

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

Faculté des Sciences

Département de Physique

THESE DE DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Physique

**ETUDE ET REALISATION D'UN SYSTEME DE
REFROIDISSEMENT EVAPORATIF SOLAIRE A
DESSICCATION SOLIDE**

Par

Leila MERABTI

Devant le jury composé de :

Khelifi Rachid	Professeur	U. Blida 1	Président
Amirat Madjid	Professeur	USTHB	Examineur
Rekik Brahim	MCA	U. Blida 1	Examineur
Tassalit Djilali	MRA	UDES	Examineur
Merzouk Mustapha	Professeur	U. Blida 1	Directeur de thèse
Kasbadji Nachida	Directrice de Recherche	UDES	Co-Directeur de thèse

Blida, Juillet, 2019

RESUME

RESUME

L'amélioration du niveau de vie et la demande croissante de confort humain entraîne inévitablement l'augmentation de la consommation énergétique. Ce phénomène est lié à tous les domaines notamment la climatisation qui est non seulement énergivore mais aussi à effets néfastes sur l'environnement. Trouver des alternatives viables à la climatisation traditionnelle devient, par la force des choses, impératif. Le concept de refroidissement évaporatif utilisant l'énergie solaire constitue une alternative fiable et éprouvée qui contribue à la préservation de l'environnement.

Notre travail concerne l'étude et la réalisation d'un système de refroidissement évaporatif à dessiccation solide, couplé à une installation solaire. Ce système appelé « desiccant cooling » permet de réduire les consommations électriques et utilise l'énergie solaire qui est une énergie propre et gratuite.

La première partie de cette thèse est consacrée à l'étude des différentes technologies liées à ce système et à la description des différents composants en vue de faire le choix pour la réalisation de l'installation expérimentale. La deuxième partie est consacrée à la modélisation de l'installation dessiccante solaire. Les résultats de cette modélisation implémentés sous MATLAB sont donnés en troisième partie. Enfin, la dernière partie de ce document concerne la réalisation du système et son expérimentation où l'on aboutit finalement à des résultats ayant de bonnes concordances avec les prédictions de la simulation. Ce travail a montré la faisabilité et l'intérêt des systèmes de refroidissement évaporatif à dessiccation solide à énergie solaire. La technologie est une solution intéressante à promouvoir pour rafraîchir dans les régions à climat chaud et humide de notre pays.

Mots clés : Climatisation, énergie solaire thermique, humidification, dessiccation, capteurs plans, Simulation.

ABSTRACT

The improvement of the standard living and the increasing demand for human comfort inevitably leads to an increase in energy consumption. This phenomenon is related to all fields including air conditioning, which is not only energy consuming but also has adverse effects on the environment. Finding viable alternatives to traditional air conditioning becomes, out of necessity, imperative. The concept of evaporative cooling using solar energy is a reliable and proven alternative that contributes to the preservation of the environment.

Our work concerns the study and the realization of a solid evaporative cooling system, coupled to a solar installation. This system called "desiccant cooling" reduces electricity consumption and uses solar energy, which is clean and.

The first part of this thesis is devoted to the study of the different technologies related to this system and to the description of the various components in order to make the choice for the realization of the experimental installation. The second part is devoted to the modeling of the solar desiccant system. The results of this modeling implemented under MATLAB are given in the third part. Finally, the last part of this document concerns the realization of the system and its experimentation where we finally arrived at results with good concordance with the predictions of the simulation. This work has shown the feasibility and the interest of evaporative cooling systems with solid solar energy desiccation. Technology is an interesting solution to promote for cooling in the regions with hot and humid climate of our country.

Key words: Air conditioning, thermal solar energy, humidification, desiccation, solar collector, simulation.

ملخص

إن تحسين مستوى المعيشة والطلب المتزايد على راحة الإنسان يؤدي حتماً إلى زيادة في استهلاك الطاقة. وترتبط هذه الظاهرة بجميع المجالات بما في ذلك تكييف الهواء الذي لا يستهلك فقط الطاقة ولكن له أيضاً تأثيرات ضارة على البيئة. يصبح بالتالي إيجاد بدائل، قابلة للتطبيق، لتكييف الهواء التقليدي، أمراً حتمياً. يعتبر مفهوم التبريد التبخيري باستخدام الطاقة الشمسية بديلاً موثقاً ومثبتاً يساهم في الحفاظ على البيئة. يتعلق عملنا بدراسة وتحقيق نظام للتبريد التبخيري الصلب مدمج مع نظام للتزويد بالطاقة الشمسية. يسمى هذا النظام "التبريد المجفف" و من مزاياه التقليل من استهلاك الكهرباء واستخدام الطاقة الشمسية باعتبارها طاقة نظيفة ومجانية.

الجزء الأول من هذه الأطروحة مكرس لدراسة التقنيات المختلفة المتعلقة بهذا النظام ووصف المكونات المختلفة التي تدخل في تركيبته من أجل التحقيق التجريبي. الجزء الثاني مخصص لنمذجة نظام التبريد المجفف عن طريق الطاقة الشمسية. نتائج هذه النمذجة التي نفذت بموجب "ماتلاب" معطاة في الجزء الثالث.

وأخيراً يتعلق الجزء الأخير من هذه الوثيقة بتحقيق النظام وإجراء مختلف التجارب عليه، حيث توصلنا أخيراً إلى نتائج تتوافق جيداً مع تنبؤات المحاكاة. وقد أظهر هذا العمل جدوى ومصلحة أنظمة التبريد التبخيري المجفف الصلب عن طريق الطاقة الشمسية و بان هذه التكنولوجيا تعتبر حلاً مثيراً للاهتمام لتعزيز التبريد في المناطق ذات المناخ الحار و الرطب في بلادنا.

الكلمات الرئيسية: تكييف الهواء، الطاقة الحرارية الشمسية، الترطيب، التجفيف، جامعي الطاقة الشمسية المسطحة، المحاكاة.

Remerciements

La louange entière est à *Allah* de m'avoir donné santé, courage, patience et volonté pour conduire ce travail jusqu'à son terme.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mes Directeurs de thèse, Monsieur **Mustapha MERZOUK** Professeur à l'Université de Blida1 et Madame **Nachida KASBADJI MERZOUK** Directrice de recherches à l'UDES. Veuillez trouver ici l'expression de ma reconnaissance pour avoir suivi ce travail avec un grand intérêt, pour la confiance que vous m'avez témoigné en me laissant une autonomie totale dans la conduite des travaux. Je voudrais leur exprimer mon profond respect de m'avoir fait partager leurs compétences, leur grande expérience et les conseils qu'ils m'ont prodigué.

Je suis sensible à l'honneur que m'a fait Monsieur **Rachid KHELIFI** Professeur à l'Université de Blida1 d'avoir accepté de présider ce jury.

Je remercie infiniment Monsieur **Madjid AMIRAT** Professeur à L'USTHB d'avoir accepté de prendre part à ce jury en qualité d'examinateur.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur **Brahim REKIK** Maître de Conférence A à l'Université de Blida 1 qui s'est acquitté de la judicieuse tâche d'examinateur de cette thèse.

Je tiens à remercier également, Monsieur **Djilali TASSALIT** Maître de recherche A à l'UDES, pour l'intérêt qu'il a porté à ce travail, ses précieux conseils et son aide, et d'avoir accepté d'examiner cette thèse.

Je remercie vivement l'Agence Thématique de Recherche en Sciences et Technologie–**ATRST** qui a financé le projet « Système de climatisation solaire à dessiccation solide » dans la thématique« Energies Alternatives ». Son aide m'a permis de finaliser ce travail de thèse dans le cadre d'un projet national de recherche affilié à l'UDES / CDER.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur **Mohamed ABBAS** Directeur de Division FTEER de l'UDES, Monsieur **Sadek IGOUD** Chef de l'Equipe EVER-UDES et Madame **Djamila DIAF** de la Division EER – UDES, pour leurs encouragements et les précieux conseils qu'ils n'ont pas cessé de me prodiguer au cours de la préparation de cette thèse. Sans oublier de remercier vivement **Souad MADANI, Chamiya ATTOUT, Zahia TIGRINE, Omar KETFI, Mohand BERDJA** et **Ferhat YAHI** de l'UDES, pour leur sympathie et encouragements. Mes remerciements vont aussi du fond du cœur, à **Naima SAHRAOUI** et **Mounir MELLAL** Maître de conférences à l'USTHB, qui ont toujours exprimés leur impatience de me voir aboutir.

J'ai également une pensée particulière à **Walid TAANE** ainsi qu'à **Ala BOUHANGUEL** pour leur aide durant mes travaux de thèse conduits au niveau du laboratoire de l'équipe de recherche « Production de Froid par Energie Solaire Thermique - PFEST » à l'Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES / CDER). J'associe à mes remerciements tous mes collègues de l'équipe PFEST dont je fais partie, ainsi que l'équipe de l'atelier électronique et de l'atelier Mécanique de l'UDES avec à la tête Messieurs **Tarek KASSIM** et **Kamel BENABDELAZIZ**.

J'exprime mon témoignage de reconnaissance et de profond respect à Monsieur **Said ELMETNANI** pour son aide et ses conseils et au regretté **Brahim ABBAD** qui était plus un père qu'un collègue et qui a tant espéré me voir achever cette thèse. Que Dieu, le miséricordieux, l'accueille dans son éternel paradis.

Ces remerciements ne peuvent s'achever sans exprimer ma sincère gratitude à **Nadia CHEKIR** et **Ouassila BENHABILES** pour leur précieuse amitié, leur patience, leur soutien moral, et leur réconfort dans les moments de doutes et de découragement. Qui, avec cette question récurrente, « *quand est-ce que tu termines cette thèse ?* », bien qu'angoissante, m'ont permis de ne jamais dévier de mon objectif final.

Je termine par remercier chaleureusement mes *sœurs*, mon *frère* et mon *oncle*, qui m'ont toujours soutenu et encouragé, exprimant leurs profonds souhaits de me voir toujours réussir.

Enfin, je ne remercierai jamais assez ma chère **MAMAN**, mon cher **PAPA**, mon cher **Mari** et *mes adorables enfants*, dont l'amour et l'appui m'ont permis d'accomplir ce travail avec succès. Vous avez toujours été une source constante d'encouragement, de soutien et de joie. Bien que la thèse soit un travail individuel elle n'aurait pas pu être menée à bien sans votre présence je vous exprime ma profonde reconnaissance.

Dédicaces

A ma chère mère

qui m'a toujours été d'un amour et d'une générosité inouïe,

A mon cher père

qui a semé en moi l'amour de la science, le dévouement

et la persévérance dans le travail

Je leur exprime mon éternelle gratitude

A mon mari et mes enfants

avec tous mes sentiments de respect, d'amour

et de reconnaissance pour tous les sacrifices déployés.

Leila MERABTI

TABLE DES MATIERES

Résumé	i
Remerciements	ii
Dédicace	iv
Table des matières	v
Liste Des Figures	viii
Liste Des Tableaux	xii
Introduction Générale	1
Chapitre 1 : Etat des lieux sur la climatisation	
1.1 Introduction.....	4
1.2 Etat de la climatisation dans le monde.....	5
1.3 Etat de la climatisation en Algérie.....	11
1.4 Problématique de la climatisation et enjeux énergétiques.....	16
1.5 La climatisation solaire.....	18
1.6 Les procédés thermodynamiques à sorption.....	21
1.6.1 Les cycles fermés.....	22
1.6.1.1 Systèmes à absorption.....	22
1.6.1.2 Systèmes à adsorption.....	24
1.6.2 Les cycles ouverts.....	24
1.6.2.1 Systèmes à dessiccation liquide.....	25
1.6.2.2 La dessiccation en phase solide.....	26
1.7 Conclusion.....	31
Chapitre 2 : Etat de l'art sur la technologie de production de froid par dessiccation	
2.1 Introduction.....	32
2.2 Systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie.....	33
2.3 Principe de fonctionnement des systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie	34
2.3.1 La ventilation nocturne.....	34
2.3.2 Le refroidissement évaporatif.....	35
2.4 Les différents systèmes évaporatifs.....	39

2.5	Le refroidissement par dessiccation.....	41
2.5.1	Les deux modes de refroidissement par dessiccation.....	44
2.5.1.1	Les systèmes à dessiccation solides.....	45
2.5.1.1.1	Le phénomène d'adsorption.....	46
2.5.1.1.2	Types de matériaux dessiccants solides.....	47
2.5.1.1.3	Classification des isothermes de sorption.....	48
2.5.1.1.4	Cycles de refroidissement solaire par dessiccation solide.....	50
2.5.1.2	Les systèmes à dessiccation liquide.....	55
2.6	Etat de l'art sur la dessiccation solide.....	58
2.7	Problématique et Objectif des travaux.....	67
2.8	Conclusion.....	68

Chapitre 3 : Modélisation des échanges de chaleur et de masse dans les composants de l'installation de climatisation solaire a dessiccation

3.1	Introduction.....	69
3. 2	Principe de fonctionnement.....	69
3.3	Modélisation du système.....	71
3. 3.1	Modélisation de la roue à dessiccation.....	71
3.3.1.1	Les équations fondamentales des échanges de chaleur et de masse.....	72
3.3.1.2	Modèles de résolution développés pour la roue à dessiccation.....	77
3.3.1.3	Reformulation des équations du système.....	79
3.3.1.4	Détermination des paramètres caractéristiques de la roue.....	83
3.3.1.5	Validation du modèle avec les données constructeur.....	86
3.3.2	Modélisation de l'échangeur de chaleur rotatif.....	88
3. 3.2.1	Calcul des coefficients d'échange.....	90
3. 3.2.2	Calcul des performances de l'échangeur rotatif.....	91
3. 3. 3	Modélisation des humidificateurs.....	92
3. 3. 4	Modélisation des ventilateurs.....	93
3. 3. 5	Modélisation de la batterie de régénération.....	93
3. 4	Modélisation de l'installation solaire.....	95
3. 4. 1	Modélisation des capteurs plans.....	95
3. 4. 2	Modélisation du ballon de stockage.....	97
3.5	Coefficient de performances du système.....	98
3.6	Conclusion.....	99

Chapitre 4 : Etude paramétrique d'une installation de refroidissement solaire à dessiccation		
4.1	Introduction.....	100
4.2	Etude paramétrique du système de rafraîchissement à dessiccation	101
4.2.1	Conditions intérieures de confort thermiques.....	101
4.2.2	Conditions extérieures de base.....	102
4.2.3	Capteurs solaires utilisés.....	106
4.3	Résultats de simulation.....	106
4.3.1	Etude paramétrique de la roue de dessiccation.....	107
4.3.2	Etude paramétrique de l'installation de refroidissement par dessiccation....	112
4.3.3	Partie solaire du système de refroidissement solaire à dessiccation solide....	123
4.4	Conclusion.....	127
Chapitre 5 : Conception, dimensionnement et expérimentation du système		
5.1	Introduction.....	128
5.2	Dimensionnement du système à réaliser.....	128
5.2.1	Apports thermiques du local à conditionner.....	128
5.2.2	Roue de dessiccation.....	131
5.2.3	Echangeur rotatif.....	136
5.2.4	Batterie de régénération.....	136
5.2.5	Surface des capteurs solaires.....	137
5.2.6	Humidificateurs.....	138
5.3	Réalisation du système.....	139
5.4	Expérimentation.....	148
5.4.1	Métrologie.....	148
5.4.2	Banc d'essai	150
5.4.3	Protocole de test.....	151
5.4.4	Résultats expérimentaux.....	152
5.5	Validation des résultats	158
5.6	Conclusion.....	160
Conclusion et Perspectives.....		162
Nomenclature.....		164
Références bibliographiques.....		168

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Récolte de la glace sur le « Spy Pond » d'Arlington en 1852.....	6
Figure 1.2	Taux d'équipements en climatisation dans le monde en 1997.....	7
Figure 1.3	Marché mondial de la climatisation en 2000.....	8
Figure 1.4	Marché mondial des produits "packaged" de la climatisation en 2016.....	10
Figure 1.5	Marché mondial de la climatisation centralisée en 2016.....	10
Figure 1.6	Système de rafraîchissement évaporatif de l'équipe froid thermique.....	14
Figure 1.7	Système de Réfrigération Solaire DC/AC de l'équipe froid photovoltaïque	14
Figure 1.8	Pompe à chaleur.....	16
Figure 1.9	Ecole primaire alimentée par climatisation géothermique.....	16
Figure 1.10	Procédé thermodynamique de refroidissement d'un bâtiment.....	19
Figure 1.11	Corrélation entre les apports solaires et les besoins du froid.....	20
Figure 1.12	Technologies de production du froid à partir de l'énergie solaire.....	21
Figure 1.14	Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption.....	23
Figure 1.15	Schéma de principe d'une installation frigorifique à adsorption.....	24
Figure 1.16	Schéma d'un système à dessiccation liquide.....	26
Figure 1.17	Schéma de principe d'une installation à dessiccation.....	27
Figure 1.18	Schéma représentant deux tours à dessiccation.....	27
Figure 1.19	Schéma d'un lit horizontal tournant.....	28
Figure 1.20	Schéma d'un lit vertical à dessiccation.....	28
Figure 1.21	La roue de dessiccation.....	29
Figure 2.1	Schéma d'un refroidisseur évaporatif direct "humidificateur".....	36
Figure 2.2	Représentation du processus de refroidissement évaporatif sur le diagramme de l'air	38
Figure 2.3	Schéma de principe d'un système évaporatif direct.....	39
Figure 2.4	Schéma de principe d'un système évaporatif indirect.....	40
Figure 2.5	Schéma de principe d'un système évaporatif indirect + direct.....	40
Figure 2.6	Schéma de principe du processus de refroidissement par dessiccation.....	42
Figure 2.7	Représentation du cycle de refroidissement par dessiccation sur le diagramme de l'air	42
Figure 2.8	Système à dessiccation solide.....	45

Figure 2.9	Roue dessiccatrice avec détail de sa morphologie en nid d'abeille.....	45
Figure 2.10	Passage de l'air à travers la roue dessiccatrice	46
Figure 2.11	Vue schématique du phénomène d'adsorption.....	47
Figure 2.12	Les matériaux dessiccants.....	48
Figure 2.13	Classification des isothermes de sorption.....	49
Figure 2.14	Isothermes de sorption de différents matériaux.....	50
Figure 2.15	Schéma du cycle de Pennington et évolution de l'air sur le diagramme psychométrique.	51
Figure 2.16	Schéma du cycle en recirculation.....	52
Figure 2.17	Schéma du cycle de Dunkle.....	53
Figure 2.18	Schéma du cycle pour les climats très chauds et très humides.....	54
Figure 2.19	Schéma du système à desiccation liquide.....	56
Figure 2.20	Absorbeurs à plaques refroidis.....	57
Figure 3.1	Vue schématique d'un système à desiccation solide.....	70
Figure 3.2	Représentation d'un canal élémentaire de la roue.....	73
Figure 3.3	Evolution de l'air traversant la roue dans le diagramme de l'air.....	84
Figure 3.4	Logiciel de calcul du constructeur KLINGENBURG.....	86
Figure 3.5	Comparaison des résultats pour la température de sortie de la roue	87
Figure 3.6	Comparaison des résultats pour l'humidité spécifique de sortie de la roue...	87
Figure 3.7	Schéma de la batterie de régénération.....	94
Figure 3.8	Vue éclatée d'un capteur solaire plan.....	96
Figure 3.9	Schéma du ballon de stockage.....	97
Figure 4.1	Zones climatiques en Algérie	102
Figure 4.2	Variation de la température ambiante en fonction du temps.....	104
Figure 4.3	Variation de l'humidité relative en fonction du temps.....	104
Figure 4.4	Variation de l'éclairement en fonction du temps.....	105
Figure 4.5	Rendement instantané du capteur Premier.....	106
Figure 4.6	Capacité de déshumidification de la roue	107
Figure 4.7	Rapport d'énergies sensibles de la roue (R.E.S)	108
Figure 4.8	Efficacité de déshumidification de la roue	109
Figure 4.9	Diamètre de la roue en fonction de la température de régénération.....	110

Figure 4.10	Vitesse de rotation de la roue en fonction de la température ambiante.....	111
Figure 4.11	Evolution de la température du local en fonction du temps.....	113
Figure 4.12	Evolution de l'humidité absolue du local.....	113
Figure 4.13	Caractéristiques de l'air du local.....	114
Figure 4.14	Variation de la consommation d'eau dans l'humidificateur de retour.....	115
Figure 4.15	Consommation d'eau dans l'humidificateur de soufflage.....	115
Figure 4.16	Evolution du coefficient de performance thermique.....	117
Figure 4.17	Evolution du coefficient de performance électrique.....	117
Figure 4.18	Variation du COP _{th} en fonction de la température de régénération.....	118
Figure 4.19	Variation du COP _{elect} en fonction de la température de régénération.....	119
Figure 4.20	Variation des COP en fonction de l'efficacité de l'humidificateur de retour.	120
Figure 4.21	Variation des COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur rotatif.....	121
Figure 4.22	Variation des COP en fonction de l'efficacité de l'humidificateur de process	121
Figure 4.23	Variation des COP en fonction du rendement du ventilateur.....	122
Figure 4.24	Variation de la température de sortie du capteur solaire.....	124
Figure 4.25	Variation de la surface de captation.....	125
Figure 4.26	Variation de la surface de captation en fonction du diamètre de la roue.....	126
Figure 5.1	Plan du local considéré.....	129
Figure 5.2	Charge du local obtenu par le logiciel développé.....	130
Figure 5.3	Schéma du système couplé à un capteur solaire plan pour la régénération...	131
Figure 5.4	Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point du système.....	134
Figure 5.5	Débit d'air de la roue SECO Klingenberg donné par le constructeur.....	136
Figure 5.6	Taux de couverture solaire pour les besoins de régénération	138
Figure 5.7	Plan du caisson du système	140
Figure 5.8	Caisson du système de climatisation en phase finale.....	141
Figure 5.9	Roue dessiccatrice SECO KLINGEMBERG.....	142
Figure 5.10	Échangeur rotatif SECO KLINGEMBERG.....	143
Figure 5.11	Ventilateur TT PRO 315 à mettre en gain de soufflage et reprise.....	143
Figure 5.12	Humidificateur à pads installé au niveau de la structure.....	144
Figure 5.13	Champ des capteurs solaires plans.....	145

Figure 5.14	Ballon de stockage relié au champ de capteurs solaires.....	145
Figure 5.15	Ballon de stockage relié au système de commande.....	146
Figure 5.16	Pompes et système de commande du ballon de stockage.....	146
Figure 5.17	Batterie de régénération.....	146
Figure 5.18	Batterie électrique d'appoint	147
Figure 5.19	Armoire de commande et de régulation électrique	147
Figure 5.20	Station Météo de l'UDES	148
Figure 5. 21	Circuit électronique imprimé	149
Figure 5.22	Circuit électronique imprimé avec capteurs soudés.....	149
Figure 5.23	Hygrostat de type KIMO utilisé pour les mesures.....	149
Figure 5.24	Centrale d'acquisition AGILENT.....	150
Figure 5.25	Banc d'essai de caractérisation de la roue de dessiccation.....	151
Figure 5.26	Batterie de chauffe électrique reliée au banc d'essai.....	151
Figure 5.27	Points de mesures du protocole expérimental sur le banc d'essais.....	152
Figure 5.28	Températures en entrée et sortie de la roue de dessiccation coté process.....	153
Figure 5.29	Humidités absolues en entrée et sortie de la roue coté process.....	153
Figure 5.30	Humidités relatives en entrée et sortie de la roue coté process.....	154
Figure 5.31	Températures en entrée et sortie de la roue coté régénération.....	155
Figure 5.32	Humidités absolues en entrée et sortie de la roue coté régénération.....	155
Figure 5.33	Humidités relatives en entrée et sortie de la roue coté régénération.....	156
Figure 5.34	Ecart en températures entrée sortie process.....	157
Figure 5.35	Déshumidification pour différentes vitesses de rotation de la roue.....	157
Figure 5.36	Capacité de déshumidification de la roue selon les mesures et la simulation..	158
Figure 5.37	Rapport d'énergies sensibles de la roue selon les mesures et la simulation....	159
Figure 5.38	Efficacité de déshumidification selon les mesures et selon la simulation.....	159

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Tableau comparatif des installations de climatisation solaires.....	22
Tableau 1.2 : Principaux fabricants de roues dessiccantes.....	30
Tableau 4.1 : Conditions climatiques pour le mois le plus chaud	103
Tableau 5.1 : Dimensions et caractéristiques du local.....	130
Tableau 5.2 : Température et humidité spécifique en chaque point du système	134
Tableau 5.3 : Caractéristiques du fournisseur pour le choix de la roue de dessiccation.....	135
Tableau 5.4 : Efficacité du mât en fonction de la vitesse frontale.....	139

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Pendant les deux dernières décennies, le risque et la réalité de la dégradation environnementale sont devenus plus concrets et les soucis écologiques prédominants. Dès lors, l'énergie a été considérée comme un agent primordial de richesse et un facteur significatif pour le développement économique. L'évidence croissante des problèmes environnementaux est due à une combinaison de plusieurs facteurs, puisque l'impact des activités humaines a augmenté considérablement en raison de la croissance de la population mondiale, de la consommation énergétique et des activités industrielles.

La réduction de la consommation énergétique est devenue un des enjeux majeurs du monde. Néanmoins, la nécessité de cette action vitale s'oppose à l'augmentation des consommations, notamment dans le domaine de la climatisation du bâtiment. Pour limiter cette dérive tout en améliorant le confort des usagers, il existe différents moyens d'action. La conception de bâtiments limitant les apports solaires peut remédier aux surchauffes estivales et faciliter la ventilation naturelle. Le choix d'équipements à faible consommation d'énergie peut aussi servir à limiter les apports internes. La climatisation à faible consommation d'énergie peut être utilisée pour maintenir le confort intérieur. La climatisation par compression doit, quant à elle, arriver en dernier recours. Il est vrai qu'aujourd'hui, les systèmes à compression sont éprouvés : ils sont relativement peu coûteux à l'investissement et faciles à utiliser mais leur consommation d'énergie primaire pour la production de froid et la déshumidification peut représenter une part majeure des consommations du bâtiment. De plus, le pic de demande d'électricité des groupes frigorifiques est le principal responsable du pic de puissance du bâtiment en saison chaude. Remplacer la climatisation par compression, quand c'est possible, par des technologies moins énergivores peut contribuer à la réduction des consommations d'énergie primaire des bâtiments. Par ailleurs, la plupart des climatiseurs utilisent des réfrigérants, qui ont un effet néfaste sur l'environnement. Si aujourd'hui les CFC, principaux responsables de la destruction de la couche d'ozone, sont interdits, les nouveaux réfrigérants contribuent toujours au réchauffement climatique. Ces inconvénients liés aux groupes frigorifiques rendent nécessaire une réflexion sur les alternatives à la climatisation conventionnelle.

Les technologies utilisant les énergies renouvelables sont désormais des solutions nécessairement envisageables. L'utilisation des énergies renouvelables a bien ses

avantages puisque elle n'est pas limitée par l'épuisement de son gisement. La production de gaz à effet de serre est quasiment nulle. Le coût d'une énergie renouvelable est surtout fixé par l'investissement et les déchets produits par un système de production d'énergie renouvelable sont peu nombreux.

De nombreux nouveaux procédés de production de froid développés actuellement ont recours aux énergies renouvelables, et plus particulièrement à l'énergie solaire. C'est à la base, un concept séduisant, puisque les besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire. Les fluides frigorigènes utilisés généralement dans ces procédés sont neutres vis-à-vis de l'environnement.

Le « dessiccant cooling » représente l'un de ces procédés permettant de rafraîchir une ambiance grâce à l'exploitation de l'énergie solaire. C'est une technologie innovante dont le principe consiste à rafraîchir de l'air par humidification, celui-ci étant en premier lieu déshumidifié par une unité appelée roue dessiccante. Cette roue peut être régénérée au moyen d'air chaud en utilisant l'énergie solaire. Ce système innovant présente l'avantage de consommer peu d'énergie électrique, de ne pas utiliser de fluide frigorigène et d'offrir le potentiel le plus important lorsque la demande en air frais est la plus forte.

L'objectif de ce travail consistera à évaluer l'intérêt de la technique de refroidissement par dessiccation en fonction des conditions climatiques et à la réalisation du système. Dans un premier temps, on présentera au chapitre 1, le contexte dans lequel se situe la climatisation dans le monde et en Algérie. La problématique de la climatisation et les enjeux énergétiques nous mèneront à l'étude des systèmes de climatisation solaire et plus particulièrement au « dessiccant cooling ». Un état de l'art de cette technologie sera présenté. On abordera, à la fin du chapitre 2, les objectifs de ce travail de thèse.

La première partie de l'étude est consacrée, au chapitre 3, à la modélisation des composants de l'installation de climatisation solaire à dessiccation. Chaque composant a été étudié et modélisé à part, notamment la roue de dessiccation qui est l'élément maître du système, l'échangeur rotatif et les capteurs solaires. Les modèles utilisés ont par la suite été implémentés sous MATLAB dans la partie qui suit. Une étude paramétrique de l'installation a été effectuée au chapitre 4.

Le travail de réalisation du système a été effectué au sein du laboratoire de production de froid par énergie solaire thermique de l'Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES). Les étapes de choix des composants, de conception et d'assemblage des différentes parties de l'installation, dessiccante et solaire, seront présentées en détail au chapitre 5. Un banc d'essais a été monté pour la caractérisation de

la roue de dessiccation. Des tests expérimentaux concernant son fonctionnement et sa capacité de déshumidification de l'air ont été effectués. Les paramètres de performance de la roue les plus représentatifs ont été donnés et confrontés aux résultats de simulation.

Notre objectif, à travers ce travail de thèse, aboutissant à la réalisation d'une installation de climatisation fonctionnant à l'énergie solaire, est d'essayer d'apporter une contribution aux travaux qui s'effectuent, dans notre pays, dans le domaine du froid solaire. Il s'agit de la première installation de ce type réalisée en Algérie. Nous montrerons que les résultats obtenus sont très prometteurs pour le développement de ce type de technologie sous les conditions climatiques des régions chaudes et humides du pays.

CHAPITRE 1

ETAT DES LIEUX SUR LA CLIMATISATION

1.1. Introduction

Le monde fait face actuellement, à des problèmes énergétiques qui dévalorisent considérablement la qualité de vie, entravent le développement, provoquent l'incertitude économique et entraînent une instabilité politique. Les systèmes et les technologies utilisés aujourd'hui et depuis bien longtemps gaspillent, déplorablement l'énergie à un rythme insoutenable. Il existe toutefois, de nombreux moyens, simples, immédiatement applicables, pour réduire la consommation d'énergie dans tous les secteurs. Les transports, les procédés industriels, les bâtiments commerciaux et les bâtiments résidentiels nécessitent tous des mesures d'optimisation et d'efficacité énergétique.

Les bâtiments représentent l'un des secteurs les plus consommateurs d'énergie. Qu'ils soient à usage commercial, industriel ou privé ils utilisent de l'énergie pour différentes applications comme le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire, la climatisation, l'éclairage et tous les équipements utilisant de l'électricité.

La climatisation représente un enjeu majeur de la recherche énergétique en matière de bâtiment. Le développement des systèmes de refroidissement utilisant des énergies propres et peu coûteuses, dans une optique de diminution de l'empreinte écologique, s'avère aujourd'hui être un chemin irrévocable. Les systèmes à compression de vapeur sont actuellement les moyens les plus répandus. Ils assurent des coefficients de performances relativement élevés, surtout lorsque le contrôle de l'humidité n'est pas exigé. Mais ces systèmes présentent néanmoins deux inconvénients majeurs. D'une part, la consommation électrique du compresseur mécanique est assez importante, et d'autre part, l'inconvénient de présenter un impact négatif sur l'atmosphère avec les frigorigènes utilisés.

Il existe toutefois des solutions ayant recours à des énergies propres et renouvelables comme l'énergie solaire avec son avantage d'être disponible au moment même où se manifeste la demande de refroidissement. Des technologies alternatives et viables comme l'absorption, l'adsorption, les systèmes à éjecteurs ou la dessiccation sont des solutions qui méritent d'être considérées notamment pour des climats chauds et les pays ensoleillés.

L'avantage de l'utilisation de la technologie de refroidissement ayant recours à l'énergie solaire est mis en évidence dans ce chapitre. Dans un premier temps, un tour d'horizon permet de présenter l'état de la climatisation dans le monde et en Algérie pour avoir un état des lieux et évaluer la situation de pénétration des équipements de climatisation ainsi que leurs perspectives dans une optique de développement durable. Les enjeux énergétiques et la problématique de la consommation énergétique alarmante de la climatisation conventionnelle est mise en évidence. Le recours à la climatisation solaire est présenté comme solution et les avantages des systèmes à sorption ainsi que leurs différents types sont détaillés en fin du chapitre.

1.2. Etat de la climatisation dans le monde

Au cours de la révolution industrielle au XVIII^{ème} siècle, et lorsque l'on commença à comprendre les principes rudimentaires de la thermodynamique, sont apparues et par la suite développées, les techniques de froid telles que nous les connaissons aujourd'hui. Les premières machines frigorifiques à compression de fluide ont alors vu le jour. La climatisation moderne a été inventée par Willis H. Carrier en 1902. Cependant l'utilisation du froid par l'Homme remonte à bien plus loin. Nos ancêtres creusaient des fosses et il est possible que ces fosses aient été utilisées comme les premières chambres froides.

La première trace écrite de l'utilisation de glace en Chine est antérieure à l'an 1000 avant J.C. Les Romains et les Perses utilisaient également de la glace et de la neige, principalement pour rafraîchir les boissons en été. Les vestiges de glaciers romains révèlent leur remarquable maîtrise de la conservation par le froid, sans équivalent pendant des siècles jusqu'à l'arrivée du froid industriel. Ils creusaient aussi des tunnels souterrains d'apport d'air extérieur vers leurs habitations pour rafraîchir les ambiances intérieures. Les civilisations grecques et égyptiennes utilisaient l'effet d'évaporation de l'eau à travers les vases et les jarres poreux [1].

Au XVI^e siècle existaient déjà, des systèmes naturels de rafraîchissement, obtenus par ruissellement d'eau, provoquant ainsi par évaporation une diminution de la température de l'air. Dès la fin du XVIII^e siècle, nous retrouvons des réseaux de climatisation avec des blocs de glace intégrés et une ventilation forcée [2].

Il existe de nombreux documents faisant référence à l'utilisation de glace et de neige du XVII^e au XIX^e siècle. Pendant cette période, de nombreuses glaciers étaient

construites par les personnes aisées mais l'approvisionnement en glace n'était pas garanti car soumis aux conditions climatiques hivernales.

En 1844, la glace du lac Wenham (Massachusetts Etats-Unis) était livrée jusqu'à Londres et dans les régions des Etats-Unis au climat plus chaud grâce aux nouveaux réseaux ferroviaires. La production de glace naturelle devint une véritable industrie (figure 1.1), avec le calibrage des blocs de glace, les méthodes de récolte bien définies, les grands entrepôts, les réseaux de distribution, les glaciers domestiques et l'incontournable livreur de glace avec sa pince à glace. L'industrie prospéra grâce à l'amélioration du transport terrestre et maritime [3].

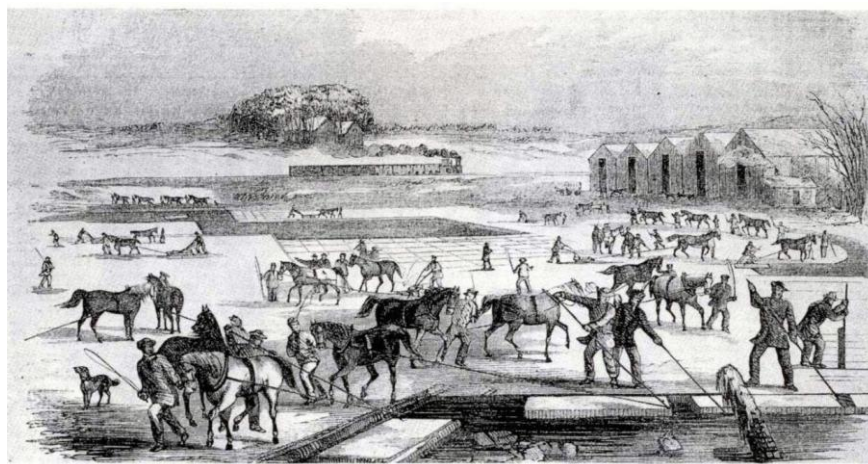


Figure 1.1 : Récolte de la glace sur le « Spy Pond » d'Arlington, Etats-Unis en 1852 [3].

En 1834, l'Américain Jacob Perkins breveta un système frigorifique à compression de vapeur fonctionnant à l'éther éthylique en circuit fermé. La production de froid par compression de vapeur continua à se développer avec des systèmes et des équipements sans cesse améliorés [4].

