieur du réacteur solaire. En d'autres termes, il y a une croissance considérable et rapide de la température du lit adsorbant, commençant à 305 K au lever du soleil (6h) et atteignant la température de 345 K à l'heure 11h30min comme le montre la figure (4.30). Plus précisément, les couches situées près de la paroi interne du réacteur solaire ($r=R_1$) sont caractérisées par des températures plus faibles que les couches situées près de la paroi externe du réacteur solaire ($r=R_2$).

Dans la deuxième phase (2-3), qui représente la phase de chauffage isobare, on peut constater que le réacteur solaire va continuer son échauffement tant que l'éclairement solaire est suffisant pour élever la température du lit adsorbant de 345K à la température maximale correspondant à la température de régénération de 378 K.

D'autre part, on peut observer qu'il y a une différence entre la pente de la courbe de la phase de chauffage isobare et celle de la phase de chauffage isostétrique. En effet, si l'on compare les pentes des deux phases, on constate que la pente de la courbe correspondant à la phase de chauffage isostétrique sera largement supérieure à celle correspondant à la phase de chauffage isobarique. Ce qui montre que la vitesse à laquelle la température augmente pendant la première phase est plus élevée que celle de la phase correspondant au chauffage isostétrique.

Cela est dû à l'énergie captée par le soleil, qui sera principalement utilisée pour augmenter la température de l'adsorbat, de l'adsorbant et des parois du réacteur solaire sans favoriser la désorption de l'ammoniac. Alors que, pendant la phase de chauffage isobare, cette chaleur va contribuer à l'augmentation de la température de l'adsorbat, de l'adsorbant et des parois du réacteur solaire, ainsi qu'à la désorption du fluide frigorigène (ammoniac).

Cela signifie que cette chaleur sera utilisée plus efficacement pour chauffer le système et pour faciliter la libération de la quantité d'ammoniac adsorbée.

Le même comportement peut être remarqué par Allouhi et al [63]

Variation temporelle de la température du cycle durant la phase de refroidissement

Sur la figure 4. 31, on a illustré la variation temporelle de la température du cycle durant la phase de refroidissement.

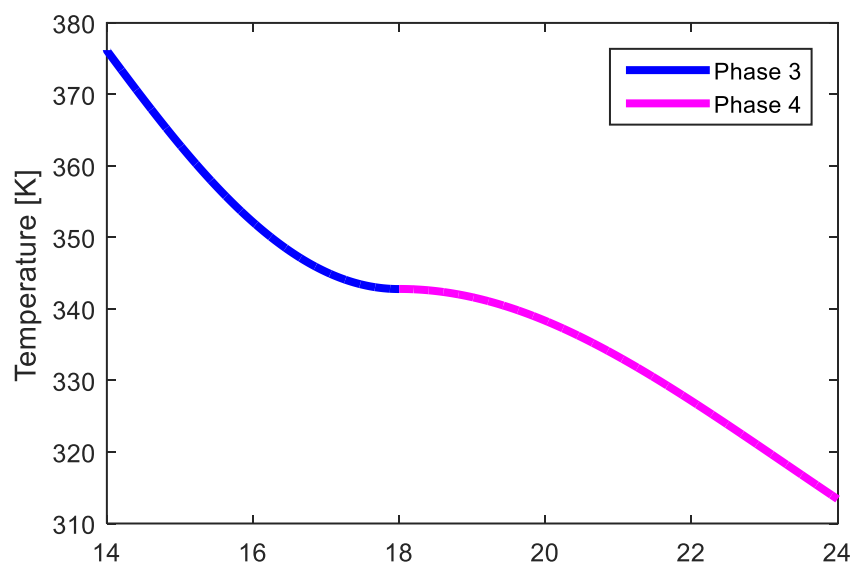


Figure 4. 31 : variation temporelle de la température du cycle durant la phase de refroidissement

A partir de cette figure, on peut remarquer que la phase de refroidissement est constituée de deux phases : la phase de refroidissement isostérique dans l'intervalle [14,18] et la phase de refroidissement isobare dans l'intervalle [18,24].

Ainsi, on peut observer que, une fois que le réacteur a atteint la température de régénération maximale ($T_g=378$ K), l'éclairement solaire décroît en produisant un refroidissement du réacteur solaire, en effet, au cours des deux phases de refroidissement, la température du réacteur solaire diminue à mesure que l'on se rapproche du rayon R_2 , créant un gradient de température décroissant. C'est à dire que les couches les plus proches de R_2 seront devenues plus froides au cours des phases de refroidissement. En revanche, les couches les plus proches de R_1 se caractérisent par un effet inverse. Cette inversion du gradient de température est une conséquence directe de la diminution de l'éclairement solaire qui produit un refroidissement global du système.

Et d'autre part, on peut voir que, durant la phase du refroidissement isobarique, la température du réacteur solaire diminue progressivement tout au long du processus de refroidissement jusqu'à atteindre la température d'adsorption

315K, à laquelle tout échange de chaleur entre les parois du réacteur et le lit d'adsorbant sera nul.

4.19 INFLUENCE DU VOLUME DE LIT D'ADSORPTION SUR LA VARIATION DE LA MASSE ÉVAPORÉE ET DE LA MASSE DESORBÉE EN FONCTION DE LA FRACTION VOLUMIQUE.

Dans la figure 4.32, nous avons tracé l'influence du volume de lit d'adsorbant sur la variation de la masse désorbée et de la masse évaporée d'ammoniac en fonction de la fraction volumique de l'adsorbat.

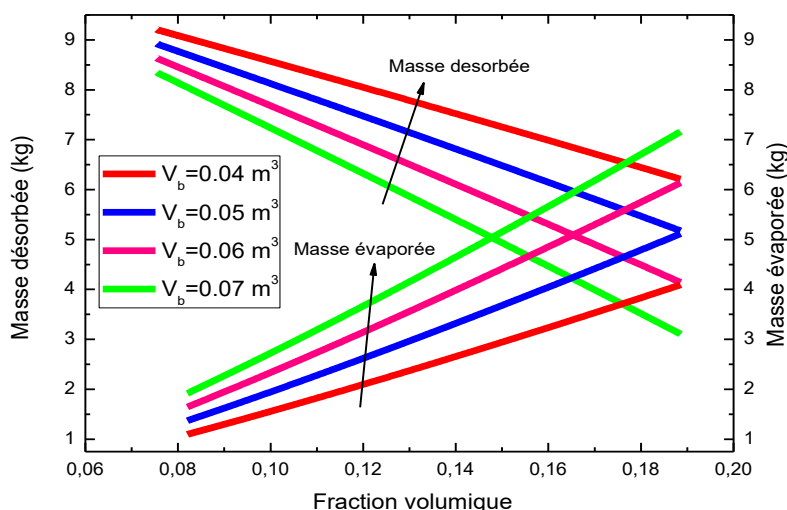


Figure 4. 32 : Influence du volume de lit d'adsorbant sur la variation de la masse évaporée et de la masse désorbée en fonction de la fraction volumique.

