

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Etude d'un système de climatisation basé sur la dessiccation de l'air

El Haddi BOUYENGOULENE

Sous la direction de Mr. Salah LARBI, Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 06 Juillet 2017

Composition du Jury :

Président	Bouزيد BENKOUSSAS	Professeur	ENP Alger
Promoteur	Salah LARBI	Professeur	ENP Alger
Co- Promoteur	Ala BOUHANGUEL	Attaché de Recherche	UDES
Examineur	Mohamed Tarek ATTOUCHI	Maître Assitant- A	ENP Alger

2017

Ecole Nationale Polytechnique, Alger.

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Etude d'un système de climatisation basé sur la dessiccation de l'air

El Haddi BOUYENGOULENE

Sous la direction de Mr. Salah LARBI, Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 06 Juillet 2017

Composition du Jury :

Président	Bouzid BENKOUSSAS	Professeur	ENP Alger
Promoteur	Salah LARBI	Professeur	ENP Alger
Co- Promoteur	Ala BOUHANGUEL	Attaché de Recherche	UDES
Examineur	Mohamed Tarek ATTOUCHI	Maître Assitant- A	ENP Alger

2017

Ecole Nationale Polytechnique, Alger.

ملخص :

تطوير نظم تكييف الهواء له تأثير بيئي متزايد الأهمية لاستهلاك الطاقة. و"تبريد المجففة" هو عبارة عن تقنية مبتكرة لانعاش الجو عن طريق التغيرات الفيزيائية للماء واستعمال الطاقة الشمسية. عملنا هو دراسة نظام التبريد التبخيري عن طريق تجفيف الهواء إلى جانب تثبيت الطاقة الشمسية، وبالتالي تقليل استهلاك الطاقة الكهربائية واستخدام طاقة نظيفة ومجانبة. وأظهرت النتائج المتحصل عليها أن النظام يمكنه التحكم في الرطوبة، و توفير شروط الراحة مقبولة، مما يؤكد انه يصلح للمناطق الرطبة، مثل المدن الساحلية في بلادنا

الكلمات المفتاحية: نظم التبخير- التجفيف- الترطيب- التبريد الشمسي .

Abstract :

The development of air-conditioning systems has an important environmental impact due to their energy consumption. The 'dessiccant cooling' is an innovative technology for atmosphere cooling using state water changes and solar energy. The aim of this study is related to the study of an evaporative cooling system by dessiccation coupled with a solar device. This technology allows an energy consumption reduction by using clean and free energy. Obtained results showed that the system can control the moisture and therefore provide acceptable comfort conditions which is suited for wet areas such as coastal cities of our country.

Keywords: Evaporative system; Dessiccation; Humidification; Solar cooling.

Résumé :

Le développement des systèmes de climatisation a un impact environnemental de plus en plus important de par leurs consommations énergétiques. Le "Refroidissement déshydratant" représente une technologie innovante permettant de rafraîchir une ambiance par les changements d'état de l'eau et l'exploitation de l'énergie solaire. Notre travail consiste en l'étude d'un système de rafraîchissement évaporatif par dessiccation couplé à une installation solaire, permettant ainsi de réduire la consommation électrique en utilisant une énergie propre et gratuite. Les résultats obtenus montrent que le système permet de contrôler l'humidité et fournit des conditions de confort acceptables, ce qui est bien adapté pour les zones humides, telles que les villes côtières de notre pays.

Mots clés: Système évaporatif ; Dessiccation ; Humidification ; Refroidissement solaire.

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier Dieu, de m'avoir donné la santé, la volonté et la patience pour mener à terme ma formation d'ingénieur et pouvoir réaliser ce modeste travail.

Mes remerciements vont tout d'abord à mes chers parents pour m'avoir toujours soutenu tout le long de mon parcours. A mon père, mon guide et à ma mère qui a été toujours à mon écoute et à toute ma famille pour les encouragements qu'ils m'ont toujours prodigués et leur appui inconditionnel pour chaque étape de ma vie.

Mes remerciements vont en particulier, au professeur Salah LARBI, mon promoteur, qui a accepté de m'encadrer et pour le temps qu'il m'a consacré.

Mes remerciements vont également à mon co-promoteur Ala BOUHANGUEL et aux membres de jury, Monsieur Bouzid BENKOUSSAS, Professeur, et Mohamed Tarek Attouchi, Maître Assistant- A, tous deux enseignants à l'ENP qui ont accepté d'évaluer mon travail.

Enfin, j'adresse mes sincères sentiments de gratitude et de reconnaissance à toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à mes chers parents pour leur patience, leur amour et leur soutien durant mes années d'études.

A mes frères Ali et Hakim et mes sœurs Hayet, Hanane et Nosra et à toute ma famille.

A mon neveu Rafik et le petit Riyad et ma nièce Kenza

A la mémoire de ma grande mère.

A tous mes chers amis.

A mes camarades de classe « Génie Mécanique »

A l'ensemble du personnel de l'école nationale polytechnique ainsi tous les enseignants qui ont contribué à ma formation que ce soit du primaire, au moyen, au secondaire et l'enseignement supérieur.

El Haddi BOUYENGOULENE.

Table des matières

Liste des figures

Liste des symboles

Introduction générale.....12

Chapitre I: Généralités sur la climatisation solaire

1. Introduction	15
2. Définition de la climatisation	16
3. Coefficient de performance	16
4. Description des technologies de climatisation.....	17
4.1. Techniques basées sur l'emploi de l'électricité.....	17
4.2. Techniques basées sur un processus thermomécanique.....	18
4.3. Techniques basées sur la sorption d'un gaz.....	18
4.3.1. La machine à absorption.....	18
4.3.2. La machine à adsorption.....	20
4.3.3. Le dessiccant cooling.....	20
5. La réfrigération par sorption.....	21
5.1. Définition	21
5.1.1. Adsorption.....	21
5.1.1.a. Adsorption physique.....	22
5.1.1.b. Adsorption chimique.....	23
5.1.1.c. Adsorbants	23
5.1.2. Absorption.....	23
5.1.2.a. Absorption humide.....	23
5.1.2.c. Absorption sèche.....	24
6. Climatisation solaire et climatisation classique.....	24
7. Conclusion	25

Chapitre II : Etude de la dessiccation en cycle ouvert

1. Introduction.....	27
2. Précis théoriques sur l'air humide et le phénomène de sorption.....	27
2.1. Définition relative à l'air humide.....	27
2.2. Précis théoriques sur le phénomène de sorption.....	29
3. Dessiccation en phase solide en cycle ouvert.....	31
3.1. Matériaux dessiccants.....	31
3.2. Technologies de certains composants de l'installation dessiccante solaire.....	32
3.2.1. Dispositifs d'échanges utilisés pour la dessiccation en phase solide.....	32
• Les tours à dessiccation	33
• Les lits horizontaux tournants.....	33
• Les lits verticaux multiples.....	34
• La roue à dessiccation.....	35
• Les principaux fabricants de roue à dessiccation	36
3.2.2. Systèmes à humidification.....	36
• Humidificateurs-laveurs à pulvérisation d'eau atomisée par des buses fixes..	37
• Humidificateurs à évaporation	38
3.2.3. Description de système solaire.....	39
3.2.3.a. Capteurs solaires.....	39
• Les capteurs à air	39
• Les capteurs plans.....	40
• Les capteurs à concentration fixe (CPC).....	40
• Les capteurs sous vides.....	41
3.2.3.b. Systèmes de stockages thermiques	42
3.3. Principe du cycle évaporatif à dessiccation en phase solide.....	43
3.4. Modification de cycle Pennington.....	47
3.5. Conclusion sur la dessiccation solide.....	51
4. Dessiccation en phase liquide en cycle ouvert.....	51

Chapitre III : Modélisation mathématique des composants du système

1. Introduction.....	54
2. Modélisation mathématique de la roue à dessiccation.....	55
2.1. Equations fondamentales des transferts de chaleur et de masse.....	55
2.2. Différents modèles de la roue à dessiccation développées dans la littérature	59
2.2.1. Modèles empiriques.....	59
2.2.2. Modèles analytiques.....	59
2.2.2.a. Méthode aux différences finies	59
2.2.2.b. Méthodes heuristiques	60
2.2.2.c. Méthode de Laplace.....	61
2.2.2.d. Méthode par analogie.....	60
3. Modélisation des autres composants du système de refroidissement à dessiccation solaire	
3.1. Modélisation de l'échangeur rotatif non hygroscopique.....	61
3.2. Calcul de la température à la sortie de l'échangeur rotatif.....	64
4. Modélisation de l'humidificateur.....	65

Chapitre IV : Résultats & discussion

1. Introduction.....	68
2. Description du système et conditions posées.....	69
3. Variation de la température et l'humidité au cours de temps en fonction de la température de régénération à la sortie de la roue à dessiccation.....	70
4. Influence de la vitesse de rotation de l'échangeur rotatif sur son efficacité.....	75
5. Calcul de température à la sortie de l'échangeur rotatif.....	76
6. Variation de l'humidité relative à l'intérieur de local au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur.....	77
7. Variation de la température à l'intérieur de local au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur.....	79
8. Conclusion.....	79
Conclusion générale.....	81
Références Bibliographiques.....	83

Liste des figures

- Figure I.1** : Rayonnement solaire et besoin de climatisation au cours d'une journée d'été
- Figure I.2** : Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire
- Figure I.3** : Schéma de fonctionnement du cycle absorption à simple effet
- Figure I.4** : Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption
- Figure I.5** : Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à dessiccation
- Figure I.6**. Schéma explicatif des deux types d'interactions
- Figure II.1**: Diagramme de l'air humide
- Figure II.2** : Représentation des équilibres hygriques dans une enceinte fermée
- Figure II.3** : (a) influence de la température sur la sorption (b) isothermes de sorption-désorption
- Figure II.4** : Vue au microscope à balayage électronique d'un échantillon gel de silice
- Figure II.5** : Schéma représentant deux tours à dessiccation
- Figure II.6** : Schéma d'un lit horizontal tournant
- Figure II.7** : Schéma d'un lit vertical à dessiccation
- Figure II.8** : Schéma d'une roue à dessiccation
- Figure II.9** : Evolution de la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant
- Figure II.10** : Schéma de principe d'un humidificateur- laveur à pulvérisation d'eau atomisée
- Figure II.11** : Schéma d'un système de rafraîchissement évaporatif à nids d'abeilles ou pad
- Figure II.12** : Vue générale d'un capteur à air
- Figure II.13** : Vue générale d'un capteur plan à eau
- Figure II.14** : Vue générale d'un capteur CPC
- Figure II.15** : Vue générale d'un capteur sous vide
- Figure II.17** : Système à humidification direct avec l'évolution correspondante sur le diagramme de l'air humide
- Figure II.18** : Mode humidification indirecte avec l'évolution correspondante sur le diagramme l'air humide
- Figure II.19** : Mode humidification combinée avec l'évolution correspondante sur le diagramme de l'air humide
- Figure II.20** : schématisation de cycle pennington
- Figure II.21** : Mode dessiccant cooling (cycle Pennington) et son évolution correspondante sur le diagramme de l'air humide
- Figure II.22** : Cycle de Pennington avec échangeur à courants croisés au lieu de l'échangeur Rotatif
- Figure II.23** : Schéma du cycle dessiccant adapté aux régions à humidité absolue élevée. L'air extérieur à l'entrée de l'échangeur a une humidité absolue de 18g/kg et une température de 35°C. A la sortie de l'échangeur son humidité est réduite à 14g/kg et sa température à 30°C

Figure II.24 : Cycle desiccant cooling adapté aux climats à humidité absolue très élevée (25g/kg)

Figure II.25 : Schéma de principe d'un échangeur à surface mouillée

Figure II.26 : Cycle dessiccant cooling avec un échangeur à surfaces mouillées

Figure II.28 : Cycle de Dunkle avec l'évolution correspondante de l'air dans le diagramme de l'air humide

Figure II.29 : Evolution du pour une journée de fonctionnement d'une centrale à dessiccation (cycle Pennington)

Figure III. 1 : Schéma présentant le système à dessiccation étudié couplé à l'installation solaire

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

Figure III.3 : Linéarisation implicite des fonctions potentielles

Figure III.4 : schéma représente un humidificateur

Figure IV.1: Schématisation de l'installation étudiée

Figure IV.2 : Vue de la roue dessiccante dans son caisson avant l'installation

Figure IV.3 : la variation de l'humidité ω_{aps} au cours de temps en fonction de la température de régénération Tare.

Figure IV.4 : la variation de la température Taps au cours de temps en fonction de la température de régénération Tare

Figure IV.5 : Structure de l'échangeur rotatif

Figure IV.6 : la variation de l'efficacité au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur pour Tare=75°C

Figure IV.7 : la variation de l'efficacité au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur pour Tare=95°C

Figure IV.8 : la variation de la température à la sortie de l'échangeur au cours de temps pour Tare=75 °C

Figure IV.9 : la variation de la température à la sortie de l'échangeur au cours de temps pour Tare=95 °C

Figure IV.10 : la variation de l'humidité relative au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur Tare=75 °C

Figure IV.11 : la variation de l'humidité relative au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur Tare=95 °C

Figure IV.12 : la variation de la température au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur Tare=75 °C

Figure IV.13 : la variation de la température au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur Tare=95 °C

Liste des symboles

Symboles latins

A_c : Surface transversale [m^2]

A_s : Surface spécifique [m^2]

COP : Coefficient de performance.

p : Pression partielle [Pa]

m : Masse [kg]

C_p : Chaleur spécifique [J/kg.K]

W : Teneur en eau d'un produit dessiccant

N : Vitesse de rotation [trs/min]

T : Température [K]

\dot{m} : Débit massique [kg/s]

T_{ro} : Période de rotation [s]

V : Volume de la roue dessiccatrice [m^3]

L : Profondeur de la roue [m]

u : Vitesse d'écoulement [m/s]

h : Enthalpie [J]

h : Coefficient d'échange convectif [$W/m^2.K$]

h_m : Coefficient d'échange massique [$kg/m^2.s$]

L_w : Chaleur de mouillage [J]

L_s : Chaleur de sorption [J]

NTU : Nombre d'unité de transfert

Nu : Nombre de Nusselt

Re : Nombre de Reynolds

Pr : Nombre de Prandlt

Cr : Coefficient de correction

Q : Quantité de chaleur échangée [J]

t : Temps [s]

Symboles grecques

ω : Relative à l'humidité absolue

ϕ : Relative à l'humidité relative

Ω : Vitesse angulaire [rad/s]

α : Position angulaire [rad]

v : Volume spécifique de l'air [m^3/Kg]

ε : Efficacité

ϕ : Porosité

μ : Viscosité dynamique [kg/s. m]

ρ : La masse volumique [kg/m^3]

λ : Conductivité thermique [W/m.K]

Indices

a : Air

Al : Aluminium

ape : Air du process à l'entrée de la roue dessiccatrice

aps : Air du process à la sortie de la roue dessiccatrice

are : Air de régénération

ane : Air du process à l'entrée l'échangeur rotatif

ans : Air du process à la sortie de l'échangeur rotatif

as : Air sec

ve : Vapeur d'eau

Introduction Générale

Jusqu'à présent, le conditionnement d'air et les réfrigérateurs domestiques en Algérie fonctionnent principalement par voie classique, c'est-à-dire comme machines frigorifiques à compression mécanique, nécessitant une dépense d'énergie électrique considérable. De plus ces machines utilisent des fluides frigorigènes à base de CFC « les chlorofluorocarbures » qui sont une sous classe de gaz fluorés, eux même faisant partie de la famille des halogénoalcanes. Ce sont des gaz composés dérivés des alcanes, où les atomes d'hydrogène ont été substitués par des atomes de chlore et de fluor, ils sont connus par leur effet nuisible sur la couche d'ozone, induisant des conséquences désastreuses pour l'environnement.

Afin de limiter la demande en énergie pour les applications de climatisation, il est nécessaire de développer des techniques alternatives aux machines frigorifiques actuelles. L'utilisation de la chaleur produite par les capteurs solaires est une option intéressante pour les procédés de climatisation actionnés par la chaleur.

Les technologies du froid solaire actuellement disponibles pour des applications commerciales (absorption, adsorption, « dessiccant cooling ») sont caractérisées par un coefficient de performance thermique saisonnier assez bas (entre 0.5 et 0.7), comparé au procédé par compression [1].

C'est pourquoi, il est nécessaire d'optimiser le système afin, d'améliorer sa performance moyenne intrinsèque, et maximiser la part de l'apport solaire dans la fourniture de chaleur. Cette optimisation permettra d'obtenir des économies d'énergie primaire plus importante et ainsi rendre ces solutions plus compétitives.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'étude d'un système de climatisation basé sur la dessiccation de l'air. Le mémoire est réparti en quarts chapitres principaux :

Le premier chapitre correspond à des généralités sur la climatisation solaire ; le second chapitre traite de l'état de l'art de la technologie utilisée dans les systèmes de climatisation basés sur la dessiccation de l'air « dessiccant cooling ».

Le troisième chapitre est relatif à la modélisation mathématique de différents composants de ce système et le quatrième concerne les résultats obtenus et leur discussion.

Le mémoire se termine par une conclusion générale mettant en relief la synthèse des résultats obtenus et les perspectives éventuelles à envisager pour d'autres études ultérieures.

Chapitre I :
Généralités
sur la Climatisation Solaire

Chapitre I : Généralités sur la climatisation solaire

1. Introduction :

La civilisation moderne est très dépendante de l'énergie fossile, spécialement les énergies non renouvelables qui s'épuiseront tôt ou tard et qui sont en grande partie responsables des gaz à effet de serre.

L'augmentation de la concentration des gaz à effet de serre dans l'atmosphère est un facteur principal à l'enjeu global de notre planète et le réchauffement climatique. Les systèmes de production de froid et de climatisation classiques sont des consommateurs importants d'énergie. Ces systèmes sont généralement actionnés par l'énergie électrique produite à partir des produits fossiles ainsi que leur émission (les fuites des fluides frigorigènes HFC ; CFC) est une menace pour la couche d'ozone.

La difficulté du marché des énergies fossiles liée à l'économie d'un monde en crise et les coupures répétées de l'électricité dues aux surcharges des réseaux de la distributions (à titre d'exemple le blackout de l'année 2012) opérateur du système électrique national a enregistré le mercredi 27 juin 2012 à 14h00 une puissance maximale appelée PMA de 8 850 MW en raison de la vague de chaleur qui a touché l'ensemble de pays et qui a entraîné une forte consommation d'électricité à cause de la surcharge du réseau dû essentiellement à la climatisation [2].

Les contraintes environnementales poussent de nombreux scientifiques et écologistes à se prononcer pour une autre source économique et durable, en l'occurrence l'énergie solaire, et d'introduire de nouveaux systèmes de rafraîchissement et de production de froid à base d'énergie solaire.

Durant les années 1970, la réfrigération solaire reçut un grand intérêt suite à la crise pétrolière qui avait initiée par les pays arabes membres de l'OPEP. Il y'avait de nombreux projets de développement et de démonstration de technologie de réfrigération solaire [3,4]. Les technologies de réfrigérations solaires ont l'avantage de supprimer la majorité des effets négatifs des machines frigorifique traditionnelles.

De plus, comme le montre la figure I.1, la quasi coïncidence entre les pics de besoins frigorifique et le rayonnement solaire disponible constitue un autre point positif à verser au compte de la réfrigération solaire. Ainsi, dans le contexte actuel, l'utilisation de l'énergie solaire pour la climatisation des bâtiments est de nouveau un concept séduisant.

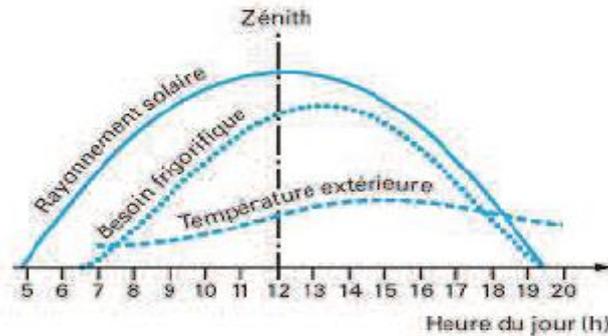


Figure I.1 : Rayonnement solaire et besoin de climatisation au cours d'une journée d'été [5]

2. Définition de la climatisation :

La climatisation est 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 jusqu'à obtenir une température de consigne (et éventuellement une humidité relative) définie. Il est également nécessaire de préciser la notion de "rafraîchissement" d'un local. Lorsque le but de l'équipement n'est pas de maintenir une température de consigne fixe, mais simplement de limiter la hausse de température, même si celle-ci dérive en cas de forte chaleur, on parle de "rafraîchissement". Cela implique des différences dans la conception, le dimensionnement et la régulation du système.

Le refroidissement d'un local consiste à enlever de la chaleur (chaleur utile) de ce dernier appelé alors la source froide et en évacuer (chaleur rejetée) à l'extérieur (le puits chaud) afin d'abaisser la température du local. Ce processus est réalisé par un procédé thermodynamique qui consomme de l'énergie pour satisfaire le deuxième principe de la thermodynamique qui indique que la chaleur ne passe pas spontanément d'un corps froid vers un corps chaud. Cette énergie peut être sous diverses formes (travail mécanique, chaleur, électricité, magnétisme...).

3. Coefficient de performance :

Le facteur principal qui caractérise une machine frigorifique est le coefficient de performance, définit comme étant le rapport entre les recettes et les dépenses, c'est-à-dire entre la puissance frigorifique vaincue par la machine et la puissance énergétique fournie au système. Il est donné par l'expression :

$$\text{COP} = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance motrice}} \quad (1.1)$$

Rappelons ici que deux COP clés sont utilisés dans ce cas:

$$\text{COP}_{\text{thermique}} = \frac{\text{Energie de Froid produite}}{\text{Energie recue par le système}} \quad (2.1)$$

$$COP_{\text{solaire}} = \frac{\text{Energie de Froid produite}}{\text{Energie Recue par le capteur solaire}} \quad (3.1)$$

4. Description des technologies de climatisation 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 basé sur la sorption d'un gaz. Toutes les techniques utilisées sont listées dans la Figure (I.2), en bleu les technologies actuellement en test à l'échelle réelle, et en gris les technologies commercialement disponibles :

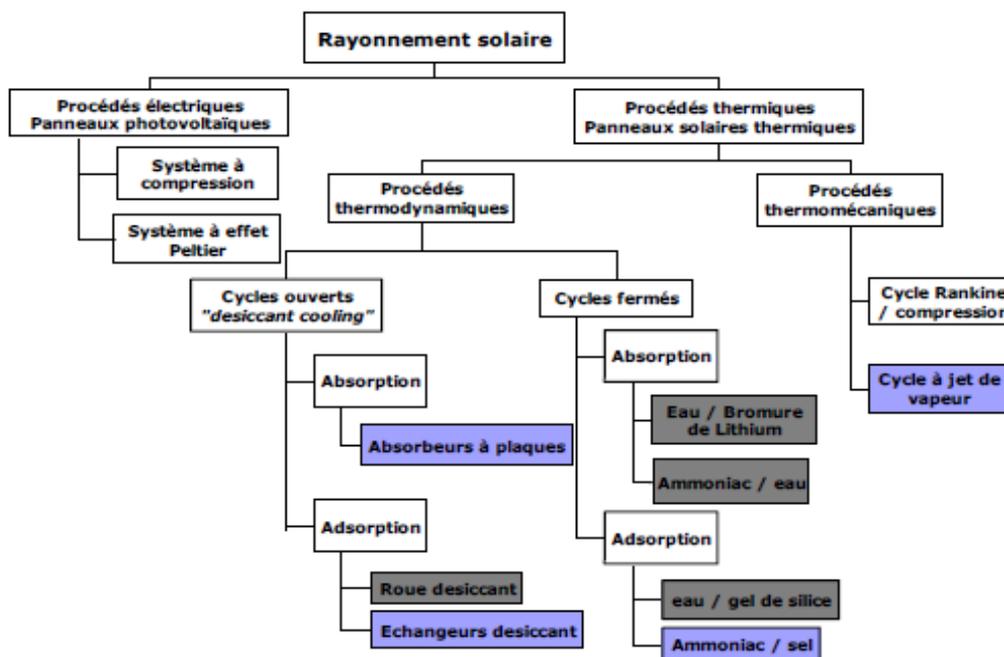


Figure I.2: Tableau montrant les différentes technologies de production de froid utilisées à partir de l'énergie solaire.

4.1. Techniques basées sur l'emploi de l'électricité :

Les technologies de production de froid solaire peuvent être des systèmes frigorifiques basés sur l'utilisation de l'électricité. Dans ces cas, l'énergie solaire est transformée en électricité grâce à des capteurs photovoltaïques puis est utilisée dans le système. Il existe deux systèmes:

- les systèmes à compression: on utilise un cycle classique de compression pour produire du froid. Système classique utilisé actuellement dans le froid ;
- 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.

Ces deux techniques sont limitées par l'emploi de capteurs photovoltaïques ayant un faible rendement nominal (environ 12%) et un coût important, ce qui ne permet pas actuellement leur développement. La puissance fournie par le compresseur nécessite une grande surface de capteurs car leur puissance spécifique est d'environ 100 à 130 W/m². De plus le stockage de l'électricité est coûteux et volumineux. Aujourd'hui, le prix de rachat de l'électricité solaire par EDF avantage la réintroduction de l'électricité dans le réseau.

4.2. Techniques basées sur un processus thermomécanique :

L'énergie solaire est utilisée comme source de chaleur grâce à des capteurs solaires thermiques, dans une machine produisant un travail mécanique, qui est à son tour utilisée pour produire du froid. Citons:

- le cycle Rankine: la chaleur récupérée met en mouvement un fluide qui lui-même actionne une turbine produisant de l'électricité. Cette électricité peut être utilisée dans un cycle classique à compression ;
- le 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 et de refroidir l'ambiance. La vapeur ainsi créée rejoint ensuite le flux primaire "moteur" et est refroidie dans le condenseur.

Ces techniques, notamment le cycle à jet de vapeur, sont encore au stade de la recherche pour être utilisées avec l'énergie solaire.

4.3. Techniques basées sur la sorption d'un gaz :

La sorption est le phénomène physique par lequel une substance se fixe, ou est incorporée dans une autre substance, qui est dans un état physique différent. Nous étudierons plus précisément ce phénomène dans le deuxième chapitre. Les technologies utilisant ce phénomène physique sont à l'heure actuelle les seules techniques commercialement disponibles. Plusieurs publications établissent un état de l'art de ces technologies [6,7].

4.3.1. Machine à absorption :

Le principe de fonctionnement d'une machine simple effet est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (desorbeur / absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant / liquide absorbant (solution saline) et une source de chaleur motrice.

La solution saline (Cf. Figure I.3) à faible concentration d'absorbant est chauffée dans le désorbeur (ou générateur) grâce à la chaleur motrice, et libère de l'eau sous forme gazeuse,

qui va se condenser dans le condenseur. La solution saline est ainsi concentrée. Le réfrigérant se vaporise dans l'évaporateur et est absorbée par la solution concentrée dans l'absorbeur.