D'autre part, en 1862, trois ans après l'attribution du brevet en France, le système frigorifique à absorption de Ferdinand Carré traversa le blocus nordiste vers le Mexique pour aboutir à San Antonio, au Texas. Les machines frigorifiques à absorption fonctionnaient à basse pression et leur fabrication ne nécessitait pas une grande précision. Même si de nos jours on utilise toujours des systèmes frigorifiques à absorption, ils ont aujourd'hui été dépassés par les systèmes à compression de vapeur, bien plus efficaces [5].

Au début du XX^e siècle, le froid était bien établi au niveau industriel, en 1902 Willis Carrier réalisa un dispositif qui faisait circuler de l'air dans des bobines refroidies par l'eau dans le but d'abaisser la température et de contrôler l'environnement. Carrier ouvrit ainsi les portes du domaine de la climatisation résidentielle et industrielle [6].

A cette époque les systèmes à compression de vapeur n'avaient pas encore été développés pour le froid domestique. En 1921, il était encore l'apanage des riches. Seuls 5000 réfrigérateurs domestiques furent fabriqués aux Etats-Unis. À la fin des années 1920 et au cours des années 1930, les réfrigérateurs domestiques hermétiques et les appareils de conditionnement d'air électriques firent leur apparition. Leur fabrication en masse à des prix abordables avait un potentiel énorme avec l'apparition des nouveaux fluides frigorigènes CFC, trouvés par Thomas Midgeley. Le R-12, utilisé principalement en froid domestique et commercial, fut suivi par le R-11 pour les systèmes de conditionnement d'air et par le R-13 en 1945 pour la production de froid à basse température. Le R-22 a été développé bien plus tard et demeura pendant de nombreuses années, un frigorigène indispensable pour la production de froid et le conditionnement d'air [7]. Jusqu'en 1974 où des chercheurs avancèrent l'hypothèse que les émissions d'halocarbures chlorés pouvaient appauvrir l'atmosphère terrestre par une destruction catalytique de l'ozone stratosphérique. Les propositions de restreindre l'utilisation des CFC ont commencé à être débattues. En 1987, un accord international sans précédent, connu sous le nom de Protocole de Montréal, stipula que la consommation de CFC devait être réduite de moitié avant dix ans. Les HFC prennent place dès 1995 comme produit de substitution et depuis, une multitude de fluides de remplacement ont vu le jour. En conséquence, l'industrie du froid n'a cessé de progresser jusqu'à l'époque actuelle. Le marché du « froid » est à ce jour en transformation du fait de l'innovation technologique et de l'évolution des réglementations liées à la lutte contre la destruction de la couche d'ozone et la réduction de l'effet de serre.

En 1997, les climatiseurs étaient plus répandus dans le secteur tertiaire. Le taux d'équipement en Europe était bien loin des autres pays de l'OCDE (100 % au Japon et 80% aux Etats -Unis) (figure 1.2). Ce qui en a fait à l'époque un terrain à conquérir pour tous les fabricants puisque le potentiel y était énorme [1].

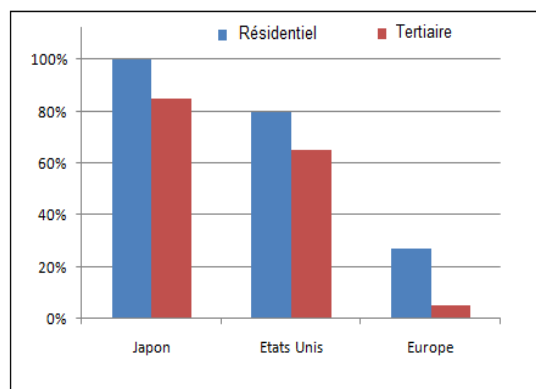


Figure 1. 2 : Taux d'équipements en climatisation dans le monde en 1997[1].

En 2000, 39,7 millions d'appareils de conditionnement d'air ont été vendus dans le monde. 29,9 millions d'unités de climatisation individuelle et 9,8 millions d'unités de climatisation centralisée. Le marché américain reste le premier avec 13,2 millions d'unités vendues en 2000 avec une croissance annuelle de 3,1%. Le marché Chinois explose avec 9,2 millions d'unités vendues. Le marché Japonais a connu une croissance de 9% entre 1999 et 2000, passant ainsi à 7,7 millions d'unités vendues en 2000. Cette année-là, le marché mondial de la climatisation était estimé à 35 milliards de US\$[1] (figure1.3).

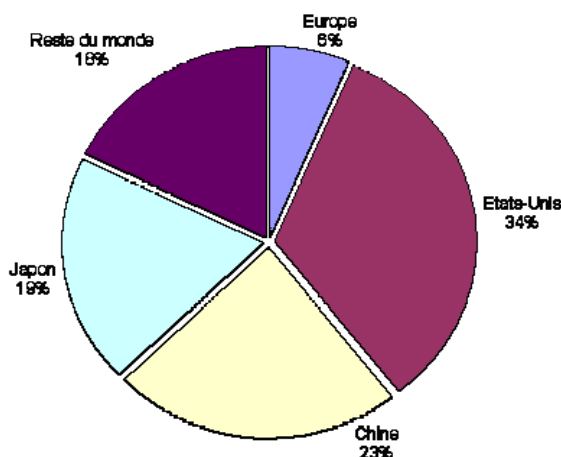


Figure1.3 : Marché mondial de la climatisation en 2000 [1].

Le marché mondial des climatiseurs devrait dépasser en 2022, 155 milliards US \$. [8]. D'après l'étude intitulée « Le marché mondial des climatiseurs par type de produit, par région, la concurrence des opportunités et des prévisions, 2012-2022 » la demande croissante des appareils de conditionnement d'air comme des produits utiles plutôt que des produits de luxe devrait pousser la croissance de ce marché au cours de la période de prévision. L'augmentation du revenu disponible, l'évolution des conditions météorologiques, le secteur de la construction en plein essor et les innovations technologiques poussent à l'augmentation des ventes dans le domaine de la climatisation dans le monde entier. Il est prévu en outre, qu'une partie importante de la croissance de la demande de climatisation dans le monde émane des secteurs résidentiels et commerciaux. En 2012, l'Asie-Pacifique a dominé le marché mondial, suivie par l'Amérique du Nord en raison de l'utilisation croissante de la climatisation dans les bâtiments résidentiels et commerciaux. Le marché chinois a bénéficié d'une reprise tardive avec pour effet une

augmentation des ventes, encouragée par de fortes températures, et par la publication du nouveau plan quinquennal par le gouvernement qui met l'accent sur la promotion et le développement des énergies vertes et des industries œuvrant pour les économies d'énergie. Le Brésil et l'Arabie Saoudite principalement ont contribué à un taux de croissance négative du marché. Les menaces persistantes sur l'économie du Brésil ont joué un rôle dévastateur sur le marché de la climatisation alors que le pays connaît sa plus forte récession. L'Arabie Saoudite a été marquée à nouveau par le manque d'investissement public et s'est contracté de 25%, ce qui explique que la région dans son ensemble ait connu une chute de 1% [8].

Il est notamment prévu que le développement des grandes villes, l'augmentation des activités de construction dans les domaines de l'hôtellerie et du tourisme, ainsi que l'augmentation des investissements des gouvernements de plusieurs pays, stimule la demande en matière de climatisation. Une augmentation de la pénétration de la climatisation, en particulier dans les pays en développement, et une reprise économique en Europe seront les principaux moteurs de cette croissance [9].

Le marché mondial a été évalué à 92,6 milliards de US\$, dont les produits "packaged" : fenêtres/muraux, unités mobiles, splits, indoor packaged et rooftops représentent près de 85%. Les splits systèmes représentent le segment le plus important du marché mondial de la climatisation, couvrant jusqu'à 80% des ventes en nombre d'unités. Le marché total des splits atteint plus de 100 millions d'unités, et compte pour 70 milliards de US\$ en 2016(Figure 1.4). La Chine est le plus gros marché, bien qu'elle ait connu une chute de 5% qui a impacté la croissance globale. Les pays avec les plus fortes croissances ont été la Corée du Sud (35%), car ayant bénéficié d'un été chaud, le Vietnam (16%), l'Inde (11%), et les Etats Unies (6%) [10].

Une progression de 2% en moyenne annuelle du marché mondial des climatiseurs individuels « splits » est prévue entre 2015 et 2021. Le marché des climatiseurs en toitures « rooftops » ne devrait croître que de 2,6% en moyenne annuelle en cette période. Ce marché très développé dans les restaurants de type « fast food » et dans le commerce de détail, existants à près de 90% aux Etats-Unis et au Canada est affecté par le commerce électronique « on line » qui prends des parts de marché aux commerces de centre-ville.



Figure 1.4 : Marché mondial des produits “packaged” de la climatisation en 2016 [10].

En ce qui concerne le marché mondial de la climatisation centralisée (centrales de production d’eau glacée «chillers», centrales de traitement d’air, ventilo-convecteurs), on s’attend à une progression de 3% en moyenne annuelle, entre 2015 et 2021[11].

Les « chillers » comptent pour près de 50% du marché de la climatisation centralisée mesuré en valeur pour 2016. Le continent américain a été le seul à enregistrer une croissance, grâce l’activité soutenue du marché US. Bien que plusieurs régions du monde aient connu une phase de croissance économique, il s’écoule toujours un certain temps entre la phase de construction et la phase d’achat des équipements du bâtiment, et le marché continue d’autre part à souffrir d’un déficit de projets dans le tertiaire.

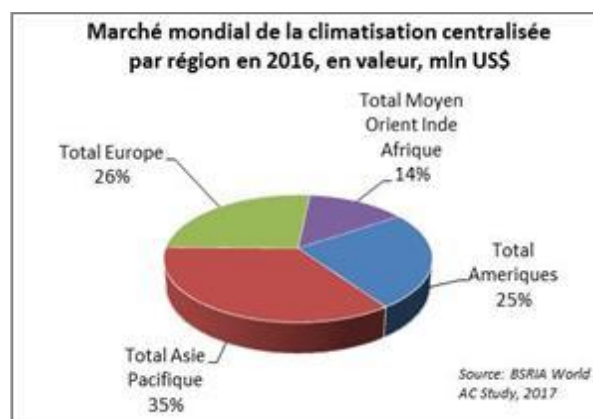


Figure 1.5 : Marché mondial de la climatisation centralisée en 2016 [10].

Un développement notable du marché des chillers fut la progression de la technologie inverter, ainsi que des applications « pompe à chaleur », principalement en Europe. Les lois en vue d'encourager l'efficacité énergétique et la rude concurrence des systèmes à détente directe ont incité les fabricants à redoubler d'efforts.

1.3. Etat de la climatisation en Algérie

Les prémisses de l'utilisation des techniques du froid en Algérie ont vu le jour vers les années 50 pendant la colonisation française suite aux Problèmes causés par l'exportation et l'importation de produits périssables (viandes, légumes et fruits) de l'Algérie vers la France. Nous trouvons d'ailleurs les traces des premières réflexions dans les annales de Jean Despois, 1951, « Vers une chaîne du froid en Algérie » [12].

Après l'indépendance, des décrets et arrêtés interministériel ont été mis en place pour réglementer les différentes étapes de la chaîne du froid dont le plus important était celui du 21 novembre 1999 relatif aux températures et procédés de conservation par réfrigération, congélation ou surgélation des denrées alimentaires. Dans ce décret, ont été mentionnées et listées, les températures exigées à ne pas dépasser pour chaque aliment par mode de conservation, réfrigération, congélation ou surgélation. L'équipement d'entreposage, de manutention et de transport des produits soumis à la congélation ou surgélation doit être conçu pour permettre une manutention rapide et efficace des denrées alimentaires. Les équipements frigorifiques doivent être aptes à maintenir la température des aliments transportés au-dessous de la température de consigne fixée et leur exposition à la vente doit se faire dans des meubles frigorifiques conçus à cet effet et équipés d'un thermomètre [13].

En parallèle, des entreprises publiques et privées commençaient à investir et produire dans le domaine de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation [14] :

ENIEM, entreprise publique constituée en 1983 mais qui existait depuis 1974 sous tutelle de l'entreprise SONELEC, représentait en 2009, 40% du marché national pour les réfrigérateurs, 65 à 70% pour les congélateurs et entre 35 et 40% pour les climatiseurs.

CONDOR, représentée par la SARL Benhamadi, est une société privée spécialisée dans la fabrication d'équipements électronique et électroménager. Avec 7 unités de montage depuis 2002 produisant 100 000 réfrigérateurs et 40 000 climatiseurs par an. En 2011 elle passe à la commercialisation internationale en Tunisie et en Libye avec un

objectif de 10 % de sa production qui est actuellement à 450 000 unités de climatisation et 300 000 réfrigérateurs par an.

LG - ESSALAM Electronics, société privée, gère à Tébessa deux usines d'assemblage de réfrigérateurs à 85 % de taux d'intégration produisant 20 000 unités par an.

SAMHA (Samsung), entreprise privée, était en 2008, à 15,2 % des ventes de réfrigérateurs haut de gamme, en troisième position derrière CONDOR (21,9%), LG (15,6%).

Bien d'autres marques comme BEKO, HAIER, BRANDT, CRISTOR...faisant partie d'une liste non exhaustive, ont leur part du marché algérien de la réfrigération et de la climatisation [14].

Aujourd'hui, les changements climatiques, l'amélioration du pouvoir d'achat, mais aussi, même d'une manière indirecte, le programme gouvernemental d'un million de logements ont contribué en Algérie, à une explosion du marché du froid et de la climatisation pratiquement ignoré avant les années 90. La consommation de l'énergie électrique dans le secteur du bâtiment connaît, par conséquent, une forte augmentation tirée en grande partie par les ménages qui s'équipent en appareils électroménagers dont les climatiseurs.

Chaque été, depuis maintenant plusieurs années, la société Sonelgaz, confrontée à de fortes demandes en électricité à cause de l'utilisation des appareils de conditionnement d'air, n'a d'autre solution que d'opérer des délestages et coupure de courant dans plusieurs régions du pays. Il est vrai que la société nationale d'électricité n'a pas réalisé les investissements nécessaires. Sonelgaz n'avait pas anticipé une hausse de la consommation, provoquée par le boom économique avant la baisse des prix du pétrole. Il est probable que le programme du million de logements neufs lancé par le gouvernement n'a pas été intégré dans les calculs de la société. Mais l'absence d'investissements dans de nouvelles centrales électriques n'est pas le seul facteur en cause. Le cœur du problème se trouve ailleurs, dans la gestion des subventions. Les Algériens ne paient que 65 % du prix réel de l'électricité [15].

Autrement dit, l'Algérien qui utilise l'électricité pour faire fonctionner son climatiseur paie le même prix subventionné que celui qui l'utilise pour des besoins indispensables (éclairage, réfrigérateur, télévision, eau chaude...). La vente des climatiseurs augmente "sans prise de conscience". Certains particuliers en possèdent même plusieurs, parfois un par pièce. L'État algérien subventionne, par conséquent, un

produit qui cause des désagréments à une partie de la population et coûte cher au pays. Bien plus encore, en 2016, La nouvelle tarification du soutien de l'électricité spéciale « sud » est passée de 50% à 65%. Le montant global de soutien de l'Etat à la consommation d'électricité des habitants du sud a atteint les 8,7 milliards de DA. Sur la consommation constante d'électricité dans les régions du sud du pays, il a été enregistré entre 2008 et 2016, une hausse de 11% de la consommation. Ce rebond est dû à la climatisation, qui représente, « 40% de la facture » [16].

Ainsi donc, le recours à l'utilisation d'autres sources énergétiques comme les énergies renouvelables devient, par la force des choses, incontournable. Il y a quelques années leur intégration dans le mix énergétique national constituait un enjeu majeur dans la perspective de diversification des filières de production d'électricité et de contribution au développement durable. À la faveur du programme de développement des énergies renouvelables (EnR) et d'efficacité énergétique 2011–2030. Ces énergies se placent aujourd'hui au cœur des politiques énergétiques et économiques menées par l'Algérie, Ce programme obéit à la volonté de l'Algérie de favoriser une utilisation plus responsable de l'énergie et d'explorer toutes les voies pour préserver les ressources et systématiser la consommation utile et optimale.

Dans le domaine du froid et de la climatisation, l'utilisation de l'énergie solaire rentre dans le plan d'action en matière d'efficacité énergétique comme application à promouvoir particulièrement au sud du pays. Depuis 2013, des études sont lancées pour s'approprier et maîtriser les techniques de refroidissement solaire pour permettre de retenir les systèmes les mieux adaptés au contexte algérien [17].

Le Centre de Développement des Energies Renouvelables CDER(UEDES) est pionnier dans le domaine de la recherche en froid par énergies renouvelables au niveau national. A sa création par arrêté N°008 du 09 janvier 1988 portant création de l'Unité de Développement des Equipements Solaires (SG/Présidence de la république), l'UEDES s'est orientée vers la recherche appliquée en froid solaire. Ses activités dans le domaine du froid ont été renforcées par Arrêté interministériel du 15/01/2013 portant sur l'organisation interne du Centre de Développement des Energies Renouvelables CDER et ayant pour objectif de charger des équipes de chercheurs à se consacrer à étudier et réaliser des prototypes pour la production de froid et de conditionnement d'air fonctionnant à l'énergie solaire d'origine thermique et photovoltaïque[18].

Ces équipes de l'UEDES travaillent sur des projets à impacts socioéconomiques pertinents. Les prototypes réalisés (Figures 1.6 et 1.7), ont été brevetés au niveau de

l'Institut National Algérien de la Propriété Industrielle (INAPI) et sont à homologuer pour assurer leur passage à l'industrialisation.



Figure 1.6 : Système de rafraîchissement par évaporation de l'équipe froid thermique - UDES



Figure 1.7 : Système de Réfrigération Solaire Photovoltaïque DC/AC de l'équipe Froid photovoltaïque - UDES

L'UDES a aussi eu l'initiative de préparer des formations dans le domaine du froid solaire en collaboration avec l'Institut International du Froid IIF. La première formation a eu lieu en 2002. Elle a été intitulée « Le froid et la conservation du poisson, UDES/IIF 2002 ». En 2003 s'est déroulée la formation sur « le froid et la conservation des fruits et légumes, UDES/IIF 2003 ». En 2008, toujours en collaboration avec l'IIF, l'UDES a organisé une Journée de sensibilisation aux problèmes de remplacement des Hydro-Chlorofluorocarbones (HCFC).

En 2015, sous l'égide de la Direction Générale de la Recherche Scientifique et du Développement Technologique, l'UDES a organisé, avec succès, une conférence internationale sur le froid intitulée « International Conference on Clean Cooling Technologies in the MENA Region » qui était une occasion de faire le point sur les avancées scientifiques réalisées dans le domaine du froid et de la réfrigération solaire. Cette conférence était également un espace d'échange d'expertise et une plateforme où se sont croisés les différents agents et acteurs impliqués dans le froid, la climatisation, la chaîne de froid et le confort énergétique.

La formation dans le domaine du froid est renforcée notamment par des études spécialisées dans le secteur de l'enseignement supérieur, comme les Masters en Froid, climatisation, cryogénie et conditionnement de l'air et par la formation professionnelle de l'INSFPPF « Institut National Spécialisé de Formation Professionnelle en Froid » qui forme des Techniciens Supérieurs en froid et climatisation.

Par ailleurs, une expérience a été menée dans la climatisation par énergie géothermique par l'entreprise Alsolar et testée expérimentalement par le CDER. Ce travail rentrait dans le cadre du programme de promotion des énergies propres et renouvelables initié par le Ministère de l'environnement et de l'aménagement du territoire et la Direction de l'environnement de la Wilaya de Saïda. Cette installation est une pompe à chaleur alimentée à partir d'une source géothermale. Elle a été installée pour le chauffage et la climatisation de la cantine de l'école primaire Si Ben Salah, située à Sidi Aïssa dans la wilaya de Saïda (Figures 1.8 et 1.9) Des résultats satisfaisants ont été obtenus démontrant l'efficacité énergétique de ces systèmes installés en Algérie [19].



Figure 1.8 : Pompe à chaleur installée dans une école primaire à Saida[19].



Figure 1.9 : Cantine de l'école primaire alimentée par climatisation géothermique [19].

1.4. Problématique de la climatisation et enjeux énergétiques

La progression fulgurante de la demande en climatisation dans le monde ne va qu'amplifier de manière dramatique les deux principaux inconvénients qui caractérisent la climatisation conventionnelle. Son importante consommation d'énergie et l'utilisation de fluides frigorigènes ayant un fort impact environnemental. Il est important de rappeler le contexte énergétique général et sa problématique environnementale pour bien comprendre l'urgence de la mise en place d'une réelle politique d'économies d'énergie et de

développement des énergies renouvelables. C'est dans ce cadre et dans cette dynamique que doit s'intégrer la démarche cherchant à rafraîchir les bâtiments.

La climatisation consomme beaucoup d'énergie souvent produite à partir de sources d'énergies polluantes. Sur ces courtes périodes d'utilisation, les appareils de climatisation mettent et menacent de mettre les systèmes de production d'électricité à rude épreuve. Et quand la capacité de production électrique n'est pas suffisante, surviennent alors les délestages et les coupures de courant par secteur.

D'autre part, les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles thermodynamiques frigorifiques utilisant une compression mécanique sont de redoutables gaz à effet de serre. Pour y remédier, des accords internationaux ont été conclus et les états signataires doivent prendre les mesures adéquates pour les faire respecter. Depuis le 1er juillet 2002, aucune climatisation contenant des HCFC ne peut être mise sur le marché. Et depuis le 1er janvier 2010 aucun HCFC neuf ne doit être utilisé en maintenance de système. Les fuites de frigorigène sont inhérentes à la marche de l'appareil. De plus les appareils sont encore rarement recyclés et le fluide, qui finit souvent en décharge occasionne de nouvelles fuites dans l'atmosphère [20].

La résolution de ces problèmes requiert des actions de longues durées pour un développement durable. Sous cette perspective, les ressources d'énergies renouvelables paraissent comme la solution la plus efficace.

Dans le domaine de la climatisation, il est intéressant de disposer des procédés de froid qui ne contribuent pas à l'augmentation de l'effet de serre en utilisant l'énergie gratuite du soleil. Les systèmes à sorption ont l'avantage de supprimer la plupart des nuisances d'une machine frigorifique classique. Ils utilisent une source thermique qui peut être de l'énergie solaire, donc totalement gratuite et propre. De plus dans ce cas, les besoins en froid coïncident et évoluent de manière temporelle avec la disponibilité du rayonnement solaire. La consommation d'électricité peut être jusqu'à 20 fois inférieure à celle d'un système classique à compression. Et les fluides frigorigènes employés sont inoffensifs puisqu'il s'agit d'eau ou de solutions salines. En outre la nuisance sonore du compresseur est supprimée [21].

Toutefois, il est préférable que des démarches soient prises pour réduire les besoins en froid et limiter les consommations d'électricité pendant les saisons chaudes avant d'envisager la solution de la climatisation solaire pour le rafraîchissement des bâtiments. Pour cela, il est essentiel de construire des bâtiments évitant les surchauffes d'été par des moyens passifs, que ce soit par des protections solaires ou en ayant recours à la

surventilation nocturne par exemple. Ces moyens atteignent toutefois leurs limites en raison de l'augmentation des périodes de canicule avec des températures nocturnes élevées et il devient nécessaire de mettre en balance systèmes passifs et climatisation active à faible impact environnemental comme le rafraîchissement par évaporation par exemple.

1.5. La climatisation solaire

Au rythme actuel de notre consommation, de quelles ressources énergétiques disposerons-nous demain ? Le pétrole sera la première source d'énergie à s'épuiser vers 2040, [22] dans moins d'une génération ... L'uranium et le gaz naturel n'atteindront pas les années 2075. Le charbon est plus abondant, mais ses réserves utiles ne dépassent pas deux ou trois cents ans. Enfin les difficultés de la surgénération et de la fusion nucléaire montrent que la perspective de disposer à court terme d'une énergie abondante et quasi-gratuite reste pour l'instant un mythe. Seule l'utilisation de toutes les formes d'énergies renouvelables (solaire, éolien, hydraulique, bois et biomasse) et une augmentation de l'efficacité énergétique permettront d'éviter de piller définitivement notre planète pour nos seuls besoins immédiats. La réponse : Economies d'énergie et énergies renouvelables réparties, décentralisées, ayant un faible impact sur notre environnement. Ces énergies renouvelables (solaire, hydraulique, éolien, biomasse, géothermique et marine) sont les seules qui permettent d'équilibrer durablement nos besoins en énergie avec les ressources de notre planète : pourquoi retarder notre mise en marche vers un équilibre aussi vital ?

Le refroidissement d'un local consiste à enlever de la chaleur de ce dernier pour l'évacuer à l'extérieur dans le but d'abaisser sa température. L'usage du terme climatisation indique plus spécifiquement le refroidissement d'un local pendant la période estivale afin de satisfaire le confort thermique des utilisateurs (température et humidité relative).

La climatisation est donc l'action de maîtriser de façon volontaire les conditions intérieures telles que la température, l'humidité, la qualité de l'air... d'un volume d'air pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (laboratoires médicaux, locaux de fabrication de composants électroniques, blocs opératoires, salles informatiques). Cette action implique donc le chauffage et/ou le refroidissement de la masse d'air d'un local tout au long de l'année.

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, un procédé

thermodynamique qui consomme de l'énergie est réalisé (figure 1.10). Cette énergie peut être sous diverses formes (travail mécanique, chaleur, électricité, magnétisme...).

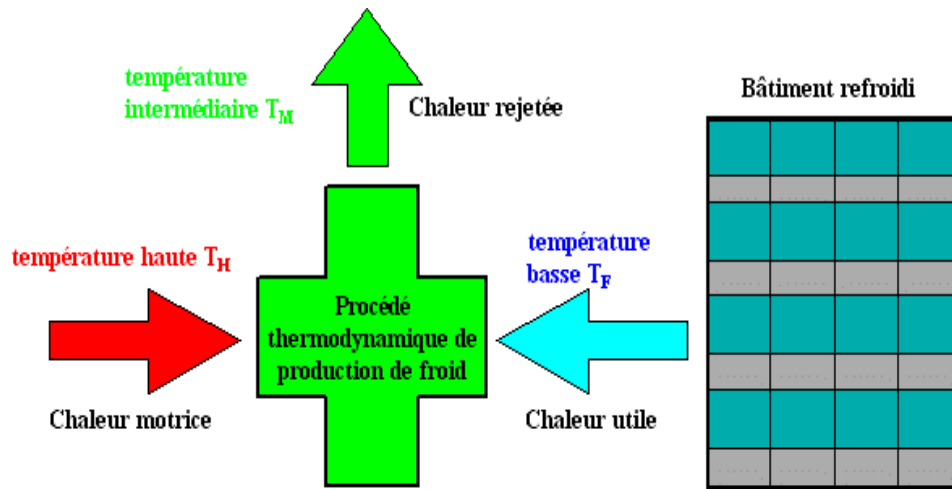


Figure 1.10 : Procédé thermodynamique de refroidissement d'un bâtiment[23].

Les COP thermiques obtenus sont très en dessous des valeurs du COP de Carnot, les processus employés étant fortement irréversibles. Le Coefficient de Performance thermique (COP_{th}) caractérisant les machines trithermes ainsi que le Coefficient de Performance conventionnel (COP_{conv}) caractérisant les compresseurs sont donc définis en fonction des puissances développées, et non des températures des sources.

$$COP_{th} = \frac{P_{froid}}{P_{chaud}}$$

$$COP_{conv} = \frac{P_{froid}}{P_{elec}}$$

Afin de comparer ces deux valeurs, il est nécessaire d'introduire la notion de l'énergie primaire, qui est l'ensemble des produits énergétiques non transformés, exploités directement ou importés. Ce sont principalement le pétrole brut, les schistes bitumineux, le gaz naturel, les combustibles minéraux solides, la biomasse, le rayonnement solaire, l'énergie hydraulique, l'énergie du vent, la géothermie et l'énergie tirée de la fission de l'uranium.

Le cas de l'énergie solaire est très intéressant car il y a une relative concordance des apports solaires avec les besoins de froid à l'échelle annuelle, mais également à l'échelle de la journée, la figure 1.1 illustre ces corrélations.

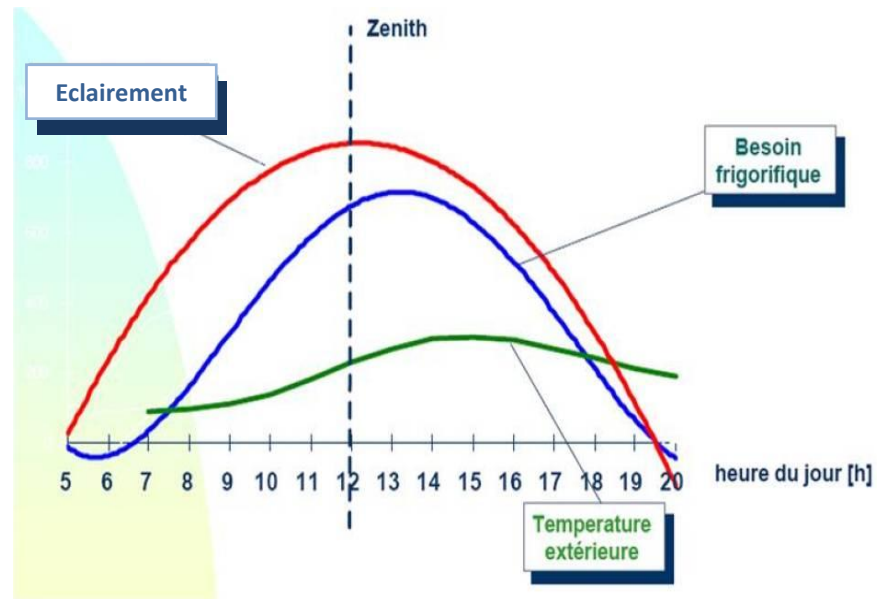


Figure 1. 11 : Corrélation entre les apports solaires et les besoins de froid durant une journée d'été[23].

Produire du froid en utilisant l'énergie solaire est faisable et il existe plusieurs technologies qui sont, soit au niveau tests, soit commercialisées. On peut diviser ces technologies en trois grandes familles : la première est celle qui utilise l'électricité, la deuxième utilise un procédé thermomécanique et la troisième utilise des procédés thermodynamiques tels que l'absorption et l'adsorption.

Toutes les techniques utilisées sont listées dans la Figure 1.12, (en bleu les technologies actuellement en tests à l'échelle réelle, en gris les technologies commercialement disponibles).

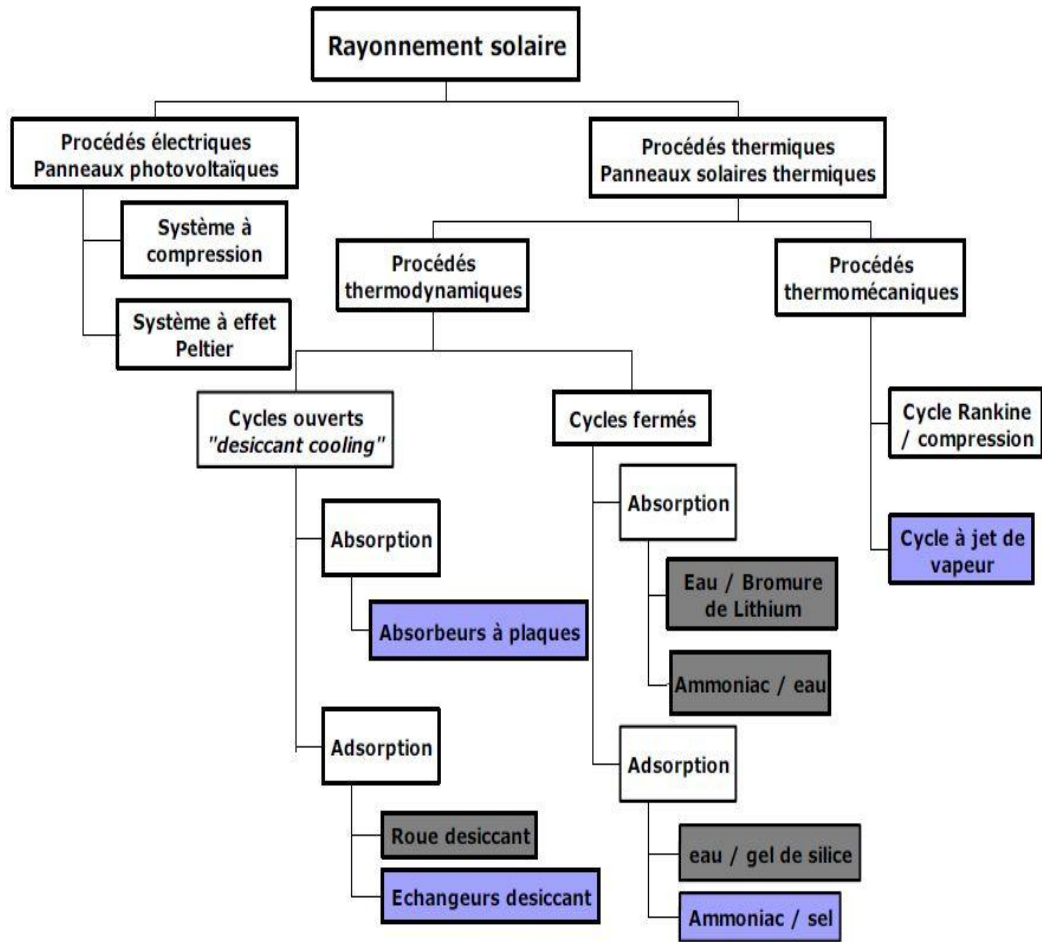


Figure 1.12 : Technologies de production du froid à partir de l'énergie solaire[24].

1.6. Les procédés thermodynamiques à sorption

Les systèmes à sorption ont l'avantage de supprimer la plupart des nuisances d'une machine frigorifique classique. Ils utilisent une source thermique qui peut être de l'énergie solaire, donc relativement gratuite à l'utilisation. La consommation d'électricité peut être jusqu'à 20 fois inférieure à celle d'un système classique à compression. Les fluides frigorigènes employés sont inoffensifs puisqu'il s'agit d'eau ou de solutions salines. Et enfin la nuisance sonore du compresseur est supprimée.





Ce sont des technologies qui utilisent des matériaux sorbants. Elles sont généralement utilisées pour le refroidissement ou pour la déshumidification. Dans l'industrie de l'air on en distingue deux grandes familles (tableau I.1) :

- Les systèmes à cycle fermé qui utilisent généralement la sorption pour transférer le fluide frigorigène de l'évaporateur au condenseur (au lieu de la compression

mécanique). Ces systèmes fournissent de l'eau glacée qui peut être utilisée dans n'importe quel équipement de conditionnement de l'air.

- Les systèmes à cycle ouvert où l'air est directement en contact avec le matériau sorbant. Dans ce cas, la sorption est utilisée pour la déshumidification et elle est couplée à des systèmes évaporatifs pour obtenir de l'air frais et déshumidifié (systèmes évaporatifs à dessiccation).

Tableau 1.1 : Tableau comparatif des installations de climatisation solaires [1].

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

1.6.1. Les cycles fermés

1. 6.1.1. Système à absorption

On en distingue plusieurs catégories (système continu monoétagé, système continu polyétagé, système intermittent...). Actuellement, ces systèmes sont disponibles sur le marché sous différentes capacités et pour différentes applications. Peu de systèmes de

puissance de refroidissement de moins de 100 kW sont disponibles et les systèmes de puissance inférieure à 15kW ne sont pas commercialisés. Ils ne sont utilisés que lorsqu'une source de chaleur peu chère est disponible. Dans les applications de conditionnement d'air, on utilise généralement le couple eau-LiBr où l'eau est le réfrigérant et le LiBr est le sorbant. Sous les conditions normales de fonctionnement, ces machines ont besoin d'une température de régénération variant entre 80°C et 100°C et ils ont un coefficient de performance de l'ordre de 0,7 (coefficient thermique) [25].

Parmi les couples les plus utilisés pour descendre en température en-dessous de 0°C dans les applications de réfrigération ou de congélation, l'ammoniac/eau (NH₃/H₂O) est le plus répandu. Dans ce cas l'ammoniac est le réfrigérant et l'eau l'absorbant. Pour de l'eau glacée au-dessus de 0°C, comme c'est le cas en climatisation, c'est le couple eau/bromure de lithium (H₂O/LiBr) qui est utilisé, l'eau étant le réfrigérant. La plupart des systèmes utilisent une pompe à solution, très faiblement consommatrice d'électricité.

