الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département du Génie de la matière



Projet de Synthèse

Présenté pour l'obtention du Diplôme
De Master en Génie climatique

Spécialité : Énergie et Froid Industriel

Thème

Modélisation de la roue dessicante d'un système de rafraichissement solaire à déshydratant solide

Proposé et dirigé par :

Dr. TRIKI Zakaria

Co promoteur :

Pr.BOUAZIZ Mohamed.Nadjib

Préparé et présenté par :

M. BENSASSA Naima

M. OULD YAHIA Somia

Dédicace

Je dedis ce modeste travail à mes chères parents

pour leurs sacrifices,

et qui n'ont jamais cessé de m'encourager

Mes grands parents ; Zoulikha & Saad

que Dieu me les gardes.

Et à mes frères Oussamaet Fadhel.

Et à mes sœurs Imane, Khadidja et Houda

Et a la petit ange Zouza Hanine

et à toute la famille Messili et Mezhoud.

Et à tout mes amies:

Souma , Sousou, Donia, Yamna, Baya,

Iman, Wissam et Khadidja,.

Et spéciale dédicace à ma binome ; Amira

Et à tout ce qui j'aime et qui m'aime

Assoum

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à mes parents les plus chères,

Pour leur sacrifice, leur tendresse, pour l'amour qu'ils m'ont offert,

pour leur patience, soutien, aide et encouragements

Que Dieu les garde pour moi.

A mes cher frères et sœurs Oussama, Aymen, Adnan, Yasser, Maha

Et les petits sidali et dorsaf

A tous les membres de ma famille qui m'ont aidé et m'en

courage afin que je réalisée ce projet.

Ensuit à mes amis tout entiers

Egalement à mes professeurs et enseignants qui m'en appris

Tous les savoirs durant tout mon cursus d'études.

Amira

Remerciement

Avant tout nous tenons nos remerciements

A' notre dieu de nos avoir donné la force et le courage

A' la suite nous tenons a' remercier vivement

Mr TAMI Youcef

Notre promoteur qui a fourni des efforts énormes par ses

Informations ses conseils et ses encouragements

Nous tenons également a' remercie messieurs

Les nombres de jury pour

L'honneur qu'ils nos ont fait en acceptant de siéger a' notre soutenance

Et toutes les professeures de département de génie électrique

A tous ce furent a' un moment ou a' toute instante partie

Prenante de ce travail

Nos plus chaleureux remerciements pour tous ceux qui de prés et de loin

Ont contribué a' la réalisation de cette mémoire

ASSMA et AMIRA

Résumé :

L'objectif de ce travail est de modéliser la roue à dessiccation d'un système de rafraichissement solaire utilisant un matériau déshydratant solide à partir les équations de bilan thermique et massique .l'objectif de cette modélisation est d'obtenir les conditions d'air moyennes en sortie de la roue à partir des caractéristiques de la roue employée , les condition d'air en entrée de la roue et de la partie régénération et les débits massique d'air coté process et coté régénération.
Mots-clés: rafraichissement solaire ,déshydratant solide , roue à dessiccation ,modélisation .

Abstract:

The aim of this work is the modeling of a dessiccant wheel of a solar cooling system using solid dessiccant material from heat and mass equation balance .

The objectract of this modeling I to get the overage air condition of inlet air of the wheel and the regeneration section, the mass flow notes at process and regeneration sides.
Keywords: solar cooling, desiccant solid, desiccant wheel, modeling**.**

ملخص :

الهدف من هذا العمل هو نمذجة عجلة نظام تكيف شمسي بالتجفيف باستعمال مادة تجفيف صلبة انطلاقا من معادلات التوازن الحرارية والكتلية .

والهدف من هذه النمذجة هو الحصول على الشروط المتوسطة للهواء عند مدخل العجلة قسم التجديد بالإضافة إلى التدفق الكتلي للهواء جانب التوزيع وجانب التجديد.
الكلمات المفتاحية : التكيف الشمسي، مجفف صلب ،عجلة التجفيف ، نمذجة.

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
COP	Coefficient de performance	
Cp	Capacité calorifique	kJ/kg.k
H	Enthalpie	kJ/kg
Lv	chaleur latente	kJ/kg
m	Debit massique	kg/s
NUT	Nombre d'unités de transfert	
P	Pression	pa
Q	Quantité de chaleur chaleur	kJ/kg
SHR	Ratio de chaleur sensible	
T	Température	°C
UA	Conductance	W/K
W	Humidité spécifique	kg/kg air sec
Lettres grec		
ε	Efficacité	-
φ	humidité relative	%
Indices		
ape	entrée de l'air a la section process	
aps	sortie de l'air a la section process	
are	entrée de l'air a la section régénération	
ars	sortie de l'air a la section régénération	
atm	Atmosphérique	
ec_1	humidificateur 1	
ec_2	humidificateur 2	
eq	équilibre	
h	humide	
hx	échangeur de chaleur	
l	latente	

m	massique
p	process
r	régénération
rat	point nominale
sat	Saturation
s	Sensible
t	thermique
v	vapeur

Sommaire

Remerciement i
Dédicace ii
Résumé iii
Nomenclature iv
Sommaire v
Liste des figures vi
Introduction générale 1

Chapitre I: Généralités sur les système de climatisation solaire.

I.1. Introduction 2
I.2. Principe de fonctionnement d'un système de climatisation solaire 2
a) Avantages 3
b) Inconvénients 3
I.3.Technologies de production de froid solaire 3
I.3.1.Utilisation des cellules photovoltaïque 3
a) Les systèmes à effet Peltier 4
b) Les systèmes à compression de vapeur 4
I.3.2. Techniques basées sur un processus thermomécanique 5
I.3.3. Techniques basées sur un processus thermofrigoriques 7
a) Machines à absorption 7
b) Machines à adsorption 8
- Adsorption physique 9
- Adsorption chimique 10
- Description du mécanisme d'adsorption 10
- Avantages des machines à adsorption 10
- Inconvénients 11

I.4. Machines à dessiccation 11
I.4.1.Principe de fonctionnement 11
- Air entrant 12
- Air sortant 12

I.4.2.Avantages et inconvénients des machines à dessiccation 13
a) Les avantages 13
b) Les inconvénients 13

I.5.Conclusion 13

Chapitre II: Etat de l'art sur la modélisation de la roue dessicante

II.1. Introduction 14

II.2.Phénomène de la sorption 14

II.2.1. Les matériaux dessiccant 14

II.2.2.Types de matériaux dessicants 15

a) Les absorbants 15

b) Les adsorbants 17

- Les charbons actifs 18
- Les zéolites 18
- Les gels de silice 19
- Les alumines activées 19

II.2.3. La durée de vie des matériaux dessiccants……20

II.3. La roue dessiccante 20

II.4..Méthodes de résolution des équations 22

❖ Approche empirique 22

❖ Approche analytique 22

- Méthodes aux différences finies 23
- Méthodes heuristiques 23
- Méthode de Laplace……..24
- Méthodes par analogie 24

II.5.Conclusion 25

Chapitre III: modélisation numérique.

III.1. Introduction 26

III.2. Description du système 26

III.3. Les hypothèses du modèle……...29

III.4. Equations du modèle……29

III.4.1.Propriétés de l'air humide ……30

III.4.2. Conditions de sortie de la roue à dessiccation……..31

III.4.3.Efficacité des humidificateurs ……...32

III.4.4.les indicateurs de performances……32

Chapitre IV: résultat et recommandation.

IV.1.Introduction ……*33*

IV.2. Influence de température……*33*

IV.3. Efficacité de l'échangeur et des humidificateurs……*35*

IV.3.influence le débit de l'air……*37*

Conclusion et recommandation 38

Bibliographie .....

Annexe .....

Introduction générale

Introduction générale :

L'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid est une alternative attirante, puisque le maximum d'énergie solaire correspond généralement à celui des besoins en froid. Les technologies basées sur un processus de transformation thermodynamique sont actuellement les plus prometteuses, trois d'entre elles sont développées à un niveau commercial.[1]

Plusieurs solution de refroidissement utilisent l'énergie solaire, une source renouvelable qui présente l'avantage d'être disponible quand la demande est la plus forte. Les techniques les plus comme sont le refroidissement par absorption, par adsorption et par dessiccation. La déshumidification, réalisée par sorption, s'effectue soit à travers un dispositif sur lequel est posé un matériau dessiccant, soit dans des échangeurs dans lesquels est pulvérisée une solution dessiccant. La sorption peut donc prendre place entre un gaz et un solide, auquel cas on parle d'adsorption, soit entre un gaz et un liquide (absorption).[2]

Les systèmes de refroidissement par dessiccation ont généralement une conception qui est relativement simple, avec une consommation modérée en énergie électrique s'ils sont reliés à une source d'énergie gratuite et renouvelable comme le rayonnement solaire. Les systèmes de refroidissement par dessiccation utilisent le séchage et l'humidification de l'air. Leur performance est affectée par les condition climatique externes, qui ont un rôle plus important que dans le cas des systèmes à compression. La faisabilité de cette technique dans des différents climats été prouvée par une étude bibliographique. Les température élevées et le rayonnement solaire en été, qui sont en phase avec une augmentation de la charge de refroidissement, donnent la possibilité d'utiliser l'énergie solaire pour la dessiccation.

Le but de ce travail est de modéliser la roue à dessiccation d'un système de rafraichissement solaire à déshydratant solide en se basant sur les équations de bilan thermique et massique. L'objet de cette modélisation est d'obtenir les conditions de l'air moyennes de sortie de la roue afin de prédire les performances du système global.

Ce mémoire est structuré autour de quatre chapitres. Dans le premier chapitre une revue sur les systèmes de climatisation solaire ainsi que les différentes technologies de production de froid solaire est présentée, en particulier les système à dessiccation, Dans le deuxième chapitre on expose les différents types de matériaux dessiccants et la technologie de certaines composants de l'installation dessiccante solaire. Le troisième chapitre concerne la modélisation numérique des différents éléments du système étudié. Dans le quatrième chapitre, les résultats de cette modélisation sont présentés et interprétés. Enfin, ce travail est clôturé par une conclusion générale et perspective.

Chapitre I:

Généralités sur les système de climatisation solaire

I.1. Introduction :

La climatisation solaire désigne l'ensemble des techniques de climatisation utilisant l'énergie solaire comme source énergétique primaire. La climatisation solaire est une application relativement nouvelle de la technologie éprouvée de réfrigération thermique et solaire. Si elle semble paradoxale, la climatisation solaire présente un potentiel élevé puisque la demande de climatisation correspond bien à l'accessibilité des ressources solaires .[3]

La technologie de froid solaire à dessiccation en cycle ouvert s'appuie sur l'utilisation du potentiel de changement de phase de l'eau pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est d'abord desséché dans une roue à dessiccation nécessitant un flux d'air chauffé par des capteurs solaires (de 50 à 85°C) .[1]

Dans ce chapitre, une revue des technologies de climatisation solaire les plus est présentée, on présente ensuite les matériaux utilisés dans ces systèmes ainsi que les détails technologiques de leurs composants.

I.2. Principe de fonctionnement d'un système de climatisation solaire:

La technique utilisée dans le cadre de la climatisation solaire consiste à transformer la lumière en énergie thermique au moyen d'un capteur solaire sous vide. La chaleur ainsi produite est dirigée vers une machine à adsorption où est dissociée, par ébullition, une solution d'eau et de bromure de lithium.

Après refroidissement, la recombinaison des deux composants produit, par adsorption de chaleur, des frigories. Le froid est ensuite distribué par un réseau d'eau glacée qui peut alimenter une centrale de ventilation collective .[4]

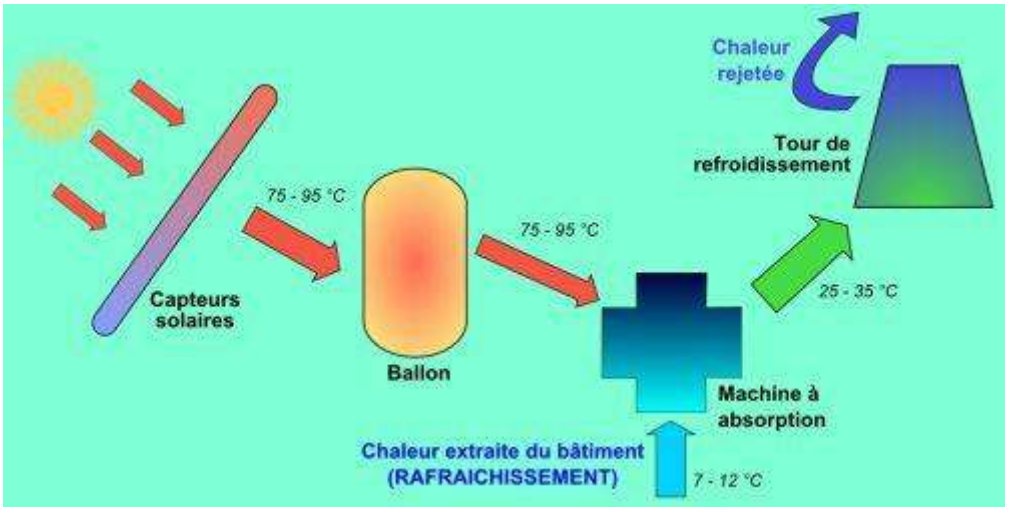


Figure I.1: Principe de fonctionnement de climatisation solaire. [4]

I.2.1. Avantages et inconvénients de la climatisation solaire :

Lorsque, malgré une utilisation optimale des techniques passives, un système de climatisation s'avère nécessaire, le rafraîchissement solaire peut être une solution intéressante. En effet, durant l'été, la demande électrique croît fortement du fait d'un usage intensif des systèmes de climatisation d'où, des pics de consommation à l'origine de la plupart des problèmes d'approvisionnement, avec certains avantages et inconvénients : [3]

a) Avantages :

- la consommation d'électricité peut être jusqu'à 20 fois inférieure à celle d'un système classique à compression.
- les fluides frigorigènes employés n'ont pas d'impact sur la couche d'ozone et sur l'effet de serre puisqu'il s'agit d'eau, d'ammoniac et/ou de solutions salines.
- Un faible niveau sonore.
- De plus, l'intérêt du procédé est que les besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

b) Inconvénients:

Le seul inconvénient majeur à retenir est le fait que la production frigorifique dépendant des apports solaires, le système ne fonctionne qu'en journée. Il est donc plutôt adapté à la climatisation d'entreprises, locaux ou machines ne fonctionnant que le jour .[3]

I.3.Technologies de production de froid solaire:

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid. La première est basée sur l'emploi de l'électricité, la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique, enfin la troisième sur des cycles basés sur la sorption d'un gaz.