L'absorption est un phénomène exothermique, qui est défavorisée par une haute température. C'est pourquoi un dispositif (généralement une tour de refroidissement humide) est utilisé pour évacuer la chaleur générée dans l'absorbeur et dans le condenseur.

Un échangeur de chaleur est utilisé entre l'absorbeur et le désorbeur afin de préchauffer la solution froide venant de l'absorbeur et refroidir la solution à la sortie du générateur. Le cycle de la machine à absorption est basé sur le fait que la température d'ébullition d'un mélange est plus haute que celle d'un liquide pur.

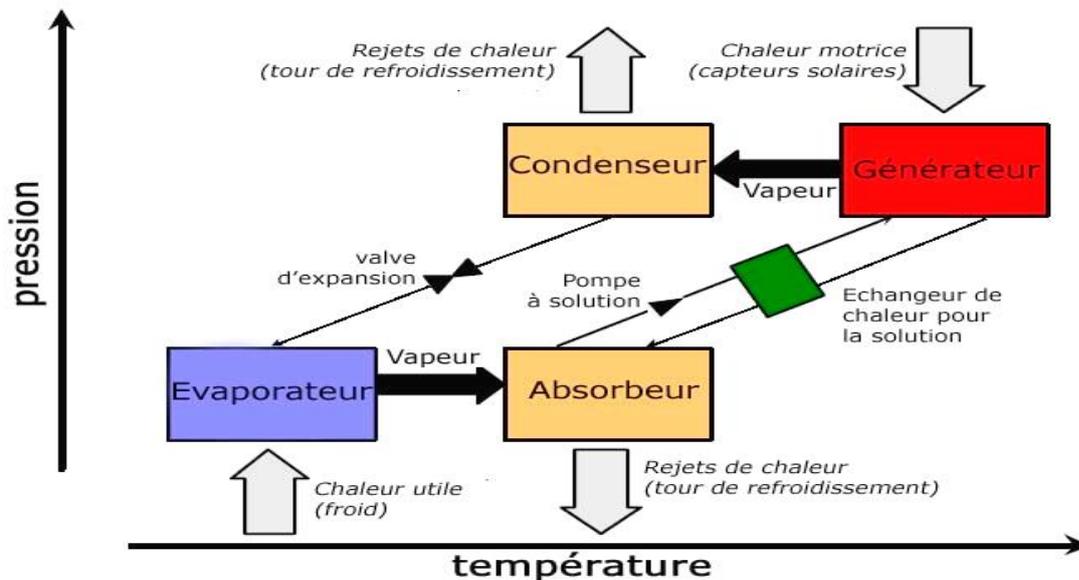


Figure I.3: Schéma de fonctionnement du cycle absorption à simple effet [8].

Dans les cas de la climatisation solaire, où la température de la source froide est supérieure à 5°C, le couple eau/bromure de lithium est généralement utilisé. Avec un système (H₂O/LiBr), la cristallisation de la solution doit être évitée par un contrôle de la température de refroidissement. La température de la source chaude est comprise entre 80° et 100°C. Dans des conditions optimales de fonctionnement, le coefficient de performance thermique est de l'ordre de 0,7 [9]. D'importants travaux ont été menés pour améliorer l'efficacité des machines à absorption. Ils ont conduit aux machines double effet qui permettent d'obtenir un COP_{th} compris entre 1 et 1,2 avec des températures de génération demandées de l'ordre de 130°C à 160°C, c'est-à-dire nécessitant des capteurs à concentration suivant le rayonnement solaire. L'utilisation de ces machines double effet avec l'énergie solaire reste une application possible et intéressante en termes d'efficacité [10] mais marginale (1 ou 2 opérations recensées [11]) en raison des températures de fonctionnement demandées.

Les machines à absorption simple effet sont actuellement disponibles auprès de nombreux fabricants pour différentes capacités allant de 15 kW à plusieurs centaines de kilowatts. On assiste aujourd'hui à d'importants travaux de recherche et développement se

focalisant sur le développement de petites machines à absorption compatibles avec l'énergie solaire destinées au marché résidentiel.

4.3.2. Machine à adsorption :

Lorsque le gaz ne se fixe pas dans un liquide, mais sur un matériau hautement poreux, on parle d'adsorption. Cette faculté de matériaux tels que les gels de silice, ou les Zéolites est utilisée dans des machines les couplant à la vapeur d'eau pour réaliser le cycle de refroidissement (voir figure I.4). L'utilisation de matériaux solides induit alors la nécessité d'avoir un fonctionnement cyclique et non continu comme pour l'absorption. Deux masses de matériaux adsorbants sont alternativement chauffées par la source chaude pour désorber la vapeur d'eau qui va ensuite se condenser dans le condenseur. L'eau est ensuite évaporée dans l'évaporateur où le froid est alors produit. Cette vapeur d'eau s'adsorbe ensuite sur le matériau adsorbant et le cycle recommence.

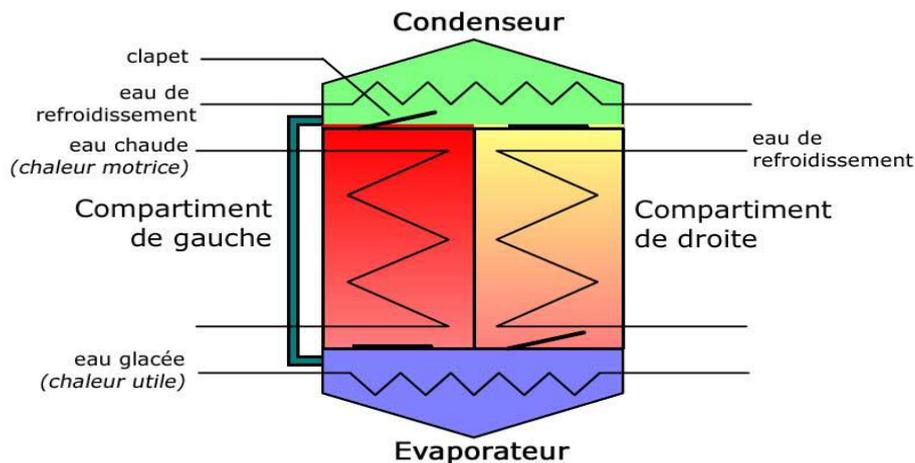


Figure I.4 : Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption.

Les machines à adsorption sont peu développées et concernent pour l'instant seulement les puissances importantes, à partir de 70 kW. Le COP_{th} est d'environ 0.6 [9]. Des recherches sont actuellement conduites pour améliorer le caractère cyclique générateur de beaucoup d'instabilité, ainsi que pour améliorer leur compacité et les proposer pour les petites puissances [12].

4.3.3. Dessiccant cooling :

Les systèmes « dessiccant cooling » 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).

Le dessiccant cooling est donc 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 dessicatif) ou dans un lit dans lequel est vaporisée une solution dessiccant, puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air.

Le fonctionnement d'un tel système (Cf. Figure I.5) nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du process dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessicatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C. Le COP_{th} est d'environ 0.5 [9]. La puissance de refroidissement est limitée par le débit de renouvellement d'air. Ce système doit donc être utilisé pour des bâtiments où les besoins sont restreints ou pour une application de rafraîchissement simple.

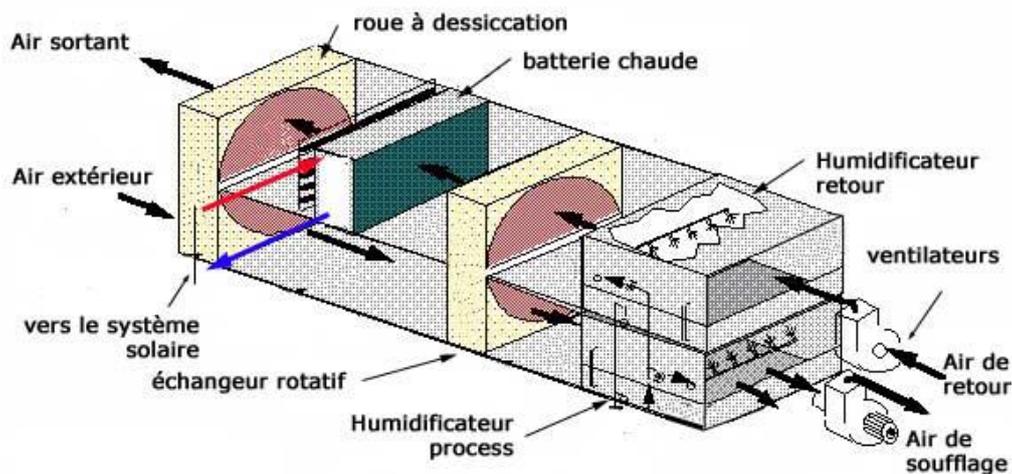


Figure I.5 : Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à dessiccation.

5. Réfrigération par sorption :

5.1. Définition :

La sorption par laquelle une substance est adsorbée ou absorbée par un sorbat sur ou dans une autre substance. Elle résulte de l'action de molécules de gaz ou liquide mis en contact avec un matériau solide et qui adhèrent à sa surface (le cas d'adsorption) ou s'incorpore dans la totalité dans son volume (absorption). Dans les deux cas la molécule fixée n'est plus dans le solvant.

5.1.1. Adsorption :

Le phénomène d'adsorption a été découvert pour la première fois par Fantana et Schelle en 1711 [13]. L'adsorption est le processus au cours duquel les molécules d'un fluide (gaz ou liquide) appelé adsorbat dans le cas générale ou fluide frigorigène dans les procédés de productions de froid. Se fixent sur la surface d'un solide appelé un adsorbant [13].

L'adsorption d'un gaz par un solide comporte 3 phases principales :

1. la phase gazeuse constituée par les molécules de gaz ;
2. la phase adsorbée (l'adsorbat) formée des molécules adsorbées à la surface ;
3. la phase solide qui est l'adsorbant.

Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui diffèrent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu.

5.1.1.a. Adsorption physique :

L'adsorption physique ou bien la physisorption est caractérisé par un processus résultant de liaisons physiques faibles, avec des énergies d'interactions de l'ordre 2 kJ/mole, en ne modifiant pas la nature chimique de la molécule de l'adsorbant.

Cette fixation des molécules du fluide sur la surface du solide se fait essentiellement par les forces de Van der Waals et ceux dues aux interactions électrostatiques de polarisation. Cette liaison faible de molécules d'adsorbat sur le solide n'entraîne aucune modification de la structure moléculaire de solide mais une simple variation de sa masse.

Ainsi l'adsorption physique est parfaitement renversable c.-à-d. que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbées en augmentant la température. La transformation du fluide d'une phase gazeuse à une phase adsorbée s'effectue à une pression et température constantes. La I.6 montre un schéma explicatif des deux types d'interactions.

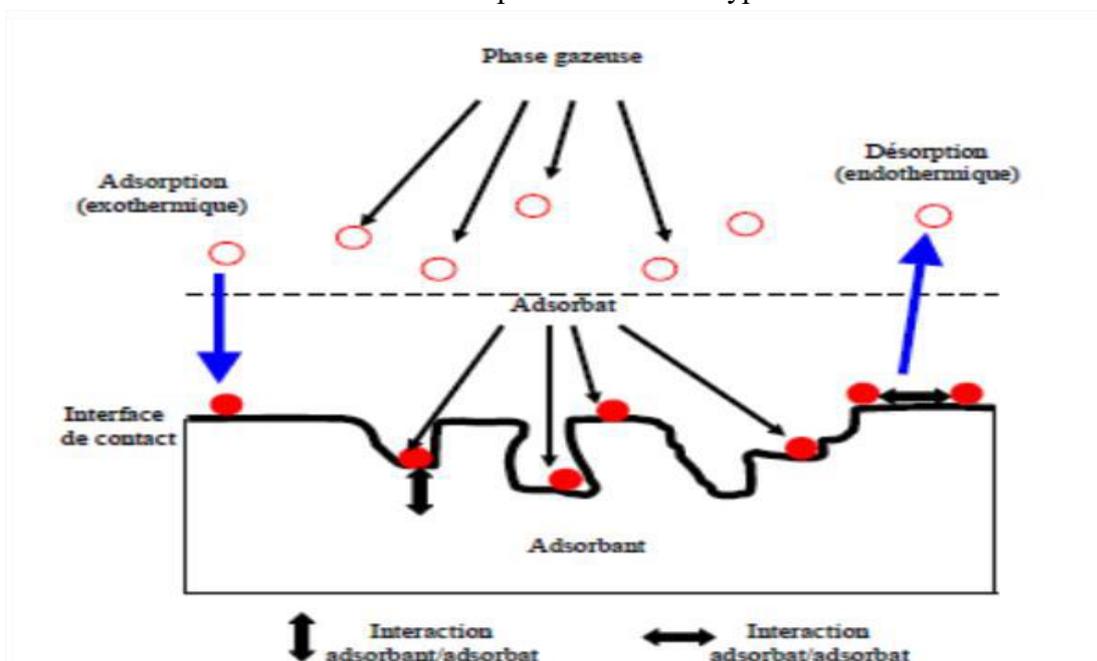


Fig. I.6. Schéma explicatif des deux types d'interactions.

Le phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur appelé : chaleur iso-stérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions :

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

5.1.1.b. Adsorption chimique :

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liaisons entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant donnant ainsi naissance à des forces de liaison importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé chimi-sorption).

La chaleur d'adsorption mise en jeu est en générale assez grande, dépassant les 80 kJ/mole. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) par rapport à l'adsorption physique.

5.1.1.c. Adsorbants :

Ce sont des matériaux ayant des tailles de pores variant de quelques angströms à quelques centaine d'angström. Les adsorbants couramment utilisés sont le silicagel, l'aluminium activé, les charbons actifs et les adsorbants à tamis. Le tableau I.1 donne les caractéristiques de certains adsorbants.

Tableau I.1 : Caractéristiques de certains adsorbants [14].

Adsorbant	Surface spécifique ($m^2 \cdot g^{-1}$)	Taille des pores (nm)	Porosité interne
Gel de silice	600 à 800	2 à 5	0.4 à 0.5
Zéolites	500 à 800	0.3 à 0.8	0.3 à 0.4
Charbon actif	400 à 2000	1 à 4	0.4 à 0.8

5.1.2. Absorption:

Le principe de refroidissement par l'absorption a été démontré vers la fin du 19 ième siècle en 1859 [15]. Il a été mis au point par le français FERDINAR Carré. Il est défini comme un phénomène exothermique en utilisant les propriétés d'affinité chimique des molécules d'un frigorigène plus volatil (sorbit) et un liquide ou solide (sorbant).

Selon la nature liquide ou solide du sorbant, on distingue deux variantes type de l'absorption.

5.1.2.a. Absorption humide:

Ce type de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un solvant liquide. L'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple NH_3/H_2O . Ce couple est le mieux connu et le plus étudiée.

La réaction mise en jeu entre le sorbant et le sorbat est de nature chimique. La solution retenue la plus part du temps dans les systèmes à absorption humide aboutie à un cycle continue.

5.1.2.b. Absorption sèche:

Le sorbant est un solide, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique. Les couples, absorbant/absorbat, les plus utilisés en absorption sèche sont: $H_2O/LiBr$ et $H_2O/LiCl$.

Les systèmes à absorption sèche connaissant de ce fait quelques utilisations en réfrigération, le plus particulièrement en climatisation. Leur principal défaut provient d'une limitation de la température de la source utile (température d'évaporation).

En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0 °C il y'a risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation d'un sorbant.

6. Comparaison entre la climatisation solaire & la climatisation classique :

Le tableau ci- dessous donne la comparaison entre la climatisation solaire et la climatisation classique.

Climatisation solaire (à sorption)	Climatisation classique
<p>*Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Pas de fluide frigoporteur pour l'environnement. • Pas de compression mécanique (un peu de pièces en mouvement). • Maintenance simplifiée. • Cout énergétique intéressant par rapport à l'électricité (20 fois inférieure à celle d'un système classique a compression). • Fiabilité et durée de vie estimé de 25 à 30 ans ce qui largement supérieur à la durée de vie des machines a compression mécanique. <p>**Inconvénients :</p> <ul style="list-style-type: none"> • COP faible à l'ordre de 0.5 à 0.8 • Nécessité de surface de captation. • Existence d'une température minimum pour le fonctionnement • Cout d'investissement important à cause de la charité des capteurs a haut performance. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consommation d'énergie primaire importante qui accroitre fortement la consommation d'électricités et l'énergie fossile. • Les fluides frigorigènes ont un fort impact sur l'environnement qui contribue à la détérioration de la couche de zone et l'effet de serre.

7. Conclusion :

On peut résumer le phénomène de sorption en deux processus principaux :

- la sorption en cycle fermé suivant un processus d'adsorption ou d'absorption. L'absorption se réfère à un processus de sorption où un sorbant liquide ou solide absorbe les molécules de réfrigérant dans son intérieur avec de modification physique et/ou chimique. Dans le processus l'adsorption, on se réfère à un sorbant solide qui attire les molécules de réfrigérant sur sa surface par force physique ou chimique et ne change pas sa forme dans le processus.
- la sorption en cycle ouvert appelée aussi « système à dessiccation » ou bien « Dessiccant Evaporative Cooling, DEC » ou un sorbant, c.-à-d. un déshydratant absorbe l'humidité de l'air humide. Les cycles de sorption ouverts sont classés soit en liquide ou solide selon le cycle dessiccatif en fonction de la phase de la déshydratation utilisée.

Chapitre II :
Etude de la Dessication
en Cycle Ouvert

Chapitre II : Etude de la dessiccation en cycle ouvert

1. Introduction

Dans le chapitre précédent, les enjeux et les techniques relatifs à la climatisation solaire ont été énoncés. La dessiccation en cycle ouvert, ou « dessiccant-cooling » est l'une d'entre-elles. Nous allons d'abord préciser les relations reliant les différentes grandeurs concernant l'air humide et le phénomène physique de la sorption. En effet, le « dessiccant-cooling » s'appuie sur la déshumidification préalable de l'air. La déshumidification de l'air peut se faire par refroidissement, à l'aide d'une surface d'échange à une température inférieure à la température de rosée, de l'air. Ainsi l'air dans la couche limite de l'échange thermique est saturée et l'eau condense, c'est un processus isenthalpique.

Dans le cas du dessiccant-cooling, la déshumidification par sorption est utilisée. La déshumidification, réalisée par sorption, s'effectue soit à travers un dispositif sur lequel est posé un matériau dessiccant (on parle alors de "déshydratation en phase solide"), soit dans des échangeurs dans lesquels est pulvérisée une solution dessiccant, ("déshydratation en phase liquide"). 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).

Les matériaux et les dispositifs technologiques employés pour réaliser la déshumidification par adsorption sont présentés. Puis le cycle complet du « dessiccant-cooling » en phase solide est présenté et l'évolution de l'air dans le diagramme de l'air humide est décrite. Les cycles supplémentaires sont également explicités [16].

2. Précis théorique sur l'air humide et le phénomène de sorption :

2.1. Définitions relatives à l'air humide :

L'air qui nous entoure de toute part est un mélange de différents gaz permanents (azote, oxygène, dioxyde de carbone) et de vapeur d'eau, celle-ci étant en quantité variable, sa part massique allant de pratiquement 0% à 3% chaque gaz a donc sa propre pression partielle de vapeur, égale à celle qu'il exercerait dans le même volume s'il était seul. Si nous désignons par:

- p_{as} la pression de vapeur partielle de l'air sec
- p_{ve} la pression de vapeur partielle de vapeur d'eau

La loi de Dalton nous donne la pression totale du mélange, telle que [16] :

$$p_{total} = p_{as} + p_{ve} \quad (1.2)$$

Généralement les gaz sont miscibles en toutes proportions, l'air ne peut emmagasiner qu'une certaine quantité de vapeur d'eau, et ce parce que la pression partielle de la vapeur d'eau ne peut en aucun cas dépasser la pression de vapeur saturante de l'eau. En effet, au-delà de cette limite l'eau se condense en phase liquide (dépôt ou brouillard).

Il est possible de caractériser la quantité de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec. C'est l'humidité absolue exprimée en kilogramme d'eau par kilogramme d'air sec (kg/kg)

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \cdot \frac{P_{ve}}{p_{tot} - p_{ve}} \quad (2.2)$$

On appelle humidité relative ϕ ou taux d'humidité le rapport, pour une température donnée de la pression partielle de vapeur d'eau à la pression de vapeur saturante de l'eau :

$$\phi = \frac{100 \cdot P_{ve}}{P_{v,sat}} = \frac{100 \cdot \omega \cdot P_{tot}}{0.622 + \omega \cdot P_{v,sat}} \quad (3.2)$$

L'enthalpie de l'air correspond à l'énergie contenue dans une masse d'air. Elle varie en fonction de la température et de la teneur en eau de la masse d'air. Elle est égale à la somme des enthalpies de ses constituants. Soit:

- h_{as} l'enthalpie massique de l'air sec en KJ/Kg_{as}
- h_{ve} l'enthalpie massique de la vapeur d'eau en KJ/Kg_{as}

$$h_{ah} = m_a \cdot h_{as} + m_{ve} \cdot h_{ve} \quad (4.2)$$

Rapporté à la masse d'air sec on obtient l'enthalpie h de la masse d'air humide par kilogramme d'air sec :

$$h = h_{as} + \omega \cdot h_{ve} \quad (5.2)$$

Pour de faibles écarts de température, de l'ordre de ceux présents dans les applications de thermique du bâtiment, il est possible de considérer la capacité thermique massique de l'air sec Cp_{as} constant est égale à 1 kJ/kg. L'enthalpie massique de la vapeur d'eau est telle que:

$$h = h_{ve} + Cp_{ve} \cdot T \quad (6.2)$$

Avec:

h_{ve} : Chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C (2500KJ/kg)

cp_{ve} : Capacité thermique massique moyenne de la vapeur d'eau (1.86kJ/kg)

T : Température d'air en °C

En définitive, l'enthalpie d'une masse d'air exprimée en kJ par kg d'air sec soit (1+ ω) kg d'air humide s'exprime ainsi:

$$h = T + \omega \cdot (2500 + 1.86 \cdot T) \text{ (kJ/kg}_{as}) \quad (7.2)$$

Finalement, pour une condition d'air (et une pression) donnée, toutes ces grandeurs sont accessibles à partir de la connaissance de deux d'entre elles par des calculs élémentaires.

Afin de les éviter, et pour avoir une représentation graphique des transformations appliquées à une masse d'air, on construit un diagramme de l'air humide ou diagramme psychrométrique (Figure II.1), qui permet par simple lecture de remonter à toutes

les grandeurs énoncées ci-dessus pour une même pression atmosphérique (généralement donnée pour le niveau de la mer).

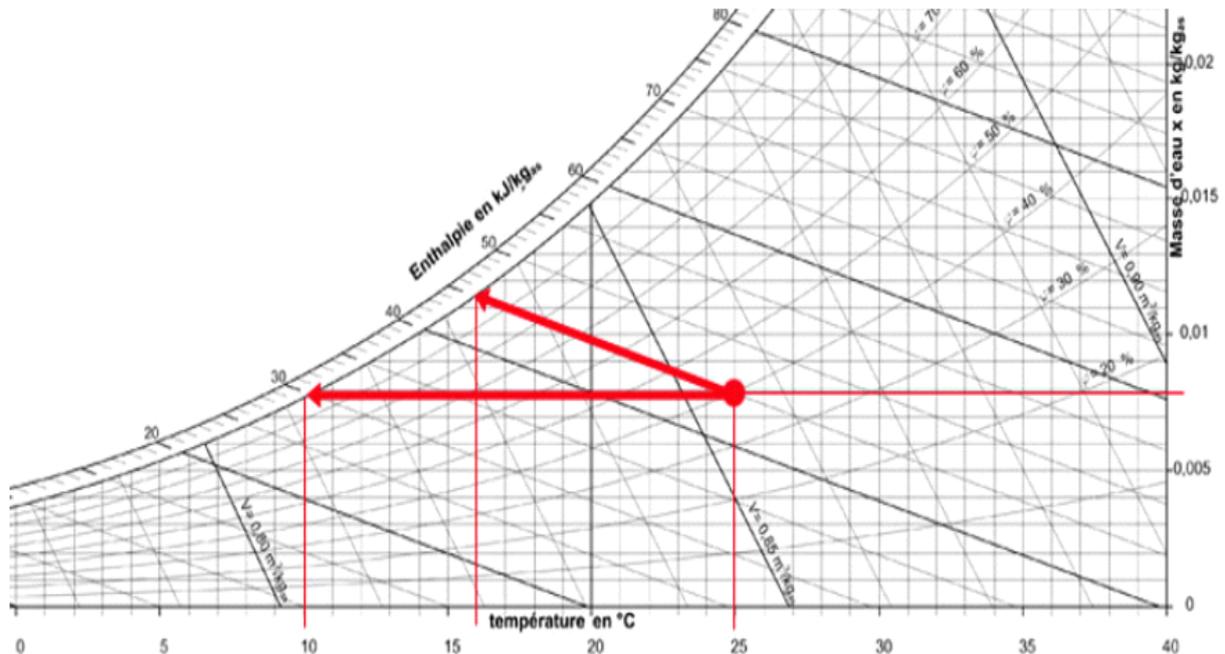


Figure II.1: Diagramme de l'air humide [16].

2.2. Précis théorique sur le phénomène de 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 solution déshydratants.

Tout produit, qu'il soit d'origine végétale, animale ou minérale contient de l'eau, comme évidemment les solutions aqueuses. On peut donc distinguer dans tous produit de masse totale m [16].

- une masse d'eau ;
- la masse restante $m_s = m - m_e$: appelée masse anhydre ou masse sèche.

On définit la teneur en eau d'un produit par :

$$W = \frac{m_e}{m_s} \text{ en base sèche.}$$

$$W_h = \frac{m_e}{m} \text{ en base humide.}$$

La capacité de sorption d'un matériau est liée à la pression de vapeur saturante à la surface du produit. L'activité de l'eau dans un produit est le rapport entre la pression partielle de vapeur d'eau du mélange constitué par l'air humide et la pression de vapeur saturante à la surface du produit. Si l'air ambiant et le produit sont à l'équilibre, alors il n'y a plus de transfert de masse, et l'humidité relative (φ_a) de l'air ambiant est alors égale à 100 fois l'activité de l'eau.

Ces notions sont schématisées dans la (figure II.2) Dans l'enceinte avec l'eau liquide, la pression partielle de la vapeur d'eau est égale à la pression vapeur saturante de l'eau alors que dans l'enceinte avec un produit hygroscopique, la pression partielle de l'eau est en fonction de l'activité de l'eau du produit.