Dans un système H₂O/LiBr, la cristallisation de la solution doit être évitée par un contrôle interne de la température du circuit de refroidissement. La « production de froid » est basée sur l'évaporation du réfrigérant (l'eau) dans l'évaporateur à très basse pression. La vapeur d'eau est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution H₂O/LiBr. L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution. Cette dernière est pompée en continu dans le générateur où elle est chauffée (chaleur motrice). La vapeur d'eau ainsi générée est envoyée dans le condenseur, où elle se condense. L'eau liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne ensuite à l'évaporateur.

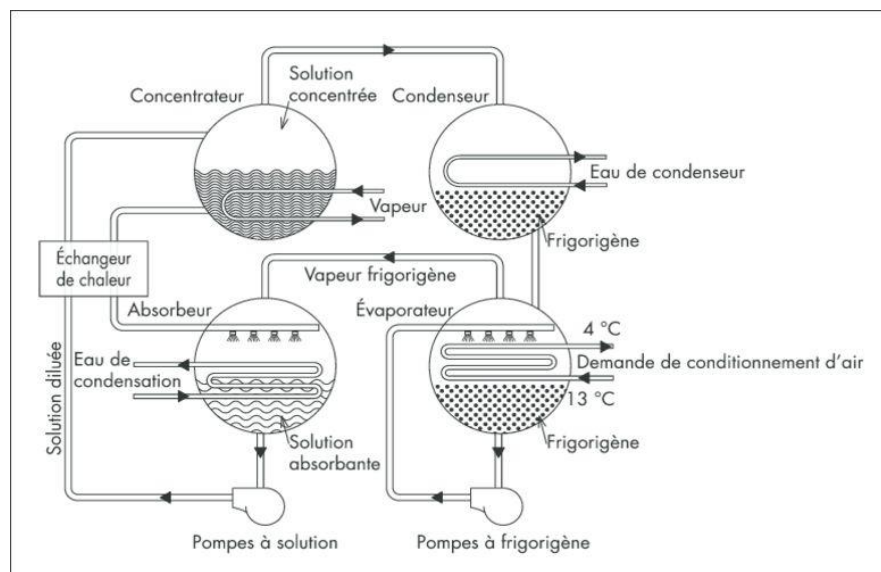


Figure 1.14 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption [25].

1.6.1.2. Système à adsorption

On parle d'adsorption, lorsque le gaz ne se fixe pas dans un liquide, mais sur un matériau hautement poreux. L'adsorbant étant solide, il est impossible de l'amener au fur et à mesure vers la source de chaleur pour être régénéré. Donc la machine à adsorption fonctionne de manière cyclique et non continue comme pour l'absorption comme il est présenté dans la Figure 1.15.

L'adsorbant doit être alternativement chauffé par la source chaude pour générer de la vapeur d'eau et refroidie pour être capable d'adsorber le réfrigérant. Cette vapeur d'eau 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.

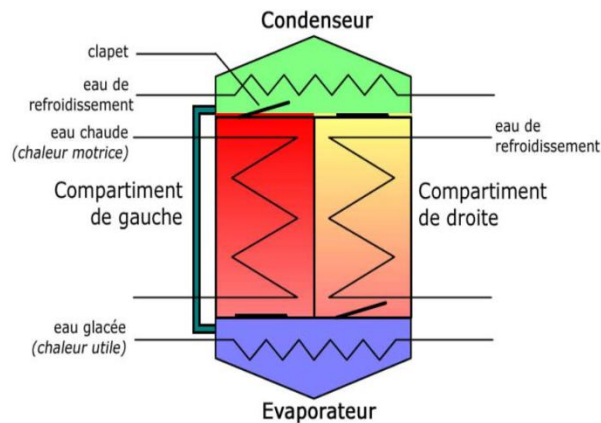


Figure 1.15 : Schéma de principe d'une installation frigorifique à adsorption [25].

Actuellement deux industriels Japonais commercialisent des systèmes à adsorption. Avec des températures de régénération de l'ordre de 80°C, le coefficient de performance de ces systèmes est de 0,6 [25]. Dans l'entrepôt de l'entreprise de cosmétiques Sarantis à Oinofyta (Grèce), une machine à adsorption de capacité de froid de 700 kW est utilisée avec 2700m² de capteurs solaires plans sélectifs [26]. L'espace climatisé est de 22000 m² (130000 m³). Les besoins annuels en froid du local sont de 2700000 kWh. Le taux de couverture solaire est de 66% ce qui réduit les émissions annuelles de CO₂ de 5125 tonnes.

1.6.2. Les cycles ouverts

Alors que les systèmes précédents à cycle fermé produisent de l'eau froide qui est fournie aux systèmes de climatisation, les systèmes à cycle ouvert sont des systèmes

évaporatifs à dessiccation produisant directement de l'air conditionné. Le terme « ouvert » signifie que le réfrigérant est évacué du système après qu'il a produit son effet refroidissant et qu'une nouvelle quantité de réfrigérant doit être injectée, le tout dans une boucle ouverte. Un système à dessiccation est une combinaison de techniques de rafraîchissement évaporatif et de déshumidification par dessiccant (solide ou liquide).

Les systèmes liquides (peu commercialisés et utilisés dans ce cas) utilisent la technologie de l'absorbeur- régénérateur qui injecte le liquide sous forme de gouttelettes directement dans l'air de soufflage. Les technologies solides (plus répandus) utilisent en général la roue à dessiccation.

1.6.2.1. Système à dessiccation liquide

C'est une nouvelle technique qui est au stade de développement, elle utilise pour la dessiccation de l'air un sorbant liquide. Pour le choix de ces liquides, la caractéristique la plus importante est le pouvoir hygroscopique. Ces solutions sont pulvérisées sur un substrat afin d'être mises en contact avec le flux d'air, absorbant ainsi son humidité (figure 1.16).

Les solutions liquides qui sont utilisés dans les applications de déshumidification sont des solutions de Tri éthylène Glycol (TEG), de Chlorure de Lithium (LiCl), de Chlorure de Calcium (CaCl_2) et de Bromure de Lithium (LiBr) [27].

Les systèmes à dessiccation liquide présentent plusieurs avantages notamment :

- Un taux de déshumidification plus fort pour le même niveau de température ;
- La solution régénérée peut être stockée. Ainsi, l'énergie solaire utilisée pour régénérer l'absorbant est stockée sous forme chimique et cette forme de stockage ne se dégrade pas avec le temps ;
- Possibilité de refroidir le processus d'adsorption pour augmenter la déshumidification et limiter l'échauffement de l'air de ventilation.

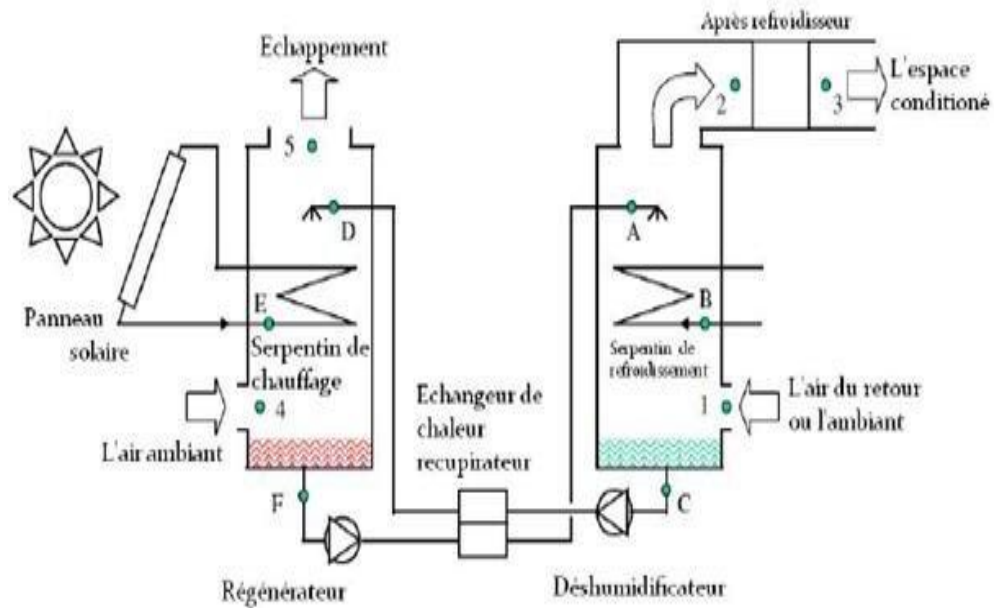


Figure 1.16 :Schéma d'un système à dessiccation liquide [28].

1.6.2.2. La dessiccation en phase solide :

Cette technologie utilise pour la dessiccation de l'air un matériau adsorbant solide comme le gel de silice ou les zéolites. Les systèmes à dessiccation solide sont des systèmes ouverts utilisant l'eau comme réfrigérant en contact direct avec l'air (figure 1.17). L'air neuf provenant de l'extérieur, chaud et humide, traverse un dispositif à dessiccation où il est déshumidifié. Il est ensuite refroidi grâce à un échangeur thermique puis refroidi à nouveau grâce à un humidificateur qui permet d'ajuster le niveau d'humidité et de température souhaité avant d'être soufflé dans l'espace à refroidir.

En parallèle, l'air repris est humidifié pratiquement jusqu'au point de saturation pour bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique avant de ressortir. Le matériau dessiccant doit ensuite être régénéré par chauffage (45 à 70°C) afin d'être disponible à nouveau. La chaleur solaire est utile à cette étape.

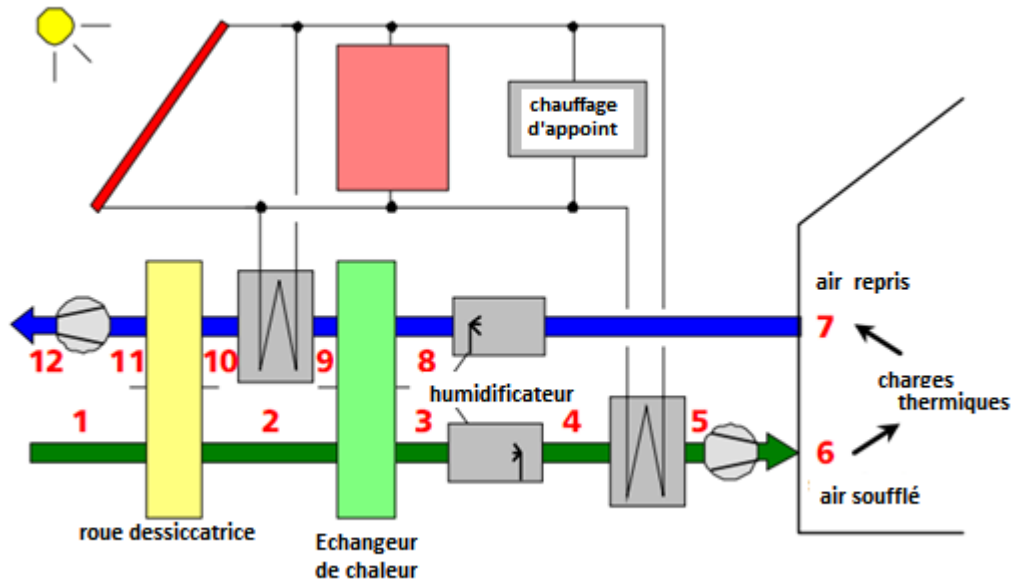


Figure 1.17 : Schéma de principe d'une installation à dessiccation [29].

1.6.2.2.1. Dispositifs de dessiccation solide :

Les 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.

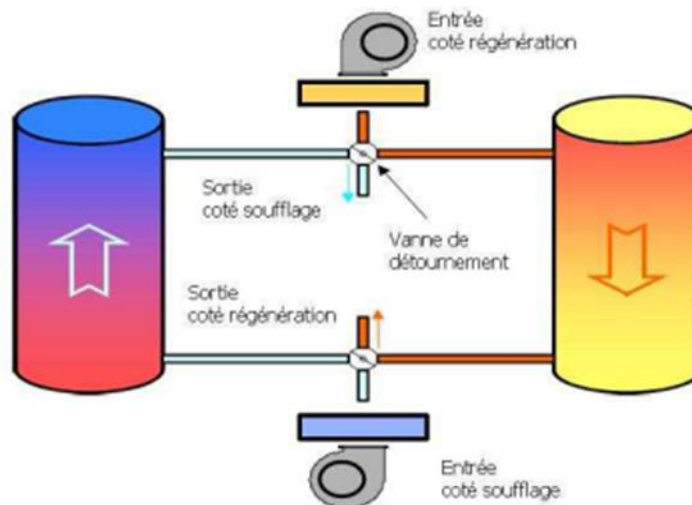


Figure 1.18 : Schéma représentant deux tours à dessiccation [30].

Lits horizontaux tournants :

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 process; passent à travers les disques en rotation. Ainsi ce processus est continu. L'avantage de cette technologie est la simplicité et son coût relativement faible. Les inconvénients sont sa difficile (sinon impossible) mise en place dans une centrale de traitement d'air et sa faible étanchéité entre les deux flux d'air.

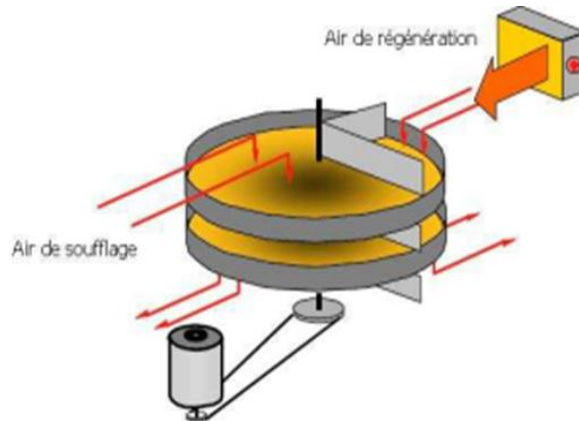


Figure 1.19 : Schéma d'un lit horizontal tournant [30].

Lit vertical multiple :

Ce système est un compromis entre les deux systèmes précédents, le matériau 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 coût relativement élevé.

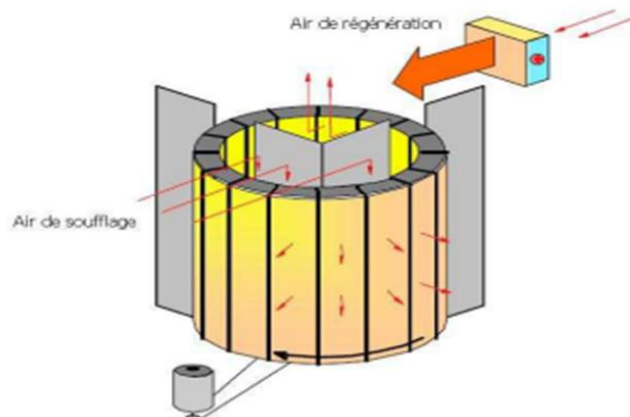


Figure 1. 20 : Schéma d'un lit vertical à dessiccation [30].

Roue de dessiccation :

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



Figure 1.21 : La roue de dessiccation [31].

La vitesse de rotation d'une roue est faible, comprise entre 10 et 20 tours par heure. Les dimensions des roues présentes sur le marché permettent de traiter des débits volumiques d'air allant de $100 \text{ m}^3/\text{h}$ à $100\,000 \text{ m}^3/\text{h}$. La roue à dessiccation ne réduit pas l'enthalpie de l'air mais elle transforme la charge latente (humidité) en une charge sensible (température).

Actuellement, les principaux fabricants de roue à dessiccation sont énumérés sur le tableau 1.2

Tableau 1.2 : Principaux fabricants de roues dessiccantes.

Compagnie	Pays d'origine	Matériau dessiccant	dimensions de la roue (m)	Distribution
Munters USA	Etats Unies	Silica Gel Alumines activées	0,25 – 4,5	Utilisation par des particuliers
Munters AB	Suède	Silica Gel Alumines activées	0,25 – 4,5	Utilisation par des particuliers
SeibuGiken	Japon	Silica Gel Alumines activées	0,1 – 6	Utilisation par des particuliers. Exportation aux Etats Unies, Amérique Latine et Europe
Nichias	Japon	Silica Gel Tamis moléculaires	0,1 – 4	Exportation
DRI	Inde	Silica Gel Tamis moléculaires	0,3 – 4	Utilisation par des particuliers, Exportation
Klingenburg	Allemagne	Silica Gel Alumines activées Solution visqueuse LiCl	0,6 – 5	Exportation, Intégration par des OEMS ¹
Proflute	Suède	Silica Gel Tamis moléculaires	0,5 – 3	Intégration par des OEMS ¹
Bry-Air	Etats Unies	Silica Gel, Silica Gel en billes		Utilisation par des particuliers
Rotor Source	Etats Unies	Silica Gel Tamis moléculaires	0,5 – 3	Intégration par des OEMS ¹
NovelAire	Etats Unies	Silica Gel Tamis moléculaires	0,5 – 3	Intégration par des OEMS ¹

1 : OEMS (Original Equipment Manufacturer Services) fabricants de centrales de traitement d'air.

1.7. Conclusion

Le principe de l'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid dans le but d'éviter les climatiseurs traditionnels a été mis en évidence dans ce chapitre. Les méthodes de climatisation solaire ont été présentées comme solution après les mesures passives qui doivent être entreprises dans le bâtiment afin de limiter les besoins de refroidissement. Les technologies de froid solaire offrent des économies d'énergies substantielles et une réduction des rejets de CO₂.

Néanmoins, ces technologies ne sont pas encore rentables du point de vue économique et pour parvenir à les rentabiliser, il serait nécessaire que les coûts d'investissement baissent ou que les performances des systèmes de climatisation solaires soient améliorées. La modélisation et l'optimisation de ces systèmes est alors exigée pour prédire leur fonctionnement global puis proposer et tester des mises au point qui aboutiront à la réduction de la consommation souhaitée.

Notre travail de thèse porte sur la technologie de climatisation solaire par dessiccation solide. Après avoir présenté le contexte de l'étude, nous continuerons sur cette technologie qui représente l'objectif de notre travail. On présentera dans le chapitre suivant l'état de l'art et le fonctionnement des systèmes de refroidissement évaporatifs à dessiccation.

CHAPITRE 2

TECHNOLOGIE DE PRODUCTION DE FROID PAR DESSICCATION

2.1. Introduction

Lorsque l'on considère le confort des occupants dans un environnement, deux paramètres essentiels doivent être pris en considération, la température et l'humidité. Afin de gérer correctement l'humidité à l'intérieur d'un bâtiment, il est important de comprendre les mécanismes qui peuvent être utilisés pour la contrôler dans l'espace climatisé. Pour réduire l'humidité absolue, l'air doit être refroidi en-dessous du point de rosée provoquant ainsi la condensation de l'humidité. Le condensat peut ensuite être évacué et retiré de l'environnement climatisé. Le principal problème avec les systèmes à compression de vapeur est qu'en ayant à refroidir l'air plus que nécessaire pour atteindre le point de rosée et condenser l'eau de l'air, des problèmes de sous refroidissement, de gel ou de charge latente élevée peuvent limiter leur bon fonctionnement.

En réponse aux inconvénients de la déshumidification par compression de vapeur, il serait idéal de développer des technologies capables d'éliminer l'humidité de l'air indépendamment de la température. Les systèmes à dessiccation, solide ou liquide, font partie de ces technologies. Ils utilisent des matériaux dessiccants qui ont un pouvoir hygroscopique et ils permettent de contrôler et de gérer indépendamment les charges thermiques latentes et sensibles pour maîtriser ainsi le contrôle des propriétés de l'air de la zone climatisée. Ces systèmes ont généralement une conception relativement simple, avec une consommation modérée en énergie électrique s'ils sont reliés à une source d'énergie gratuite et renouvelable comme l'énergie solaire.

L'avantage de l'utilisation de la technologie de refroidissement à dessiccation ayant recours à l'énergie solaire est mis en évidence dans ce chapitre. En première partie, les systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie sont présentés. Le principe de fonctionnement des différents types est détaillé pour aboutir aux systèmes de refroidissement par dessiccation sous leurs deux aspects solide et liquide. En seconde partie, Le système à dessiccation solide, a été étudié plus en détail en passant par l'explication du phénomène d'adsorption aux types de matériaux dessiccants solides et à la classification des isothermes de sorption. Enfin, Les différentes configurations des cycles de refroidissement solaire par dessiccation solide ont été abordées à la fin de cette partie.

Dans la troisième partie, l'intérêt porte particulièrement sur l'état de l'art de la dessiccation solide appliquée au rafraîchissement des bâtiments. Une revue sur les études et travaux réalisés dans ce domaine en commençant par l'origine de la technologie de refroidissement par déshumidification dessiccante jusqu'aux dernières études récemment publiées. La problématique et les objectifs des travaux de thèse sont mis en évidence en dernière partie.

2.2. Systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie

Lorsque le but de l'équipement de refroidissement n'est pas de maintenir une température de consigne fixe, mais simplement de limiter la hausse de température, on parle alors de « rafraîchissement ». Cela implique des différences dans la conception, le dimensionnement et la régulation du système.

Les systèmes de climatisation par compression fournissent de l'air conditionné aux conditions de confort thermique. Ces systèmes sont aujourd'hui, éprouvés, faciles à utiliser et sont relativement peu coûteux à l'investissement mais la consommation d'énergie primaire pour la production de froid et la déshumidification peut représenter une part majeure des consommations du bâtiment. De plus, le pic de demande d'électricité des groupes frigorifiques est le principal responsable du pic de puissance du bâtiment en saison chaude. Remplacer la climatisation par compression, quand c'est possible, par des technologies moins énergivores peut contribuer considérablement à la réduction des consommations d'énergie primaire des secteurs résidentiels et tertiaires.

Les technologies de climatisation à faible consommation d'énergie peuvent être des systèmes de refroidissement naturels qui ont recours directement à des puits d'énergie tels que l'air, la terre et l'eau. Ceux qui ne font intervenir aucun composant mécanique pour exploiter les puits d'énergie naturels tel que la ventilation naturelle seront désignés comme « passifs ». Les systèmes faisant appel à des pompes ou des ventilateurs consommant de l'énergie sont qualifiés de « systèmes actifs » consommant peu mais ayant l'inconvénient d'avoir une puissance de refroidissement limitée. [33]

Les technologies ayant un potentiel de réduction de consommation d'énergie des bâtiments et qui peuvent être une alternative viable à la climatisation conventionnelle sont les systèmes de ventilation nocturne naturelle ou mécanique et les systèmes de refroidissement évaporatif ou de refroidissement par dessiccation ; ces deux derniers induisent de faibles consommations d'électricité pour actionner les ventilateurs ou les pompes. Le refroidissement est assuré par l'air, ou bien par de l'air refroidi par

humidification, évitant tous les problèmes causés par les fluides frigorigènes nocifs. Il existe aussi d'autres systèmes ayant la particularité d'économie d'énergie comme les planchers froids et les plafonds froids qui peuvent être couplés à des sources de froid naturelles telles que de l'eau de rivière ou de lac ou simplement de l'air. Ils peuvent être aussi utilisés avec un système de climatisation conventionnel pour améliorer son efficacité. [33]

L'ensemble des systèmes énumérés ont la particularité d'avoir une faible consommation électrique ; ils permettent la réduction du pic de demande d'électricité ; la suppression de la source principale de bruit (groupe frigorifique) et des fluides frigorigènes. Le seul inconvénient de ces solutions alternatives est qu'elles ont une puissance de refroidissement limitée et très sensible aux conditions climatiques. Elles ne peuvent être envisagées dans tous les climats. D'autre part, l'utilisation de ces technologies demande une attention particulière lors de la conception du bâtiment pour limiter ses charges. Le choix doit être fait dès les premières phases de la conception du bâtiment pour bien intégrer le système dans des locaux. En plus de son orientation et de son isolation, il serait bénéfique, de limiter les apports externes par des protections solaires et des vitrages performants, et les apports internes par des équipements de bureautique et un éclairage à haute efficacité. Dans ce cas, les solutions de climatisation à puissance limitée peuvent fournir des conditions intérieures similaires à celles fournies par un système à compression dans la plupart des climats.

2.3. Principe de fonctionnement des systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie

2.3.1. La ventilation nocturne

Pendant la nuit, lorsque les journées sont chaudes en été, on doit non seulement extraire l'air chaud de la maison accumulé pendant la journée et le remplacer par de l'air plus frais mais également ventiler la chaleur retransmise par les éléments lourds et capteurs de la maison par déphasage thermique. Enfin, il s'agira également d'évacuer les polluants et l'humidité, plus présents lorsqu'il fait chaud.

La ventilation nocturne est utilisée pour rafraîchir le bâtiment quand la température extérieure est inférieure à la température intérieure, ce qui se produit généralement la nuit. Cela permet de refroidir la structure du bâtiment durant la nuit et donc d'améliorer le confort nocturne et de réduire le pic de température durant le jour suivant dans tous les

types de bâtiments. L'efficacité du système dépend du débit de renouvellement d'air, de l'inertie thermique du bâtiment et de la différence de température entre le jour et la nuit. L'inertie thermique du bâtiment joue un rôle clé dans l'efficacité de la ventilation nocturne car elle permet de « stocker du froid » pour le restituer le jour et ainsi limiter les montées en température dans la journée.

Le pic de température peut être réduit de l'ordre de 3°C par la ventilation. Dans le cas de la ventilation naturelle, ce refroidissement n'induit aucune consommation. Par contre, dans le cas de la ventilation mécanique, la consommation électrique des ventilateurs doit être prise en compte, elle est de 1 à 9 kWh pour 5 vol/h dans un local de 180 m³ sur une période de 24h [33].

2.3.2. Le refroidissement évaporatif (humidification)

Le rafraîchissement évaporatif est fondé sur un processus thermodynamique qui consiste à refroidir de l'air par évaporation d'eau dans celui-ci. La chaleur latente de vaporisation est prise à l'air qui voit sa température diminuer alors que son humidité spécifique est augmentée. Ce processus est utilisé, en combinaison avec d'autres, dans les systèmes frigorifiques et de conditionnement d'air classiques. On désigne néanmoins par « refroidissement évaporatif » le refroidissement obtenu uniquement grâce à l'évaporation d'eau dans l'air.

La figure 2.1 montre un schéma d'un humidificateur qui est essentiellement un appareil utilisant un système de distribution d'eau permettant son écoulement sous forme de fines gouttelettes sur un panneau d'évaporation contenant un milieu poreux de type nid d'abeilles qui vise à augmenter la surface d'échange par unité de volume. Le même effet peut être obtenu en utilisant un jet de fines gouttelettes. Un ventilateur fait circuler l'air frais vers l'intérieur de l'espace à rafraîchir.

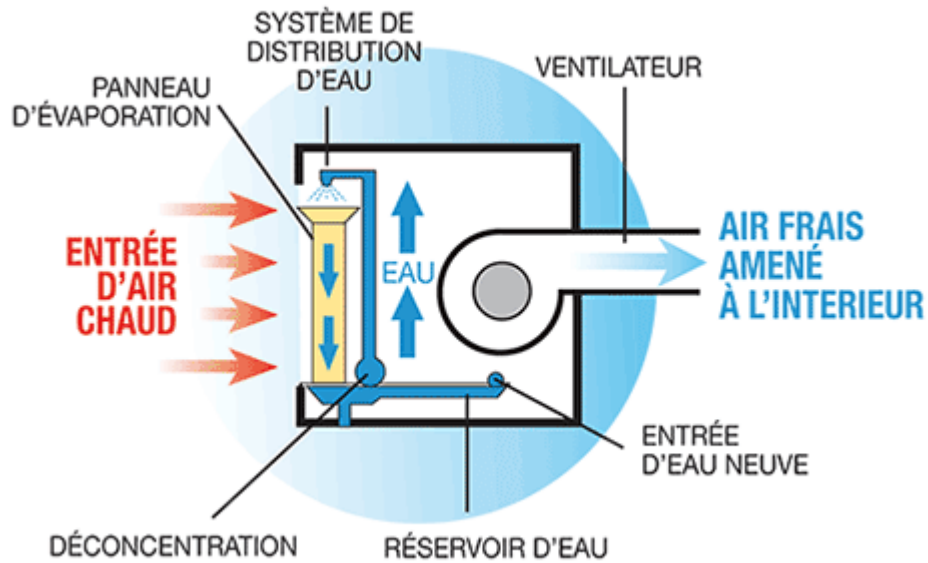


Figure 2.1 : Schéma d'un refroidisseur évaporatif direct "humidificateur" [34].

Une caractéristique fondamentale des humidificateurs est l'assainissement complet de l'air (100% d'air extérieur), ce qui nécessite une reprise de tout l'air soufflé. Contrairement aux systèmes conventionnels à compression de vapeur, qui recyclent une grande part du volume d'air. Cependant, la qualité de l'air intérieur est une préoccupation majeure, car il existe une relation bien établie entre la concentration de polluants et les maladies respiratoires. Les environnements intérieurs sont souvent contaminés par des substances toxiques, en plus des polluants d'origine biologique, tels que le CO, les bactéries et les champignons. L'épidémie de Légionellose au milieu des années 80, ainsi que le Virus SRAS en 2002, ont mené à une prise de conscience sur le souci de la qualité de l'air [35].

D'autres avantages du rafraîchissement évaporatif sont :

- La facilité de maintenance : comme la pompe de circulation et le ventilateur sont les seules parties en mouvement, leur remplacement est facile puisqu'ils existent sur le marché et ne nécessite pas de personnel de maintenance hautement qualifié.
- Les coûts d'exploitation réduits : L'énergie électrique requise par la pompe et le ventilateur est nettement inférieure à celle d'un compresseur. De plus, un design amélioré de l'appareil, un contrôle régulier de la qualité de l'eau et un nettoyage périodique du réservoir permettent une utilisation réduite de l'eau et assure une plus grande durée de vie.

- Les impacts environnementaux réduits : Les préoccupations environnementales ont poussé à la classification des frigorigènes en fonction de leur GWP (Global warming potential) et ODP (Ozone depletion potential). Les réfrigérants utilisés traditionnellement produisant des cycles avec des taux de pression raisonnables et un bon coefficient de performance (COP) ont été écartés car ils présentent des indices GWP et ODP élevés. Les réfrigérants de remplacement potentiels présentent souvent des problèmes liés à la détection de fuites, à l'inflammabilité, à l'augmentation des pressions de condensation, et une mauvaise performance. Inversement, les systèmes de refroidissement évaporatifs utilisent uniquement de l'eau comme réfrigérant [26].

Les progrès technologiques actuels, de plus en plus performants, ont permis d'exploiter ce principe qui est le seul à pouvoir être proposé pour climatiser et rafraîchir des volumes de manières moins polluantes, mais surtout plus économiques et moins énergivores [36].

Le phénomène de refroidissement évaporatif est représenté sur le diagramme de l'air humide (Figure 2.2) où l'on constate que la capacité de rafraîchissement des systèmes évaporatifs est limitée par l'état de saturation de l'air. Un air dont l'humidité relative est élevée ne peut absorber beaucoup d'eau et donc ne peut être beaucoup refroidi. Même pour des valeurs d'humidité relative plus favorables, la chute de température de l'air à travers l'humidificateur n'est pas très importante relativement à celle d'un climatiseur conventionnel. Le développement du refroidissement évaporatif a été freiné jusqu'à présent par le recours à la climatisation traditionnelle qui baisse la température de façon homogène, alors que le rafraîchissement par évaporation fournit plutôt une bulle de confort. Mais les préoccupations écologiques actuelles lui ouvrent de nouvelles perspectives. L'appareil permet un rafraîchissement dans les climats chauds et secs comme les zones arides mais ses performances diminuent dans les climats chauds et humides comme les zones côtières. Toutefois, la capacité de refroidissement peut être considérablement augmentée en séchant l'air avant qu'il ne soit admis dans le refroidisseur évaporatif. La combinaison de dessiccants solides et d'humidificateurs par évaporation dans un seul système est généralement appelé système de refroidissement à dessiccation, ces systèmes seront dans la suite décrits plus en détail.

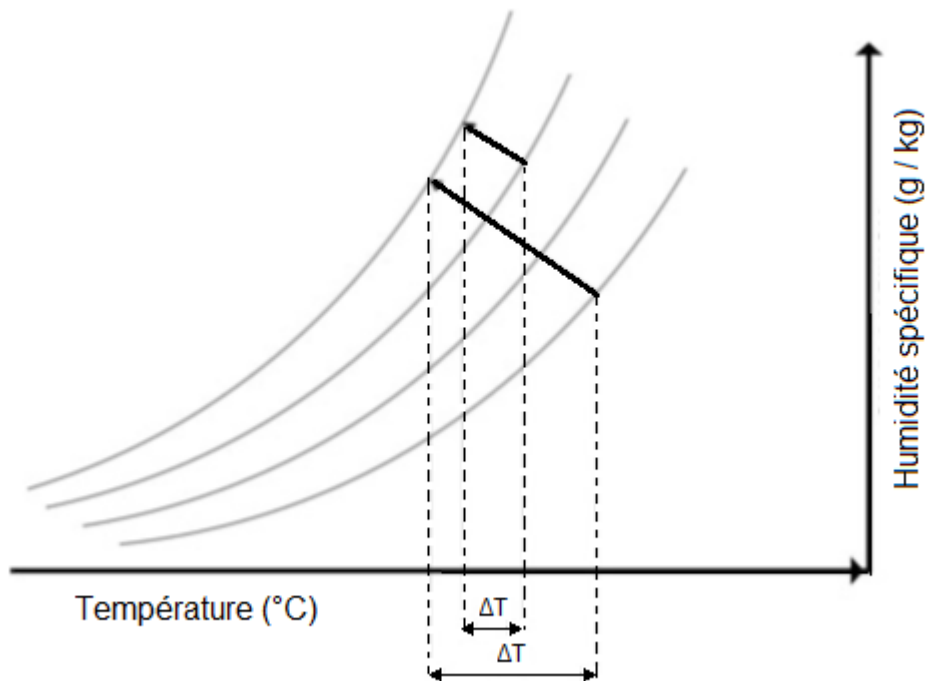


Figure 2.2 : Représentation du processus de refroidissement évaporatif sur le diagramme de l'air humide [35]

Le rafraîchissement évaporatif est une technologie ancestrale. Les anciennes civilisations utilisaient cette technique pour garder l'eau fraîche malgré les températures ambiantes élevées où le climat était souvent très aride. Les Egyptiens, les Grecs et les Romains utilisaient des tapis humides pour rafraîchir l'air intérieur. Ils posaient les tapis devant l'entrée de leurs tentes ou logements. Lorsque le vent soufflait sur les tapis, l'évaporation de l'air permettait de rafraîchir l'air à l'intérieur. On retrouve cette technique aussi dans le monde arabe notamment par l'utilisation de fontaines et bassins, principe qui a été retenu à l'exposition universelle de Séville. Le taux d'évaporation à la surface d'un bassin peut fournir une puissance de rafraîchissement de l'ordre de 150 - 200 W/m² dans la zone méditerranéenne [37]. Au XV^e siècle, on utilisa le premier ventilateur mécanique pour ventiler. Plus tard au XVII^e siècle, les manufactures de textiles de la Nouvelle Angleterre commencèrent à utiliser le système de ventilation par évaporation pour rafraîchir l'air. Se basant sur le même principe les premiers prototypes modernes ont vus le jour au début du XIX^e siècle aux Etats Unis.

2.4. Les différents systèmes évaporatifs :

Il existe plusieurs types de systèmes de rafraîchissement par évaporation destinés à refroidir des locaux de façon autonome. Ils peuvent être classifiés en système **direct**, **indirect** et **indirect plus direct**. Les systèmes indirects sont les plus appropriés pour être associés à un système de climatisation conventionnel pour pré-refroidir l'air de soufflage et ainsi limiter la puissance et le nombre d'heures de fonctionnement du groupe frigorifique.

- Les systèmes **directs** sont caractérisés par le fait que l'air de soufflage est refroidi par contact direct avec l'eau (Figure 2.3) Ils impliquent une augmentation de l'humidité spécifique de l'air soufflé dans les locaux.
- Les systèmes **indirects** se caractérisent par le fait que l'air de soufflage est refroidi par contact indirect au sein d'un échangeur de chaleur avec un autre flux d'air refroidi par humidification (Figure 2.4). L'air servant à refroidir l'air de soufflage est généralement l'air extrait du local. Ce système permet de refroidir l'air neuf sans augmenter son humidité spécifique.