De cette figure, nous voyons que ces courbes ont la même allure et que le volume de lit d'adsorption a une influence très importante sur la variation de la masse désorbée, et de la masse évaporée, en effet, l'augmentation du volume entraîne une baisse de la masse désorbée et l'inverse pour la masse évaporée, c'est-à-dire que l'augmentation du volume de lit d'adsorption entraîne une augmentation de la masse évaporée d'une part, et d'autre part, on peut observer que la variation de la masse désorbée est inversement proportionnel à la masse évaporée d'ammoniac, cela signifie qu'une augmentation de la masse évaporée d'ammoniac s'accompagne d'une diminution de la masse de la masse désorbée ,

c'est tout à fait normal, car la masse désorbée sera transformée en vapeur d'ammoniac.

4.20 INFLUENCES DES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT SUR LA VARIATION DU COEFFICIENT DE PERFORMANCE SOLAIRE

4.20.1 Influence de la température de l'adsorption sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération

Sur la figure 4.33, nous avons présenté la variation du coefficient de performance solaire COP_s en fonction de la température de régénération s'étendant de 65°C à 120°C à différentes températures d'adsorption (15, 20, 25 et 30°C).

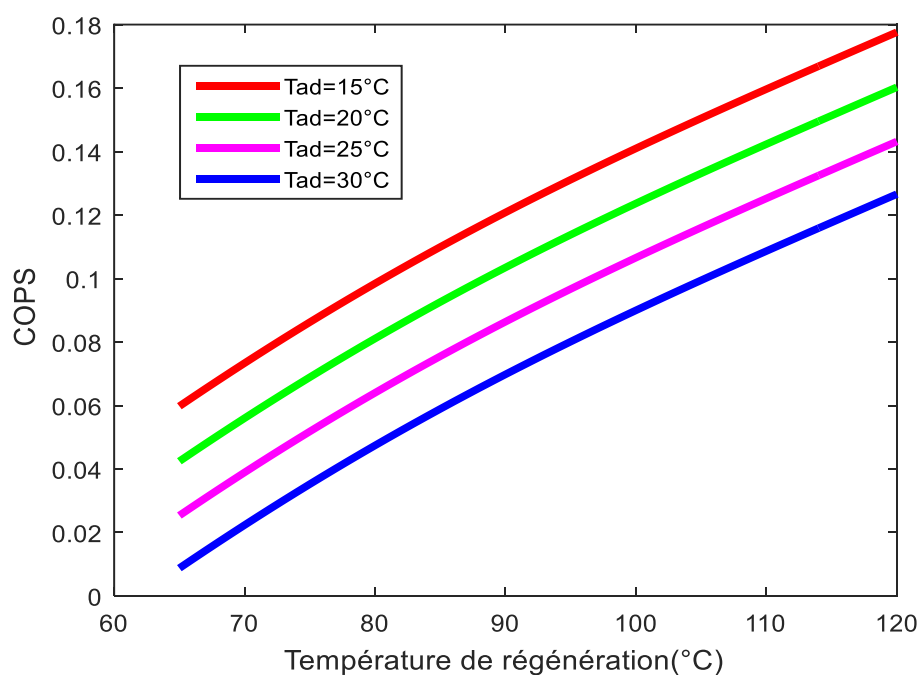


Figure 4. 33 : Influence de la température de l'adsorption sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération

L'analyse de ces courbes nous montre, d'une part, que ces courbes ont la même allure et que l'accroissement de la température de régénération conduit à l'élévation du coefficient de performance solaire du système étudié, et d'autre part que le coefficient de performance solaire dépend également de la température d'adsorption, plus précisément, il y a une influence négative de la température

d'adsorption sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération. Autrement dit, plus la température d'adsorption augmente, plus le COP_s du réfrigérateur étudié diminue, et ceci s'explique par le fait que la croissance de la température d'adsorption va induire une réduction de la masse adsorbée ($m_{\max}$), correspondant à cette température et à la pression d'évaporation et par conséquent une décroissance de la masse cyclée Δm , se traduisant par la diminution de COP_s.

4.20.2 Influence de la température de condensation sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération

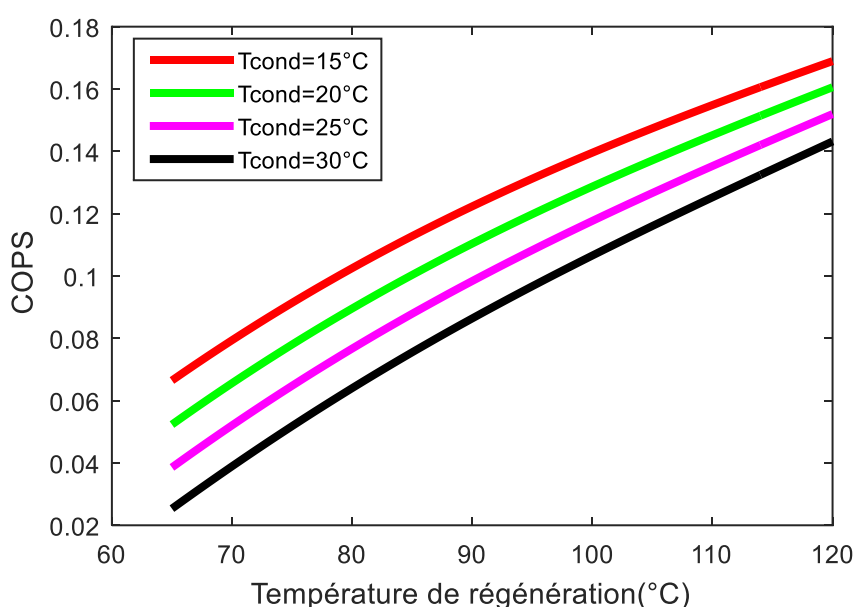


Figure 4. 34 : Influence de la température de condensation sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération.

La variation du coefficient de performance solaire COP_s en fonction des températures de régénération qui varient de 65°C à 120°C à différentes températures de condensation (15, 20, 25 et 30°C) est mise en évidence sur la figure 4.34.

Il apparaît que le coefficient de performance solaire est inversement proportionnel à la température de condensation. C'est-à-dire que toute

augmentation de la température de condensation T_{cond} va conduire à la réduction du coefficient de performance solaire. C'est tout à fait normal car si l'on augmente la température de condensation T_{cond} , la pression sous laquelle la désorption est effectuée va aussi augmenter, il en résulte un accroissement de la température seuil de désorption, en engendrant une élévation de la température de régénération pendant la phase de désorption, et une augmentation de la température de régénération à la fin de la phase de désorption – condensation.