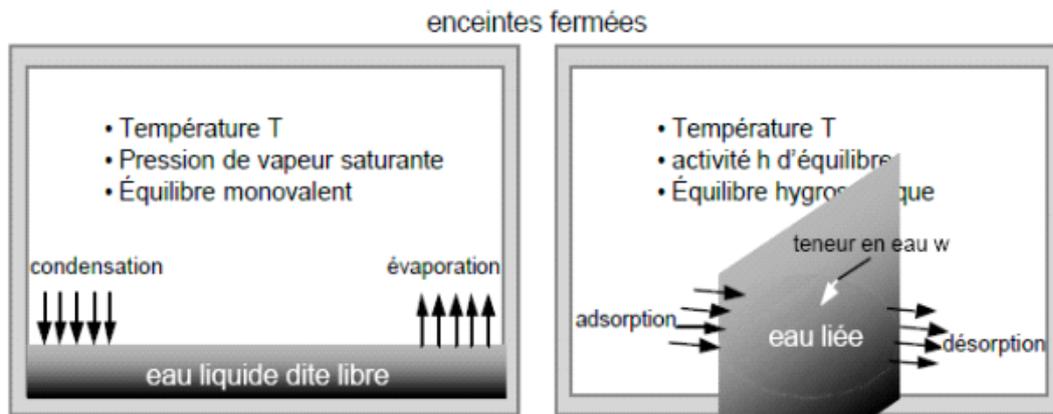


Figure II.2 : Représentation des équilibres hygriques dans une enceinte fermée [17].

L'activité de l'eau dans un produit dépend principalement de sa teneur en eau W et de sa température. La courbe représentant pour une température donnée la teneur en eau W d'un produit en fonction de la valeur de l'activité de l'eau ou de l'humidité relative de l'air en équilibre est appelée:

- Isotherme de sorption si elle a été déterminée expérimentalement en partant d'un produit sec ;
- Isotherme de désorption si elle a été déterminée expérimentalement en partant d'un produit saturé en eau.

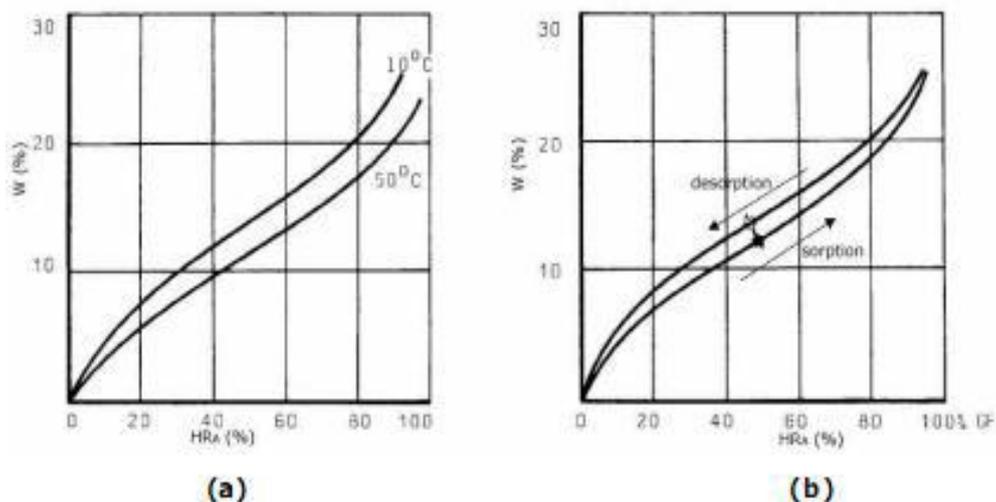


Figure II.3 : (a) Influence de la température sur la sorption (exemple)
(b) isothermes de sorption-désorption (exemple) [16].

La figure II.3 montre que la courbe de désorption ne se superpose pas précisément à la courbe de sorption. Cette non coïncidence est appelée hystérésis de désorption.

Ainsi pour déshumidifier l'air, il faut que la pression de vapeur saturante d'eau à la surface du dessiccant soit la plus faible possible (figure II.3). C'est –à-dire que la teneur en eau et la température du produit dessiccant doit être la plus faible possible. Puis le produit dessiccant se chargeant en eau, il devient nécessaire de régénérer le produit, c'est –à-dire de le décharger en eau pour conserver une capacité de sorption satisfaisante.

A cet effet, on chauffe le produit, la teneur en eau du produit devient plus faible pour un air à même humidité relative. De plus le fait de chauffer l'air autour baisse automatiquement l'humidité relative. Le produit (relâche) donc de l'humidité.

La sorption est un phénomène exothermique caractérisé par la chaleur de sorption (L_s) mise en jeu. Cette quantité n'est pas parfaitement égale à la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le processus est donc différent, bien que proche, d'un processus isenthalpique.

3. Dessiccation en phase solide en cycle ouvert :

Avant d'étudier le fonctionnement global du cycle, voyons tout d'abord le phénomène d'adsorption qui permet la déshumidification nécessaire au fonctionnement du cycle. Nous verrons ensuite les matériaux utilisés et les dispositifs utilisés, et enfin le fonctionnement global de cycle la sorption solide ou adsorption.

3.1. 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.

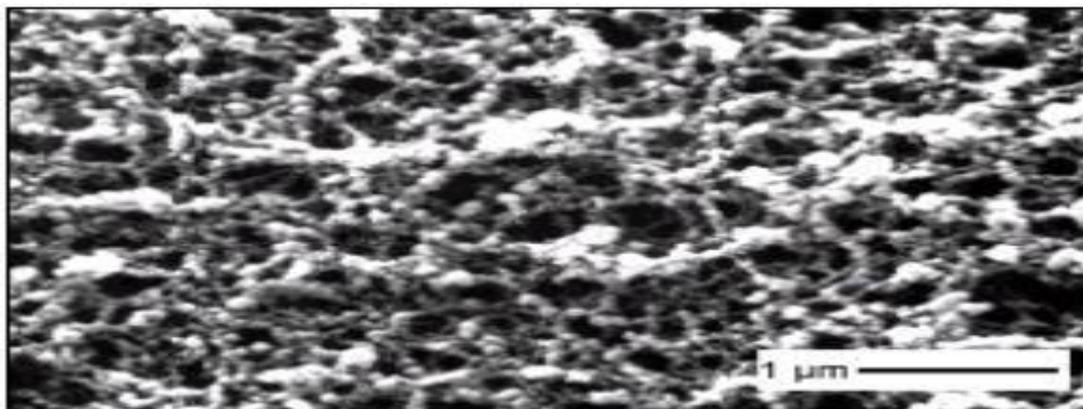


Figure II.4 : Vue au microscope à balayage électronique d'un échantillon gel de silice [16].

Les matériaux dessiccant ont généralement une surface spécifique de 100 à 1000m²/g. les molécules d'eau se fixent dans un premier couche grâce aux forces de Van der Waals 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. Les matériaux dessiccant utilisés dans les opérations de conditionnement d'air sont les suivants :

- **Les charbons actifs :**

Le charbon actif ou charbon activé ou charbon végétal, se présente sous la forme d'une poudre noire, légère, constituée essentiellement de matière carbonée à structure poreuse. C'est une sorte de charbon de bois. La fabrication se décompose en deux étapes : une première étape de calcination ou carbonisation, à de fortes températures, des produits constituants et une deuxième étape d'activation consistant à augmenter son pouvoir adsorbant, notamment en éliminant les goudrons qui obstruent les pores. En fonction de la taille des pores, ils peuvent également être utilisés pour le filtrage des liquides.

- **Les Alumines Activées :**

Les alumines activées sont des oxydes d'aluminium très poreux obtenus par déshydratation partielle de l'alumine hydratée. Les alumines activées ont la propriété d'absorber de nombreux contaminants du fait de leur très grande porosité. Cette porosité et la chimie de surface de l'alumine activée confèrent des propriétés catalytiques très utiles dans les nombreuses applications industrielles. Le fait qu'elles soient également hydrophiles permet leur utilisation dans les procédés de déshumidification.

- **Les Zéolites :**

Les zéolites sont des aluminosilicates cristallins et poreux. Résultant des enchainements 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.

- **Le Gel de silice ou silica Gel :**

Les gels de silice (SiO₂) sont élaborés à partir de silicate de sodium. Ils sont caractérisés par une grande surface spécifique, de l'ordre de 800m²/g. et la taille de leurs pores dépend de la technique de fabrication. Ce matériau est depuis longtemps utilisé dans les applications de déshumidification industrielle, mais aussi dans l'industrie agroalimentaire et la chimie sous forme de petits sachets de grains de gel de silice afin de conserver les ou les médicaments à un faible taux d'humidité. Le matériau le plus utilisé par les fabrications est le gel de silice.

3.2. Technologies de certains composants de l'installation dessiccante solaire :

3.2.1. Dispositifs d'échange utilisés pour la dessiccation en phase solide :

Il existe quatre dispositifs utilisés pour la dessiccation (sans refroidissement) en phase solide [18]:

** Tours à dessiccation :

Ce sont deux tours remplies de matériau dessiccant 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.

L'avantage de ce système c'est qu'il est adapté aux températures de rosée assez basses, son inconvénient est que sa performance dépend de la vitesse de l'air.

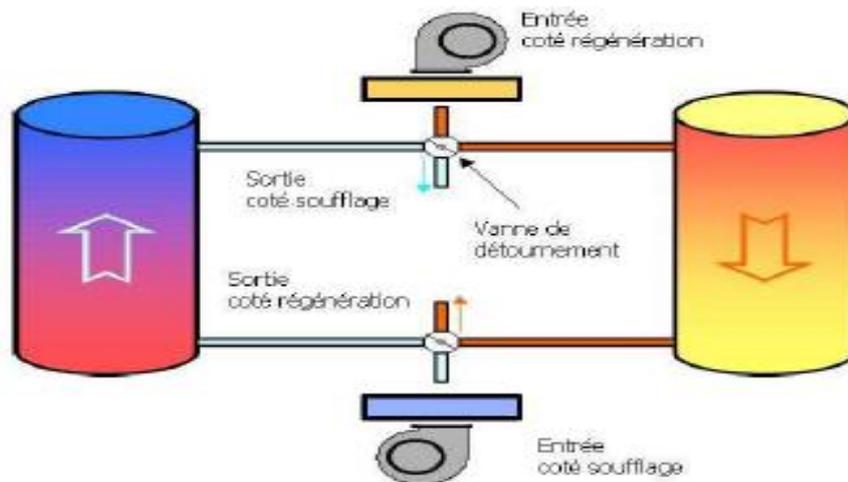


Figure II.5: Schéma représentant deux tours à dessiccation [18].

** Lits horizontaux tournant :

Des disques sur lesquels est déposé le matériau dessiccant 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. Ainsi ce processus est continu. L'avantage technologie est la simplicité et son coût relativement faible. Les inconvénients sont sa difficulté (sinon impossible) mise en place dans une centrale de traitement d'air et sa faible étanchéité entre les deux flux d'air.

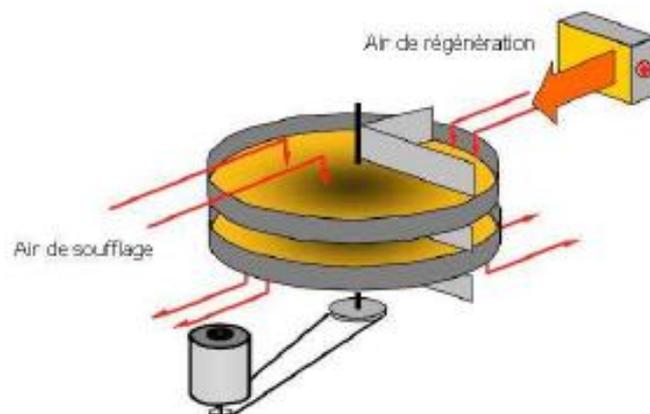


Figure II.6: Schéma d'un lit horizontal tournant [18].

** Lit verticale multiple :

Ce système est un compromis entre les deux systèmes précédents, les matériaux dessiccant se trouvant dans un anneau cylindrique perforé qui est tourné entre l'air de soufflage et l'air de retour. 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 cout relativement élevé.

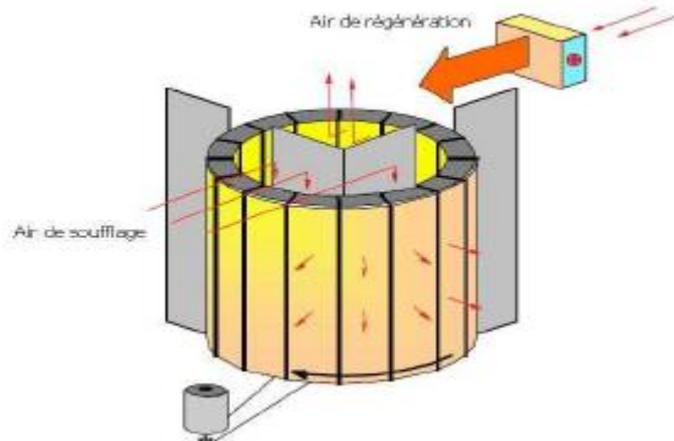


Figure II.7: Schéma d'un lit vertical à dessiccation [18].

** Roue à dessiccation ou "roue dessiccant":

La figure II.8 montre le système de roue à 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 de 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 échauffé 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 figure II.9 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. 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 dessiccant. 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 relâché 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 [19,20].

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.

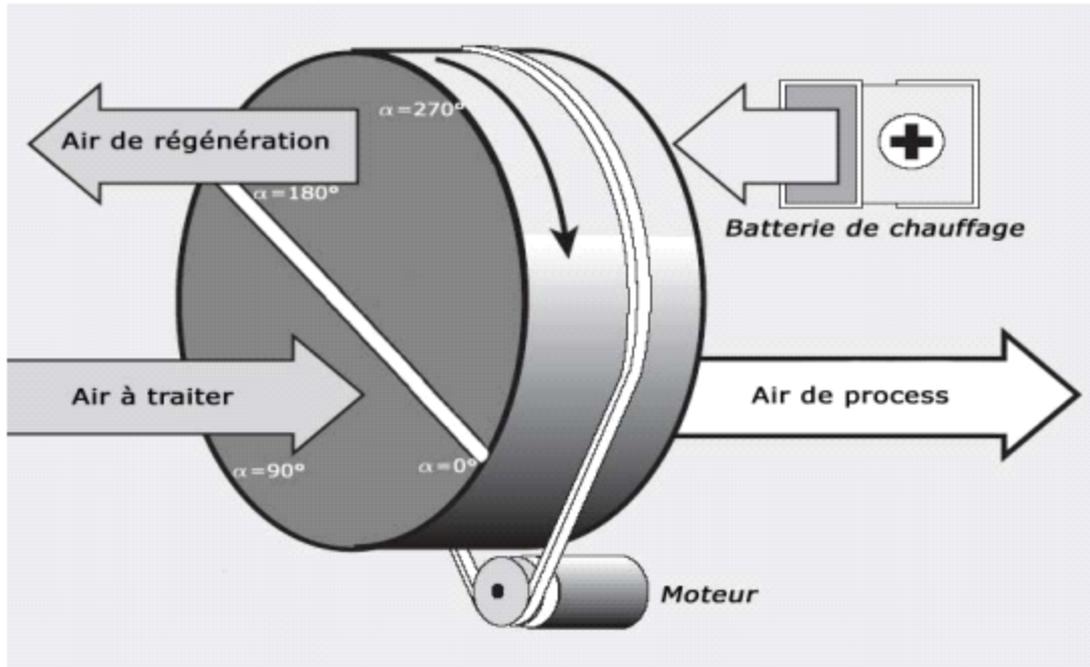


Figure II.8: Schéma d'une roue à dessiccation.

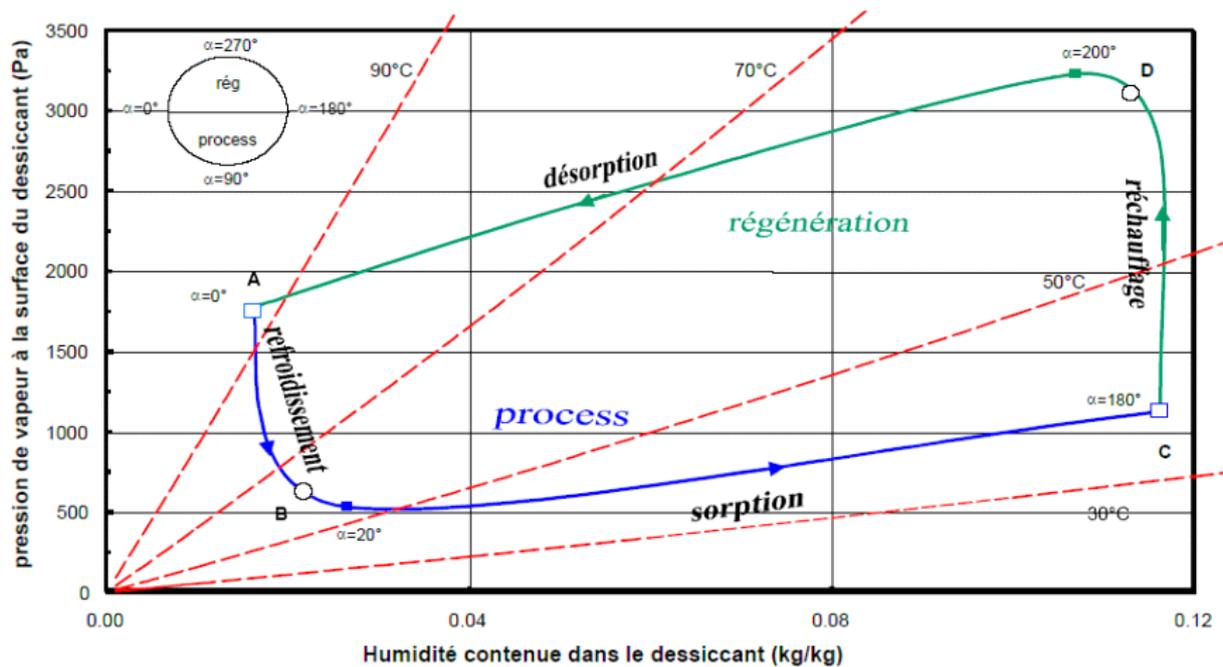


Figure II.9 : Evolution de la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant [21].

On notera qu'une solution de chlorure de lithium visqueuse peut être déposée sur une matrice dans une roue dessiccative. Le fabricant de roue Klingenburg [22] utilisa cette technologie. En fait 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 abimer la matrice sur laquelle est déposé le substrat.

Actuellement, les principaux fabricants de roue à dessiccation sont donnés par le tableau ci-dessous.

compagnie	Pays d'origine	Le déshydratant	Taille de la roue	disposition
Munters USA	USA	SiGel, AlTiSilicates	0.25-4.5 m	Propre usage
Munters AB	Suède	SiGel, AlTiSilicates	0.25-4.5 m	Propre usage
Seibu Giken	Japan	SiGel, AlTiSilicates	0.1-6 m	Propre usage, export : US, Afrique du sud et l'Europe
Nichias	Japan	SiGel, Mol.Sieves	0.1-4 m	Exportation
DRI	India	SiGel, Mol.Sieves	0.3-4 m	Propre usage, exportation
Klingenburg	Allemagne	Al oxide , LiCl	0.6-5 m	Exporté à OEMs
ProFlute	Suède	SiGel, Mol.Sieves	0.5-3 m	Exporté à OEMs
Bry-Air	USA	SiGel(pellets)		Propre usage
Rotor Source	USA	SiGel, Mol.Sieves	0.5-3 m	Exporté à OEMs
NovelAire	USA	SiGel, Mol.Sieves	0.5-3 m	Exporté à OEMs

(Si Gel = gel de silice, AlTi silicates= aluminés activées, Mol. Sieves = tamis moléculaires, LiCl= solution visqueuse de chlorure de sodium, to OEM=intégration par des fabricants tiers de centrales de traitement d'air)[22].

Les dimensions des roues présentes sur le marché permettent de traiter des débits volumiques d'air allant de quelques centaines de m^3/h à 100 000 m^3/h .

3.2.2. Systèmes à humidification :

Les systèmes évaporatifs peuvent être classés selon deux manières distinctes. La première classification repose sur le critère de contact ou non entre l'air à traiter et l'eau évaporée. On rencontre, selon cette classification, deux catégories de systèmes évaporatifs (direct et indirect).

La seconde classification s'effectue par rapport à la consommation énergétique des systèmes (utilisation ou pas d'éléments dissipateurs d'énergie tels que les ventilateurs, les pompes...). On les appellera systèmes « naturels » s'ils ne consomment pas d'énergie et systèmes « hybrides » si leur consommation énergétique est faible devant celle d'un climatiseur traditionnel. Le type le plus fréquent aux systèmes de rafraîchissement évaporatifs c'est systèmes à pulvérisation d'eau atomisée.

Les systèmes évaporatifs à atomisation dans lesquels l'eau est réduite par pulvérisation en fines particules dénommées aérosols. Mélangées à l'air à humidifier, ces fines particules passent de l'état liquide (eau) à l'état gazeux (vapeur) en puisant la chaleur nécessaire à ce changement d'état dans l'air qui, en conséquence, se refroidit. Il existe différents systèmes à pulvérisation d'eau atomisée, à savoir les humidificateurs-laveurs, les humidificateurs à centrifugation, les humidificateurs à buse fixe alimentés en eau et air comprimé, les humidificateurs à buse rotative, les humidificateurs à ultrasons et les humidificateurs à infrasons.

3.2.2. a Humidificateurs -laveurs à pulvérisation d'eau atomisée par buses fixes :

La figure II.10 représente le schéma de principe d'un humidificateur- laveur à pulvérisation d'eau atomisée. Les paramètres de l'air sont réglés par la température et la quantité d'eau provenant du bac à eau (1) et envoyée par la pompe de circulation (2) dans la rampe à gicleurs(3).

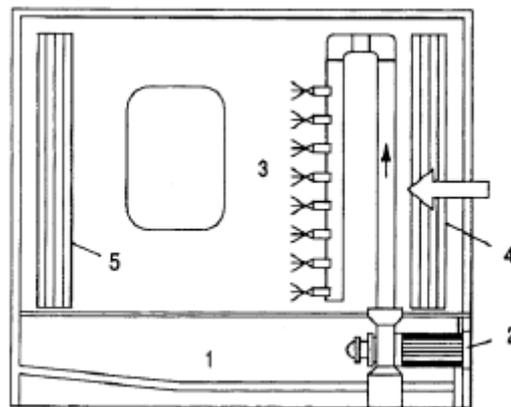


Figure II.10: Schéma de principe d'un humidificateur- laveur à pulvérisation d'eau atomisée [23].

Dans cet humidificateur– laveur, l'air à traiter entre dans la caisson en commençant par traverser un redresseur de lignes de courant (4), est humidifié et refroidi puis quitte le caisson dans la direction de l'écoulement de l'air après avoir traversé un séparateur de gouttelettes (5) formé d'un assemblage de profils spéciaux. Le bac de rétention d'eau (1) comprend un trop-plein, un dispositif de vidange et un robinet à flotteur qui permet l'alimentation automatique en eau d'appoint soit lorsque toute l'eau du bac a été pulvérisée soit lorsque son volume a diminué à la suite d'une purge de déconcentration. Le débit - masse d'eau en circulation est plusieurs fois supérieur au débit - masse pulvérisé.

Le rendement d'un humidificateur- laveur adiabatique dépend de nombreux facteurs :

- type et importance de l'humidificateur ;
- type et nombre de buses de pulvérisation ;
- direction de la pulvérisation c'est-à-dire dans le même sens que l'écoulement de la veine d'air ou à contre-courant.
- vitesse de l'air dans la zone de pulvérisation (en général de 2 à 4 m/s, pouvant atteindre 7 m/s) ;

- longueur du caisson d'humidification (en général de 1,5 à 3m) ;
- rapport des masses en eau et en air lequel tourne en général aux alentours de 0,3 kg d'eau par m^3 d'air.

C'est souvent après un arrêt plus ou moins prolongé d'un laveur qu'on a pu dénombrer, surtout dans l'eau du bac, un nombre très élevé de germes, moisissures et champignons. En vue d'en limiter la prolifération, on peut par exemple prévoir un système de régulation de la température de l'eau qui commande la vidange automatique du bac en cas de dépassement d'une température de consigne. Des buses spéciales entrent ensuite en action pour assurer le nettoyage du bac. Comme sécurité complémentaire et en vue de limiter l'épaississement de l'eau par les sels, on peut aussi prévoir un appareil de mesure de conductivité électrique de l'eau. Dans tous les cas, il est absolument nécessaire de vidanger le laveur au moins une fois par jour et de faire fonctionner l'installation à sec lorsque cela est possible. Actuellement, l'humidificateur n'est utilisé que dans des procédés industriels car son utilisation pour le confort dans le bâtiment est interdite par la réglementation.

3.2.2. b. Humidificateurs à évaporation:

Dans ce type d'humidificateur, on fait circuler l'air à humidifier sur des surfaces mouillées (corps de remplissage en couche, surfaces de ruissellement ou mats synthétiques) (figure II.11) ce qui entraîne, en fonction de l'état de l'air à son entrée, c'est-à-dire en fonction de sa température et de son humidité, de sa vitesse et de la température de l'eau, une plus ou moins intense vaporisation de l'eau par évaporation. Il en résulte un changement d'état adiabatique de l'air, celui-ci se trouvant humidifié et refroidi. De plus, il n'y a pas transfert à l'air de matières minérales comme du calcaire. La vitesse de circulation de l'air se situe entre 0.5 et 3m/s. Outre l'humidification qui a lieu, l'air se trouve purifié car la surface mouillée de l'humidificateur agit comme un filtre humide.

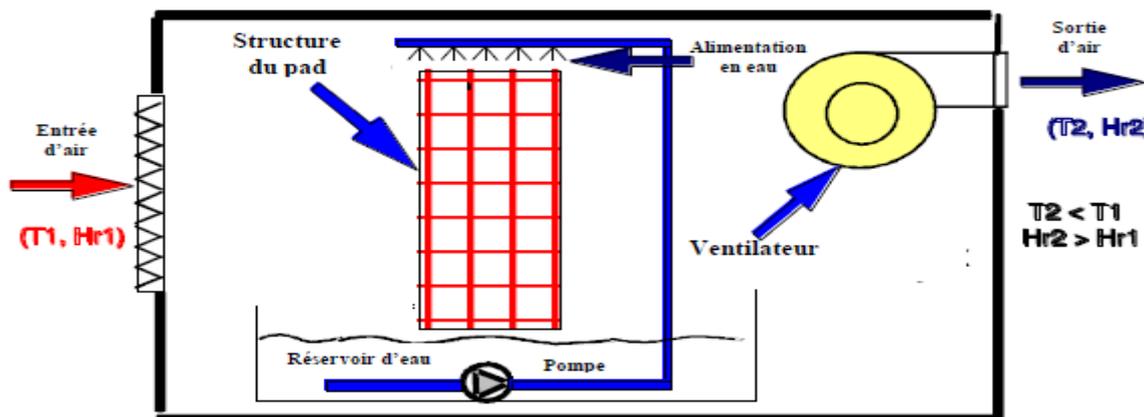


Figure II.11: Schéma d'un système de rafraîchissement évaporatif à nids d'abeilles ou pad [24].

