



UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1



Faculté de technologie

Département des énergies renouvelables

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : conversion thermique

ANALYSE D'UNE CENTRALE DE CLIMATISATION A DESSICATION SOLIDE.

Par

HABIB Chahinaz

Encadré par :

-Pr .M.Merzouk

Blida, Juillet, 2021

Résume :

Dans le but de couvrir les besoins en froid et de réduire l'effet des systèmes de climatisation sur l'environnement ainsi que pour diminuer leur consommation énergétique, la recherche scientifique a développé un système qui exploite l'énergie solaire qui est en phase avec les besoins en froid pour les satisfaire c'est le système de climatisation à dessiccation solide. L'objectif de ce travail c'est d'étudier et analyser cette centrale ; en premier lieu une étude bibliographique a été faite sur la climatisation solaire, les procédés de production du froid et l'état de l'art sur ces systèmes. Par la suite nous avons développé la modélisation de chaque composant de la centrale avec la présentation de notre méthode de travail. On termine par un dimensionnement du système et une simulation annuelle et journalière pour deux site, l'un côtier « Bousmail » et l'autre saharien « Tamanrasset », pour atteindre la température de confort à l'intérieur du locale considéré. Les résultats obtenus montrent que ce système est rentable dans les régions arides.

Mots clés : climatisation, roue à dessiccation, efficacité et la température intérieur.

Abstract:

In order to cover the needs in cold and to reduce the effect of the systems of air conditioning on the environment as well as to decrease their energetic consumption, the scientific research has developed a system which exploits the solar energy which is in phase with the needs in cold to satisfy them it is the system of air conditioning to solid desiccation. The objective of this work is to study and analyze this plant; firstly a bibliographic study was made on the solar air conditioning, the processes of cold production and the state of the art on these systems. Then we developed the modeling of each component of the plant with the presentation of our working method. We end with a dimensioning of the system and an annual and daily simulation for two sites, one coastal "Bousmail" and the other Saharan "Tamanrasset", to reach the comfort temperature inside the considered locale. The results obtained show that this system is profitable in arid regions.

ملخص

من أجل تغطية احتياجات التبريد وتقليل تأثير أنظمة تكييف الهواء على البيئة وكذلك لتقليل استهلاكها للطاقة ، طور البحث العلمي نظامًا يستخدم الطاقة الشمسية التي تتماشى مع احتياجات التبريد لتلبيتها مايسمى بنظام تكييف الهواء بالتجفيف. الهدف من هذا العمل هو دراسة وتحليل هذا النظام. أولاً ، تم إجراء دراسة ببيوغرافية حول تكييف الهواء الشمسي ، وعمليات إنتاج البرودة وأحدث ما توصلت إليه هذه الأنظمة. ثم قمنا بتطوير نمذجة كل مكون من مكونات النظام مع تقديم طريقة عملنا. ننهي بتحجيم النظام ومحاكاة سنوية ويومية لموقعين ، أحدهما ساحلي "بوسماعيل" والآخر صحراوي "تمنراست" ، للوصول إلى درجة الحرارة المريحة داخل الغرفة المعتدلة. تظهر النتائج أن هذا النظام فعال في المناطق الجافة.

Remerciements

*Tout d'abord , je remercie Allah le tout puissant de m'avoir donné le courage et la patience pour réaliser ce travail malgré toutes les difficultés rencontrées. Je tiens sincèrement à remercier Monsieur **Mustapha MERZOUK** Professeur à l'Université de Blida1, qui en tant que promoteur de ce mémoire, pour leur suivi, leur assistance et leur conseils précieux le long de ma formation. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité. Je suis sensible à l'honneur que m'a fait Madame **N. Kasbadji** d'avoir accepté de présider ce jury. Je remercie Madame **K. Khelalfa** d'avoir accepté de prendre part à ce jury en qualité d'examinatrice. Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à **Dr K.Smaili** et **Dr M.Kassim** qui m'ont toujours aidé ,soutenu et encouragé, exprimant leurs profonds souhaits de me voir toujours réussir.*

Dédicaces

A mes très chers parents

Que dieu les garde et les protège pour leurs soutiens pour leurs encouragements et les sacrifices qu'ils ont endurés

*A mes frères spécialement à mon chère frère **Nourddinne** et mes chères sœurs **Hanane** et **Marwa**, qui sont toujours été la motivation qui me pousse à travailler parfaitement.*

*A ma deuxième maman **Aicha**.*

*A mon petit prince **Awad** et ma petit princesse **Djinane**.*

*A mes chers amis **Imane**, **Fatima zahra** et **Lemya**.*

A tous mes collègues d'études surtout ceux des énergies renouvelables....

NOMENCLATURE

Symbole	Description	Unité
A	surface	m ²
C _p	capacité calorifique à pression constante	J/kg K
C	débit capacitif	kg /s
C*	rapport des débits capacitifs entre l'air neuf et l'air repris	
C _r *	rapport du débit capacitif du matériau sur le débit capacitif minimal de l'air	
COP	coefficient de performance	
D, d	diamètre	m
f	fraction de la roue en contact avec l'air rejeté	
F	fonction potentielle	
I	éclairage solaire	W/m ²
h _a	enthalpie spécifique de l'air	J/kg
h _{ve}	enthalpie spécifique de vapeur d'eau	J/kg
h _d	enthalpie spécifique du dessiccant	J/kg
h _c	coefficient d'échange convectif	W/m ² .K
h _m	coefficient d'échange massique	kg/m ² .s
h _{fg}	chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C	J/kg
I _g	éclairage global reçu par le capteur solaire	W/m ²
K	facteur de perte de température dans le ballon de stockage	
L	profondeur de la roue	m
L _e	nombre de Lewis	

Nomenclature

Md	masse du dessiccant contenue dans la roue	kg
\dot{m}	débit massique	kg/s
N	vitesse de rotation de l'échangeur rotatif	tr/s
Nu	nombre de Nusselt	
NUT	nombre d'unités de transfert ---	
P	puissance	W
Pr	nombre de Prandtl ---	
\dot{Q}	puissance thermique	W
Q_{eau}	consommation d'eau dans l'humidificateur	kg/s
Re	nombre adimensionnel de Reynolds ---	
S	surface de la roue	m ²
t	temps	s,h
T	température	°C, °K
T_{ro}	période de rotation de l'échangeur rotatif	s
u	vitesse	m/s
UA	conductance	W/K
U_g	coefficient des pertes globales dans le capteur solaire	
va	volume spécifique de l'air	m ³ /kgas
V	volume de la roue à dessiccation	m ³
w	humidité spécifique de l'air en kg eau par kg d'air sec	kg/kgas
W	humidité contenue dans le matériau dessiccant	kg/ kg dess
x	absciss	

Notation grecques, Indices

z abscisse m

Notations grecques

Symbole	Description	Unité
α	Position angulaire de la roue à desiccation	
α_i	polynôme caractéristique	
ε	Efficacité	
ε_{cc}	Efficacité d'échangeur contre-courant	
λ	conductivité thermique	W/m ² .K
ϕ, Φ	Humidité relative de l'air	%
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s
θ	temps rapporté à la période	
ρ	masse volumique	kg/m ³
ρ_a	rapport du débit d'air sur la masse de dessicant	
η	Rendement du capteur	
η_{dec}	coefficient de perte par déconcentration dans l'humidificateur	
ξ	fraction du vide	
ρ_a	rapport de la masse d'air sur la masse d'adsorbant dans la roue	

Indices

a relatif à l'air

ah relatif à l'air humide

ape relatif à l'entrée de la section de process ou de soufflage

Notation grecques, Indices

aps	relatif à la sortie de la section du process ou de soufflage
are	relatif à l'entrée de la section de régénération
ars	relatif à la sortie de la section de régénération
as	relatif à l'air sec
b	relatif au ballon de stockage
e	relatif à l'entrée
eff	effectif
élec	électrique
eq	relatif à l'équilibre
ext	extérieur
g	global
hum	relatif à l'humidificateur
m	relatif à la masse
si	sortie humidificateur

Table Des Matières :

Liste Des Tableaux	1
Introduction générale	1
Chapitre I : Etude Bibliographique	3
Introduction	3
I.1.La Climatisation solaire :	3
I.2.Les procédés de production de froid :.....	3
I.2.1. Procédés électriques « panneaux photovoltaïques » :	3
I.2.1.1. Système à compression	3
I.2.1.2. Systèmes à effet Peltier	4
I.2.2. Procédés Thermiques « panneaux solaire thermiques »	5
I.2.2.1. Procédés thermomécaniques	5
I.2.2.1.1. Cycles de Rankine /Compression	5
I.2.2.1.2. Cycle à jet de vapeur	6
I.2.2.2. Procédés thermodynamiques	7
I.2.2.2.1. Cycles fermées	7
a. système à absorption :.....	7
b. système à adsorption :.....	7
I.2.2.2.2. Cycles ouvertes :	8
a. Système à dessiccation liquide	8
Système à dessiccation solide	9
I.3.Les matériaux adsorbants	11
I.3.1. Le gel de silice (SiO ₂) :.....	11
I.3.2. Zéolites :.....	12
I.3.3. Alumines activées :	12
I.3.4. Charbons actifs :	12
I.3.5. Les adsorbants à base de polymères	12
I.4. Dispositifs de dessiccation solide	13
I.4.1. Les tours à dessiccation	13
I.4.2. Les lits horizontaux tournant	14
I.4.3. Lit vertical multiple	14
I.4.4. La roue de dessiccation	15

I.5.2. Gisement solaire	18
I.6.L'état de l'art	20
I.6.1. Systèmes de climatisation	20
I.6.2. Etat de l'art sur la technologie de climatisation à dessiccation solide	20
I.6.2.1. L'état de l'art de la modélisation de la roue de dessiccation	23
I.6.3 Etat de la climatisation en Algérie	24
I.6.3.1. Les travaux réalisés	24
I.7. Avantages et Inconvénients de la climatisation solaire	25
I.7.1. Avantages de la climatisation solaire	25
I.7.2. Inconvénients de la climatisation solaire	25
Conclusion	26
Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide	27
Introduction	27
II.1. Modélisation des composants de la centrale de climatisation à dessiccation solide ..	27
II.1.1. Modélisation de la roue à dessiccation	27
II.1.1.1. Les Equations Fondamentales Des Echanges De Chaleur et de Masse	28
II.1.2. Modélisation de l'échangeur de chaleur rotatif	31
II.1.2.1. Calcul des coefficients d'échange	32
II.1.3. Modélisation des humidificateurs	33
II.1.4. Modélisation des ventilateurs	34
II.1.5. Modélisation de la batterie de régénération	34
II.1.6 Modélisation des capteurs plans	35
II.2. Coefficient de performance thermique	37
II.3. Méthode de travail	37
II.3.1. Les Efficacités	39
Conclusion	39
Chapitre III : dimensionnement et simulation	40
Introduction	40
III.1. Dimensionnement	40
III.1.1. Présentation du site	40
III.1.1.1. Site de Bousmail	40
III.1.1.2. Site de Tamanrasset	40
III.1.1.3. Les conditions de confort thermique	41

Tables Des Matières

III.1.2. Bilan Thermique	41
III.1.2.1. Calcul des gains	41
III.1.3. Détermination du débit optimum	42
III.1.3.1. Site de Tamanrasset	44
III.1.3.1. Site de Bousmail	45
III.1.4.les configurations proposées	45
III.1.4.1. Effet d'un échangeur contrecourant	45
III.1.4.2. Un système double effet avec un seul humidificateur	46
III.1.4.3. Un système double effet avec une seule roue et un humidificateur	47
III.2. Simulation sans régulation	47
III.2.1. Site de Tamanrasset	49
III.2.2. Site d'Alger	50
Conclusion	52
Conclusion générale.....	53
References.....	55

Liste Des Figures

Figure I. 1 : Système à compression relie à des panneaux Solaires. 4

Figure I. 2: Représentation schématique d'un élément Peltier (Duminil 1995). 5

Figure I. 3: procédés thermomécanique « cycle de Rankine /Compression »..... 6

Figure I. 4: Schéma de principe du procédé thermomécanique « cycle à jet de vapeur »..... 6

Figure I. 6: système d'absorption 7

Figure I. 7: processus d'absorption. 7

Figure I. 8: Schéma de principe du processus d'adsorption 8

Figure I. 9: système à dessiccation liquide. 8

Figure I. 10: Schéma d'une machine à dessiccation 9

Figure I. 11: Représentation des transformations thermodynamiques sur le diagramme de l'air..... 11

Figure I. 12: les différents matériaux adsorbants. 13

Figure I. 13: Représentation schématique de deux tours à dessiccation. 14

Figure I. 14: Schéma d'un lit de dessiccation horizontal tournant. 14

Figure I. 15: Schéma d'un lit verticale multiple. 15

Figure I. 16: La roue de dessiccation Et différentes formes des canaux d'air. 15

Figure I. 17: Evolution de la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant. 16

Figure I. 18: les composants d'un Capteur solaire plan 17

Figure I. 19: Les capteurs Utilises dans les systèmes de refroidissement. 17

Figure I. 20: les travaux réalisés par l'UDES 24

Figure I. 21: Les travaux réalisés par CDER à Saida. 25

Figure II. 1: les éléments principales d'une centrale de climatisation à dessiccation solide. .. 27

Figure II. 2: Représentation d'un canal élémentaire de la roue.....28

Figure II. 3: Evolution de l'air traversant la roue dans le diagramme de l'air 31

Figure II. 4: Schéma de la batterie de régénération 35

Figure II. 5: les courbes d'efficacité de la roue données par le constructeur. 37

Figure II. 6: les courbes d'efficacité de l'échangeur rotatif donnent par le constructeur. 38

Figure II. 7: résultats expérimentaux de l'efficacité de la roue « UDES bousmail » 38

Figure III. 1: Vue en plan de locale considéré..... 41

Figure III.2: variation de l'efficacité de la roue et de l'échangeur en fonction de débit. 43

Figure III. 3: Variation de la température intérieure en fonction du débit à Tamanrasset. ... 44

Figure III. 4: variation de la température intérieure en fonction de débit à Bousmail. 45

Figure III. 5: Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point Du système 46

Figure III. 6: Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point Du système à double effet. 46

Table Des Figures

Figure III. 7: Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point Du système à double effet avec une seule roue et un humidificateur.	47
Figure III. 8: variation annuelle de la température intérieure pour le site de Tamanrasset. ...	49
Figure III. 9: variation journalière de la température intérieure pour le site de Tamanrasset.	49
Figure III. 10: variation annuelle de la température intérieure pour le site d'Alger.	50
Figure III. 11: variation annuelle de la température intérieure pour l'efficacité de l'échangeur de 50% le site d'Alger.	51
Figure III. 12: variation journalière de la température intérieure pour le site d'Alger.	51

Liste Des Tableaux

Tableau I. 1: Principales caractéristiques physiques des adsorbants.	13
Tableau I. 2: Coefficients de Hottel	18
Tableau I. 3: Coefficients donnés par Perrin de Brichambaut.	19
Tableau III. 1: gains calorifiques pour les deux sites.....	42

Introduction générale

Les projections du modèle climatique présentées dans le dernier rapport du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) indiquent que la température de surface globale est susceptible d'augmenter de 1,1°C à 6,41°C au cours du siècle suivant. Émissions de gaz continues égales ou supérieures aux taux actuels provoqueraient plus de réchauffement et conduiraient à plusieurs changements au sein du système climatique mondial au cours des vingt premiers siècles [1]. Cette état de l'environnement entraînera des changements importants dans la structure et la fonction des écosystèmes, les interactions écologiques des diverses espèces et leurs aires de répartition ; la demande d'énergie et de services associés, pour satisfaire le développement social et économique et améliorer confort et la santé, est en constante augmentation. En fait, Les statistiques mondiales de l'énergie [2] ont indiqué que la consommation mondiale d'électricité s'élevait à 19738 TWh en 2010, dont 68 % provenait d'origine fossile. La situation devient grave avec l'épuisement de ces ressources. L'estimation de l'échelle de temps de l'épuisement des fossiles indique : environ 107 ans pour le charbon, 37 ans pour le gaz et seulement 35 ans pour le pétrole. [3]

Les applications de refroidissement prennent une grande partie de la consommation d'électricité Les systèmes conventionnels utilisent des réfrigérants à fort potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone, ce problème nous oblige de réfléchir à une solution fiable. L'utilisation des énergies renouvelables répond aux besoins humains et la protection de l'environnement et comme les besoins en froid coïncident tout le temps avec la disponibilité du rayonnement solaire on peut donc l'exploiter. Plusieurs recherches ont été menées dans le domaine du refroidissement solaire pour éviter les systèmes traditionnels.

Un système de refroidissement par dessiccation est une technologie qui peut aider à éviter les défauts antérieurs de la technologie conventionnelle de compression de vapeur. Il est basé sur le couplage déshumidification par dessiccation active avec évaporation directe refroidissement. Dans ce cas, il n'y a pas besoin de compresseur ; les systèmes de refroidissement par déshydratant solide et liquide, dans leur divers aspect [4]. On s'intéresse au le rafraîchissement par dessiccation solide qui est basé sur la

Introduction générale

déshumidification de l'air. Les performances de ce système sont affectées par les conditions climatiques externe.