I.3.1.Utilisation des cellules photovoltaïque:

Les cellules solaires photovoltaïques (PV) sont des semi-conducteurs capables de convertir directement la lumière en électricité .[4] Le rayonnement arrivant sur la cellule solaire une partie sera réfléchie, une partie absorbée et le reste passera à traves l'épaisseur de la cellule. Les photos absorbées vont libérer un électron (négatif) laissant un trou (positif) derrière lui la méthode utilisée pour créer un champ électrique .[3]

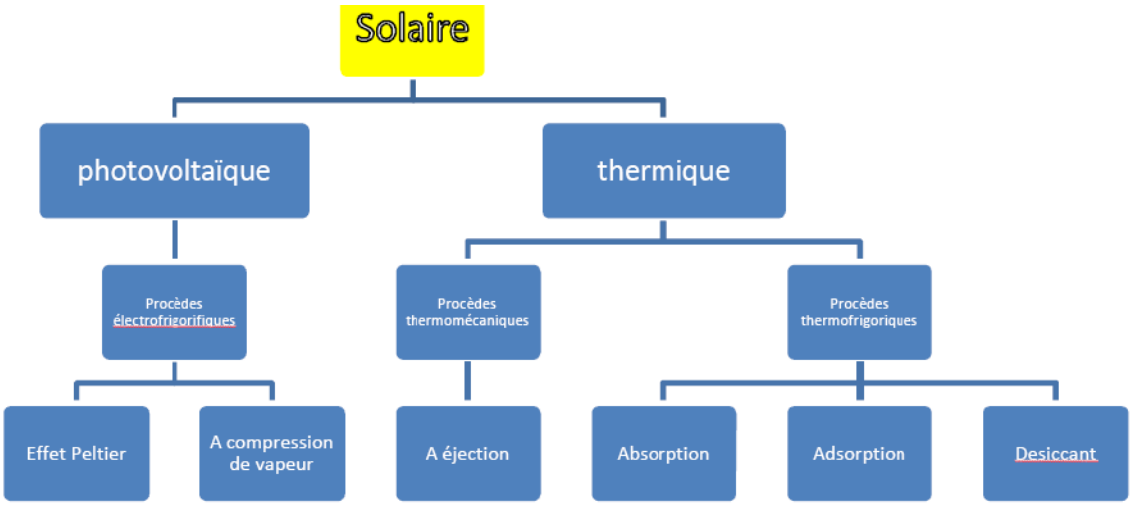


Figure I.2 : Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire. [5]

a) Les systèmes à effet Peltier:

L'effet Peltier, appelé aussi effet thermoélectrique, est un phénomène physique de déplacement de la chaleur en présence d'un courant électrique parcourant deux matériaux conducteurs de natures différentes en contact. Ce phénomène ne permet pas d'avoir une forte puissance froide développée et n'est donc pas envisageable .[5]

b) Les systèmes à compression de vapeur:

Le fluide frigorifique de la machine frigorifique à compression de vapeur (figure I.3), subit les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles dans le circuit) :

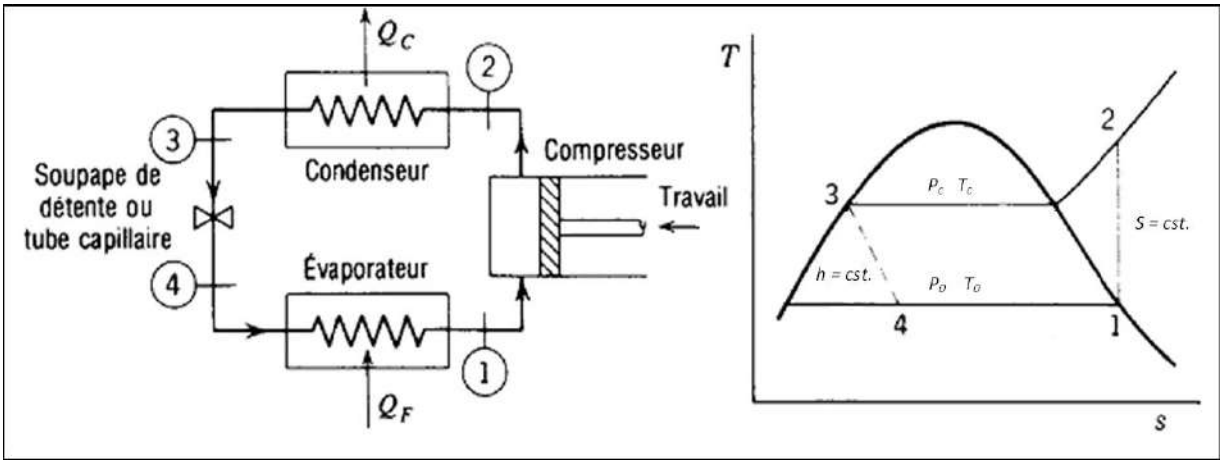


Figure I-3 : Installation et diagramme T-S de la machine a compression de vapeur . [3]

- Entre les points 1 et 2, la vapeur du frigorigène est comprimée de P_0 à P_c. Dans le cas d'une compression parfaite (isentropique), c'est-à-dire adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversible (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait s = cst pour arriver au point 2.
- Entre les points 2 et 3, la vapeur du frigorigène est désurchauffée de T_2 à T_c, puis condensée à la température constante Tc pour atteindre le point 3.
- Entre les points 3 et 4, le liquide frigorigène se détend en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (la surface thermique du détendeur est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. En se refroidissant de T_c à T_0, une partie de la masse du liquide se vaporise. A la fin de la détente, le titre en vapeur du mélange liquide-vapeur devient x_4.
- La vaporisation du fluide frigorigène se déroule entre les points 4 et 1. Le mélange cède de la chaleur à température constante T_0.[3]

I.3.2. Techniques basées sur un processus thermomécanique :

L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente. L'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. La figure I.4 représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

- La « boucle frigorifique » BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant :

- L'éjecteur EJ qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur EV et la comprime avant son introduction dans le condenseur CD.
- Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du frigorigène.
- La bouteille de liquide BL qui représente la réserve de liquide frigorigène.
- Le détendeur DT qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur. L'évaporateur EV où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène. Cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir EF.

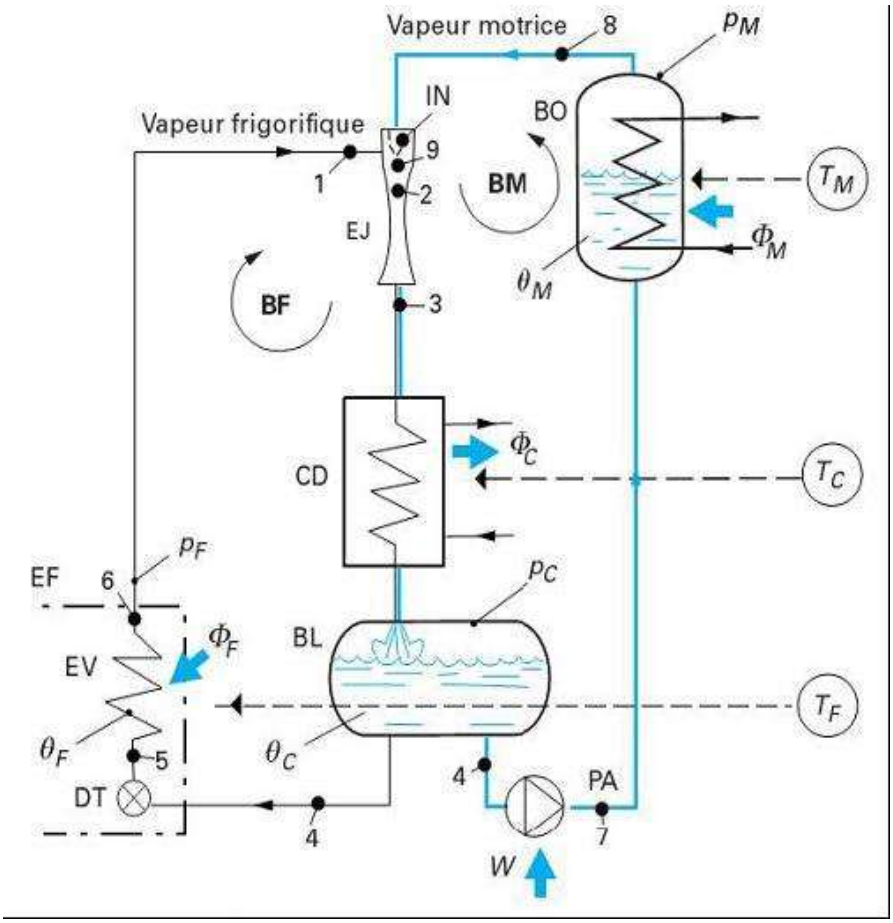


Figure I.4: Système à éjection [6]

- La « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant :
- L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur du fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur par l'injecteur IN, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF.
- Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du fluide actif sortant de l'éjecteur.
- La bouteille de liquide BL, la réserve de fluide actif liquide.
- La pompe PA qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser
- Le bouilleur BO « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage, le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur.

Comme on le voit sur la figure I.4, il apparaît clairement que les deux boucles ne sont pas séparables. Le système en question est bien intégré ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur et la bouteille de liquide sont

communs aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur, et il en est généralement ainsi.[6]

I.3.3. Techniques basées sur un processus thermofrigoriques:

a) Machines à absorption:

Ce sont les machines les plus répandues. Le cycle à absorption est, comme dans un cycle classique à compression mécanique, un cycle fermé: le fluide frigorigène suit un cycle condenseur/détendeur/évaporateur. C'est au niveau de l'évaporateur que l'on produit de l'eau glacée utilisée pour rafraichir le bâtiment. La compression thermique est obtenue en utilisant un couple réfrigérant/ liquide absorbant, et une source de chaleur qui remplace la consommation électrique du compresseur mécanique.

Pour de l'eau glacée au dessus de 0°C, comme c'est le cas en climatisation, c'est le couple eau/ bromure de lithium (H_2O/ LiBr) qui est utilisé, l'eau étant le réfrigérant.

La pluspart des systèmes utilisent une pompe à solution, très faiblement consommatrice d'électricité. Dans un système (H_2O/LiBr) la cristallisation de la solution doit être évitée par un contrôle interne de le température du circuit de refroidissement. [7]

Le principe de fonctionnement des machines à absorption est le suivant:

1- le mélange riche en fluide frigorigène est chauffé dans le désorbeur. Le fluide frigorigène se vaporise et sépare de l'absorbant, puis est envoyé vers le cycle classique condenseur/ détendeur/ évaporateur.

2- le mélange pauvre en fluide frigorigène retourne dans l'absorbeur et est envoyé vers le désorbeur. Le cycle peut recommencer.

Les puissances frigorifiques des machines à absorption sont généralement de l'ordre de plusieurs centaines KW froid. Elles sont généralement alimentées par un réseau de chaleur, de la chaleur résiduelle ou une cogénération. La température de la source chaude est généralement au dessus de 80°C pour des machines à simple effet, avec un COP entre 0,6 et 0,8.

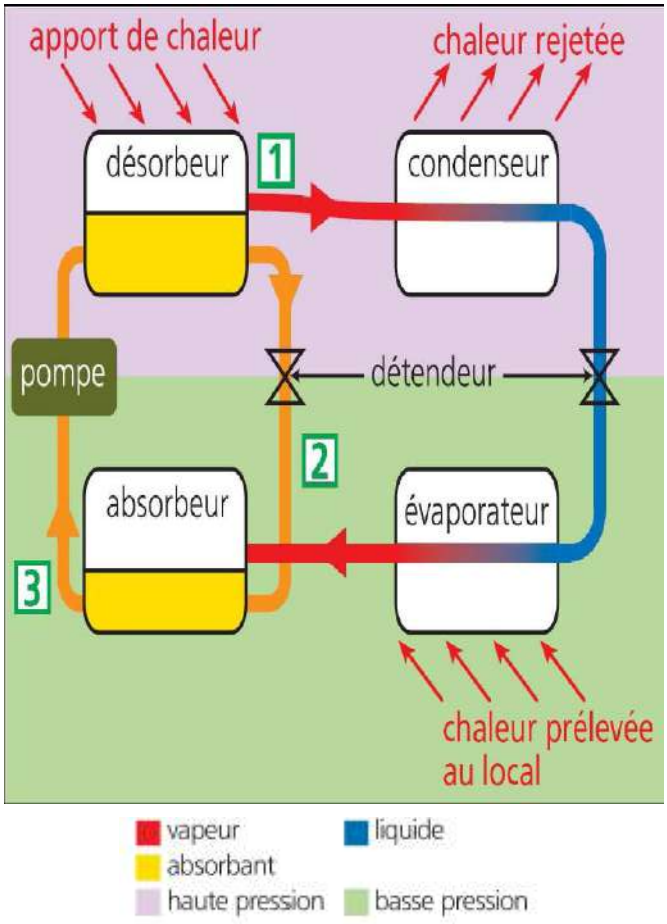


Figure I.5: représente le principe de fonctionnement d'une machine à absorption [7]

Remarque:

Les machines double effet, utilisant la chaleur motrice sur 2 niveaux, nécessitent des températures supérieure à 140°C, pour des COP pouvant atteindre 1,2. Quelques machines à absorption de capacité inférieure à 50 KW sont disponibles. Pour le rafraichissement solaire à absorption, ce sont souvent ces petites machines qui sont utilisées. Une machine, développée récemment pour des petites capacités, permet un fonctionnement à charge partielle, avec une alimentation solaire. Ceci montre le fort potentiel d'amélioration qui existe encore pou ce type de machines.

b) Machines à adsorption:

Ici, au lieu d'une solution liquide, un matériau solide (un adsorbant) est utilisé. Les système disponibles sur le marché utilisent l'eau comme réfrigérant et le silica-gel comme adsorbant. La machine comprend deux compartiments remplis d'adsorbant, un évaporateur et un condenseur.

L'adsorbant du premier compartiment est régénéré par chauffage (eau chaude solaire), la vapeur d'eau ainsi générée étant envoyée dans le condensateur ou elle se condence. L'eau liquide, via une vanne de détente, est envoyée à basse pression dans l'évaporateur ou elle s'évapore (phase de "productio du froid"). L'adsorbant de compartiment 2 maintient la basse pression en adsorbant cette vapour d'eau. Ce compartiment doit etre refroidi pour entretenir le processus d'adsorption.

Lorsque la "production de froid" diminue (saturation de l'adsorbant en vapour d'eau), les fonctions des deux compartiments sont permutées par ouverture et fermeture de clapets. Actuellement, seuls quelques fabricants asiatiques proposent ce type de machines à adsorption.

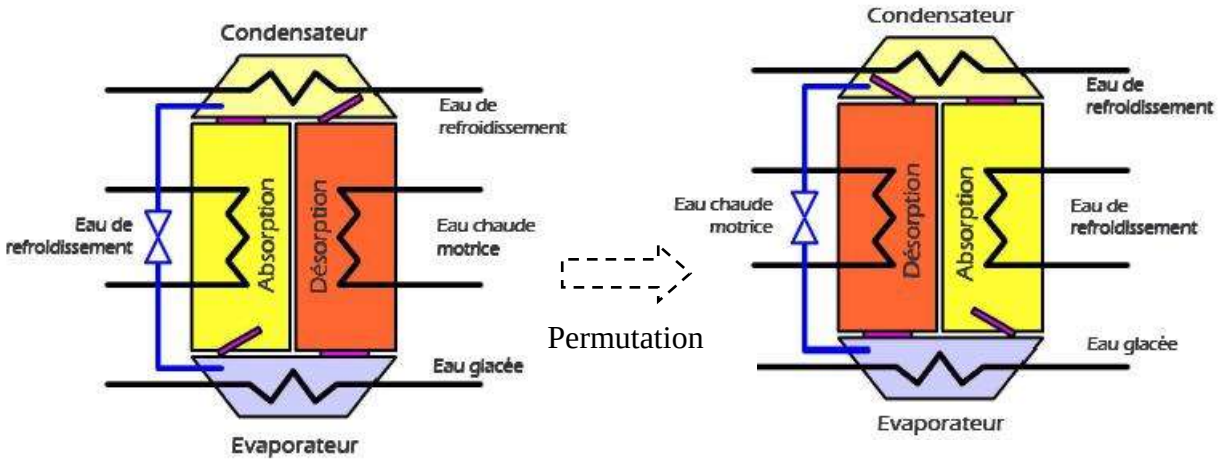


Figure I.6: représente le principe de fonctionnement d'une machine à adsorption [7]

Selon les catégories des forces attractives, l'énergie et la nature des liaisons mises en jeu, on peut distinguer deux types d'adsorption: l'adsorption physique et l'adsorption chimique.

- **Adsorption physique :**

L'adsorption physique est un phénomène réversible qui résulte des forces intermoléculaires d'attraction entre les molécules du solide et celles de la substance adsorbée.