Il existe deux variétés de cet humidificateur. L'une est destinée à être montée dans une conduite aéraulique et l'autre à être placé directement dans le local à humidifier (elle est montée sur des roulettes pour faciliter son déplacement). L'efficacité d'humidification de ce type varie énormément et dépend des conditions de l'ambiance et de la vitesse de l'air. Cependant, ce système a besoin d'un nettoyage régulier et il a des frais d'investissement et d'exploitation élevés.

3.2.3 Description de système solaire :

L'énergie thermique nécessaire au fonctionnement de ces technologies provient du rayonnement solaire. Un champ de capteurs est utilisé afin de collecter l'énergie solaire. Sa surface varie de quelques mètres carrés pour les plus petites installations à 2700 m² de capteurs pour la plus grosse installation de refroidissement solaire (Société SARANTIS) en Grèce [25].

La captation de l'énergie solaire est une technique connue depuis l'antiquité. Les premiers dispositifs rudimentaires employés utilisaient des miroirs qui concentraient les rayons lumineux sur un four. Les capteurs solaires thermiques sont un genre spécifique d'échangeurs de chaleur qui transforment le rayonnement solaire en chaleur, et transfèrent cette chaleur vers un fluide caloporteur. La chaleur ainsi récupérée est soit utilisée directement, soit transférée vers un dispositif de stockage de chaleur.

3.2.3.a. Capteurs solaires :

Il existe deux types de capteurs solaires: Les capteurs fixes et les capteurs solaires à poursuite, qui utilisent un système motorisé pour suivre la course du soleil. Ces derniers produisent des hautes températures qui ne sont pas considérées dans les technologies de climatisation solaire actuelles. Les capteurs solaires sont caractérisés par un rendement, le rapport entre l'énergie solaire reçue sur la surface du capteur et l'énergie transmise au fluide. Ce rendement varie en fonction de la différence entre la température moyenne du fluide caloporteur et la température extérieure, ainsi que du rayonnement solaire terrestre.

Les capteurs solaires fixes sont composés d'un absorbeur, chargé d'emmagasiner la plus grande quantité d'énergie solaire grâce à une absorptivité grande et une émissivité faible. De plus, du verre entre l'air extérieur et l'absorbeur permet de laisser passer la quasi-totalité du rayonnement courte longueur d'onde tout en ayant une transmissivité nulle pour les grandes longueurs d'onde provenant de l'absorbeur. Le verre crée ainsi un effet de serre tout en évitant également les pertes par convection.

On distingue quatre types effet capteurs solaires fixes différents:

1- Les capteurs à air:

Ils sont utilisés pour le chauffage direct de l'air, généralement pour le préchauffage de l'air neuf. Ils sont utilisés lorsque la température désirée n'est pas très haute (<70°C), car le rendement baisse fortement avec la hausse de la température de l'air caloporteur. L'avantage de ces capteurs est leur faible coût ainsi que la faible complexité d'installation. Des ailettes sont dessinées dans l'absorbeur pour augmenter le coefficient d'échange convectif entre l'air et le fluide caloporteur et l'absorbeur. Ces capteurs peuvent être utilisés dans une installation de dessiccant cooling.

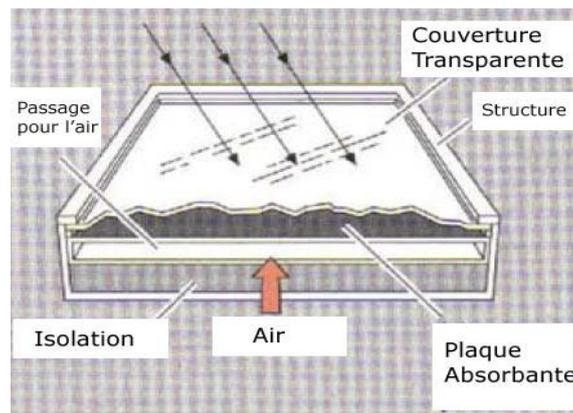


Figure II.12 : Vue générale d'un capteur à air.

2- les capteurs plans :

Ces capteurs permettent de chauffer un liquide caloporteur (généralement un mélange eau-glycol). Ils sont utilisés généralement pour la production d'eau chaude sanitaire. Un absorbeur sélectif, ainsi qu'une vitre en verre technique permettent de garder un bon rendement avec des températures de l'ordre de 100°C.

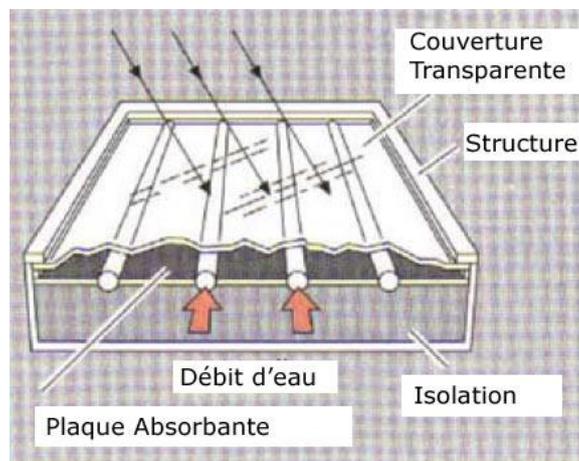


Figure II.13 : Vue générale d'un capteur plan à eau

3-Les capteurs à concentration fixes (CPC) :

Ces capteurs sont du même type que les capteurs plans, mais ils concentrent les rayons du soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteurs disposés en sous face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement direct est très fort, mais perdent rapidement en efficacité lors des ensoleillements moindres, ou lorsque le fluide monte en température. Ils sont généralement prévus pour la production d'eau chaude.

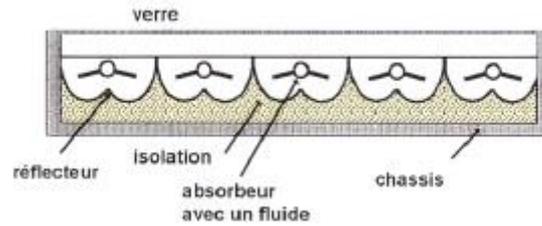


Figure II.14 : Vue générale d'un capteur CPC [26].

4- Les capteurs sous vide :

Ces capteurs diffèrent de leur conception car ils sont composés de plusieurs tubes en verre dans lesquels règne un vide poussé, limitant les échanges convectifs entre l'absorbeur (placé à l'intérieur du tube) et le verre. Plusieurs types de capteurs sous vides existent

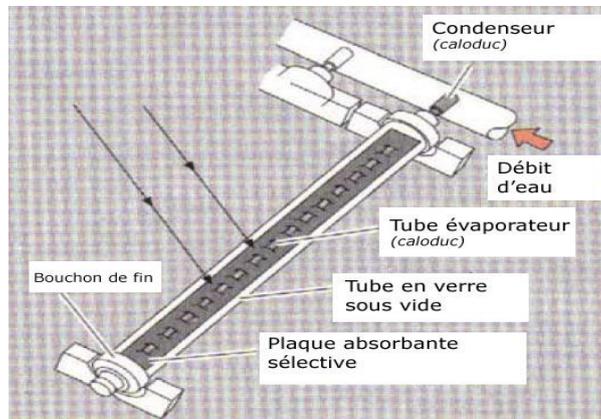


Figure II.15 : Vue générale d'un capteur sous vide

:

- **Circulation directe:** Le fluide caloporteur passe successivement dans chaque tube pour y être chauffé. Le principe est simple, mais la fabrication est difficile à cause des liaisons verre/métal nécessaires pour la circulation du fluide caloporteur.
- **Capteur à caloduc:** Le liquide à l'intérieur du tube est vaporisé et se condense dans un condenseur et relâche ainsi l'énergie de condensation à un fluide caloporteur circulant au sommet des tubes. Cette conception permet le remplacement aisé d'un tube, car le circuit du tube et le circuit du champ de capteurs ne sont pas connectés.
- **Capteur de type "Sydney":** Ils sont réalisés avec deux tubes de verre l'un dans l'autre (obturés aux extrémités par deux soudures verre/verre) et entre lesquels on fait le vide après avoir déposé un absorbeur sélectif concentrique sur la paroi extérieure du tube intérieur. On place ensuite au centre des deux tubes, un tube de cuivre creux en U qui permet l'échange de chaleur, soit directement, soit par le biais d'un caloduc. Cette conception permet d'avoir une soudure verre/verre beaucoup plus sûre que les soudures métal/verre des autres technologies.

3.2.3.b. Systèmes de stockage thermique :

Les circuits d'eau de la boucle solaire sont divisés en deux, car la boucle primaire, du côté des capteurs solaires, est composée d'un mélange glycolé et ne peut être mélangée à la boucle secondaire qui comprend également le volume d'eau de stockage. L'échange de chaleur se fait donc grâce à un échangeur noyé dans le ballon de stockage.

Un appoint fonctionnant grâce à de l'énergie payante est souvent nécessaire. Cet appoint intervient grâce à un échangeur (ou un épingle électrique dans le cas d'un appoint électrique) noyé dans la partie supérieure du ballon, un capteur mesure la température de puisage, et ordonne le fonctionnement de l'appoint. Une deuxième solution est de placer l'appoint après le puisage. Un capteur mesure la température en sortie de ballon, et ordonne le fonctionnement de l'appoint qui porte le fluide à la température souhaitée grâce à un échangeur de chaleur secondaire.

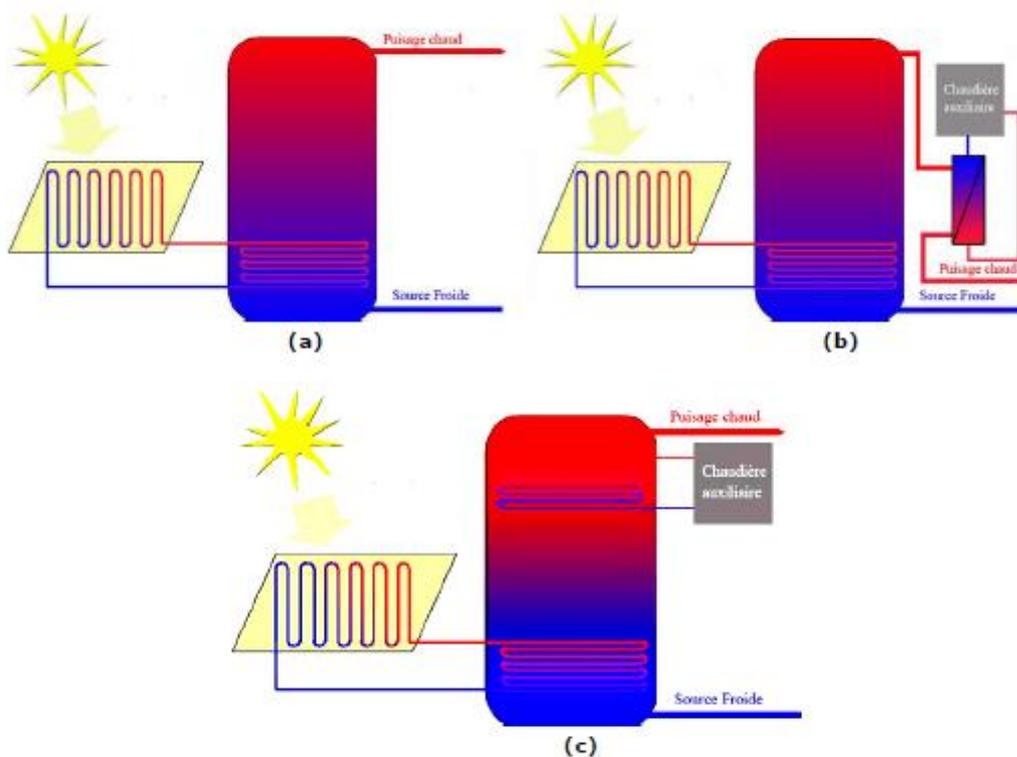


Figure II.16 : Différents schémas de circuits solaires (a) sans appoint (b) avec appoint intégré au stockage (c) avec appoints intégrés en série.

La solution (a) ne contient pas d'appoint, elle nécessite donc un gros volume de stockage afin de pallier à un manque d'ensoleillement. De plus elle ne permet qu'un rafraîchissement des locaux, et non la garantie d'une température de consigne comme c'est le cas pour la climatisation. Les solutions (b) et (c) contiennent un appoint placé différemment. La solution (c) permet de lisser la demande de l'appoint, sa puissance maximale est ainsi minimisée. Cependant, en réchauffant l'intégralité du volume de stockage, on augmente également la température de la boucle primaire, limitant ainsi l'efficacité des capteurs. La solution (b) évite cela, mais la chaudière, ainsi que l'échangeur doivent être dimensionnés en conséquence.

3.3. Principe du cycle évaporatif à dessiccation en phase solide :

Le desiccant-cooling 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. L'élément de base d'un tel cycle est donc un humidificateur auquel sont ajoutés des composants supplémentaires pour élargir la bande d'utilisation du système selon les différentes conditions climatiques extérieures.

- L'eau est pulvérisée en très fines gouttelettes qui s'évaporent dans un flux d'air. L'évaporation d'un liquide est un processus endothermique qui nécessite de l'énergie, la chaleur latente de vaporisation. Cette énergie est récupérée dans le flux d'air qui voit donc sa température baisser. Ce processus s'effectue à enthalpie constante, (figure 17). Mais il est limité par la pression de vapeur saturante de l'eau. En effet à partir d'une certaine quantité d'eau présente dans l'air, celle-ci ne peut plus être présente à l'état gazeux, l'air est donc saturé et son humidité relative est égale à 100%.

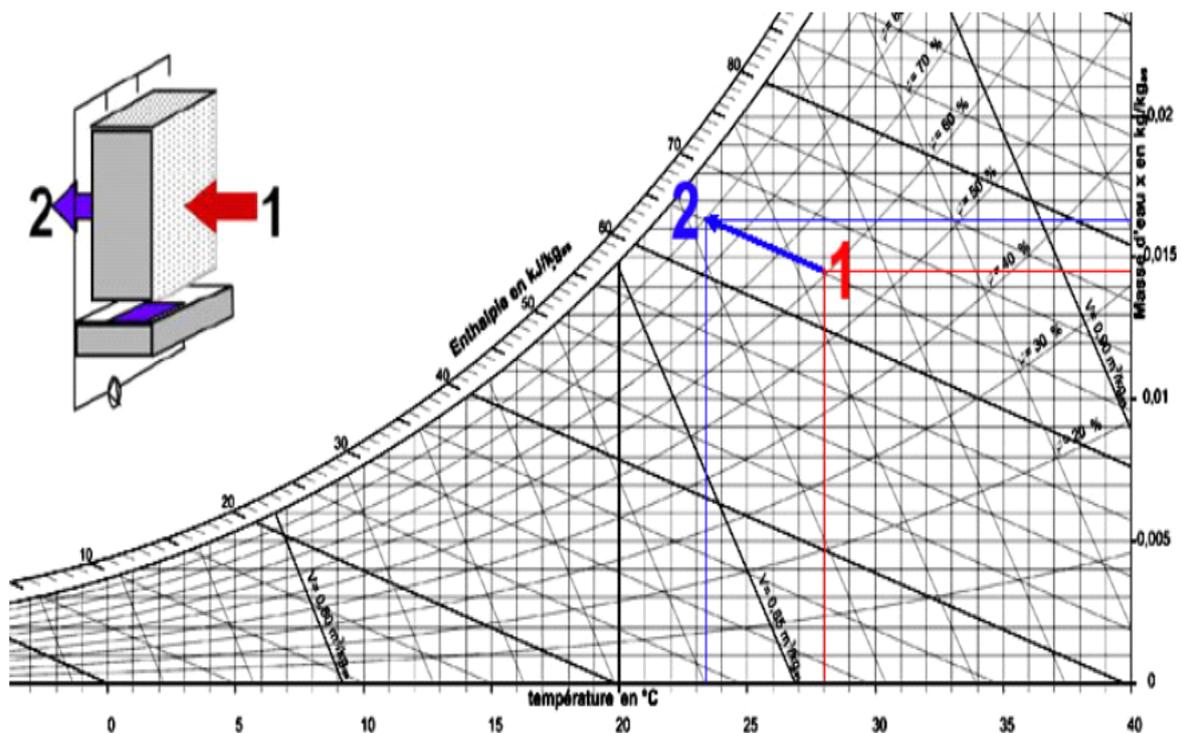


Figure II.17: Système à humidification directe avec l'évolution correspondante sur le diagramme de l'air humide [16].

Pour une humidité de 60% à 28°C, porter l'humidité relative à 90% permet d'abaisser la température de soufflage à 23,2 °C. Ce système est fortement limité dans les climats humides ou le gain en température est minime. De plus, il en résulterait une humidité intérieure excessive.

- En ajoutant un échangeur de chaleur sensible au système, il est possible de refroidir le flux d'air de ventilation sans l'humidifier. En effet, l'air de retour est refroidi par humidification direct, et l'échangeur (rotatif, à plaques à tubes) permet de refroidir l'air soufflé. Cela nécessite donc une centrale de traitement d'air double flux. Sur la (figure II.18), la centrale complète est présentée. Seuls les éléments surlignés en rouge sont mis en route pour le fonctionnement du mode indirect.

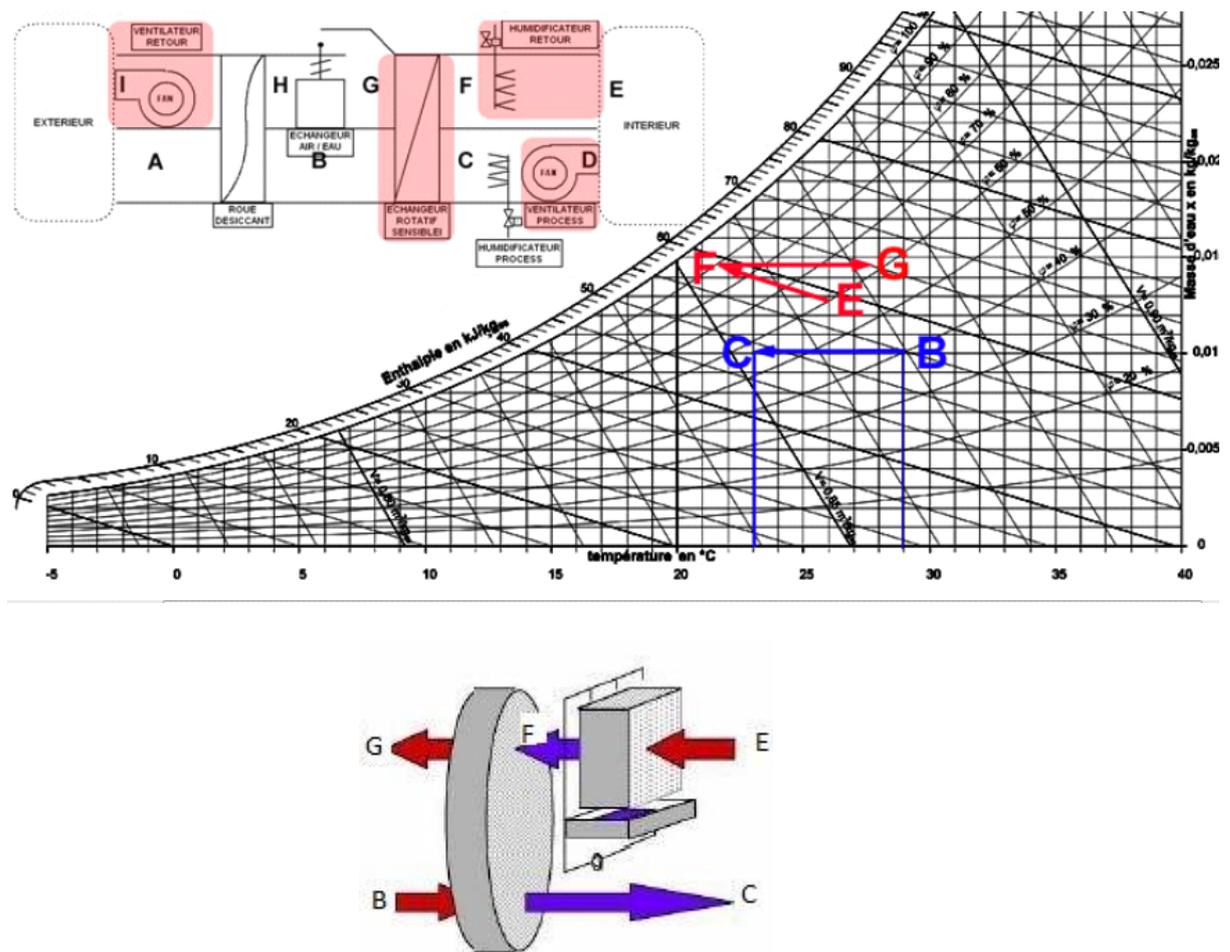


Figure II.18 : Mode humidification indirecte avec l'évolution correspondante sur le diagramme l'air humide [16].

Pour une température extérieure de 29°C et 40% d'humidité relative ainsi que 26°C et 60% respectivement pour les conditions intérieures, la température de soufflage atteinte est de 23°C, sans augmentation de l'humidité spécifique.

- Si l'humidificateur de la veine de processus est mis en route, c'est le mode d'humidification combinée qui est utilisé (Figure II.19). Après être refroidi sensiblement comme dans le mode humidification direct, l'air de ventilation est refroidi adiabatement dans l'humidificateur jusqu'à une humidité relative de 85%, et une température de 19°C. ce mode procure une humidité spécifique supérieure à

l'air extérieure, et peut donc induire une humidité intérieure trop grande. seuls les éléments surlignés en rouge sont mis en route pour le fonctionnement du mode indirect.

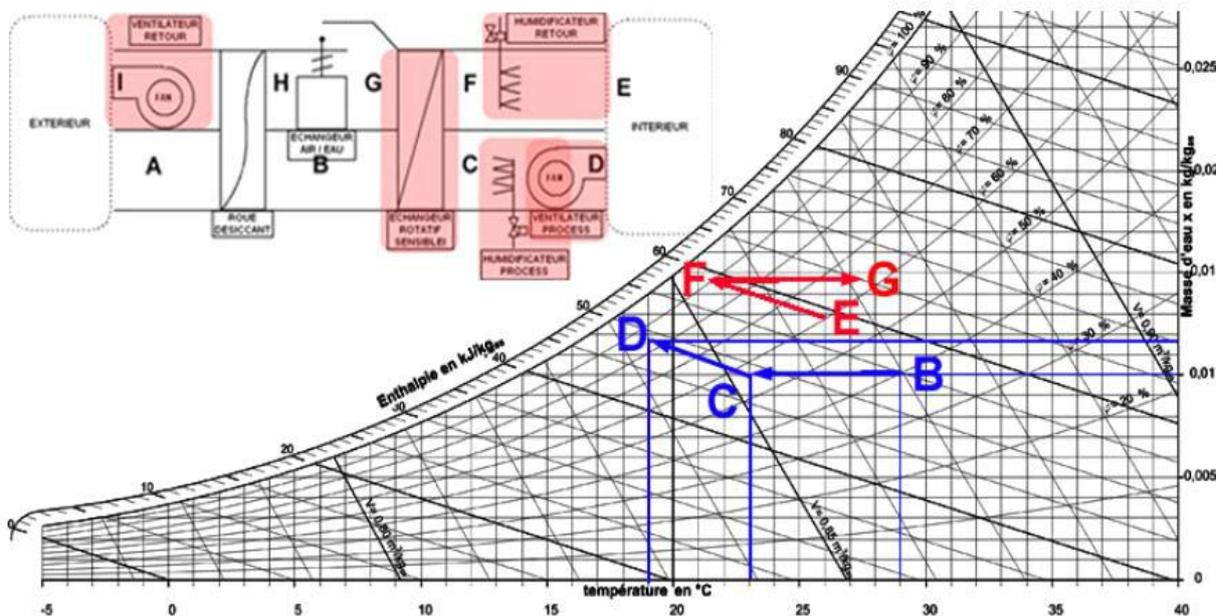
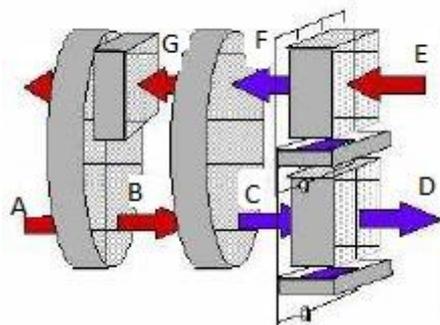


Figure II.19 : Mode humidification combinée avec l'évolution correspondante sur le diagramme de l'air humide [16].

Pour cela on leur ajoute une roue dessiccante pour déshumidifier l'air extérieur (figure II.20). Dans cette roue l'air est chauffé et déshumidifié, son évolution sur le diagramme de l'air humide est proche d'une ligne isenthalpique. Ainsi, on peut obtenir des températures de soufflage plus basses que précédemment (en déshumidifiant l'air, l'humidité du local diminue et ainsi sa température humide).



(Figure II.20) : schématisation de cycle pennington.

- Le mode dessiccant cooling cycle de Pennington, [16], permet de refroidir l'air de ventilation, tout en réduisant ou en maintenant l'humidité spécifique extérieure. Le fonctionnement de ce mode est représenté à la (figure II.21). 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 de manière quasi isenthalpique ($A \rightarrow B$) puis refroidi dans l'échangeur sensible ($B \rightarrow C$), et enfin humidifié adiabatement dans un la valeur

d'air ($C \rightarrow D$). Le fonctionnement d'un tel système utilise la veine de reprise, préalablement refroidi dans l'humidificateur ($E \rightarrow F$) afin de refroidir l'air de processus dans l'échangeur sensible ($F \rightarrow G$). Cet air est ensuite réchauffé à travers un échangeur de chaleur air/eau, ou batterie chaude ($G \rightarrow H$). la température de régénération varie de 50 à 90°C, en fonction de type de roue utilisée et de puissance froide nécessaire. Sur la (figure 10), cette température ne peut être représentée, elle est de 65°C. la chaleur nécessaire provient des capteurs solaires de l'installation. Cet air chaud permet de régénérer le matériau dessiccant (c'est-à-dire de faire baisser la teneur en eau du matériau) en le réchauffant ($H \rightarrow I$) et en entraînant l'humidité avec lui.