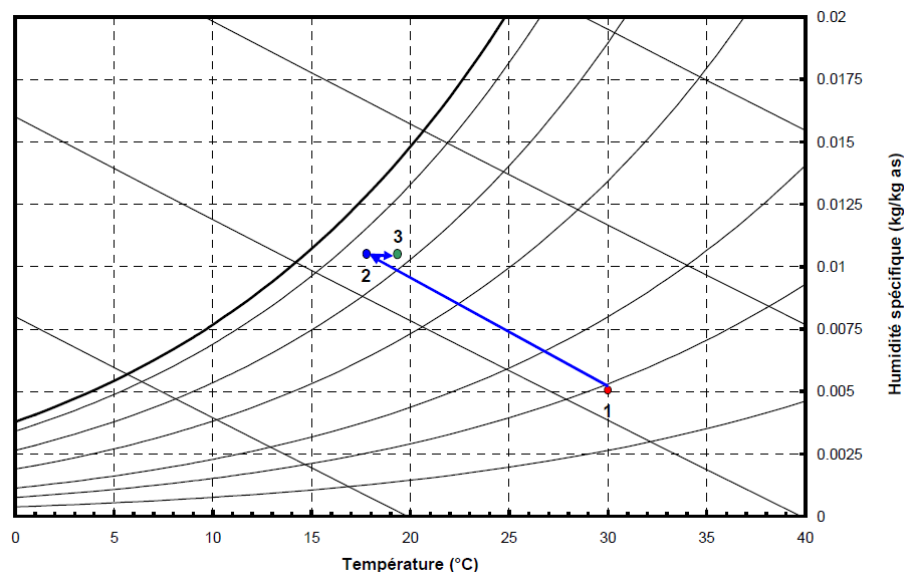
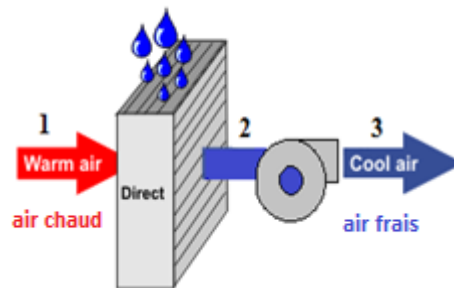


Figure 2.3 : Schéma de principe d'un système évaporatif direct et sa représentation sur le diagramme de l'air humide

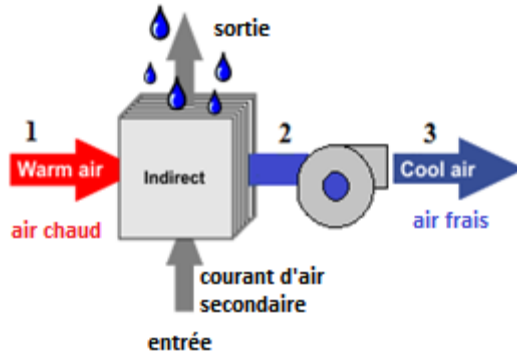


Figure 2.4 : Schéma de principe d'un système évaporatif indirect

- Les systèmes **indirect + direct** ne sont qu'une combinaison d'un système indirect qui permet de refroidir l'air sans augmenter son humidité spécifique et d'un système direct refroidissant un peu plus l'air tout en accroissant son humidité spécifique (Figure 2.5).

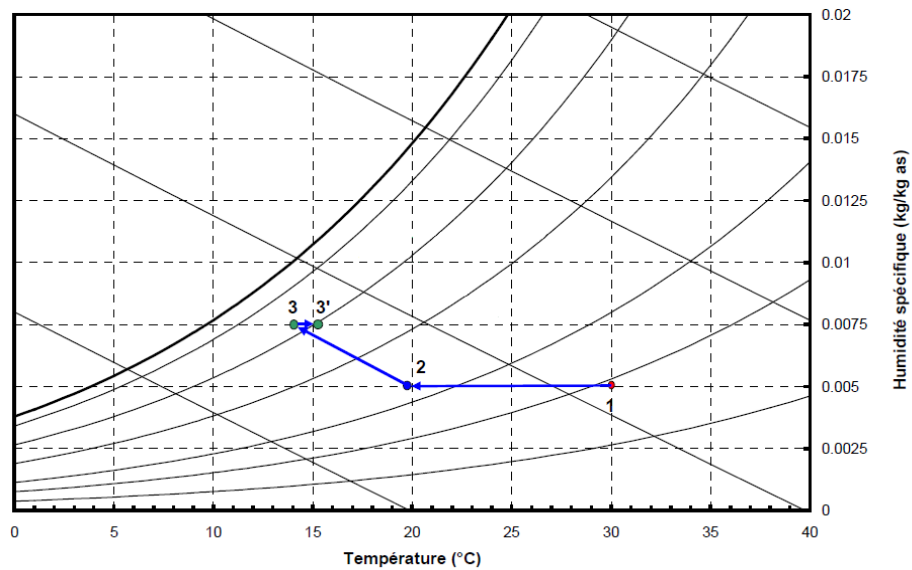
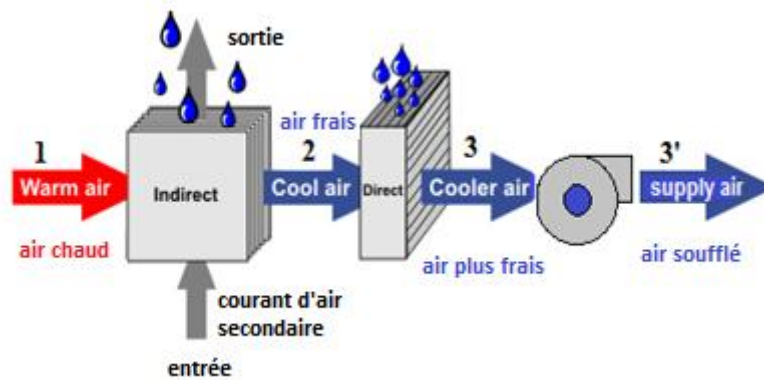


Figure 2.5 : Schéma de principe d'un système évaporatif indirect + direct et sa représentation sur le diagramme de l'air humide

La puissance de refroidissement des systèmes évaporatifs dépend des conditions climatiques, en particulier de la température humide de l'air. Plus la différence entre les températures de bulbe humide et de bulbe sec est grande, plus la réduction de température réalisable est satisfaisante.

La consommation énergétique de ces systèmes est très faible par rapport aux systèmes conventionnels. Un appareil classique à compression de vapeur pourrait nécessiter environ 0,3-0,4 kW d'électricité pour 1 kW de froid produit, soit quatre fois supérieure à celle d'un appareil de refroidissement évaporatif qui ne requiert de l'énergie que pour les ventilateurs et les pompes. Le coût de fonctionnement global est environ 20 fois moins important que celui des climatiseurs conventionnels à compression [38].

La consommation d'eau ne peut être négligée, particulièrement dans les régions arides où le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. La consommation moyenne est de l'ordre de 1,3 litres/MJ de froid pour un système direct et de 1,5 litres/MJ de froid pour un système indirect + direct [33]. Ces résultats sont issus de simulations pour un climat chaud et sec. Dans la pratique, une fraction (de l'ordre de 20 %) de l'eau est utilisée non pour refroidir l'air mais pour éviter le dépôt de sels minéraux qui résulterait d'une trop forte concentration consécutive à l'évaporation. [36]

2.5. Le refroidissement par dessiccation

Le refroidissement par déshumidification - humidification ou dessiccant cooling est une alternative viable connue depuis plus de 60 ans dans des applications industrielles tels que le séchage, la prévention contre la corrosion, les hôpitaux, les musées et d'autres applications nécessitant des niveaux d'humidité contrôlés. C'est une technologie qui peut faire éviter les inconvénients des technologies à compression de vapeur conventionnelles. Elle se base sur le jumelage de la déshumidification par dessiccation et le refroidissement évaporatif direct. Dans ce cas il n'y a plus besoin de compresseur ; la seule énergie nécessaire est utilisée, pour pomper l'eau dans l'humidificateur, pour faire circuler l'air dans le système et pour régénérer le matériau dessiccant. L'opération consiste à déshumidifier l'air en premier lieu pour augmenter le potentiel de rafraîchissement par évaporation. La dessiccation (déshumidification) s'effectue par passage dans un liquide ou un sel. C'est un phénomène physique induisant une élévation de la température de l'air. Cet échauffement est compensé en majeure partie dans un échangeur air-air. L'air est enfin refroidi dans un humidificateur à eau liquide. Le matériau dessiccant est régénéré par

chauffage à des températures de l'ordre de 70°C, ce qui rend possible avec cette technique, l'utilisation du soleil comme source de chaleur à travers des capteurs solaires à air ou à eau.

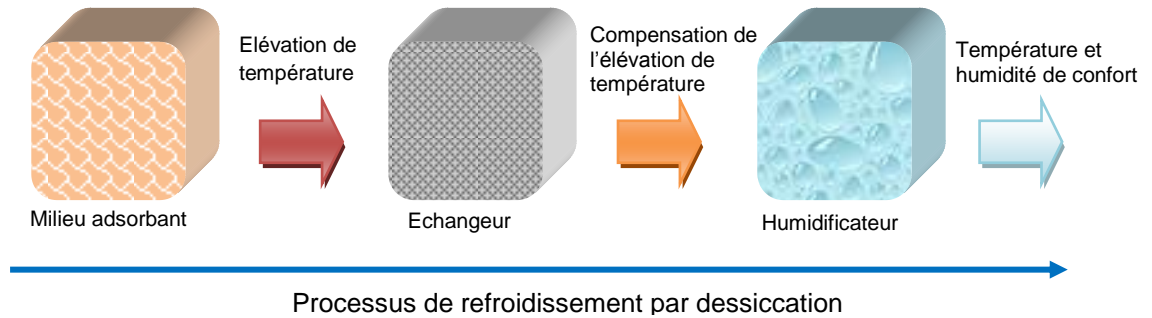


Figure 2.6 : Schéma de principe du processus de refroidissement par dessiccation

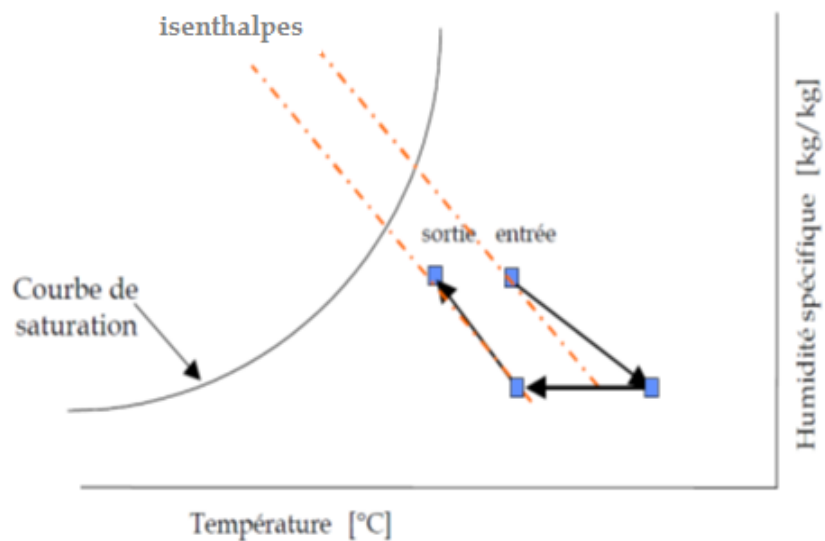


Figure 2.7 : Représentation du cycle de refroidissement par dessiccation sur le diagramme de l'air humide

Les systèmes à dessiccation sont avantageux lorsque :

- De l'énergie thermique est disponible et à moindre coût, ou lorsque l'énergie électrique est limitée ou trop coûteuse.
- La charge latente est plus importante que la charge sensible.

- Les systèmes de climatisation centralisée doivent fonctionner sans augmentation de l'humidité relative dans le réseau aéraulique pour éviter la condensation et la création de germes microbiens.

Les applications de ces systèmes ont aussi leurs particularités. Ils interviennent là où la déshumidification est indispensable pour permettre de prévenir les problèmes de corrosion (entreposage de matériel militaire, de composants électroniques, de batteries...), de condensation (patinoires...), de moisissure (stockage de graines, d'œuvres d'art...), d'absorption d'humidité par des produits hygroscopiques (médicaments, cartons...) mais aussi d'assécher des produits (plastiques, poisson...) et de participer au processus de climatisation des bâtiments.

Pour déshumidifier l'air, on peut opérer, par condensation de la vapeur d'eau en augmentant la pression totale, par condensation de la vapeur d'eau sur une batterie froide ou alors par contact avec un matériau dessiccant. La déshumidification par refroidissement se distingue de la déshumidification par dessiccation par :

- L'énergie utilisée : l'électricité pour la première et l'énergie thermique pour la seconde. La différence de coût entre les énergies peut être un critère déterminant dans le choix de la technologie ;
- La température de rosée de l'air déshumidifié : Les systèmes par refroidissement sont rarement utilisés pour des applications à faible température de rosée à cause des problèmes de gel des condensats sur les batteries réduisant leur efficacité ;
- Les conditions d'entrée : Les systèmes par refroidissement sont plus économiques que les systèmes à dessiccation quand les températures et humidités de l'air à traiter sont élevées ;
- Les conditions de sortie désirées : Les batteries froides sont plus adaptées quand on souhaite avoir un air déshumidifié proche de la saturation alors que les systèmes à dessiccation sont plus adaptés quand on souhaite avoir des humidités relatives faibles.

Ainsi donc, les systèmes de déshumidification par dessiccation et par refroidissement sont souvent combinés dans les applications de conditionnement de l'air puisque les avantages de l'un compensent les limitations de l'autre. Le développement des systèmes à dessiccation est actuellement très prometteur dans le domaine du conditionnement d'air notamment dans le secteur tertiaire pour des raisons d'exigence croissante des occupants en termes de conditions de confort intérieur relayée par des

normes plus strictes telles que la norme ASHRAE 62-99 visant à augmenter les débits de renouvellement d'air dans les bâtiments pour améliorer la qualité de l'air intérieur.

Une deuxième raison majeure est la réduction des consommations d'énergie des bâtiments climatisés. Dans les climats humides, la déshumidification peut représenter plus de 40% des charges de climatisation. Les systèmes à dessiccation sont alors un moyen efficace de réduire les consommations de climatisation.

2.5.1. Les deux modes de refroidissement par dessiccation

La déshumidification dans les systèmes à dessiccation est réalisée par sorption et elle s'effectue soit à travers un dispositif sur lequel est posé un matériau dessiccant, auquel cas on parle de « dessiccation solide », soit dans un échangeur dans lequel est pulvérisée une solution déshydratante où il s'agira de « dessiccation liquide ».

Les matériaux utilisés dans les systèmes à dessiccation peuvent donc être, selon le cas, solides ou liquides. Ils possèdent la propriété d'assécher l'air en attirant les molécules d'eau sur leurs surfaces. Ce phénomène d'attraction et de captage de l'humidité est appelé adsorption (sorption physique) cas de la dessiccation solide, ou absorption (sorption chimique) cas de la dessiccation liquide, selon que le dessiccant subisse un changement chimique ou non pendant l'attraction de l'humidité. Pendant l'adsorption il n'y a pas de changement d'état du dessiccant par contre dans l'absorption on a un changement d'état. Le sel de table est un exemple d'absorbant puisqu'il devient liquide en absorbant de l'humidité.

Après saturation les matériaux déshydratants doivent être chauffés pour libérer l'humidité absorbée et conserver une capacité de sorption satisfaisante, Cette opération est dite régénération, elle peut se produire selon le matériau à des températures variant entre 50°C et 120°C tout en l'exposant à un courant d'air extracteur. En chauffant le produit, sa teneur en eau devient plus faible. De plus, le fait de chauffer l'air autour du produit baisse automatiquement l'humidité relative, le matériau relâche donc de l'humidité et reprend à nouveau le processus de sorption. Les matériaux dessiccants solides ou liquides sont pratiquement stables permettant une longue période d'opérations (plusieurs années) avant d'être remplacés.

2.5.1.1. Les systèmes à dessiccation solides

Dans les systèmes à dessiccation solides (Figure 2.8), le matériau dessiccant est rempli dans un organe rotatif ou imprégné sur un support semi céramique ondulé, roulé sous forme de roue ayant l'aspect d'un nid d'abeille (Figure 2.9). Cette roue est actionnée par un moteur lui permettant de tourner lentement entre l'air humide entrant (process où la roue absorbe l'humidité) et l'air chaud sortant (régénération ou réactivation, où l'humidité est retirée de la roue). La rotation permanente de la roue permet d'avoir un courant continu d'air sec en direction de l'espace à climatiser.

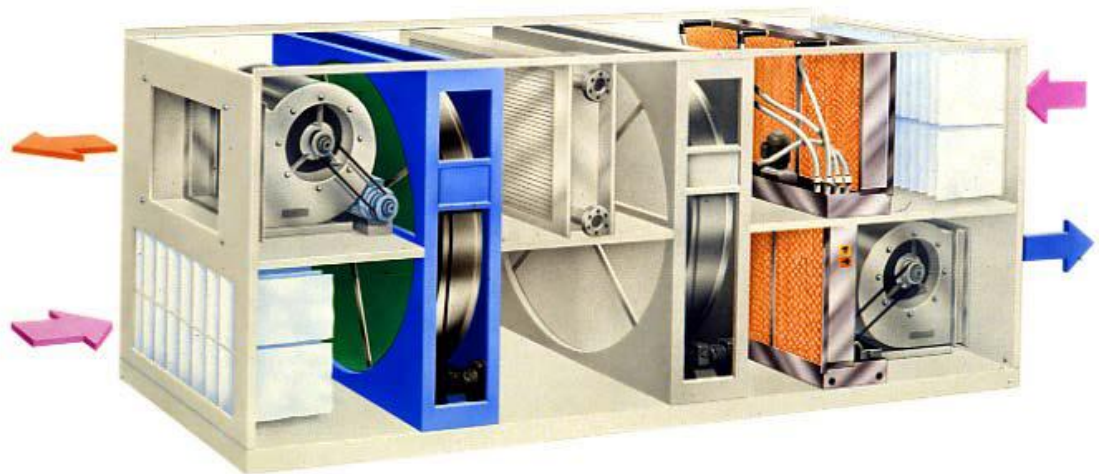


Figure 2.8 : Système à dessiccation solide

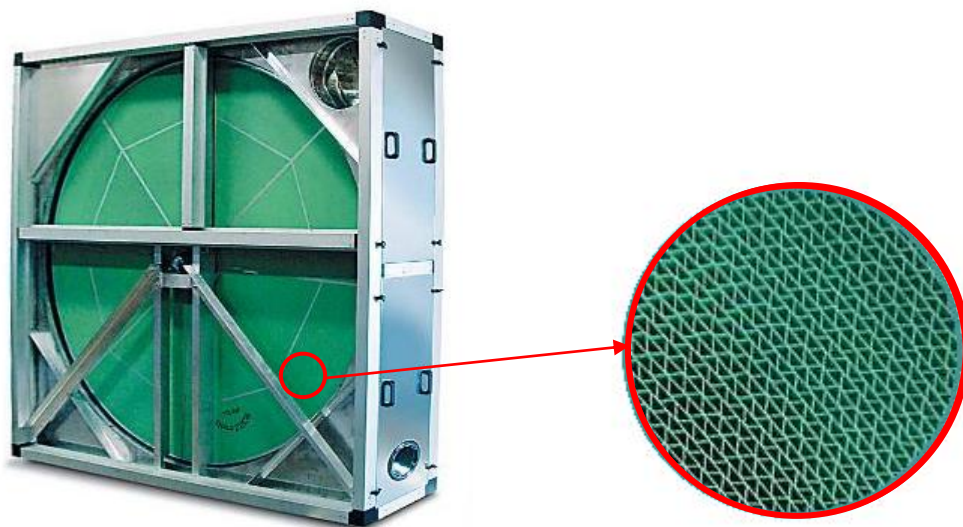


Figure 2.9 : Roue dessiccative avec détail de sa morphologie en nid d'abeille

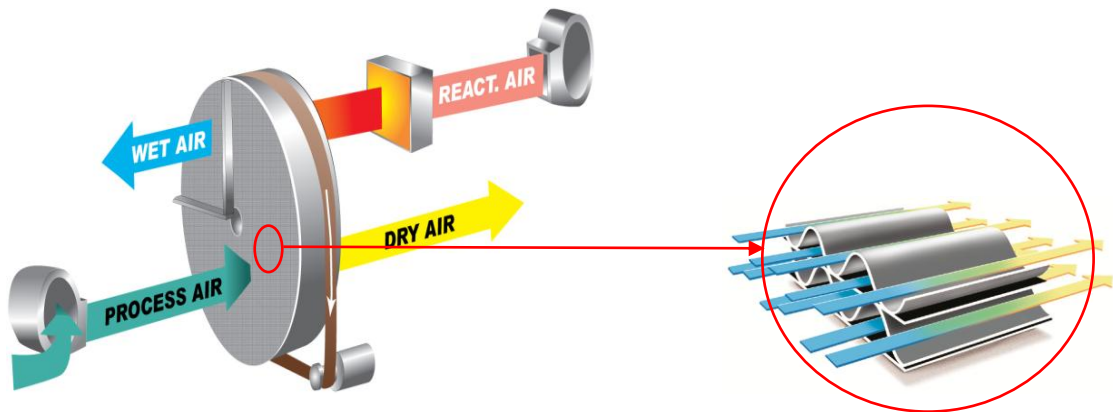


Figure 2.10 : Passage de l'air à travers la roue de dessiccation

2.5.1.1.1. Le phénomène d'adsorption :

L'adsorption peut être définie comme l'opération fondamentale de génie chimique qui exploite l'aptitude de certains solides à concentrer spécifiquement à leur surface les constituants d'un fluide permettant ainsi leur séparation. Le solide est appelé adsorbant et la substance qui s'adsorbe est l'adsorbat.

Elle est définie aussi comme un phénomène réversible qui résulte des forces intermoléculaires d'attraction entre les molécules du solide et celles de la substance adsorbée.

Dans le refroidissement par dessiccation en phase solide, les molécules d'eau se fixent dans une première 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 (Figure 2.11), grâce à la tension superficielle élevée dans les pores qui modifie les conditions de condensation.

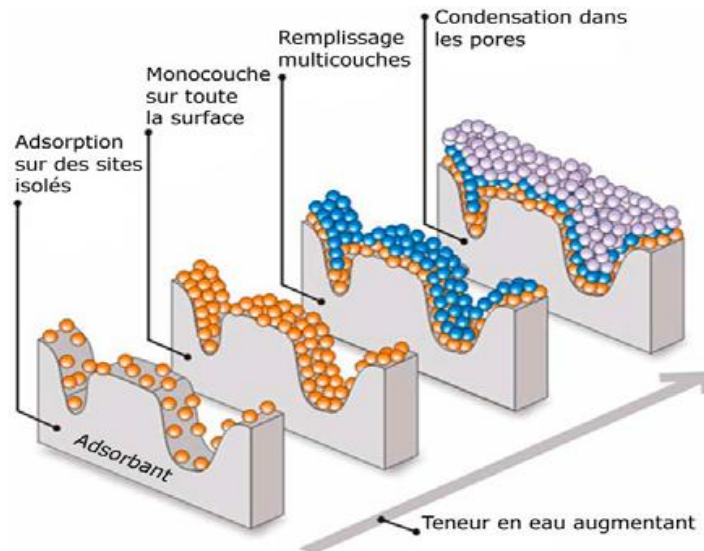


Figure 2.11 : Vue schématique du phénomène d'adsorption

2.5.1.1.2. Types de matériaux dessiccants solides

Les matériaux déshydratants couramment utilisés dans le conditionnement d'air sont [39] :

- Les zéolites qui sont des alumino-silicates cristallins et poreux, résultant des enchaînements de tétraèdres de SiO_4 et AlO_4 . De nombreuses structures différentes de zéolites existent selon la manière dont sont arrangés ces tétraèdres et selon le rapport Si / Al.
- Le charbon actif (charbon activé) ou charbon végétal qui se présente sous la forme d'une poudre noire, légère, constituée essentiellement de matière carbonée à structure poreuse. C'est en fait, 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 constituant 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 qui 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.

- Les gels de silice (SiO_2) qui sont élaborés à partir de silicate de sodium. Ils sont caractérisés par une grande surface spécifique 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 aliments ou les médicaments à un faible taux d'humidité.

Le matériau le plus utilisé par les fabricants est le gel de silice. Le Dioxyde de Titane est plus performant que le Gel de Silice, mais il reste au stade de recherche [40].

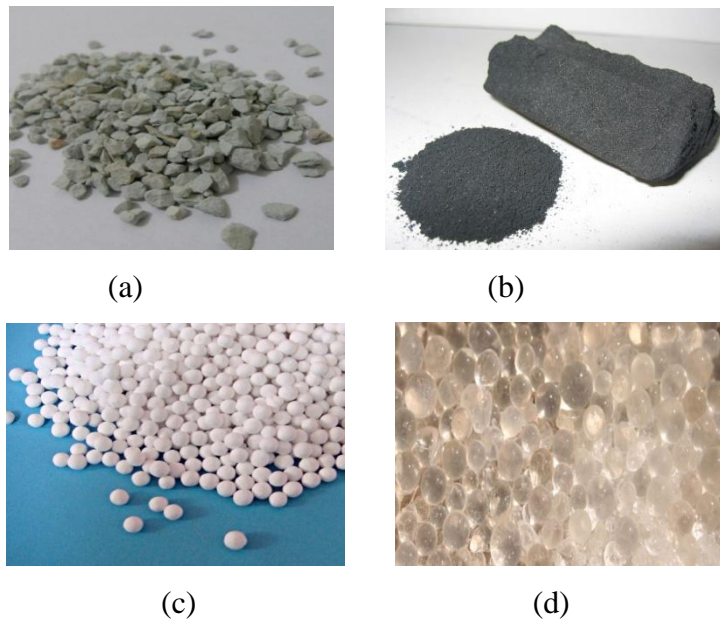


Figure 2.12 : Les matériaux dessiccants (a) Zéolithes, (b) Charbon actif, (c) Alumines Activées, (d) Gel de silice.

2.5.1.1.3. Classification des isothermes de sorption

Le phénomène d'adsorption se caractérise par la quantité d'eau confinée à l'intérieur du matériau adsorbant appelée teneur en eau. Le tracé de cette grandeur en fonction de l'humidité relative de l'air à température constante en conditions d'équilibre donne l'isotherme de sorption.

Dans la littérature, il existe de nombreux modèles mathématiques décrivant l'adsorption physique avec des hypothèses différentes. En se basant sur données expérimentales, elles ont été classifiées en plusieurs types tels qu'ils sont présentées sur la Figure 2.13 [41]

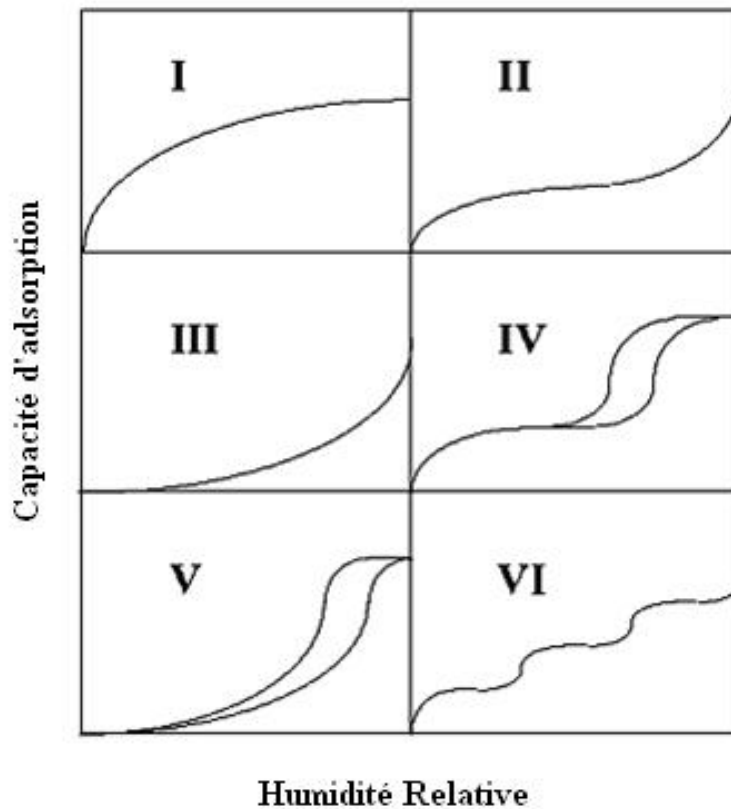


Figure 2.13 : Classification des isothermes de sorption [42]

Les dimensions des pores des matériaux pour les isothermes de type I sont de l'ordre de la taille des molécules d'eau adsorbées. Ce sont des matériaux à ultra-micros pores qui se remplissent de vapeur d'eau à très faible humidité relative comme les zéolites synthétiques. La capacité d'adsorption, sur ces isothermes est alors très bonne et sans hystérésis [43]. Les isothermes II et III caractérisent les matériaux à adsorption multicouche sans condensation capillaire.

La chaleur d'adsorption de la première est supérieure à la chaleur latente de vaporisation de la vapeur contrairement à la deuxième.

Les deux isothermes de type IV et V sont typiques pour le gel de silice ou le charbon actif. L'opération de sorption-désorption est un cycle avec une hystérésis. Les forces intermoléculaires pour le type IV sont analogues à celles des isothermes de type I et II. Les isothermes de type V sont de nature semblable au type III sauf que la taille moyenne des pores est plus petite [43].

La représentation de la capacité d'adsorption du chlorure de lithium LiCl, du Silica-Gel et du tamis moléculaire en fonction de l'humidité relative à l'équilibre est représentée

en figure 2.14. Les isothermes de sorption varient considérablement d'un matériau à un autre. Elles sont déterminées expérimentalement à partir de la corrélation de la forme [44,45] :

$$\varphi(T_{eq}, w_{eq}) = f(W)$$

Avec :

φ : Humidité relative de l'air à l'équilibre [%], T_{eq} : Température de l'air à l'équilibre [°C], w_{eq} : Humidité spécifique de l'air à l'équilibre [g_{eau}/g_{as}],

W : Teneur en eau du matériau adsorbant [g d'eau/100 g de dessiccant],

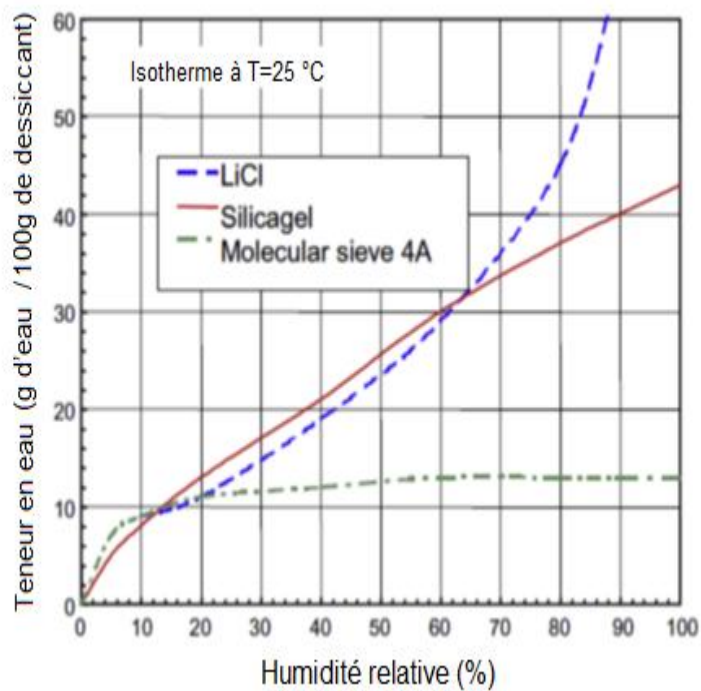


Figure 2.14 : Isothermes de sorption de différents matériaux [41,42]

2.5.1.1.4 Différents cycles de refroidissement solaire par dessiccation solide

Les systèmes à dessiccation ou « desiccant cooling » sont conçus pour fournir directement de l'air frais et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines à compression. Le desiccant cooling est un cycle ouvert. Il s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local [39]. Le COP peut atteindre la valeur de 1[46].

a- Cycle de Pennington

Le cycle de Pennington est le cycle le plus courant, il est particulièrement utilisé dans les climats tempérés. Introduit en 1955, le cycle fonctionne en « tout air neuf ». Les deux veines d'air de soufflage et de reprise sont séparées. Ainsi la totalité de l'air entrant est repris et évacué vers l'extérieur.

La configuration du cycle de Pennington et son évolution sur le diagramme de l'air humide sont représentées en Figure 2.15, L'air traverse la roue dessiccante puis passe dans l'échangeur de chaleur sensible rotatif et fini dans l'humidificateur. A la reprise l'air fait le chemin inverse en passant par l'humidificateur puis l'échangeur rotatif et traverse ensuite une source de chaleur pour régénérer la roue dessiccante.

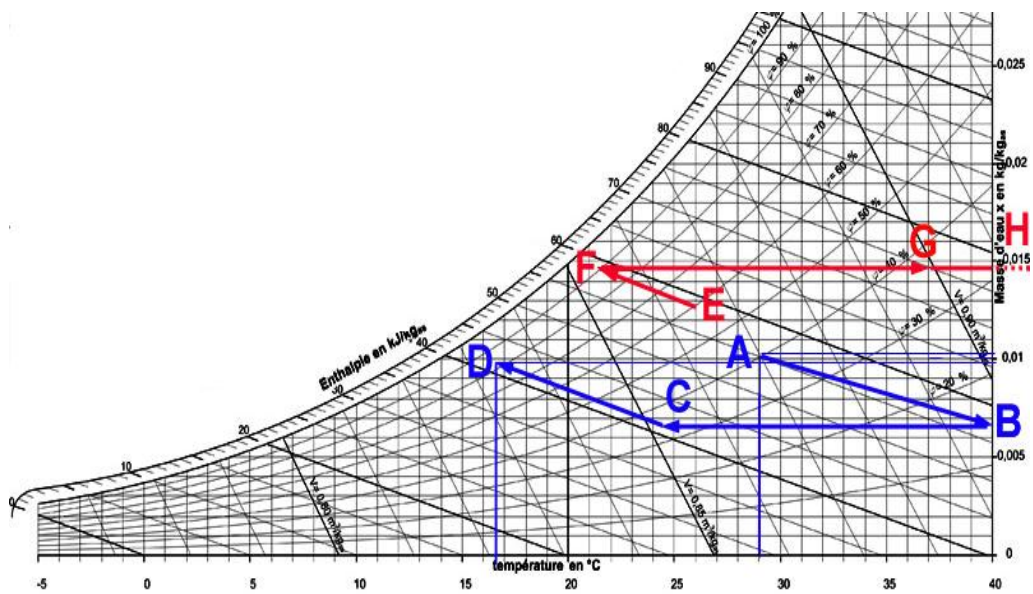
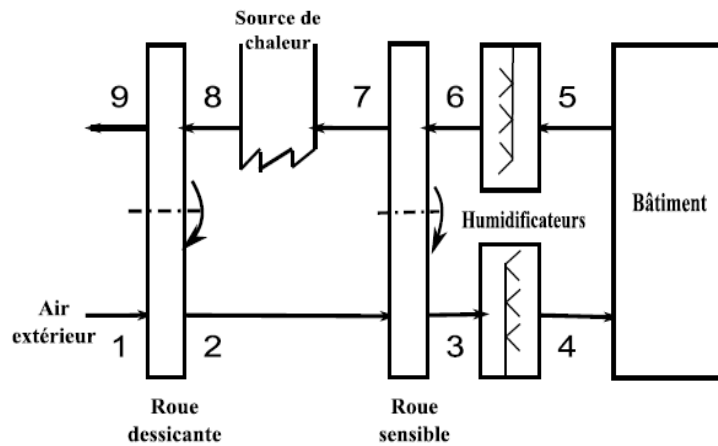


Figure 2.15 : Schéma du cycle de Pennington et évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique [47]

Ce cycle a été retenu pour être étudié dans la suite de nos travaux. Il existe néanmoins d'autres configurations de cycles de refroidissement solaire développées en fonction des conditions climatiques et de charges spécifiques des bâtiments. Nous passons en revue certains de ces cycles.

b- Cycle en recirculation

Le cycle en recirculation est une configuration adaptée pour des climats humides. Contrairement au cycle précédent celui-ci fait circuler l'air de process en boucle fermée. Le mélange passe dans la roue dessicante puis dans l'échangeur rotatif pour être refroidi par l'air extérieur qui est humidifié jusqu'à la saturation. L'air est refroidi enfin par humidification adiabatique et introduit dans le local.

La configuration du cycle en recirculation et son évolution sur le diagramme de l'air humide sont représentées sur la Figure 2.16.