Ce phénomène contrôlé par la diffusion des molécules atteint son équilibre rapidement (quelques secondes à quelques minutes) mais peut se prolonger sur des temps très longs pour les adsorbants microporeux en raison du ralentissement de la diffusion de l'adsorbat dans ces structures de dimensions voisines du diamètre des molécules de l'adsorbant**.**

L'adsorption physique n'est pas un phénomène spécifique, dans ce cas, l'adsorbant retient en général toutes les espèces en quantités plus au moins grandes. Ces quantités étant proportionnelles à la surface réelle de l'adsorbant . [8]

- **Adsorption chimique :**

Adsorption chimique ou adsorption activée résulte d'une interaction chimique qui se traduit par un transfert d'électrons entre le solide et l'adsorbat. Il y a alors formation d'un composé chimique à la surface de l'adsorbant. Ce type d'adsorption se développe à haute température et met en jeu une enthalpie de transformation élevée .[9]

- **Description du mécanisme d'adsorption :**

A chaque fois qu'un gaz ou un liquide est en contact avec un solide, celui-ci est retenu par les atomes superficiels du solide et se concentre à sa surface. Ca processus se déroule en trois étapes [7]:

- ***Diffusion externe:*** elle correspond au transfert du soluté (molécule de phase liquide) du sein de la solution à la surface externe des particules. Le transfert de matière externe dépend des conditions hydrodynamiques de l'écoulement d'un fluide dans un lit d'adsorbant.
- ***Diffusion interne:*** les particules de fluide pénètrent à l'intérieur des pores. Elle dépend du gradient de concentration du soluté.
- ***Diffusion de surface:*** elle correspond à la fixation des molécules sur la surface des pores.

- **Avantages des machines à adsorption:**

- Robustesse
- Aucun danger de cristallisation, et donc, pas de contrainte sur la température intermédiaire de refroidissement.
- Il n’y a pas de pompe à solution ; les consommations électriques sont donc particulièrement réduites
- La température requise au générateur est généralement plus faible.

- **Inconvénients**

- Taille et poids élevés (mais il existe cependant un potentiel important d'amélioration au niveau des échangeurs dans les compartiments d'adsorption, et donc de réduction de poids et de volume pour les futures générations de machines à adsorption).
- Coefficient de performance est plus faible (de l'ordre de 0,4 à 0,6).[10]

I.4. Machines à dessiccation :

Les systèmes à dessiccation sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA).

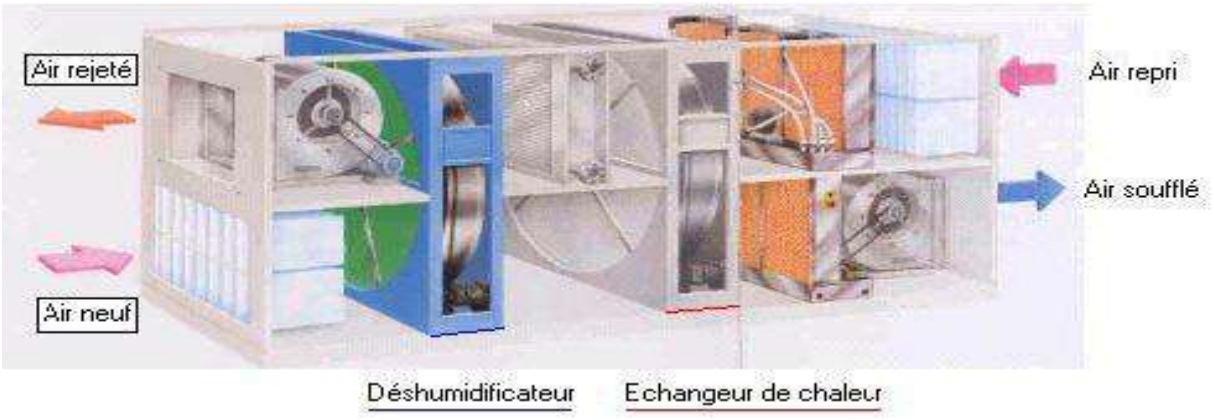


Figure I.7: Schéma d'une machine de CTA [11]

I.4.1.Principe de fonctionnement :

Le système de dessiccation est un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessiccatif), puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air (Fig. I.8).

Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du process dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessiccatif après avoir été réchauffé à partir de 50°C à l'aide d'un collecteur solaire

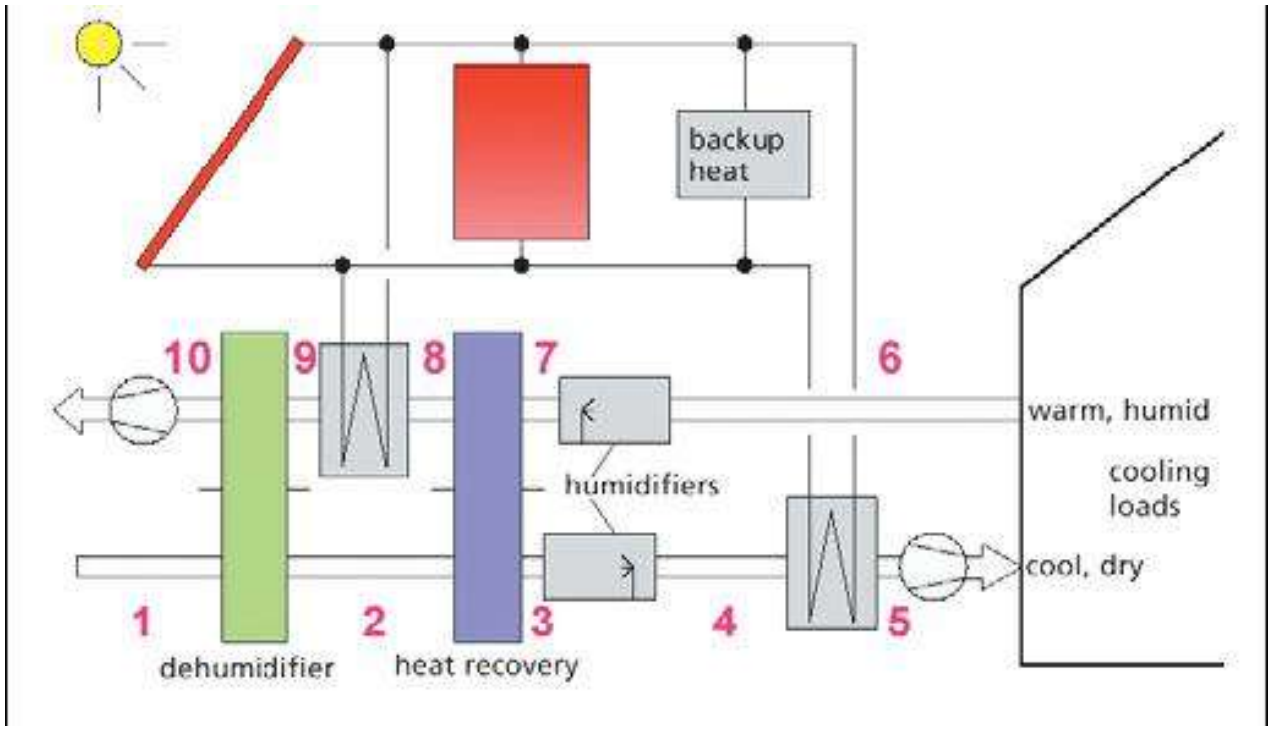


Figure. I.8: Schéma du système à dessiccation [12]

D'après la figure I.8 l'air subit le processus suivant:

- **Air entrant:**

1 - Filtration de l'air.

2 - Déshumidification : l'air passe dans une roue dessiccatrice qui lui retire une grande partie de son humidité et augmente par là même sa température.

3 - Passage dans un échangeur de chaleur 3/7: l'air entrant et sec revient à température de l'air extrait, lui-même refroidit au maximum (étape 6 de l'air sortant).

4 - Réhumidification : au contact avec l'air sec, l'eau pulvérisée s'évapore en prenant à l'air la chaleur latente de vaporisation nécessaire, ce qui se traduit par une diminution de sa température et permet de rétablir un taux d'humidité acceptable.

5 - Ventilation.

- **Air sortant:**

6 - Rafraîchissement par humidification: l'air extrait est saturé en humidité afin d'abaisser au maximum sa température, et donc abaisser au maximum la température de l'air entrant à l'étape suivante.

7 et 8 - l'air extrait est chauffé afin de lui permettre d'absorber encore plus d'humidité; d'abord par récupération de la chaleur de l'air entrant, puis par chauffage dans le radiateur 8 au travers d'une boucle solaire.

9 - Régénération de la roue dessiccatrice : l'air extrait, chauffé de 45 à 90 °C permet de vaporiser les molécules d'eau retenues dans les pores de la roue à sorption. De cette manière, la roue dessiccatrice peut de nouveau absorber l'humidité de l'air entrant.

I.4.2.Avantages et inconvénients des machines à dessiccation :

a) Les avantages:

- Température de régénération faible à moyenne.
  -Composants connus et largement utilisés.
  Coûts d'investissement faibles.

b) Les inconvénients:

- Système tout air neuf non adapté à tous les bâtiments.
- Maintenance soignée obligatoire.
- Peu performant dans les climats chauds et humides (COP_{th} dépendant des conditions intérieures et extérieures) . [11]

I.5.Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons présenté le principe de l'utilisation de l'énergie solaire pour produire le froid ainsi que les différentes technologies de climatisation solaire. Une revue particulière a été consacrée sur les systèmes à dessiccation qui seront l'objet de cette étude.

Chapitre II:

Etat de l'art sur la Modélisation de la roue a dessicante .

II.1. Introduction :

Dans ce chapitre on mettra un évidence la nécessité d'utilisation les systèmes de rafraîchissement (climatisation) qui soient écologique et économe d'énergie comme les systèmes à sorption ayant recours à l'énergie solaire. Dans un premier temps, une présente . les différents matériaux utilisés dans ces systèmes ainsi que leurs principaux avantages et inconvénients. On présentera ensuite roue dessicante avec les méthodes de résolution des équations .

II.2.Phénomène de la sorption

La sorption est le phénomène physique régissant la fixation des molécules de gaz de la masse d'air sur un substrat. Des matériaux ou des solutions liquides ayant la capacité de capturer et de retenir des gaz sont appelés des sorbants. Pour le cas de produits ayant une grande affinité avec la vapeur d'eau on parle de matériaux ou solutions déshydratants.

II.2.1. Les matériaux dessiccant :

Idéalement, un cube de côté L a une surface de $6L^2$, et une sphère de rayon R, une surface de $4 \pi R^2$. En réalité, ces formes géométriques, idéales et parfaites, n'existent pas car l'inspection au microscope à balayage électronique (MEB) nous montre des irrégularités de surface. Ainsi il est possible d'observer ces irrégularités à l'échelle micrométrique, en particulier dues aux vides, marches, pores, et autres imperfections. Ces imperfections créent une surface réelle (ou développée) toujours supérieure à la surface idéale. La surface *spécifique* est définie comme étant la surface développée par gramme de produit [3] .

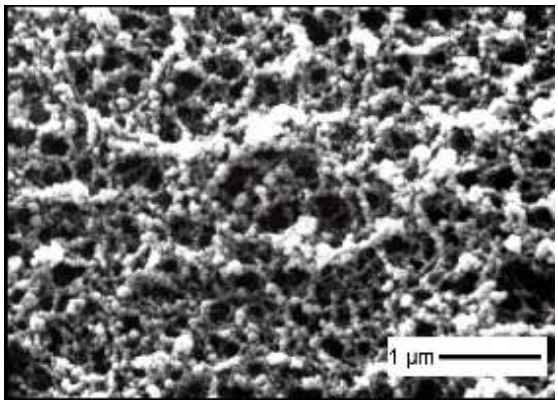


Figure. II.1 : Vue au microscope à balayage électronique d'un échantillon de gel de silice [3]

Les matériaux dessiccant ont généralement une surface spécifique de 100 à 1000 m²/g. Les molécules d'eau se fixent dans une première couche grâce aux forces de Van der Walls entre elles et le matériau (interaction de faible intensité entre atomes, molécules ou une molécule et un cristal). Pour une teneur en eau supérieure, l'eau se fixe sur cette monocouche initiale. Enfin pour une teneur en eau forte, l'eau se fixe à l'intérieur des pores et se condense, grâce à la tension superficielle élevée dans les pores qui modifie les conditions de condensation.

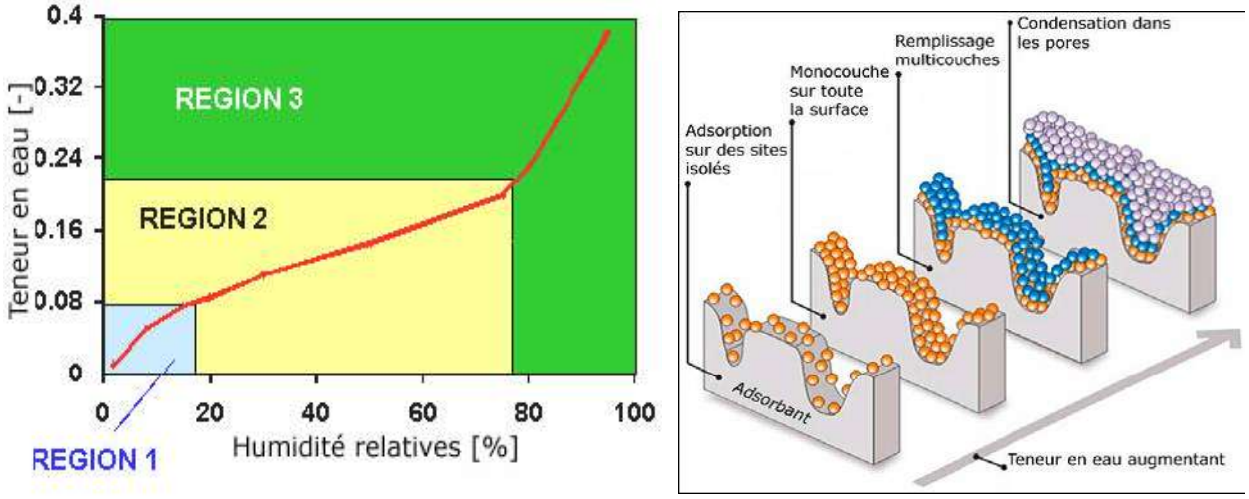


Figure .II.2: (a) Délimitation des zones d'un isotherme (exemple) (b) Vue schématique du phénomène d'adsorption [3]

II.2.2.Types de matériaux dessicants;

Les matériaux dessicants peuvent être des liquides ou des solides. Les absorbants sont liquides et les adsorbants sont solides.[13]

a) Les absorbants:

Dans un déshumidificateur à absorption l'air entre en contact avec une solution liquide dessiccante. Le liquide a une pression de vapeur plus faible que l'eau à la même température. Cette faible pression attire la vapeur d'eau de l'air qui est déshumidifié. La pression de vapeur d'une solution liquide est proportionnelle à sa température et inversement proportionnelle à sa concentration. La figure II.4 montre l'effet de l'augmentation de la température sur la pression de la vapeur en surface pour différentes solutions d'eau et de tri éthylène glycol. Plus la teneur en glycol augmente plus la pression à la surface diminue. De même la figure II.3 montre l'effet de la température sur la pression de vapeur du chlorure de lithium.