4.20.3 Influence de la température d'évaporation sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération

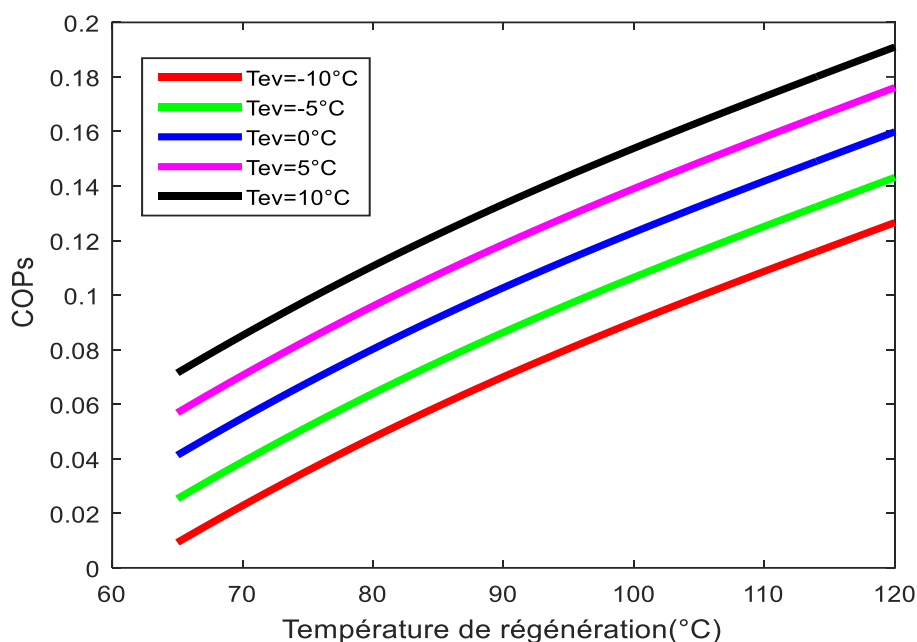


Figure 4. 35 : Influence de la température d'évaporation sur la variation du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération.

Les courbes de la figure 4.35 traduisent l'évolution du coefficient de performance solaire en fonction de la température de régénération à différentes températures d'évaporation (-10, -5, 0, 5 et 10°C).

Cette figure montre clairement que pour améliorer le coefficient du performance solaire COP_s du réfrigérateur étudié, il convient d'utiliser des

températures d'évaporation élevées. En effet, par exemple, pour une température d'évaporation de -10°C et une température de régénération de 120°C , le coefficient de performance solaire obtenu sera de 0.125, alors que pour une température d'évaporation nulle et une température de régénération de 120°C , le coefficient de performance solaire devient 0.16, tandis que pour avoir un coefficient de performance solaire de 0.19, il faut choisir une température d'évaporation de 10°C .

C'est tout à fait normal parce que la croissance de la température d'évaporation T_{ev} induit une élévation de la masse adsorbée dans le réacteur au début du cycle m_{max} , et de la pression, ce qui entraîne un accroissement de la masse cyclée Δm et par conséquent, une augmentation des COP_s .

Il est à noter que ces résultats sont semblables avec ceux obtenus par A. AL mers et al [69].

4.21 CONCLUSION

A partir des principaux résultats obtenus, on peut conclure que :

- La décroissance des températures d'adsorption et de condensation conduit à l'élévation du COP_{th} du fait que la diminution des températures d'adsorption T_{ad} et de condensation T_{cond} , entraîne une évolution croissante de la masse adsorbée et de la pression de saturation à ces températures, se traduisant par une augmentation de la masse cyclée, et par conséquent une augmentation du COP_{th} .

- L'augmentation de la température d'évaporation entraîne l'accroissement du coefficient de performance thermique COP_{th} du système de refroidissement par adsorption.

- L'évolution de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération est inversement proportionnelle à la température de condensation.

- La croissance de la température d'évaporation conduit à l'accroissement de COP_s du réfrigérateur étudié.

- La décroissance de la température de condensation engendre une augmentation de COP_s du système frigorifique étudié.

- La croissance de la température d'évaporation conduit à l'accroissement de COP_s de la machine étudiée.
- La décroissance de la température de condensation engendre une augmentation de COP_s du réfrigérateur étudié.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Les systèmes de réfrigération par adsorption sont, en effet, une alternative intéressante aux systèmes de réfrigération à compression de vapeur, car ils offrent un certain nombre d'avantages par rapport aux systèmes conventionnels, notamment de faibles coûts d'exploitation et de maintenance, l'absence de problèmes de corrosion et de vibration.

Le développement et l'utilisation de la technologie de réfrigération par adsorption est dû aux faibles transferts de chaleur et de masse dans le lit d'adsorption. En outre, le choix des matériaux adsorbants appropriés peut être difficile, car ils doivent avoir des propriétés d'adsorption et de désorption élevées, ainsi qu'une grande stabilité thermique et chimique.

A cet égard, les systèmes de réfrigération par adsorption ont attiré l'attention de plusieurs chercheurs au cours de ces dernières années.

La présente étude a été menée dans le but de :

- Développer un modèle mathématique, en basant sur les équations de masse et d'énergie et le modèle cinétique d'adsorption de DEBUNIN ASTAKHOV, afin de modéliser un réfrigérateur à adsorption assisté par un concentrateur cylindroparabolique utilisant le couple d'adsorption charbon actif-ammoniac et fonctionnant en mode continu.

- Etudier l'influence des paramètres opérationnels tels que : les températures de fonctionnement (température d'adsorption, température d'évaporation, température de condensation et de régénération) sur les performances de la machine étudiée.

A partir des principaux résultats obtenus, on peut conclure que :

- La décroissance des températures d'adsorption et de condensation conduit à l'élévation du COP_{th} du fait que la diminution des températures d'adsorption T_{ad} et de condensation T_{cond} , entraîne une évolution croissante de la masse adsorbée et de la pression de saturation correspondant aux ces températures, ce qui se traduit par une augmentation de la masse cyclée, et par conséquent une augmentation du COP_{th} .

- L'augmentation de la température d'évaporation entraîne l'accroissement du coefficient de la performance thermique COP_{th} du système frigorifique à adsorption.

- L'évolution de la quantité de chaleur désorbée en fonction de la température de régénération est inversement proportionnelle à la température de condensation.

- La température d'adsorption influe significativement sur la quantité de chaleur des parties métalliques de l'adsorbeur.

- La quantité de chaleur de l'adsorbat diminue au fur et à mesure que la température d'adsorption augmente.

- La quantité de chaleur de l'adsorbat est diminuée lorsque la température d'évaporation augmente.

- La masse adsorbée est maintenue constante au cours des phases de chauffage et de refroidissement isostérique, alors qu'elle diminue au cours de la phase du chauffage isobarique et remonte pendant la phase du refroidissement isobarique.

- Il y a une augmentation de la masse d'ammoniac évaporée accompagnant une diminution de la masse désorbée, ce qui se traduit par une transformation de la masse désorbée en vapeur d'ammoniac.

- La croissance de la température d'évaporation conduit à l'accroissement de COP_s du réfrigérateur étudié.

- La décroissance de la température de condensation engendre une augmentation de COP_s de la machine frigorifique.

Comme perspectives à notre travail, nous proposons de :

- Faire une réalisation expérimentale d'un réfrigérateur solaire à adsorption, cela pourrait être une étape importante pour valider les résultats théoriques et les modèles mathématiques que nous avons développés.

- Faire une étude économique du système frigorifique à adsorption, car elle nous permettrait d'évaluer le coût réel de la mise en œuvre de ce type de système dans des conditions réelles afin de pouvoir évaluer les coûts de fabrication, d'installation et d'exploitation, ainsi que les économies potentielles sur le long terme.