L'objectif de ce travail consiste à dimensionner et simuler une centrale de la production de froid par dessiccation solide. Dans le premier chapitre de ce travail : on définit le rafraichissement solaire ; les systèmes de production de froid et plus précisément le système à dessiccation solide, quelques travaux ont été présentés dans ce domaine dans « l'état de l'art ».

Le 2^{ème} chapitre consiste à établir la modélisation de chaque composant d'un système de refroidissement solaire à dessiccation, y compris la roue de dessiccation qui est le composant principal du système, l'échangeur rotatif et les capteurs solaires puis on présente notre méthode de travail basé sur les efficacités de chaque composant.

Dans Le 3^{ème} chapitre on a fait un dimensionnement de système en calculant la charge d'un locale considéré pour deux sites aux climats déférents. A savoir la région côtière de Bousmail et la région saharienne Tamanrasset. Après détermination du débit d'air optimum pour une température de confort à l'intérieure de locale sur la base des résultats de dimensionnement on passe à la simulation sans régulation annuelle et journalière du système et l'estimation de la température à l'intérieur de locale après on discuter nos résultats.

Chapitre I : Etude Bibliographique

Introduction

La demande d'énergie pour la climatisation devrait encore augmenter avec la croissance démographique de la plupart des pays du monde utilisant les climatiseurs conventionnels qui contribuent largement dans le changement de climat (70% d'émission indirecte de CO₂ et 30% d'émissions directes des gaz à effet de serre) [5]. Ceci pour la satisfaction du confort thermique ; la solution la plus répondue pour éviter les problèmes climatiques c'est la climatisation solaire.

Dans ce chapitre on va parler sur la climatisation solaire, les procédés de production de froid plus précisément le système à dessiccation solide et l'état de l'art de ce dernier.

➤ Le confort thermique :

Le confort thermique est une sensation de bien-être lorsqu'on est exposé à une ambiance intérieure il dépend de : l'humidité, la température, la vitesse et la qualité de l'air ainsi que le bruit.

I.1. La Climatisation solaire :

La climatisation est définie comme étant l'action de maîtriser de façon volontaire la température et/ou l'humidité d'un volume d'air afin de satisfaire le confort thermique des utilisateurs. Cela implique donc le chauffage et/ou le refroidissement de la masse d'air d'un local tout au long de l'année. A l'usage le terme climatisation indique plus spécifiquement le fait de refroidir un local pendant la période estivale (enlever de la chaleur de local pour l'évacuer à l'extérieur) jusqu'à obtenir une température de consigne (éventuellement une humidité relative) définie [47] en exploitant l'énergie solaire qui en phase avec les besoins en froid.

I.2. Les procédés de production de froid :

I.2.1. Procédés électriques « panneaux photovoltaïques » :

I.2.1.1. Système à compression :

Une machine frigorifique à compression mécanique est alimentée par de l'électricité qui génère une force motrice. Celle-ci permet d'avoir un mouvement rotatif qui fait tourner un

compresseur, donc fournir du travail au système. Du point de vue thermodynamique une machine frigorifique a besoin qu'on lui fournisse du travail et qu'on mette ensuite à sa disposition deux sources de chaleur dont l'une est chaude vers laquelle on rejette la chaleur et l'autre est dite source froide qui représente la source de laquelle on extrait de la chaleur. Les deux appareils correspondant sont successivement le condenseur et l'évaporateur. [48]

L'avantage de ce système c'est l'alimentation par des panneaux solaires.

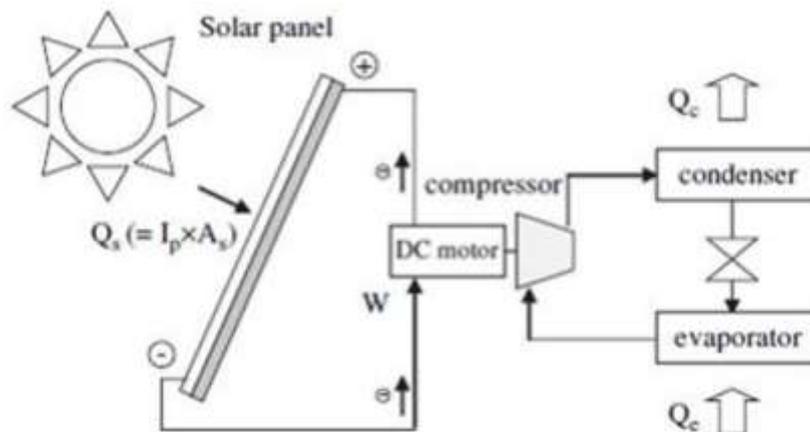


Figure I. 1 : Système à compression relié à des panneaux Solaires.[48]

I.2.1.2. Systèmes à effet Peltier :

Le français **jeans Charles Peltier** (1785-1845) découvrit, en 1834, un phénomène physique de déplacement de la chaleur en présence d'un courant électrique parcourant deux différents matériaux (matériaux conducteurs ou semi-conducteur) en contact. Ce phénomène ne permet pas d'avoir une forte puissance frigorifique et a un faible rendement. Il utilise notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires. [19]

Les matériaux semi-conducteurs de types p et n sont reliés à un élément Peltier par un pont de cuivre (figure I-2). Montés en série, ces éléments constituent une batterie Peltier se présentant comme un bloc. Sa structure est telle que l'ensemble des ponts de cuivre froids forme le côté endothermique et l'ensemble des ponts de cuivre chauds le côté exothermique du bloc.

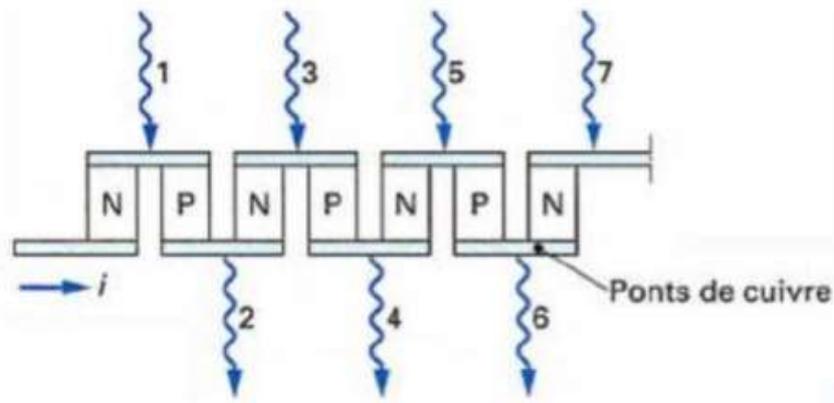


Figure I. 2: Représentation schématique d'un élément Peltier (Duminil 1995).[19]

I.2.2. Procèdes Thermiques « panneaux solaire thermiques » :

I.2.2.1. Procèdes thermomécaniques : [34]

I.2.2.1.1. Cycles de Rankine /Compression :

La première classe comprend des machines dans lesquelles, un moteur thermique, utilisant les capteurs et l'ambiance comme sources, entraîne une machine frigorifique à compression classique. Une simple juxtaposition cumule les pertes des deux machines en y ajoutant des problèmes de vibration, d'étanchéité et de régulation. Il faut intégrer les machines motrice et réceptrice et réaliser le transfert d'énergie de façon simple et fiable. Les diverses voies possibles ont été expérimentées sur des prototypes de puissance moyenne. Les rendements exérgétiques obtenus varient de 20 à 25%, Vu le caractère intermittent et variable de l'énergie solaire, un bon fonctionnement à charge partielle et des possibilités de démarrage et d'arrêt spontanés constituent des atouts majeurs en réfrigération solaire.

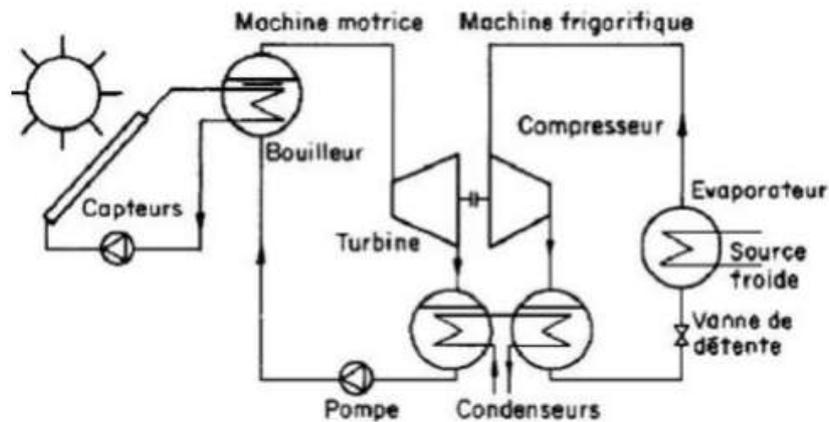


Figure I. 3: procédés thermomécanique « cycle de Rankine /Compression »

I.2.2.1.2. Cycle à jet de vapeur :

La chaleur est utilisée pour produire un jet de vapeur à très grande vitesse ; Ce jet provoque dans son entourage un vide puissant qui permet de vaporiser de l'eau à faible température dans l'évaporateur. La vapeur d'eau ainsi créée rejoint ensuite le flux primaire « moteur » (condenseur -chaudière -éjecteur) via la chambre de mélange de l'éjecteur et est refroidie dans le condenseur. Le réfrigérant liquide accumulé dans ce dernier est renvoyé vers la chaudière par une pompe tandis que le reste est détendu vers l'évaporateur, complétant ainsi le cycle. [10]

Son coefficient de performance (COP) est relativement faible mais son coût en capital et son entretien devraient en faire un concurrent sérieux avec tout autre cycle. [6]

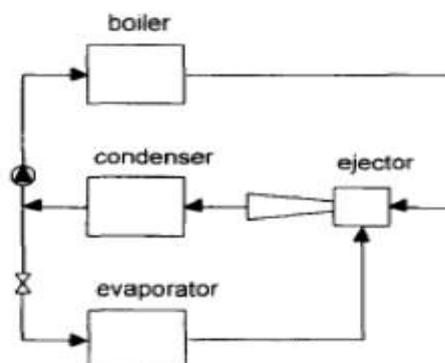


Figure I. 4: Schéma de principe du procédé thermomécanique « cycle à jet de vapeur »[6]

I.2.2.2. Procèdes thermodynamiques :

I.2.2.2.1. Cycles fermées :[7]

a. système à absorption :

Le phénomène d'absorption est le mélange d'un gaz avec un liquide, les deux fluides présentent une forte affinité, pour former une solution. Ce processus est réversible (Le Pierrès 2005). Le schéma d'une machine frigorifique à absorption est représenté par la figure 1.2. Dans une machine frigorifique à absorption, la source de chaleur est utilisée pour séparer un constituant volatil d'une Solution. Ce constituant séparé sous phase vapeur est ensuite condensé, puis détendu. Le liquide passe par la détente et s'évapore en absorbant la chaleur du milieu à refroidir.

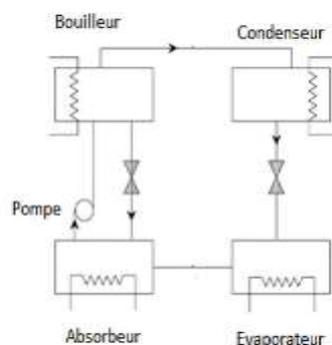


Figure I. 5: système d'absorption[7]

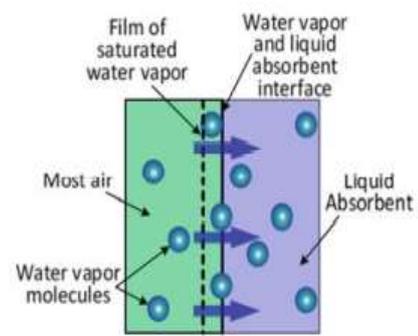


Figure I. 6: processus d'absorption.[5]

b. système à adsorption :

Dans cette machine on utilise un matériau solide (un adsorbant) au lieu d'une solution liquide, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié (Chekirou 2008). Il existe deux grandes catégories de systèmes d'adsorption : continue et intermittente, les systèmes intermittents sont plus appropriés pour l'utilisation de l'énergie solaire, car ce sont des systèmes à cycle quotidien. Une autre classification structurelle des systèmes d'adsorption concerne la nature de l'effet d'adsorption et en particulier du phénomène physique ou chimique (Papadopoulos, Oxizidis et al. 2003). Ce phénomène dépend quantitativement des propriétés physiques et chimiques et de la nature des molécules adsorbées. (Chekirou 2008)

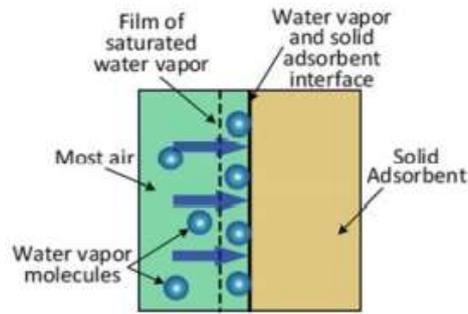


Figure I. 7: Schéma de principe du processus d'adsorption.[5]

I.2.2.2.2. Cycles ouvertes :

a. Système à dessiccation liquide :[8]

C'est une nouvelle technique qui est encore au stade de développement. Elle utilise pour la dessiccation (déshumidification) de l'air un sorbant liquide. Pour le choix de ces liquides, la caractéristique la plus importante est le pouvoir hygroscopique. Ces solutions sont pulvérisées sur un substrat afin d'être mises en contact avec le flux d'air et capturent ainsi l'humidité de ce dernier, en cas d'absorption, la relâchant en cas de désorption, ou régénération. La dessiccation liquide est souvent utilisée en association avec un cycle à compression fonctionnant à un haut régime de température (typiquement 15/18°C). Dans ce cas-là, aucun système d'humidification isenthalpe n'est utilisé. Le flux d'air est déshumidifié et refroidi par la solution dessiccante . La chaleur de régénération nécessaire peut provenir de la chaleur dégagée par le compresseur au condenseur, seul ou en appoint de l'énergie solaire.

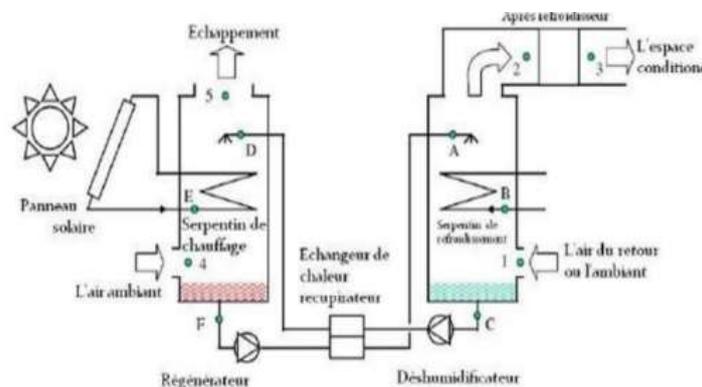


Figure I. 8: système à dessiccation liquide.[8]

Système à dessiccation solide :[9]

Les systèmes à dessiccation (DEC) sont des systèmes ouverts utilisant l'eau comme réfrigérant en contact direct avec l'air. Le terme « ouvert » signifie que le réfrigérant est évacué du système après qu'il a produit son effet refroidissant et qu'une nouvelle quantité de réfrigérant doit être injectée. Le tout dans une boucle ouverte. Seule l'eau peut être utilisée comme réfrigérant puisqu'elle est en contact direct avec l'air ambiant. La technique de climatisation par dessiccation se base sur le principe que l'évaporation de la vapeur d'eau dans l'air sec réduit sa température. Sous le climat européen, le taux d'humidité de l'air est généralement trop important et il faut d'abord déshumidifier l'air avant de le refroidir.

Le procédé de base est le suivant : l'air neuf provenant de l'extérieur, chaud et humide, traverse une roue à dessiccation où il est déshumidifié. Il est ensuite refroidi grâce à un échangeur thermique puis refroidi à nouveau grâce à un humidificateur qui permet d'ajuster le niveau d'humidité et de température souhaité avant d'être soufflé dans le local à refroidir. En parallèle, l'air repris dans la pièce est humidifié pratiquement jusqu'au point de saturation pour bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique avant de ressortir. La technique de climatisation par dessiccation solide utilise par conséquent un organe de dessiccation qui est une roue contenant un matériau adsorbant solide. Les matériaux dessiccants doivent ensuite être régénérés par chauffage (45 à 70°C) afin d'être disponibles à nouveau grâce à la chaleur solaire.