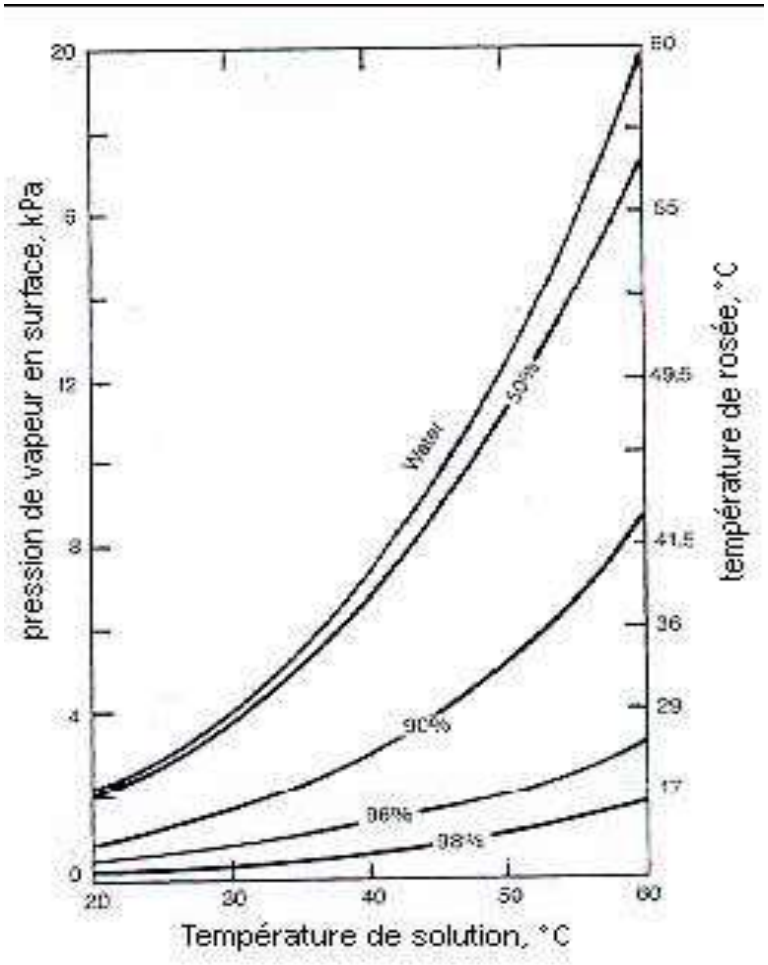


Figure II.3:Pression de vapeur à la surface pour différentes solutions d'eau-triethylène Glycol [13]

Le Chlorure de Lithium a une très grande affinité pour l'eau. Chaque molécule peut capter deux molécules d'eau, même dans l'état sec. Pour plus de deux molécules d'eau par molécule de LiCl, le matériau devient liquide et continue à absorber de l'eau. Si la solution est en équilibre avec l'air à une humidité relative de 90%, près de 26 molécules d'eau sont attachées à une molécule de LiCl. Ce qui présente une absorption d'eau plus de 1000% de la masse à sec du dessiccant. En pratique le processus d'absorption est limité par la surface du dessiccant qui est exposée et par le temps de contact avec l'écoulement.

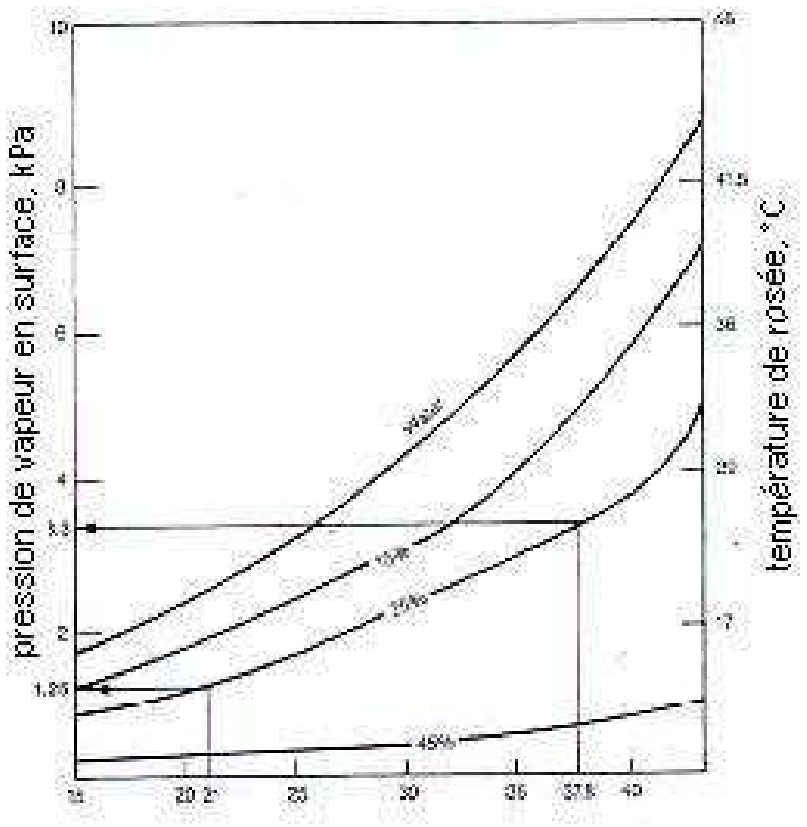


Figure II.4:Pression de vapeur à la surface pour différentes solutions d'eau- Chlorure de Lithium [13].

b) Les adsorbants:

Les adsorbants sont des solides avec une énorme surface interne par unité de masse. Ils ont généralement des surfaces spécifiques supérieures à 100 m^2/g , atteignant même quelques milliers de m2/g [14]. Les adsorbants attirent l'eau à cause d'un champ électrique à leur surface. Quand la totalité de la surface est couverte de molécules, l'adsorbant peut également capter de l'eau parce que la vapeur se condense dans la première couche et remplit les capillarités du matériau. Comparés aux absorbants, la capacité des adsorbants de capter de l'eau est faible.

Par exemple la zéolite synthétique peut adsorber 17% de sa masse en eau quand l'air est à 21°C et à une humidité relative de 20%. Par contre le chlorure de lithium peut absorber 130% de sa masse dans les mêmes conditions. Mais les adsorbants solides ont d'autres caractéristiques favorables. Ils peuvent être fabriqués avec des tolérances précises et avec des diamètres de pores contrôlés. La molécule d'eau a un diamètre effectif de 3,2 Angström. Ainsi un matériau de pores de diamètre 4 Angström adsorbe l'eau et laisse intacte les molécules de diamètre supérieur. Cette caractéristique a une grande application industrielle.

Les adsorbants industriels les plus courants sont les suivants [14, 15]: Les charbons actifs, les zéolites, les gels de silice et les alumines activées. Les zéolites se distinguent des trois autres types par leurs structures cristallines conduisant à des micros pores régulières de taille uniforme (ils sont aussi appelés tamis moléculaires).

Les matériaux dessiccant utilisés dans les opérations de conditionnement d'air sont les suivants:

- **Les 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, etc.), par des processus de carbonisation suivis de processus d'activation dûment contrôlés. Ils sont fréquemment utilisés pour la récupération des vapeurs de solvant et d'hydrocarbures, la décoloration de sucres, etc.



Figure II.5: représente les charbons actifs [13].

- **Les zéolites :**

Les zéolites sont des alumino-silicates cristallins et poreux, résultant des enchaînements de tétraèdres de SiO4 et AlO4. De nombreuses structures différentes de zéolites existent selon la manière dont sont arrangés ces tétraèdres et selon le rapport Si/Al. Deux des zéolites les plus courantes sont les zéolites A et X. Le rapport Si/Al dans les zéolites est toujours supérieur à 1, mais n'a pas de limite supérieure.

En règle générale une zéolite riche en Aluminium a une grande affinité pour l'eau et d'autres molécules polaires par contre une zéolite pauvre en Aluminium est plutôt hydrophobe et adsorbe de préférence les hydrocarbures **.**[13]



Figure II.6:représente les zéolites . [13]

- **Les gels de silice :**

Les gels de silice (SiO_2, nH_2O peuvent être obtenus par précipitation de silice en faisant réagir un solution de silicate de sodium avec un acide minéral (sulfurique ou chlorhydrique). Le gel obtenu est ensuite lavé, séché et activé. La structure des pores est créée par l'agglomération des particules sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme comprise entre 2 et 20 nanomètre. Ces gels adsorbent de préférence les molécules polaires comme l'eau et l'alcool.



Figure II.7: représente les gels de silice [13]

- **Les alumines activées :**

Elles sont obtenues par déshydratation thermique du tri hydrate d'alumine. Comme les gels de silice, les alumines activées sont très hydrophiles et sont couramment utilisés pour le séchage .[13]

II.2.3. La durée de vie des matériaux dessiccants

La durée de vie des matériaux dessiccants dépend largement de la quantité et du type d'écoulement qu'ils dessèchent. Les produits commercialisés ont une durée de vie qui varie de 10000 à 100000 heures avant qu'il soit nécessaire de les remplacer. Deux mécanismes diminuent la capacité d'adsorption des dessiccants :

- Changement des propriétés de sorption du dessiccant après plusieurs réactions avec des contaminants.
- Perte de surface effective à cause de la dégradation hydro-thermique.

Les absorbants thermiques sont plus réactifs avec les composants de l'air autre que la vapeur que les adsorbants. Par exemple, certains composés sulfurés peuvent réagir avec le chlorure de lithium pour former le sulfate de lithium, non dessiccant. Si la concentration des composés sulfurés dans l'écoulement d'air est inférieure à 10mg/kg et le dessiccant est utilisé 24h par jour, la capacité de réduction sera de 10 à 20% après 3 années d'usage. Par contre si la concentration est de 30mg/kg, cette réduction aura lieu en une année.

Les adsorbants sont moins sensibles aux réactions avec les contaminants. Par contre, ils sont sensibles aux contraintes dues au changement rapide de la teneur en humidité. Ainsi, le silica -gel en contact avec un courant d'air à basse température et une humidité relative de 95% et puis soumis à une régénération (6 fois par heure et 24 heures par jour), subit une fragilisation à la surface qui réduit sa capacité de 10% par année .[3]

II.3. La roue dessiccante :

C'est le système le plus développé (figure II.8). Il s'agit d'une roue composée d'une matrice en matériau composite ou en cellulose sur laquelle est déposé le matériau dessicant. Elle tourne lentement entre deux flux d'air opposés. L'air de process est déshumidifié en passant à travers de petits canaux qui retiennent l'humidité. Le matériau dessicant 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 échauffé grâce à l'air de régénération. Une fois l'eau désorbée, le matériau est refroidi par le flux d'air du process avant de pouvoir à nouveau capter l'humidité .[1]

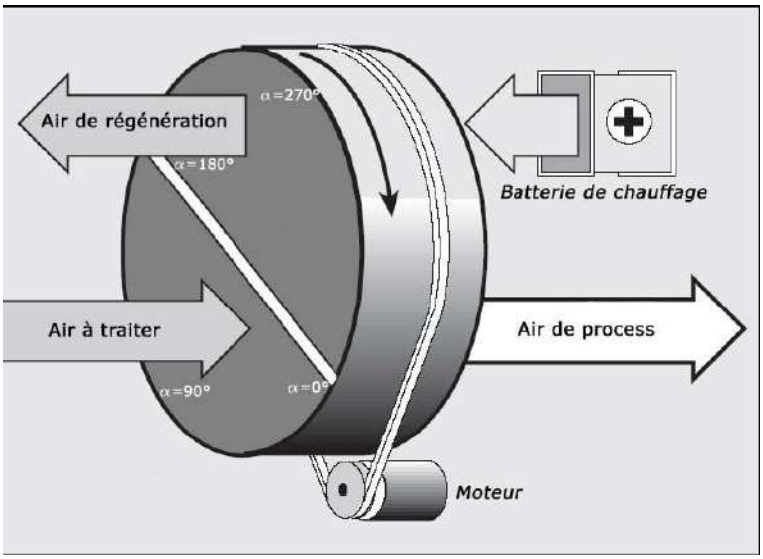


Figure II.8 : Schéma d'une roue à dessiccation

La Figure II.9 représente l'évolution de la teneur en eau et de la pression de vapeur en eau à la surface du dessicant en fonction des positions angulaires de la roue. Dans le début de la zone de process, c'est-à-dire de 0 à 20°, l'air est peu déshumidifié et sert surtout à refroidir le matériau dessicant. De 20 à 180°, la pression de vapeur saturante de vapeur d'eau à la surface du matériau est faible, l'air est déshumidifié. De 180 à 200°, l'air de régénération permet de réchauffer le matériau, ce qui augmente la pression de vapeur saturante à la surface du matériau, l'humidité est donc relâchée dans le flux d'air de régénération de 200 à 360°. Ce fonctionnement induit une forte hétérogénéité dans la veine d'air après la roue, ce qui complique les mesures réalisées à l'intérieur de la centrale, nécessitant des dispositifs visant à homogénéiser la section MAALOUF **,**

La vitesse de rotation d'une roue est faible, comprise entre 10 et 20 tours par heure. Une section de purge est parfois comprise, elle permet d'éviter un échange superflu de chaleur sensible entre les deux flux.

Enfin, on notera qu'une solution de chlorure de lithium visqueuse peut être déposée sur une matrice dans une roue dessicant. Le fabriquant de roue KLINGENBURG utilise cette technologie. Dans les faits, cette roue s'utilise de la même manière que les autres, si ce n'est qu'elle doit continuellement tourner afin que la solution visqueuse de LiCl ne se déplace pas par gravité. De plus la température de régénération ne doit pas dépasser 70°C pour ne pas abîmer la matrice sur laquelle est déposé le substrat.

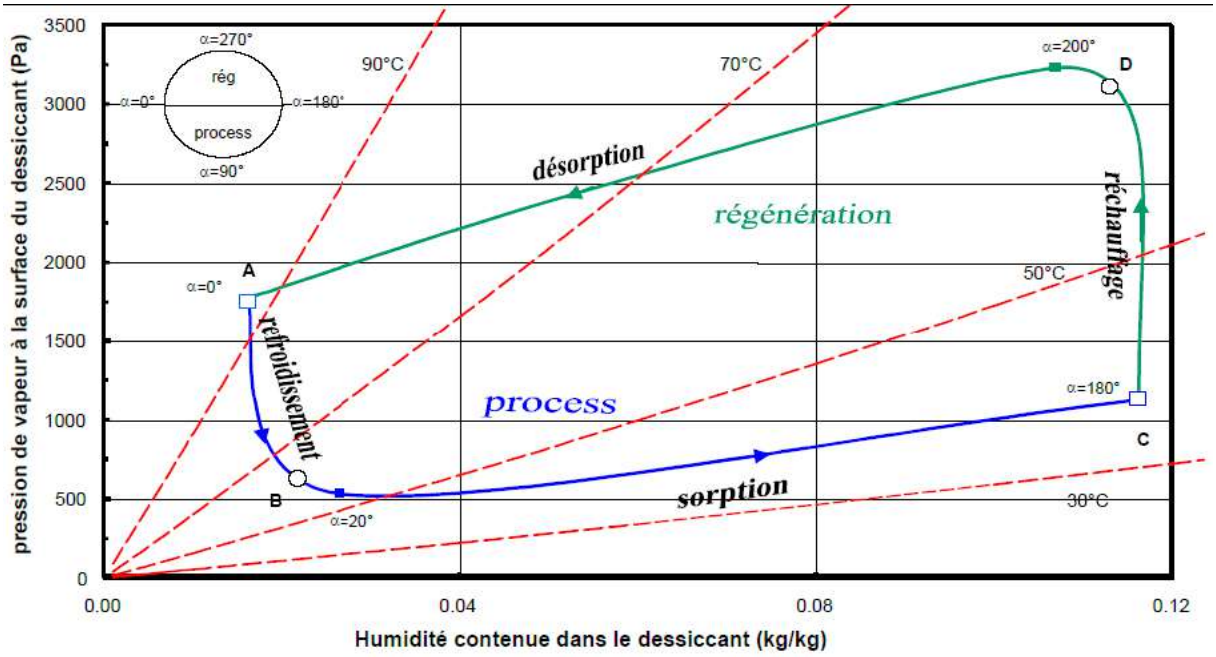


Figure II.9 : Evolution de la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant [16]

II.4..Méthodes de résolution des équations

On distingue deux types d'approche de modélisation des phénomènes physiques, analytique et empirique. La première est fondée sur une représentation des phénomènes à partir des lois de la physique, la seconde est fondée sur des corrélations ou des lois établies à partir de données expérimentales. Dans la pratique, les modèles utilisés sont le plus souvent le fruit d'un compromis entre ces deux approches. Une grande variété de méthodes a été développée pour résoudre les équations gouvernant les roues à dessiccation avec des compromis entre précision et temps de calcul.[13]

- **Approche empirique**

Dans le but d'étudier le potentiel du système de rafraîchissement par dessiccation, BEHNE [17] et LINDHOLM [18] ont développé des corrélations de roues dessicants à partir des courbes de performance des constructeurs. LINDHOLM a validé son modèle expérimentalement. Le modèle développé donne de très bons résultats dans le domaine où la corrélation a été établie. Cependant la diminution du débit d'air de 1/3 n'affecte guère les résultats. BECCALI et al. [19] ont développé une corrélation sur un grand nombre de données expérimentales pour 3 types d'adsorbant. Pour les roues avec un adsorbant de type 2

❖ **Approche analytique**

Les modèles analytiques peuvent être résolus par discrétisation des équations caractérisant les phénomènes physiques (différences finies, éléments finis...). Ils permettent d'avoir un modèle de référence mais requièrent en général un temps de calcul considérable mal adapté à l'étude de la régulation.