- Faire une étude de nouveaux matériaux locaux comme adsorbants et adsorbats qui pourraient nous permettre de développer des solutions plus durables et plus rentables pour notre système de réfrigération en vue d'explorer les ressources naturelles disponibles dans notre pays et de rechercher des matériaux qui pourraient être utilisés comme alternative aux matériaux importés.

Ces perspectives peuvent aider à renforcer notre travail actuel et à améliorer l'efficacité et la durabilité de notre système de réfrigération.

ANNEXES

ANNEXE A

Propriétés de l'eau liquide sont calculées par [29] :

$$\rho = 1002,6 - 0,0505T - 0,0038T^2$$

$$\lambda = 0,5536 + 2,238.10^{-3}T - 9,87.10^{-6}T^2 \quad , \text{ avec } T \text{ en } [^{\circ}\text{C}]$$

$$\mu = (17,99 - 0,3389T + 0,002T^2)10^{-4}$$

Chaleur spécifique de l'eau liquide est calculée par [73] :

$$C_p = 17,795 - 0,12511T + 3,8137.10^{-4}T^2 - 3,8542.10^{-7}T^3 \quad , \text{ avec } T \text{ en } [\text{K}]$$

Propriétés thermophysiques de l'ammoniac:

Chaleur latente de évaporation de la phase liquide

$$L_{ev}(T) = -9432,6 + 16362T - 0,90121T^2 + 2166310^{-3}T^3 - 1959510^{-6}T^4$$

Pression de saturation de l'ammoniac

$$\ln(P) = -17124 + 9746910^{-2}T - 1082910^{-4}T^2 \quad (\text{en bar})$$

Chaleur spécifique de l'ammoniac dans la phase liquide

$$C_p(T) = 0,99776 - 4,355110^{-3}T + 8,7510^{-6}T^2$$

Masse volumique de ammoniac de la phase liquide

$$\rho(T) = 1897,3 - 11815T + 4,037510^{-2}T^2 - 51242110^{-5}T^3$$

Tableau I: Les propriétés thermophysiques de l'adsorbant (charbon actif):

Charbon actif	Valeurs
Volume Spécifique (m ³ /g)	0.632
Surface Spécifique (m ² /g)	400 à 2000
Porosité	0,7

Tableau II : Les propriétés des matériaux utilisés sont données dans le tableau suivant :

Matériaux	$\rho [kg / m^3]$	$C_p [J / kg . K]$	$\lambda [W / m . K]$
Verre	2700	840	0,78
Cuivre	8954	383 ,1	363

ANNEXE B

La méthode de Runge et Kutta d'ordre 4 (RK4). C'est une méthode la plus utilisée pour résoudre un système d'équations différentielles :

Pour un système de deux équations couplées de la forme :

$$\begin{cases} y_0, z_0 \text{ donnés} \\ y' = f(t, y(t), z(t)) \\ z' = g(t, y(t), z(t)) \end{cases}$$

On calcule les coefficients suivants :

$$\begin{cases} K_1 = h \cdot f(t_n, y_n, z_n) \\ K_2 = h \cdot f(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_1}{2}, z_n + \frac{L_1}{2}) \\ K_3 = h \cdot f(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_2}{2}, z_n + \frac{L_2}{2}) \\ K_4 = h \cdot f(t_n + h, y_n + K_3, z_n + L_3) \end{cases}$$

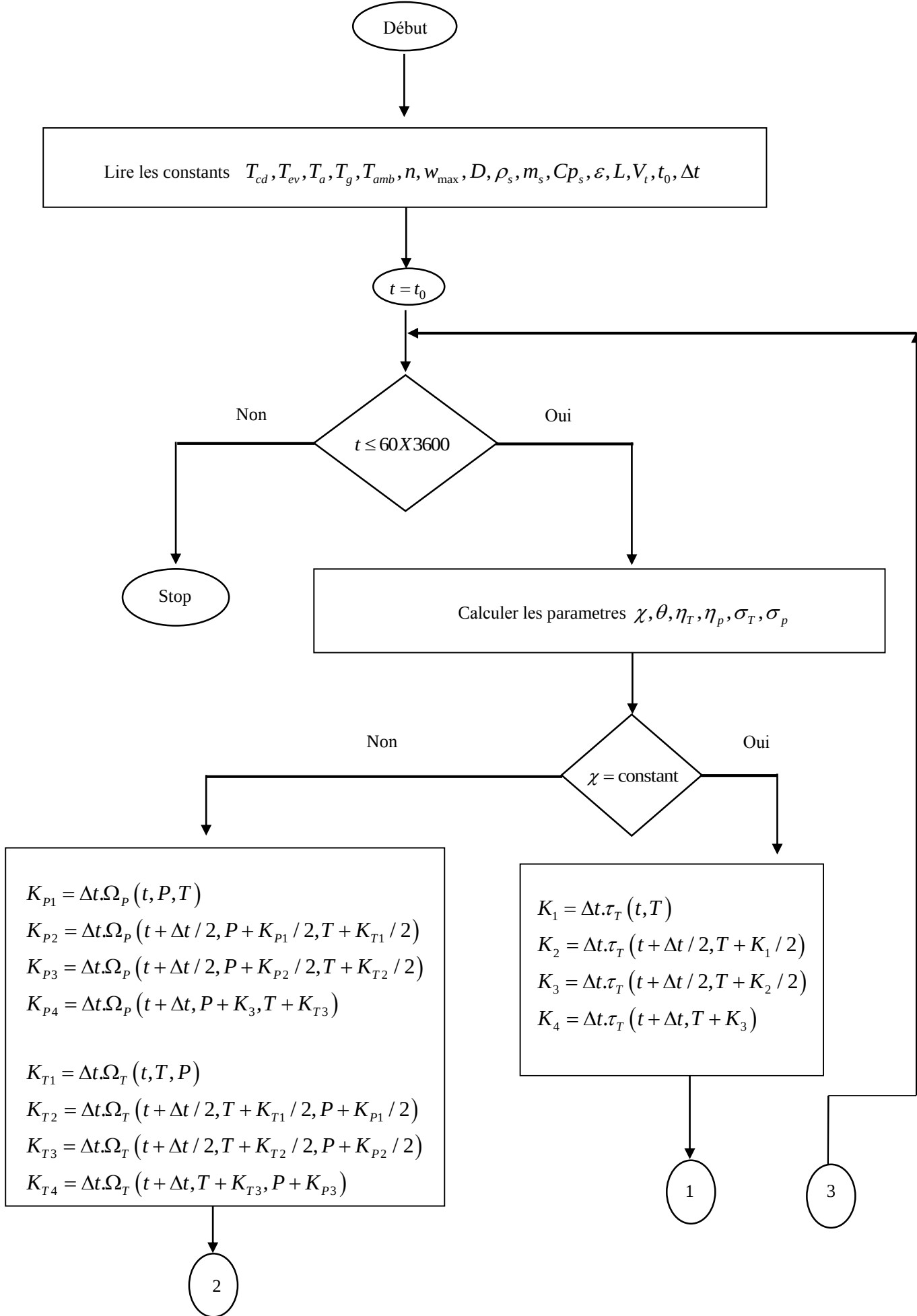
$$\begin{cases} L_1 = h \cdot g(t_n, y_n, z_n) \\ L_2 = h \cdot g(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_1}{2}, z_n + \frac{L_1}{2}) \\ L_3 = h \cdot g(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_2}{2}, z_n + \frac{L_2}{2}) \\ L_4 = h \cdot g(t_n + h, y_n + K_3, z_n + L_3) \end{cases}$$