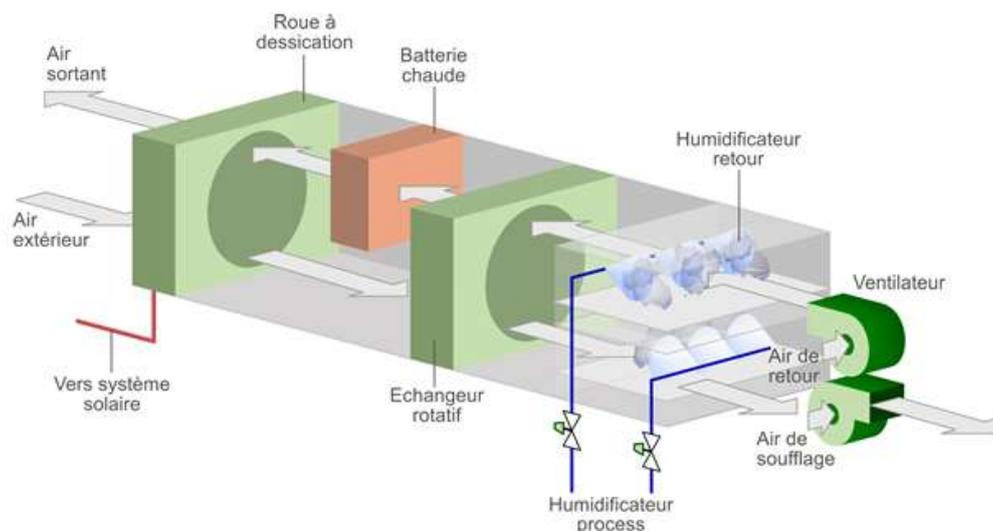


Figure I. 9: Schéma d'une machine à dessiccation [15]

➤ Représentation des différentes transformations sur le diagramme de l'air :[47]

Le fonctionnement de ce mode est représenté dans la **Figure I.10** cycle de **pennington** le plus utilisé :

A-B : pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans la roue à dessiccation d'une manière quasi – isenthalpe « déshumidification »

B-C : puis refroidie dans l'échangeur sensible « refroidissement sensible »

C-D : ensuite humidifie adiabatiquement dans un laveur d'air « refroidissement avec humidification ».

E-F : le fonctionnement d'un tel système utilise la vanne de reprise. Il est préalablement refroidi dans l'humidificateur.

F-G : afin de de refroidir l'air du processus dans l'échangeur sensible.

G-H : cet air est ensuite réchauffé à travers un échangeur de chaleur air/eau ou batterie de chaud.

H-I : la température de régénération varie de 50° à 90° C , en fonction du type de roue utilisée et de la puissance froide nécessaire dans ce cas la chaleur nécessaire provenant d'une installation solaire (capteur solaire). Cet air chaud permet de régénérer le matériau dessiccatif donc baisser la teneur en eau du matériau en le réchauffant et entraînant l'humidité avec lui.

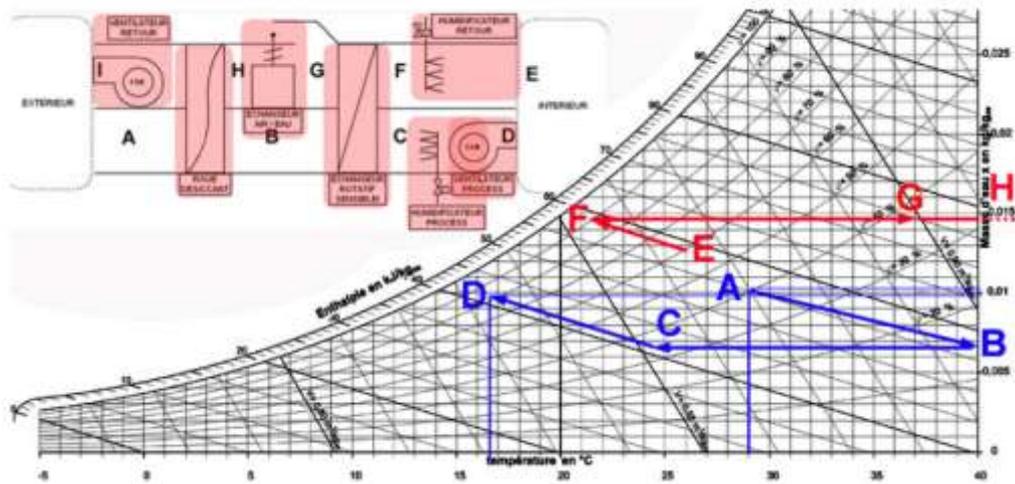


Figure I. 10: Représentation des transformations thermodynamiques sur le diagramme de l'air.[47]

Enfin l'air chaud traverse et régénère la roue dessicante pour lui permettre de poursuivre le processus continu de déshumidification. Finalement, l'air rejeté, à l'aide d'un ventilateur, sort chaud et plus chargé en humidité que l'air extérieur. [15]

I.3. Les matériaux adsorbants :

Les adsorbants se présentent généralement sous forme de matériel solide chimiquement inerte, non toxique, poreux dimensionnellement ferme et qui a l'affinité d'adsorber la vapeur d'eau ou d'autres substances gazeuses sans liaison covalente. [5]

I.3.1. Le gel de silice (SiO₂) :

Le gel de silice est employé couramment comme adsorbant dans les échangeurs de chaleur et de masse du fait de son prix réduit, sa porosité élevée, dimensionnellement stable, non-toxiques, et nature non-corrosive. Il est préparé par la réaction entre l'acide acétique et le silicate de sodium, suivis d'un nombre de processus tels que le vieillissement, le marinage, etc. Les processus créent une structure microporeuse avec une distribution des tailles reliées ensemble. L'ouverture des pores varie de 0.3 à 6 nanomètres. Les pores reliés ensemble forment une grande surface exposée qui attire et retient les molécules de la vapeur d'eau jusqu'à 30% de son poids. Le gel de silice est en particulier efficace aux températures en-

dessous de 30 °C. Cependant, la capacité d'adsorption chute quand la température commence à s'élever. [5]

I.3.2. Zéolites :

Les zéolites sont les aluminosilicates cristallins polaires normaux. Ils sont également fabriqués après synthèse et reforming hydro-thermiques de différentes sources de silicate et d'échanges ioniques. Le diamètre des pores des zéolites s'étend habituellement de 0.2 à 0.9 nanomètre. Les cristaux de la zéolite peuvent être pastillés en utilisant les liants appropriés pour former des pastilles méso poreuses et macroporeuses. Les zéolithes contenant de l'aluminium sont désaluminées (aluminium-libre) des sources de silice et sont synthétisées pour développer les zéolites siliceuses non polaires. [5]

I.3.3. Alumines activées :

Les alumines activées sont obtenues par déshydratation thermique du tri-hydrate d'alumine. Comme les gels de silice, les alumines activées sont très hydrophiles et sont couramment utilisées pour le séchage. [11]

I.3.4. Charbons actifs :

Les charbons actifs sont de loin les adsorbants les plus fabriqués et utilisés industriellement. Ils peuvent être obtenus à partir d'un grand nombre de matériaux carbonés (bois, charbon, noix de coco, résidus pétroliers, margine, etc.), par des processus de carbonisation suivis des processus d'activation dûment contrôlés. Les charbons actifs sont composés de micro-cristallites élémentaires de graphite qui sont assemblées avec une orientation aléatoire. Ils sont fréquemment utilisés pour la récupération des vapeurs de solvants et d'hydrocarbures, la décoloration de sucres, la purification d'eau, l'élimination d'odeur. [11]

I.3.5. Les adsorbants à base de polymères :

Les adsorbants à base de polymères organiques ont trouvé des applications pour l'élimination des composés organiques, la purification des eaux ou la fabrication des médicaments. Les polymères de base sont des polystyrènes, des esters polyacryliques ou des résines phénoliques. [11]



Figure I. 11: les différents matériaux adsorbants.[5][11]

Tableau I. 1: Principales caractéristiques physiques des adsorbants. [12]

Adsorbant	Surface spécifique (m ² g ⁻¹)	Taille des pores (nm)	Porosité interne	Masse volumique apparente (kg m ⁻³)
Charbons actifs	400 à 2 000	1,0 à 4,0	0,4 à 0,8	300 à 600
Tamis moléculaires carbonés	300 à 600	0,3 à 0,8	0,35 à 0,5	500 à 700
Zéolithes	500 à 800	0,3 à 0,8	0,3 à 0,4	600 à 750
Gels de silice	600 à 800	2,0 à 5,0	0,4 à 0,5	700 à 800
Alumines activées	200 à 400	1,0 à 6,0	0,3 à 0,6	800 à 950
Adsorbants à base de polymère	100 à 700	4,0 à 20	0,4 à 0,6	400 à 700

I.4. Dispositifs de dessiccation solide :

I.4.1. Les tours à dessiccation :

Ce sont deux tours remplies de matériau dessiccatif qui sont régénérées de manière cyclique. Elles sont utilisées pour les applications industrielles et non pour les applications de conditionnement d'air du fait de leur grande taille. [12]

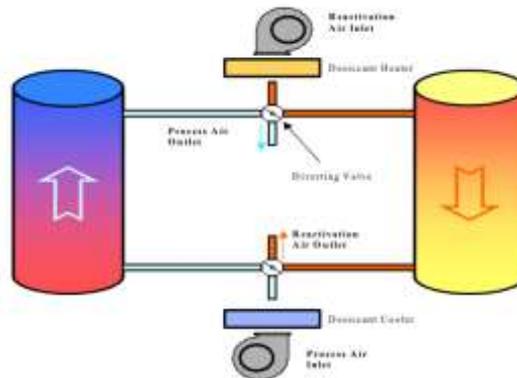


Figure I. 12: Représentation schématique de deux tours à dessiccation. [13]

I.4.2. Les lits horizontaux tournant :

Ce sont des disques sur lesquels est déposé le matériau dessiccant. Ils sont entraînés par un moteur et tournent autour d'un axe vertical. L'air de régénération et l'air de processus passent à travers les disques en rotation ; ce processus est continu. L'avantage de cette technologie est sa simplicité et son coût relativement faible. Par ailleurs il est difficile à mettre en place dans une centrale de traitement d'air et il a une faible étanchéité entre les deux flux d'air. [12]

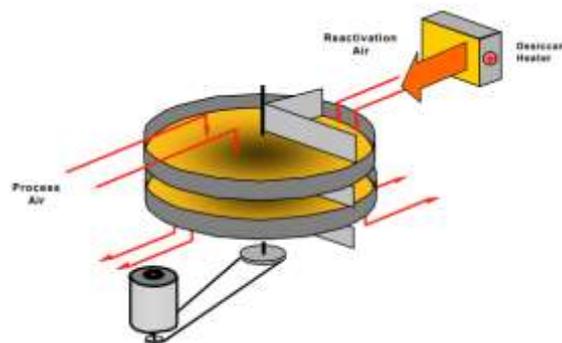


Figure I. 13: Schéma d'un lit de dessiccation horizontal tournant. [13]

I.4.3. Lit vertical multiple :

Ce système est un compromis entre les deux systèmes précédents. Le matériau dessiccant se trouve dans un anneau cylindrique perforé. Cette anneau laisse passer l'air de soufflage et l'air de retour tout en tournant. Ce système est très performant et adapté aux applications à basse température de rosée mais il nécessite l'utilisation d'un système mécanique complexe et des conditions de maintenance assez strictes avec un coût relativement élevé. [8]

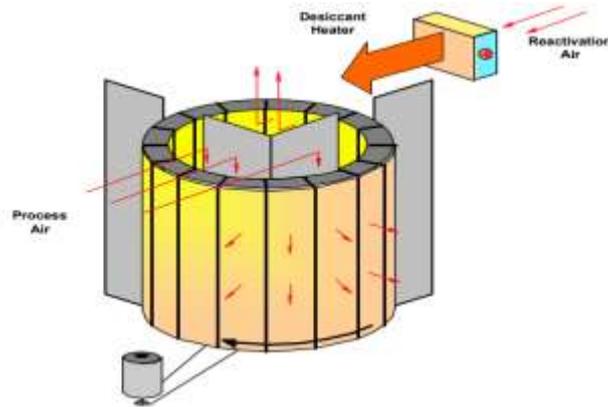


Figure I. 14: Schéma d'un lit verticale multiple. [13]

I.4.4. La roue de dessiccation :

C'est le système le plus développé, il s'agit d'une roue composée d'une matrice en matériau composite ou en cellulose sur laquelle est déposé le matériau dessiccant. Elle tourne lentement entre deux flux d'air opposés. L'air du processus est déshumidifié en passant à travers de petits canaux qui retiennent l'humidité. Le matériau dessiccant se sature en humidité et ne permet plus de déshumidifier le flux d'air, il passe alors dans la section de régénération où il est réchauffé grâce à l'air de régénération. Une fois l'eau désorbée, le matériau est refroidi par le flux d'air du processus avant de pouvoir à nouveau capter l'humidité.

La vitesse de rotation d'une roue est faible. Elle comprise entre 10 et 20 tours par heure. Les dimensions des roues présentes sur le marché permettent de traiter des débits volumiques d'air allant de 100 m³/h à 100 000 m³/h. La roue à dessiccation ne réduit pas l'enthalpie de l'air mais elle transforme la charge latente (humidité) en une charge sensible (température).[14]

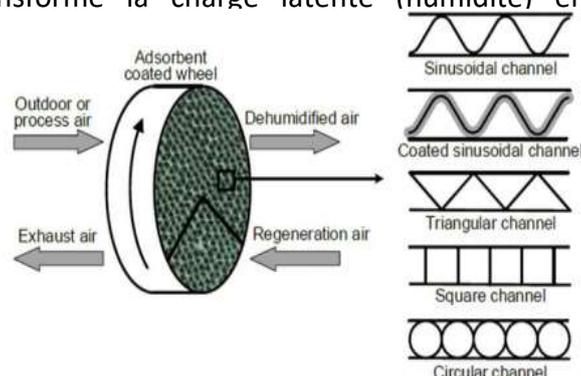


Figure I. 15: La roue de dessiccation Et différentes formes des canaux d'air. [10]

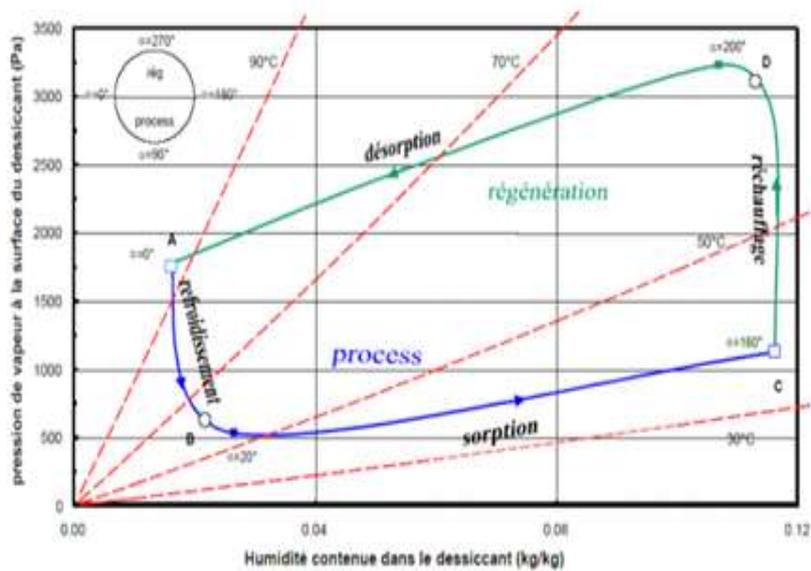


Figure I. 16: Evolution de la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant. [12]

La Figure I.17 représente l'évolution de la teneur en eau et de la pression de vapeur en eau à la surface du dessiccant en fonction des positions angulaires de la roue. Les lignes en traits tirés représentent les isothermes pour différentes températures. Ces courbes sont tracées pour des conditions d'entrée de l'air de 31°C et 10 g/kg côté process et 95°C et 10,8 g/kg côté régénération. [8]

I.5.1. Les capteurs solaires :

Le capteur solaire plan est un convertisseur d'énergie solaire en énergie thermique et peut être utilisé dans beaucoup d'applications nécessitant des températures basses et modérées [40], il combine deux principes physiques l'effet de serre et les propriétés du corps noir [17]. Il n'a pas besoin de poursuivre le soleil car il est fixe. Ce dispositif peut assurer des températures pouvant aller jusqu'à 120°C (pas de concentration). Pour cette raison les capteurs plans sont utilisés dans la régénération des matériaux dessiccants .

Les composants d'un capteur plan sont les suivants [17]:

- Vitrage : une ou plusieurs couches de verre.
- Tubes, ailettes ou canaux : ils conduisent le fluide vers la sortie du capteur.

- Absorbeur auquel les tubes, ailettes ou les canaux sont attachés.
- Tuyau collecteur pour collecter ou distribuer le fluide de transfert.
- Isolation pour minimiser les pertes de chaleur par l'arrière et les pertes latérales du capteur.
- Enveloppe pour englober toutes les composants précédents et les protéger de la poussière, de l'humidité...

Pour les capteurs plans, l'absorbeur est généralement recouvert d'un boîtier en tôle d'acier, en aluminium ou en acier inoxydable et d'un cache avant en verre de sécurité solaire, pauvre en fer, qui le protège contre les intempéries [41]

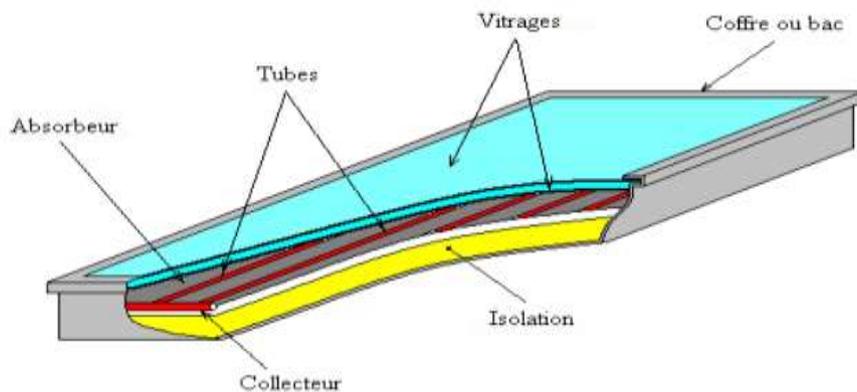


Figure I. 17: les composants d'un Capteur solaire plan [18].