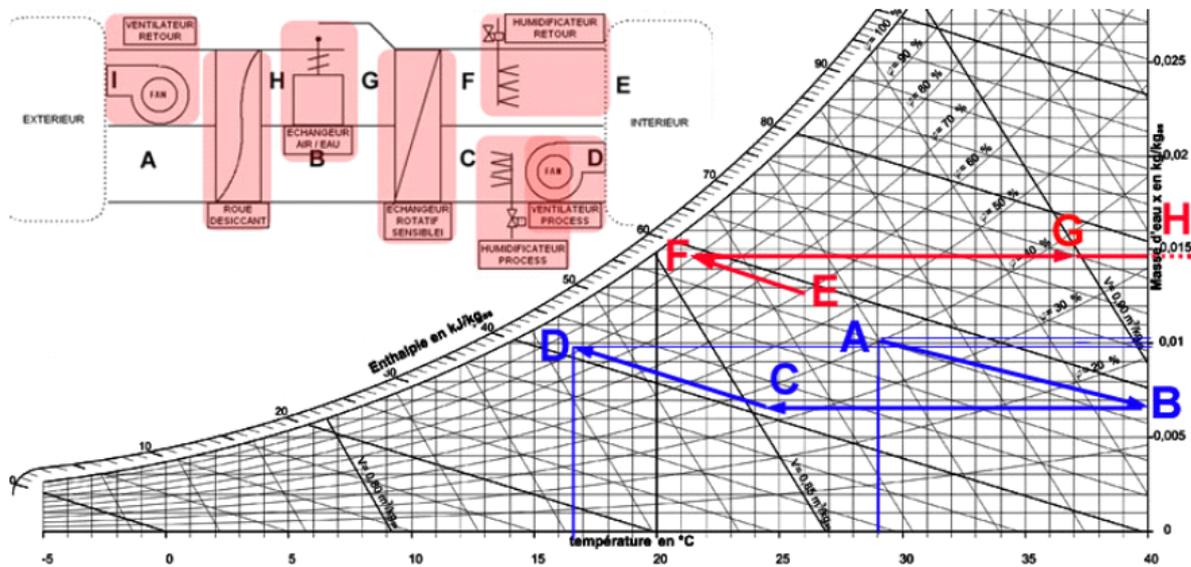


Figure II.21 : Mode dessiccant cooling (cycle Pennington) et son évolution correspondante sur le diagramme de l'air humide [16].

Une centrale "dessiccant-cooling" peut donc fonctionner selon les 4 modes de fonctionnement énoncés ci- dessus, ainsi qu'en mode ventilation simple. Ces cycles sont en "tout air neuf". La puissance développée par chaque mode est différente et est fortement influencée par les conditions d'air (température et humidité) de l'air extérieur et intérieur, puisque le potentiel de refroidissement évaporatif est conditionné par la température humide de l'air considéré. La régulation d'une telle centrale est donc primordiale pour obtenir de bonnes performances et utilisé les différents modes à bon escient.

Certains industriels utilisent actuellement un échangeur à courant croisé au lieu de l'échangeur rotatif (figure II.22). L'évolution dans le diagramme psychométrique reste la même (L'échangeur à courant croisé nécessite plus d'espace).

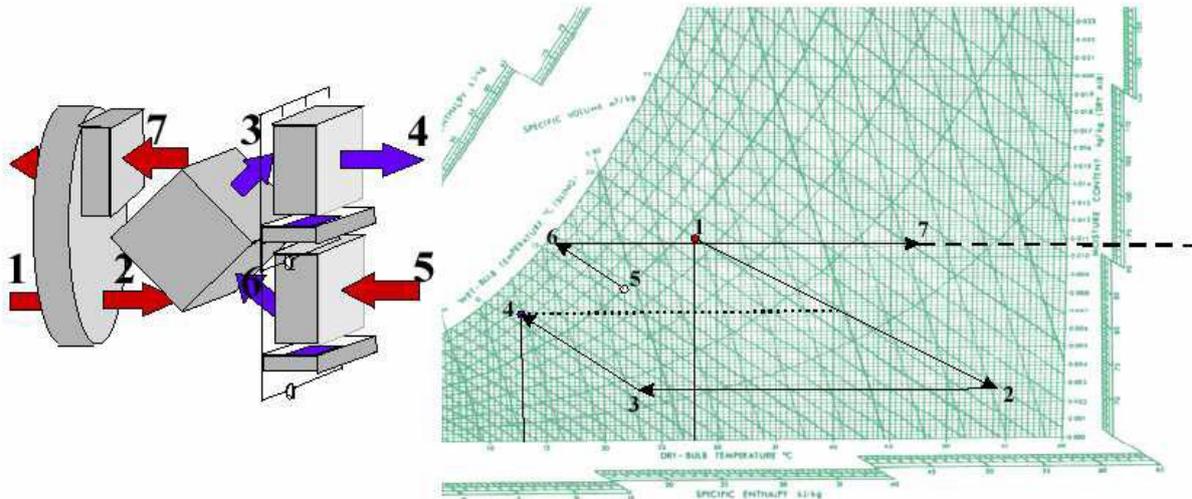


Figure II.22: Cycle de Pennington avec échangeur à courants croisés au lieu de l'échangeur rotatif [17].

3.4. Modifications du cycle de Pennington :

Une amélioration de ce cycle pour qu'il s'adapte aux régions à haute humidité comme les régions méditerranéennes est montrée dans (la figure II.23) [27]. Dans la figure II.23, le système est le même que le précédent sauf qu'il y a un échangeur d'enthalpie de plus à l'entrée de l'air extérieur. C'est un échangeur de chaleur rotatif contenant un matériau dessiccant (la différence avec la roue à dessiccation est la vitesse de rotation, $N=10\text{tr}/\text{min}$ pour un échangeur d'enthalpie et de $20\text{tr}/\text{h}$ pour une roue à dessiccation). Ainsi, l'air extérieur entrant dans l'échangeur est refroidi et déshumidifié avant d'entrer dans la roue à dessiccation.

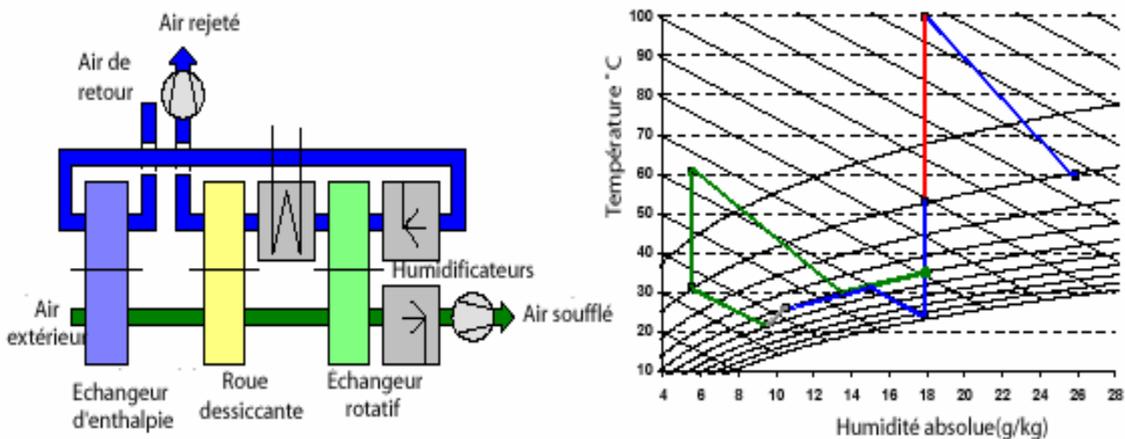


Figure II.23: Schéma du cycle dessiccant adapté aux régions à humidité absolue élevée. L'air extérieur à l'entrée de l'échangeur a une humidité absolue de $18\text{g}/\text{kg}$ et une température de 35°C . A la sortie de l'échangeur son humidité est réduite à $14\text{g}/\text{kg}$ et sa température à 30°C [27].

Pour les climats à humidité absolue très élevée, des batteries à eau froide sont employées coté processus, avant la roue dessiccante et à la place de l'humidificateur. Cette eau froide permet d'opérer une première déshumidification par condensation et un refroidissement de

l'air de process, ne nécessite pas d'être très froide. Par exemple, pour une température de l'air extérieur de 35°C et une humidité absolue de 25 g/kg, la température de rosée est de 28,5°C. Une eau à 24°C permet d'abaisser l'humidité relative de 7 g/kg. La deuxième batterie froide permet d'abaisser la température de l'air ventilé à la température souhaitée sans qu'il soit nécessaire de déshumidifier l'air davantage. Cette eau refroidie peut donc provenir, d'une rivière, de pieux géothermiques, d'une tour à refroidissement ou de groupes froids à compression fonctionnant à un régime de température haut, bénéficiant ainsi d'un fort coefficient de performance.

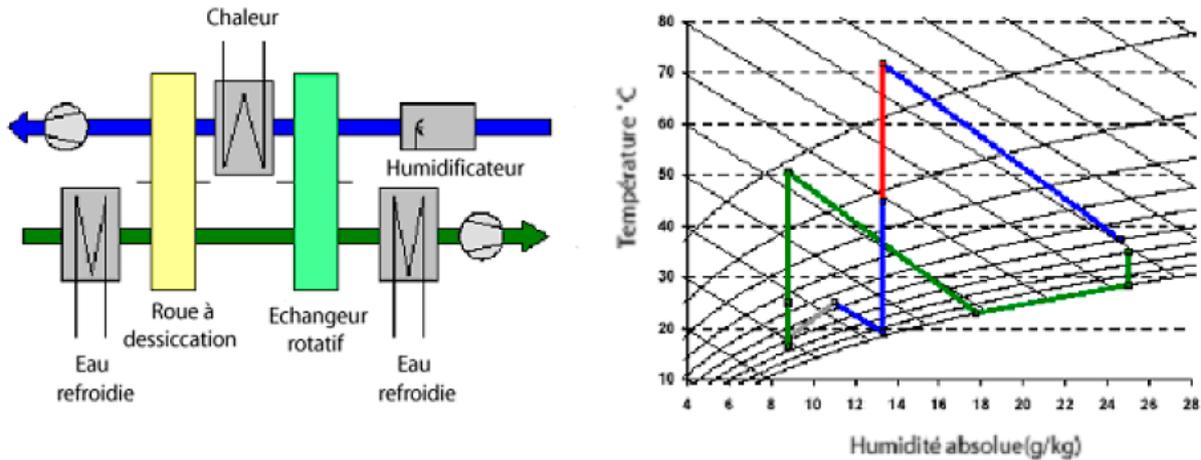


Figure II.24 : Cycle dessiccant cooling adapté aux climats à humidité absolue très élevée (25 g/kg) [27]

La configuration montrée dans la figure II.24, pour les régions à très haute humidité absolue [27]. Dans ce cas, l'air extérieur est refroidi et pré-déshumidifié dans un échangeur contenant un serpentin à eau froide avant son entrée dans la roue dessiccante.

Comme l'air est assez humide, de l'eau froide à température élevée peut être utilisée pour refroidir l'air au-dessous de sa température de rosée (eau d'une rivière par exemple). A la sortie de la roue, l'air est aussi refroidi par un serpentin à eau froide. Un pareil système a été récemment construit à Palerme (en Italie) avec une usine de cogénération qui lui fournit la chaleur pour la régénération.

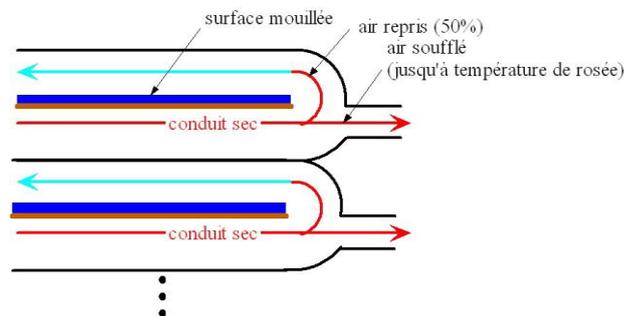


Figure II.25 : Schéma de principe d'un échangeur à surface mouillée.

Maclaine-Cross [28] propose de remplacer les humidificateurs classiques par des échangeurs à surface humide. Le principe est de séparer en deux le flux d'air, une part étant recirculée et humidifiée dans des conduits parallèles refroidissant ainsi sensiblement l'air ventilé (Cf. Figure II.25). Un tel dispositif peut, de manière théorique, atteindre la température

de rosée de l'air. Dans les faits, on observe une efficacité de 110 à 120% sur la température humide, et une efficacité allant jusqu'à 85% sur la température de rosée.

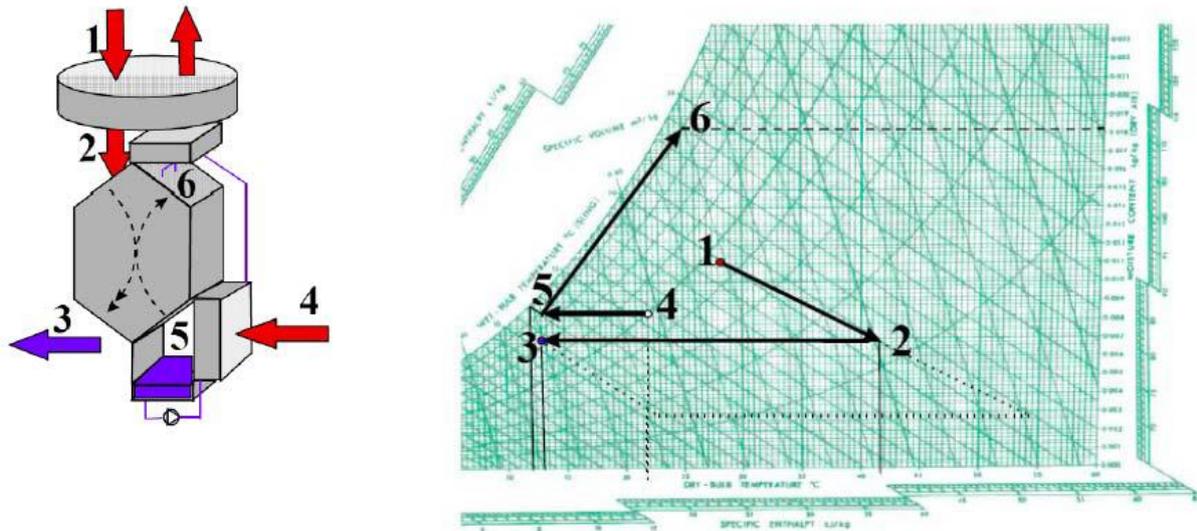


Figure II.26 : Cycle dessiccant-cooling avec un échangeur à surfaces mouillées [17].

L'air de reprise est d'abord refroidi par l'eau récupérée à la sortie de l'échangeur à surfaces mouillées (4→5), puis passe dans l'échangeur (5→6) où l'air de ventilation lui cède de la chaleur. Un tel cycle permet d'obtenir des conditions de soufflage identiques à un cycle de Pennington classique, mais évite l'utilisation d'un humidificateur dans la veine de processus. [29] proposa également un cycle utilisant ce type d'échangeur.

Tous ces cycles sont des adaptations du cycle de Pennington, et ont comme particularités de fonctionner en tout air neuf. Le maintien d'une température intérieure confortable oblige parfois à augmenter le débit de ventilation. Dans ce cas-là, le volume d'air extérieur à refroidir augmente, et donc les besoins dus aux charges climatiques eux aussi. C'est pourquoi le cycle de recirculation a été développé. Ce cycle ne permet pas le renouvellement de l'air, 100% de l'air utilisé provenant du local.

En comparaison avec le cycle de Pennington classique, ce cycle permet d'obtenir les mêmes conditions de soufflage avec une température de régénération plus basse (donc un coefficient de performance plus élevé, presque le double). De plus, l'absence de l'humidificateur de l'air de soufflage évite les problèmes bactériologiques dus à l'humidification directe de l'air (maladie de Légionellose).

Tous les cycles cités précédents, utilisent de l'air neuf à 100%. D'autres cycles ont été développés en utilisant à 100% de l'air recyclé comme le cycle à recirculation et le cycle de Dunkle [30]. Le cycle de recirculation utilise les mêmes composants que le cycle de ventilation (ou cycle de Pennington) sauf que l'air soufflé dans le local est celui de retour alors que l'air extérieur est utilisé pour la régénération de la roue dessiccante (figure II.27). La température minimale qui peut être obtenue à la sortie de l'échangeur rotatif dans ce cas est la température humide extérieure au lieu de la température humide du local dans le cycle précédent.

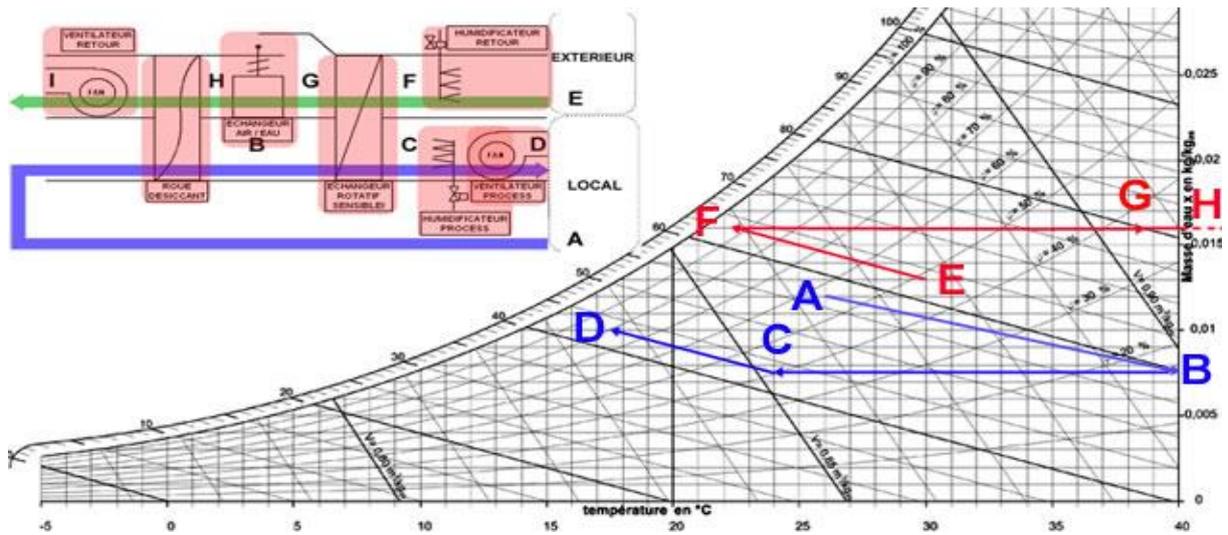


Figure II.27 : Cycle de recirculation avec l'évolution de l'air dans le diagramme humide.

Quant au cycle de Dunkle, il consiste à ajouter un troisième échangeur rotatif pour améliorer la performance du système (figure II.28). C'est un compromis entre les deux systèmes précédents (ventilation et recirculation) puisque dans ce cas la température minimale à la sortie du deuxième échangeur rotatif est la température humide du local.

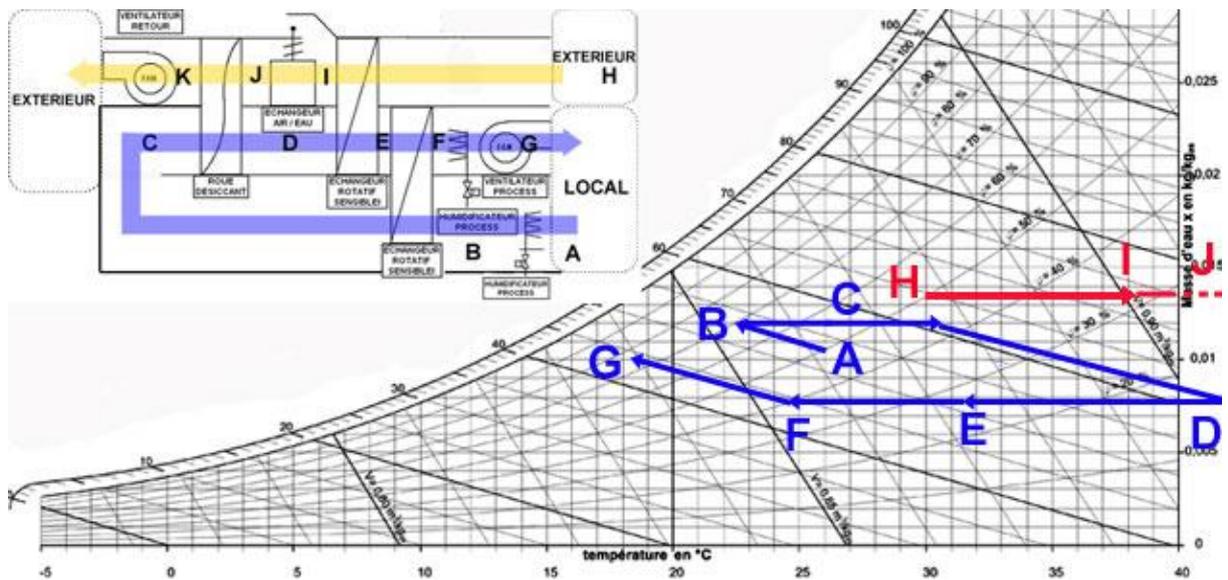


Figure II.28 : Cycle de Dunkle avec l'évolution correspondante de l'air dans le diagramme de l'air humide.

JAIN [29] a étudié les performances des cycles Pennington, recirculation et Dunkle pour 16 villes indiennes, avec un climat humide. De manière générale, le COP baisse avec l'humidité de l'air ambiant qui augmente. Pour une température de régénération de 130 °C, le COP thermique calculé du cycle de Dunkle est aux alentours de 0,35, alors qu'il est de 0,2 pour le cycle à recirculation et de 0,1 pour le cycle de Pennington. Il étudie également les

cycles utilisant des échangeurs à surface mouillée et trouve un COP thermique pouvant atteindre 2

Dans la pratique, seul le cycle de ventilation (Pennington mode) est utilisé. Les autres techniques n'ont pas été développées expérimentalement. La complexification du cycle, et la hausse des coûts d'investissement ne se justifie pas par une hausse des performances suffisantes. Il est important de noter que Jain ne prend jamais en compte les consommations électriques, les conclusions peuvent donc changer en fonction de celles-ci, et expliquer aussi pourquoi il ne subsiste que le mode de Pennington, étant donné que les autres modes utilisent plus de composants, avec une perte de pression plus importante dans la centrale.

3.5. Conclusion sur la dessiccation solide :

La dessiccation en phase solide (notamment le cycle Pennington) est caractérisée par un COP thermique plus faible que les autres technologies de froid solaire, et qui fluctue fortement en suivant les conditions d'utilisation, comme le montre la figure II.29.

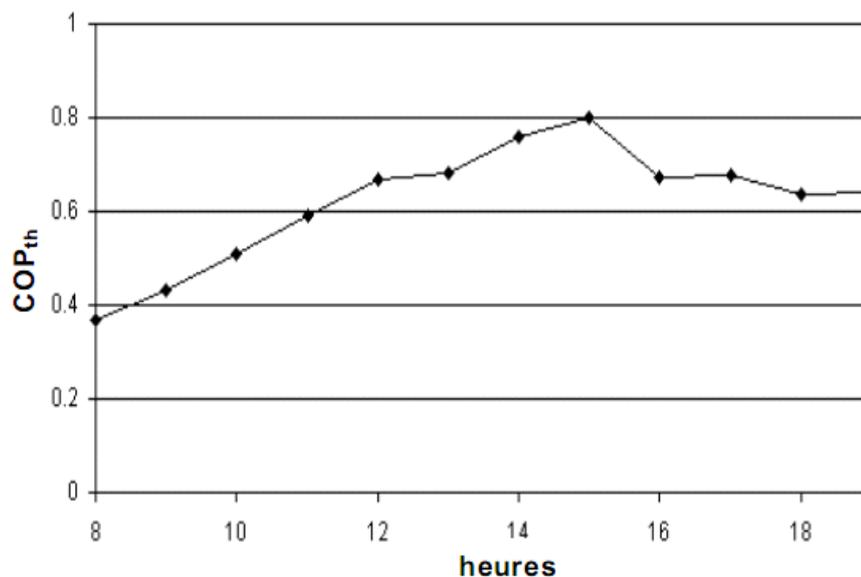


Figure II.29: Evolution du pour une journée de fonctionnement d'une centrale à dessiccation (cycle Pennington) [21].

Il y a donc deux manières d'améliorer les performances des installations de refroidissement à dessiccation. Soit chaque composant (notamment la roue à dessiccation, ou l'élément permettant la déshumidification) est optimisé et ses performances intrinsèques sont améliorées, soit le fonctionnement global de la centrale est optimisé à l'aide de nouveaux cycles ou de systèmes de gestion et de contrôle est optimisé à l'aide de nouveaux cycles ou de systèmes de gestion et de contrôle, afin d'améliorer ainsi les performances saisonnières.

4. Dessiccation en phase liquide en cycle ouvert :

4.1. Solutions hygroscopiques ou sorbants :

Les solutions liquides ayant un fort pouvoir hygroscopique sont des solutions ayant une pression partielle de vapeur saturante pour l'eau plus faible que l'eau liquide à une même

température. Cette pression de vapeur saturante est proportionnelle à sa température (plus la solution est chaude moins elle est hygroscopique) et inversement proportionnelle à sa concentration (plus la solution est concentrée, plus elle est 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.

Il existe quatre fluides dessiccant utilisés dans les applications de déshumidification. Ce sont le tri éthylène Glycol (TEG), le chlorure de lithium (LiCl), le chlorure de Calcium (CaCl₂) et le Bromure de lithium (LiBr). Ce sont des mélanges avec de l'eau à différentes concentrations. Ces liquides peuvent être analysés à travers cinq critères.

Performance : c'est la quantité de vapeur d'eau pouvant être absorbée par la solution. La force motrice de l'échange est la différence de pression de vapeur d'un fluide est faible, plus déshumidification sera efficace. Ce paramètre est fonction des caractéristiques physiques de la solution, mais aussi des caractéristiques globales de l'échangeur, à savoir géométrie, débit, etc.....

Ainsi ce n'est pas un critère absolu, c'est le plus difficile à évaluer. En prenant en compte seulement la pression de vapeur d'eau (fonction de la température et de la concentration du fluide) il est possible d'avoir un critère précis, mais en contrepartie ne reflétant pas tout à fait réellement les performances du fluide en fonctionnement dans l'absorbeur. En effet les performances sont également fonction du « mouillage » du média de l'échangeur, c'est-à-dire de la tension de surface qui doit être faible, des limites de solubilité des sels. Enfin un fluide ayant une faible viscosité réduira d'autant la puissance utilisée dans les diverses pompes.

- **Corrosivité** : les fluides utilisés, notamment les sels, sont des substances corrosives, il faut donc être très vigilant lors de la conception pour, d'une part s'assurer de la non corrosivité des matériaux employés, et d'autre part s'assurer le plus possible d'éviter les fuites.
- **Cristallisation** : les sels employés étant en solution aqueuse, il y a une limite de solubilité de ceux-ci. Cette limite est fonction de la température et de la concentration de la solution. Elle est importante car elle oblige à limiter la concentration des solutions et ainsi limiter les capacités d'absorption.
- **Toxicité** : les fluides employés doivent avoir la toxicité la plus faible possible. Bien qu'un procédé doive empêcher toute gouttelette d'être entraînée dans le flux d'air, il est impossible d'utiliser un fluide ayant une toxicité démontrée. Dans le même état d'esprit la pression de vapeur saturante du mélange doit être évaluée afin une nouvelle fois d'éviter contamination.
- **Couts** : Une évaluation peut être effectuée à partir des fournisseurs de produit chimiques. De plus en fonction des volumes utilisés (dépendants de l'existence d'un stockage de la solution ou non), il est possible de voir si le cout des fluides est négligeable par rapport à celui d'une installation de climatisation solaire.