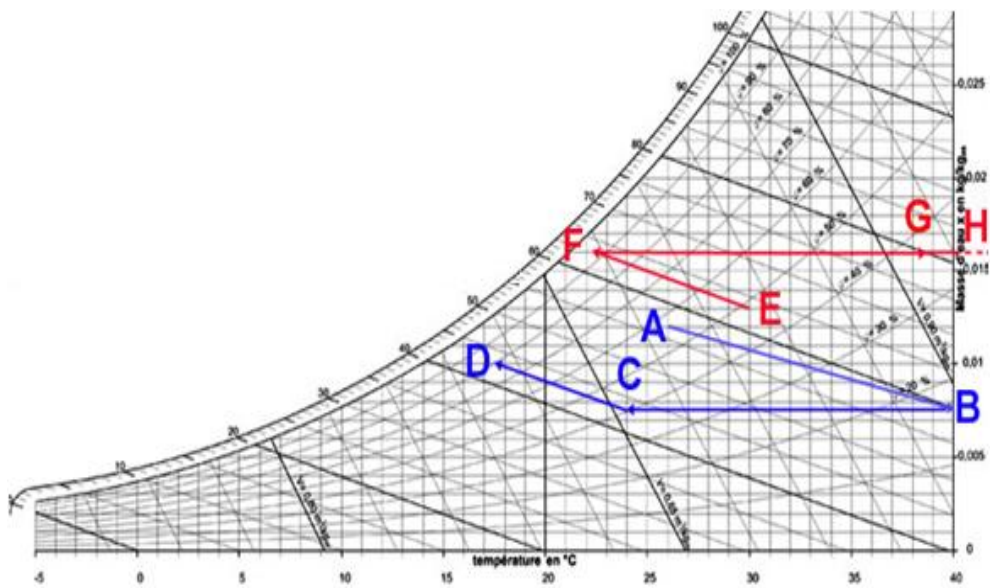
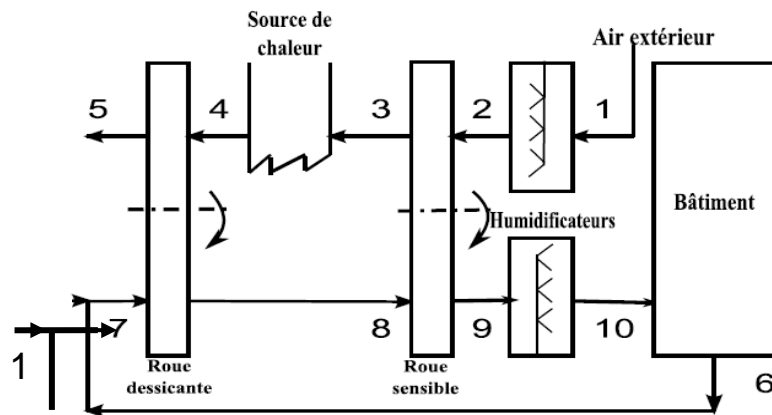


Figure 2.16 : Schéma du cycle en recirculation [47]

c- Cycle de Dunkle

Le cycle de Dunkle fonctionne également en boucle fermée, 100% de l'air rafraîchi est recyclé. Ce cycle est adapté aux climats très humides ou à des bâtiments à charge latente élevée provenant d'une forte occupation ou d'infiltrations. L'air subit un premier refroidissement dans un humidificateur et un échangeur rotatif qui sont introduits à la sortie de la gaine de recyclage avant le passage par la roue dessiccante. L'air soufflé est ainsi doublement refroidi avant de passer par l'humidificateur de process.

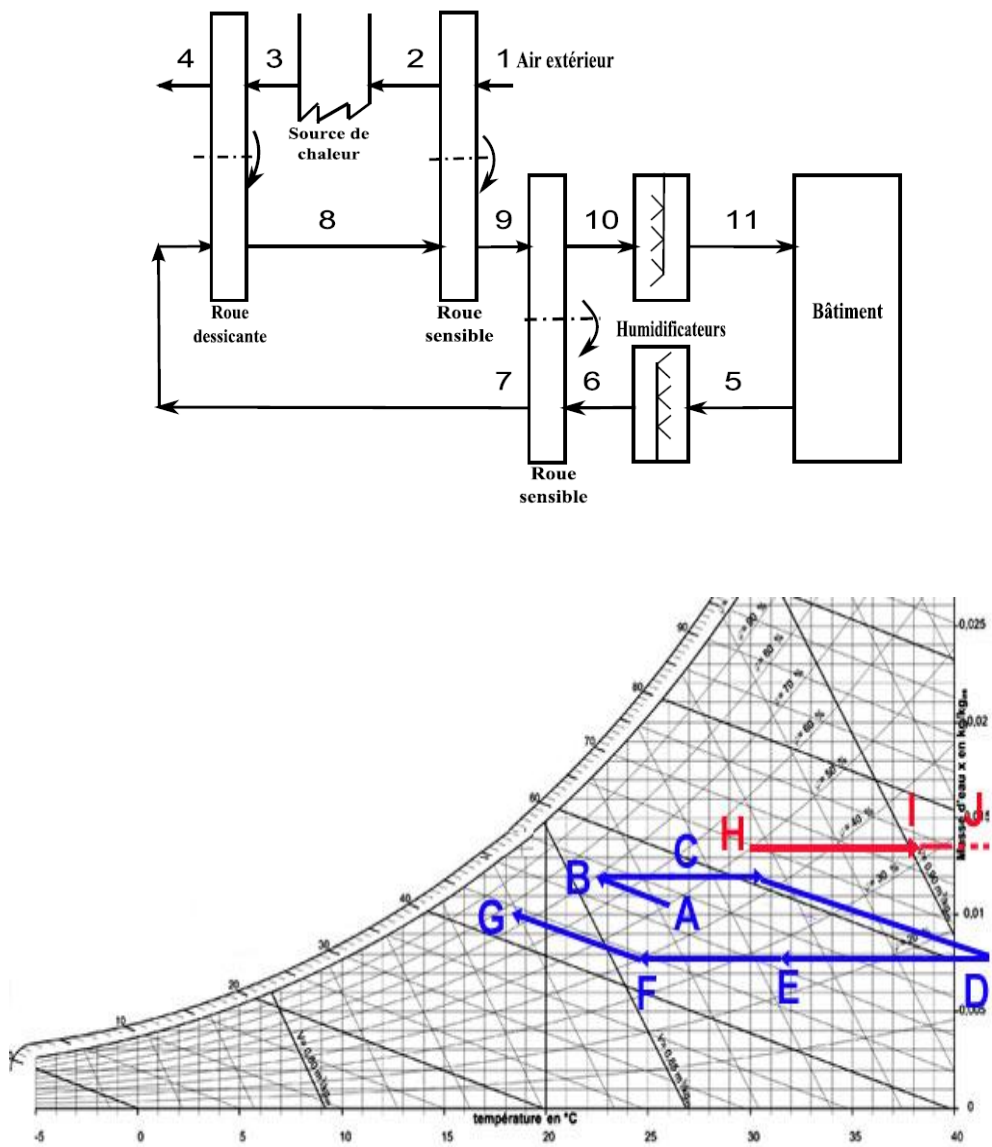


Figure 2.17 : Schéma du cycle de Dunkle [48]

d- Cycle de Henning

Le cycle de Henning est adapté aux climats très chauds et très humides pour lesquels la roue dessiccante risque de ne pas être suffisamment performante. La déshydratation de l'air diminue significativement avec l'augmentation de la température et l'humidité de l'air à traiter. Une batterie froide est utilisée alors en amont de la veine de process pour refroidir et déshumidifier légèrement l'air avant son passage dans la roue dessiccante. Une autre batterie froide est utilisée en aval et remplace l'humidificateur pour ramener l'air neuf à la température de soufflage souhaitée, sans lui rajouter de l'humidité supplémentaire. La Figure 2.18 présente le cycle de Henning et son évolution sur le diagramme de l'air humide.

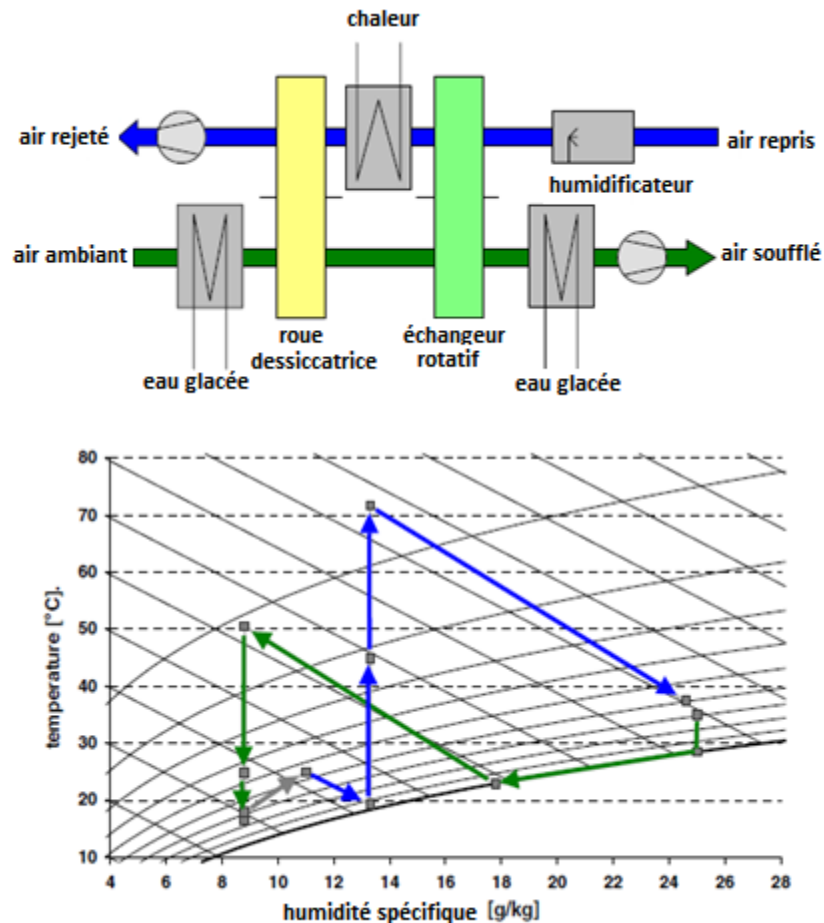


Figure 2.18 : Schéma du cycle pour les climats très chauds et très humides [49]

Les techniques de refroidissement à dessiccation solide présentées utilisent l'énergie solaire pour régénérer la roue dessiccatrice. Le cycle de Pennington est l'un des cycles les plus importants et plus utilisés dans la pratique. En modifiant ce cycle, les performances du refroidissement par dessiccation peuvent être améliorées pour que le système à dessiccation puisse aussi être utilisé dans les climats chauds et humides [50].

2.5.1.2. Les systèmes à dessiccation liquide

Dans les systèmes à dessiccation liquides, l'air humide circule à travers une batterie froide ou à travers une tour de refroidissement contenant un dessiccant liquide. Celui-ci est pompé et pulvérisé dans l'air pour absorber son humidité à cause de la différence de pression de vapeur de surface du dessiccant et de l'air. L'absorption de la vapeur d'eau, rend la solution dessiccante plus diluée. Sa température et sa pression augmentent. Celle-ci passe à travers un échangeur de chaleur où de l'air chaud de régénération la rend plus dense en dessiccant en récupérant les vapeurs d'eau. La solution concentrée pourra donc à nouveau être utilisée après avoir été refroidie par l'échangeur récupérateur (Figure 2.19). Le régénérateur et l'absorbeur nécessitent des filtres à gouttelettes (également appelés éliminateurs de brouillard) pour s'assurer que le déshydratant n'est pas entraîné dans l'air de soufflage ou la sortie du régénérateur. Ces filtres augmentent néanmoins les pertes de charge côté air et nécessitent un entretien continu.

Un échangeur de chaleur est utilisé pour préchauffer la solution dessiccante diluée qui passe vers le régénérateur en utilisant la solution chaude et concentrée qui quitte le régénérateur. Cet échangeur réduit à la fois l'utilisation de l'énergie thermique du régénérateur et les exigences de refroidissement de l'absorbeur.

Les solutions dessiccantes ont la particularité d'avoir un fort pouvoir hygroscopique et d'absorber les gaz polluants éliminant les micro-organismes vivants améliorant ainsi la qualité de l'air soufflé. [51].

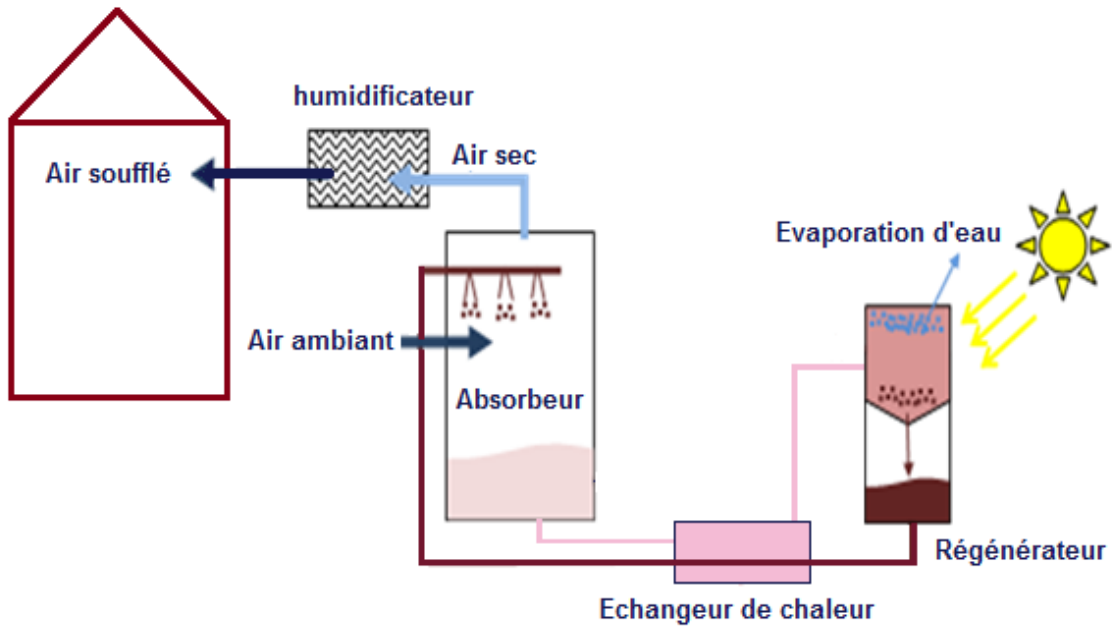


Figure 2.19 : Schéma du système à dessiccation liquide [52]

L'échangeur de chaleur entre l'air et la solution aqueuse, dans le système à dessiccation liquide, nécessite des échangeurs qui se caractérisent par une grande surface d'échange tout en ayant l'encombrement le plus faible et la perte de charge la plus minime possible. Les matériaux utilisés pour leur fabrication doivent supporter la corrosion puisque les solutions dessiccantes sont salines. Ils peuvent être en verre, en céramique, en cellulose ou en matériaux composites. Ils peuvent aussi être réalisés par un assemblage parallèle de plaques métalliques inoxydables. La solution est pulvérisée en haut pour s'écouler par gravité le long des plaques et le flux d'air passe entre les plaques pour assurer l'échange avec la solution qui ruisselle.

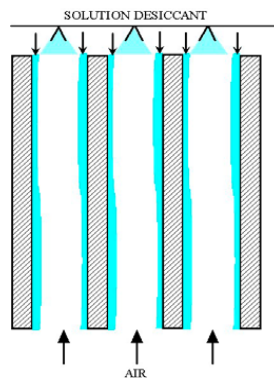


Figure 2.20 : Echangeur dessiccant à plaques [39]

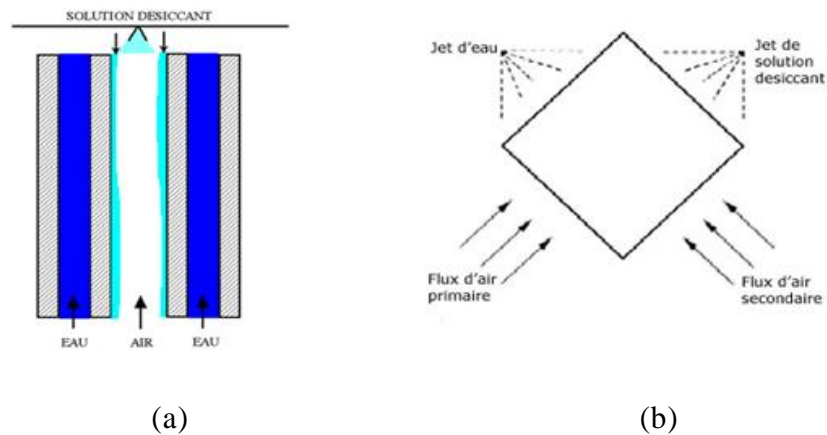


Figure 2.21 : Absorbeurs à plaques refroidis par (a) eau ; (b) flux d'air secondaire refroidi adiabatiquement [39]

La dessiccation liquide peut être efficace aussi dans le cas de l'hybridation avec un système à compression. Le flux d'air est déshumidifié et refroidi par dessiccation et la chaleur nécessaire pour la régénération peut être soutirée de la chaleur dégagée par le compresseur et le condenseur, seule ou en appoint avec de l'énergie solaire. La qualité de l'air intérieur est alors nettement améliorée, la taille des batteries froides est réduite et le gain énergétique est substantiel puisqu'il y a par conséquent réduction de la consommation d'électricité.

La dessiccation liquide est une technologie intéressante en raison de la facilité de jonction avec le cycle à compression où l'on peut séparer les charges latentes et sensibles. Ses composants sont intégrés et compacts, le système procure un découplage entre la déshumidification et la régénération, chaque échangeur peut être réalisé à part. Les performances du système peuvent être améliorées en refroidissant le processus par des batteries froides, la déshumidification peut être augmentée et l'échauffement de l'air de ventilation peut être limité.

Néanmoins, les systèmes à dessiccation liquide ne sont pas encore très développés comparés aux systèmes à dessiccation solides. La technologie des dessiccants liquides a besoin de devenir plus compacte et moins chère pour rivaliser avec les systèmes rotatifs.

2.6. Etat de l'art sur la technologie de refroidissement par dessiccation solide

L'origine de la technologie de refroidissement par déshumidification dessiccante est le système ouvert de climatisation décrit pour la première fois par Carl Munters (1922) utilisant l'air ambiant à la place du gaz d'hydrogène inerte dans les anciennes unités de réfrigération de Platen-Munters [53]. Ce cycle ouvert a suscité un intérêt considérable dans le monde entier et de nombreux projets de recherche ont été consacrés au développement de tels systèmes dits «dessiccant cooling systems».

La roue déshydratante ou dessiccatrice au gel de silice fut inventée en 1933 par Miller Fonda [54] et le concept de refroidissement par dessiccation, ou dessiccant cooling, a été introduit en premier par Hausen (1935) [55], celui-ci a utilisé des matériaux dessiccants solides qui étaient régénérés périodiquement pour déshumidifier l'air dans les processus de climatisation. Les équipements à base de matériaux dessiccants ont été largement utilisés pour des applications industrielles depuis les années 1930 et commerciales depuis les années 1980 [55].

Le domaine de recherche dans la technologie de refroidissement solaire par dessiccation n'a cessé de produire jusqu'à ce jour. Des études de simulation et des travaux expérimentaux ont été effectués pour évaluer le potentiel de refroidissement des systèmes fonctionnant avec une roue de dessiccation. Cette roue, étant l'organe le plus important et le plus complexe, a été modélisée moyennant plusieurs approches dans un objectif de calcul de ses performances.

On présente tout d'abord, dans ce qui suit, certains travaux de recherche concernant, les études expérimentales et de simulation, qui ont été menés sur les systèmes de refroidissement solaire par dessiccation tout entier. Ensuite, on passera en revue les études proposées pour modéliser la roue de dessiccation.

2.6.1. Etat de l'art sur les systèmes de refroidissement solaires par dessiccation solide

Les travaux concernant le fonctionnement du système global ont été étudiés par : MENDES et al. [56], qui ont suivi à Lisbonne au Portugal, une installation dessiccante installée depuis 1999 ayant comme capacité de froid 35 kW. Elle utilise le Chlorure de Lithium comme matériau dessiccant. Un suivi de l'installation sur trois années a été fait pour proposer des améliorations qui augmentent son efficacité du point de vue énergétique.

En fait, initialement, l'installation dessiccante comprenait, au lieu de l'humidificateur direct côté process, une pompe à chaleur dont le condenseur était placé à l'entrée de la roue dessiccante côté régénération. Comme le climat local est humide (l'humidité absolue dépasse 14g/kg air sec), un tel système a été proposé pour éviter des problèmes d'humidité relative à l'intérieur d'un local. Côté confort les conditions du local sont très satisfaisantes. Cependant côté performance énergétique, l'efficacité des capteurs est assez basse ainsi que le taux de couverture solaire (aux alentours de 25%). Ceci est dû au fait que la plupart de l'énergie de régénération est procurée par le condenseur de la pompe à chaleur obligeant ainsi l'installation solaire à fonctionner en mode de stockage ce qui augmente la température du ballon de stockage ainsi que la température du fluide entrant dans les capteurs.

JR. CAMARGO [57], qui présente un système de climatisation qui couple un équipement de déshumidification à dessiccation avec des refroidisseurs à évaporation directe et indirecte. Dans ce système se produit une déshumidification par adsorption dans un échangeur de chaleur rotatif à contre-courant suivi d'un refroidissement évaporatif de l'air par évaporation directe et indirecte. Certains paramètres de fonctionnement sont analysés tels que : la température de régénération, le rapport des débits d'air de régénération par l'air de process et les conditions thermodynamiques du débit d'air entrant.

L'auteur présente une application du système pour des caractéristiques climatiques différentes sur plusieurs villes tropicales et équatoriales du Brésil. Les résultats trouvés montrent que le minimum de température de bulbe sec obtenu est 18,2°C et le maximum 22,7°C. Bien que ces villes présentent des caractéristiques climatiques très différentes, la différence de température de soufflage est de seulement 4,5°C. La variation de l'humidité absolue est de 2% et la variation de la température est de 6%. Donc, pour les applications de refroidissement par évaporation, il est préférable de travailler avec une température de régénération minimum. L'analyse des résultats montre qu'une diminution du rapport des débits régénération / Process et de la température de régénération peut mener au point de fonctionnement optimal. L'analyse de l'état de l'air de process montre que le système est en mesure de fournir des conditions de confort thermique dans les climats humides, et qu'il peut être une alternative aux systèmes de climatisation conventionnels.

J. JALALZADEH [58], a travaillé sur un système de cogénération CHP (combined heat and power) installé dans un supermarché à Waldbaums à New York. Le système incorpore une micro-turbine de 60 kW pour la production d'énergie sur place et un échangeur de chaleur gaz-liquide pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement pour

le chauffage et la déshumidification de l'organe dessiccant, en fonction de la saison. Un compresseur à gaz est utilisé pour faire monter la pression du gaz naturel à la pression de fonctionnement de la micro turbine de la chambre à combustion. L'unité de traitement d'air incorpore une roue à dessiccation, un serpentin de refroidissement et une bobine de chauffage. Une solution de glycol quittant l'échangeur de chaleur à environ 82 ° C préchauffe l'air de régénération, qui est en outre chauffé par un brûleur à gaz à environ 135 ° C pour la régénération de la roue à dessiccation selon les besoins. Durant la saison de chauffage, le liquide chaud est distribué à travers la bobine de chauffage dans les locaux.

La performance du système de cogénération a été suivie pendant plus de 1 an. Basée sur le pouvoir calorifique supérieur du gaz naturel, l'efficacité globale du système de cogénération pourrait dépasser 50% lors des journées humides de l'été, comparée à l'efficacité électrique correspondant d'environ 21% à 23%. Des rendements plus élevés étaient signalés pour la saison de chauffage. Les résultats reflètent bien l'importance des technologies de conversion thermiques.

T. Vitte et al [59], ont travaillé sur le rafraîchissement solaire d'un bâtiment basse énergie (Mâcon, France). Le système étudié est composé d'une roue dessicatrice, un échangeur air-eau alimenté par capteurs solaires, un échangeur rotatif et deux humidificateurs adiabatiques. L'installation a été dimensionnée avec 10 m² de capteurs solaires sous vide, un taux de renouvellement d'air de 4 vol/h en fonctionnement et de 0,5 vol/h lorsque la température de régénération est inférieure à 50°C.

Le modèle adopté par l'auteur pour prédire le comportement de la roue dessicatrice est basé sur une analogie avec un échangeur de chaleur sensible de type rotatif. Les paramètres utilisés sont ceux fournies par le constructeur. Les paramètres de type physique tels que la chaleur de sorption, le coefficient d'échange global thermique ne sont pas utilisés. L'algorithme du modèle a été traduit en FORTRAN pour en faire un type utilisable sous TRNSYS. La validation du modèle a été faite à partir des données expérimentales.

Les résultats présentés pour une journée type, montrent que l'utilisation d'un tel système de rafraîchissement permet d'éviter la surchauffe dans une maison basse énergie avec de forts gains internes en chaleur sensible. Ainsi, la température intérieure ne dépasse pas 26,5°C et lorsque le système est à l'arrêt, elle est de 32°C. La température de l'air soufflé varie entre 19°C et 23°C.

L'auteur affirme qu'un système de rafraîchissement de ce type permet de réduire la température pour un bâtiment de construction classique et qu'une bonne conception d'un bâtiment basse énergie rend inutile l'utilisation d'un système de rafraîchissement actif.

K. HADDAD [60], montre que le système de refroidissement à dessiccation peut être efficacement utilisé pour diminuer les pics électriques et améliorer les conditions de confort dans les bâtiments résidentiels. De plus, l'énergie solaire peut être utilisée pour fournir une partie importante de l'énergie thermique auxiliaire nécessaire pour régénérer la roue dessiccatrice.

Des modèles de simulation détaillés ont été développés pour un système de climatisation conventionnel et un système de refroidissement évaporatif à dessiccation solide, avec ou sans énergie solaire. Ces modèles développés ont été utilisés pour évaluer le potentiel du système à dessiccation dans la diminution des pics électriques et dans l'amélioration du confort intérieur.

Ses résultats montrent que :

- Lorsque le système de refroidissement évaporatif à dessiccation est utilisé avec énergie solaire, il entraîne une réduction significative de la consommation électrique associée au froid résidentiel comparé au système conventionnel pour les régions à haut ou bas taux de chaleur sensible.
- Le système de refroidissement évaporatif à dessiccation a un potentiel significatif dans la réduction de l'inconfort causé par les hauts niveaux d'humidité internes qui a tendance à se produire dans les régions humides.
- L'utilisation de l'énergie solaire pour la régénération de la roue dessiccatrice peut fournir une partie importante de l'énergie thermique auxiliaire nécessaire.

Le système à dessiccation présenté dans l'étude peut être amélioré par l'utilisation de refroidisseurs par évaporation indirecte afin de réduire l'humidité emmagasinée par l'air de process. Ce système est mis à l'essai, des résultats expérimentaux préliminaires montrent qu'il est plus performant vis-à-vis des pics électriques et des conditions de confort.

B. OUAZIA [61], décrit les caractéristiques d'un prototype de refroidissement évaporatif à dessiccation. Les essais effectués sur le système et les résultats d'exploitation lui ont permis d'évaluer les performances en termes de contrôle de l'humidité et de l'efficacité énergétique. Le système DEC utilisé dans cette étude combine la déshumidification par dessiccation active avec le refroidissement par évaporation indirecte. La roue à dessiccation est contrôlée de façon indépendante à l'aide d'un hygromètre affichant

la température de bulbe humide de l'espace. Un thermostat est utilisé pour activer le refroidisseur à évaporation indirecte en cas de besoin de refroidissement de l'espace. Cet arrangement permet un conditionnement d'air qui met l'accent sur le contrôle de la température ainsi que la gestion de l'humidité de l'air conditionné.

Le système à dessiccation a démontré un meilleur contrôle de l'humidité relative tout au long de la période d'essai. Le système a prouvé qu'il était capable de réduire l'humidité à moins de 40% d'humidité relative.

En se basant sur les tests expérimentaux, un modèle de simulation a été utilisé pour produire des résultats en utilisant des données météorologiques réelles. Dans les zones humides simulées, le système à dessiccation devrait être plus efficace pour maintenir le niveau de confort que le système de conditionnement d'air conventionnel. Dans les zones sèches, l'utilisation du système déshydratant avec refroidisseur par évaporation indirecte peut potentiellement augmenter le nombre total d'heures d'inconfort.

M Khoukhi [62], a étudié la faisabilité de l'installation d'un système de refroidissement évaporatif à dessiccation dans des régions chaudes et humides. Le travail consiste en une modélisation sous TRNSYS de deux systèmes, l'un utilisant un humidificateur indirect (Indirect Evaporative Cooler: IEC) en amont du système à dessiccation de base et l'autre comporte les mêmes composants avec un humidificateur direct (Direct Evaporative Cooler: DEC) en aval. Les résultats de simulation obtenus ont été comparés avec les mesures expérimentales effectuées en laboratoire de l'université de TOHOKU - Japon.

Le système de base étudié se compose d'une roue dessicatrice, d'un système de chauffage pour la régénération et d'un échangeur rotatif. Pour la roue dessicatrice les valeurs de l'efficacité utilisées sont celles proposées par Banks sous environnement TRNSYS et le calcul de ses performances ainsi que celles de l'échangeur rotatif a été basé sur le manuel d'expérimentation du National Renewable Energy Laboratory (NREL). Les paramètres considérés pour l'évaluation des performances du système sont : le débit volumique, la température de régénération et la vitesse de rotation de la roue.

La combinaison du système à dessiccation de base avec un IEC et un DEC a permis une réduction significative de la température en maintenant l'humidité relative dans la zone de contrôle.

J. ANKIT et al. [63], avaient pour objectif, l'évaluation de la faisabilité du système actionné par énergie solaire. La régénération de la roue dessicatrice était assurée

par de l'air chaud provenant d'un capteur solaire, afin de réaliser une économie énergétique. Le matériau utilisé dans la roue était le gel de silice pour éliminer un taux d'humidité entre 4 et 10%, le graphe obtenu expérimentalement en traçant différents points est très similaire à la courbe standard sur la roue de dessiccation. Le système a été actionné à l'aide d'un capteur solaire à air remplaçant l'apport de chaleur électrique, ce qui a réduit la consommation électrique. L'énergie et le coût initial du système à dessiccation solide ont pu être réduits en comparaison avec ceux des systèmes de climatisation conventionnels. Un nombre suffisant d'expériences a été réalisé pour évaluer l'efficacité de la roue dessiccatrice remplie avec du silica gel. Des courbes de performance ont été tracées à l'aide des résultats expérimentaux trouvés et qui peuvent être utiles dans l'étude des roues déshydratantes avec un système de régénération à des températures entre 60 et 70°C.

Par la suite, Ankit [64], a fait ressortir dans une étude de review les principes des systèmes de refroidissement par dessiccation à travers des études de performances. La faisabilité et les avantages des économies d'énergie et de coûts dans différentes conditions climatiques ont été démontrés. Le système de refroidissement par dessiccation pourrait remplacer les systèmes de climatisation traditionnelle à compression de vapeur et les systèmes de refroidissement évaporatif.

HENNING et al [65], ont publié une étude comparative portant sur les trois technologies actuellement disponibles (absorption, adsorption et dessiccant cooling). Ces systèmes sont appliqués à un bâtiment de bureaux d'une surface de 400 m², avec la façade sud vitrée à 60%. Le bâtiment est climatisé à une température de consigne prédéfinie. Sans système solaire aucune technologie ne permet d'économiser de l'énergie primaire. De manière générale, il est à noter que les valeurs les plus basses sont obtenues avec un système de dessiccant cooling. Les consommations d'énergie primaires sont inférieures à la référence de 30 à 60%. De manière générale le dessiccant cooling conduit à une plus faible économie d'énergie que les autres technologies, mais le prix du kWh épargné est plus élevé, du fait des couts d'investissement plus faibles.

L'utilisation du refroidissement par dessiccation en Algérie ne dépasse pas les études théoriques :

Merabti et al. [66], ont mené une étude de simulation d'un système de refroidissement évaporatif à dessiccation à énergie solaire, permettant de réduire la consommation d'énergie dans le domaine du rafraîchissement de l'air. Les résultats

montrent que le système peut contrôler l'humidité et donc fournir des conditions de confort acceptables, confirmant qu'il est bien adapté aux zones côtières du pays.

Hatraf et al. [67], ont réalisé une étude pour montrer l'influence de différents paramètres comme le taux de déshumidification, la température de génération l'efficacité de l'échangeur rotatif et de l'humidificateur sur les performances d'un système à dessiccation solide en utilisant le logiciel TRNSYS. Les résultats montrent que le système peut être une alternative prometteuse aux systèmes de climatisation conventionnels pour les climats à forte charge latente. Les résultats ont montré également qu'un tel système a prouvé son efficacité pour diminuer la zone d'inconfort en réduisant la teneur en eau dans l'air.

Bennoui et al. [68], ont étudié et évalué les avantages économiques et environnementaux que procure l'intégration des solutions de conditionnement d'air solaire dans les bâtiments algériens. Deux systèmes de climatisations solaires ont été étudiés, le système de refroidissement solaire par absorption et le système de refroidissement solaire par dessiccation. L'étude a été réalisée sous trois climats différents du territoire algérien ; chaud et humide, chaud et modéré et chaud et sec. Pour la compatibilité climatique, les résultats ont montré que les systèmes à dessiccation sont plus efficaces sous des climats secs en prenant en considération la consommation d'énergie, alors qu'ils jouent également un rôle dans la déshumidification sous les climats humides.

Labed et al. [69], ont étudié la faisabilité des systèmes de refroidissement par dessiccation solaire dans le sud de l'Algérie. Une étude expérimentale a été menée sur des capteurs plans pour estimer la chaleur fournie dans le but de l'utiliser pour les applications de refroidissement par dessiccation solide. Les résultats de l'étude montrent que, la température atteinte par les capteurs dans une large bande de débit d'air peut satisfaire les besoins en énergie pour la régénération de la roue dessiccante.

2.6.2. Etat de l'art sur la modélisation de la roue de dessiccation

Par ailleurs, dans un objectif d'évaluation des performances des roues de dessiccation un grand nombre de modèles empiriques et analytiques ont été proposés :

Des modèles empiriques ont été proposés par BEHNE [70] et LINDHOLM [71] à partir des données du constructeur MUNTERS. Leurs modèles permettent d'estimer les performances pour différentes conditions de température et d'humidité en entrée de roue

côté process et côté régénération. Le modèle donne de très bons résultats quand il reste dans le domaine où la corrélation a été établie. Néanmoins Il ne reste validé que pour la roue qui a fait l'objet de l'étude.

BECCALI et al. [72] ont développé une corrélation sur un grand nombre de données expérimentales pour trois types d'adsorbant. A savoir le type I (Silica Gel microporeux), type II, (LicL) et type III (Silica Gel macroporeux). L'analyse des données expérimentales a montré que l'humidité relative et l'enthalpie peuvent être écrites à partir de corrélations linéaires.

NIA et al. [73] ont proposé une corrélation pour la température de sortie de la roue à dessiccation en fonction des conditions d'air à l'entrée et les caractéristiques de la roue. Ils ont comparé leurs résultats avec la simulation sans trouver une grande différence.

Le problème des modèles empiriques réside dans leur 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.

Les modèles analytiques, par contre, peuvent être résolus par discrétisation des équations caractérisant les phénomènes physiques (différences finies, éléments finis...) ou par un calcul analytique quand cela est possible. Ils permettent à partir de la géométrie d'une roue et des caractéristiques physiques de l'adsorbant et de corrélations judicieusement choisies, de prévoir un point de fonctionnement.

MACLAINE-CROSS et al. [74] ont développé un programme en fortran, utilisant une procédure analogue à la méthode de Runge-Kutta d'ordre 2. Le modèle a été optimisé afin de diminuer le temps de calcul. Une méthode numérique avec un schéma de discrétisation implicite a été développée par SIMONSON, 1997. Ils ont considéré le transfert par conduction et une répartition de la chaleur de changement de phase entre la matrice et l'air. Ils ont estimé à 5% la part de l'énergie de changement de phase qui a été fournie à l'air pour une roue recouverte d'un tamis moléculaire. Les méthodes numériques requièrent en général un temps de calcul considérable pour déterminer un point de fonctionnement.

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. MACLAINE-CROSS et al. [74] ont utilisé la méthode des caractéristiques pour ramener le système d'équations différentielles hyperboliques couplées des roues à dessiccation à un système d'équations différentielles non couplées décrivant le comportement de nouvelles

variables indépendantes. Les équations décrivant chacune des deux nouvelles variables sont analogues aux équations de transfert de chaleur dans un échangeur rotatif non hygroscopique dont les performances peuvent être facilement calculées à partir de la solution de KAYS [75]. L'enthalpie et l'humidité, de l'air et de la matrice, sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentiels caractéristiques, associés à des rapports de chaleur massique 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.