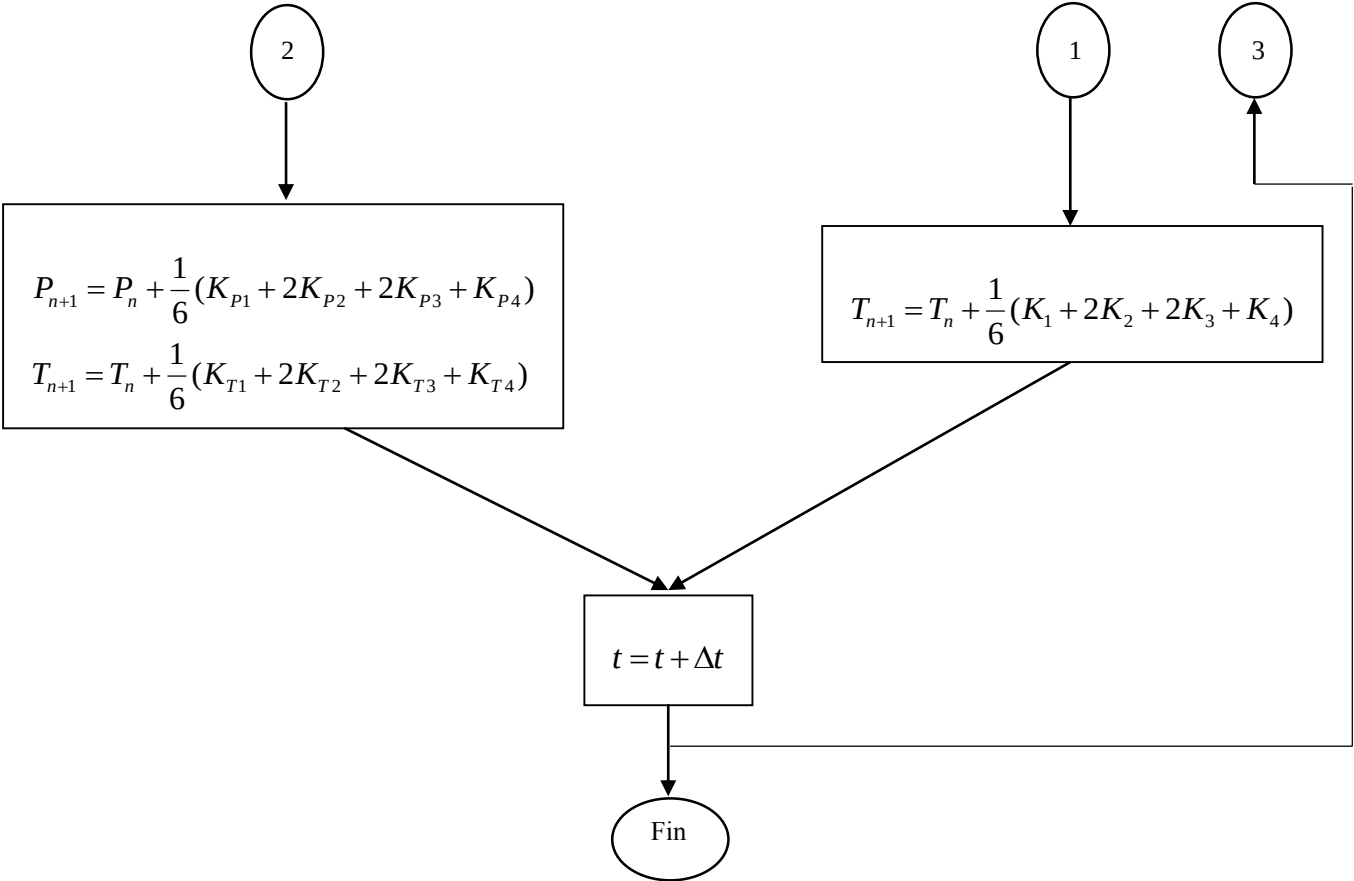
Donc la solution s'obtient par :

$$\begin{cases} y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \\ z_{n+1} = z_n + \frac{1}{6}(L_1 + 2L_2 + 2L_3 + L_4) \end{cases}$$

Avec: $y_{n+1} = y(t + \Delta t)$, $z_{n+1} = z(t + \Delta t)$, $y_n = y(t)$, $z_n = z(t)$ et $h = \Delta t$.

De la même façon on peut généraliser simplement l'application des méthodes de Runge-Kutta d'ordre 4 aux systèmes de n'importe quel degré.





REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Hassan,H.Z.,Mohamad, A.A., and Al-Ansary, H.A., “Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study” ,Applied Thermal Engineering, V .48,(2012),332–341.
2. Boumaraf, L. and Lallemand, A., “Performances d’une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant l’énergie solaire à basse ou moyenne température,”.

<https://docplayer.fr/18383948-Performances-d-une-machine-frigorifique-a-ejecto-compression-utilisant-l-energie-solaire-a-basse-ou-moyenne-temperature.html>
3. DUMINIL, Maxime. “Théorie des machines frigorifiques. Machine à compression mécanique”, Techniques de l’ingénieur. Génie énergétique, V. 5, n° B9730, (1996), B9730. 1-B9730. 8.
4. BORGNACKE.C et SONNTAG, R.E., “Fundamentals of thermodynamics”. John Wiley & Sons, 8 edition, (2013).
5. Onkar.S, “Applied thermodynamics” ,3rd edition, New Age International (P) Limited., New Delhi, ISBN 978-81-224-2583-3, (2009).
6. CENGEL,Y. A., BOLES, M.A., et KANOĞLU.M.,“ Thermodynamics: an engineering approach”, . New York : McGraw-hill, (2011).
7. Bencharif, M.Zid Said, and Hakim, N., “Etude des performances d’un systeme frigorifique a ejection,” fourth international conference on energy, materials, applied energetics and pollution. icemaep2018, (April 29-30), Constantine, Algeria. 9, (2018).
8. MICALLEF, Daniel. “Fundamentals of refrigeration thermodynamics”. (2014).
9. Bataineh, K. and Taamneh, Y., “Review and recent improvements of solar sorption cooling systems,” Energy and Buildings, V.128, (2016), 22–37.