Chapitre III :
Modélisation Mathématique
des Composants du Système

Chapitre III : Modélisation mathématique des composants du système

1. Introduction :

Dans le chapitre précédent, nous avons montré les différents types de cycles et de technologies utilisant la sorption pour générer le froid. Dans ce chapitre, notre travail porte sur le cycle de Pennington du système dessiccant cooling utilisant une roue à dessiccation.

Le dessiccant cooling 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 adiabatement dans un laveur d'air (Fig III. 1).

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 l'aide d'un collecteur solaire [31].

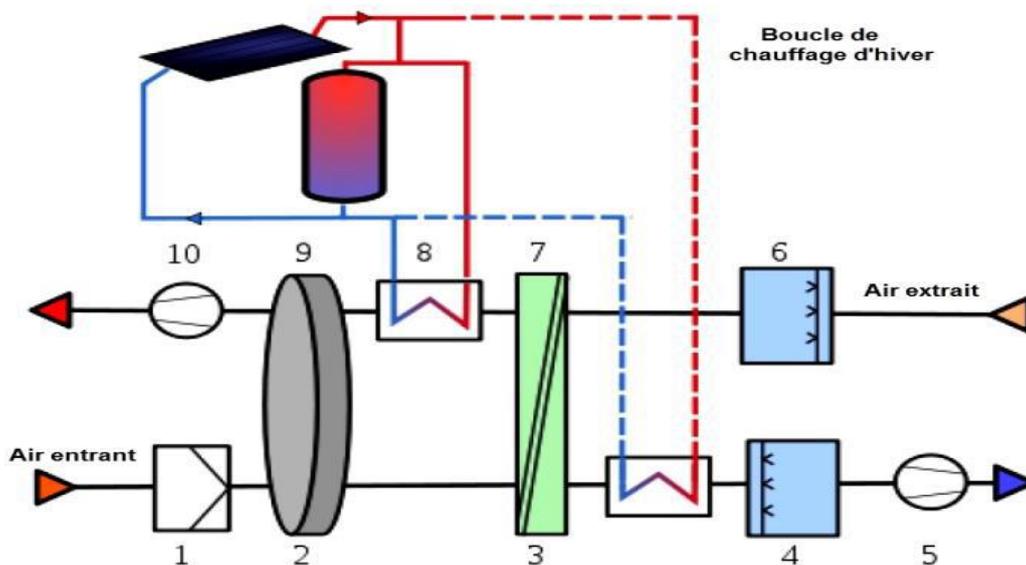


Figure III. 1 : Schéma montrant le système à dessiccation étudié couplé à l'installation solaire.

En se référant à la figure III.1, 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 à 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 adsorber l'humidité de l'air entrant.

2. Modélisation mathématique de la roue à dessiccation :

Le composant étudié est la roue à dessiccation. L'objet de cette modélisation est d'obtenir les conditions d'air (température T_{aps} et humidité spécifique ω_{aps}) moyennes de sortie de la roue, à partir :

- Des caractéristiques de la roue employée. Ces caractéristiques consistent, soit en la connaissance précise de la géométrie et des grandeurs physiques concernant les matériaux employés, soit de données caractérisant la performance de cette roue en fonction des conditions d'utilisation ;
- Des conditions d'air en entrée de la roue (T_{ape}, ω_{ape}) définies par le fichier météo ;
- Des conditions d'air en entrée de la partie régénération (T_{are}, ω_{are}) issue du modèle de la batterie de régénération ;
- Des débits massiques d'air côté process et côté régénération (m_{ap} et m_{ar}).

2.1. Equations fondamentales des échanges de chaleur et de masse :

La roue à dessiccation est modélisée à partir des équations de bilan thermique et massique dans un petit élément de volume de la roue dans un secteur angulaire $d\alpha$ de la roue pour un régime établi supposé. Un canal élémentaire de longueur L est représenté (Figure III.2).

Les hypothèses émises sont les suivantes [21]:

1. la conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale z sont négligeables ;
2. la diffusion et la capillarité sont négligeables selon z ;
3. il n'y a pas de gradient de température et d'humidité dans la direction radiale r , c'est-à-dire que $T(z,\alpha)$ et $\omega(z,\alpha)$ sont constants pour toutes valeurs de r ;
4. la sorption est supposée sans hystérésis ;
5. la chute de pression dans la roue ne modifie pas significativement les grandeurs relatives à l'air humide ;
6. les conditions d'air sont spatialement uniformes en entrée de la roue (côté régénération et process) ;
7. les canaux ont tous la même géométrie ;
8. les propriétés thermo-physiques de l'air, de l'eau et de la matrice sont constantes ;
9. le régime est établi.

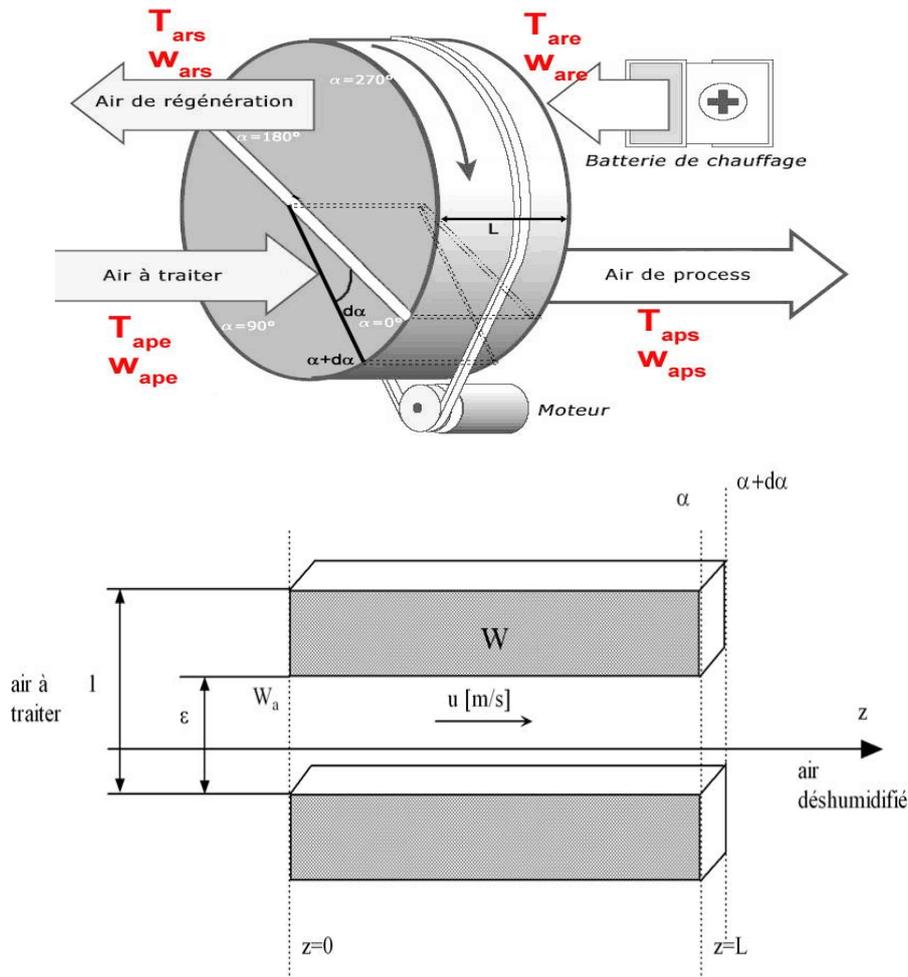


Figure III.2 : Représentation d'un canal élémentaire de la roue.

L'équation de conservation de la 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. Dans ce qui suit on pose:

T_{ro} : Période de rotation [s] v_a : volume spécifique de l'air [$m^3 \cdot kg^{-1}$]

$\Omega = \frac{2\pi}{T_{ro}}$: vitesse angulaire [$rad \cdot s^{-1}$]

V : volume de la roue [m^3]

$\alpha = \Omega \cdot t$: position angulaire [rad]

L : profondeur de la roue [m]

M_d : Masse totale de dessiccant [kg]

u : la vitesse de l'écoulement [$m \cdot s^{-1}$]

ε : fraction de vide [-]

ω_a : l'humidité spécifique de l'air

W : représente la vapeur d'eau contenue dans le matériau dessiccant.

$$M_d \cdot \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{1}{v_a} \cdot V \cdot \varepsilon \left(\frac{\partial \omega_a}{\partial t} + u \frac{\partial \omega_a}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.1)$$

L'équation (1.3) peut être réduite avec $\left\{ \begin{array}{l} x = \frac{z}{L} \\ \tau = \frac{\dot{m}_a \cdot t}{M_d} = \frac{\dot{m}_a}{M_d \cdot (2\pi/T_{ro})} \alpha \end{array} \right.$

Sous la forme :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial \omega_a}{\partial \tau} + \frac{\partial \omega_a}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

Avec le rapport des masses : $\Gamma = \frac{V \cdot \varepsilon}{M_d \cdot v_a}$

L'équation de transfert de masse réduite comme précédemment s'écrit :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{h_m \cdot S}{\dot{m}_a} (\omega_a - \omega_{eq}) \quad (3.3)$$

Où : ω_{eq} représente l'humidité spécifique de l'air en équilibre avec le matériau dessiccant et h_m le coefficient d'échange massique caractéristique de la roue ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)

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 :

$$M_d \cdot \frac{\partial h_d}{\partial t} + \frac{1}{v_a} \cdot V \cdot \varepsilon \left(\frac{\partial h_a}{\partial t} + u \frac{\partial h_a}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.4)$$

h_d , étant l'enthalpie de dessiccant et h_a l'enthalpie de l'air.

On la réduisant comme précédemment on obtient:

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0 \quad (3.5)$$

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

$$M_d \frac{\partial h_d}{\partial t} = h_m \cdot S (\omega_a - \omega_{eq}) \cdot (h_v - c_{pv} \cdot T_a) + h_c \cdot S (T_a - T_d) \quad (3.6)$$

Où : T_d , est la température de la matrice dessiccante.

L'équation de transfert de l'énergie pourra s'écrire également sous la forme :

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m \cdot S}{m_a} (\omega_a - \omega_{eq}) \cdot (h_v - c_{pv} \cdot T_a) + \frac{h_c \cdot S}{m_a} (T_a - T_d) \quad (3.7)$$

La capacité d'absorption de la matrice W, et l'enthalpie de la matrice h_d , apparaissant respectivement dans les équations, sont déterminées à partir des propriétés du matériau dessiccant.

L'enthalpie de la matrice s'exprime comme suit:

$$h_d = c_{pm} T + c_{pv} W T + \int_0^W L_W dW \quad (3.8)$$

Où: L_W , est la chaleur de mouillage et c_{pm} est la chaleur massique de la matrice sèche.

L'équation de Clausius Clapeyron peut être utilisée pour lier la chaleur de sorption à la pression de vapeur. La relation résultante est :

$$\left. \frac{\partial \ln(p_v)}{\partial \ln(p_{vsat})} \right|_W = \frac{L_s}{h_{fg}} \quad (3.9)$$

Où : $L_s = h_{fg} - L_W$, est la chaleur de sorption.

La teneur en eau W du matériau dessiccant varie avec la température d'équilibre du matériau et la pression partielle de vapeur d'eau à sa surface. Le tracé de la teneur en eau du matériau à l'équilibre en fonction de l'humidité relative donne les isothermes de sorption. Ces isothermes varient beaucoup d'un matériau à l'autre. Elles sont déterminées expérimentalement et sont approximées par des corrélations de la forme:

$$\Phi (T_{eq}, w_{eq}) = f(W) \quad (3.10)$$

Notons que l'on peut agréger les transferts de chaleur et de masse, moyennant l'hypothèse que le nombre de Lewis, Le , soit égal à un, sous la forme ($Le = \frac{\alpha}{D_{AE}}$ rapport entre l'échange thermique et l'échange massique, α étant la diffusivité thermique (m^2/s) et DAE étant la diffusivité massique de la vapeur d'eau dans l'air (m^2/s) :

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m \cdot S}{\dot{m}_a} (h_a - h_{eq}) \quad (3.11)$$

Avec: h_{eq} , l'enthalpie de l'air à la température du dessiccant. T_d , et à l'humidité spécifique ω_{eq} .

2.2. Différents modèles de roue à dessiccation développés dans la littérature :

Une grande variété de méthodes ont été développées pour permettre de simuler le fonctionnement des roues à dessiccation.

2.2.1 Modèles empiriques :

Le problème de l'approche empirique réside dans sa très faible polyvalence. A partir du moment où les équations sont calées sur des roues ou sur un constructeur particuliers, les résultats, mêmes s'ils peuvent être très bons pour les roues sur lesquels ils ont été validés sont souvent inadéquats pour d'autres types de roues. [32] utilisa une corrélation réalisée à partir de données fournies par MUNTERS. L'équation 12.3 donne la température de sortie de la veine process en fonction de la température de régénération, de l'humidité et de la température d'entrée [31].

$$T_{aps} = 0.99753 \cdot (T_{are}^{0.5}) \cdot (\omega_{ape}^{0.5}) + 0.37019 \cdot \frac{T_{are}^{0.25}}{\omega_{ape}^{0.25}} \cdot T_{ape} \quad (3.12)$$

L'équation 13.3 donne le taux d'humidité de sortie de la veine de process en fonction de l'humidité et de la température d'entrée pour deux températures de régénération :

*Pour $T_{are} = 75^\circ\text{C}$:

$$\omega_{aps} = 0.00012 \cdot T_{ape}^2 + 0.0086 \cdot T_{ape} \cdot \omega_{ape} + 0.0177 \cdot \omega_{ape}^2 \quad (\text{g}/\text{Kg}_{as}) \quad (3.13)$$

*Pour $T_{are} = 95^\circ\text{C}$:

$$\omega_{aps} = 0.00027 \cdot T_{ape}^2 + 0.01 \cdot T_{ape} \cdot \omega_{ape} + 0.0123 \cdot \omega_{ape}^2 \quad (\text{g}/\text{Kg}_{as})$$

2.2.2 Modèles analytique :

Les modèles analytiques peuvent être résolus par discrétisation des équations caractérisant les phénomènes physiques (différence 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.

2.2.2.a Méthodes aux différences finies :

Parmi les nombreux modèles aux différences finies développés notons celui de MACLAINE-CROSS [33] 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 [34], l'effet des propriétés de la

matrice [35]. Les méthodes numériques requièrent en général un temps de calcul considérable pour déterminer un point de fonctionnement.

2.2.2.b Méthodes heuristiques :

BARLOW [36] 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 numérique 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 [37] ont montré que le modèle de BARLOW [38] donne des résultats proches d'un modèle aux différences finies bien qu'il néglige le couplage locale des transferts de masse et de chaleur qui se produisent dans le dessiccant.

Dans Ecoclim [21], 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 isenthalpique et d'une iso-humidité relative, le point d'équilibre de la matrice coté 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.

2.2.2.c Méthode de Laplace :

MATHIPRAKASAM et LAVAN [39] ont présenté un modèle analytique reposant sur une transformation de Laplace des équations de chaleur et de masse sont 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.

2.2.2.d Méthode par analogie :

Les méthodes par analogie consistent à transformer un système d'équations représentant le problème traité en un système d'équations que l'on sait résoudre. BANKS, MACLAINE-CROSS et CLOSE [28] 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.

L'enthalpie et l'humidité, de l'air et de la matrice, sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentiels caractéristiques, F_i ($i=1,2$). Ils sont associés à des rapports de chaleur massique appelés γ_i , 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 [40] 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 F_1 et F_2 . De plus elle suppose implicitement les potentiels F_i

comme étant des fonctions linéaires en température et humidité absolue (figure III.3). Les γ_i n'étant pas constants, ils ont été moyennés. BANKS [41] a aussi développé une méthode non linéaire utilisant des potentiels caractéristiques non linéaires.

HOWE [42] a introduit un modèle dans Trnsys pour les roues à dessiccation recouvertes de silicagel. Son modèle est fondé sur une méthode par analogie en considérant les efficacités pour les F_i comme constantes et en utilisant les formules analytiques pour les potentiels développées par JURINAK [35]. En se basant sur ces méthodes, STABAT [21] 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.

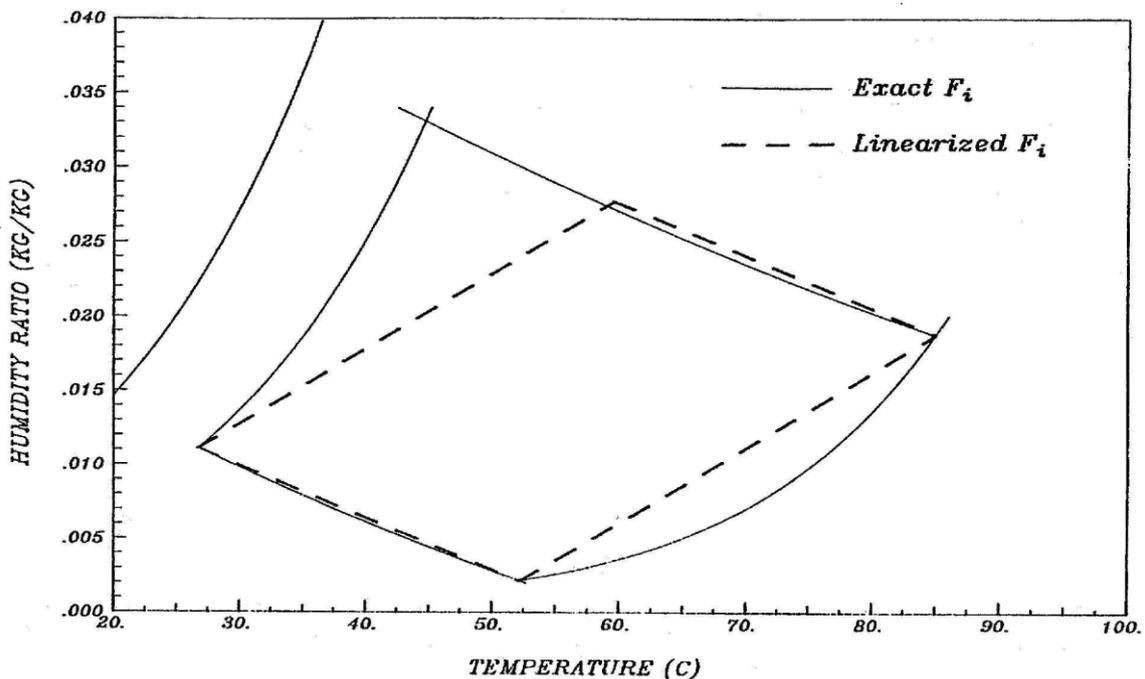


Figure III.3: Graphe montrant la linéarisation implicite des fonctions potentielles [35].

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 silicagel. 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 [35].

3. Modélisation des autres composants du système de refroidissement à dessiccation solaire :

3.1.1 Modélisation de l'échangeur rotatif non hygroscopique :

Un échangeur rotatif non hygroscopique est une roue à structure d'abeille à travers laquelle passent deux flux d'air de sens opposé produisant un échange sensible entre eux. Elle

est formée d'une matrice en (aluminium, des polymères,.....) de masse M et de chaleur spécifique c_{pm} et elle tourne à une vitesse N. pour modéliser cette roue on va utiliser la méthode NUT-efficacité qui est utilisée pour les échangeurs (modèle utilisé dans Ecoclim (STABAT)). La configuration de la roue est assimilée à un échangeur à contre-courant dans laquelle des coefficients de correction sont introduits pour prendre en considération la rotation de la roue.

KAYS (1984) propose une corrélation empirique de l'efficacité des échangeurs rotatifs Sensibles à partir des échangeurs contre-courant [43].

$$\varepsilon = \varepsilon_{cc} \left(1 - \frac{1}{9 * (C_r^* 1.93)} \right) \quad (3.14)$$

Où :

ε : Efficacité de l'échangeur rotatif ;

ε_{cc} : Efficacité de l'échangeur contre-courant associé.

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{M * C_{pm} * N}{C_{min}} \quad (3.15)$$

Avec : $C_{min} = \min(C_{pa,n} * \dot{m}_{a,n} ; C_{pa,r} * \dot{m}_{a,r})$

M : Masse de la matrice accumulatrice ;

N : Vitesse de rotation en trs/s ;

C_{pm} : Capacité de la matrice accumulatrice.

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

Pour calculer l'efficacité de l'échangeur, il faut calculer celle de l'échangeur à contre-courant associé ε_{cc} .

$\varepsilon_{cc} = f(NTU, C^*)$ où $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$, selon la valeur de C^* on a :

$$\varepsilon_{cc} = \begin{cases} \frac{1 - \exp(-NTU(1-C^*))}{1 - C^* \exp(-NTU(1-C^*))} & \text{pour } C^* < 1 \\ \frac{NTU}{1 + NTU} & \text{pour } C^* = 1 \end{cases} \quad (3.16)$$

*Calcul du NUT :

On a :

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{\frac{1}{(h_{AS})_c} + \frac{1}{(h_{AS})_h}} \right] \quad (3.17)$$

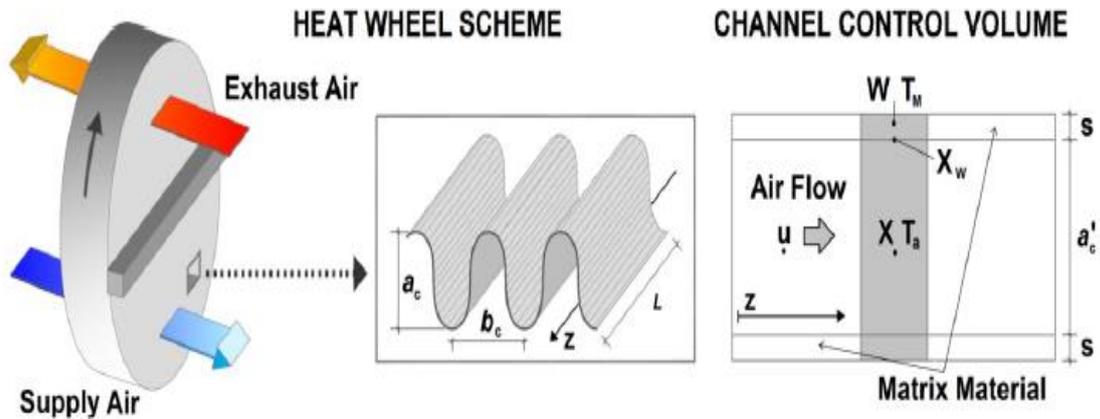
Avec : $A_s = \frac{\pi * d_w^2 * L}{d_f}$

d_w =Diamètre de la roue ;

L = Hauteur de la roue ;

d_f = Diamètre du canal.

Il s'agit maintenant de déterminer le nombre d'unités de transfert, NUT, 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 [44].



Comme montre la figure la géométrie de la surface transversale A_c des canaux est supposée sous forme sinusoïdale, la hauteur de la conduite est sa base sont respectivement a_c et b_c et s l'épaisseur.

$$\begin{cases} a'_c = a_c - s \\ b'_c = b_c - s \\ A_c = \frac{a'_c * b'_c}{2} \end{cases}$$

Le nombre de Nusselt du flux entièrement développé dépend de la géométrie des voies sinusoïdales, il est déterminé par l'équation (3.18) [45]

$$Nu = 1.1791 \left[1 + 2.7701 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right) - 3.1901 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right)^2 + 1.9975 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right)^3 - 0.4966 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right)^4 \right] \quad (3.18)$$

Avec :

$$Re = \frac{\rho_a u D_h}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu (C_{pa} + \omega C_{pv})}{\lambda_a}$$

On calcule ainsi le coefficient d'échange h .

D'autre part, Nu , s'écrit comme suit :

$$Nu = \frac{h * d_f}{\lambda_a} \rightarrow h = \frac{Nu * \lambda_a}{d_f} \quad (3.19)$$

On définit le rapport de conductance convective du côté C_{min} divisée par conductance convective du côté C_{max} .

$$(hA)^* = \frac{(hA) \text{ du côté } C_{min}}{(hA) \text{ du côté } C_{max}} \quad (3.20)$$

Pour le cas où $C^* < 1$, Razelos [46] a proposé une simple méthode pour calculer l'efficacité d'un échangeur asymétrique $(hA)^* \neq 1$, pour les valeurs spécifiques NTU_m et C_r^* sont calculés comme suit :

$$NTU_m = \frac{2NTUC^*}{1+C^*} \quad (3.21)$$

$$C_r^* = \frac{2C_r^* C^*}{1+C^*} \quad (3.22)$$

Avec les valeurs NTU_m et C_r^* on peut calculer ε_r par l'équation suivante :

$$\varepsilon_r = \frac{NTU_m}{1+NTU_m} \left[1 - \frac{1}{9(C_r^*)^{1.93}} \right] \quad (3.23)$$

La valeur de ε se calcule à partir de l'équation (24.3) :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(\frac{\varepsilon_r(C^{*2}-1)}{2C^*(1-\varepsilon_r)}\right)}{1 - C^* \exp\left(\frac{\varepsilon_r(C^{*2}-1)}{2C^*(1-\varepsilon_r)}\right)} \quad (3.24)$$

3.1.2 : Calcul de la température à la sortie de l'échangeur rotatif :

On détermine l'efficacité de l'échangeur rotatif sensible en appliquant les équations précédentes, ayant l'efficacité de l'échangeur on peut déterminer la température de l'air à la sortie de la roue en appliquant la formule suivante [43]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.25)$$

Avec :

$$q_{max} = C_{min}(T_{ap,e} - T_{ar,e})$$

$$q = C_{p,ap}(T_{ap,e} - T_{ap,s}), \text{ la chaleur échangée par l'air de process.}$$

Pour déterminer la température de sortie de l'air du côté régénération, il suffit d'appliquer le principe de conservation de la chaleur (la chaleur cédée par l'air neuf (l'air du process) est égale à la chaleur gagnée par l'air de retour) :

$$q_{ap}=q_{ar} \rightarrow C_{p,ap}(T_{ap,e} - T_{ap,s}) = C_{p,ap}(T_{ar,s} - T_{ar,e}) \quad (3.26)$$

Dans l'échangeur rotatif on a seulement un transfert sensible donc les humidités absolues ne changent pas de part et d'autre de la roue et cela des côtés soufflage et régénération.