- **Méthodes aux différences finies**

Parmi les nombreux modèles aux différences finies développés notons celui de .MACLAINE-CROSS [20] qui a été le plus utilisé. Il utilise une procédure analogue à une méthode de Runge-Kutta d'ordre 2. Ce modèle a été utilisé pour étudier la performance des régénérateurs avec des températures d'entrée non uniformes BRANDEMUEHL [21] , l'effet des propriétés de la matrice JURINAK [22] . Les méthodes numériques requièrent en général un temps de calcul considérable pour déterminer un point de fonctionnement.

- **Méthodes heuristiques**

BARLOW [23] a résolu les équations différentielles des roues à dessiccation d'une manière heuristique. La roue a été discrétisée dans la direction axiale conformément aux méthodes numériques traditionnelles. Chaque nœud axial a été traité comme un système à contre courant entre l'air et « l'écoulement » de la matrice lesquels échangent chaleur et masse.

SCHULTZ et MITCHELL [24] ont montré que le modèle de Barlow donne des résultats 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 dessicant.

Dans Ecoclim, sur la base des méthodes par analogie , un modèle a été développé. Deux efficacités par rapport au point d'équilibre de la matrice sont considérées en supposant le débit capacitif de la matrice très grand devant celui de l'air, l'une en température et l'autre en humidité. En considérant que les potentiels caractéristiques sont proches d'une isenthalpe et d'une iso- humidité relative, le point d'équilibre de la matrice côté soufflage est déterminé comme l'intersection de la courbe d'humidité relative aux conditions d'entrée de la régénération et d'une droite caractérisant l'augmentation d'enthalpie de l'air du soufflage. Cette droite est déterminée à partir d'un point de fonctionnement. Ce modèle est rapide et donne une bonne précision pour plusieurs conditions de l'air à l'entrée de la roue.

- **Méthode de Laplace**

MATHIPRAKASAM et LAVAN [25] ont présenté un modèle analytique reposant sur une transformation de Laplace des équations de chaleur et de masse linéarisées. Le modèle a été comparé à un modèle numérique. Les auteurs ont trouvé un bon accord dans un grand domaine de variation des paramètres du système.

- **Méthodes par analogie**

Les méthodes par analogie consistent à transformer un système d'équations représentant le MACLAINE-CROSS [26] et CLOSE [27] ont utilisé la méthode des caractéristiques pour ramener le système d'équations différentielles hyperboliques couplées des roues à dessiccation à un système d'équations différentielles non couplées décrivant le comportement de nouvelles variables indépendantes. Les détails de cette méthode seront présentées plus loin.

L'enthalpie et l'humidité, de l'air et de la matrice, sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentiels caractéristiques, Fi (i=1,2). Ils sont associés à des rapports de chaleur massique, appelés γi, lesquels sont analogues au rapport de la chaleur massique de la matrice sur celle de l'air que l'on trouve dans les équations de l'échangeur rotatif non hygroscopique. MACLAINE-CROSS et BANKS [26] ont établi une méthode simplifiée pour déterminer les états de sortie de l'air. Celle-ci utilise le point d'intersection des courbes des potentiels caractéristiques F1 et F2. De plus elle suppose implicitement les potentiels Fi comme étant des fonctions linéaires en température et humidité absolue (figure II.9). Les γ i n'étant pas constants, ils ont été moyennés. BANKS [28] a aussi développé une méthode non linéaire utilisant des potentiels caractéristiques non linéaires.

HOWE **[**29] a introduit un modèle dans Trnsys pour les roues à dessiccation recouvertes de silica gel. Son modèle est fondé sur une méthode par analogie en considérant les efficacités pour les Fi comme constantes et en utilisant les formules analytiques pour les potentiels développées par JURINAK [30].

En se basant sur ces méthodes, STABAT [15] a développé un modèle polyvalent appelé FINUT qui prend en considération le fonctionnement à débit d'air variable, à différentes conditions de l'air en entrée et à différentes températures de régénération.

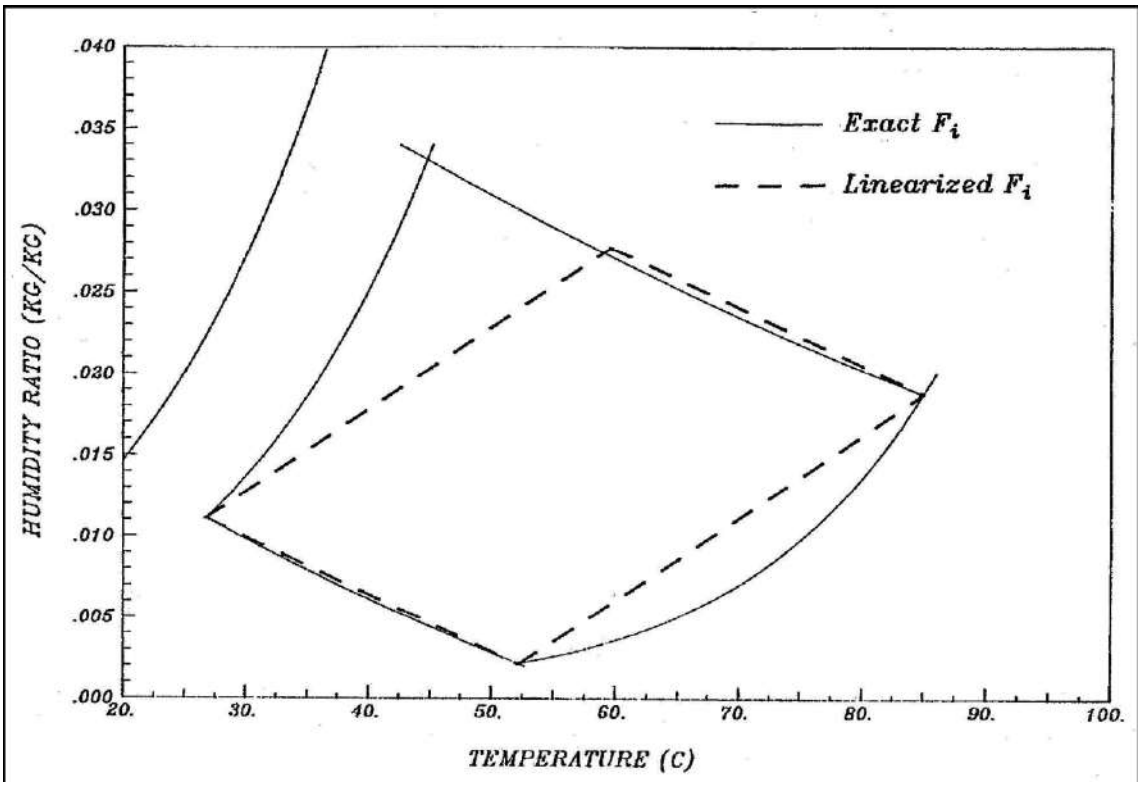


Figure II.9: Linéarisation implicite des fonctions potentielles JURINAK [30].

En général, les méthodes par analogie requièrent moins de temps de simulation et facilitent le dimensionnement et le développement des roues parce que la prédiction de leur performance est fondée sur des paramètres et relations analogues aux échangeurs rotatifs bien connus. Ces méthodes ont été utilisées et validées pour le silica gel. Cependant, pour le Chlorure de Lithium, elles ne sont valables que lorsqu'il est en solution. A des températures de régénération élevées (lors de changement de phase), les isothermes de sorption subissent des discontinuités (en dérivée) et ces méthodes ne peuvent plus être appliquées RAU [31].

II.6.Conclusion:

Dans cette partie, nous avons présenté une revue bibliographique sur les différents types de matériaux dessicants ainsi que les modèles écrits dans la littérature pour la simulation numérique du comportement dynamique de la roue à dessiccation et les méthodes de résolution des équations.

Chapitre III:

Modélisation mathématique .

III.1.Introduction:

Dans ce chapitre, un modèle mathématique est élaboré par la reformulation des équations de masse et de chaleur régime établi utilisant la méthode des caractéristiques. La résolution numérique des équations du modèle est effectuée sous Matlab dont l'organigramme est présenté en annexe A .

III.2. Description du système [32]:

Une configuration typique consiste à faire tourner cette roue lentement entre deux courants d'air à sens d'écoulement opposés, l'air de process et l'air de régénération (fig.III.1). L'air de process s'écoule entre les cannelures de la roue et le matériau dessiccant se charge d'humidité. En absorbant l'humidité, le matériau devient saturé et la pression de vapeur à sa surface augmente. Quand la roue traverse l'air de régénération, elle est chauffée par celui-ci et la pression à sa surface continue à augmenter en permettant ainsi à la vapeur d'être libérée dans l'écoulement. Après la réactivation, la roue est refroidie par une partie de l'air de process pour qu'elle puisse de nouveau absorber de l'humidité. La roue à dessiccation ne réduit pas l'enthalpie de l'air mais elle transforme la charge latente (humidité) en une charge sensible (temperature).

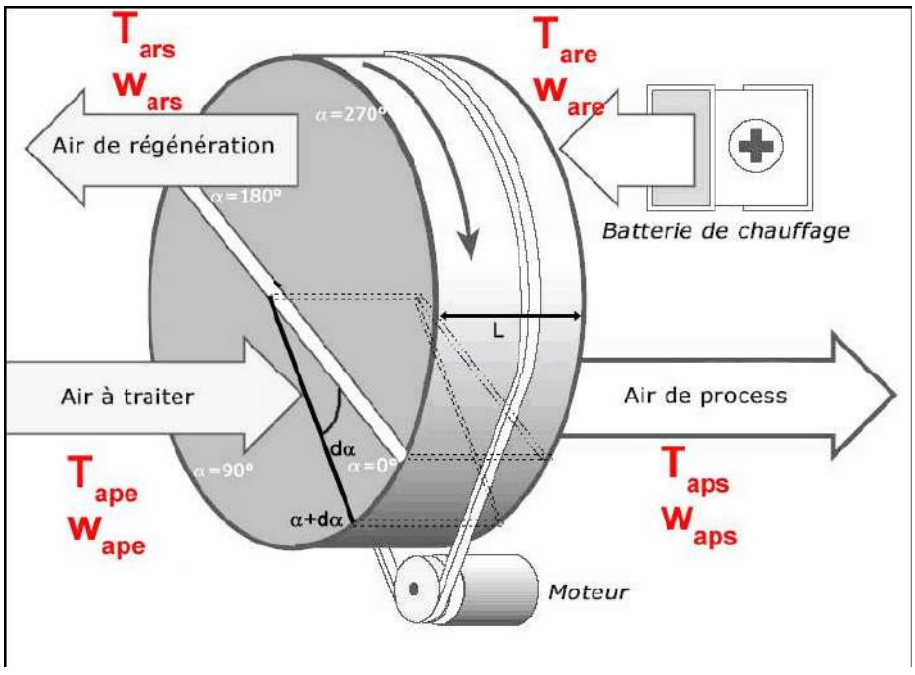


Fig.III.1: Schéma d'une roue à dessiccation

Dans le diagramme de l'air les fonctions iso potentielles sont assez proches l'une d'une courbe isenthalpe (passant par les conditions de l'air à l'entrée de la section de soufflage) et l'autre d'une courbe iso-humidité relative (passant par les conditions d'entrée de la section de régénération). La pente de la première courbe est déterminée à partir d'un point nominal (ou point de fonctionnement) dont on connaît les sorties expérimentalement. Le cas idéal où l'air atteint les température et humidité spécifique à l'équilibre de la matrice, correspond à l'intersection de ces deux courbes caractéristiques (Teq ,Weq) (figure III.2).

Dans le cas réel, les points de sortie de la roue tendent vers les points idéaux avec une certaine efficacité qui dépend des coefficients d'échange de la roue.

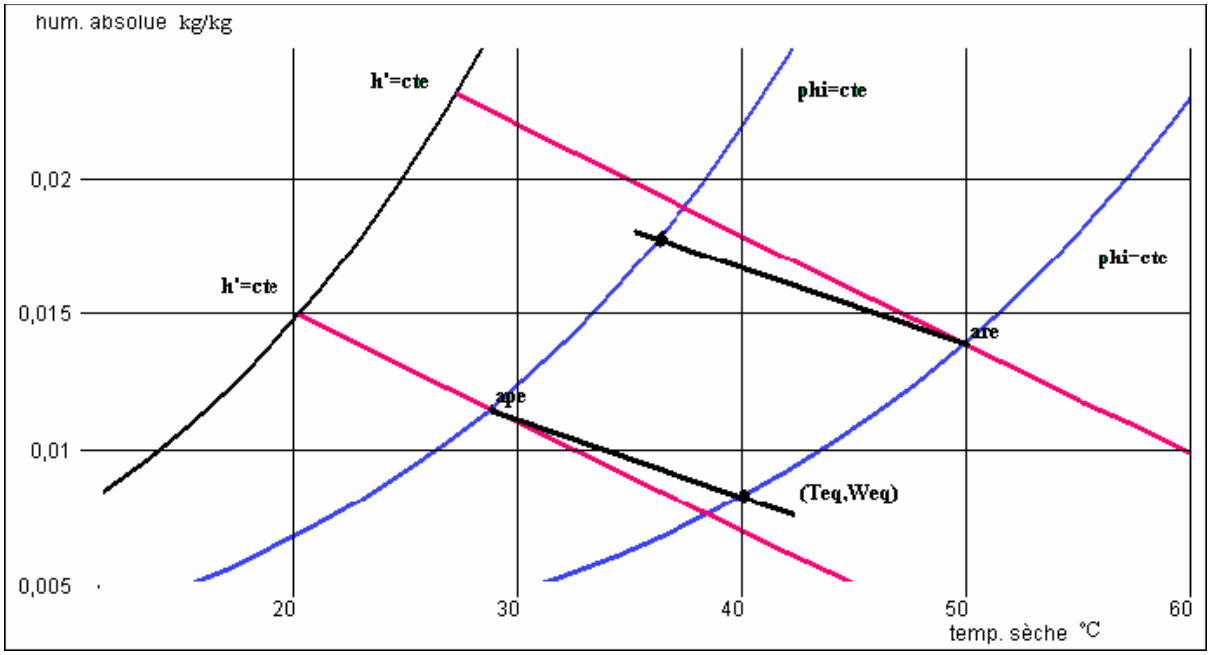


Fig.III.2: Evolution de l'air traversant la roue dans le diagramme de l'air pour des conditions de sorties idéales (Teq,Weq)

Dans le mode de recirculation (Fig III.3) l'air intérieur est conditionné et livré retourne au bâtiment, tandis que l'air extérieur est utilisé pour la régénération, puis évacué à l'atmosphère. Les évolutions de base permettant le conditionnement d'air est le suivant:

(1→2): L'air extérieur ambiant est humidifié pratiquement jusqu'à point de saturation pour bénéficier au maximum du potentiel d'échauffement dans l'échangeur thermique (HX).