-
10. Nouredine CHERRAD, "Modélisation numérique des températures limites du cycle des machines frigorifiques solaires à adsorption, 2018," Le 5^{eme} séminaire international sur les énergies nouvelles et renouvelables, Unité de recherche appliquée en énergies renouvelables, Ghardaïa - Alegria, (Octobre 2018), 24 - 25.
 11. <http://www.moteurstirling.com/froid.php>.
 12. Lemmini, F. and Buret-Bahraoui, J., "Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire adsorption : 1. Comparaison des performances pour deux types de charbon actif ", International journal of réfrigération, V.15, n° 3, (1992), 159-167.
 13. Adell, A., "Réfrigération solaire à adsorption solide : choix du meilleur couple d'adsorption," Revue Physique Appliquée, V.19, n°12, (1984), 1005–1011.
 14. Bakkas, M. and Mada, M., "Modélisation et Simulation du Transfert de Chaleur et de Masse à l'Intérieur d'un réacteur de charbon actif réagissant avec de l'ammoniac couplé à un Caloduc annulaire à eau," Revue Energies Renouvelables, Journées de Thermique, (2001), 19-26.
 15. Al Mers, A., Azzabakh, A., Mimet, A., and El Kalkha, H., "Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair," Applied thermal engineering, V.26, n°16, (2006), 1866–1875,
 16. Fadar, A.E., Mimet, A., Azzabakh, A., Perez, M., Arid, A., and Castaing, J., "Étude numérique du transfert de chaleur et de masse dans un réacteur d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, chauffé à l'aide d'un caloduc, couplé avec un capteur solaire," Congrès Français de Thermique, SFT 2007, Île des Embiez, (29 mai -1 juin 2007).
 17. Louajari, M., Mimet, A., and Ouammi, A., "Study of the effect of finned tube adsorber on the performance of solar driven adsorption cooling machine using activated carbon–ammonia pair," Applied Energy, V.88, n°3, (2011), 690–698.
 18. Niazmand, H., Talebian, H., and Mahdavihah, M., "Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers," International Journal of Refrigeration, V.35, n°8, (2012), 2261–2274.

19. Bouzeffour, F., Khelidj, B., and Abbas, M., "Effet de la forme d'un réacteur d'une machine frigorifique solaire à adsorption sur la distribution de température," *Revue des Energies Renouvelables*, V.17, n°3, (2014) ,353 – 358.
20. Rabhi, K, Chaouki, A. et H. Ben Bacha, "Simulation en régime dynamique d'un système de réfrigération solaire à adsorption," *Revue des Energies Renouvelables*, V. 17, n°4, (2014) ,541 – 547.
21. A.ALAMI., BENZAAMA. M, LEKHAL.M.C, MAKHLOUF.M, KHALFI.A, "Machine frigorifique solaire à adsorption," 3^{ème} conférence Internationale des énergies renouvelables CIER-2015 *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*.
22. El Fadar, A., "Thermal behavior and performance assessment of a solar adsorption cooling system with finned adsorber," *Energy*, V.83, 2015, 674–684.
23. Chekirou, W., Boukheit, N., and Karaali, A., "Heat recovery process in an adsorption refrigeration machine," *International Journal of Hydrogen Energy*, V.41, n°17, (2016), 7146–7157.
24. Bouzeffour, F., Khelidj, B., and Tahar abbes, M., "Experimental investigation of a solar adsorption refrigeration system working with silicagel/water pair: A case study for Bou-Ismaïl solar data," *Solar Energy*, V. 131, (2016), 165–175.
25. Tubreoumya, G.C., Dissa, A.O., Tiendrebeogo, E.S., Chesneau, X., Compaoré, A., Haro, K., Konseibo, C.D., Zeghmami, B., and Koulidiati, J., "Contribution to the Modeling of a Solar Adsorption Refrigerator under the Climatic Conditions of Burkina Faso", *Energy and Power Engineering*, V.9, n°2, (2017), 119–135.
26. Attalla, M., Sadek, S., Salem Ahmed, M., Shafie, I.M., and Hassan, M., "Experimental study of solar powered ice maker using adsorption pair of activated carbon and methanol," *Applied Thermal Engineering*, V. 141, (2018), 877–886.
27. Chong Zhao, Yunfeng Wang and Ming Li, Wenping Du, "Heat transfer performance investigation on a finned tube adsorbent bed with a compound parabolic concentrator (CPC) for solar adsorption refrigeration," *Applied Thermal Engineering*, V. 152, (2019), 391–401.

28. Sha, A.A. and Baiju, V., "Thermodynamic analysis and performance evaluation of activated carbon-ethanol two-bed solar adsorption cooling system", International Journal of Refrigeration, V. 123, (2021), 81–90.
29. Yves Jannot; "Thermique solaire" (2007).
30. Yettou. F, Malek. A, Haddadi. M et Gama. A, "Etude comparative de deux modèles de calcul du rayonnement solaire par ciel clair en Algérie", Revue des Energies Renouvelables, V.12, n°2, (2009) ,331 – 346.
31. OUDRANE .A, ZEGHMATI .B, CHESNEOU .X, AOURL .B, " Modeling the radiate and energy balance of a building located in the adrar region, Recueil de Mécanique, V.1, n°2, (2016), 079–087.
32. T. Shivalingas. W, Kagali. B. A, "Determination of the Declination of the Sun on a Given Day", European Journal of Physics Education, V.3, n°1, (2012), 17-22.
33. Yettou. F, Gama. A, Bouaraour.K, Baroud.H, Djekaoua. H, "Estimation de l'Ensoleillement par Deux Modèles Semi-Empiriques dans la Région de Ghardaïa", Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables, Algeria , (24 - 25 Octobre 2018).
34. Geoffrey G. Roy , Michael Rodrigo, and Wong Kar King, A Note on Solar Declination and the Equation of Time ,Architectural Science Review, V.32, (2011), 43-51.
35. Yettou. F, Gama. A, Azoui. B et Malek. A, " Etude comparative entre deux types de cuiseurs solaires boîtes en milieu aride", Revue des Energies Renouvelables SIENR'12, Ghardaïa, (2012) ,233 – 245.
36. OULD BILAL. B, SAMBOU. V, KÉBÉ. C. M. F, NDONGO. M, NDIAYE. P. A, "Etude et modélisation du potentiel solaire du site de Nouakchott et de Dakar", Journal des Sciences, (2007), V. 7, n° 4,(January ,2007) ,57 – 66.
37. Zbair.M and Bennici. S, "Survey summary on salts hydrates and composites used in thermochemical sorption heat storage: A review" , Energies , V.14, n°3105, (2021), 1- 33.