4. Modélisation de l'humidificateur :

Quelle que soit la nature de l'humidificateur étudié, sa performance se définit par le rapport entre la quantité de chaleur cédée par l'air pendant le processus de rafraîchissement et la quantité maximum de chaleur que peut céder l'air soit :

$$\varepsilon_{humidificateur} = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{humide}} \quad (3.27)$$

Connaissant les caractéristiques de l'air en entrée de l'humidificateur, la détermination de l'efficacité de l'humidificateur permettra de calculer la température et l'humidité spécifique de l'air en sortie.

La figure III.4 montre le volume de contrôle de l'humidificateur en considérant que l'humidification est adiabatique.

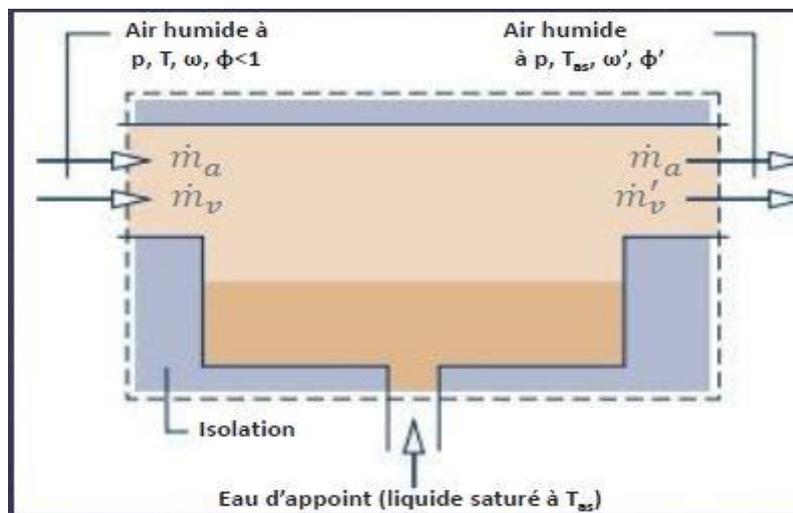


Figure III.4 : Volume de contrôle de l'humidificateur.

L'énergie nécessaire à cette évaporation proviendra de l'air humide, dont la température baissera en conséquence le long de l'appareil. Si le parcours de l'air à travers le dispositif est suffisamment long, on aura de l'air saturé à la sortie ($\phi=100\%$).

Le dispositif doit être alimenté en eau d'appoint à la température (T_{as}) avec un débit qui compensera exactement celui qui passe dans l'air par évaporation. Il est admis que la pression de l'air demeure à peu près constante à travers le dispositif.

1-Bilans massiques :

$$\dot{m}_a = \dot{m}'_a \text{ pour l'air ;}$$

$$\dot{m}'_v = \dot{m}_v + \dot{m}_e \text{ pour l'eau ;}$$

Avec : \dot{m}_e : le débit d'eau évaporé.

Il s'ensuit :

$$\dot{m}_e = \dot{m}'_v - \dot{m}_v = \dot{m}_a(\omega' - \omega) \quad (3.28)$$

2-Bilans énergétiques :

$$\underbrace{(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)}_{\text{air humide à l'entrée}} + \underbrace{(\dot{m}'_v - \dot{m}_v) h_e}_{\text{eau évaporée}} = \underbrace{(\dot{m}'_a h'_a + \dot{m}'_v h'_v)}_{\text{air humide à la sortie}}$$

En divisant par le débit d'air sec, on obtient:

$$(h_{a(T)} + \omega h_{g(T)}) + (\omega' - \omega) h_{f(T_{as})} = (h'_{a(T_{as})} + \omega' h'_{f(T_{as})}) \quad (3.29)$$

Chapitre IV :
Résultats et Discussions

Chapitre IV : Résultats et discussions

1. Introduction :

Dans ce chapitre on va étudier le potentiel de rafraîchissement de l'installation à dessiccation solaire pour une journée de référence dans le but de maintenir un local dans des conditions de confort thermique (température et humidité confortables). On considère ainsi que le système est découplée de la boucle solaire et que la température de régénération est une entrée connue du problème.

Une étude paramétrique a été faite pour une journée météo de référence où la température et l'humidité sont enregistrées de 8h de matin jusqu'à 18h de soir. En faisant varier plusieurs paramètres (température de régénération, vitesse de rotation de l'échangeur rotatif et son efficacité, efficacité de l'humidificateur) on montre l'effet de chaque composant sur l'interaction du système avec le climat extérieur. Le calcul est fait à l'aide d'un programme itératif élaboré sur Matlab. Le tableau IV.1 donne les conditions hygrothermiques de 8h à 18h pour une journée de référence.

Tableau IV.1 : Conditions hygrothermiques de 8h à 18h pour une journée de référence.

t(h)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
T(°C)	23	25	28	29	30	32	32	30	29	27	25
ϕ (%)	75.8	65.4	59.77	55.23	54.7	47.18	47.18	49.93	50.95	48.12	53.05

2. Confort thermique :

Dans les conditions habituelles, l'homme assure le maintien de sa température corporelle autour de 36,7°C. Cette température est en permanence supérieure à la température ambiante. Ainsi, un équilibre doit être trouvé afin d'assurer le bien-être de l'individu.

La température de confort à l'intérieur d'un local d'habitation est estimée à environ 25°C. L'humidité a relativement peu d'impact sur la sensation de confort d'un individu dans un bâtiment. Un individu peut difficilement faire la différence entre 40 % ou 60 % d'humidité relative dans son bureau. L'inconfort n'apparaît que lorsque :

- l'humidité relative est inférieure à 30 % ;
- l'humidité relative est supérieure à 70 %.

3. Description du système et conditions posées :

La figure IV.1 montre le schéma de principe de l'installation expérimentale étudiée. Les conditions à maintenir à l'intérieur du local sont : température = 24°C et humidité relative comprise entre 30 et 70%.

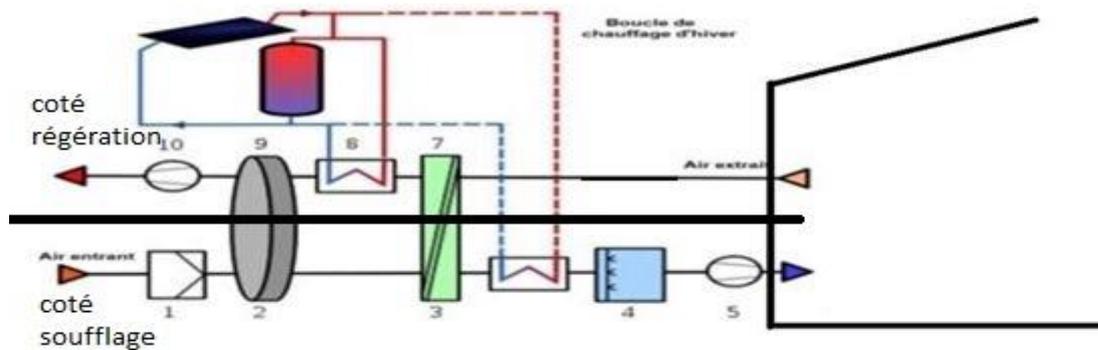


Figure IV.1 : Schéma de l'installation étudiée.

3.1-Roue dessiccatrice :

Les résultats sont obtenus pour une roue de diamètre 695 mm fabriquée par le constructeur Allemand KLINGERBURG utilisant lesilica-gel comme matériau dessiccant, pour un débit d'air constant du côté soufflage et régénération égal à $\dot{m}_a=0.6$ kg/s. La figure IV.2 montre une photo de la roue dessiccante dans son caisson avant l'installation.



Figure IV.2 : Vue de la roue dessiccante dans son caisson avant l'installation.

La température et l'humidité à la sortie de la roue dessiccatrice ont été calculées pour deux températures de régénération différentes égales à 75 °C et 95 °C en utilisant des corrélations sur T_{aps} et ω_{aps} .

- Pour $T_{are} = 75\text{ °C}$:

$$T_{aps} = 8.6389 \cdot (\omega_{ape}^{0.5}) + 1.08941 \cdot \frac{T_{ape}}{\omega_{ape}^{0.25}}$$

$$\omega_{aps} = 0.00012 \cdot T_{ape}^2 + 0.0086 \cdot T_{ape} \cdot \omega_{ape} + 0.0177 \cdot \omega_{ape}^2 \text{ (g/kg}_{as}\text{)}$$

- Pour $T_{are} = 95\text{ °C}$:

$$T_{aps} = 9.72272 \cdot (\omega_{ape}^{0.5}) + 1.15573 \cdot \frac{T_{ape}}{\omega_{ape}^{0.25}}$$

$$\omega_{aps} = 0.00027 \cdot T_{ape}^2 + 0.01 \cdot T_{ape} \cdot \omega_{ape} + 0.0123 \cdot \omega_{ape}^2 \text{ (g/kg}_{as}\text{)}$$

Les résultats obtenus relatifs à la température et à l'humidité sont regroupés dans les tableaux IV.2 et IV.3.

Tableau IV.2 : Résultats récapitulatifs des résultats obtenus relatifs à la température, T_{aps} .

t(h)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$T_{aps}(75\text{ °C})$	42	45.5	48.2	48.6	49.7	50.4	50.4	48.6	47.6	44.8	43.1
$T_{aps}(95\text{ °C})$	46.5	50.3	53.3	53.6	54.88	55.6	55.6	53.6	52.5	49.4	47.6

Tableau IV.3 : Résultats récapitulatifs des résultats obtenus relatifs à l'humidité relative, ω_{aps} .

t(h)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\omega_{aps}(75\text{ °C})$	4.6	5.9	7.1	7	7.6	7.5	7.5	6.7	6.2	4.8	4.3
$\omega_{aps}(95\text{ °C})$	4.3	5.5	6.7	6.6	7.2	7.2	7.2	6.4	6	4.7	4.1

La figure IV.3 montre l'évolution de l'humidité absolue, ω_{aps} , au cours de temps, en fonction de la température de régénération T_{are} .

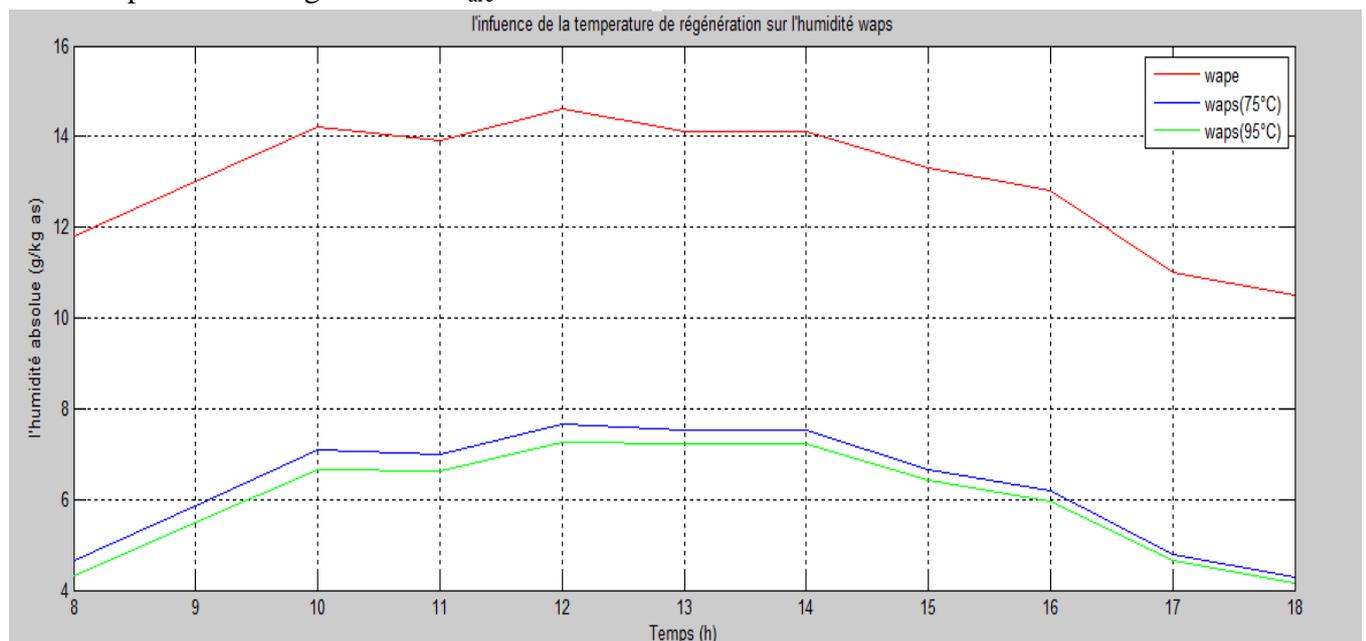


Figure (IV.3) : Variation de l'humidité ω_{aps} au cours de temps, en fonction de la température de régénération T_{are} .

La figure IV.4 montre les variations de la température T_{aps} au cours de temps en fonction de la température de régénération T_{are} .

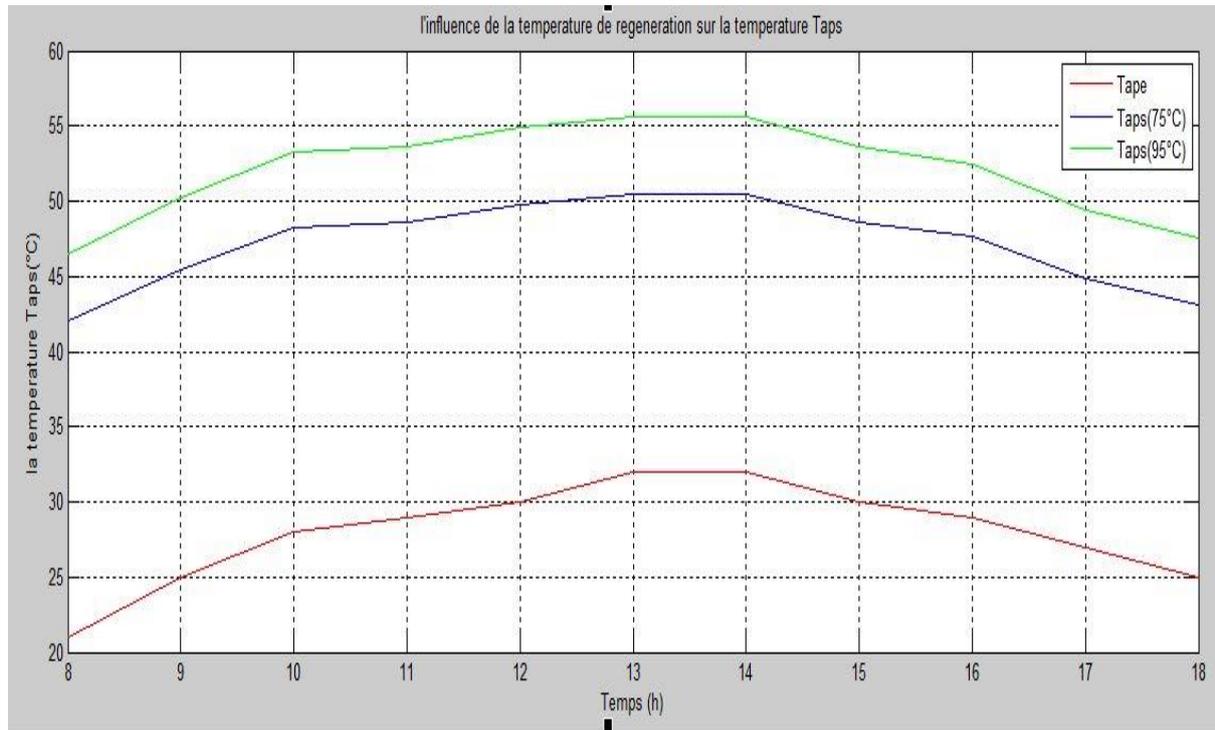


Figure (IV.4) : Variation de la température T_{aps} au cours de temps en fonction de la température de régénération T_{are} .

Les figures IV.3 et IV.4 montrent que l'air est déshumidifié après son passage à travers la roue. Cette déshumidification est accompagnée d'une augmentation de sa température étant donné que les gouttelettes de la vapeur d'eau seront piégées par la couche dessiccante sous l'effet de l'adsorption qui est un phénomène exothermique ce qui explique l'augmentation de la température.

On note également qu'avec l'augmentation de la température de régénération l'air sera plus sec et sa température sera plus élevée.

3.2- Echangeur rotatif (sensible) :

L'échangeur rotatif étudié est une roue à structure en nid d'abeille qui tourne à une vitesse de rotation, N (trs/min). Il est formé d'une matrice en aluminium de masse, M . Pour modéliser cette roue on utilise la méthode NUT (nombre d'unités de transfert). Sa configuration est assimilée à un échangeur à contre-courant où un coefficient de correction est introduit pour prendre en considération la rotation de la roue.

Les caractéristiques de la roue sont données au tableau IV.4.

Tableau IV.4 : Caractéristiques de l'échangeur rotatif.

Diamètre de la matrice	$D_m=695$ mm
Profondeur	$L_m =200$ mm
a_c	2mm
b_c	4mm
S	0.055mm
Porosité	$\Phi=98\%$
Divisions de la roue	50%
Matériau	Aluminium
Chaleur spécifique	$c_{p,Al}=897$ J/kg.K
Masse volumique	$\rho_{Al} = 2700$ kg/m ³
Débit d'air sur les deux côtés	$\dot{m}_a =0.6$ kg

La figure IV.5 montre la structure de l'échangeur rotatif avec :

$$\begin{cases} a'_c = a_c - s \\ b'_c = b_c - s \\ A_c = \frac{a'_c * b'_c}{2} \end{cases}$$

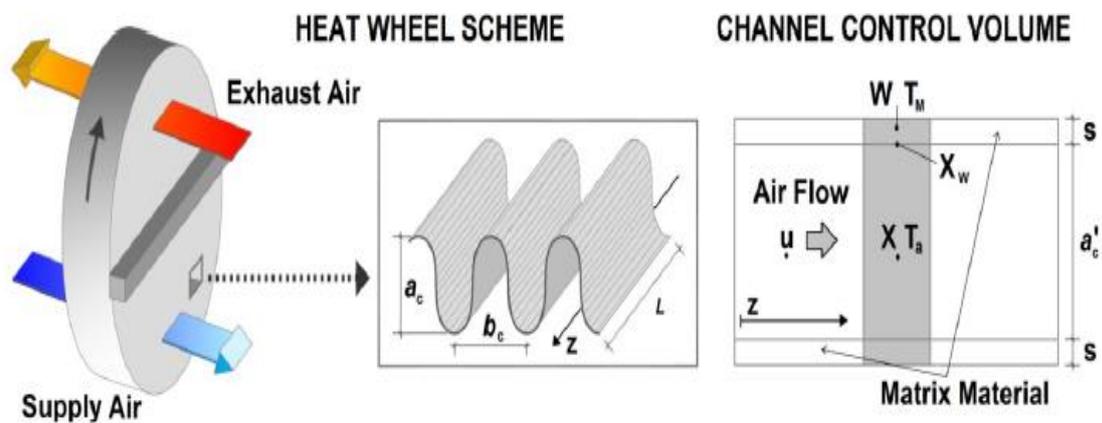


Figure (IV.5) Structure de l'échangeur rotatif

Les Propriétés de l'air à la pression atmosphérique sont:

- Masse volumique, $\rho_a = 1.177 \text{ kg/m}^3$;
- Chaleur spécifique, $C_{pa} = 1006 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$;
- Viscosité dynamique, $\mu_a = 1.85 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$;
- Conductivité thermique, $\lambda_a = 0.0262 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

- Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \frac{\rho_a u d_h}{\mu_a} \quad (1.5)$$

Le diamètre hydraulique du capillaire est :

$$d_h = \frac{4 \cdot A_c}{P_m} = 1.62 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (2.5)$$

La vitesse de l'air est:

$$u = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \cdot \Phi \cdot \frac{A}{2}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \cdot \Phi \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \right)} = 2.74 \text{ m/s} \quad (3.5)$$

Le nombre de Reynolds : $Re = 282.4 < 10000$ Ce qui correspond au régime laminaire à l'intérieur des capillaires.

- Le nombre de Prandtl est :

$$Pr = \frac{\mu_a (C_{pa} + \omega C_{pv})}{\lambda_a} \quad (4.5)$$

Le nombre du Nusselt est défini par:

$$Nu = 1.1791 \left[1 + 2.7701 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right) - 3.1901 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right)^2 + 1.9975 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right)^3 - 0.4966 \left(\frac{a'_c}{b'_c} \right)^4 \right] \quad (5.5)$$

$$Nu = 2.12$$

Le coefficient d'échange convectif est :

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{d_h} \quad (6.5)$$

- Nombre d'unité de transfert, NUT :

Comme les débits capacitifs du côté de l'air process et de l'air de régénération sont les mêmes, on peut supposer que les coefficients d'échange des deux côtés sont identiques à « h ». Ainsi, NUT peut se réduire sous la forme :

$$NTU = \frac{h \cdot A_S}{\dot{m}_a \cdot C_{pa}} \quad (7.5)$$

$$\text{Avec : } A_S = \frac{\pi \cdot D_m^2 \cdot L_m}{2 \cdot d_f} (1 - \phi) = 91.96 \text{ m}^2. \quad d_f = d_h \frac{1 - \phi}{\phi} = 3.3 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

L'efficacité de l'échangeur à contre-courant est donnée par :

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 1 \rightarrow \varepsilon_{cc} = \frac{NTU}{1 + NTU}$$

Le coefficient de correction est:

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{M \cdot C_{p,Al} \cdot N}{\dot{m}_a \cdot C_{pa}}$$

$$\text{Avec : } M = \rho_{Al} \cdot V_m \text{ d'où } \frac{V_m}{V_{tot}} = \frac{V_m}{\frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot L_m} = 1 - \phi$$

La masse de la matrice accumulatrice : M = 4.09 kg

L'efficacité de l'échangeur rotatif est :

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

A l'aide d'un programme élaboré par Matlab on a obtenus les résultats représentés par les figures IV.6 et IV.7.

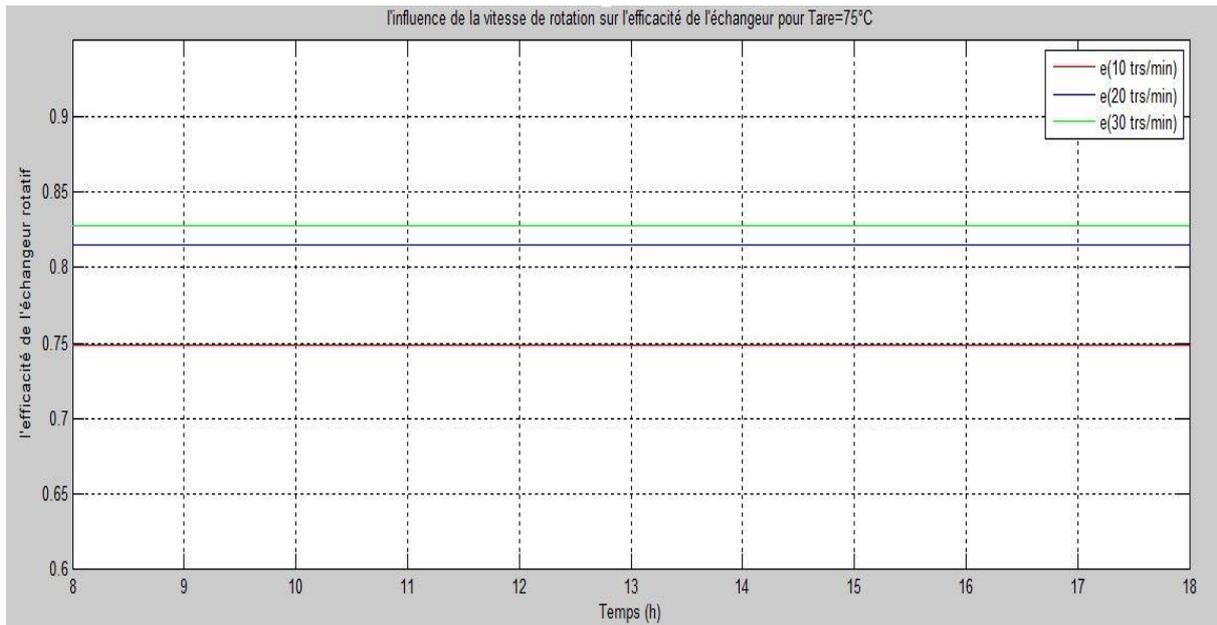


Figure (IV.6) : Variation de l'efficacité de l'échangeur au cours de temps. en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur.

La figure IV.7 montre les variations de l'efficacité de l'échangeur au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur.

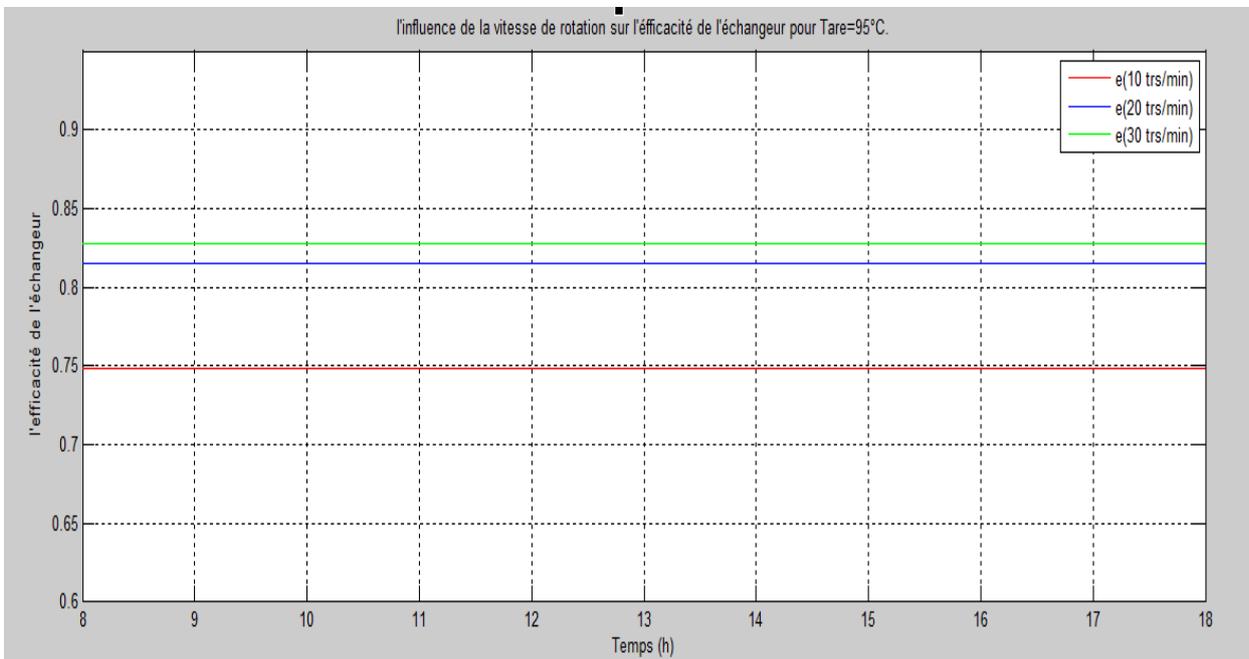


Figure (IV.7) : Variation de l'efficacité de l'échangeur au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur.