(2→3): L'air du process est réchauffé à humidité spécifique constante dans l'échangeur thermique (HX).

(3→4): L'air quittant l'échangeur est ensuite chauffé dans le chauffe-eau-solaire alimenté par de l'eau chaude produite par le champ de capteurs solaires thermiques.

(4→5): L'air ressort à une température élevée (4) avant de rentrer dans le déshumidificateur où il se refroidit en se chargeant en humidité (5)

(6→7): L'air repris dans la pièce traverse la roue à dessiccation on rotation lente, et est donc déshumidifié.

(7→8): Un premier refroidissement de l'air est obtenu au travers l'échangeur thermique (HX).

(8→9): L'air est ensuite humidifie et donc refroidi dans un humidificateur (EC2) permettant d'ajuster le niveau d'humidité et de température [33]

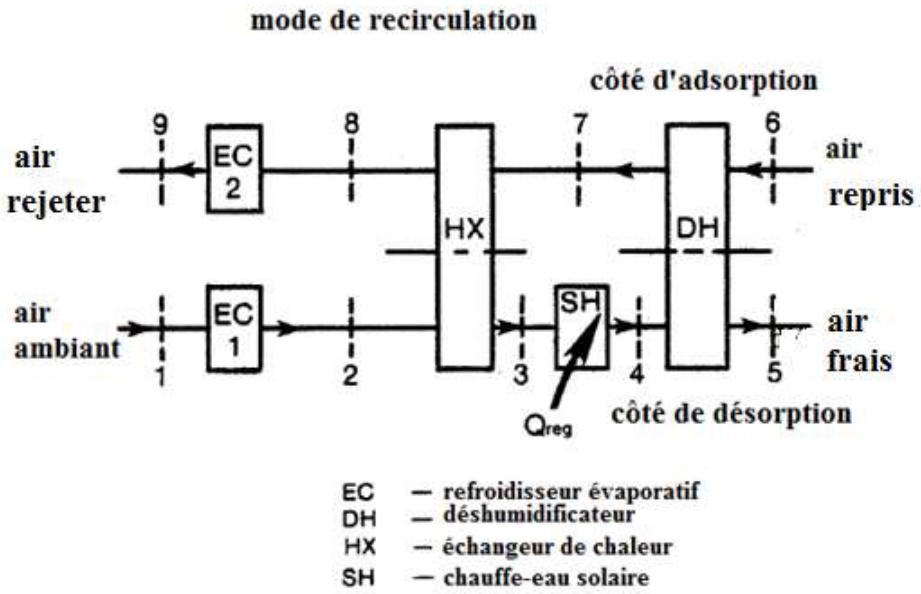


Figure III.3: Schéma typique du système étudié

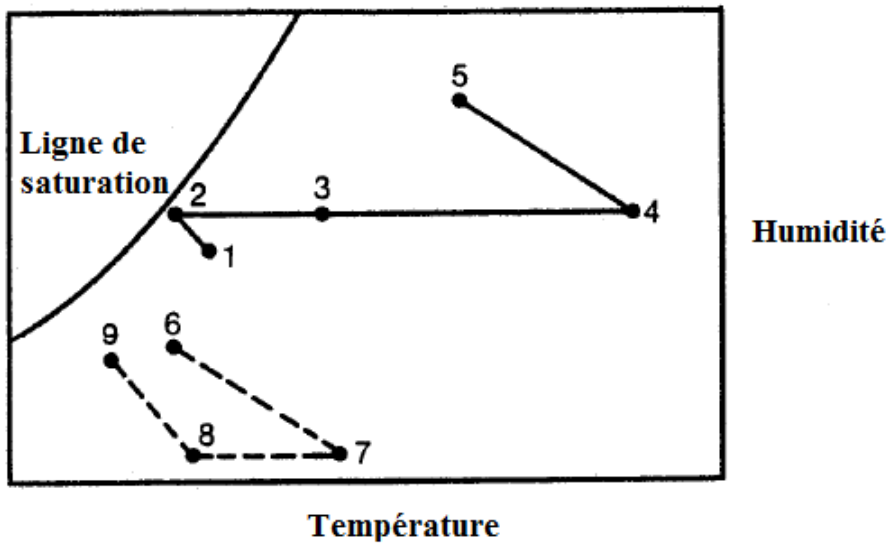


Figure III.4: Représentation du cycle sur le diagramme psychrométrique [33].

III.3. Hypothèses du modèle:

- La conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale z sont négligeables.
- La diffusion et la capillarité sont négligeables selon z.
- Il n'y a pas de gradient de température et d'humidité dans la direction radiale r, c'est-à-dire que T(z,α) et x(z,α) sont constants pour toutes valeurs de r.
- 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 d'air sont spatialement uniformes en entrée de la roue (côté 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.

III.4. Equations du modèle:

a) Pente de la première courbe caractéristique [13]:

$$\text{pente} = (\text{waps} - \text{wape})/(\text{Taps} - \text{Tape}) \quad \text{(III.1)}$$

b) Humidité spécifique a l' entre de la section de process:

$$\text{wape} = (\text{pente} \times \text{Tape}) + b \quad \text{(III.2)}$$

avec:

$$\text{b} = \text{wape} - (\text{pente} \times \text{Tape})$$

c) Humidité spécifique de l'air équilibre :

$$\text{weq} = \text{pent}\boldsymbol{e} * \text{Teq} + \text{b} \quad \textbf{(} \text{III.3}\textbf{)}$$

d) Température de l'air équilibre:

$$\text{Teq} = (\text{weq} - \text{b})/\text{pente} \quad \textbf{(} \text{III.4}\textbf{)}$$

e) nombre d'unités de transfert thermique de point nominal:

$$NUTtrat = -\log(\frac{Tapsrat\ -Teq}{Tape\ -Teq}) \quad \textbf{(III.5)}$$

f) nombre d'unités de transfert massique de point nominal:

$$NUTmrat = -\log(\frac{wapsrat\ -weq}{wape\ -weq}) \quad \textbf{(III.6)}$$

g) nombre d'unités de transfert thermique:

$$NUTt = (\frac{UAt}{d}) \quad (III.7)$$

h) **nombre d'unités de transfert massique**:

$$NUTm = (\frac{UAm}{d}) \quad (III.8)$$

i) la conductance thermique:

$$UAt = UAtrat \times (mp/mprat)^{0.8} \quad (III.9)$$

j) conductance massique

$$UAm = UAmrat \times (mp/mprat)^{0.8} \quad (III.10)$$

III.4.1.Propriétés de l'air humide [33]:

- **Pression de saturation:**

La pression de saturation est calculée en utilisant la corrélation suivante :

$$PSAT = Exp(23{,}28199 - 3780{,}82/(T + 273) - 225805/(T + 273)^2) \quad (III.11)$$

- **Pression partielle de vapeur:**

$$PV = HR \times PSAT/100 \quad (III.12)$$

- **Humidité spécifique :**

$$W = 0{,}622 \times PV/(PATM - PV) \quad \text{(III.13)}$$

- **Humidité spécifique humide:**

$$Wh = 0{,}622 \times Psat/(PATM - Psat) \quad \text{(III.14)}$$

- **Enthalpie spécifique :**

$$h = 1006 * T + W * (1805 * T + 2501000) \quad \text{(III.15)}$$

- **Température humide:**

$$Th = (0.283 \times HR^{0.2735} \times T) + (0.0003018 \times HR^2) + (0.01289 \times HR) - 4.0962$$

- **Humidité relative (taux d'humidité) :**

$$\varphi = 100 \times PATM \times (W/1000)/((0.622 + (W/1000)) \times PSAT \quad \text{(III.16)}$$

III.4.2. Conditions de sortie de la roue à dessiccation [13] :

L'équation III.15 donne la température de sortie de la veine process en fonction de la température d'entrée de process , de conductance thermique et de la température d'équilibre

$$Taps = \text{Exp}\,(-NUTt) \times (Tape - Teq) + Teq \quad \text{(III.17)}$$

L'équation III.16 donne le d'humidité de sortie de la veine process en fonction de l'humidité d'entrée et de la conductance massique et d'humidité équilibre **.**

$$waps = \text{Exp}\,(-NUTm) \times (wape - weq2) + weq2 \quad \text{(III.18)}$$

L' enthalpie de l'air relatif à l'entrée de la section de process est donnée par :

$$\text{haps} = (1006 \times \text{T}aps + waps) \times (1805 \times \text{Taps} + 250100) \quad \text{(III.19)}$$

le d'humidité de sortie de la régénération en fonction de l'humidité sortie et entrée de process et le débit .

$$\text{wars} = (mp \times (\text{w}aps - wape)/\text{mr}) + \text{ware} \quad \text{(III.20)}$$

L'enthalpie à la sortie de la régénération est déterminée par la relation suivante :

$$\text{hars} = (mp \times (\text{h}aps - hape)/\text{mr}) + \text{hare} \quad \textit{(III.21)}$$

III.4.3.Efficacité des humidificateurs :

L'efficacité d'un humidificateur se définit comme le rapport des différences entre la température d'entrée et la température de sortie, et la température d'entrée et la température humide :

$$\text{Ɛec} = \frac{\text{T}_\text{e} - \text{T}_\text{s}}{\text{T}_\text{e} - \text{T}_\text{h}} \quad \text{(III.22)}$$

L'efficacité peut ainsi être déterminée en termes d'humidité spécifique :

$$\text{Ɛhw} = \frac{\text{W}_\text{e} - \text{W}_\text{s}}{\text{W}_\text{e} - \text{W}_\text{h}} \quad \text{(III.23)}$$

III.4.3. Indicateurs de performances:

Les systèmes de climatisation sont généralement évalués par deux indicateurs de performance: le coefficient de performance (COP) définit comme étant le rapport des quantités de chaleur latente et sensible, et le ratio de chaleur sensible (SHR) qui représente le ratio de la charge sensible sur la charge totale (sensible et latente). Le SHR est un paramètre important dans la conception des système de climatisation.

$$\text{COP} = \frac{\text{hape} - \text{h4}}{\text{hars} - \text{h5}} \quad \text{(III.24)}$$

$$\text{SHR} = 1 - \frac{\text{wape} - \text{w4}}{\text{hape} - \text{h4}} \quad \text{(III.25)}$$

Chapitre IV:

Résultats et discussion.

IV.1.Introduction :

Dans ce chapitre les principaux résultats du programme sont présentés et interprétés. Ces résultats montrent l'effet des différents paramètres de fonctionnement sur la performance du système étudié et de le taux de chaleur sensible étudié à savoir les températures à l'entrée de la section de process et la section de régénération, l'efficacité de l'échangeurs et des humidificateurs ainsi que le débit de l'air de régénération.

IV.2. Influence des températures

Dans ce travail, la température de l'air du process est variée de 24 à 36°C et de celle à l'entée de section de régénération de 44°C à 56 °C Le modèle a été étudié avec des et l'humidité relative de 50 %. Les débit d'air de régénération et de process étant égaux.

Les figure (IV.1) montre l'influence de température à l'entrée de la section de process (T_{ape}) sur la performance du système étudié. On remarque que le COP et le SHR augmentent avec l'augmentation de T_{ape} qui atteignent des valeurs de 0,5 et 0,7 respectivement pour une température de 35°C. Ceci est dû à l'augmentation des apports de chaleur latente de vaporisation de l'eau réduisant ainsi la température sèche de l'air du local conditionné.

Par ailleurs , l'influence de température à l'entrée de la section de régénération (T_{are}) sur le COP est montrée dans la figure (IV.2). On remarque que le COP décroit linéairement avec l'augmentation de T_{are}. Ceci est dû principalement à l'augmentation de l'apport de chaleur sensible nécessaire pour le chauffage de l'air du process. On constate ainsi que des performances élevés sont obtenus avec des températures de régénération modérées ce qui offre un intérêt potentiel pour les capteurs solaires qui fonctionnent à des températures assez basses et plus efficaces.

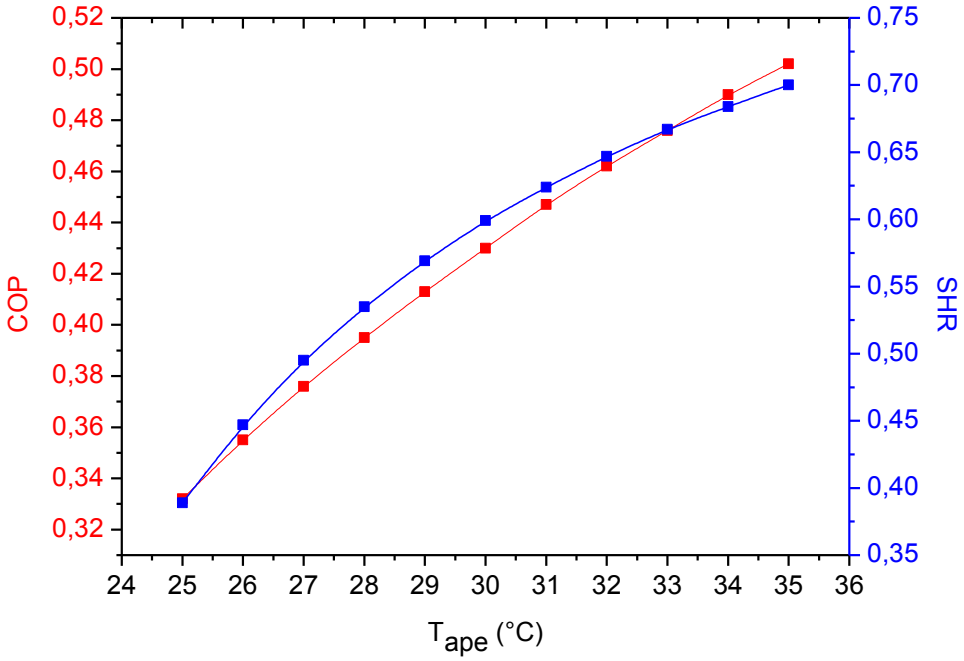


Figure IV.1: Evolution de COP et de SHR en fonction de la température a entrée de la section de process . Conditions de modélisation : Tape=26.8°C, HR=50%, MP=1kg/s, EC=0,9, EHX=0,8.

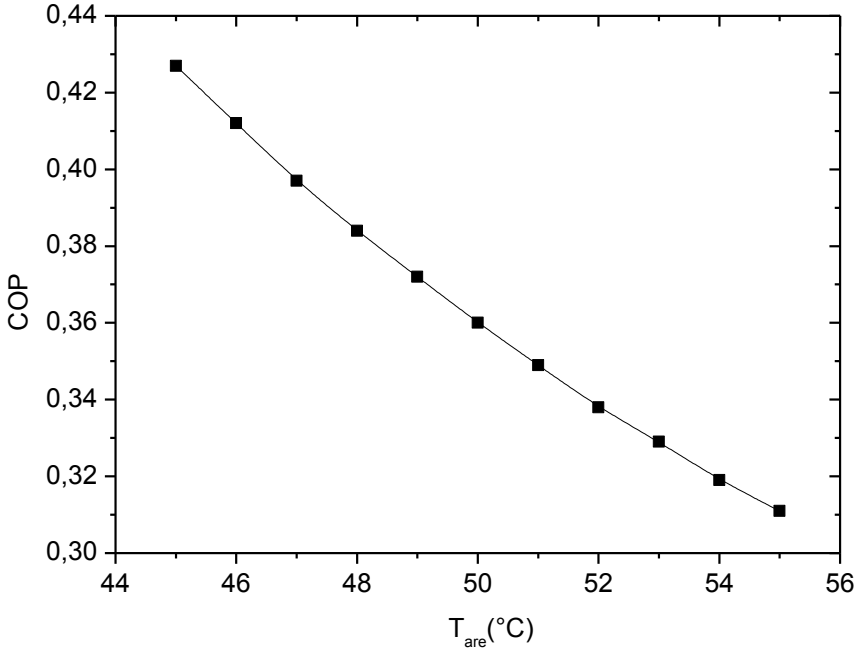


Figure IV.2: Evolution de COP et SHR en fonction de température a l'entrée de la section de régénération. Conditions de modélisation : Tape=26,8 °C, HR=50%, Mp=1kg/s, EC=0,9, EHX=0.8.