-
38. M'Raoui. A, Mouhous. S , Malek. A et Benyoucef. B, "Etude statistique du rayonnement solaire à Alger", Revue des Energies Renouvelables, V.14, n°4, (2011), 637 – 648.
 39. BELGHIT. A, BELAHMIDI. M, BENNIS. A. "Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée". Revue Générale de Thermique, V.36, n°11, (1997), 837-850.
 40. Hamdani, M. and Bekkouche, S.M.A., "Choix d'un Modèle Numérique Adéquat pour l'Estimation des Eclairements Incidents à Ghardaïa.", Premier Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables, Ghardaïa, V.11, (2010), 12-17.
 41. Oudjedi, S., Boubghal, A., Chaouch, W.B., Chergui .T and Belhamri, "Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air destiné au séchage (Partie : 1) ", Revue des Energies Renouvelables SMSTS'08 Alger, V.8, (2008), 237-248.
 42. Yaïche, M.R. and Bekkouche, S.M.A., "Estimation du rayonnement solaire direct en Algérie Cas d'un ciel clair." , Revue des Energies Renouvelables, V. 14, n°3, (2011), 461 – 467.
 43. Zidane. C, Benyarou. F, Benyoucef. B, " Simulation de la position apparente du soleil et estimation des énergies solaires incidentes sur un capteur plan pour la ville de Tlemcen en Algérie", Revue des énergies renouvelables, V.6, (2023), 69-76.
 44. Duffie, John A. et BECKMAN, William A. "Solar engineering of thermal processes". John Wiley & Sons, (2013).
 45. Mechlouch, R.F, El Jery. A, et Ben Brahim. A, "choix d'un modèle d'ensoleillement et détermination des inclinaisons optimales des capteurs heliothermiques pour la ville de gabes en tunisie", Revue des Energies Renouvelables, V.6, n°1, (2023), 1-14.
 46. Mechlouch, R. F., Mahjoubi. A., Ben Brahim, et Elkhatab . R.O, " Détermination des inclinaisons optimales des capteurs photovoltaïques pour la ville de Gabès (Tunisie) "14^{èmes} Journées Internationales de Thermique JITH 2009, (27-29 Mars, 2009), Djerba, Tunisie.

-
47. Foster. R, GHASSEMI. M, et Alma. C., "Solar energy : renewable energy and the environment", Boca Raton, CRC press, (2009).
 48. Boushaba. H., Mimet. A., Garcia. M.P., Asbik. M., and El Ganaoui. M., "Dimensionnement et réalisation d'une machine frigorifique solaire a adsorption d'ammoniac sur charbon actif", https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user3775/documents/actes/congres_2013/articles/6289.pdf.
 - 49 Ouadjenia. F, "cinétique et modélisation de la capture du dioxyde de carbone et adsorption de métaux lourds et de colorants par la vase de chorfa", universite de sidi bel Abbes, (2015).
 50. Aleiandro O. S, "Propriétés d'adsorption de différents substrats Microporeux appliqués à la séparation de gaz : Caracterisation, modelisation et methodologie de selection", universite de Pau et des pays de l'Adour, (2019).
 51. Ragadhita. R, Nandiyanto. A, "How to calculate adsorption isotherms of particles using two-parameter monolayer adsorption models and Equations", Materials Science, (19 January 2021).
 52. Hai Nguyen. T, Sheng-Jie .Y, Bandegharai. A. H , Huan-Ping.C, "Mistakes and inconsistencies regarding adsorption of contaminants from aqueous solutions: A critical review" , Water Research, , V.120, (2017), 88-116.
 53. Adil .M, "Mise au point d'un dispositif couple manométrique calorimétrique pour l'étude de l'adsorption de fluides supercritiques dans milieux microporeux et mesoporeux", thèse de doctorat, université de Bordeaux, (2010).
 54. Manole C .C, Procédé AD-OX d'élimination de polluants organiques non biodégradables par adsorption puis oxydation catalytique, thèse de doctorat, université de Toulouse, France, (2007).
 55. Labouret. A and Michel. V., « Energie solaire photovoltaïque », 2^{eme} édition, DUNOD, Paris, 2006.
 56. Sarbu, I. and Sebarchievici, C., "General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems," Energy Conversion and Management, V.105, n°1, (2015),403–422.

-
57. Konfe Amadou, "Étude Thermique et Conception d'un Réfrigérateur Solaire à Adsorption", Thèse de doctorat, Université Ouaga I Professeur Joseph Ki-Zerbo (Burkina-Faso), (2017).
58. Askalany. A. A , Salem. M, Ismail I.M, Ali. H.H, M.G. Morsy.M.G , "A review on adsorption cooling systems with adsorbent carbon" , Renewable and Sustainable Energy Reviews , V.16, n°1, (2012), 493– 500.
59. Luo. L, "Etude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse a adsorption", thèse de doctorat, l'institut national polytechnique de lorraine, (1991).
60. Diny, M., "Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine," ", thèse de doctorat, université d'Henri Poincaré, Nancy, (1996).
61. ALAMI.A, "étude et modélisation d'un système thermique alimenté par énergie géothermique", thèse de doctorat, Université de Sidi Bel Abbès, (2017).
62. <https://docplayer.fr/9231029-Notes-de-cours-de-l-adsorption-industrielle-m-hemati.html>.
63. Allouhi. A , Kousksou. Jamil. T. A, Zeraoui.Y, "Modeling of a thermal adsorber powered by solar energy for refrigeration applications", Energy, V.30 , (2014), 1-8.
64. Alaqrbeh. M, "Adsorption phenomena: Definition, Mechanisms, and adsorption Types: Short Review", Rhazes Green and Applied Chemistry, V. 13, (2021),43-51.
- 65.Hebbir. N, "Congélation solaire par procédé thermochimique à partir d'une source thermique solaire basse température dans le sud algerien",Thèse de doctorat ,université de Biskra,(2015).
66. Khelifa. A, Hasnaoui. A, Derriche. Z, Bengueddach. A, "Adsorption de CO₂ par des zeolithes X echangees par des cations bivalents", Annales de Chimie Science des Matériaux, V.26, n°2, (2001), 55-66.
67. Afonso. R, Gales. L and Mendes. A, " Kinetic derivation of common isotherm equations for surface and micropore adsorption", Adsorption, V.22, (2016), 963-971.

-
68. Hadj Ammar M. A, "Étude et dimensionnement d'un réfrigérateur solaire à adsorption dans la région saharienne d'Algérie", Thèse de doctorat, Université de Ouargla,(2020).
 69. Al Mers. A and Mimet. A , "Numerical study of heat and mass transfer in adsorption porous medium heated by solar energy: Boubnov-Galerkin method", Heat Mass Transfer, V.41, n°1, (2005),717–723.
 70. Fagerlund. G, "Determination of specific surface by the BET method. Matériaux et Construction", V.6, (1973), 239-245.
 71. Chekirou. W., "Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption," thèse de doctorat, Université Mentouri–Constantine, (2008).
 72. Yongling.Z, "Study of activated Carbon/Methanol adsorption refrigeration tube and System intégration", thèse de doctorat, université d'Adelaide, (2011).
 73. Lingai.L, Etude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse a adsorption, thèse de doctorat, Institut national polytechnique de lorraine ,(1991).
 74. Mieczysław. B, Szczurowski. J, Czepirski. L and Kochel. M, "Adsorption potential theory for description of n-butane adsorption on activated carbon", annales universitatis mariae curie-skłodowska lublin – polonia, V.71, n°2, (2016),1-10.
 75. El Fadar. A., Mimet. A., and Pérez-García. M., "Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe," Renewable Energy, V.34, n°10, (2009), 2271–2279.
 76. Jing. H and Exell.R.H.B , "Adsorptive properties of activated charcoal/methanol combinations", Renewable Energy ,V.3, n°6, (1993), 567-575.
 77. Errougani, A., "Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire a adsorption utilisant le couple charbon actif- méthanol dans le site de rabat" , thèse de doctorat d'état, université Mohammed V – Agdal ,(2007).
 78. Mebarki. B, "Etude des transferts de chaleur et de masse dans une machine frigorifique à adsorption solaire", thèse de doctorat, université de Constantine 1,(2017).