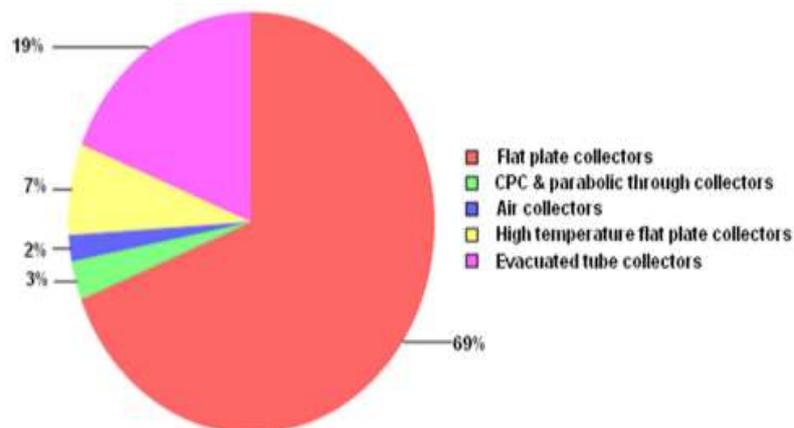


Figure I. 18: Les capteurs Utilises dans les systèmes de refroidissement. [3]

I.5.2. Gisement solaire :

Il existe dans la littérature plusieurs modèles permettant l'estimation de l'éclairement solaire, nous avons site les suivants :

a. Modèle de Hottel, Lui et Jordan [43]: d'après ce modèle l'estimation de l'éclairement direct par ciel claire reçu sur un plan horizontal, s'écrit simplement :

$$I_{bh} = I_0 (\sin h) \tau_b \tag{I.1}$$

Avec : h : la hauteur de soleil

I_0 : l'éclairement hors atmosphère

$$\tau_d = 0.2710 - 0.2939 \tau_b \tag{I.2}$$

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp\left(\frac{-a_3}{\sin h}\right) \tag{I.3}$$

Tel que : $a_i = a + b(c-z)^2$ z : altitude du lieu [km].

Tableau I. 2: Coefficients de Hottel

Visibilité	a_0			a_1			a_2		
	a	B	c	A	b	c	a	b	c
23 km	0.4237	-0.0082	6	0.5055	0.00595	6.5	0.2711	0.01858	2.5
5 km	0.2538	-0.0063	6	0.7678	0.001	6.5	0.249	0.081	2.5

Sachant que l'éclairement diffus donner par :

$$I_d = I_0 \tau_d \tag{I.4}$$

b. Modèle de Perrin de Brichambaut [44]:

direct: $I_b = A \sinh \exp[-\{C \sin(h + (4\pi/180))\}^{-1}]$ (I.5)

diffuse : $I_d = B(\sinh)^{0.4}$ (I.6)

global : $I_g = D(\sin h)^E$ (I.7)

Avec:

Tableau I. 3: Coefficients donnés par Perrin de Brichambaut.[44]

Ciel	A W/m ²	B W/m ²	C	D W/m ²	E
Très pur	1300	87	6	1150	1,15
Moyen	1230	125	4	1080	1,22
Pollué	1200	187	2,5	990	1,25

➤ **Les modèles appliqués en Algérie :**

a. Modèle de Capderou [45] : D’après ce modèle l’éclairement global par ciel clair est donné par :

$I_g = 1080[1 + 0.033 \cos(360N_j/365)] \sinh * [\sinh / (0.89)^z]^{1.22}$ (I.8)

Avec: N_j numéro de jour

b. Modèle de R.Sun [46] : l’éclairement direct est donné par :

$I_b(h, T_L) = H_0 \sin(h) \exp(-0.8662 * T_L * m_a * \delta_R)$ (I.9)

Le diffus est donné par :

$I_d(h, T_L) = H_0 \cdot T_{rd}(T_L) \cdot F_d(h, T_L)$ (I.10)

Avec :

T_L : trouble de link

H_0 : l’irradiation hors atmosphère

m_a : masse d’air optique

δ_R : l'épaisseur de Rayleigh

T_{rd} : coefficient de la transmittance diffuse.

I.6.L'état de l'art :

I.6.1. Systèmes de climatisation :

- ❖ **A.E. Kabeel, M.M. Bassuoni (2019):** ont étudié d'une manière expérimentale les performances d'un système efficace de climatisation sans humidité avec un évaporateur intégré avec une solution déshydratante de chlorure de lithium; Ce système est économie énergie de 48,2% par rapport l'ancien système.[20]
- ❖ **Omar Ketfi et al(2017):** ont analysé les performances réalisée sur des refroidisseurs à absorption eau-Libr fonctionnant dans différentes zones climatiques algériennes . Les résultats montrent que les refroidisseurs à simple effet et à double effet ont fourni 37 % et 91 %, respectivement, de leur capacité nominale ; pour les zones haute plateau et semi-arides les deux refroidisseurs ont pu fonctionne mais aucun refroidisseur n'a été fonctionné dans les zones arides. [21]
- ❖ **Cheng Qing et al(2017):** ils développent et étudient un nouveau système de régénération de dessiccation liquide multifonctionnel (répond aux exigence déshumidification même pour l'air chaud et humide); Les résultats montrent qu'afin d'améliorer l'efficacité du courant du le système de régénération le courant opérationnel et la différence de concentration entre les solutions dans les chambres de régénération et les chambres de dilution doivent toutes deux être réduites.[22]
- ❖ **Jon Winkler et al(2021):** ont fait une automatisation d'un algorithme de détection de défaut pour les systèmes de climatisation résidentiels qui peuvent alerter le propriétaire de la présence de ces défauts. L'algorithme proposé utilise uniquement le thermostat de la maison et la température de l'air extérieur pour effectuer une détection automatique des défauts au cours de la durée de vie de l'équipement, y compris immédiatement après l'installation. [16]

I.6.2. Etat de l'art sur la technologie de climatisation à dessiccation solide :

- **Mondiale** :

- ❖ **Gadalla et al (2016):** Ont proposé et étudié trois nouveaux systèmes de climatisation par dessiccation à deux étages incorporant le cycle de refroidissement pour les climats chauds et humides ;Les résultats montrant que le système proposé peut minimiser le chauffage solaire nécessaire à midi lorsque la température sèche de l'air ambiant augmente.[24]
 - ❖ **Zheng et al (2016):** ont imprégné le carbone activé (AC) et activé la fibre de carbone (ACF) avec LiCl et étudié leurs propriétés texturales ils observent que la surface et le volume poreux de ces desiccants composites ont diminué après l'imprégnation des particules de sel de LiCl. Les isothermes de sorption d'eau d'équilibre ont indiqué que les desiccants composites de carbones avaient montré trois à quatre fois l'élévation de la capacité de sorption d'eau. [25]
 - ❖ **Muhammad et al(2019):** Cette étude examine expérimentalement la déshumidification par dessiccation et le refroidissement indirect par évaporation pour le stockage des produits agricoles. Les avantages thermodynamiques du système proposé sont mis en évidence et comparés aux systèmes de compression de vapeur.[26]
 - ❖ **D.B. Jani et al (2021):**ont fait une simulation pour sous TRNSYS de la déshumidification par dessiccation et compression de vapeur d'un système de climatisation hybride à refroidissement thermique pour le confort des locaux. Les résultats montrent de bonnes performances pour les conditions climatiques transitoires de Roorkee et valident son application pour maintenir le confort thermique nécessaire dans l'Himalaya occidental.[27]
- **En Algérie :**
- ❖ **MERABTI et al (2014):** ont fait une étude de simulation d'un système de refroidissement évaporatif à dessiccation à énergie solaire, qui permet de réduire la consommation d'énergie dans le domaine climatisation. Cette étude montre que le système peut contrôler l'humidité et donc fournir des conditions de confort acceptables et qu'il est mieux adapté aux zones à climat sec. [28]

- ❖ **Abdel karim HADJI(2014)** :fait une étude de la technique de rafraichissement solaire par dessiccation solide dans la région de Biskra. Cette étude montre que la température de l'eau chaude produite est dans l'intervalle de température de fonctionnement de ces systèmes (55°C-80°C) et que la température assure par les capteurs solaires peut satisfaire les besoins en énergie pour la déshumidification dans les systèmes de refroidissement par dessiccation avec une large bande de débit d'air.[29]
- ❖ **LABED et al (2015)**: ont étudié la faisabilité des systèmes de refroidissement par dessiccation solaire dans le sud de l'Algérie. Une étude expérimentale a été menée sur des capteurs plans pour estimer la chaleur fournie dans le but de l'utiliser pour les applications de refroidissement par dessiccation solide et leur faisabilité dans le sud de l'Algérie. La température atteinte par les capteurs dans une large bande de débit d'air peut satisfaire les besoins en énergie pour la régénération de la roue dessiccante.[30]
- ❖ **HATRAF et al (2015)**: ont étudié l'influence de différents paramètres comme le taux de déshumidification, la température de génération l'efficacité de l'échangeur rotatif et de l'humidificateur sur les performances d'un système à dessiccation solide en utilisant le logiciel TRNSYS. Le système peut être une alternative prometteuse aux systèmes de climatisation conventionnels pour les climats à forte charge latente. Il montré également qu'un tel système a prouvé son efficacité pour diminuer la zone d'inconfort en réduisant la teneur en eau dans l'air.[31]
- ❖ **BENNOUI et al (2015)**: ont étudié deux systèmes de climatisation solaires. Le système de refroidissement solaire par absorption et refroidissement solaire par dessiccation. Etudes réalisées sous trois différents climats du territoire algérien ; chaud et humide, chaud et modéré et chaud et sec. Les résultats ont montré que les systèmes à dessiccation sont plus efficaces sous des climats secs en prenant en considération la consommation d'énergie, alors qu'ils jouent également un rôle dans la déshumidification sous les climats humides .[32]

- ❖ **Kerkoub et al (2016)**: ont effectué une modélisation globale des phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans un canal d'une roue à dessiccation d'un système de climatisation solaire. Ce modèle est basé sur quatre équations différentielles avec cinq variables gouvernant la température de l'air et du dessiccant, l'humidité de l'air et la teneur en eau du dessiccant. [33]
- ❖ **Merabti et al (2017)**: ont réalisés une Étude de performance du dessiccant solide alimenté par l'énergie solaire pour le refroidissement sous le climat côtier algérien Les résultats montrent que le système peut contrôler l'humidité et donc fournir des conditions de confort acceptables, confirmant qu'il pour convient aux zones humides telles que les villes côtières de notre pays.[4]

I.6.2.1. L'état de l'art de la modélisation de la roue de dessiccation :

➤ Les modèles analytiques :

- ❖ **BARLOW (1982)** : d'après la résolution des équations différentielles d'une roue à dessiccation d'une manière heuristique il été discrétisée dans la direction axiale conformément aux méthodes numériques traditionnelles. Chaque noeud axial a été traité comme un système à contre-courant entre l'air et l'écoulement de la matrice lesquels échangent chaleur et masse. [35]
- ❖ **SCHULTZ et MITCHELL (1989)** : d'après une comparaison du modèle DESSIM avec une solution de différence finie pour les déshumidificateurs à dessiccateur rotatif ils montrent que les résultats du ce modèle sont proches d'un modèle aux différences finies bien qu'il néglige le couplage local des transferts de masse et de chaleur qui se produisent dans le dessiccant. Mais le modèle s'avère plus long en temps de calcul qu'un modèle aux différences finies. [36]
- ❖ **P. STABAT (2008)** : a développé un modèle polyvalent FINUT avec un débit d'air variable, à différentes conditions de l'air en entrée et à différentes températures de régénération. Il est basé sur la méthode par analogie avec un échangeur de chaleur sensible de type rotatif. Il remplace l'humidité de l'air de la matrice et L'enthalpie par deux variables potentielles

Caractéristiques. Il montre que ce modèle se distingue par la rapidité, la facilité de paramétrage et qu'il est suffisamment précis.[37]

➤ Modèles empiriques :

- ❖ **BECCALI et al.(2003)** : ont analysé des données expérimentales pour trois types d'adsorbant. A savoir le type I (Silica Gel microporeux), type II, (LiCl) et type III (Silica Gel macroporeux) ils montrent que l'enthalpie et l'humidité relative peuvent être écrites à partir de corrélations linéaires. [38]
- ❖ **NIA et al.(2006)** : ont étudié une corrélation de la température de sortie de la roue à dessiccation en fonction des caractéristiques de la roue et les conditions d'air à l'entrée il trouve qu'il y'a une petite différence entre les résultats et la simulation . [39]

I.6.3 Etat de la climatisation en Algérie :

I.6.3.1. Les travaux réalisés :

Depuis 2013, des études seront lancées par le Centre de Recherche des Energies Renouvelables (CDER) pour s'approprier et maîtriser les techniques de refroidissement solaire et permettront de retenir le système le mieux adapté au contexte algérien. Deux projets pilotes de climatisation par machine à absorption et par machine à adsorption porteront sur la climatisation solaire de bâtiments au sud du pays. [8]

L'Unité de Développement des Equipements Solaires « l'UDES » est orientée vers la recherche appliquée en froid solaire les équipes de chercheurs se consacre à étudier et réaliser des prototypes pour la production de froid et de conditionnement d'air fonctionnant à l'énergie solaire d'origine thermique et photovoltaïque [42]



Systeme de rafraichissement par évaporation de l'équipe froid



Systeme de réfrigération solaire photovoltaïque DC/AC de l'équipe froid



Pompe à chaleur installée une école primaire



Cantine de l'école alimentée par climatisation géothermique.

Figure I. 20: Les travaux réalisés par CDER à Saida. [8]

I.7. Avantages et Inconvénients de la climatisation solaire : [40]

I.7.1. Avantages de la climatisation solaire :

Cette technique a plusieurs avantages :

- 1- La solution plus répondeur pour une climatisation propre.
- 2- Les fluides frigorigènes utilisés ne présentent pas danger pour l'environnement contrairement à celle qui utilisés dans les systèmes conventionnels.
- 3- Pouvoir fournir le plus de froid quand il fait le plus chaud, dans les périodes où le soleil est le plus disponible ; l'énergie solaire ont en phase avec les besoins en froid.
- 4- Une durée de vie plus longue. (Jusqu'à 25 ans)
- 5- Ce sont des systèmes silencieux.
- 6- Une faible consommation électrique ; De plus, ces systèmes peuvent être opérationnels avec un minimum de pièces mobiles.

I.7.2. Inconvénients de la climatisation solaire :

Cette technologie a aussi des inconvénients :

- 1- Cette technologie innovant assez chère.
- 2- Problème de l'instabilité d'éclairement solaire. Par ailleurs ces systèmes ne fonctionnent pas la nuit (sauf dispositif de stockage).
- 3- Problème d'encombrement.

Conclusion

Dans ce chapitre on a vu la climatisation solaire et les différents procédés de production de froid tel que les systèmes de compression et les systèmes à sorption. L'étude bibliographique montre que le système à dessiccation solide l'une des solutions pour éviter les problèmes climatiques provoqués par les climatiseurs conventionnels.

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

Introduction :

D'après l'étude bibliographique dans le chapitre précédent on peut passer à la modélisation des composants de la centrale de climatisation à dessiccation tel que la roue de dessiccation , l'échangeur rotatif , l'humidificateur, les ventilateurs , la batterie de chauffe avec la présentation de modèle utilisé arrivant à notre méthode de calcul à l'aide des résultats expérimentaux d'une étude faite dans « l'UDES Bousmail » et le donne du constructeur dans le but de satisfaire les conditions de confort dans un locale considéré .

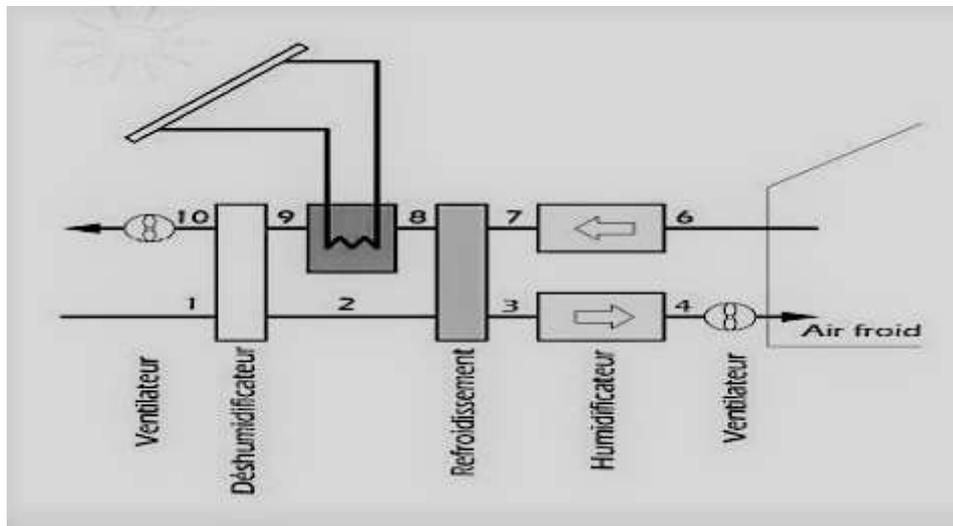


Figure II. 1: les éléments principales d'une centrale de climatisation à dessiccation solide.