IV.3. Efficacité de l'échangeur et des humidificateurs

Dans ce paragraphe, on étudie la performance du système en fonction de l'efficacité de l'humidificateur et de l'échangeur de chaleur. La figure (IV.3) montre l'évolution du COP en fonction de l'efficacité de l'humidificateur de la section du process. On remarque que COP décroit avec cette efficacité suite à l'augmentation de la température de soufflage ce qui entraine un réduction de l'apport de chaleur latente. Néanmoins, la variation du COP est très faible et peut ainsi être négligée.

Par ailleurs, l'efficacité de l'humidificateur de la section de régénération et celle de a une incidence importante sur la performance du système étudié . En effet, la valeur du COP passe de 0,26 à 0,38 pour une efficacité allant de 45% à 80%. Cependant, le SHR su système décroit avec l'augmentation de l'efficacité de l'humidificateur suite à l'augmentation de l'apport de chaleur latente. Le même résultat est obtenu pour l'efficacité de l'échangeur (figure IV.4).

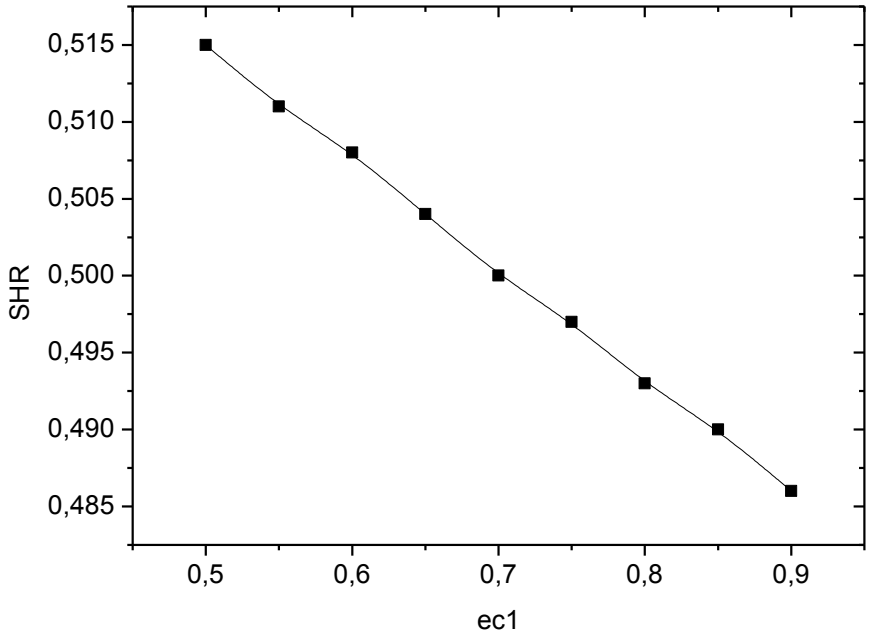


Figure IV.3: Evolution du COP en fonction de l'efficacité de l'humidificateur. Conditions de modélisation : Tape=26,8°C, HR=50%, Tare=49°C, MP=1kg/s, EHX=0,8.

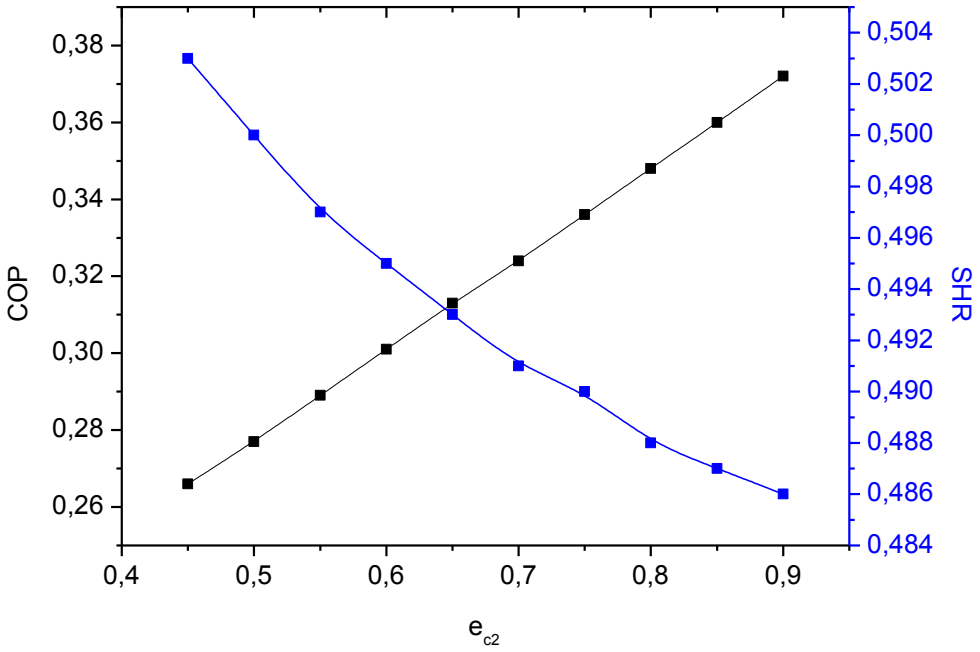


Figure IV.4 : Evolution du COP en fonction de l'efficacité de l'humidificateur. Conditions de modélisation : Tape=26.8°C, HR=50%, Tare=49°C, MP=1kg/s, EHX=0,8.

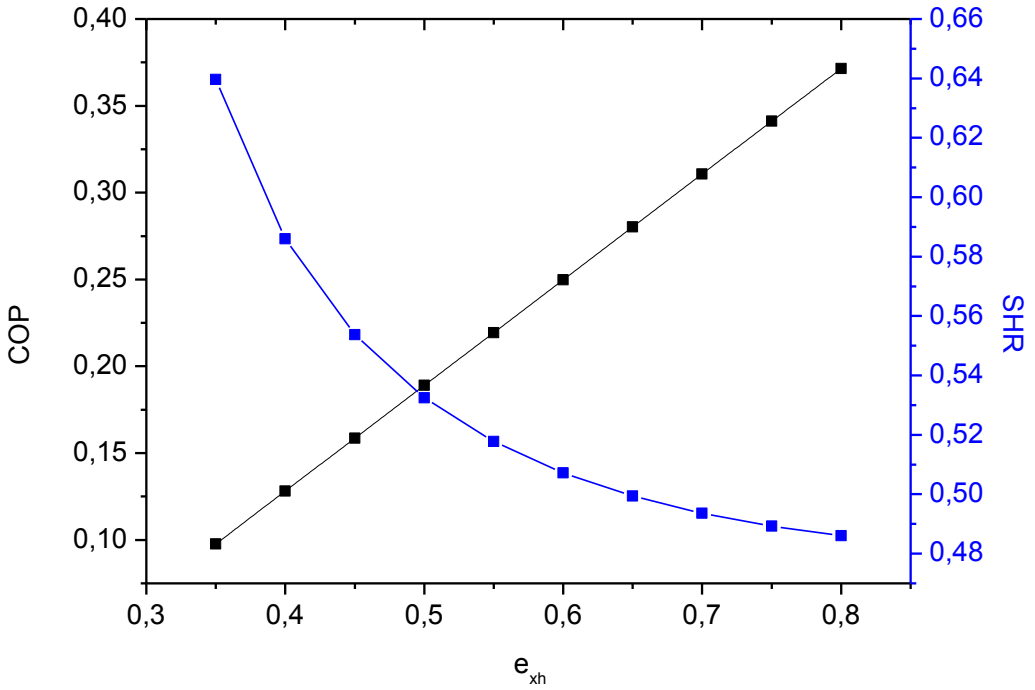


Figure IV.5: Evolution du COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur. Conditions de modélisation : Tape =26.8°C, HR=50%, Tare=49°C, MP=1kg/s, EC=0,9.

IV.4. Influence le débit de l'air de régénération :

La figure IV.6 montre la variation du COP et de SHR en fonction du débit de l'air de régénération. On remarque que la variation du débit d'air de régénération modifie légèrement la performance de la roue dessicante sans avoir de conséquences importantes sur la performance du système. Ainsi, une augmentation du débit d'air de 1 kg/s à 2 kg/s entraîne une faible augmentation du COP de 0.365 à 0.385 alors que le SHR augmente de 0,481 jusqu'à 0,488. Par conséquent, l'augmentation du débit de régénération augmente l'énergie de régénération sans trop modifier la puissance de rafraîchissement du système.

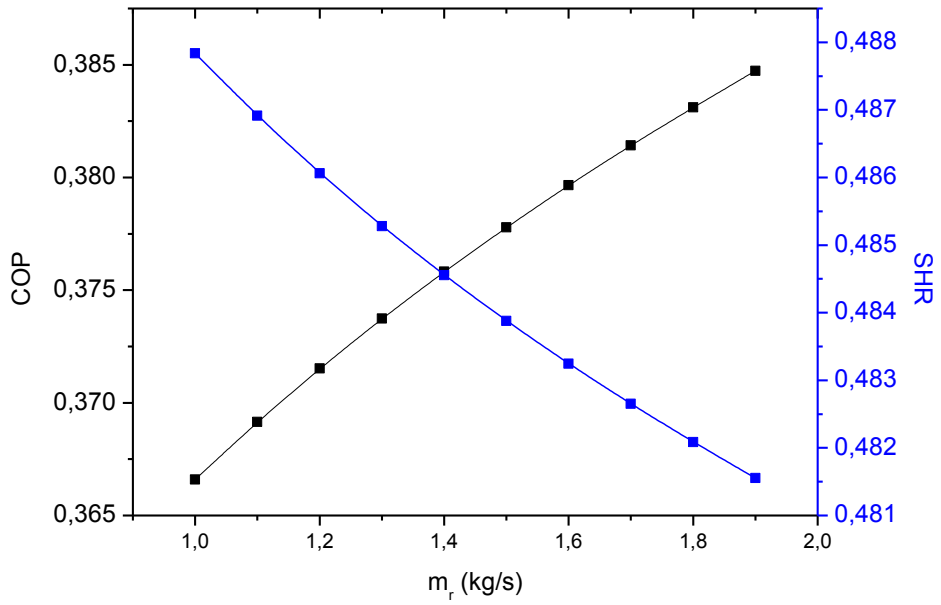


Figure IV.6: Evolution du COP en fonction de débit . Conditions de modélisation : Tape=26.8°C, HR=50%, Tare=49°C, MP=1kg/s, EC=0,9.

Conclusion et perspectives

La modélisation de la roue à dessiccation est prépondérante puisqu'elle informe sur les deux grandeurs que sont la température et l'humidité à la sortie de la roue, et définit ainsi les conditions de sortie de l'air traité. Or, La connaissance de ces conditions est primordiale pour la prédiction des performances des systèmes de rafraichissement solaire à dessiccation.

Ce travail avait deux objectifs: modéliser la roue à dessiccation d'un système de rafraichissement solaire à déshydratant solide, et étudier l'influence des différents paramètres de fonctionnement sur la performance du système étudié.

L'étude de paramétrique a fait ressortir plusieurs résultats importants qui sont résumés comme suit :

- Les performances du système à dessiccation sont améliorés par l'augmentation de la température de l'air à l'entrée du process et la diminution de la température de le section de régénération.
- L'influence de l'efficacité de l'humidificateur côté process sur la performace du système est très faible.
- L'humidificateur côté process et l'échangeur rotatif ont un impact non négligeable sur la performance du système.
- La performance du système dépend surtout de l'efficacité de l'échangeur L'humidificateur a un faible influence sur le performance et le taux de chaleur.
- L'augmentation du débit d'air côté régénération fait augmenter les besoins du système en énergie de régénération sans pour autant faire varier sa performance

Enfin, et pour conclure, il est recommandé de :

- Envisager de modéliser la roue dessicante en régime transitoire car une modélisation dynamique permet une représentation réelle du système étudié.
- Valider les résultats obtenus par le modèle numérique avec des résultats expérimentaux pour mieux comprendre le fonctionnement des systèmes à dessiccation.
- Etudie l'influence de la nature des matériaux dessiccant utilisé sur les conditions de sortie de la roue à dessiccation et la performance du système.
- Faire un comparaison entre les modes ventilations et recirculations afin de choisir le model le plus approprié pour le type d'application envisagé.

Références bibliographiques

[1] VITTE Thibaut, «Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système», Pour obtenir: Le grade de docteur, Présentée devant L'institut national des sciences appliquées de Lyon, École doctorale MEGA (Mécanique – Energétique – Génie Civil – Accoustique), Laboratoire de recherche Centre de Thermique de Lyon UMR 5008, INSA de Lyon – Université Lyon1 – CNRS, Année 2007.

[2] Abdel Karim HADJI, «Étude de la technique de rafraichissement solaire par dessiccation solide dans la région de Biskra»,Mémoire pour l'obtention du diplôme de master en Génie Mécanique .Université de Biskra- Année universitaire : Juin 2014.

[3] GUENDOUZ BOUHELAL, «L'utilisation de L'énergie solaire pour Les besoins de la climatisation», Mémoire pour l'obtention du diplôme de magister en Génie Mécanique Université ABOU BEKR BELKAID - TLEMCEN - Année universitaire : 2011-2012.

[4] http: //www.astralys -solutions.com/Nantes -énergie-techniques climatisation solaire.html.

[5] http://www.energiepositive.info/fr/pourquoi/energies-fossiles.html.

[6] Jérôme ADNOT, ARMINES, « Energie Efficiency and Certification of Central Air Conditioners »,FINAL REPORT- APRIL 2003.

[7] xavier piagay, la climatisation solaire. «école d'Architectude de Lyon Formation longue HQE 2005»,janvier 2006.

[8] YAHIAOUI Nouara, «Etude de l'adsorption des composes phénoliques des margines d'olive sur carbonate de calcium, hydroxyapatite et charbon actife», Mémoire de Magister, Spécialité: Chimie, Option: Chimie de l'environnement, Université MOULOUD MAMMERI, TIZI OUZOU, Année 2012.

[9] Chitour C.E.(2004).Physicochimie des surface. Office des publication universitaires p:87-100.

[10] Fiche explicative détaillée Machines frigorifiques à sorption.

[11] PIETRUSCHKA D., EICKER U., HUBER M., SCHUMACHER J., Experimental performance analysis and modelling of liquid desiccant cooling systems for air conditioning in residential buildings, International Journal of Refrigeration, 2006

[12] T. Vitte, J. Brau and N. Chatagnon, «Technical and Economical Comparison of Solar Dessicant Evaporative Cooling with Solar Absorption and Traditional Compression Systems», Climated Conference, Lyon, France, 2006.

[13] MAALOUF Chadi, «Étude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire», Thèse Pour obtenir le grade de Docteur, Spécialité: GÉNIE CIVIL, Université de La Rochelle**,** UFR Sciences Fondamentales et Sciences pour l'ingénieur**,** Année 2010.

[14] SUN L.M., MEUNIER F., Adsorption Aspects théoriques, *Techniques de l'ingénieur*, traité Génie des procédés, J2730.

[15] ASHRAE, "*Fundamentals*" , American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1997.

[16] STABAT P., "*Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en œuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau*", Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2003.