Les méthodes par analogie permettent une meilleure compréhension des processus de transfert de chaleur et de masse. Elles facilitent le dimensionnement et le développement des roues parce que la prédiction de leurs performances est fondée sur des paramètres et relations analogues aux échangeurs rotatifs bien connus (efficacité et nombre d'unités de transfert). Elles requièrent moins de temps de simulation où peuvent être utilisées pour du calcul analytique à partir de diagrammes de dimensionnement.

BARLOW [76] a résolu les équations différentielles des roues à dessiccation d'une manière heuristique. La roue a été discrétisée dans la direction axiale conformément aux méthodes numériques traditionnelles. Chaque noeud axial a été traité comme un système à contre-courant entre l'air et l'« écoulement » de la matrice lesquels échangent chaleur et masse. La solution d'efficacité pour l'échangeur à contre-courant est utilisée dans chaque nœud pour calculer un transfert de masse isotherme puis calculer le transfert de chaleur.

SCHULTZ et MITCHELL [77] ont montré que le modèle de BARLOW donne des résultats proches d'un modèle aux différences finies bien qu'il néglige le couplage local des transferts de masse et de chaleur qui se produisent dans le dessiccant. Par ailleurs, le modèle de BARLOW s'avère plus long en temps de calcul qu'un modèle aux différences finies.

P. STABAT [78] a développé un modèle polyvalent appelé FINUT. Il prend en considération le fonctionnement à débit d'air variable, à différentes conditions de l'air en entrée et à différentes températures de régénération. Basé sur la méthode par analogie avec un échangeur de chaleur sensible de type rotatif. L'enthalpie et l'humidité de l'air de la matrice sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentiels caractéristiques. Ce modèle surpasse les autres en ce qui concerne la rapidité, la polyvalence, et la facilité de paramétrage. Sa précision est également satisfaisante.

2.7. Problématique et Objectif des travaux

S'inscrivant dans une vision de protection de l'environnement, de développement durable et de limite de la dérive des consommations d'énergie due à la climatisation, il existe plusieurs moyens d'action, dont l'optimisation de la conception architecturale et le recours aux systèmes de rafraîchissement passifs ou à faible consommation d'énergie.

Le concept de rafraîchissement évaporatif à dessiccation (Dessicant Evaporative Cooling : DEC) qui fait partie des systèmes de rafraîchissement à faible consommation d'énergie, s'avère bien utile pour maintenir le confort intérieur. Couplé à l'énergie solaire, le système constitue une alternative fiable et éprouvée puisque pour son fonctionnement il nécessitera une quantité d'énergie électrique relativement dérisoire pour actionner des ventilateurs et des pompes de circulation. Ces systèmes permettent de s'affranchir de l'utilisation des compresseurs frigorifiques et des fluides frigorigènes, ils peuvent donc représenter une alternative prometteuse.

L'objectif de notre travail est L'étude et la réalisation d'un système de rafraîchissement solaire à dessiccation solide, le prototype réalisé permettra de réduire les consommations électriques en utilisant l'énergie solaire propre et gratuite. Nous procédons au cours de notre étude à une modélisation du système dans le but d'une évaluation de ses performances. La simulation se fait à des conditions climatiques réelles du site de Bou Ismail - Tipaza comme climat méditerranéen côtier se caractérisant par des températures chaudes et des humidités relatives assez hautes en été. L'étude effectuée permettra d'évaluer son l'applicabilité ainsi que l'intérêt de la technique en fonction des conditions climatiques Algériennes.

Après un dimensionnement du système, nous avons procédé à la réalisation de l'installation expérimentale de refroidissement évaporatif solaire à dessiccation solide. Enfin des tests expérimentaux ont été effectués pour la caractérisation du fonctionnement de la roue de dessiccation.

2.8. Conclusion

L'état actuel de la technologie de refroidissement solaire à dessiccation solide a été présenté dans ce chapitre. Cette alternative très prometteuse peut faire éviter les inconvénients des technologies à compression de vapeur conventionnelles et intervient dans l'amélioration de la qualité de l'air intérieur.

Il en ressort de l'état de l'art dans le domaine du refroidissement solaire par dessiccation solide que les développements en cours exploitent différentes configurations bien que le cycle de Pennington reste le plus répandu. Les autres cycles sont plus dédiés aux climats spécifiques à forte humidité relative. Plusieurs études sur la faisabilité et la performance de ce cycle couplé au solaire ont été mentionnées. Le phénomène d'adsorption des matériaux dessiccants a été traité pour faire le choix du Silica gel dans la suite des travaux.

Les études de simulation effectuées en Algérie pour l'évaluation des systèmes de refroidissement solaire à dessiccation solide se sont révélées satisfaisantes quant aux avantages économiques et environnementaux procurés par leur intégration comme solutions de climatisation.

Après avoir présenté le contexte général de l'étude, nous nous limiterons à la technologie de refroidissement solaire à dessiccation solide dans la suite des travaux. Dans le chapitre suivant, nous allons effectuer une étude détaillée de la modélisation des composants de l'installation à dessiccation solide ainsi que ceux de l'installation solaire destinée à alimenter le système en énergie thermique.

CHAPITRE 3

MODELISATION DES ECHANGES DE CHALEUR ET DE MASSE DANS L'INSTALLATION DE CLIMATISATION SOLAIRE A DESSICATION

3.1. Introduction

Nous présentons dans ce chapitre, le modèle développé pour étudier le fonctionnement de l'installation dessicante couplée à l'énergie solaire. La configuration du cycle à dessiccation choisie est celle de Pennington utilisée particulièrement dans les climats tempérés. Les modèles correspondant à l'ensemble des composants d'une installation dessicante présentés précédemment sont décrits ici. Ces modèles doivent répondre aux exigences de représentativité des composants, de simplicité de paramétrage, de rapidité de calcul et de la précision requise pour des applications de calcul de consommation des bâtiments climatisés et pour les calculs saisonniers en vue d'évaluer la faisabilité du système et de son potentiel.

La roue de dessiccation, organe maître du système, est modélisée après analyse des différentes approches utilisées pour étudier les phénomènes de transfert de masse et de chaleur dans celle-ci. On présentera en détails le modèle qui sera utilisé au cours de ce chapitre. Les autres composants de l'installation dessicante, notamment l'humidificateur, l'échangeur rotatif, le ventilateur et la batterie de régénération ainsi que ceux de l'installation solaire comprenant les capteurs solaires et le ballon de stockage, sont aussi modélisées. Tous les modèles seront enfin regroupés dans un environnement de simulation. On explicite ainsi dans ce chapitre les bases sur lesquelles reposent les simulations dans les chapitres ultérieurs.

3. 2. Principe de fonctionnement

Le système fonctionne sur deux veines d'air séparées et non communicantes. La première veine qui fait rentrer l'air extérieur par aspiration est appelée veine de process. L'air subira un traitement sur les différents organes durant son passage avant d'être soufflé dans l'espace à rafraîchir. La seconde veine reprend l'air vicié de cet espace et le conduit à l'extérieur en subissant également un autre traitement dans le but de régénérer la roue dessicante. L'installation comprend deux ventilateurs, une roue déshydratante, un

échangeur rotatif non hygroscopique, deux humidificateurs et une batterie de chauffage alimentée par un champ de capteurs solaires plans.

La figure 3.1 illustre les étapes parcourues par l'air durant son cheminement sur les deux veines de process et régénération. Etapes décrites dans ce qui suit :

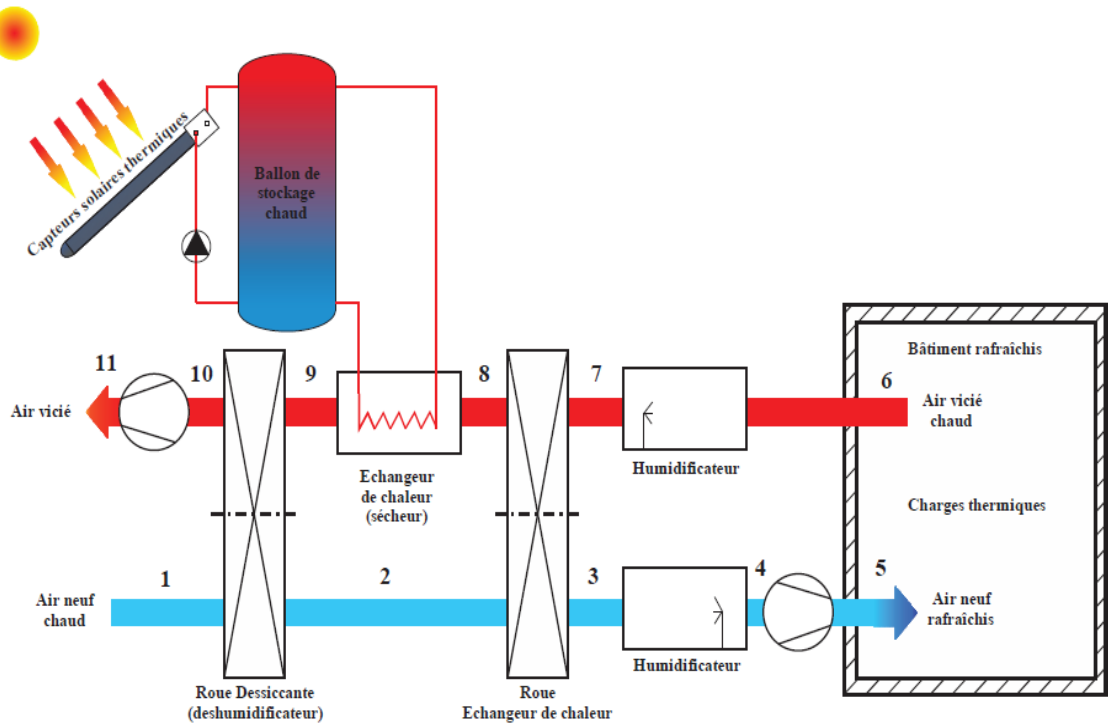


Figure 3.1 : Vue schématique d'un système à dessiccation solide

Air soufflé dans l'habitat : Processus de 1 à 5

- De 1 vers 2, l'air extérieur passe dans l'organe déshumidificateur qui est la roue dessiccatrice.
- De 2 vers 3, l'air sort de la roue à l'état sec et voit sa température augmenter. Il subit un premier refroidissement dans l'échangeur thermique rotatif. L'air se retrouve à une température proche de la température extérieure, mais très sec.
- De 3 vers 4, le refroidissement évaporatif dans l'humidificateur, permet d'abaisser la température de l'air.
- De 4 vers 5, l'air frais, est introduit dans l'espace à rafraîchir par le moyen du ventilateur ayant une température et une humidité inférieures aux conditions exigées.

Air extrait de l'habitat : Processus de 6 à 11

- Au point 6, l'air se trouvant dans l'espace à rafraichir ayant une température inférieure à la température ambiante est repris dans la veine de régénération.
- De 6 vers 7, il subit un refroidissement évaporatif après passage par l'humidificateur. Sa température diminue encore pour pouvoir refroidir l'échangeur thermique.
- De 7 vers 8, après passage dans l'échangeur rotatif, l'échange thermique permettra de refroidir ce dernier pour poursuivre le refroidissement de l'air dans la veine de process et par conséquent de chauffer l'air de la veine de régénération.
- De 8 vers 9, l'air est chauffé dans une batterie chaude, qui est un échangeur air-eau relié à des capteurs solaires pour assurer la régénération de la roue dessiccante.
- De 9 vers 10, après passage de l'air chaud dans la roue, le matériau dessiccant libère l'humidité absorbée et renouvelle sa capacité de sorption pour reprendre le processus de sorption à nouveau.
- De 10 vers 11, l'air est rejeté vers l'extérieur.

3.3. Modélisation du système à dessiccation

L'objectif dans ce qui suit est d'étudier le fonctionnement de la centrale de dessiccation solaire mise en fonctionnement pour rafraîchir un local. Nous procédons dans un premier lieu à la modélisation du système à dessiccation. Il s'agit d'un système fonctionnant en cycle ouvert, nous détaillerons la méthode utilisée pour chaque composant qui rentre en jeu pour pouvoir évaluer de manière satisfaisante le fonctionnement du système. Le système solaire dont le rôle est de fournir de l'énergie thermique au système à dessiccation sera modélisé au paragraphe suivant.

3.3.1. Modélisation de la roue à dessiccation :

- La modélisation de la roue à dessiccation, composant le plus important, a pour but d'obtenir les conditions moyennes d'air de process à sa sortie, (Température T_{aps} et humidité spécifique w_{aps}) en tenant compte des points suivants :
- Les conditions de l'air à l'entrée de la roue (T_{ape} et w_{ape}) définies par le fichier météo ;
- Les caractéristiques de la roue utilisée (profondeur, diamètre, vitesse de rotation...);
- Les conditions de l'air de régénération (T_{are} et w_{are}) ;
- Le débit d'air de process et de régénération (\dot{m}_{ap} et \dot{m}_{ar})

3.3.1.1. Les équations fondamentales des échanges de chaleur et de masse :

La modélisation de la roue a été faite à partir du bilan thermique et massique d'un petit élément de volume de la roue dans un secteur angulaire $d\alpha$ pour un régime supposé établi. Un canal élémentaire de longueur L est représenté (Figure 3.2) moyennant les hypothèses suivantes [78] :

1. La conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale (z) (direction de l'écoulement de l'air) sont négligeables ;
2. La diffusion moléculaire et la capillarité dans le matériau dessicant sont négligeables dans la direction axiale (z) ;
3. Il n'y a pas de gradient de température et d'humidité dans la direction radiale (r) de la matrice, c'est à dire $T = T(z, \alpha)$ et $w = w(z, \alpha)$ sont indépendants de r ;
4. La sorption est supposée sans hystérésis. En d'autres termes, les relations d'équilibre sont les mêmes pour l'adsorption et la désorption (les deux opérations s'effectuent de la même manière, l'une s'oppose à l'autre) ;
5. La chute de pression dans la roue ne modifie pas significativement les grandeurs de l'air humide ;
6. Les conditions de l'air sont spatialement uniformes en entrée de roue (process et régénération) ;
7. Les canaux ont tous la même géométrie ;
8. Les propriétés thermo-physiques de la matrice, de l'air et de l'eau sont constantes ;
9. Le régime est supposé établi.

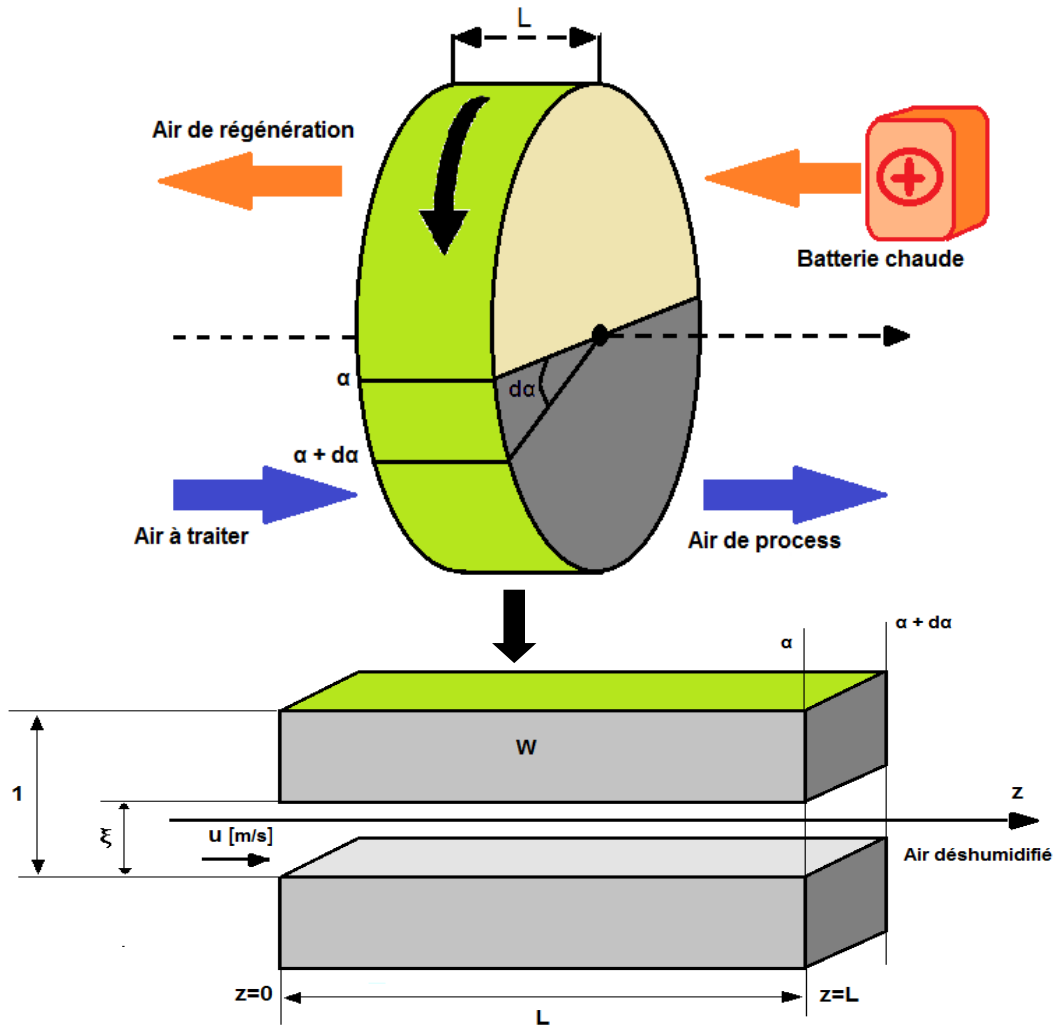


Figure 3.2 : Représentation schématique d'un canal élémentaire de la roue

Equation de conservation de masse

L'équation de conservation de masse exprime l'égalité entre la masse d'eau adsorbée par le dessiccant par unité de temps et la masse d'eau perdue par la masse d'air lors de son passage dans la roue par unité de temps [23] :

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

Avec :

M_d : masse du dessiccant, [kg]

W : vapeur d'eau dans le dessiccant [$\text{kg}_{\text{ve}} / \text{kg}_{\text{dess}}$]

V : volume de la roue [m^3]

ξ : fraction du vide [-]

v_a : volume spécifique de l'air [$\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$]

w_a : humidité spécifique de l'air [$\text{kg}_{\text{ve}}/\text{kg}_{\text{as}}$]

u : vitesse de l'air [m/s]

L'équation (3.1) peut être réduite en posant :

$$x = \frac{z}{L} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{\dot{m}_a t}{M_d}$$

L est la longueur de la roue [m]

et \dot{m}_a le débit d'air massique [kg/s]

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + \frac{V\xi}{v_a M_d} \left(\frac{\partial w_a}{\partial \tau} + \left(\frac{u M_d}{L \dot{m}_a} \right) \frac{\partial w_a}{\partial x} \right) = 0$$

Soit $\frac{V\xi}{v_a M_d} = \Gamma$ le rapport des masses, l'équation devient donc :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + \Gamma \left(\frac{\partial w_a}{\partial \tau} + \left(\frac{u M_d}{L \dot{m}_a} \right) \frac{\partial w_a}{\partial x} \right) = 0$$

Le débit massique de l'air est donné par

$$\dot{m}_a = \xi S \rho_a u$$

Avec S surface de la roue [m^2]

Nous le retrouvons dans le produit $\frac{V\xi}{v_a M_d} \left(\frac{u M_d}{L \dot{m}_a} \right)$

$$\frac{V\xi}{v_a M_d} \left(\frac{u M_d}{L \dot{m}_a} \right) = \frac{V\xi u}{v_a L \dot{m}_a}$$

$$\frac{V\xi}{v_a M_d} \left(\frac{u M_d}{L \dot{m}_a} \right) = \frac{S\xi u}{v_a \dot{m}_a} = \frac{S\xi \rho_a u}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a} = 1$$

L'équation (3.1) peut donc être réduite sous la forme

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

Equation de transfert de masse

L'équation de transfert de masse entre l'air humide et le dessiccant s'écrit comme suit

$$M_d \frac{\partial w}{\partial t} = h_m \cdot S(w_a - w_{eq}) \quad (3.3)$$

h_m est le coefficient de transfert massique caractéristique du dessiccant dans la roue [kg/m²s]

w_{eq} est l'humidité spécifique de l'air en équilibre avec le matériau dessiccant

Nous l'écrivons sous la forme réduite comme pour l'équation de conservation de la masse

On pose $\tau = \frac{\dot{m}_a t}{M_d}$

Nous aurons ainsi

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} = \frac{h_m \cdot S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq}) \quad (3.4)$$

Equation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie, exprime l'égalité entre l'enthalpie gagnée (ou perdue) par le dessiccant et par l'air passant dans le canal par unité de temps [23].

$$M_d \frac{\partial h_d}{\partial t} + \frac{1}{v_a} V \xi \left(\frac{\partial h_a}{\partial t} + u \frac{\partial h_a}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.5)$$

Avec :

h_d Enthalpie spécifique du matériau dessiccant [J/ kg]

h_a Enthalpie spécifique de l'air [J/ kg]

En la réduisant comme pour les équations précédentes on obtient :

$$\dot{m}_a \frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \frac{\dot{m}_a}{v_a M_d} V \xi \left(\frac{\partial h_a}{\partial \tau} + u \frac{M_d}{L \dot{m}_a} \frac{\partial h_a}{\partial x} \right) = 0$$

Nous aurons ainsi

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0 \quad (3.6)$$

Equation de transfert d'énergie

L'équation de transfert d'énergie entre l'air et le matériau dessiccant s'écrit comme suit :

$$M_d \frac{\partial h_d}{\partial t} = h_m S (w_a - w_{eq}) (h_{fg} + c_{pv} T_a) + h_c S (T_a - T_d) \quad (3.7)$$

T_a Température de l'air [°C]

T_d Température du matériau dessiccant [°C]

h_{fg} Chaleur latente de vaporisation de l'eau [J/kg]

h_c Coefficient d'échange convectif [W / K.m²]

c_{pv} Chaleur spécifique de la vapeur d'eau [J/kg.K]

L'équation peut être réduite en posant :

$$x = \frac{z}{L} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{\dot{m}_a t}{M_d}$$

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq}) (h_{fg} + c_{pv} T_a) + \frac{h_c S}{\dot{m}_a} (T_a - T_d) \quad (3.8)$$

Cette équation s'écrit aussi de la manière suivante :

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

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} \left[(w_a - w_{eq}) (h_{fg} + c_{pv} T_a) + c_p L_e (T_a - T_d) \right]$$

Avec L_e le nombre de Lewis qui représente le rapport entre l'échange thermique et l'échange massique. En moyennant ce nombre est égal à 1, nous pouvons regrouper les transferts thermiques et massiques.

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} \left[[w_a (h_{fg} + c_{pv} T_a) + c_p T_a] - [w_{eq} (h_{fg} + c_{pv} T_a) + c_p T_d] \right]$$

Nous aurons ainsi :

$$\frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (h_a - h_{eq}) \quad (3.9)$$

Avec :

$$h_a = c_p T_a + w_a (h_{fg} + c_{pv} T_a) \quad (3.10)$$

$$h_{eq} = c_p T_d + w_{eq} (h_{fg} + c_{pv} T_d) \quad (3.11)$$

h_a est l'enthalpie de l'air à la température T_a et à l'humidité spécifique w_a

h_{eq} est l'enthalpie de l'air à la température du dessiccant T_d et à l'humidité spécifique w_{eq}

Nous avons ainsi un système d'équations différentielles hyperboliques couplées.

$$(1) \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial W}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial w_a}{\partial \tau} + \frac{\partial w_a}{\partial x} = 0 \quad (3.2) \\ \frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (w_a - w_{eq}) \quad (3.4) \\ \frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0 \quad (3.6) \\ \frac{\partial h_d}{\partial \tau} = \frac{h_m S}{\dot{m}_a} (h_a - h_{eq}) \quad (3.9) \end{array} \right.$$

Plusieurs modèles ont été développés en littérature pour les résoudre et calculer les conditions de sortie de la roue pour permettre de simuler son fonctionnement.

3.3.1.2. Modèle de résolution du système

Une grande variété de méthodes ont été développées pour la résolution des équations gouvernant les roues à dessiccation. On distingue parmi les approches de modélisation existantes en littérature (voir Chapitre II – État de l'art), des modèles empiriques et d'autres analytiques. Les modèles empiriques se basent sur des résultats expérimentaux spécifiques à des constructeurs particuliers. Les modèles analytiques se caractérisent par la résolution numérique des équations aux dérivées partielles, ou par les modèles par analogie (transformation du système d'équations en système que l'on sait résoudre). Dans la pratique, les modèles utilisés sont le plus souvent l'aboutissement d'un compromis entre ces deux approches.

Le choix du modèle à utiliser dans la suite de notre travail doit, cependant, répondre aux critères suivants :

Facilité de paramétrage :

Les données disponibles issues de catalogues constructeurs se limitent le plus souvent à des graphiques accompagnés d'informations sur les débits d'air et les dimensions de la roue et le nom du matériau adsorbant employé. Les courbes de performance sont données pour une à trois températures de régénération et pour un seul débit d'air. La vitesse de rotation, la masse de dessiccant, les isothermes et la chaleur de sorption du matériau adsorbant sont des données généralement non indiquées.

Rapidité de calcul :

Un calcul de consommation temporelle long requiert de faire appel au modèle de composant un grand nombre de fois en prenant une hypothèse favorable d'un calcul au pas de temps adéquat. La simulation des bâtiments et de leurs systèmes de chauffage et de climatisation reste un projet lourd qui prend un grand temps de calcul. Celui-ci doit être limité autant que possible.

Représentativité du modèle :

Le modèle doit être polyvalent, c'est à dire qu'il doit permettre de modéliser les différents modes de fonctionnement de la roue à dessiccation. Les principaux modes identifiés sont le fonctionnement à débit d'air variable, à différentes conditions de l'air en entrée, à différentes températures de régénération. D'autres paramètres tels que la vitesse de rotation, l'épaisseur de la roue, la fraction de débit de régénération by-passé peuvent être intéressants à étudier. Ces paramètres rentrent dans un objectif d'optimisation de l'équipement en phase de développement et peuvent toutefois servir à améliorer les stratégies de contrôle des installations de conditionnement d'air. Par ailleurs, le modèle doit être valable pour l'ensemble des roues existantes sur le marché.

Précision :

Le modèle doit être suffisamment précis dans toute la plage de fonctionnement de la roue pour limiter les incertitudes sur le calcul des consommations.

Compte tenu de ces critères, notre choix s'est porté sur un modèle basé sur la méthode par analogie.

En général, les méthodes de résolution numériques des équations aux dérivés partielles, comme les modèles des différences finies (MACLAINE-CROSS) [74] et des volumes finis (SPHAIER) [79] prennent un temps de calcul considérable dans la résolution des systèmes d'équations. Les méthodes par analogie, quant à elles requièrent moins de temps de simulation dans la prédiction des performances des

roues de dessiccation car elles sont fondées sur des paramètres et relations analogues aux échangeurs rotatifs bien connus. Ce modèle surpasse, par conséquent, les autres en ce qui concerne la rapidité, la polyvalence, et la facilité de paramétrage. Sa précision est également satisfaisante [39, 45, 78].

L'approche utilisée prend en considération le fonctionnement à différentes conditions de l'air en entrée et à différentes températures de régénération. L'enthalpie et l'humidité de l'air de la matrice sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentielles caractéristiques F_1 et F_2 .

3.3.1.3. Reformulation des équations du système

La méthode des caractéristiques est utilisée pour se ramener à des équations non couplées. On transforme donc le système (1) en un système d'équations d'ondes non couplées par l'introduction de fonctions potentielles au lieu des enthalpies et humidités spécifiques.

La méthode consiste à trouver des multiplicateurs au système (1) pour le convertir en un ensemble d'équations indépendantes qui peuvent être résolues séparément.

On considère le cas idéal (la méthode sera étendue par la suite au cas non idéal). Il y a équilibre thermodynamique entre la matrice du dessiccant et l'air. $T_d = T_a = T$ et $w_{eq} = w_a = w$

Reprenons les équations (3.2) et (3.6)

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

$$\left(\frac{\partial W}{\partial T}\right)_w \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial W}{\partial w}\right)_T \frac{\partial w}{\partial \tau} + \Gamma \left[\left(\frac{\partial w_a}{\partial T}\right)_w \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial w_a}{\partial w}\right)_T \frac{\partial w}{\partial \tau}\right] + \left(\frac{\partial w_a}{\partial T}\right)_w \frac{\partial T}{\partial x} + \left(\frac{\partial w_a}{\partial w}\right)_T \frac{\partial w}{\partial x} = 0$$

$$\left(\frac{\partial W}{\partial T}\right)_w \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial W}{\partial w}\right)_T + \Gamma \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.12)$$

De même :

$$(3.6) \rightarrow \frac{\partial h_d}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0$$

$$\left(\frac{\partial h_d}{\partial T}\right)_w \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial W}{\partial w}\right)_T \frac{\partial w}{\partial \tau} + \Gamma \left[\left(\frac{\partial h_a}{\partial T}\right)_w \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial h_a}{\partial w}\right)_T \frac{\partial w}{\partial \tau}\right] + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0$$

$$\left(\frac{\partial h_d}{\partial T}\Big|_w + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial T}\Big|_w\right) \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial h_d}{\partial w}\Big|_T + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial w}\Big|_T\right) \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial h_d}{\partial T}\Big|_w \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial h_a}{\partial w}\Big|_T \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.13)$$

On pose pour la suite :

$$\text{Pour caractériser l'air : } \alpha_h = -\frac{\partial T}{\partial w}\Big|_h$$

$$\text{Pour caractériser les isothermes de l'adsorbant : } \alpha_w = -\frac{\partial T}{\partial w}\Big|_w, \quad \mathcal{V} = -\frac{\partial T}{\partial w}\Big|_w$$

$$\text{et } \beta = -\frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} = -\frac{\partial w}{\partial w}\Big|_T$$

Et pour caractériser la chaleur de sorption et la chaleur sensible du matériau dessiccant

$$\lambda = 1 - \frac{\frac{\partial h_d}{\partial w}\Big|_T}{\frac{\partial h_a}{\partial w}\Big|_T} \quad \sigma = \frac{\frac{\partial h_d}{\partial T}\Big|_w}{\frac{\partial h_a}{\partial T}\Big|_w}$$

En remplaçant dans l'équation (3.10), on trouve :

$$\left(-\frac{1}{\mathcal{V}}\right) \frac{\partial T}{\partial \tau} + (\beta + \Gamma) \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.14)$$

En divisant l'équation (3.11) par $\frac{\partial h}{\partial T}\Big|_w$

et sachant que

$$\alpha_h = -\frac{\partial T}{\partial w}\Big|_h = \frac{\partial h}{\partial w}\Big|_T \cdot \frac{\partial T}{\partial h}\Big|_w$$

On trouve :

$$\left(\sigma + (1 - \lambda) \left(\frac{-1}{\mathcal{V}}\right) \alpha_h + \Gamma\right) \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left(\alpha_h(\lambda - 1) \frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} + \alpha_h \Gamma\right) \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} + \alpha_h \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.15)$$

On cherche à trouver des solutions α_i qui regroupent les paramètres $\alpha_h, \alpha_w, \mathcal{V}, \sigma, \beta$ caractérisant l'air et le matériau dessiccant.

En multipliant l'équation (3.14) par $(\alpha_i - \alpha_h)$ et en ajoutant l'équation (3.15), il vient :

$$\left(\frac{\alpha_i - \alpha_h}{\mathcal{V}} + \sigma + (1 - \lambda) \left(\frac{-1}{\mathcal{V}}\right) \alpha_h + \Gamma\right) \frac{\partial T}{\partial \tau} + \left[(\alpha_i - \alpha_h) \left(\frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} + \Gamma\right) - \alpha_h(\lambda - 1) \frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} + \alpha_h \Gamma\right] \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} + \alpha_i \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.16)$$

qui peut se mettre sous la forme :

$$\kappa_i \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + \alpha_i \frac{\partial w}{\partial \tau} \right) + \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \alpha_i \frac{\partial w}{\partial x} \right) = 0 \quad (3.17)$$

Avec
$$\kappa_i = -\frac{\alpha_i - \lambda \alpha_h}{\mathcal{V}} + \sigma + \Gamma$$

Pour vérifier l'équation (3.17), il faut que $\kappa_i \alpha_i$ soit identique au facteur du deuxième terme de l'équation (3.16)

$$\kappa_i \alpha_i = (\alpha_i - \alpha_h) \left(\frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} + \Gamma \right) - \alpha_h (\lambda - 1) \frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} + \alpha_h \Gamma$$

Et donc

$$\kappa_i \alpha_i - \alpha_i \left(-\frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} + \Gamma \right) - \alpha_h \lambda \frac{\alpha_w}{\mathcal{V}} = 0$$

En remplaçant κ_i par son expression $\kappa_i = -\frac{\alpha_i - \lambda \alpha_h}{\mathcal{V}} + \sigma + \Gamma$ on trouve une équation du second degré en fonction des α_i :

$$\alpha_i^2 - (\lambda \alpha_h + \sigma \mathcal{V} + \alpha_w) \alpha_i + \alpha_h \lambda \alpha_w = 0$$

L'équation admet deux racines :

$$\alpha_i = \frac{1}{2} \left[(\lambda \alpha_h + \sigma \mathcal{V} + \alpha_w) \pm \sqrt{(\lambda \alpha_h + \sigma \mathcal{V} + \alpha_w)^2 - 4 \lambda \alpha_w \alpha_h} \right]$$

Les α_i sont des solutions du polynôme caractéristique.

Ainsi pour chaque α_i , il existe une fonction F_i satisfaisant l'équation suivante [71,80]

$$\frac{\partial F_i}{\partial w} \Big|_T = \alpha_i \frac{\partial F_i}{\partial T} \Big|_w \text{ Pour } i = (1, 2) \quad (3.18)$$

Les fonctions F_i sont appelées potentiels caractéristiques

En multipliant l'équation (3.17) par $\frac{\partial F_i}{\partial T_a} \Big|_{w_a}$ on aura :

$$\kappa_i \frac{\partial F_i}{\partial \tau} + \frac{\partial F_i}{\partial x} = 0 \quad i = (1, 2) \quad (3.19)$$

Les équations (3.18) et (3.19) définissent les équations caractéristiques équivalentes aux équations (3.2) et (3.6).

De l'équation (3.16) on tire $\alpha_i = -\frac{\partial T}{\partial w}\Big|_{F_i} \quad i = (1, 2)$

Ou alors $\alpha_1 = -\frac{\partial T_a}{\partial w_a}\Big|_{F_1}$ et $\alpha_2 = -\frac{\partial T_a}{\partial w_a}\Big|_{F_2}$

$$\begin{cases} \alpha_1 \cdot dw_a + dT_a = 0 & \text{(a)} \\ \alpha_2 \cdot dw_a + dT_a = 0 & \text{(b)} \end{cases} \quad (3.20)$$

Première fonction potentielle F_1

La première fonction potentielle est associée à la racine positive α_1 . On cherche à l'exprimer par rapport à l'enthalpie. Pour cela, on dérive h_a par rapport à T_a et w_a :

$$(3.10) \rightarrow h_a = c_p T_a + w_a (h_{fg} + c_{pv} T_a)$$

$$dT_a = \frac{1}{c_{pa} + w_a c_{pv}} dh_a - \alpha_h dw_a$$

En remplaçant dans (3.20) (a) :

$$(\alpha_1 - \alpha_h)(c_{pa} + w_a c_{pv})dw_a + dh_a = 0 \quad (3.21)$$

Le facteur $(\alpha_1 - \alpha_h)(c_{pa} + w_a c_{pv})$ variant beaucoup dans le domaine de l'étude [78], l'intégration de l'équation n'est pas évidente. **On peut approximer la première fonction potentielle par une isenthalpe.**

$$F_1 = h_a = c_{pa} T_a + w_a (h_{fg} + c_{pv} T_a) \quad (3.22)$$

Deuxième fonction potentielle F_2

La deuxième fonction potentielle est celle qui est associée à la racine négative α_2 . On cherche à faire apparaître l'humidité relative. Pour cela, on dérive Φ_a par rapport à T_a et w_a :

$$\Phi_a = \Phi(T_a, w_a) = \frac{P_v}{P_{sat}}$$

On utilise la corrélation de [81] qui s'adapte correctement à l'ensemble des corrélations relatives au silica-gel (sachant que cette approximation n'est pas valable pour des humidités relatives faibles) [78]

$$\Phi_a = \Phi(T_a, w_a) = C_1 w_a + C_2 w_a^2 \quad (3.23)$$

C_1 et C_2 Coefficients caractérisant l'isotherme de sorption

Avec [81]

$$50 \leq C_1 \leq 250 \quad \text{et} \quad C_2 = 592 - 2,8 \times C_1$$

$$dT_a = \frac{v}{\sqrt{C_1^2 + 4 \cdot \Phi_a \cdot C_2}} d\Phi_a - \alpha_w dw_a$$

En remplaçant dans (3.20) (b), **la deuxième fonction potentielle** s'écrit alors :

$$\alpha_2 \cdot dw_a + \frac{v}{\sqrt{C_1^2 + 4 \cdot \Phi_a \cdot C_2}} d\Phi_a - \alpha_w dw_a = 0$$

Et donc :

$$d\Phi_a - \left(\frac{\alpha_2}{v} + \beta \right) \sqrt{C_1^2 + 4 \cdot \Phi_a \cdot C_2} \cdot dw_a = 0 \quad (3.24)$$

Le facteur $\left(\frac{\alpha_2}{v} + \beta \right) \sqrt{C_1^2 + 4 \cdot \Phi_a \cdot C_2}$ varie beaucoup dans le domaine d'étude, on peut approximer alors **la seconde iso-potentielle** à **une iso-humidité relative**.