II.1. Modélisation des composants de la centrale de climatisation à dessiccation solide :

II.1.1. Modélisation de la roue à dessiccation :

Cette modélisation est nécessaire pour déterminer les conditions de l'air (température et humidité) à la sortie de la roue « coté process » à l'aide de :

- Les caractéristiques de la roue utilisée (profondeur, diamètre, vitesse de rotation...);
- Les conditions de l'air à l'entrée de la roue (humidité et température);
- Les conditions de l'air de régénération;
- Le débit d'air de process et de régénération

Chapitre II : Modélisation du système à solide

II.1.1.1. Les Equations Fondamentales Des Echanges De Chaleur et de Masse :

D'après les bilans thermique et massique d'un petit élément de volume de la roue dans un secteur angulaire $d\alpha$ de la roue pour un régime établi supposé, on peut modéliser la roue dessiccante.

Les hypothèses simplificatrices sont les suivants (la **Figure II.2** montre le canal élémentaire de la roue) [49]:

- La conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale z sont négligeables ; Régime stationnaire
- Il n'y a pas de gradient de température et d'humidité dans la direction radiale r .
- La diffusion et la capillarité sont négligeables selon z .
- La sorption est supposée sans hystérésis.
- La chute de pression dans la roue ne modifie pas significativement les grandeurs relatives à l'air humide.
- Les conditions de l'air sont spatialement uniformes à l'entrée de la roue (coté régénération et process).
- Les canaux ont tous la même géométrie.
- Les propriétés thermo-physiques de l'air, de l'eau et de la matrice sont constantes.

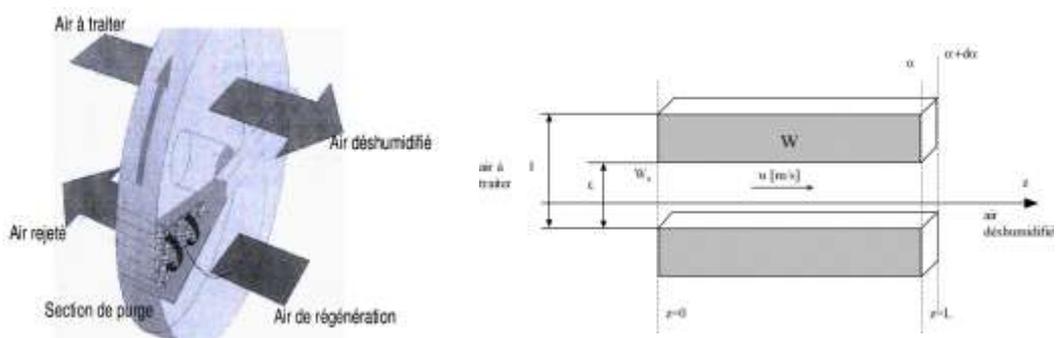


Figure II. 2: Représentation d'un canal élémentaire de la roue [49]

Chapitre II : Modélisation du système à solide

L'équation de conservation de masse exprime l'égalité entre la masse d'eau adsorbée par le dessiccant par unité de temps et la masse d'eau perdue par la masse d'air par unité de temps [47] elle s'écrit :

$$M_d \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{1}{v_a} V \varepsilon \left(\frac{\partial w_a}{\partial t} + u \frac{\partial w_a}{\partial z} \right) = 0 \quad (II.1)$$

L'équation (II.1) peut être simplifiée en :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial w_a}{\partial \tau} + \frac{\partial w_a}{\partial x} = 0 \quad (II.2)$$

Avec :

$$\tau = \frac{\dot{m}_a t}{M_d} = \frac{\dot{m}_a}{M_d (2\pi / T_{rot})} \alpha \quad (II.3)$$

$$\Gamma = \frac{V \cdot \varepsilon}{M_d v_a} \quad (II.4)$$

$$x = \frac{z}{L} \quad (II.5)$$

L'équation de transfert de masse sera :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{h_m \cdot S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq}) \quad (II.6)$$

L'équation de conservation de l'énergie, exprime l'égalité entre l'enthalpie gagnée (ou perdue) par le dessiccant et celle de l'air passant dans le canal par unité de temps [47] elle donnée par :

$$M_d \frac{\partial h_d}{\partial t} + \frac{1}{v_a} V \varepsilon \left(\frac{\partial h_a}{\partial t} + u \frac{\partial h_a}{\partial z} \right) = 0 \quad (II.7)$$

En la réduisant comme précédemment on obtient :

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0 \quad (II.8)$$

L'équation de transfert d'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq}) (h_{fg} + C_{pv} T_a) + \frac{h_c S}{\dot{m}_a} (T_a - T_d) \quad (II :9)$$

Donc on a arrivé à un système de 4 équations différentielles hyperboliques couplées :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial w_a}{\partial \tau} + \frac{\partial w_a}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq})$$

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq}) (h_{fg} + C_{pv} T_a) + \frac{h_c S}{\dot{m}_a} (T_a - T_d)$$

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0$$

Pour les résoudre plusieurs méthodes ont été développées ; le choix du modèle à utiliser dont répondre aux critères suivants :

- ✓ Facilité de paramétrage.
- ✓ Rapidité de calcul.
- ✓ Représentativité du modèle.
- ✓ La précision.
- ✓ La polyvalence.

Pour satisfaire ces critères on a besoin d'un modèle analogue c'est bien le modèle de STABA; L'approche utilisée dans ce modèle prend en considération le fonctionnement à différentes conditions de l'air en entrée et à différentes températures de régénération. L'enthalpie et l'humidité de l'air de la matrice sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentielles caractéristiques F1 et F2.

D'après la reformulation des équations de système et les simplifications :

- On peut approximer la première fonction potentielle par une isenthalpe :

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{h}_a = \mathbf{c}_{pa} T_a + \mathbf{w}_a (\mathbf{h}_{fg} + \mathbf{c}_{pv} T_a) \quad (II.10)$$

- on peut approximer alors la seconde iso-potentielle à une iso-humidité relative :

$$\mathbf{F}_2 = \frac{T_a^{1.5}}{6360} + 1, 1, \mathbf{w}_a^{0.08} \quad (II.1)$$

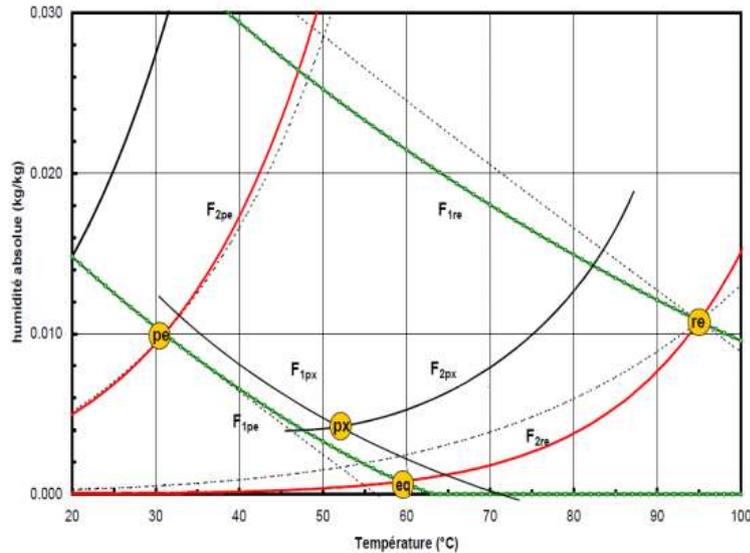


Figure II. 3: Evolution de l'air traversant la roue dans le diagramme de l'air[50].

II.1.2. Modélisation de l'échangeur de chaleur rotatif :

Un échangeur rotatif non hygroscopique est une roue à structure en nid d'abeille à travers laquelle passent deux flux d'air de sens opposé produisant un échange sensible entre eux. La configuration de la roue est assimilée à un échangeur à contrecourant dans laquelle des coefficients de correction sont introduits pour prendre en considération la rotation de la roue.

une corrélation empirique de l'efficacité des échangeurs rotatifs sensibles a été proposé par KAYS à partir des échangeurs contre-courant.

$$\varepsilon = \varepsilon_{cc} \left(1 - \frac{1}{9(C_r^*)^{1.93}} \right) \quad (II.12)$$

Où :

ε : est l'efficacité de l'échangeur rotatif

ε_{cc} : est l'efficacité de l'échangeur à contrecourant

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{M \cdot c_m \cdot N_e}{C_{min}} \quad (II.13)$$

Augmenter la vitesse de la roue implique une augmentation de C_r^* , et de ce fait l'efficacité de la roue se rapproche de celle d'un échangeur à contrecourant.

Pour calculer l'efficacité de l'échangeur, il faut calculer celle de l'échangeur à contrecourant associé c'est-à-dire le NUT_{cc} soit les coefficients d'échange globaux pour

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

Différents débits. On se base sur les données du constructeur pour calculer les coefficients d'échange pour un point nominal pour trouver la corrélation convenable pour déduire les coefficients d'échange à différents débits.

II.1.2.1. Calcul des coefficients d'échange :

En partant de l'efficacité à ce point nominal, on va déterminer les coefficients d'échange. Pour un échangeur à contrecourant, on peut écrire :

$$NUT_{cc} = \frac{\varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \quad (II.14)$$

En exprimant l'efficacité par son expression à l'aide de la relation (II.12) on peut calculer le nombre d'unités de transfert NUT_{cc} .

D'autre part on peut écrire :

$$NUT_{cc} = \frac{1}{C_{min}} \left(\frac{1}{h_n A_n} + \frac{1}{h_r A_r} \right)^{-1} \quad (II.15)$$

Comme les débits capacitifs du côté air neuf et air de régénération sont les mêmes on peut supposer que les coefficients d'échange des deux côtés sont identiques à h on écrit alors :

$$NUT_{cc} = \frac{h.A}{C_{min}} (f(1-f)) \quad (II.16)$$

Avec A la surface d'échange totale de la roue et f la fraction de la roue en contact avec l'air rejeté.

Le coefficient d'échange peut alors être écrit :

$$h.A = \frac{C_{min}}{f(1-f)} NUT_{cc} \quad (II.17)$$

D'où on en déduit les coefficients d'échange globaux :

$$(U_n A_n) = h.A.(1-f) \quad (II.18)$$

$$(U_n A_n) = h.A.f \quad (II.1)$$

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

Il s'agit maintenant de déterminer le nombre d'unités de transfert dans des conditions non nominales. Or les canaux où passe l'air peuvent être assimilés à des tubes et la corrélation de DITTUS-BOELTER peut être utilisée [51]:

$$Nu = 0.023. Re^{0.8}. Pr^{0.4} \quad (II.20)$$

Nu : étant le nombre adimensionnel de Nusselt.

$$Nu = \frac{d_i \cdot h}{\lambda_a} \quad (II.21)$$

Et Re le nombre adimensionnel de Reynolds

$$Re = \frac{4 \cdot m \cdot d}{n \cdot f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \mu} \quad (II.22)$$

Pr est le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu \cdot (Cp_a + w \cdot Cp_v)}{\lambda} \quad (II.23)$$

Le débit intervient seulement dans l'expression du nombre de Reynolds, donc en changeant de débit, on obtient les coefficients d'échange suivants :

$$NUT_{cc} = \frac{1}{C_{min}} \left(\frac{1}{h_n A_n} + \frac{1}{h_r A_r} \right)^{-1} \quad (II.24)$$

D'où l'efficacité de l'échangeur à contrecourant :

$$\epsilon_{cc} = \frac{1 - \exp[-NUT_{cc} \cdot (1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NUT_{cc} \cdot (1 - C^*)]} \quad \text{Si } C^* < 1 \quad (II.25)$$

$$\epsilon_{cc} = \frac{1 + NUT_{cc}}{NUT_{cc}} \quad \text{Si } C^* = 1 \quad (II.26)$$

Avec :

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (II.27)$$

II.1.3. Modélisation des humidificateurs :

L'humidification par évaporation se produit à température humide constante. L'efficacité d'un humidificateur se définit comme le rapport des différences entre la température

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

d'entrée et la température de sortie, et la température d'entrée et la température sortie idéal [52].

$$\epsilon_{hum} = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{si}} = \frac{w_s - w_e}{w_m - w_e} \quad (II.26)$$

Avec :

T_{si} : température de sortie idéal.

w_m : l'humidité spécifique maximal (kg/kgas).

w_s : l'humidité spécifique sortie humidificateur (kg/kgas).

w_e : l'humidité spécifique entrer humidificateur (kg/kgas).

La consommation d'eau se calcule comme suit :

$$Q_{eau} = \frac{\dot{m}_a (w_s - w_e)}{1 - \eta_{dec}} \quad (II.28)$$

η_{dec} : est le coefficient de perte par déconcentration éventuelle.

II.1.4. Modélisation des ventilateurs :

Les ventilateurs sont supposés travailler à débit variable, mais à efficacité moyenne constante. La puissance consommée par un ventilateur est exprimée ainsi :

$$P_{vent} = \frac{\Delta P \cdot \dot{q}_v}{\epsilon_{tot}} \quad (II.29)$$

Avec :

P_{vent} : Puissance du ventilateur [W]

ΔP : Chute de pression à vaincre [Pa] .

\dot{q}_v : Débit volumique [$m^3 \cdot s^{-1}$]

$$\epsilon_{tot} = \epsilon_{vent,1} \cdot \epsilon_{vent,2} \quad (II.30)$$

L'efficacité totale est le produit de l'efficacité du moteur et de l'efficacité des pales. Le reste de l'énergie est transformée en chaleur. On considère que le moteur est situé en dehors de la gaine d'air, l'échauffement de l'air soufflé s'exprime donc ainsi :

$$\Delta T = \frac{\Delta P \cdot \dot{q}_v}{1000 \cdot \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (\epsilon_{tot} / \epsilon_{vent,2})} \quad (II.31)$$

II.1.5. Modélisation de la batterie de régénération :

L'air de régénération doit avoir l'énergie nécessaire pour régénérer la roue à dessiccation, pour cela nous le chauffons dans une batterie de régénération avant son entrée dans la roue

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

dessiccante. Cette batterie est un échangeur de chaleur à contrecourant air-eau, sa modélisation se fait de la même méthode que l'échangeur rotatif.

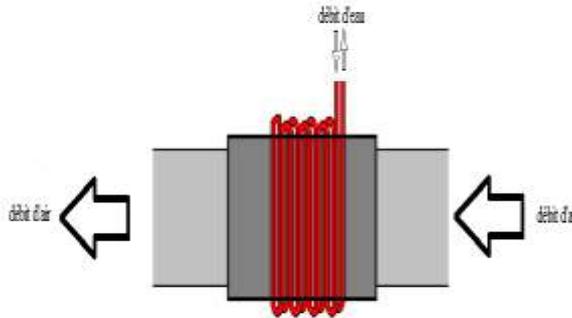


Figure II. 4: Schéma de la batterie de régénération

II.1.6 Modélisation des capteurs plans :

La modélisation est basée sur le bilan d'énergie sur un capteur solaire plan. Pour faire la modélisation des capteurs plans on suppose que :

- Régime permanent.
- On néglige la résistance de contact tube-ailette.
- Le système est assimilé à un ensemble de tubes à ailettes.
- Le dos du capteur est à la température ambiante (bonne isolation).
- On néglige l'absorptivité et la résistance du vitrage.
- Les températures du vitrage et de la plaque sont uniformes.
- On assimile la voûte céleste à un corps noir.
- Le rayonnement diffus ciel est isotrope.
- On néglige l'effet de bord.
- Epaisseur de l'isolant est uniforme.
- La surface de l'absorbeur est égale à celle de la vitre.
- On néglige la conduction dans le vitrage et la plaque

En régime permanent, un bilan d'énergie sur un volume de contrôle représenté par les limites du capteur permet d'écrire (modèle de Hottel, Woertz et Bliss dit modèle HWB) :

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p \quad (\text{II.32})$$

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

Avec :

\dot{Q}_a : Eclairement solaire absorbé par la plaque

\dot{Q}_p : Puissance thermique cédée à l'environnement

\dot{Q}_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur

Les pertes globales sont données par [53]:

$$\dot{Q}_p = A_c U_g (T_p - T_a) \quad (\text{II.33})$$

Avec :

A_c : La surface de capteur

T_p : La température de la plaque

T_a : La température ambiante

U_g : Coefficient des pertes globales

Nous avons aussi [53] :

$$\dot{Q}_u = A [Fr(\tau\alpha)_e I_g - Fr U_g (T_e - T_a)] \quad (\text{II.34})$$

Avec :

A : La surface de captation

I_g : L'éclairement global reçu par le capteur

T_e : Température de l'eau à l'entrée du capteur

Les produits $Fr(\tau\alpha)_e$ et $Fr U_g$ représentent les paramètres caractéristiques des capteurs solaires plans. Ces caractéristiques, fournies par les constructeurs, sont établies par des labos selon des normes ou standards établis à cet effet (ASHRAE, NBS, Normes Européennes...).