79. Boukhchana. Y., Fellah. A., and Brahim. A.B., "Etudes théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire cylindro-parabolique," 5^{ème} Congrès International sur les Energies Renouvelables et l'Environnement, (04-06 Novembre, 2010), Sousse, Tunisie, 1-9.
80. Marif. Y., Moussa. H.B., Bouguettaia. H., Belhadj. M., and Zerrouki. M., "Simulation numérique d'un concentrateur cylindro-parabolique dans le site d'Adrar.", *Revue des Energies Renouvelables ICESD'11*, Adrar, (2011), 33 – 43.
81. Ya-Ling. H, Xiao.J, Ze-Dong. C, Yu-Bing. T, "A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector", *Renewable Energy*, V.36, (2011), 976-985.
82. Yanjuan.W, Jing. L, and Hongguang. J, "Performance analysis of a parabolic trough solar collector with non-uniform solar flux conditions," *Journal of Heat and Mass Transfer*, V.82, (2015), 236–249.
83. Agagna M. B, "Etude numérique et expérimentale d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique", thèse de doctorat, Ecole Nationale Polytechnique, Alger ; Algérie, (2019).
84. Gama. A, Haddadi. M, and Malek. A, "Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle," *Revue des Energies Renouvelables*, V.11, n°3, (2008), 437 – 451.
85. Marif. Y, "Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region", *Energy Conversion and Management*, V.85, (2014), 521–529.
86. Yilmaz. I. H., Söylemez. M. S, "Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector", *Energy Conversion and Management*, , V.88, (2014), 768–784.
87. Hamani, N., Moumami, A., Moumami, N., Saadi, A., Mokhtari, Z., "Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra", *Revue des Energies Renouvelables*, V.10, n°, (2007), 215-224.
88. Djebiret. M.A, Ouali. M, Mokrane. M, Hatraf. N, Merzouk .N.K , " Etude paramétrique d'un cycle à simple effet d'une machine frigorifique d'adsorption, 3^{ème}

-
- Conference Internationale des Energies Renouvelables CIER-2015, International Journal of Scientific Research and Engineering Technology IJSET, V.4, (2015), 212-215.
89. Keou, C.J.N., Njomo. D, Sambou. V., Finiavana. A.R.A., and Tidiane. A.D., "Two-dimension numerical simulation of parabolic trough solar collector: far north region of Cameroon," Energy and Power Engineering, , V.9, n°3, (2017), 147–169.
90. Tzivanidis. C, Bellosn. E, Korres. D, Antonopoulos.K.A, Mitsopoulos.G, "Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector" , Case Studies in Thermal Engineering, V.6, (2015), 226–237.
91. Ouagued. M and Khellaf. A., "Simulation of the temperature and heat gain by solar parabolic trough collector in Algeria," International Journal of Mathematical, Computational, Natural and Physical Engineering, , V.6, n°7, (2012),16-22.
92. Cengel. Y. A., KLEIN. S, and Beckman. W, "Heat transfer: a practical approach". Boston : WBC McGraw-Hill, (1998).
93. Hassan, H.Z., "Energy Analysis and Performance Evaluation of the Adsorption Refrigeration System", ISRN Mechanical Engineering International Scholarly Research Notices, Mechanical Engineering, V. 2013, (2023), 1–14.
94. Wang. Y, Li. M., Ji. X., Yu. Q., Li. G., and Ma. X., "Experimental study of the effect of enhanced mass transfer on the performance improvement of a solar-driven adsorption refrigeration system", Applied Energy , , V.224, (2018),417–425.
95. Joseph. K. P, Stanciu. C., Badescu. V., and Beda. T., "Modélisation thermodynamique d'un récepteur tubulaire pour concentrateurs solaires de type linéaire," 2^{ème} Conférence Internationale des Energies Renouvelables CIER-2014 International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET), V.3, (2015) ,19-26.
96. Haddadi. M, Malek. A et Koussa. M, "Validation de quelques modèles de reconstitution des éclaircissements dus au rayonnement solaire direct, diffus et global par ciel clair", Revue des Energies Renouvelables, V.9, n°4, (2006), 307 – 332.

97. Fadar. A. E., Mimet. A., and Pérez-García. M., “Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector”, *Solar Energy*, V.83, n°6, (2009), 850–861.
98. Chekirou. W., Chikouche. A., Boukheit. N., Karaali. A., and Phalippou. S., “Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy”, *International Journal of Refrigeration*, V.39, (2014), 137–151.
99. Cherrad. N, Benchabane. A, Sedira. A, Rouag. A, “Transient numerical model for predicting operating temperatures of solar ad-sorption refrigeration cycle”, *Applied Thermal Engineering*, V.130, (2017),1163-1174.
100. Djebiret. M. A, Brahim. A, Benchabane. A, Ouali. M, Yahi. F, Berdja.M, Rouag. A, “Étude expérimentale d’un dispositif de réfrigération solaire par adsorption”, *Journal of applied engineering science & technology*, , V.4, n°2, (2018),135-142.
101. Antonio. P , Ferreira. L, Michel. D, “ Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration”, *Energy conversion and Management*, V.41, (2000) ,1625-1647.
102. GUENGANE.H, KONFE. A, COMPAORE. A, KAM. S, Thierry. S. M KY and D. BATHIEBO .D. J , “study of the adsorber-collector performance of a solar adsorption cooling unit using the zeolite-water pair and operating under the dry tropical climatic conditions”, *International Journal of Current Research*, , V.10, n°6, (2018),70483-70494.
103. Aghbalou. F., Mimet. A., Badia. F., Illa. J., El Bouardi. A., and Bougard. J., “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*, V.24, n°17, (2004),2537–2555.
104. Rezoug. R et Zaatri. A, Optimisation du rendement d’un système photovoltaïque par poursuite du soleil, *Revue des Energies Renouvelables*, V. 12, n°2, (2009), 299 – 306.

-
105. Yaïche. M.R. et Bekkouche. S.M.A., "Conception et validation d'un programme sous Excel pour l'estimation du rayonnement solaire incident en Algérie. Cas d'un ciel totalement clair", *Revue des Energies Renouvelables*, V.11, n°3, (2008), 423 – 436.
106. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S., « Fundamentals of Heat and Mass Transfer », 6th Edition, John Wiley & Sons, (2007).
107. BOUSHABA. H, MIMET. A, EL GANAOUI. M, MOURADI. A, « Performance evaluation of an adsorption refrigeration system powered by solar heat storage based on Moroccan irradiation », *MATEC Web of Conferences* , V.307, (2020), 01014.
108. Asif Sha. A , Baiju. V, Thermodynamic analysis and performance evaluation of activated carbon-ethanol two-bed solar adsorption cooling system, *International Journal of Refrigeration* , v. 123, (2021), 81-90.
109. Ortega. N, Garcia-Valladares. O, Best. R, V.H. Gomez. V. H, « Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator », *Renewable Energy*, V. 33, (2008), 2064 – 2076.
- .