A partir de résultats expérimentaux, en cherchant à minimiser l'erreur obtenue, la deuxième fonction potentielle est exprimée par [23, 78, 80] :

$$F_2 = \frac{(T_a)^{1,5}}{6360} + 1,1 \cdot w_a^{0,08} \quad (3.25)$$

3.3.1.4. Détermination des paramètres caractéristiques de la roue

Dans le diagramme de l'air humide, la fonction iso-potentielle F_1 est assez proche d'une courbe isenthalpe passant par les conditions de l'air à l'entrée de la section de soufflage. La deuxième fonction iso-potentielle F_2 est quant à elle assimilable à une courbe iso-humidité relative passant par les conditions d'entrée de la section de régénération.

La pente de la première courbe est déterminée à partir d'un point nominal (ou point de fonctionnement) dont on connaît les sorties expérimentalement. Le cas idéal où l'air atteint les températures et humidité spécifique à l'équilibre de la matrice, correspond à l'intersection de ces deux courbes caractéristiques, point noté **eq** (figure 3.3). Le point

d'entrée de la veine de process est noté **pe**, le point de sortie de cette veine **px** et le point d'entrée de la veine de régénération **re**. Les courbes en pointillés correspondent aux isenthalpes et aux iso-humidités relatives, elles sont reportées pour indication.

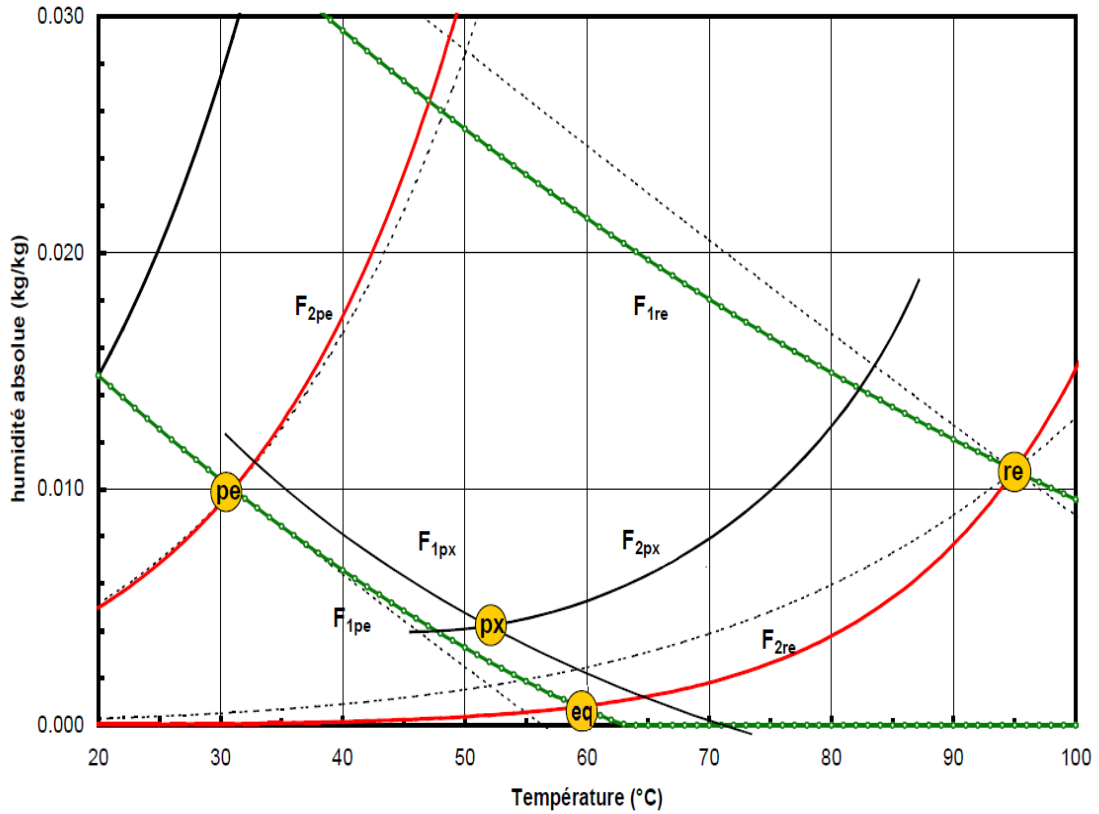


Figure 3.3 : Evolution de l'air traversant la roue dans le diagramme de l'air [78].

Dans le cas réel, les points de sortie de la roue tendent vers les points idéaux avec une certaine efficacité qui dépend des coefficients d'échange de la roue. Ainsi à partir du point nominal on détermine la pente de la première courbe caractéristique qui dépend de la température et de l'humidité de l'air en entrée de la roue ainsi que des propriétés intrinsèques du dessiccant et de l'air :

On exprime la droite caractéristique de la façon suivante :

$$w = \text{pente} \cdot T + b \tag{3.26}$$

La pente est calculée comme suit

$$\text{pente} = \frac{w_{aps} - w_{ape}}{T_{aps} - T_{ape}} \tag{3.27}$$

La deuxième courbe caractéristique correspond à une iso-humidité relative et est déterminée à partir du point d'entrée du côté de la régénération.

Pour déterminer le point idéal correspondant au cas où l'air atteint la température et l'humidité spécifique à l'équilibre du dessiccant (T_{eq} , w_{eq}), on cherche le point de croisement des deux courbes caractéristiques.

Après avoir calculé les coordonnées du point d'équilibre (T_{eq} , w_{eq}), on calcule les conductances thermique et massique au point nominal UA_t^{nom} et UA_m^{nom} .

Les conductances thermique et massique s'expriment respectivement en fonction des nombres d'unité de transfert thermique et massique NUT_t , NUT_w .

$$NUT_t = \frac{UA_t}{\dot{m}_p c_{pa}} = \frac{h_c \cdot S}{\dot{m}_p c_{pa}} \quad (3.28)$$

$$NUT_w = \frac{UA_m}{\dot{m}_p} = \frac{h_m \cdot S}{\dot{m}_p} \quad (3.29)$$

Avec

c_{pa} : Chaleur massique de l'air [J/kg K]

\dot{m}_p : Débit massique de l'air de process [kg / s]

h_m : Coefficient de transfert massique du dessiccant [kg/ m²s]

h_c : Coefficient d'échange convectif [W / K.m²]

S : Surface de la roue [m²]

Les points de sortie de la roue (T_{aps} , w_{aps}), sont reliés aux points idéaux (T_{eq} , w_{eq}) et aux points d'entrée (T_{ape} , w_{ape}) avec une relation qui dépend des coefficients d'échange de la roue [45].

$$\frac{T_{aps} - T_{eq}}{T_{ape} - T_{eq}} = e^{-NUT_t} \quad (3.30)$$

$$\frac{w_{aps} - w_{eq}}{w_{ape} - w_{eq}} = e^{-NUT_w} \quad (3.31)$$

On calcule les conductances UA_t et UA_m du côté du process à partir des conductances déterminées au point nominal UA_t^{nom} et UA_m^{nom} . Elles sont exprimées par :

$$UA_t = UA_t^{nom} \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p^{nom}} \right)^{0.8} \quad (3.32)$$

$$UA_m = UA_m^{nom} \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p^{nom}} \right)^{0.8} \quad (3.33)$$

On détermine ensuite le point de sortie idéal du côté process à partir des courbes caractéristiques. On trouve alors le point de sortie du côté process à partir des équations

(3.30) et (3.31). Les caractéristiques de l’air de régénération en sortie sont déduites des bilans massiques et thermiques sur la roue :

$$\dot{m}_r(w_{ars} - w_{are}) = \dot{m}_p(w_{aps} - w_{ape}) \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_r(h_{ars} - h_{are}) = \dot{m}_p(h_{aps} - h_{ape}) \quad (3.35)$$

3.3.1.5. Validation du modèle avec les données constructeur

Le modèle a été comparé aux résultats fournis par le logiciel du constructeur de roues dessiccatrices KLINGENBURG (figure 3.4). L’écart entre le modèle et les données du constructeur en température et en humidité spécifique de sortie de la roue est de $\pm 10\%$. Il y a donc une similitude qui vérifie la validité du modèle. Les résultats sont représentés sur les graphes suivants (figure 3.5 et figure 3.6).

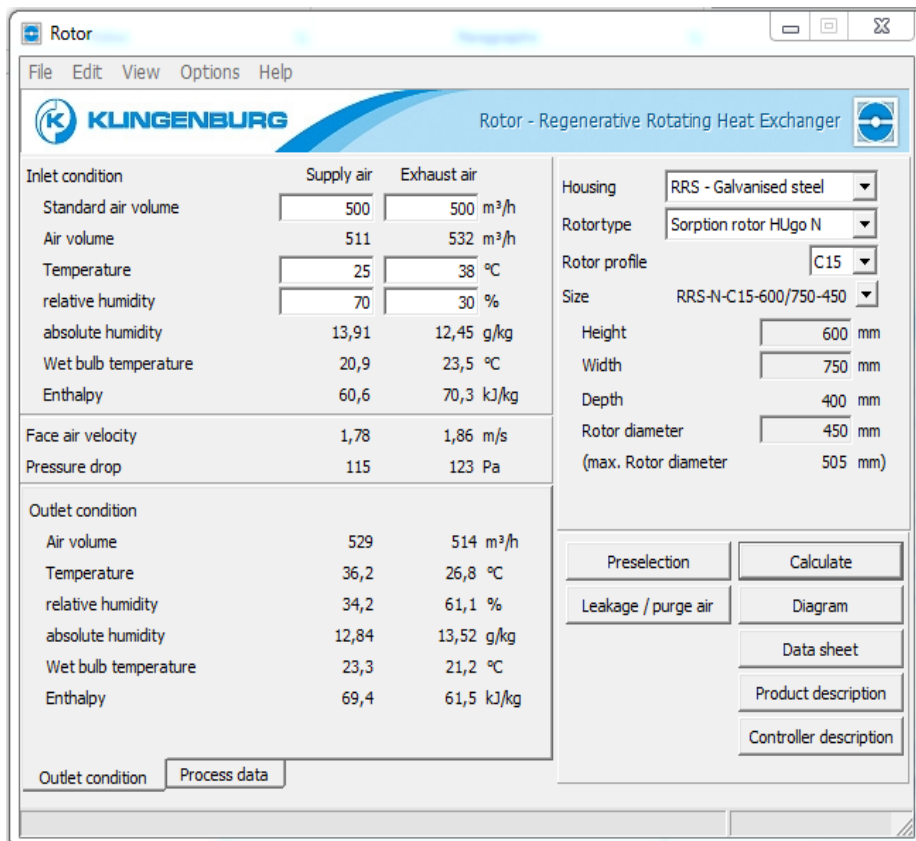


Figure 3.4 : Logiciel de calcul du constructeur KLINGENBURG[82]

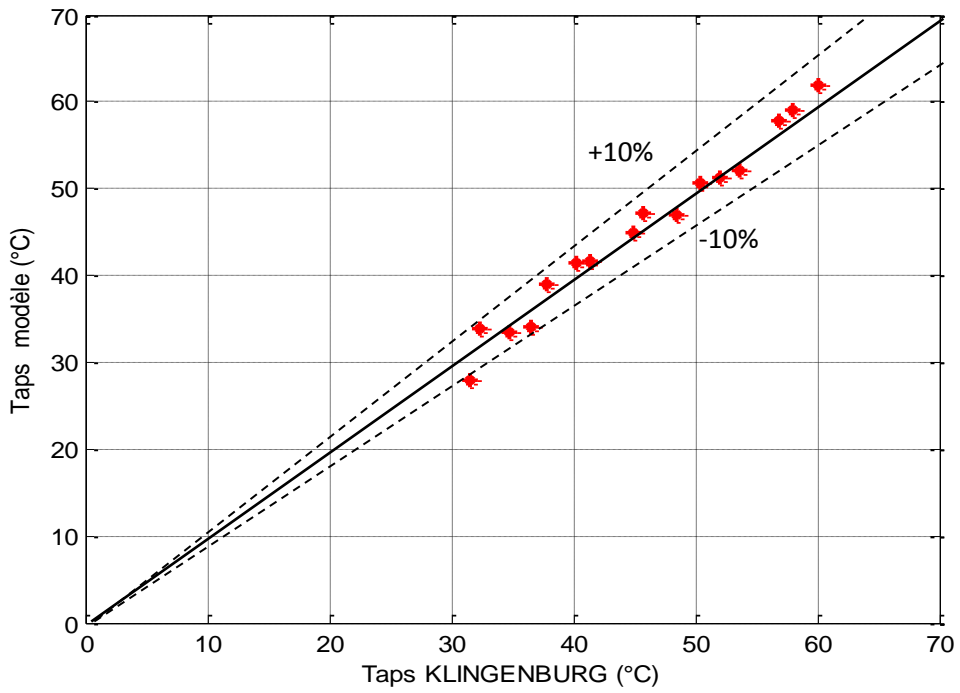


Figure3.5 : Comparaison des résultats du modèle avec ceux du constructeur KLINGENBURG pour la température de sortie de la roue

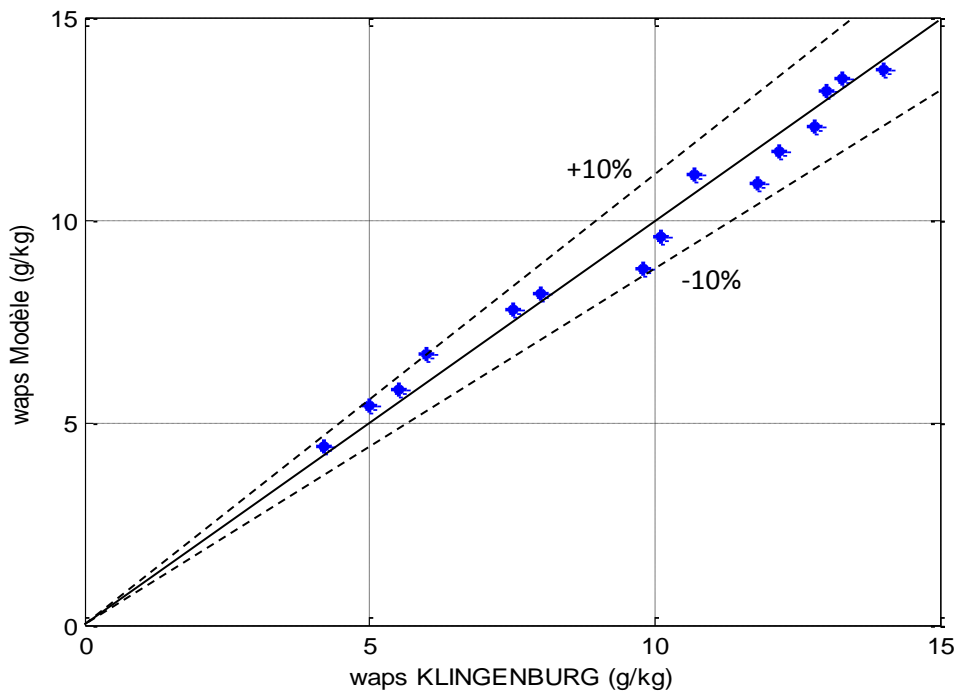


Figure3.6 : Comparaison des résultats du modèle avec ceux du constructeur KLINGENBURG pour l'humidité spécifique de sortie de la roue

3.3.2. Modélisation de l'échangeur de chaleur rotatif :

Un échangeur rotatif non hygroscopique est une roue contenant une matrice en aluminium ayant une structure en nid d'abeille qui tourne à une vitesse de 5 à 10 tr/mn. Deux flux d'air de sens opposés passent à travers cette roue produisant un échange sensible entre eux. Sa configuration 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.

Les humidités absolues dans l'échangeur rotatif non hygroscopique ne changent pas de part et d'autre (côtés air neuf : soufflage et air repris : régénération). Il n'y a donc que le transfert sensible (transfert de chaleur ou énergie).

Les équations qui gouvernent le transfert thermique dans un échangeur rotatif sensible sont tirées à partir des équations (3.6) et (3.8) :

$$c_{pm} \frac{\partial T_m}{\partial \tau} + \Gamma c_{pah} \frac{\partial T_a}{\partial \tau} + c_{pah} \frac{\partial T_a}{\partial x} = 0 \quad (3.36)$$

$$c_{pm} \frac{\partial T_m}{\partial \tau} = \frac{h_c S}{\dot{m}_a} (T_a - T_m) \quad (3.37)$$

Avec

T_m Température de la matrice accumulatrice [°C]

c_{pm} Capacité calorifique massique de la matrice accumulatrice [J/ kg.K]

c_{pah} Capacité calorifique massique de l'air humide [J/ kg.K]

En négligeant la variation de la température d'air suivant la normale à l'axe devant sa variation suivant l'axe, on obtient :

$$\frac{\partial T_a}{\partial x} = NUT_T (T_m - T_a) \quad (3.38)$$

Avec $NUT_T = \frac{h_c S}{\dot{m}_a \cdot c_{pah}}$ le nombre d'unité de transfert thermique

$$\frac{\partial T_m}{\partial \theta} = \frac{NUT_T}{C_r^*} (T_a - T_m) \quad (3.39)$$

C_r^* : Rapport du débit capacitif de la matrice accumulatrice sur le débit capacitif minimum de l'air humide [-]

$$C_r^* = \frac{M.N.c_{pm}}{\dot{m}_a \cdot c_{pah}}$$

Avec

M : Masse de la matrice accumulatrice [kg]

N : Vitesse de rotation de l'échangeur rotatif [tr/s]

$\theta = \frac{t}{T_{ro}}$, où T_{ro} est la période de rotation de l'échangeur rotatif [s]

Les équations (3.38) et (3.39) doivent être écrites dans les deux veines de l'échangeur. KAYS [75] a montré que l'échangeur rotatif non hygroscopique à contre-courant pouvait être facilement corrélé par une formule semi-empirique faisant intervenir les relations NUT- Epsilon des échangeurs à contre-courant et un paramètre rendant compte de l'influence de la matrice :

$$\varepsilon \approx \varepsilon_{cc} \left[1 - \frac{1}{9.(C_r^*)^{1.93}} \right] \quad (3.40)$$

Où :

ε est l'efficacité de l'échangeur rotatif

$\varepsilon_{cc} (NUT_0, C^*)$ est l'efficacité de l'échangeur à contre-courant de nombre d'unités de transfert, NUT_0 et de rapport des débits capacitifs, C^* .

$$NUT_0 = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{(h_c \cdot A)_n} + \frac{1}{(h_c \cdot A)_r} \right]^{-1} \quad (3.41)$$

Les indices n et r représentant respectivement la veine d'air neuf et à la veine d'air repris.

$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ est le rapport des débits capacitifs entre l'air neuf et l'air repris.

Et comme il a été précisé plus haut, C_r^* est le rapport du débit capacitif de la matrice accumulatrice sur le débit capacitif minimum de l'air humide [-]

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}}, \quad C_r^* = \frac{M.N.c_{pm}}{\dot{m}_a \cdot c_{pah}} = \frac{M.N.c_{pm}}{C_{min}}$$

C_r^* étant fonction de la vitesse de rotation N de l'échangeur rotatif, augmenter la vitesse implique donc une augmentation de C_r^* , et de ce fait l'efficacité de la roue se rapproche de celle d'un échangeur à contre-courant.

3. 3.2.1. Calcul des coefficients d'échange

Les caractéristiques de l'échangeur rotatif sont déterminées à partir d'un point de fonctionnement nominal, à exposant 'nom', en appliquant la relation du nombre d'unités de transfert et de l'efficacité, NUT-Efficacité (NUT- ε).

Ayant l'efficacité à ce point nominal, on détermine les coefficients d'échange coté air neuf et air repris. On prend pour cela $C^* = 1$ (le débit capacitif d'air neuf est égal au débit capacitif d'air repris).

Pour un échangeur à contre-courant, on peut écrire [83]: $NUT_0 = \frac{\varepsilon_{cc}}{1-\varepsilon_{cc}}$

En exprimant l'efficacité par son expression à l'aide de la relation (3.40) on peut calculer le nombre d'unités de transfert NUT_0 .

D'autre part on peut écrire :

$$NUT_0 = \frac{\varepsilon \cdot \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (C_r^*)^{1.93}}\right]^{-1}}{1 - \varepsilon \cdot \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (C_r^*)^{1.93}}\right]^{-1}} \quad (3.42)$$

Le coefficient d'échange convectif h_c est supposé identique dans les deux veines d'air (air neuf et air repris) puisque les débits capacitifs sont les mêmes.

On écrit alors :

$$NUT_0 = \frac{h_c \cdot A}{C_{min}} (f(1 - f)) \quad (3.43)$$

Avec A la surface d'échange totale de la roue (coté air neuf + coté air repris) et f la fraction de la roue en contact avec l'air repris.

Le coefficient d'échange peut alors être écrit comme suit :

$$h_c \cdot A = \frac{C_{min}}{f(1-f)} NUT_0 \quad (3.44)$$

Exprimé pour un point de fonctionnement nominal :

$$h_c^{nom} \cdot A = \frac{C_{min}}{f(1-f)} NUT_0^{nom} \quad (3.45)$$

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

$$UA_n^{nom} = h_c^{nom} \cdot A \cdot (1 - f) \quad (3.46)$$

$$UA_r^{nom} = h_c^{nom} \cdot A \cdot f \quad (3.47)$$

Pour le calcul des coefficients d'échange non nominaux, il va falloir déterminer le nombre d'unités de transfert dans des conditions non nominales. Or les canaux où passe l'air peuvent être assimilés à des tubes et la corrélation de DITTUS-BOELTER peut être utilisée [84] :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3.48)$$

Nu étant le nombre adimensionnel de Nusselt. $Nu = \frac{d_i \cdot h}{\lambda_a}$

Re le nombre adimensionnel de Reynolds $Re = \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot d}{n \cdot f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \mu}$

Pr le nombre de Prandtl $Pr = \frac{\mu \cdot (Cp_a + w \cdot Cp_v)}{\lambda}$

Le débit intervient seulement dans l'expression du nombre de Reynolds, avec n le nombre total de tubes. En changeant donc de débit, on obtient les coefficients d'échange suivants pour des caractéristiques de fonctionnement d'un point donné à partir d'un point nominal [78] :

$$UA_n = UA_n^{nom} \frac{(\dot{m}_n)^{0,8}}{(\dot{m}_n^{nom})^{0,8}} \quad (3.49)$$

$$UA_r = UA_r^{nom} \frac{(\dot{m}_r)^{0,8}}{(\dot{m}_r^{nom})^{0,8}} \quad (3.50)$$

3. 3.2.2. Calcul des performances de l'échangeur rotatif

L'efficacité de l'échangeur, sa température à la sortie ainsi que sa puissance totale échangée sont déterminées dans ce qui suit.

A partir de l'équation (3.41) on en déduit le nombre d'unité de transfert non nominal :

$$NUT_0 = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{UA_n} + \frac{1}{UA_r} \right]^{-1} \quad (3.51)$$

Et à partir des formules NUT- ε [83] on détermine l'efficacité de l'échangeur rotatif :

Pour $C^* < 1$

$$\varepsilon_{cc} = \frac{1 - \exp[-NUT_0 \cdot (1 - C^*)]}{1 - C^* \cdot \exp[-NUT_0 \cdot (1 - C^*)]} \quad (3.52)$$

Et pour $C^* = 1$

$$\varepsilon_{cc} = \frac{NUT_0}{1 + NUT_0} \quad (3.53)$$

L'efficacité de l'échangeur rotatif est ainsi déterminée en remplaçant par l'équation (3.40)

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT_0 \cdot (1 - C^*)]}{1 - C^* \cdot \exp[-NUT_0 \cdot (1 - C^*)]} \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (C_r^*)^{1.93}} \right] \text{ Pour } C^* < 1 \quad (3.54)$$

$$\varepsilon = \frac{NUT_0}{1 + NUT_0} \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (C_r^*)^{1.93}} \right] \text{ Pour } C^* = 1 \quad (3.55)$$

Enfin, les températures de l'air neuf en sortie de l'échangeur rotatif T_{ans} sont calculées à partir de l'équation suivante en fonction des températures de l'air neuf en entrée T_{ane} et des températures de l'air repris T_{are} :

$$\varepsilon = \frac{C_{an}}{C_{min}} \frac{[T_{ans} - T_{ane}]}{[T_{are} - T_{ane}]} \quad (3.56)$$

La puissance totale échangée est déterminée à partir de la relation suivante :

$$\dot{Q}_{tot} = C_{an}(T_{ane} - T_{ans}) \quad (3.57)$$

3. 3. 3. Modélisation des humidificateurs :

Le rafraîchissement par évaporation est généralement défini comme un procédé de saturation incomplet. L'eau s'évapore dans l'air et de ce fait abaisse sa température et augmente son humidité spécifique. L'abaissement de température de l'air correspond à la quantité de chaleur absorbée par l'eau sous forme de chaleur latente de vaporisation. Le processus d'humidification se passe à température humide constante. Sa performance se définit par le rapport entre la quantité de chaleur cédée par l'air et la quantité maximum de chaleur que peut céder l'air. C'est aussi le rapport des différences entre la température d'entrée et la température de sortie, par la température d'entrée et la température humide.

$$\varepsilon_{hum} = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{humide}} \quad (3.58)$$

Connaissant la température humide d'entrée, il est possible de connaître toutes les autres variables de l'air à la sortie de l'humidificateur. La consommation d'eau se calcule comme suit (pour un système sans pertes) :

$$Q_{eau} = \frac{\dot{m}_a (w_s - w_e)}{1 - \eta_{dec}} \quad (3.59)$$

3. 3. 4. Modélisation des ventilateurs :

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

$$P_{vent} = \frac{\Delta P \cdot \dot{q}_v}{\varepsilon_{tot}} \quad (3.60)$$

Avec :

P_{vent} : Puissance du ventilateur [W]

ΔP : Chute de pression à contrer [Pa]

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

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{vent,1} \cdot \varepsilon_{vent,2}$$

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

$$\Delta T = \frac{\Delta P \cdot \dot{q}_v}{1000 \cdot \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (\varepsilon_{tot} / \varepsilon_{vent,2})} \quad (3.61)$$

3. 3. 5. Modélisation de la batterie de régénération :

L'air de régénération doit avoir l'énergie nécessaire pour régénérer la roue à dessiccation, pour cela nous le chauffons dans une batterie de régénération avant son entrée dans la roue dessiccante. Cette batterie est un échangeur de chaleur à courants croisés air-eau (figure 3.7). L'eau chaude provient des capteurs solaires destinés à approvisionner l'installation en énergie.

La méthode NUT-efficacité (NUT- ε) [83] qui utilise la corrélation de l'efficacité d'un échangeur à courants croisés non mixés est utilisée pour modéliser la batterie de régénération. La procédure est identique à celle de l'échangeur rotatif.

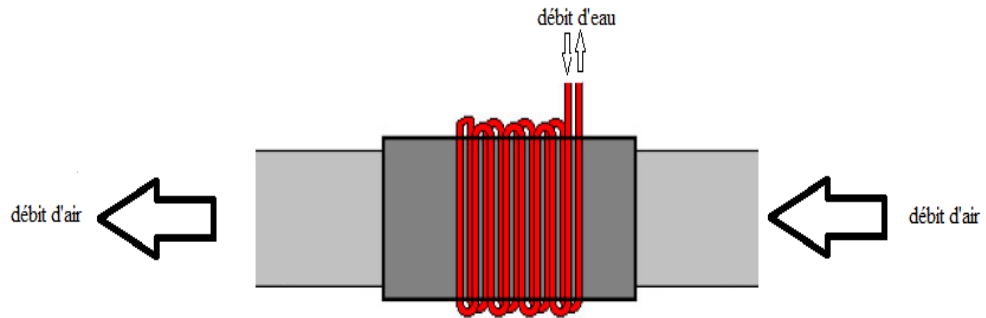


Figure 3.7 : Schéma de la batterie de régénération

Sachant que $C^* = 1$ (le débit capacitif d'air neuf $C_{an} = C_{ar}$ est égal au débit capacitif d'air repris). L'expression de l'efficacité est donnée par l'équation (3.56) :

$$\varepsilon = \frac{C_{ar}}{C_{min}} \left[\frac{T_{eech} - T_{sech}}{T_{eech} - T_{ear}} \right]$$

La puissance totale échangée est déterminée à partir de la relation suivante :

$$\dot{Q}_{tot} = C_{ar}(T_{sar} - T_{ear}) \quad (3.62)$$

Avec

C_{ar} Débit capacitif de l'air repris passant par la batterie de régénération

C_{min} Débit capacitif minimum de l'air repris passant par la batterie de régénération

T_{eech} Température d'entrée de l'eau chaude dans la batterie de régénération

T_{sech} Température de sortie de l'eau chaude dans la batterie de régénération

T_{ear} Température d'entrée de l'air repris dans la batterie de régénération

T_{sar} Température de sortie de l'air repris dans la batterie de régénération

3. 4. Modélisation de l’installation solaire

3. 4.1. Modélisation des capteurs solaires

L’alimentation de la batterie de régénération est assurée par un champ de captation de capteurs plans à eau. Il est important de connaître le nombre nécessaire de capteurs pour alimenter la batterie, nous allons présenter la modélisation de ces capteurs afin de déterminer la surface nécessaire qui assure l’alimentation de la batterie de régénération. La modélisation est basée sur le bilan d’énergie sur un capteur solaire plan. Pour procéder à la modélisation des capteurs plans on suppose que :

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

Un capteur solaire plan est un système thermodynamique ouvert (figure 3.8) entretenant des échanges thermiques avec l’environnement et traversé par un flux massique. En régime permanent, un bilan d’énergie sur un volume de contrôle représenté par les limites du capteur permet d’écrire (modèle de Hottel, Woertz et Bliss dit modèle HWB) :

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p \quad (3.63)$$

Avec :

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

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

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

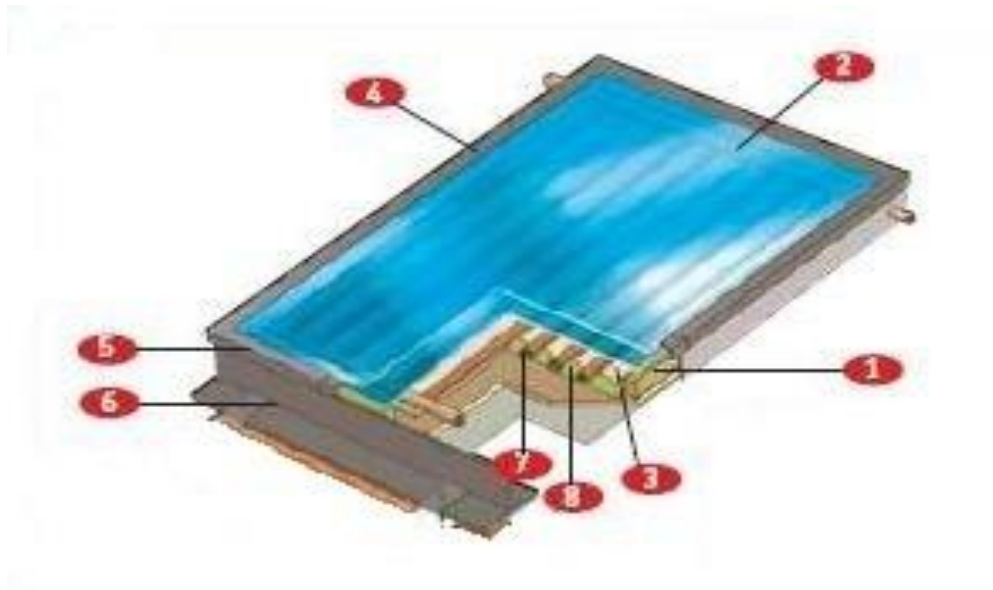


Figure 3.8 : Vue éclatée d'un capteur solaire plan

Avec :

- 1- Coffre 2- Vitrage 3- Absorbeur 4- joint 5- boîtier extérieur
6- Support 7- Tubes en cuivre 8- Isolant

Les pertes globales sont données par [85] :

$$\dot{Q}_p = A_c U_g (T_p - T_a) \quad (3.64)$$

Avec :

A_c : La surface de capteur

T_p : La température de la plaque

T_a : La température ambiante

U_g : Coefficient des pertes globales

Nous avons aussi [85] :

$$\dot{Q}_u = A [Fr(\tau\alpha)_e I_g - Fr U_g (T_e - T_a)] \quad (3.65)$$

Avec :

A : La surface de captation

I_g : L'éclairement global reçu par le capteur

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

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

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

$$\eta = Fr(\tau\alpha)_e - Fr U_g \frac{T_e - T_a}{I_g} \quad (3.66)$$

Ou encore [85] :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A I_g} \quad (3.67)$$

3. 4. 2. Modélisation du ballon de stockage

La chaleur gagnée dans les capteurs solaires est transférée au ballon de stockage à travers un serpentin. Comme le serpentin traverse tout le ballon de haut en bas, et tous les échanges se font à travers ce serpentin (figure 3.9), un modèle de ballon à température uniforme a été utilisé.

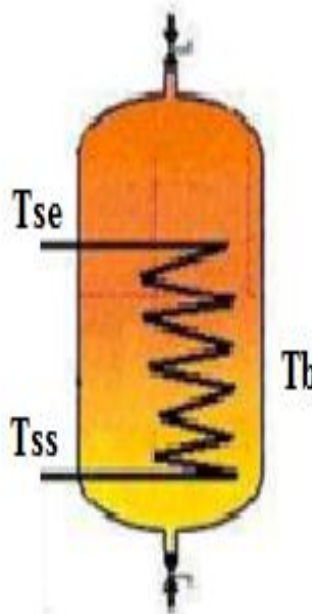


Figure 3.9 Schéma du ballon de stockage

Les équations du modèle sont les suivantes :

$$Q = m_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{se} - T_{ss}) \quad (3.68)$$

$$Q = \delta \cdot h_{glob} \cdot (T_m - T_b) \quad (3.69)$$

$$T_m = \frac{(T_{se} + T_{ss})}{2} \quad (3.70)$$

$$Q = \delta \cdot M_b \cdot c_{pe} \cdot \left(\frac{dT_b}{dt} + K \cdot (T_b - T_a) \right) \quad (3.71)$$

$\delta = \pm 1$ selon la direction de l'eau dans le serpentin.

K : facteur de perte de température.

T_b étant la température moyenne du ballon, les indices se et ss réfèrent à l'entrée et à la sortie du serpentin.

T_a étant la température de l'air ambiant.

Nous avons ainsi terminé d'exposer les modèles utilisés dans le but de simuler le fonctionnement de l'installation globale de refroidissement solaire à desiccation solide. Nous disposons donc des équations relatives au modèle de chaque composant et nécessaires pour procéder à leur implémentation en MATLAB. Cette modélisation globale nous permettra de caractériser le fonctionnement de la centrale dessiccante pour la climatisation d'un bâtiment.

3.5. Coefficient de performances du système :

La performance du système est évaluée en calculant les coefficients de performance électrique et thermique instantanés. Le coefficient de performance électrique est donné par la relation suivante [45]:

$$COP_{elec} = \frac{\dot{m}(h_{ext} - h_s)}{Q_f} \quad (3.72)$$

h_{ext} : enthalpie extérieure

h_s : enthalpie de l'air soufflé

Q_f : chaleur et travail fournis au système

Q_f englobe la chaleur fournie pour chauffer l'air de régénération et la puissance électrique fournie aux humidificateurs, aux moteurs qui font tourner la roue dessiccatrice et l'échangeur rotatif et aux ventilateurs. La chaleur fournie pour chauffer l'air de régénération est supposée gratuite puisqu'elle est fournie par une installation solaire.

Le COP thermique est donné par la relation suivante :

$$COP_{th} = \frac{\dot{m}(h_{ext}-h_s)}{Q_{rég}}(3.73)$$

$Q_{rég}$ est la chaleur nécessaire pour la régénération.