Le rendement d'un capteur plan donc dépend des conditions extérieures (éclairement et température), nous avons :

$$\eta = Fr(\tau\alpha)_e - Fr U_g \frac{T_e - T_a}{I_g} \quad (\text{II.35})$$

Ou encore [54]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A I_g} \quad (\text{II.36})$$

II.2. Coefficient de performance thermique :

Le coefficient de performance thermique est donné par la relation :

$$COP_{th} = \frac{h_6 - h_3}{h_9 - h_8} \quad (II.37)$$

Avec h_i est l'enthalpie spécifique de chaque point (figure II.1).

II.3. Méthode de travail :

- Le constructeur donne les caractéristiques de la roue et l'échangeur (Figures II.5 et II.6 représentent les courbes des efficacités de la roue et de l'échangeur rotatif):

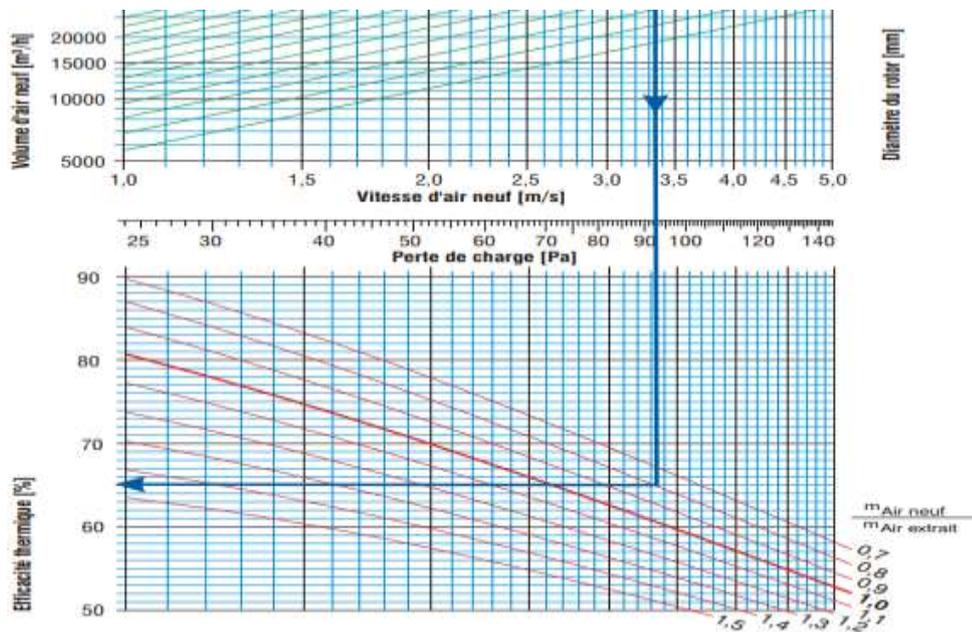


Figure II. 5: les courbes d'efficacité de la roue données par le constructeur.

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

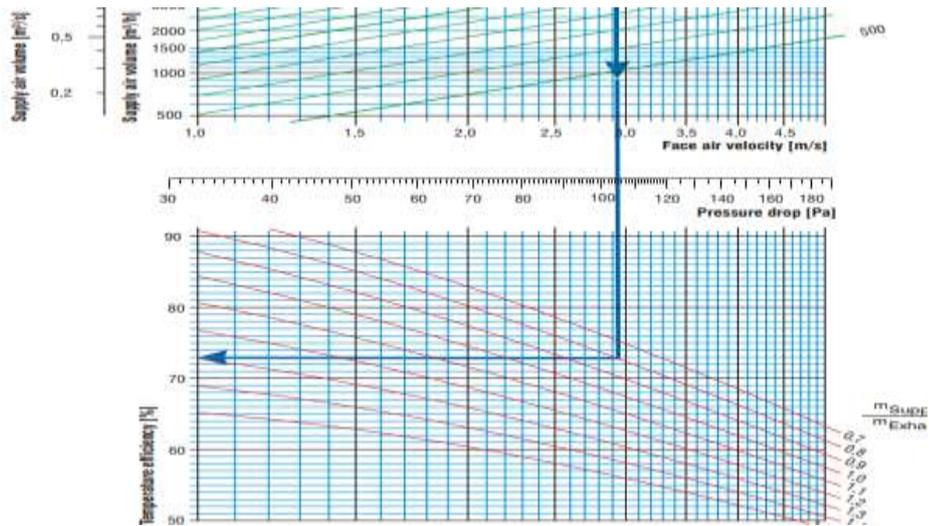


Figure II. 6: les courbes d'efficacité de l'échangeur rotatif donnent par le constructeur.

Pour lire les valeurs des efficacités de la roue et l'échangeur on fait la projection du point d'intersection entre le débit et le diamètre qui on a sur les courbes des efficacités à l'aide de rapport de débit d'air neuf sur débit d'air extrait.

- On a des résultats expérimentaux « efficacité de la roue »

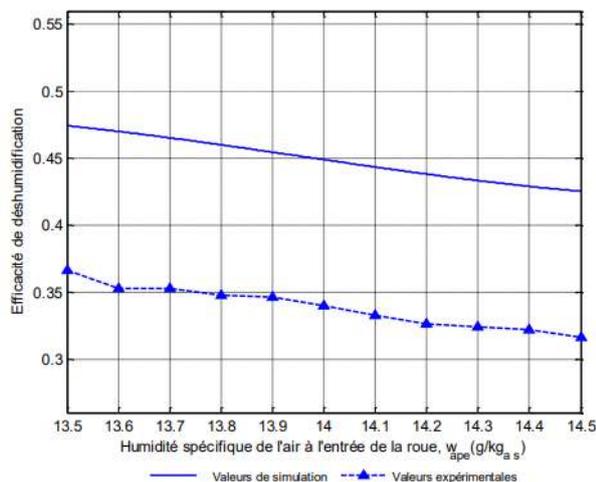


Figure II. 7: résultats expérimentaux de l'efficacité de la roue « UDES bousmail » [14]

On s'intéresse dans notre travail à les efficacités des composants roue et échangeur pour cela nous avons procédé à la comparaison entre les valeurs donne par le constructeur et les valeurs expérimentales données par [14] :

- ✓ Pour un débit 330 m³/h l'expérimentale donne $\epsilon_{roue}=0.37$

Chapitre II : Modélisation du système à dessiccation solide

- ✓ Pour un débit 330 m³/h le constructeur donne $\epsilon_{roue}=0.78$ et $\epsilon_{ech}=0.82$.
On explique l'écart entre les valeurs de constructeur et expérimentales d'efficacité de la roue par :
 - L'absence d'isolation de système.
 - Les erreurs de mesures.

A cause de cette différence pour l'efficacité de la roue ;pour l'échangeur on a pas des valeurs expérimentales on va travailler avec les données du constructeur par la suite (les calculs de chapitre III).

II.3.1. Les Efficacités :

D'une manière générale on définit l'efficacité de chaque composant par l'écart mesuré à l'écart maximum :

- ✓ L'efficacité de la roue : $\epsilon_{roue} = \frac{w_1 - w_2}{w_1 - w_{min}}$
- ✓ L'efficacité de l'échangeur : $\epsilon_{ech} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_7}$
- ✓ L'efficacité de l'humidificateur : $\epsilon_{ech} = \frac{w_4 - w_3}{w_{max} - w_3}$

Avec w_i et T_i sont respectivement l'humidité et la température au point i (**Figure II.1**)

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait la modélisation des différents composants du système, ensuite nous avons effectués une comparaison entre les résultats expérimentaux obtenus à l'UDES et les données du constructeur, afin de choisir les efficacités de la roue et de l'échangeur qui ont été utilisées par la suite.

Chapitre III : dimensionnement et simulation

Introduction :

Dans le chapitre précédent on a développé la modélisation a système de climatisation à dessiccation solide qui nous permet maintenant de faire le dimensionnement du système puis une simulation pour deux site déférents. Un milieu côtier et un autre saharien à l'aide du diagramme de l'air et du MATLAB et terminer par la discussion et l'interprétation des résultats obtenus.

III.1. Dimensionnement :

Dans cette partie on va dimensionner le système dessicant pour les deux sites Bousmail et Tamanrasset après détermination des apports conformément aux recommandation du Document Technique Règlementaire pour l'Algérie.

III.1.1. Présentation du site :

III.1.1.1. Site de Bousmail :

« Bou Ismail, Tipaza » est en effet une région côtière située au nord de l'Algérie à l'ouest d'Alger avec une latitude de $36,64^\circ$ au nord, une longitude de $2,70$ est et une altitude de 55 m. La région de Bou Ismail est localisée dans la zone climatique A. [54]

❖ Condition de Base Externe : [14]

Le traitement des données obtenues à partir de la station météo de l'UDES, montre que pour le site de Bou Ismail et pour la période d'été les conditions de base moyenne sont :

- Température sèche : $T_a = 31,72$ °C.
- Humidité absolue : $w_a \approx 17,4$ g/kgas.

III.1.1.2. Site de Tamanrasset : [54]

Tamanrasset est une région saharien située au sud de l'Algérie avec une latitude de $22,78^\circ$ une longitude de 5.52 et une altitude de 1400 m il est localisée dans la zone climatique D.

❖ Condition de Base Externe :

D'après le document technique réglementaire on prend :

- Température sèche : $T_a = 44$ °C
- Humidité absolue : $w_a = 6.5$ g/kgas

III.1.1.3. Les conditions de confort thermique :

Les conditions de confort thermique humain pour la période estivale recommandées sont [86] :

- $T_i = 24\text{ °C}$
- $\varphi_i = 50\%$
- $w_i = 9,37\text{ g/Kgas}$

Pour notre travail le local est supposé maintenu à ces conditions de confort thermique

III.1.2. Bilan Thermique :

Le système est destiné à être installé pour rafraîchir un bureau de 10 m² la Figure III.1 représente le plan du bureau considéré pour l'étude. Il s'agit d'un local situé au premier étage de l'UDES et dont une des façades est équipée d'une baie vitrée et une seconde d'une fenêtre vitrée orientée nord-ouest ; d'après le DTR algérien on détermine la charge du local.

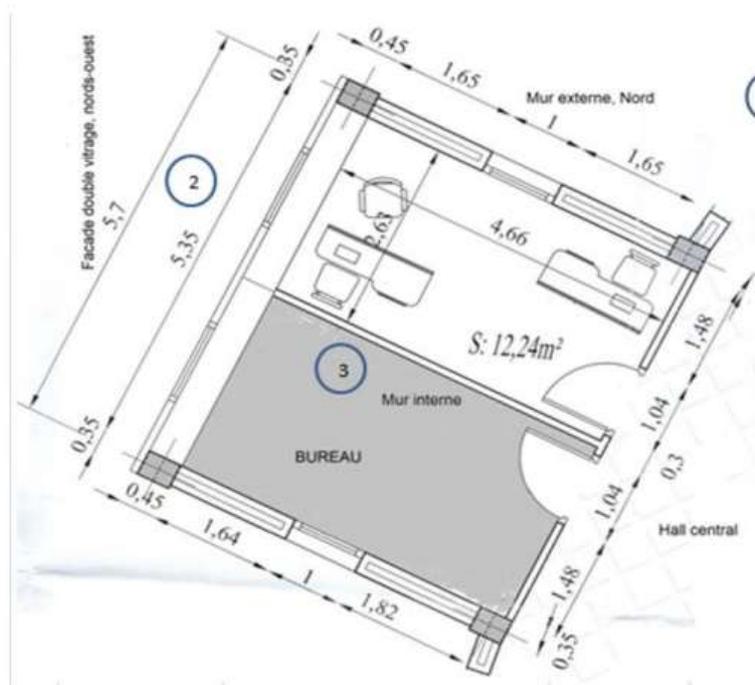


Figure III. 1: Vue en plan de locale considéré.[14]

III.1.2.1. Calcul des gains :

Les gains calorifiques sensibles A_s et latents A_l sont donnés par :

$$A_s = A_{PO} + A_V + A_{I_s} + A_{IN F_s} \quad (\text{III.1})$$

$$A_i = A_{I_s} + A_{INF_i} \quad (III.2)$$

Avec :

- APO (en W) représente les gains par les parois opaques
- AV (en W) représente les gains à travers les parois vitrées
- A_{I_s} et A_{I_l} (en W) représentent les parties sensibles et latentes des gains internes
- A_{INF_s} et A_{INF_l} (en W) représentent les parties sensibles et latentes des gains dus aux infiltrations d'air

Tableau III. 1: gains calorifiques pour les deux sites

Les gains	Bousmail	Tamanrasset
A travers les parois opaques[W]	633.0288	1641.3
A travers les parois vitrées[W]	1953.7	2296.4
Les gains internes[W]	1000	1000
Les gains dus aux infiltrations et renouvellement d'air[W]	238.1141	111.0835
Total[W]	3739.2	5038.7

➤ On peut écrire les gains sous la forme : $\sum \text{gains} = A + B(T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$ (III.3)

✓ Pour le site de Bousmail : $\sum \text{gains} = 2948.1 + 102.4705 * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$ (III.4)

✓ Pour le site de Tamanrasset : $\sum \text{gains} = 2988 + 102.5347 * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$ (III.5)

Avec :

T_{ext} : Température extérieur.

T_{int} : Température intérieur.

III.1.3. Détermination du débit optimum :

Dans cette partie on a varié le débit jusqu'à arriver à la température désirée à l'intérieur de local

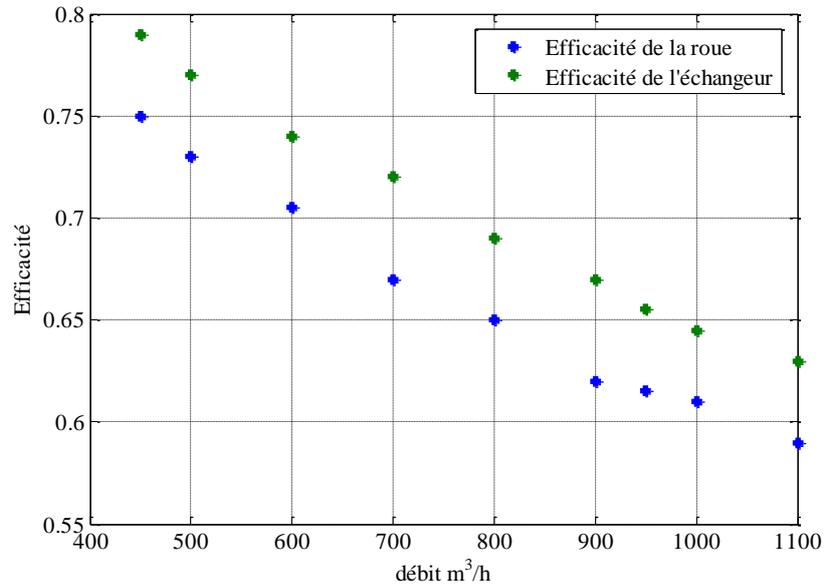


Figure III.2: variation de l'efficacité de la roue et de l'échangeur en fonction de débit.

La figure III.2 montre la variation de l'efficacité de la roue et de l'échangeur en fonction de débit. Selon cette figure l'efficacité de la roue et de l'échangeur diminuent linéairement avec l'augmentation du débit d'air.

Pour arriver à la température de confort à l'intérieur de locale il faut vérifier l'équation suivant :

$$m \cdot C_p (T_s - T_{int}) = A + B(T_{ext} - T_{int}) \quad (III.6)$$

Donc :

$$T_{int} = \frac{A - m \cdot C_p T_s + B T_{ext}}{B - m \cdot C_p} \quad (III.7)$$

Avec :

m : le débit d'air .

C_p : la capacité calorifique de l'air 1005 J/kg.k.

T_s : Température de soufflage à l'intérieur du local

Dans l'équation (III.7) il faut noter que les efficacités respectives de la roue et de l'échangeur sont fonction du débit. Ainsi la température de soufflage est fonction du débit pour déterminer le débit optimum il faut donc tracer la courbe représentant la variation de la température interne en fonction du débit.