D'après les figures (IV.6) et (IV.7) on déduit que l'efficacité de l'échangeur est proportionnelle à sa vitesse de rotation. Lorsqu'on augmente la vitesse de rotation l'efficacité augmente. On remarque également que sa variation au cours de temps reste stable ou peu variable. Lorsqu'on compare l'effet de la température de régénération on remarque que l'efficacité est très proche pour la même vitesse de rotation.

La température à la sortie de l'échangeur est calculée par l'équation [42] :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_{ap,p}(T_{an,e} - T_{an,s})}{C_{min}(T_{an,e} - 24)} \quad (8.5)$$

La température à l'entrée de l'échangeur de côté régénération est fixé à 24 °C :

Les figures (IV.8) et (IV.9) montrent l'évolution de la température à la sortie de l'échangeur rotatif est inversement-proportionnel à sa vitesse de rotation. Lorsqu'on augmente la vitesse la température diminue à sa sortie.

Lors du passage de l'air à travers l'échangeur rotatif, l'humidité de l'air ne change pas car l'échangeur est non hygroscopique. L'humidité à la sa sortie est la même que celle de sortie de la roue dessiccatrice.

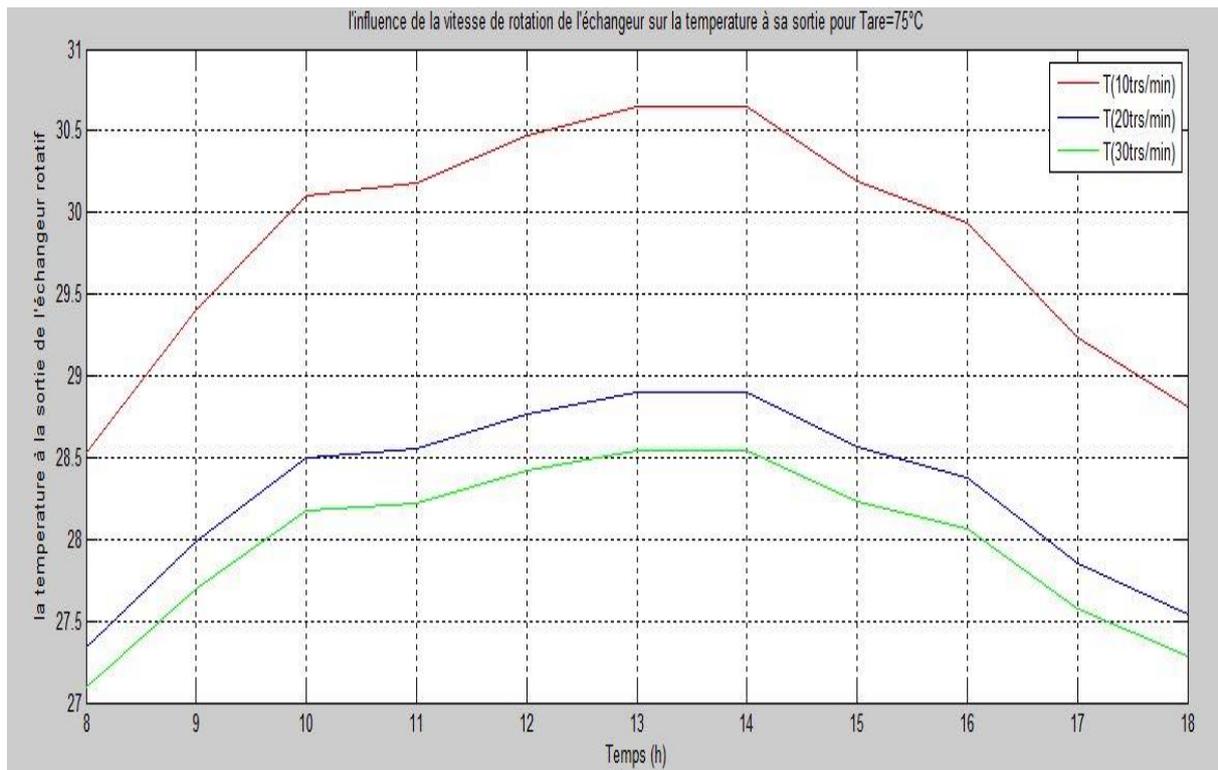


Figure (IV.8) : Variation de la température à la sortie de l'échangeur au cours de temps pour T_{ave} =75 °C.

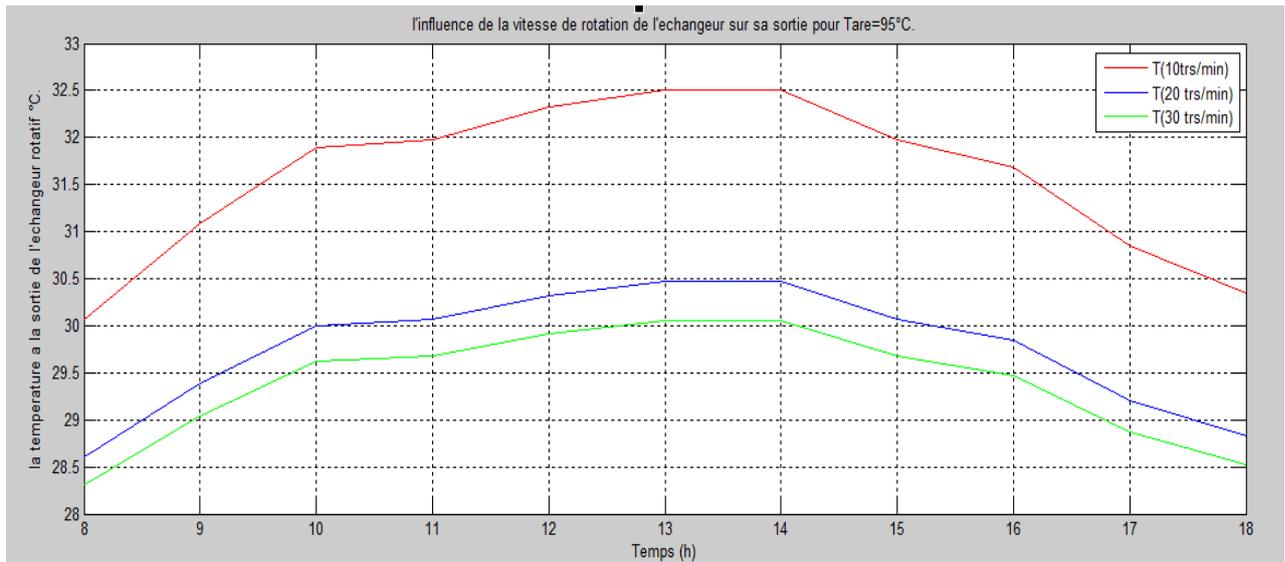


Figure (IV.9) : la variation de la température à la sortie de l’échangeur au cours de temps pour Tare=95 °C.

3.3 L’humidificateur :

La sortie de l’humidificateur correspond à l’entrée du local. On va étudier l’influence de la vitesse de rotation de l’échangeur sur l’humidité relative à l’intérieur de local en fixant sa température à 24°C.

L’humidité de l’air soufflé à l’intérieur de local est calculée comme suit :

$$\omega_s = \frac{(h_a(T_e) - h_a(T_s)) + \omega_{aps}(h_g(T_e) - h_f(T_s))}{h_g(T_s) - h_f(T_s)}$$

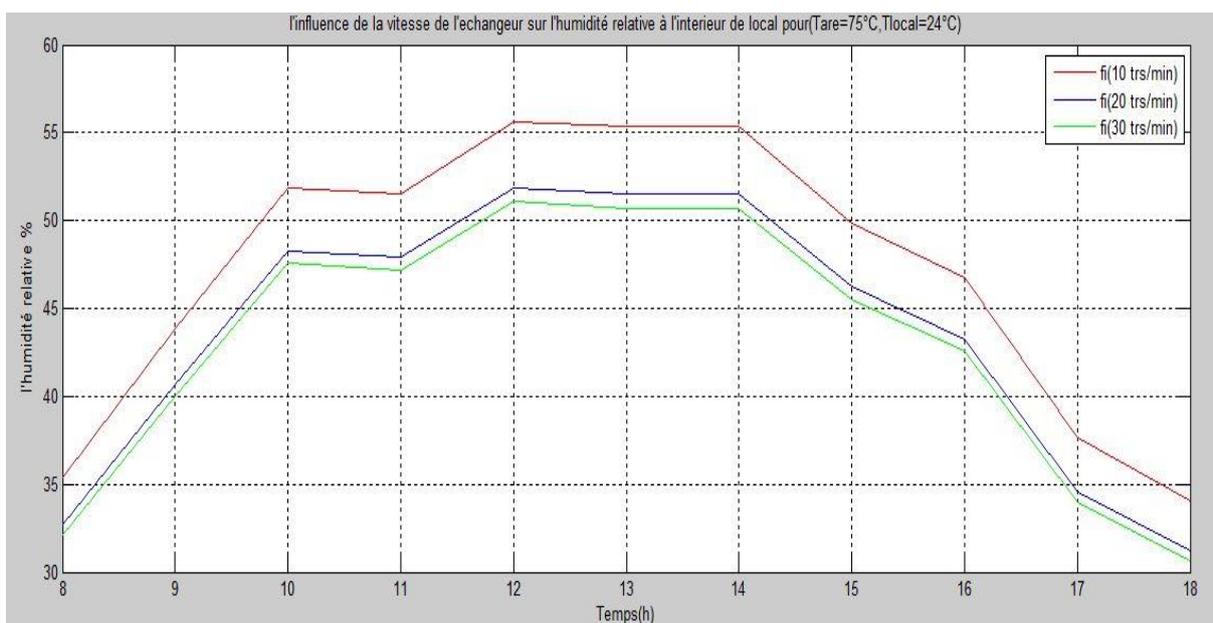


Figure (IV.10) : Variation de l’humidité relative au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l’échangeur Tare=75 °C.

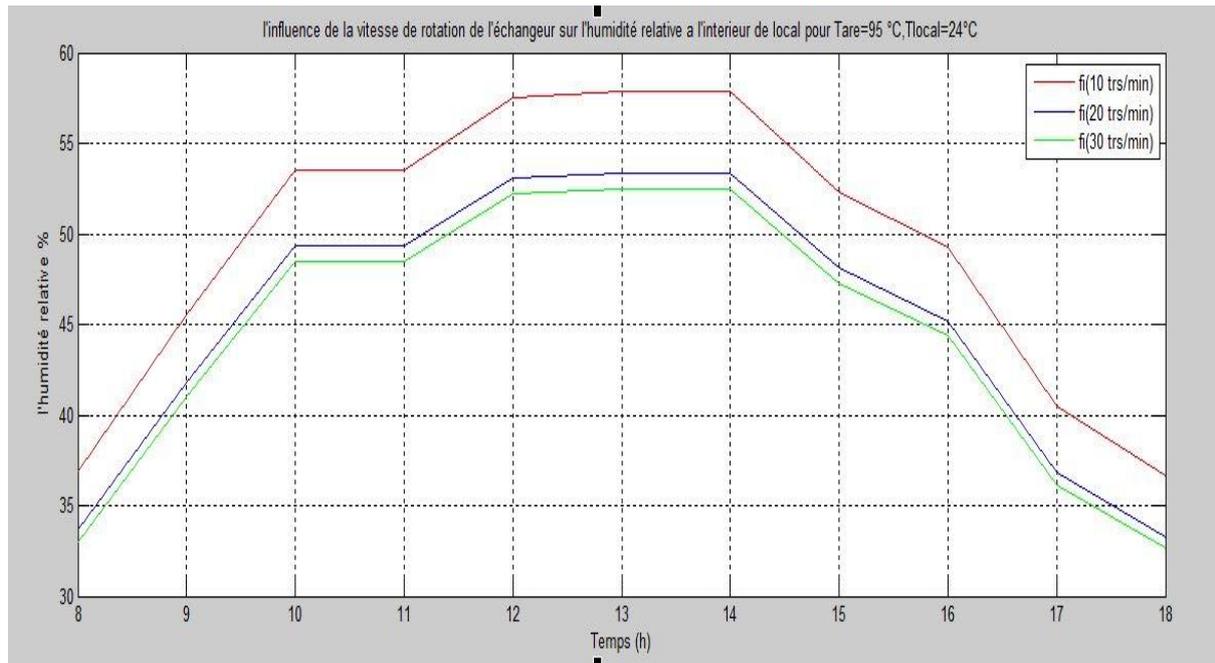


Figure (IV.11) : Variation de l'humidité relative au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur $T_{\text{are}}=95\text{ °C}$.

Les figures (IV.10) et (IV.11) montrent que l'humidité de l'air soufflé à l'intérieur du local est inversement proportionnelle à la vitesse de rotation de la roue et à la température de régénération. Pour la détermination de la température de l'air soufflé à l'intérieur de local,

On suppose que l'humidité de l'air soufflé à l'intérieur est fixée à 60% et on va étudier l'influence de la vitesse de rotation de l'échangeur et la température de régénération sur la température de l'air soufflée à l'intérieur de local.

Les figures (IV.12) et (IV.13) montrent que la température de l'air soufflé à l'intérieur de local est inversement proportionnelle à la vitesse de rotation de la roue. Lorsqu'on augmente la vitesse de rotation, la température à l'intérieur de locale chute contrairement avec la température de régénération pour la même vitesse de rotation de l'échangeur.

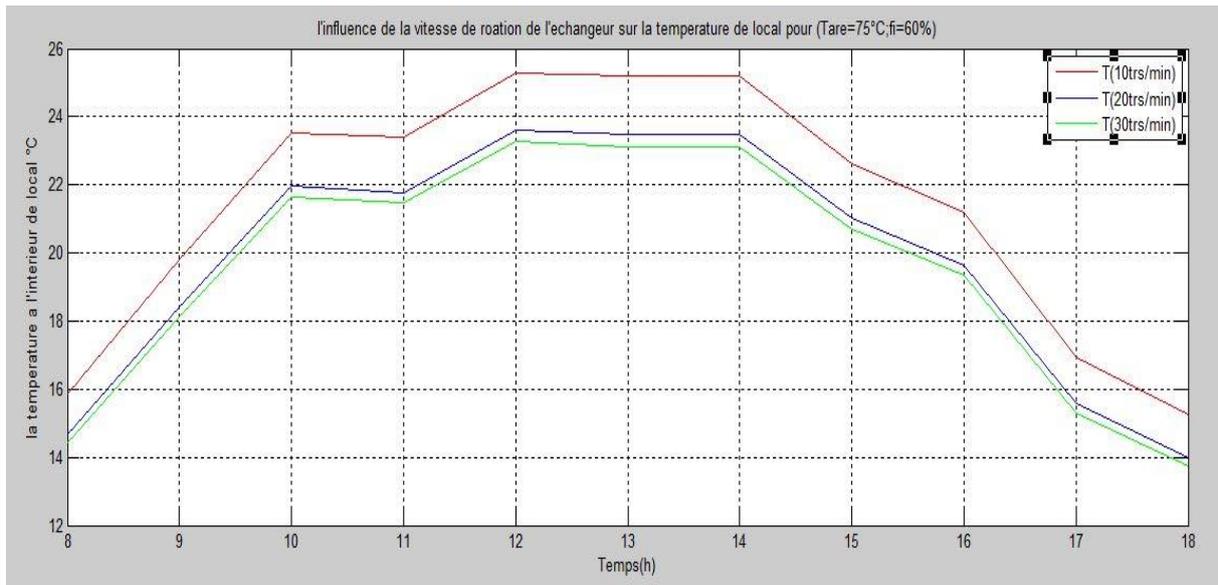


Figure (IV.12) : Variation de la température au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur et $T_{ave} = 75\text{ °C}$.

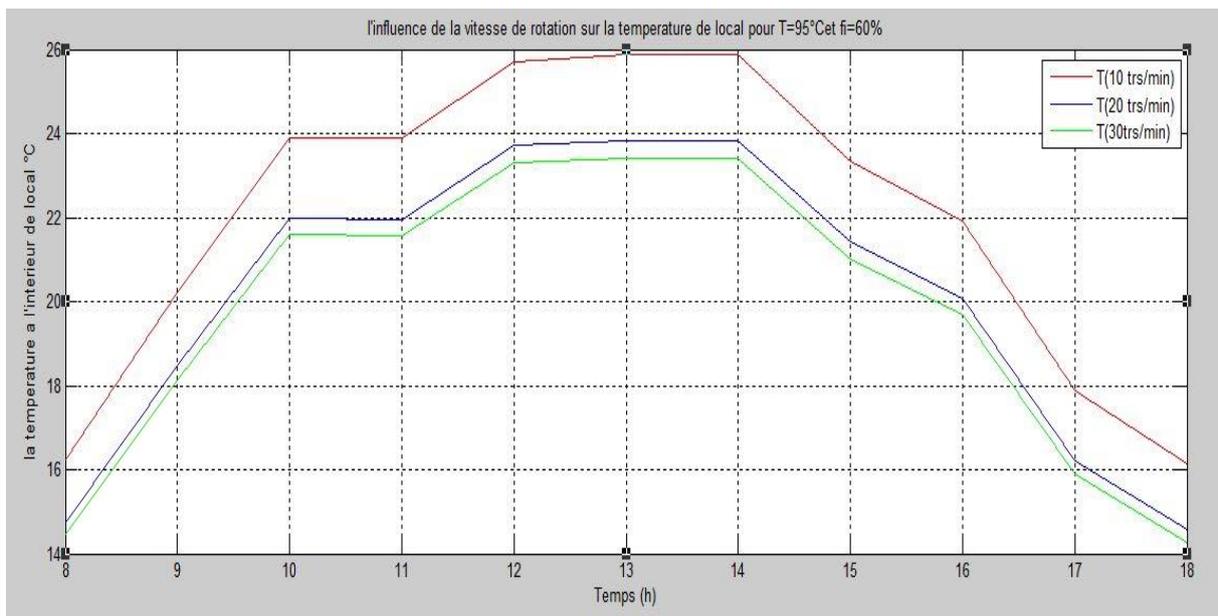


Figure (IV.13) : Variation de la température au cours de temps en fonction de la vitesse de rotation de l'échangeur $T_{ave} = 95\text{ °C}$.

4. Conclusion :

La température et l'humidité absolue à la sortie de la roue dessiccative ont été calculées. L'influence des différents composants sur la température et l'humidité du local a été étudiée. L'effet de chaque élément a été démontré. En général pour la roue dessiccative, lorsqu'on augmente la température de régénération, la température du local évolue dans le même sens mais l'humidité absolue diminue. L'efficacité de l'échangeur rotatif non hygroscopique augmente lorsque sa vitesse de rotation augmente, ce qui engendre une chute de température dans le local.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le travail présenté dans cette étude est relatif à l'analyse d'un système de rafraîchissement évaporatif par dessiccation couplé à une installation solaire. Le système doit permettre la réduction de la consommation électrique en utilisant une énergie propre et gratuite.

L'étude paramétrique des différents composants du système à dessiccation a été élaborée pour faire apparaître leur intérêt dans le domaine de rafraîchissement d'air.

Les résultats obtenus ont montré que le système permet de contrôler l'humidité et fournir des conditions de confort acceptables, ce qui est bien adapté pour les zones humides, telles que les villes côtières de notre pays.

Il est à souligner que l'étude paramétrique concerne l'évolution des températures et humidités des différents organes de l'installation. Cette étude devra s'étendre à la boucle solaire pour montrer l'évolution de l'efficacité du système en fonctionnement autonome.

Les résultats obtenus ont montré qu'en augmentant la température de régénération, la température de local climatisé augmente mais l'humidité absolue diminue et l'efficacité de l'échangeur rotatif augmente lorsque sa vitesse augmente ce qui engendre une chute de température de local.

Comme recommandations, nous proposons une température de 75°C comme température de régénération et une vitesse de rotation de l'échangeur non hygroscopique de 10 trs/min pour une efficacité de 0.73 afin de garder une ambiance confortable à l'intérieur de local pour les fortes demandes en énergie pour la climatisation entre 10h-16h.

De plus, le système de rafraîchissement évaporatif basé sur la dessiccation de l'air permet de réduire la consommation électrique en utilisant une énergie propre et gratuite.

Comme perspectives, on propose le montage d'un dispositif expérimental pour la validation des résultats théorique obtenus.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] **C.A. Balaras, G. Grossman, H.M. Henning, C.A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang and E. Wiemken**, 'Solar Air Conditioning in Europe – An Overview', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 11, N°2, pp. 299 – 314, 2007.
- [2] Journal « le soir d'Algérie » article écrit par C.Brahimi publié le Samedi 30 Juin 2012
http://www.oran-aps.dz/spip.php?page=imprimer&id_article=1198.
- [3] **G. FLAMANT**, Fours solaires, *Techniques de l'Ingénieur*, BE 8849,
- [4] **ECOSOURCES.INFO**, Portail d'information dédié aux Energies renouvelables,
<http://www.ecosources.info/>, 2008,
- [5] **A. Joffre**, Énergie solaire thermique dans le bâtiment, Chauffage, Climatisation, *Technique de l'Ingénieur*, BE 9165,
- [6] **Y. FAN , L. LUO and B. SOUYRI** , Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 11, pp. 1759-1775, 2007.
- [7] **H. M. HENNING**, Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1734-1749, 2007.
- [8] **M. DELORME**, Promoting solar air conditioning: Technical overview of active techniques, ALTENER Project Number 4.1030/Z/02-121/2002, 2002
- [9] **C. A. BALARAS , G. GROSSMAN, H. M. HENNING, C.A.I. FERREIRA, E. PODESSER, L. WANG and E. WIEMKEN**, Solar air conditioning in Europe – an overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 11 pp. 299-314, 2007.
- [10] **M.J. TIERNEY**, Options for solar-assisted refrigeration through collectors and double-effect chillers, *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 183-199, 2007.
- [11] **A. LOKURLU and G. MÜLLER G.** Experiences with the worldwide first cooling system based on parabolic through collectors (SOLIPTM PTC 1800) combined with double effect chillers, in: 1st International conference for solar air cooling, Koster Banz, Germany, pp. 298-302, 2005.
- [12] **T.NUNEZ, W. MITTELBACH and H. M. HENNING**, Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic eating and air-conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol.27, pp. 2205-2212, 2007.
- [13] **A. ERROUGANI**, fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisent le couple charbon actif-méthanol dans le site de Rabat. Thèse de doctorat d'état, Université Mohammed V, Maroc, 2007.

- [14] **L.M.Sun et F.Meunier** .Adsorption. Aspects théoriques.Technique de l'ingénieur ,Vol .J2730 ,pp.1-20 ,2003
- [15] **D. Mouad**, étude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine , thèse doctorat Mécanique et énergétique, université NANCY 1, pp 18, (1996).
- [16] **V. THIBAUT**, le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment: Proposition d'une stratégie de régulation du système. Thèse de doctorat, Université de Lyon, France, 2007.
- [17] **S. MERAKEB**, Modélisation des structures en bois en environnement variable. Thèse de doctorat, Université de limoges, France, 2006.
- [18] **M. TORREY and J. WESTERMAN**, Desiccant cooling technology, Design and engineering guide, U.S. Army Construction Engineering Research Laboratory, 2000.
- [19] **C. MAALOUF**, Etude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire. Thèse de doctorat, Université de la Rochelle, France, 2006.
- [20] **D. ADEME**, Conception, réception suivi des opérations de froid solaire, Rapport d'étude, Angers, ADEME, France, 2007.
- [21] **P. STABAT**, 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, France, 2003.
- [22] **J. WURM and K. CLEMENS**, Solid desiccant technology review, Bulletin of the International Institut of refrigeration, , Vol. 3, 2003.
- [23] **P. ISELT, U. ARNDT et J. L. CAUCHEPIN**, Manuel de l'humidification de l'air, Edition livres, France, 1997.
- [24] **R. BELARBI**, Développement d'outils méthodologiques d'évaluation et d'intégration des systèmes évaporatifs pour le rafraîchissement passif des bâtiments. Thèse de Doctorat, Université de La Rochelle, France, 1998
- [25] **A. ATHANASSIOS, A. ARGIRIOU and S. MIRASGEDIS S**, The solar thermal market in Greece – review and perspectives, Renewable and sustainable energy reviews, Vol.7, pp. 397-418, 2003.
- [26] **INSTITUT NATIONAL DE L'ENERGIE SOLAIRE**, Support de formation sur la climatisation solaire, Chambéry, France, 2005.

- [27] **H. M. HENNING and E. WIEMKEN**, Solar assisted air conditioning of buildings: overview on technologies and state-of-art, Mediterranean Congress of Climatization, Lisbon, Portugal, 2004.
- [28] **I.L. MACLAINE-CROSS and P. J. BANKS**, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 103, p. 579-585, 1981.
- [29] **S. JAIN and P. L. DHAR**, Evaluation of solid desiccant- based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 18, pp.287-96, 1995.
- [30] **R. V. DUNKLE**, A method of solar air conditioning, *Mechanical Chem Eng Trans*, 1965, Vol. 1, pp. 73-78, 1965.
- [31] **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
- [32] **M. BEHNE M.**, Alternatives to compressive cooling in non residential buildings to reduce primary energy consumption, *Final Report LBL*, USA, 1997.
- [33] **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.
- [34] **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.
- [35] **J. J. JURINAK** , Open cycle solid desiccant cooling – component models and system simulation. *Phd Thesis*, University of Wisconsin-Madison, USA, 1982.
- [36] **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.
- [37] **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.
- [38] **J. J. RAU, S. A. KLEIN and J. W. MITCHELL J.W.**, Characteristics of lithium chloride in rotary heat and mass exchangers”, *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 34, pp. 2703-2713, 1990.
- [39] **MATHIPRAKASAM B., LAVAN Z.**, “Performance predictions for adiabatic desiccant dehumidifiers using linear solutions”, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 102, février 1980.

- [40] **P.J .BANKS.**, “Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in field flow through a porous medium –I Characteristic potentials and specific capacity ratios”, *Chemical Engineering Science*, 1972, 27, p. 1143-1155.
- [41] **P.J .BANKS.**, “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.
- [42] **HOWE R.**, “Rotary desiccant dehumidifier”, TRNLIB – Libraries of User-Written TRNSYS Components, Solar Energy Laboratory, 1983.
- [43] **INCROPERA F. P., DEWITT D.P.** “*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*”, 4th edition, John Willey & sons, New York, 1996.
- [44] **S.Kakac; R.K.Shah; W.Aung**, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*; John Wiley & Sons: New York, NY, USA, 1987.
- [45] **KAYS & LONDON**, “*Compact Heat Exchangers*”, McGraw-Hill, 1984.
- [46] **Roetzel, and Y.Xuan,**., *Dynamic behavior of heat exchangers*. WIT press, Boston, 1999