[17] BEHNE M., "*Alternatives to compressive cooling in non residential buildings to reduce primary energy consumption*", Final Report LBL, mai 1997.

[18] LINDHOLM T., "*Evaporative and Dessicant Cooling Techniques : Feasibility when applied to air conditioning*", Thèse de Doctorat, Chalmers University of Technology, Göteborg, Suède, 2000.

[19] BECCALI M., BUTERA F., GUANELLA R., ADHIKARI R.S., "Performance evaluation of rotary desiccant wheels using a simplified psychometric model as design tool", *EPIC 2002 Conference AIVC conference*, Vol. 2, p. 419-424, Lyon, Octobre 2002.

[20] MACLAINE-CROSS I.L., "*A theory of combined heat and mass transfer in*

regenerators", Thèse de doctorat, Département de génie mécanique, Université de Monash, Australie, 1974.

[21] BRANDEMUEHL M.J., BANKS P.J., "Rotary heat exchangers with time varying or nonuniform inlet temperatures", *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, 106, p. 705-758.

[22] JURINAK J.J., MITCHELL J.W., "Effect of matrix properties on the performance of a counterflow rotary dehumidifier", *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, 106, p. 369-375.

[23] 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.

[24] SCHULTZ K.J., MITCHELL J.W., "Comparison of DESSIM model with a finite difference solution for rotary desiccant dehumidifiers", *Journal of Solar Energy Engineering*, Transactions of ASME, vol. 111, November 1989.

[25] MATHIPRAKASAM B., LAVAN Z., "Performance predictions for adiabatic desiccant dehumidifiers using linear solutions", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 102, février 1980.

[26] MACLAINE-CROSS I.L., BANKS P.J., "Coupled heat and mass transfer in regenerators – prediction using an analogy with heat transfer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972, 15, p. 1225-1242.

[27] CLOSE D.J., BANKS P.J., "Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in field flow through a porous medium –II Predictions for a silica-gel air-drier using characteristic charts", *Chemical Engineering Science*, 1972, 27, p. 1157-1169.

[28] BANKS P.J., "Predictions of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part 1. Basis, Part2. Comparison of methods". *ASME Journal of Heat Transfer*, 1985, 107, p. 222-238.

[29] HOWE R., "Rotary desiccant dehumidifier", TRNLIB – Libraries of User-Written TRNSYS Components, Solar Energy Laboratory, 1983.

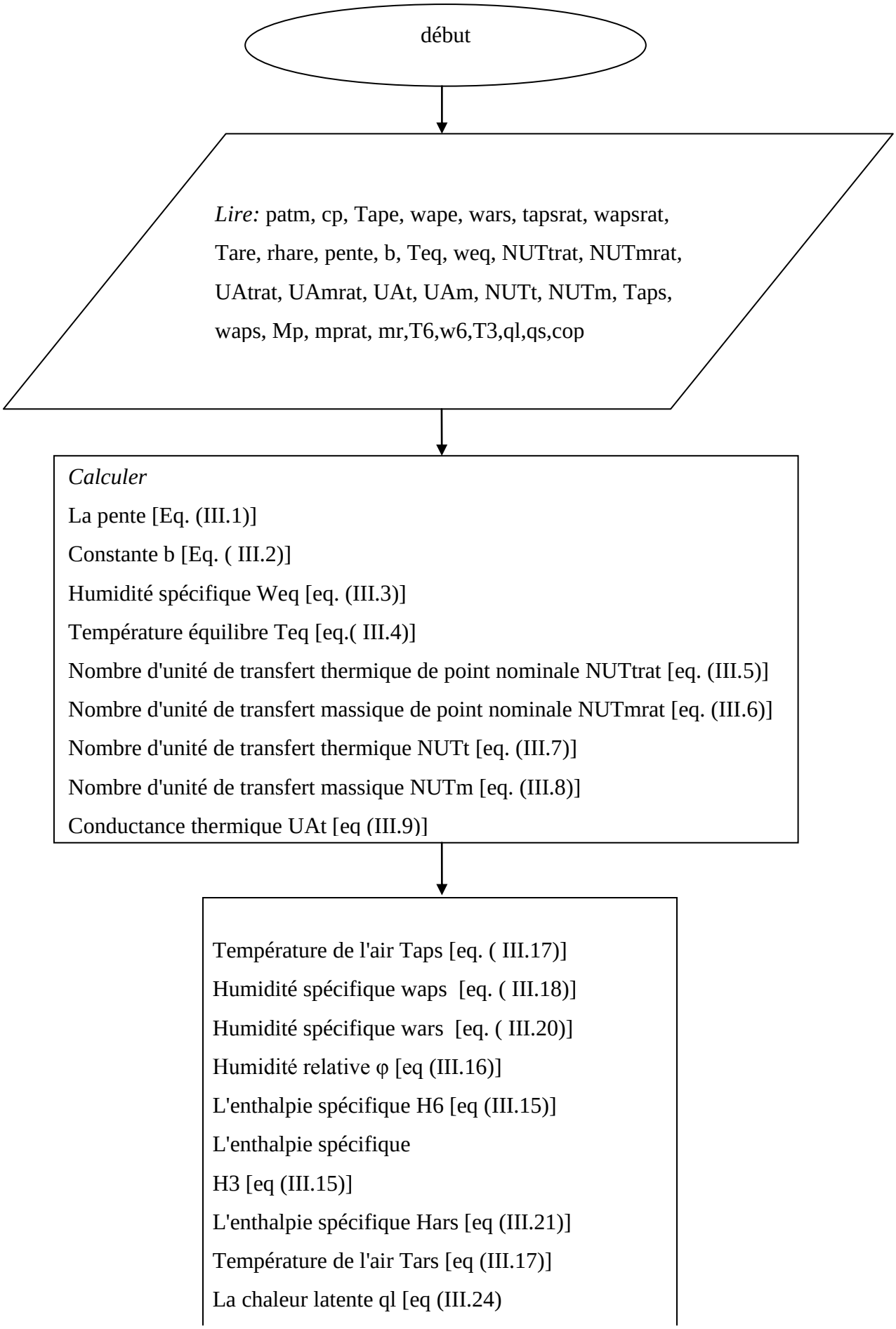
[30] JURINAK J.J.,"*Open cycle solid desiccant cooling – component models and system simulation*", Thèse de Doctorat, Université de Wisconsin-Madison, 1982.

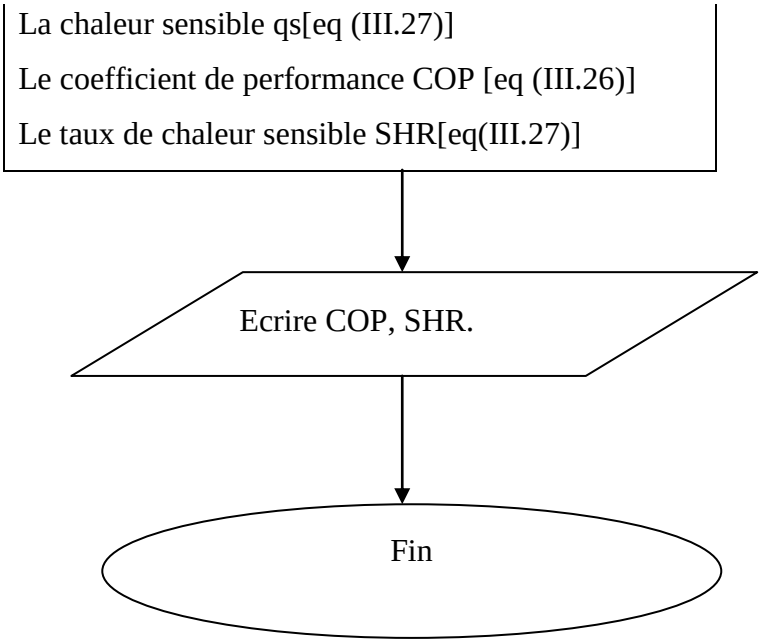
[31] RAU J.J., KLEIN S.A., MITCHELL J.W., "Characteristics of lithium chloride in rotary heat and mass exchangers", *International Journal Heat Mass Transfer*, 1990, 34, No 11, p. 2703-2713.

[32] MAALOUF Chadi, «Etude des performances d'un systemes de rafraichissemente evaporatif par desorption», Laboratoire d'Etude des Phénomènes de Transfert Appliqués au Bâtiment , Université de La Rochelle, avenue Marillac 17042 La Rochelle Cedex 1, France.

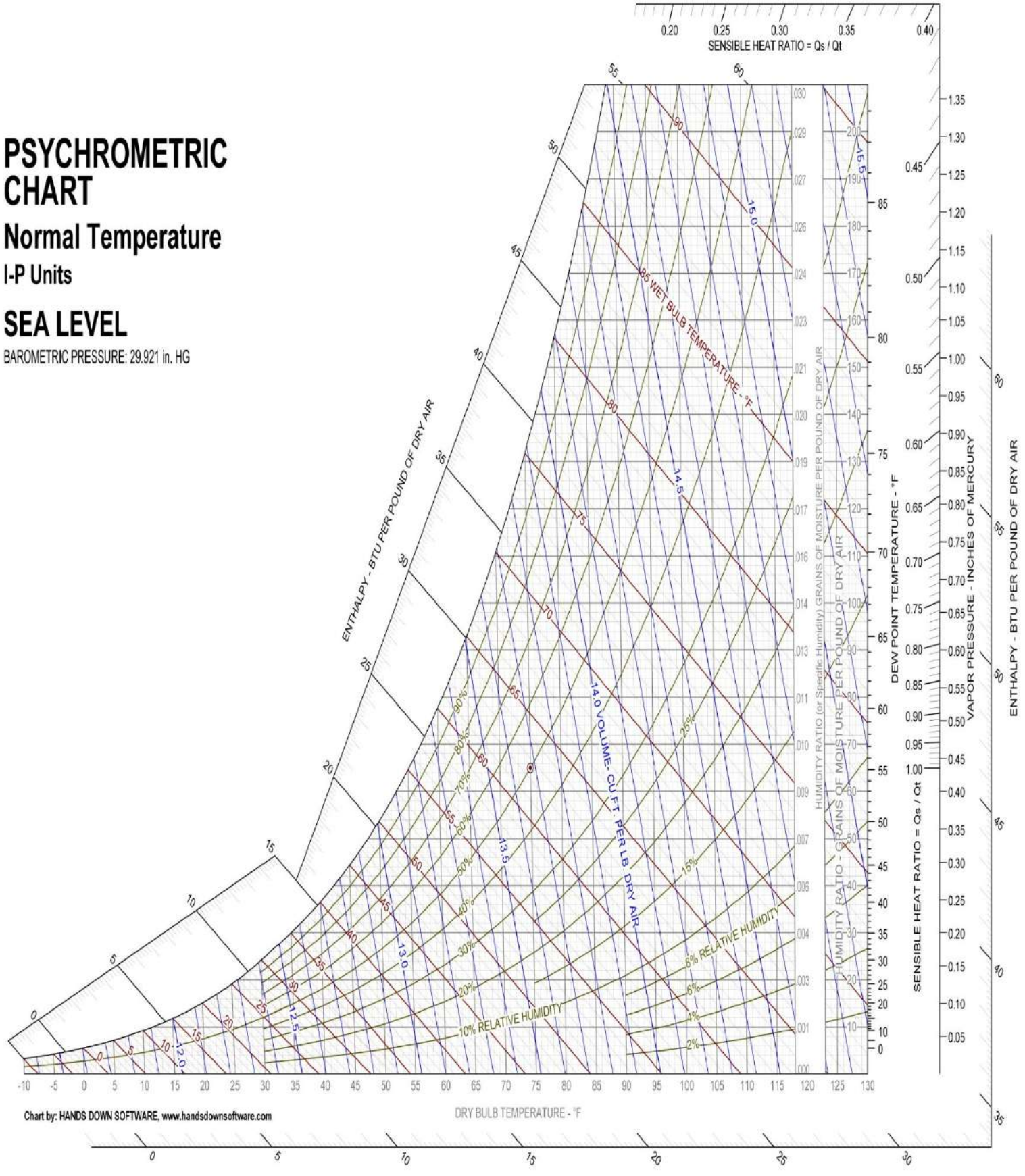
[33] Robert S. Bartow, «Analysis of the Adsorption Process and of Desiccant Cooling Systems - A Pseudo- Steady-State Model for Coupled Heat and Mass Transfer», Prepared for the U.S. Department of Energy, Solar Energy Research Institute, Décembre 1982.

Annexe


début
Lire: patm, cp, Tape, wape, wars, tapsrat, wapsrat, Tare, rhare, pente, b, Teq, weq, NUTtrat, NUTmrat, UAtrat, UAmrat, UAt, UAm, NUTt, NUTm, Taps, waps, Mp, mprat, mr,T6,w6,T3,ql,qs,cop
Calculer
La pente [Eq. (III.1)]
Constante b [Eq. (III.2)]
Humidité spécifique Weq [eq. (III.3)]
Température équilibre Teq [eq.(III.4)]
Nombre d'unité de transfert thermique de point nominale NUTtrat [eq. (III.5)]
Nombre d'unité de transfert massique de point nominale NUTmrat [eq. (III.6)]
Nombre d'unité de transfert thermique NUTt [eq. (III.7)]
Nombre d'unité de transfert massique NUTm [eq. (III.8)]
Conductance thermique UAt [eq (III.9)]
Température de l'air Taps [eq. (III.17)]
Humidité spécifique waps [eq. (III.18)]
Humidité spécifique wars [eq. (III.20)]
Humidité relative φ [eq (III.16)]
L'enthalpie spécifique H6 [eq (III.15)]
L'enthalpie spécifique
H3 [eq (III.15)]
L'enthalpie spécifique Hars [eq (III.21)]
Température de l'air Tars [eq (III.17)]
La chaleur latente ql [eq (III.24)


La chaleur sensible qs[eq (III.27)]
Le coefficient de performance COP [eq (III.26)]
Le taux de chaleur sensible SHR[eq(III.27)]
Ecrire COP, SHR.
Fin

Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert	
Cycle du réfrigérant	Cycle du réfrigérant fermé		Le réfrigérant (eau) est en contact avec l'atmosphère	
Principe	Eau glacée		Déshumidification de l'air et refroidissement évaporatif	
Phase du sorbant	Solide	Liquide	Solide	Liquide
				
Couples utilisés	eau – silica gel	eau – bromure de lithium ammoniaque – eau	eau – silica gel eau – chlorure de lithium	eau – chlorure de calcium eau – chlorure de lithium
Technologie disponible sur le marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Système à dessiccation	Proche de l'introduction sur le marché
Gamme de puissance froid (kW froid)	50 – 430 kW	15 kW – 5 MW	20 kW – 350 kW par module	
COP nominal	0, 5 – 0, 7	0, 6 – 0, 75 (Simple effet)	0, 5 – >1	>1
Température de fonctionnement	60 – 90 °C	80 – 110 °C	45 – 95 °C	45 – 70 °C
Capteurs solaires	Tubes sous vide, capteurs plans	Tubes sous vide Capteurs plans,	capteurs à air Capteurs plans,	capteurs à air


PSYCHROMETRIC CHART
Normal Temperature
I-P Units
SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE: 29.921 in. HG
SENSIBLE HEAT RATIO = Qs / Qt
ENTHALPY - BTU PER POUND OF DRY AIR
DEW POINT TEMPERATURE - °F
VAPOR PRESSURE - INCHES OF MERCURY
HUMIDITY RATIO (or Specific Humidity) GRAINS OF MOISTURE PER POUND OF DRY AIR
DRY BULB TEMPERATURE - °F
95 WET BULB TEMPERATURE - °F
14.0 VOLUME- CU FT. PER LB DRY AIR
10% RELATIVE HUMIDITY
Chart by: HANDS DOWN SOFTWARE, www.handsdownsoftware.com