III.1.3.1. Site de Tamanrasset :

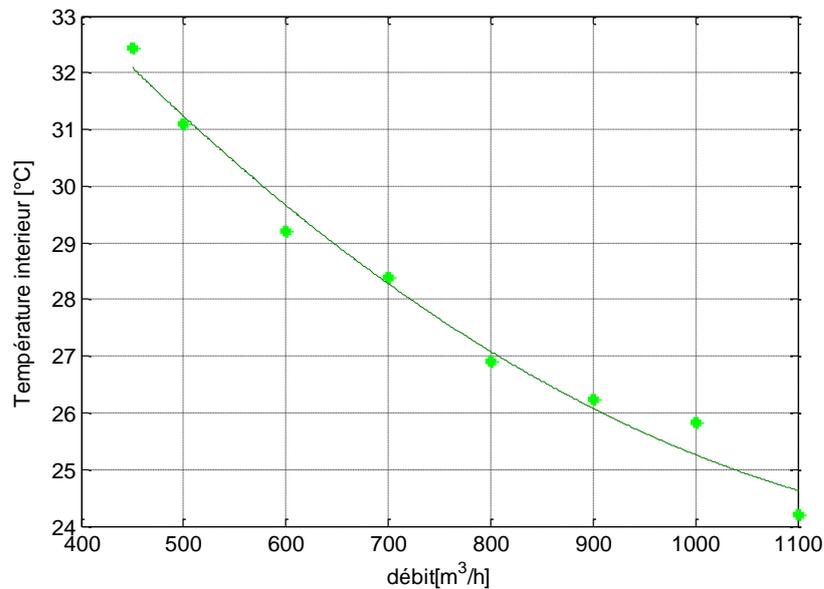


Figure III. 3: Variation de la température intérieure en fonction du débit à Tamanrasset.

La figure III.3 montre la variation de la température intérieure en fonction du débit à Tamanrasset. On remarque que la température à l'intérieur du local diminue de façon asymptotique avec l'augmentation du débit. Comme la différence de température au soufflage et également du débit nous retiendront la valeur de 1100 m³/h. donc ce système est rentable pour cette région.

D'après l'ajustement des points on trouve que la courbe de la température admet une équation de 2^{ème} degré :

$$T_{int} = 9.43 \cdot 10^{-6} \dot{m}^2 - 0.026 \dot{m} + 41.92 \quad (III.8)$$

III.1.3.1. Site de Bousmail :

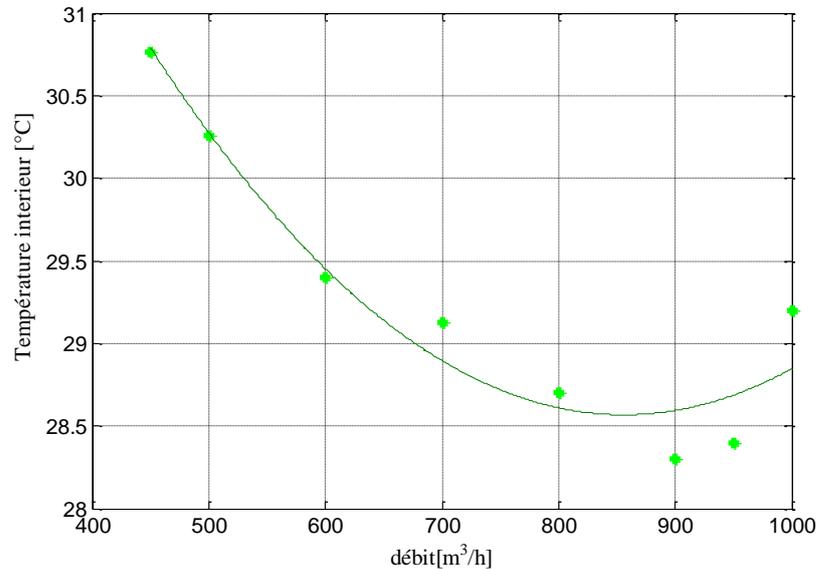


Figure III. 4: variation de la température intérieure en fonction de débit à Bousmail.

La figure III.4 montre la variation de la température intérieure en fonction de débit à Bousmail. On remarque que la température à l'intérieur du local diminue avec l'augmentation du débit jusqu'à un débit optimum de $\dot{m} = 900 \text{ m}^3/\text{h}$ qui donne une température minimale de $T_{\text{int}}=28.3^\circ\text{C}$. La figure montre qu'après la valeur de $\dot{m} = 900 \text{ m}^3/\text{h}$ la température à l'intérieur augmente on peut conclure que cette configuration de système n'est pas rentable pour cette région.

D'après l'ajustement des points on trouve que la température intérieure pour le site de Bousmail aussi admet une équation de 2^{ème} degré :

$$T_{\text{int}} = 1.34 \cdot 10^{-5} m^2 - 0.023 m + 38.44 \quad (\text{III.9})$$

III.1.4.les configurations proposées :

Comme la configuration précède n'est pas rentable pour le site de Bousmail on peut proposer d'autres configurations.

III.1.4.1. Effet d'un échangeur contrecourant :

Dans cette configuration on ajoute un échangeur contrecourant avant la roue dessiccante avec une efficacité de 70% qui donne une température intérieure $T_{\text{int}}=23.9^\circ\text{C}$. En gardant la même valeur de débit optimum ; l'échangeur utilisé est alimenté par l'eau de robinet à (T

moyenne annuelle) $T_{\text{moy}}=17^{\circ}\text{C}$ le cycle de la configuration est présente sur le diagramme de l'air (figure III.5)

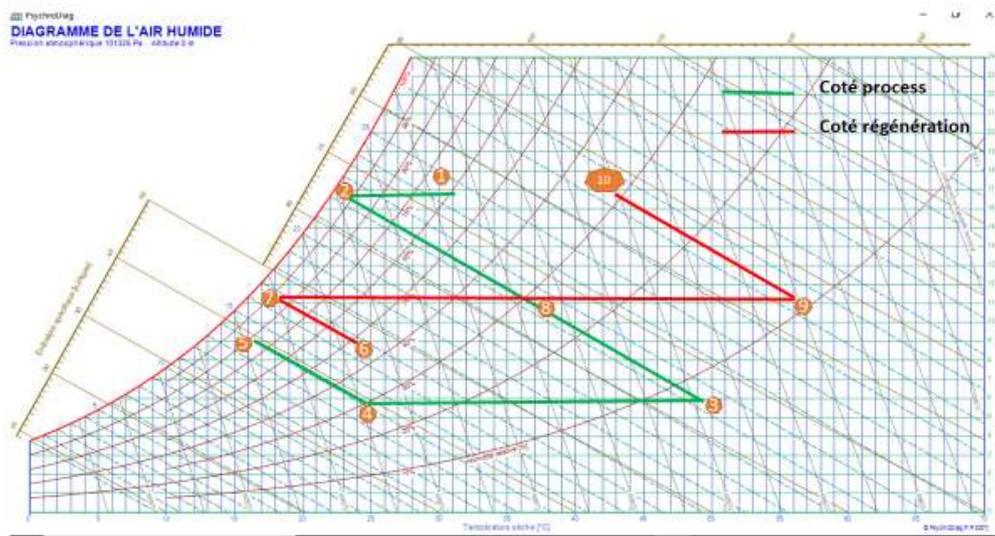


Figure III. 5: Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point Du système

III.1.4.2. Un système double effet avec un seul humidificateur :

Dans cette configuration on utilise un système à double effet composé de deux roues avec une efficacité $\varepsilon_{r1}=48\%$ et $\varepsilon_{r2}=44\%$, deux échangeurs avec $\varepsilon_{ech1}=55\%$ et $\varepsilon_{ech2}=70\%$ et un humidificateur de 80% d'efficacité. Ce système, satisfait la température de confort $T_{\text{int}}=24.8^{\circ}\text{C}$; le cycle de la configuration est présenté sur le diagramme de l'air (figure III.6).

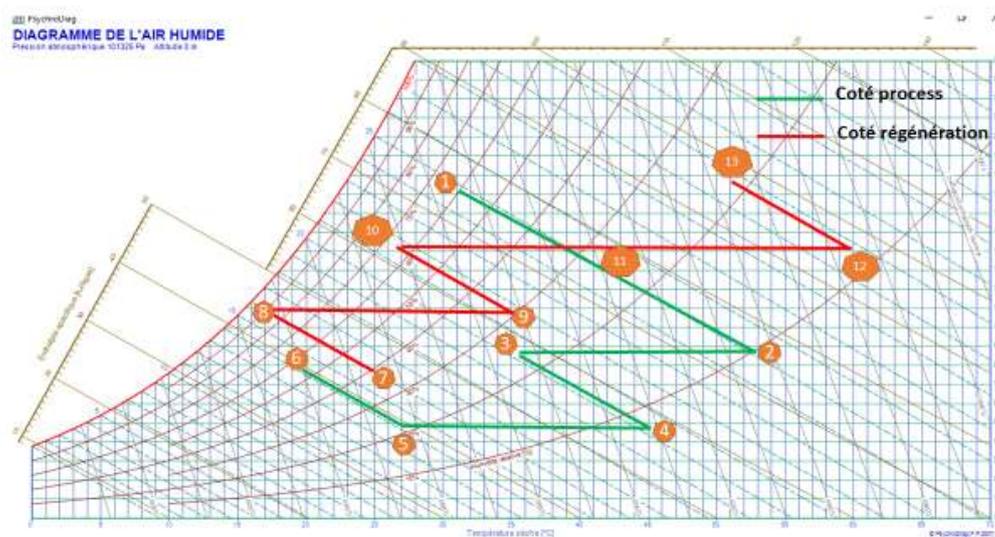


Figure III. 6: Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point Du système à double effet

III.1.4.3. Un système double effet avec une seule roue et un humidificateur :

Dans cette configuration on utilise un système à double effet composé d'une roue avec une efficacité 70% , deux échangeurs avec $\varepsilon_{ech1}=82\%$ et $\varepsilon_{r1}=44\%$ et un humidificateur de 80% d'efficacité pour satisfaire une température intérieure de $T_{int}=24.3^{\circ}\text{C}$.

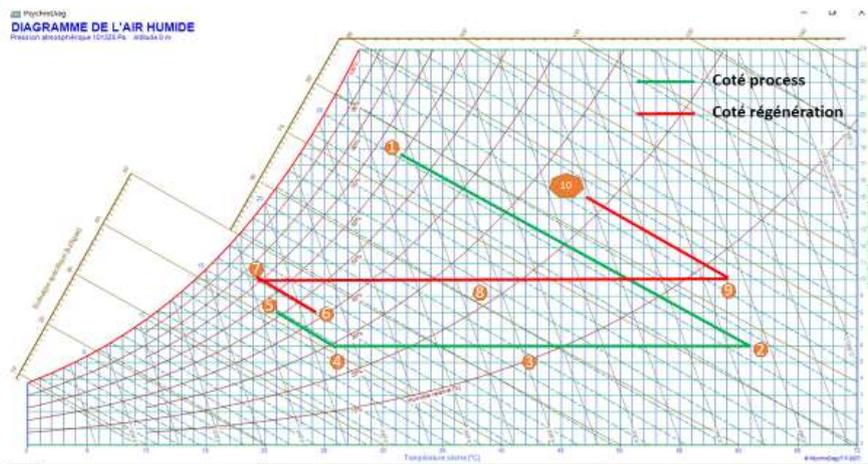


Figure III. 7: Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point Du système à double effet avec une seule roue et un humidificateur.

III.2. Simulation sans régulation :

Dans cette partie on va simuler le système pour les deux sites Tamanrasset et Alger (à cause de l'absence des données pour le site de Bousmail on prend un site qui est situé dans la même zone climatique que Bousmail). Cette simulation est une simulation sans régulation car il y'a des périodes on a pas besoin de système pendant lesquelles comme le matin et la période d'hiver et d'automne.

Pour cette simulation on a besoin de la température ambiante et l'éclairement solaire et on suppose que :

- ✓ L'humidité absolue est constante.
- ✓ La variation d'énergie interne est négligeable donc régime permanente.
- Calcul de la température ambiante :

On utilise Le modèle de LAZZARIN Dans ce modèle, la courbe représentative de la variation de la température ambiante en fonction du temps est constituée de deux parties :

-Une partie croissante ayant pour équation :

$$T = \frac{\bar{T}_{max} + \bar{T}_{min}}{2} - \frac{\bar{T}_{max} - \bar{T}_{min}}{2} \cos \left[\frac{\pi(t - t_{01})}{t_{max} - t_{01}} \right] \quad (III.10)$$

- Une partie décroissante ayant pour équation :

$$T = T_2 + (\bar{T}_{max} - T_2) \cos \left[\frac{\pi(t - t_{max})}{t_{03} - t_{max}} \right] \quad (III.11)$$

Avec :

$$T_2 = \bar{T} \frac{24}{t_{03} - t_{max}} - \frac{\bar{T}_{max} + \bar{T}_{min}}{2} \frac{t_{max} - t_{01}}{t_{03} - t_{max}} \quad (III.12)$$

Avec :

_ t_{01} Temps du lever du soleil pour le jour J

_ t_{max} correspond à l'heure la plus chaude de la journée (en général on considère que c'est 14h) .

_ t_{03} correspond au lever du soleil pour le jour (J+1).

➤ Calcul d'éclairement on utilise le modèle de capderou :

-pour le globale : **$I_g = 1080(\sinh^{1.22})$** (III.13)

-pour le diffus : **$I_d = 125(\sinh^{0.4})$** (III.14)

III.2.1. Site de Tamanrasset :

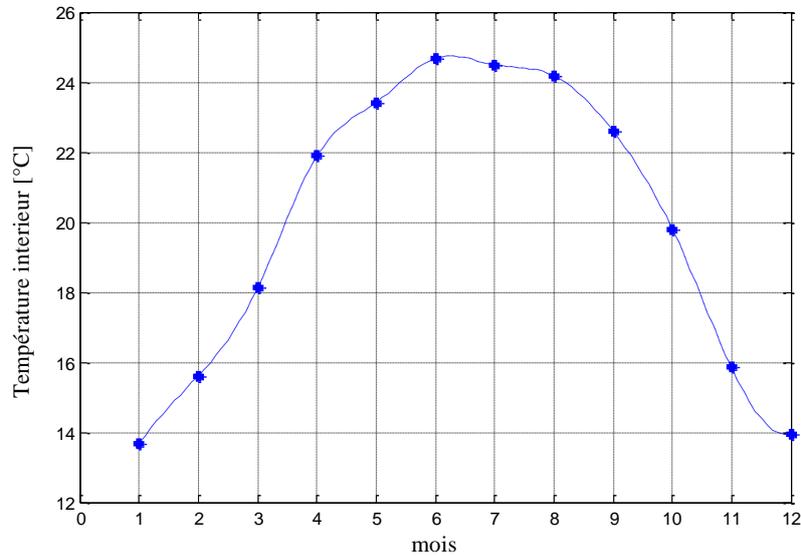


Figure III. 8: variation annuelle de la température intérieure pour le site de Tamanrasset.

La Figure III.8 représente la variation annuelle de la température intérieure pour le site de Tamanrasset ; la température à l'intérieur pour les mois de mai –août est environ 24°C ; mais pour les mois de janvier- mars et de septembre - décembre les températures sont basses donc on n'a pas besoin de système de climatisation.

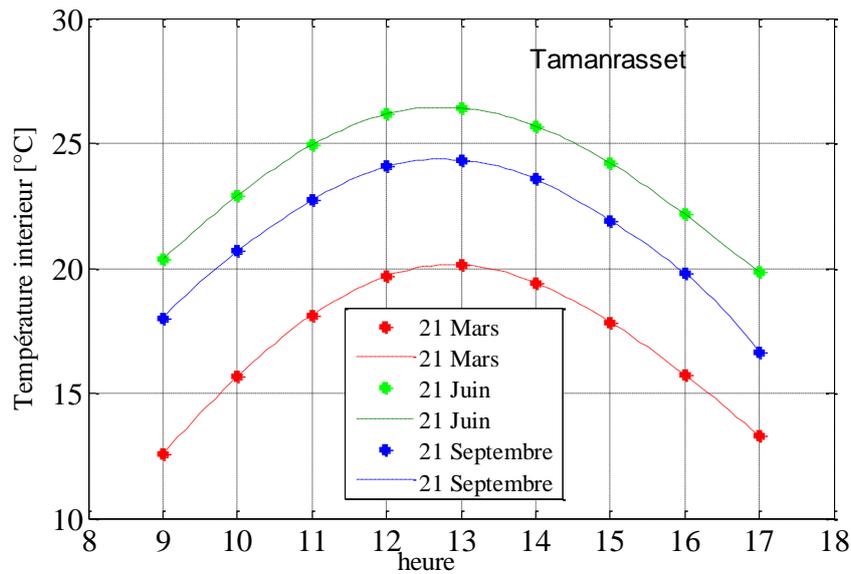


Figure III. 9: variation journalière de la température intérieure pour le site de Tamanrasset.

Chapitre III : Dimensionnement et Simulation

La Figure III.9 représente la variation journalière de la température intérieure pour le site de Tamanrasset ; on remarque une grande différence entre les températures les 21 mars et 21 septembre, ce qui signifie que température ambiante du 21 septembre est plus élevée que celle du 21 mars pour le solstice d'été le système donne une valeur maximum de $T_{int} = 26^{\circ}\text{C}$ entre 12h jusqu'à 14h, la période plus chaude dans la journée.

Pour le matin et après 16h on peut dire que n'a pas besoin d'un système de climatisation pour le 21 mars et 21 septembre par contre pour le solstice d'été comme il est une journée chaude on utilise le système entre de 10h à 16h.

III.2.2. Site d'Alger :

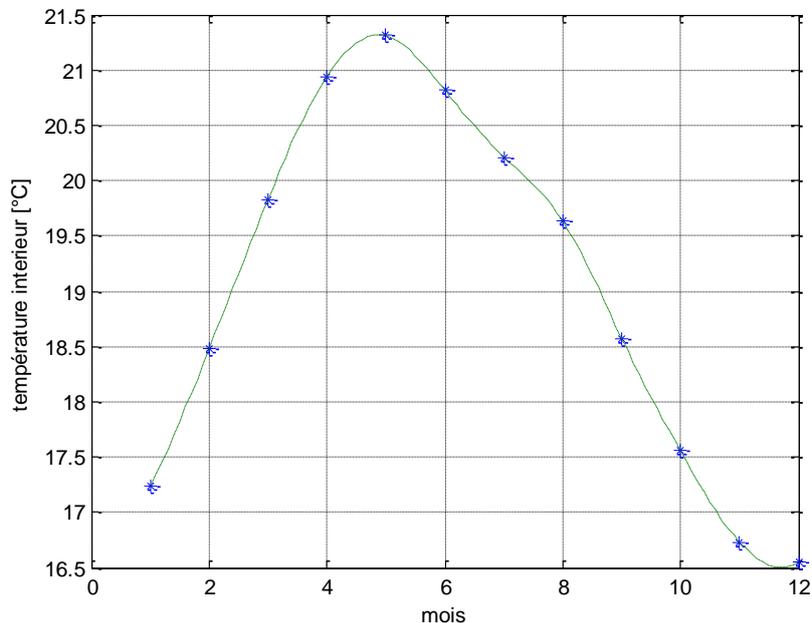


Figure III. 10: variation annuelle de la température intérieure pour le site d'Alger.

La Figure III.10 représente la variation annuelle de la température intérieure pour le site d'Alger; pour le même débit et la même efficacité 70% de l'échangeur ajouté. le système donne des températures à l'intérieures inférieur à 24°C . Le système donc est surdimensionné (efficacité de l'échangeur ajouté trop grand) .

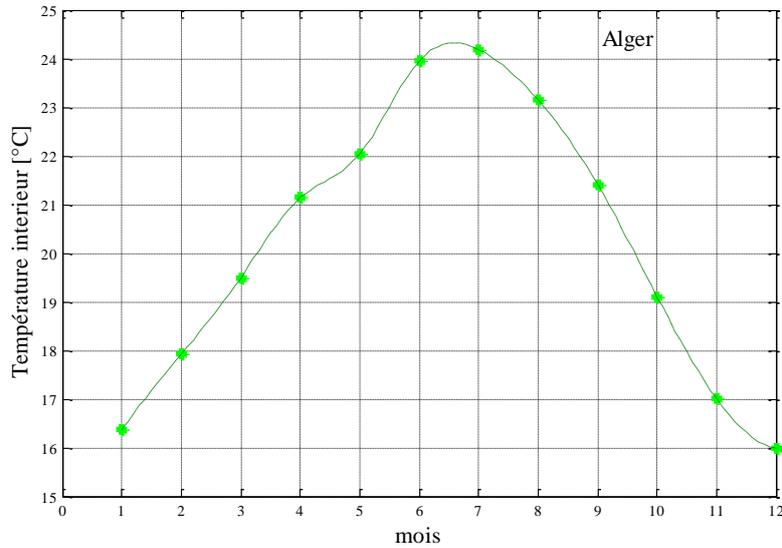


Figure III. 11: variation annuelle de la température intérieure pour l'efficacité de l'échangeur de 50% le site d'Alger.

La Figure III.11 montre la variation annuelle de la température intérieure pour l'efficacité de l'échangeur égale 50% le site d'Alger. Avec l'efficacité de l'échangeur à $\epsilon_{ech}=50\%$ ou vérifier que la température à l'intérieur entre 24°C-24.5°C durant la période chaude « juin et juillet ».

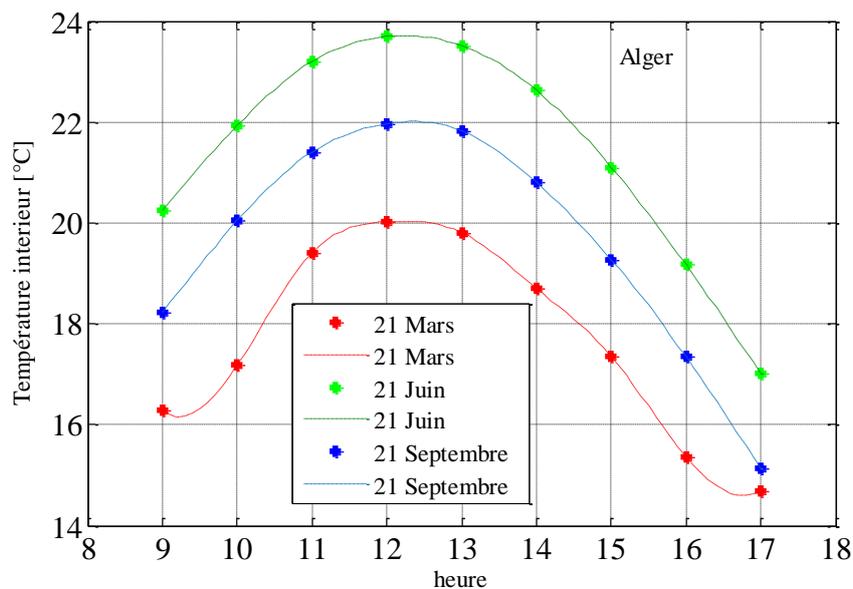


Figure III. 12: variation journalière de la température intérieure pour le site d'Alger.

Chapitre III : Dimensionnement et Simulation

La Figure III.12 représente la variation journalière de la température intérieure pour le site d'Alger ; on observe une grande différence entre les températures des mois de mars et de septembre ce qui signifie que température ambiante du mois de septembre plus est élevée que celle du moi de mars. Pour le solstice d'été le système arrive à une valeur max de 23.9°C entre 12h jusqu'à 14h la période plus chaude dans la journée pour la même efficacité de l'échangeur ajouté 50%.

Pour le matin et après 14h 30min on peut dire que on'a pas besoin d'un système de climatisation pour les mois de mars et moi de septembre et même pour la solstice d'été.

- ✓ Pour les périodes pendant lesquelles n'a pas besoin de système on peut placer un bypass avec un régulation qui mesure la valeur de la température intérieur donc on bloque le système quand la $T_{int} \leq 24^\circ\text{C}$ c.à.d passé l'air extérieur directement dans le local comme dans la période de matin et nuit et faire fonctionner le système quand $T_{int} > 24^\circ\text{C}$.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons procédé au dimensionnement et la simulation du système sous MATLAB. Le dimensionnement de l'installation a été fait pour satisfaire nos besoins de froid dans le local durant la période estivale pour deux site de climat différent Tamanrasset et Bousmail.

-pour le site de Tamanrasset le système donne de bons résultats.

-pour le site de Bousmail le système n'a pas donné des bons résultats. Ainsi nous avons ajouté un échangeur à contrecourant.

Nous poursuivi avec la simulation du système pour connaitre la variation de la température du local annuelle et journalière. Donc nous avons varié la température ambiante et l'éclairement solaire pour les deux régions Tamanrasset et Alger selon les données ONM et des modèles de la littérature

Conclusion générale

Cette étude avait pour objet l'étude et simulation d'une centrale de climatisation à dessiccation solide dans les régions de Bousmail (zone côtier), ainsi pour la région de Tamanrasset (zone saharienne). Pour cela on a commencé par une étude bibliographique sur les systèmes de production de froid et spécifiquement le système de dessiccation solide : principe de fonctionnement et les travaux qui été déjà fait dans ce domaine. Nous avons par la suite procédé à la modélisation de chaque composant de la centrale et en utilisant l'approche basé sur les efficacités des composants (la roue, l'échangeur et l'humidificateur) le système est dimensionné pour une température de confort à l'intérieur d'un bureau pour lequel on a calculé les apports thermiques pour chaque zone (climat humide « Bousmail » et climat sec « Tamanrasset »).

D'après les résultats de la simulation on déduit que ce système est rentable pour une région sèche. Par contre pour une humide on a besoin d'optimiser le système en ajoutant un échangeur à contrecourant et en proposant d'autres configurations plus compliqués ; on a terminé par une simulation sans régulation annuelle et journalière de la température intérieure pour les deux site « Tamanrasset et Alger ». Pour la régulation de température et donc de débit une des solutions possibles pas couteuse est de prévoir un by-pass de l'air traité.

References:

- [1] Intergovernmental panel on climate change. contribution of working groups i, ii and iii to the fourth assessment report. climate change, synthesis report; 2007.
- [2] International energy agency. key world energy statistics; 2012
- [3] A. allouhi a,n et al, solar driven cooling systems: an updated review b a école supérieure de technologie de fès, université sidi mohamed ben abdellah (u.s.m.b.a), morocco ,2015
- [4] Merabti et al, étude des performances d'un système de refroidissement par dessiccation solide alimenté par l'énergie solaire dans un climat côtier algérien, article scientifique,algérie,2017
- [5] Chua kian jon md raisul islam ng kim choon muhammad wakil shahzad , advances in air conditioning technologies , livre,2021
- [6] Aphornratana satha1, eames lan w.2, a small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, publication 1department of mechanical engineering, sirinthorn international institute of technology, thammasat university, et 2institute of building technology, department of architecture and building technology, the university of nottingham, university park, 1997
- [7] Hocine benfatah, etude et analyse des procédés solaire de production de froid par sorption en vue d'une réalisation d'un premier prototype à biskra, thèse de doctorat, université mohamed khider – biskra, algérie ,2020.
- [8] Kassimi yasmine, etude et simulation d'une centrale de production de froid par dessiccation solide couplée a un champ de capteurs solaires plans, mémoire de master université blida 1,algeire,2019
- [9] Les systèmes à dessiccation ;chapitre4 ;climatisation solaire ; 2009 ; actu-environnement.com
- [10] Hubert tian massa coulily, conception et réalisation d'un prototype de climatisation solaire de 5 kw froid au burkina faso, institué internationale d'ingénierie de l'eau et de l'environnement, mémoire de master ,2010
- [11] Coulson.j.m, richardson. j.f. chemical engineering, vol 3 2nd edition, (1979).
- [12] Ikhlass marzouk trifi ,étude de l'élimination du chrome vi par adsorption sur l'alumine activée par dialyse ionique croisée, thèse de doctorat, université paris-est, 2012
- [13] A. bhatia, dessiccant cooling, cour, science applications international corporation advanced energy systems division,2000
- [14] L .merabti, etude et realisation d'un systeme de refroidissement evaporatif solaire a dessiccation solide, thèse de doctorat, université blida 1,algerie ,2019
- [15] [roue dessicante - energie plus le site \(energieplus-lesite.be\)](http://energieplus-lesite.be)

- [16] Chintala, rohit, winkler, jon, et jin, xin. automated fault detection of residential air-conditioning systems using thermostat drive cycles. *energy and buildings*, 2021, vol. 236, p. 110691. [47]
- [17] Nadji nedjemeddine, étude des performances d'un capteur solaire plan à conversion thermique,mémoire de master, universite badji mokhtar annaba,2018
- [18] M.merzouk ,cour conversion thermique, université blida1,2021
- [19] Chekirou, w., "etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", université mentouri, constantine, pp 197 (2008).
- [20] A.e. kabeel et al ,energy efficient moist free air conditioning system integrated with total heat desiccant solution system mechanical ,tanta university, egypt 2019
- [21] Omar ketfi et al, feasibility study and performance evaluation of low capacity water–libr absorption cooling systems functioning in different algerian climate, university of blida 1, blida, algeria b unité de développement des équipements solaires/udes/cder, 42415 w. tipaza, algerie 2017
- [22] Cheng qing et al, analyse des performances d'un nouveau système multifonctionnel de régénération de dessiccant liquide pour système de climatisation à dessiccant liquide,chine,2017
- [23] Automated fault detection of residential air-conditioning systems using thermostat drive cycles rohit chintala a,† , jon winkler a , xin jin a anational renewable energy laboratory, 15013 denver west parkway, golden, co 80401, united states]
- [24] Gadalla et al ,évaluation des performances et optimisation transitoire du pré-refroidissement de l'air dans les systèmes de climatisation à dessiccation solide à plusieurs étages, usa,2016
- [25] Zheng et al, étude expérimentale et prédiction des performances des dessiccants composites à base de carbone pour les échangeurs de chaleur à revêtement dessicatif; advances in clean energy technologies ;2016
- [26] Muhammad et al,solid desiccant dehumidification-based air-conditioning system for agricultural storage application,theory and experiments, journals-permissions, pakistan ,2019
- [27]D.b. jani ; performance assessment of solar powered hybrid solid desiccant and dehumidification integrated thermally cooling system using trnsys;gujarat technological university (gtu), advances in clean energy technologies, india,2021
- [28] Merabti et al, revue des energies renouvelables sur «rafraichissement solaire par dessiccation», algérie , 2014

- [29] Abdel karim hadji, mémoire de fin d'études étude de la technique de rafraîchissement solaire par dessiccation solide dans la région de biskra, université de biskra, algérie ,2014
- [30] Labeled et al, "applicability of solar desiccant cooling systems in algeriansahara: experimental investigation of flat plate collectors". j. appl. eng. sci. technol, algérie, 2015 [31] hatraf et al, étude préliminaire d'un système de refroidissement par dessiccation sous les climats algériens, algérie; 2015
- [32] Bennoui et al, revue des énergies renouvelables sur étude des systèmes de refroidissement solaire sous le climat algérien, algérie, 2015
- [33] Kerkoub et al; modélisation des phénomènes de transports dans la roue de dessiccation d'un système de climatisation solaire; le 4ème séminaire international sur les énergies renouvelables; algérie; 2016
- [34] Chogueur omar, conception d'un contrôleur de température d'un système de climatisation solaire, université d'adrar, mémoire de master, 2013
- [35] Barlow, r.s., "an analysis of the adsorption process and of desiccant cooling systems – a pseudo-steady-state model for coupled heat and mass transfer", seri/tr-631-1330, solar energy research institute, golden, colorado, 1982
- [36] Schultz, k.j., mitchell, j.w., "comparison of desiccant model with a finite difference solution for rotary desiccant dehumidifiers", journal of solar energy engineering, transactions of asme, vol. 111, novembre 1989
- [37] Stabat, p., marchio, d., "heat-and-mass transfers modelled for rotary desiccant dehumidifiers", applied energy 85 128–142, 2008.
- [38] Beccali, m., guanella, r., adhikari, r.s., "simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification", international journal of energy research, vol. 27, p.17-19, 2003.
- [39] Nia, f.e., paasen, d., saidi, m.h., "modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning", energy and buildings, vol. 38, pp. 1230-1239, 2006.
- [40] Climatisation solaire à absorption, mode de fonctionnement et description des différents éléments d'une unité de climatisation solaire dans le monde : revue de littérature agnimoan constant alihonou^{1,2}, clotilde tognon guidi^{1,2}, mathias léandre vissoh¹, antoinette adjagodo³, emile a. sanya² et micheline agassounon djikpo tchibozo^{3*} ¹ laboratoire des procédés et d'innovations technologiques, institut universitaire et technologique (iut) de lokossa, bp : 133 rb, lokossa, Bénin. ² laboratory for energy and applied mechanics (IEMA/UAC), university of abomey-calavi, Bénin. ³ laboratoire des normes et de contrôle de qualités microbiologique, nutritionnelle et pharmacologique (INCQMPN), faculté des sciences et techniques (FAST), université d'abomey-calavi (UAC), 01bp : 1636 rp, cotonou, Bénin.

- [41] Zouakou,w., « stratégie de prix de l'entreprise samha», mémoire d'ingénieur en commerce et marketing, juin (2010).
- [42] Daniel champier, « généralités,applications et conception des générateurs thermoélectriques », thermoélectricité,27 au 30 octobre (2015).
- [43] Hotal h.c. ,a simple method for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres, solar energy, vol. 18 ,pp.129, pergamon press 1976
- [44] Perrin de brichambaut et vauge [w. moser and e. raschke, met. rundschau, 36, 33-41 (1983)].
- [45] Capderau m, atlas solaire de l'algerie – modèle théorique et expérimentaux, opu, mai 1988
- [46] J. hofierka and m. sùri, 'the solar radiation model for open source gis: implementation and applications', proceedings of the open source gis - grass users' conference, trento, italy, 11-13 september 2002
- [47] Thibaut vitee, le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : proposition d'une stratégie de régulation du système, thèse de doctorat, institue national des science appliqués de lyon,2007.
- [48] M. bennoui, optimisation des procédés de climatisation solaire, mémoire de magistère, université constantine i, 2013
- [49] Stabat p., modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en œuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau, thèse de doctorat, paris, ecole des mines de paris, 2003.
- [50] Stabat, p., marchio,d.,"heat-and-mass transfers modelled for rotary desiccant dehumidifiers", applied energy 85 128–142,2008.
- [51] Incropera f. p., dewitt d.p., "*fundamentals of heat and mass transfer*", 4th edition, john willey & sons, new york, 1996.]
- [52] Chadimaalouf, étude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire, thèse de doctorat, université de la rochelle, 2006.
- [53] Duffie ja, beckman wa, solar engineering of thermal processes, new jersey, john wiley & sons, inc., 2006.
- [54] Document technique règlementaire c3 c4.