3.6. Conclusion :

Dans le présent chapitre, les modèles des différents composants du système de rafraîchissement solaire à dessiccation solide ont été présentés ainsi que leurs méthodes de résolution. La roue de dessiccation est le composant qui a le plus grand nombre de modèles pour la simulation. Une grande variété de méthodes ont été développées pour résoudre les équations gouvernant les roues à dessiccation avec des compromis entre temps de calcul et précision. Notre choix s'est porté sur une méthode analytique basée sur la méthode des caractéristiques. Le modèle donne des résultats satisfaisants et a été validé avec des résultats issus de données constructeur. Les autres composants de l'installation ont été modélisés en se basant sur les valeurs d'entrée et de sortie liées par une efficacité.

Dans l'optique d'un calcul de consommation et de performances saisonnières d'un système de climatisation utilisant une roue à dessiccation, nous présenterons au chapitre suivant , les résultats de simulation de la roue de dessiccation et des autres composants du système ainsi que celles du champ de captation pour les conditions climatiques côtières de l'Algérie. Nous étudierons par la suite l'influence des différents paramètres sur les caractéristiques de la roue dessiccante, de certains organes et de la surface de capteurs solaire.

CHAPITRE 4

ETUDE PARAMETRIQUE DE L'INSTALLATION DE REFROIDISSEMENT SOLAIRE A DESSICCATION

4.1. Introduction :

La technologie "*desiccant cooling*" permet d'obtenir des économies d'énergie non négligeables, mais qui ne suffisent pas pour assurer la rentabilité économique. C'est pourquoi il est important de rechercher les méthodes (stratégie de contrôle, dimensionnement pertinent...) et les outils permettant de maximiser celles-ci. Un des moyens d'y parvenir est d'optimiser le champ de capteurs solaires et les dimensions de la roue à dessiccation.

Dans les chapitres précédents, nous avons présenté les composants de l'installation de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire. Nous avons détaillé leurs modélisations et présenté les modèles utilisés pour la simulation. Le logiciel de programmation MATLAB nous permet de combiner ces modèles pour étudier notre système.

L'objectif de ce chapitre est de :

- Dimensionner et optimiser la roue à dessiccation et le champ de captation pour le climat de Bou Ismail, Tipaza, Algerie.
- Etudier l'influence des différents paramètres sur les caractéristiques de la roue dessiccante et la surface des capteurs solaires.

Les résultats relatifs à la surface de captation nécessaire, au diamètre de la roue et son efficacité ainsi qu'au coefficient de performance thermique sont obtenus à partir d'entrées qui sont les efficacités des différents composants (humidificateurs, l'échangeur rotatif et l'échangeur de la batterie de régénération), les conditions extérieures de base, les conditions souhaitées dans le milieu à climatiser ainsi que les caractéristiques des capteurs utilisés.

4.2. Etude paramétrique du système de rafraîchissement à dessiccation pour une journée de référence :

Dans cette partie, une étude paramétrique du système à dessiccation actionné pour rafraîchir un bureau administratif de l'UDES de 10 m² de surface est effectuée pour une journée de référence dans les conditions climatiques du site de Bou Ismail Tipaza. Le système est supposé fonctionner de 8 h du matin jusqu'à 16 h de l'après-midi. Le temps d'occupation correspond à une présence dans le bureau durant cette période (de 8h à 16h) avec une pause pour le déjeuner de 12h à 13h.

L'air frais, soufflé par le système de refroidissement solaire à dessiccation solide, est introduit dans le milieu à rafraîchir par le moyen d'un ventilateur de soufflage à travers un réseau aéraulique et des grilles de soufflage. Le même débit d'air soufflé est repris par des grilles de reprise, par le moyen d'un ventilateur de retour, et passe dans la conduite de régénération.

Pour le dimensionnement, on imposera des conditions de références par défaut (efficacités des humidificateurs et de l'échangeur rotatif, rendements des ventilateurs) pour chacun des composants. Les valeurs retenues correspondent aux données minimales retenues par les constructeurs qui proposent chaque produit.

Les conditions de références sont donc de 0,85 pour l'efficacité des humidificateurs et de 0,8 pour l'efficacité de l'échangeur rotatif, de 0,8 pour le rendement des moteurs de ventilateurs, de 0,85 pour l'efficacité de la batterie.

4.2.1. Conditions intérieures de confort thermique

Le confort thermique exprime le bien être d'individus placés dans une ambiance en fonction de différents paramètres. Les paramètres nécessaires pour ces conditions internes sont : la température, l'humidité et la vitesse de l'air. Ils ont une influence directe sur la sensation de confort de l'individu.

Les conditions de confort thermique humain pour la période estivale recommandées sont [86] : $T_i = 24 \text{ °C}$ $\varphi_i = 50\%$ $w_i = 9,37 \text{ g/Kg}_{\text{as}}$

Pour la simulation, le local est supposé maintenu à ces conditions de confort thermique.

4.2.2. Conditions extérieures de base

Des études effectuées par B. Belgaid [87], séparent le territoire Algérien en zones climatiques différentes. Parmi les résultats les plus récents cités se trouvent celles du CNERIB en 1993[88], qui donne une classification en cinq zones climatiques comme il est montré sur la figure 4.1.

E1: zone Côtière.

E2: Montagnes et hauts plateaux.

E3: Sahara proche.

E4: Sahara.

E5: zone très haute température.

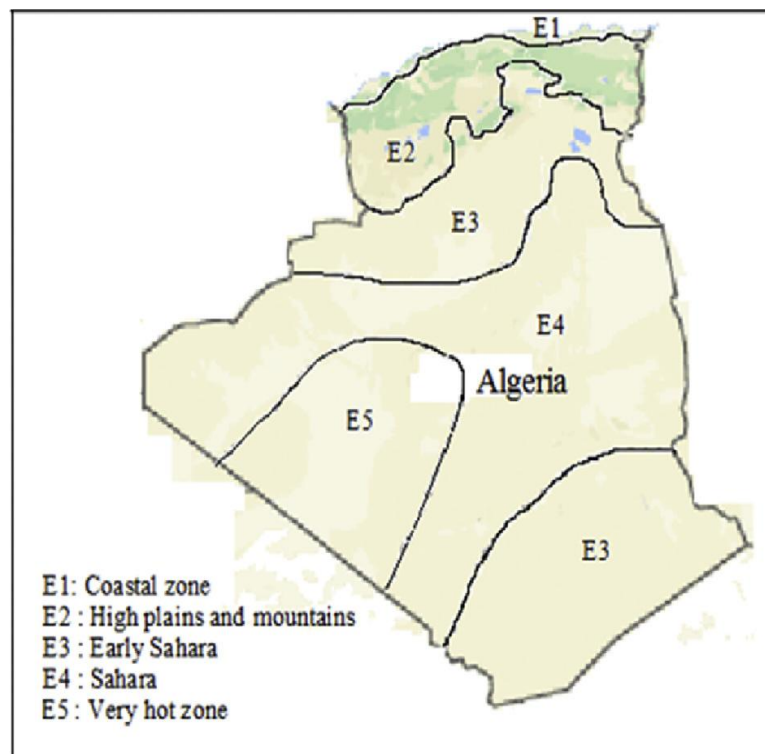


Figure 4.1 : Zones climatiques en Algérie [88].

Le tableau 4.1 donne les températures et les humidités relatives minimales, maximales et moyennes pour le mois le plus chaud « juillet ». Comme on peut le remarquer la

température maximale dépasse les 30°C pour les zones E1 et E2 et augmente encore au sud ou elle atteint 45 °C. L'humidité relative par contre diminue du nord vers le sud[88].

Tableau 4.1 : Conditions climatiques pour le mois le plus chaud (juillet) [87].

Zones	Month: July					
	Temperature, °C			Relative humidity, %		
	Mean	Min.	Max.	Mean	Min.	Max.
E1	24.2	18.4	30.6	68.7	40.8	91.2
E2	24.9	14.7	34.5	54.4	27	83.8
E3	32.5	24.5	40.4		16.9	55.8
E4	33.4	24.3	42	24.1	10.8	42.5
E5	36.5	26.8	44.9	12.7	9.1	20.5

Les calculs ont été effectués sur les conditions climatiques de base du climat côtier Algérien. La zone considérée « Bou Ismail, Tipaza » est en effet une région côtière située au nord de l'Algérie à l'ouest d'Alger avec une latitude de 36,64 au nord, une longitude de 2,70 est et une altitude de 55 m. La région de Bou Ismail est localisée dans la zone E1 et se caractérise par un climat chaud et humide. La température journalière moyenne, en été, est de 24,2°C et l'humidité relative moyenne de 68,7 % [87].

Les données climatiques du site de Bou Ismail ont été recueillies au mois de juillet à l'UDES. La figure 4.2 montre la variation de la température ambiante en fonction du temps. La température commence à augmenter dès 8 h et atteint un maximum de 40 °C au milieu de la journée, autour de 14h suivie d'une diminution de température qui reste relativement élevée jusqu'à 18 h. Le temps d'occupation du bâtiment ou il est nécessaire de rafraîchir appartient à l'intervalle temporel entre 8h et 18h.

La figure 4.3 montre la variation de l'humidité relative (données climatiques de l'UDES) en fonction du temps pour le mois de juillet. Au site de Bou Ismail, l'air est très humide entre midi et 14h, avec un maximum de 75%. L'humidité relative demeure haute pour le reste de la journée dépassant les 65% Ce qui est en faveur de l'utilisation du système de refroidissement par dessiccation.

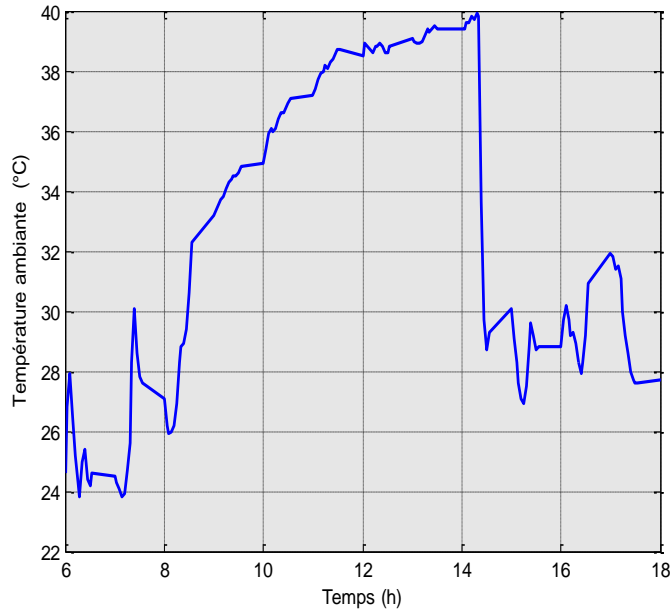


Figure4.2 : Variation de la température ambiante en fonction du temps du site de Bou Ismail - Tipaza, le mois de juillet

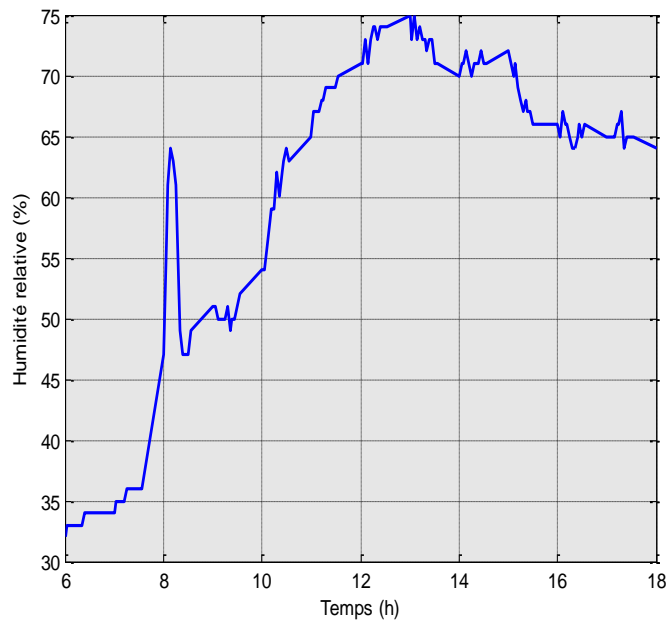


Figure4.3 : Variation de l'humidité relative en fonction du temps du site de Bou Ismail - Tipaza, le mois de juillet

La figure 4.4 montre la variation de l'éclairement (données climatiques de l'UDES) en fonction du temps dans le site de Bou Ismail, l'éclairement est maximal entre 12h et 14 h et atteint 900 W/m². Il décroît entre 14h et 18h.

Le temps d'occupation entre 8h et 16h se caractérise par un éclairage supérieur à 400 W/m² et atteint plus de 800 W/m² à 14h. Ces conditions sont en faveur de l'utilisation de l'énergie solaire pour faire fonctionner le système de refroidissement à dessiccation.

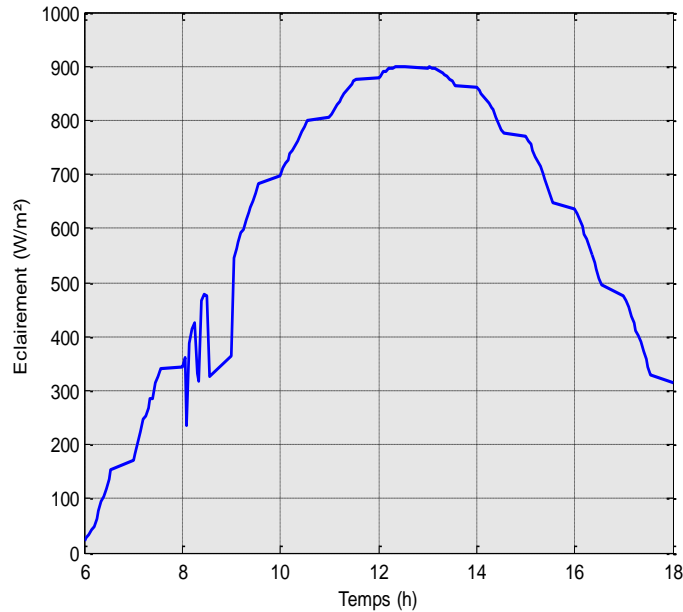


Figure4.4 :Variation de l'éclairement en fonction du temps du site de Bou Ismail - Tipaza, le mois de juillet

Température sèche de base

La température sèche de base de l'air extérieur est une température qui n'est dépassée que pendant 2,5 % des heures de Juin, de Juillet, d'Août et de Septembre [89].

Pour déterminer la température sèche de base avec une approximation suffisante, on multiplie la moyenne mensuelle des maxima $T_{a, m, \max}$ par un coefficient [89]. Le traitement des données obtenues à partir de la station météo de l'UDES, montre que pour le site de Bou Ismail et pour la période d'été, la moyenne mensuelle des maxima atteint la valeur de $T_{a, m, \max} \approx 26$

Le coefficient étant de 1,22 pour $26^{\circ}\text{C} \leq T_{a, m, \max} < 30^{\circ}\text{C}$ [89]. Donc la température extérieure de base pour la région de Bou Ismail est de $T_a = 31,72^{\circ}\text{C}$.

Humidité spécifique de base

L'humidité spécifique de base de l'air extérieur est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures [89].Le traitement des données

obtenues à partir de l'UDES, montre que pour le site de Bou Ismail, l'humidité spécifique de base de l'air extérieur atteint la valeur de $w_a \approx 17,4 \text{ g/kg}_{\text{as}}$.

4.2.3. Capteurs solaires utilisés

Les capteurs solaires utilisés sont fabriqués à l'UDES et testés conformément aux « ASHRAE Standards », [90]. L'efficacité du capteur est donnée en figure 4.5 [85], la pente de cette courbe ainsi que son intersection avec l'axe des ordonnées donnent respectivement, une efficacité optique de 0,68 et un coefficient de pertes globales du capteur solaire de $6,2 \text{ W/m}^2\text{K}$.

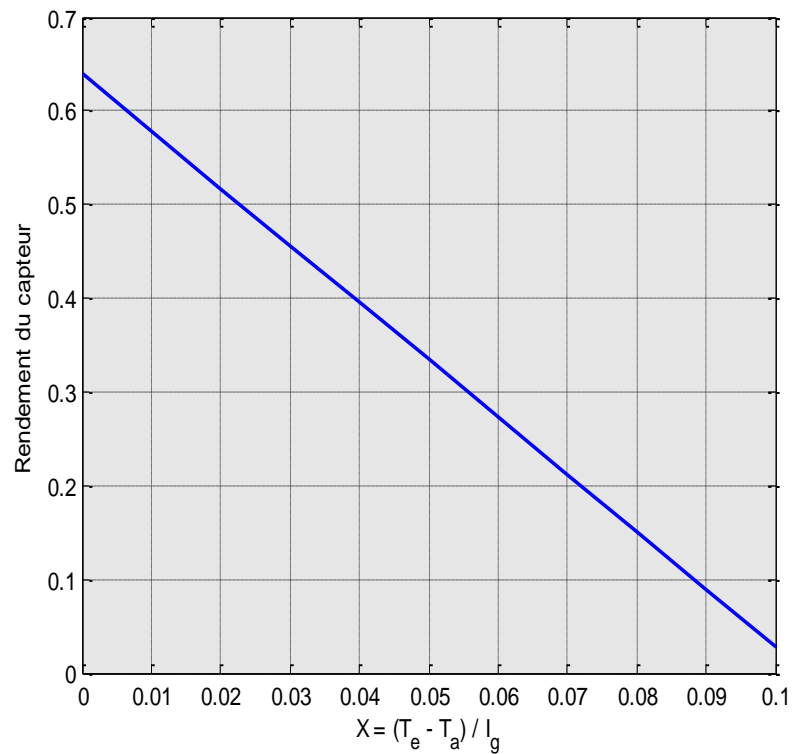


Figure4.5 : Rendement instantané du capteur utilisé [85]

4.3. Résultats de simulation

Nous verrons dans cette partie, l'influence des différents paramètres sur les composants du système global de refroidissement solaire à dessiccation solide. Nous présentons différentes études paramétriques effectuées avec le modèle de simulation présenté au chapitre 3. Visant à caractériser le fonctionnement de la centrale à dessiccation, nous étudierons d'abord les caractéristiques de fonctionnement de la roue puis celles de la centrale actionnée pour refroidir un local (bureau administratif de l'UDES). Nous

terminons par la présentation des résultats de simulation de la partie solaire qui assure la régénération de la roue de dessiccation.

Les simulations sont effectuées pour une journée météo de référence, du mois de juillet, en faisant varier plusieurs paramètres, (température de régénération, débit de soufflage, diamètre de la roue et les caractéristiques de l'air extérieur).

4.3.1. Etude paramétrique de la roue de dessiccation

4.3.1. 1. Capacité de déshumidification de la roue

La capacité de déshumidification de l'air de process après son passage dans la roue de dessiccation est représentée en figure 4.6. Les valeurs sont données en fonction de la température de régénération à 13 heures, où les conditions d'entrée sont les plus défavorables. Il apparaît sur la figure que la capacité d'absorption du dessiccant augmente avec la température de régénération ce qui lui permet de diminuer davantage l'humidité de l'air. Les performances de la roue sont ainsi améliorées en augmentant la température de régénération.

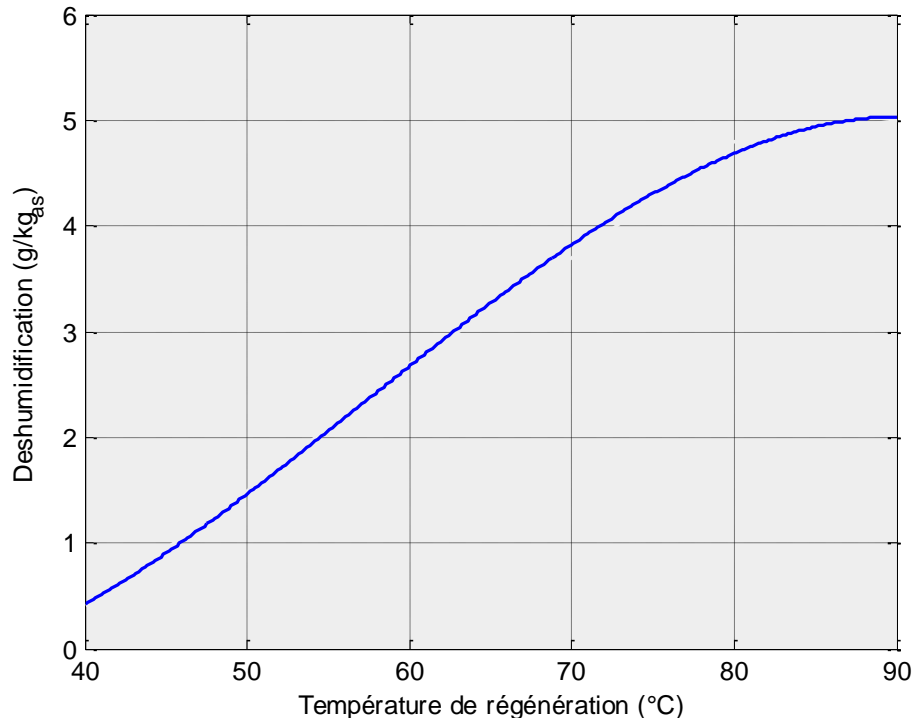


Figure 4.6 : Capacité de déshumidification de la roue

4.3.1.2. Rapport d'énergies sensibles de la roue

Le rapport d'énergies sensibles de la roue (R.E.S) est représenté en figure 4.7. C'est le rapport entre la puissance thermique due à l'échauffement de l'air de process, à travers la roue, et la puissance thermique nécessaire pour la régénération.

Les résultats sont donnés comme pour la capacité de déshumidification en fonction de la température de régénération à 13 heures. L'effet de la déshydratation de l'air de process dans la roue est caractérisé par une augmentation de la température à la sortie puisque la transformation est exothermique.

L'augmentation de la température de régénération induit une hausse du rapport d'énergies sensibles. L'air de process subit une transformation exothermique lors de son passage dans la roue de dessiccation, sa température augmente et par conséquent sa puissance thermique de process.

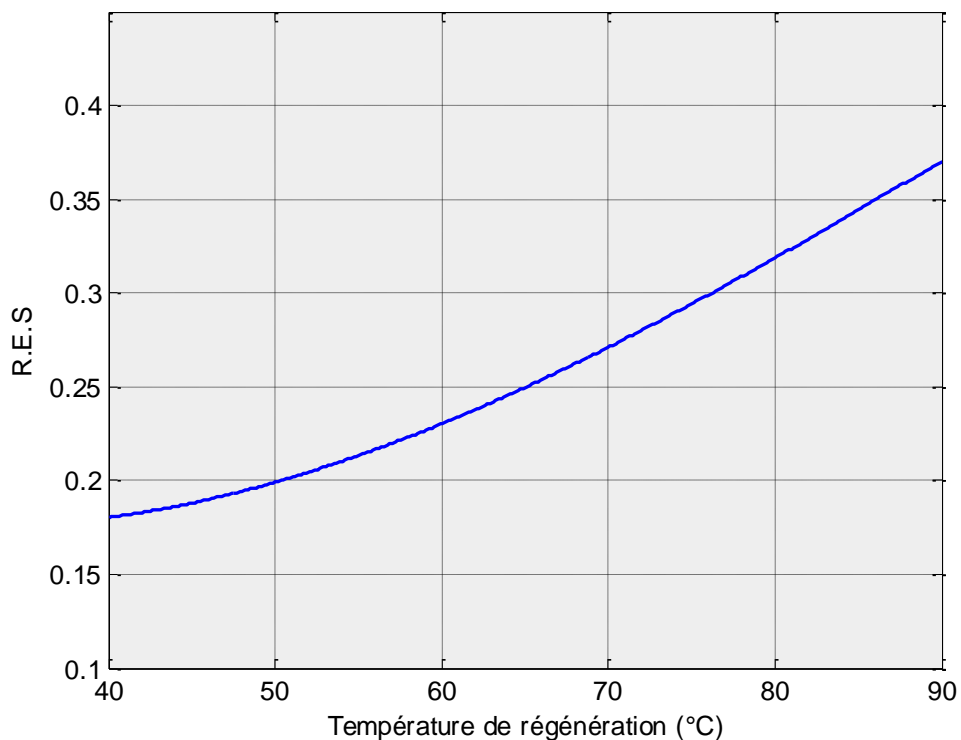


Figure 4.7 : Rapport d'énergies sensibles de la roue (R.E.S)

4.3.1.3. Efficacité de déshumidification de la roue de dessiccation

L'efficacité de déshumidification de la roue de dessiccation est calculée en fonction de l'humidité absolue de l'air de process à l'entrée de la roue (w_{ape}), pour deux températures de régénération différentes, 40°C et 90°C.

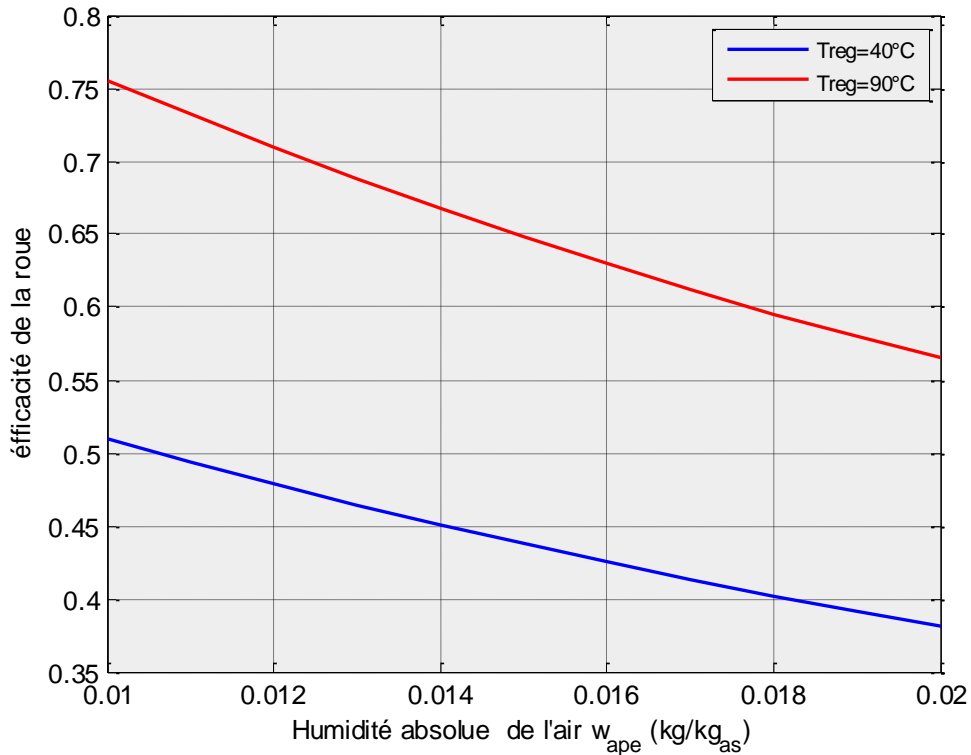


Figure 4.8 : Efficacité de déshumidification de la roue

L'efficacité de la roue de dessiccation diminue lorsque l'humidité absolue de l'air extérieur augmente. Plus l'air est humide, plus sa déshydratation est difficile car la capacité d'adsorption du matériau dessiccant est limitée. Ce dernier se saturant rapidement, il faudra agir alors sur la surface d'échange en augmentant le diamètre de la roue (ce qui sera discuté dans la section suivante) ou sur la température de régénération. En effet, si la température de régénération augmente, la déshumidification du dessiccant sera meilleure, ce qui influence directement sur l'efficacité de la roue. Ceci est vérifié sur la figure 4.8 où l'efficacité est de 0,45 pour une température de régénération de 40°C pour un air extérieur chargé à 14 g/kg_{as} et atteint 0,67 pour une température de régénération de 90°C et un air extérieur aux mêmes conditions.

4.3.1.4. Influence de la température de régénération sur le diamètre de la roue :

Le diamètre de la roue est un des paramètres très importants dans le dimensionnement du système, il caractérise le choix du composant principal de l'installation. Nous allons étudier l'influence de la température de régénération et du débit massique de soufflage pour optimiser la valeur du diamètre de la roue à dessiccation,

La figure 4.9 montre la variation du diamètre de la roue en fonction de la température de régénération pour différents débits de soufflage. Si la température de régénération augmente nous pouvons diminuer le diamètre de la roue pour un débit donné car l'énergie échangée entre l'air et le dessiccant augmente avec la température de régénération. Cependant, lorsqu'il y a une augmentation du débit, les échanges entre l'air et le dessiccant diminuent. Il faut donc ajuster le diamètre de la roue pour assurer la régénération du dessiccant.

Les résultats montrent, par conséquent que pour une température de régénération de 75°C, la valeur optimale du diamètre de la roue, se situe entre 0,45 m, 0,51 m et 0,55 m pour des débits respectifs 0,1kg/s, 0,2 kg/s et 0,3 kg/s pour assurer une bonne fonctionnalité à consommation énergétiques réduite.

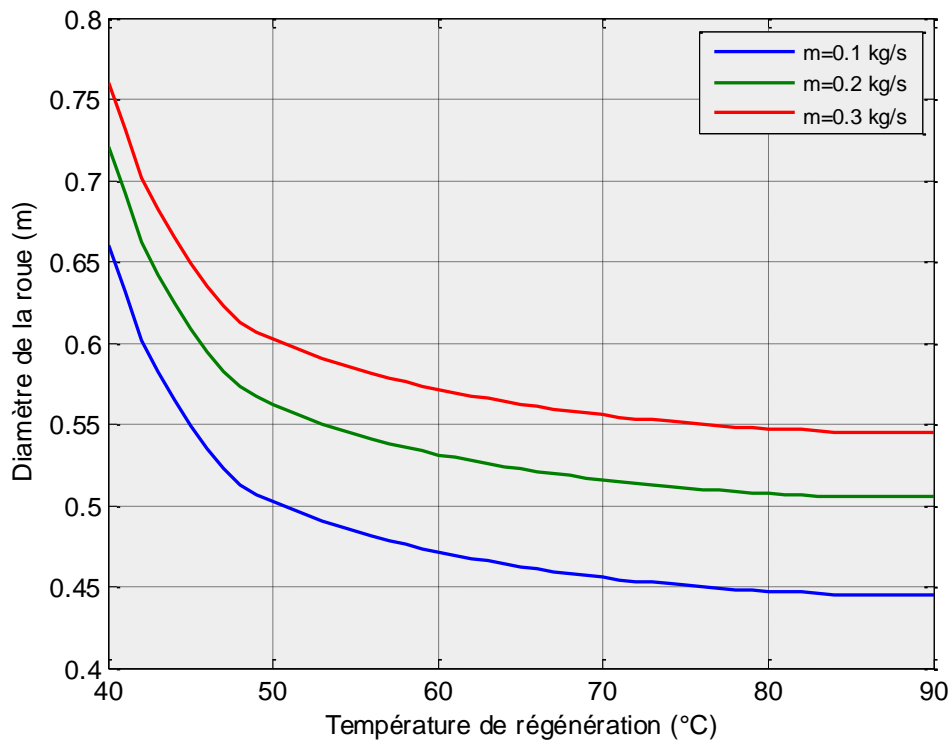


Figure4.9 : Variation du diamètre de la roue en fonction de la température de régénération pour différents débits

4.3.1.5. Influence des propriétés de l'air extérieur sur la vitesse de rotation de la roue

La vitesse de rotation est un paramètre clé pour la régénération du matériau dessiccant, elle dépend des conditions extérieures telles que la température et l'humidité absolue. La figure 4.10 montre l'influence de ces derniers sur la vitesse de la roue dessiccatrice afin de minimiser la consommation électrique du moteur.

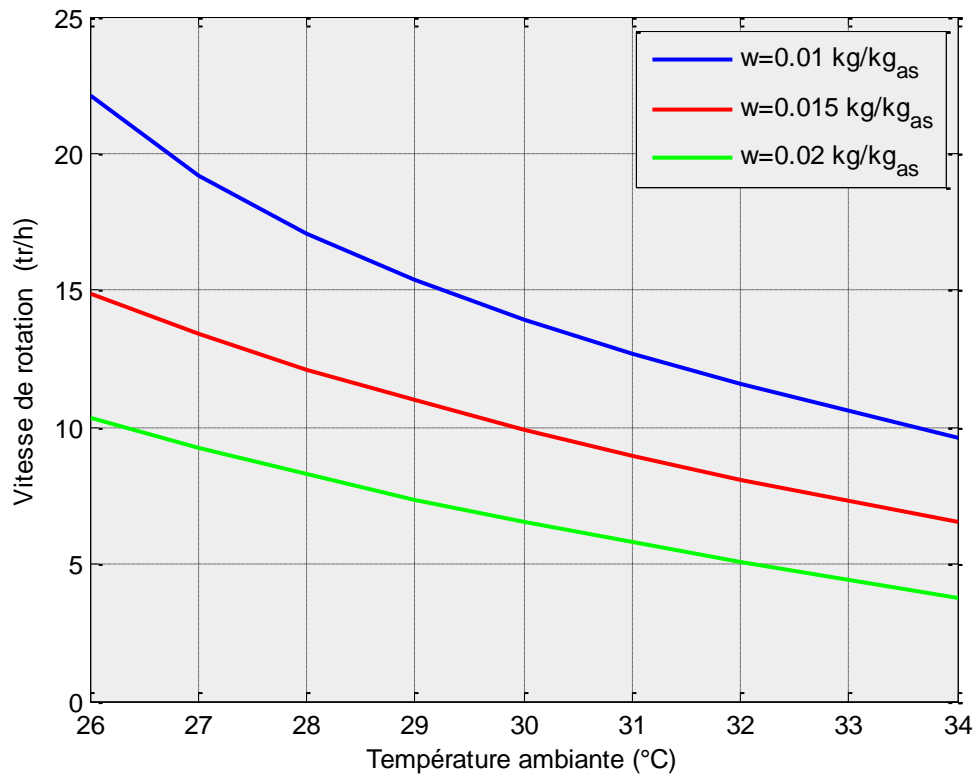


Figure 4.10 :Variation de la vitesse de rotation de la roue en fonction de la température ambiante pour des différentes humidités absolues

Selon la figure, à des températures ambiantes et des teneurs en eau relativement hautes, les valeurs de la vitesse de rotation sont faibles. Pour une humidité spécifique de l'air extérieur de $20 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ et des températures variant de 26°C à 34°C , la valeur de la vitesse de rotation de la roue se situe entre 4 tr/h et 10 tr/h . Dans ces conditions les échanges nécessaires entre l'air de process et le matériau dessiccant prennent plus de temps et la roue tourne plus lentement pour lui donner le temps d'absorber plus d'humidité. Ceci induira un temps de séjour du matériau dans la veine de régénération plus long pour que l'opération de désorption s'effectue efficacement.

Pour une humidité spécifique de l'air extérieur de 10 g/kg_{as} et des températures variant de 26°C à 34°C, la valeur de la vitesse de rotation de la roue se situe entre 9 tr/h et 22 tr/h. Les échanges nécessaires entre l'air de process et le matériau dessiccant prennent moins de temps et la roue tourne à une vitesse supérieure à celle du premier cas puisque le dessiccant est moins chargé en humidité.

En fin de cette partie concernant l'étude paramétrique de la roue de dessiccation, il a été montré que les conditions extérieures influent sur sa vitesse de rotation et que la température de régénération joue un rôle important pouvant influencer ses performances. Ces paramètres vont par conséquent avoir un impact sur le fonctionnement du système global et son potentiel de refroidissement. Cependant, le recours à des hautes températures de régénération dépend du rayonnement solaire disponible et l'utilisation d'une source de chaleur auxiliaire sera nécessaire pour chauffer l'air de retour ce qui augmente les dépenses énergétiques du système. Une valeur optimum de la température de régénération de 70 °C sera prise dans la suite des simulations, d'autant plus que c'est la valeur recommandée par le constructeur KLINGENBURG dans le cas des roues au silica gel afin d'éviter la détérioration du matériau dessiccant.

4.3.2. Etude paramétrique de l'Installation de refroidissement solaire par dessiccation solide

4.3.2.1. Températures et humidités dans le milieu rafraichi

Les variations des températures et humidités du local rafraichi (bureau administratif) sont représentées, en fonction du temps, pour une température de régénération de la roue de 70°C. Comme il est montré sur les figures 4.11 et 4.12, on remarque que lorsque le local est vide à midi, la charge thermique décroît et par conséquent, la température et l'humidité spécifique diminuent, ce qui entraîne une amélioration des propriétés de l'air. Cette chute de température et d'humidité entraînera également une chute dans les propriétés de l'air de soufflage puisque c'est cet air qui sera extrait et qui servira, par la suite, à refroidir l'échangeur rotatif dans la conduite de régénération.

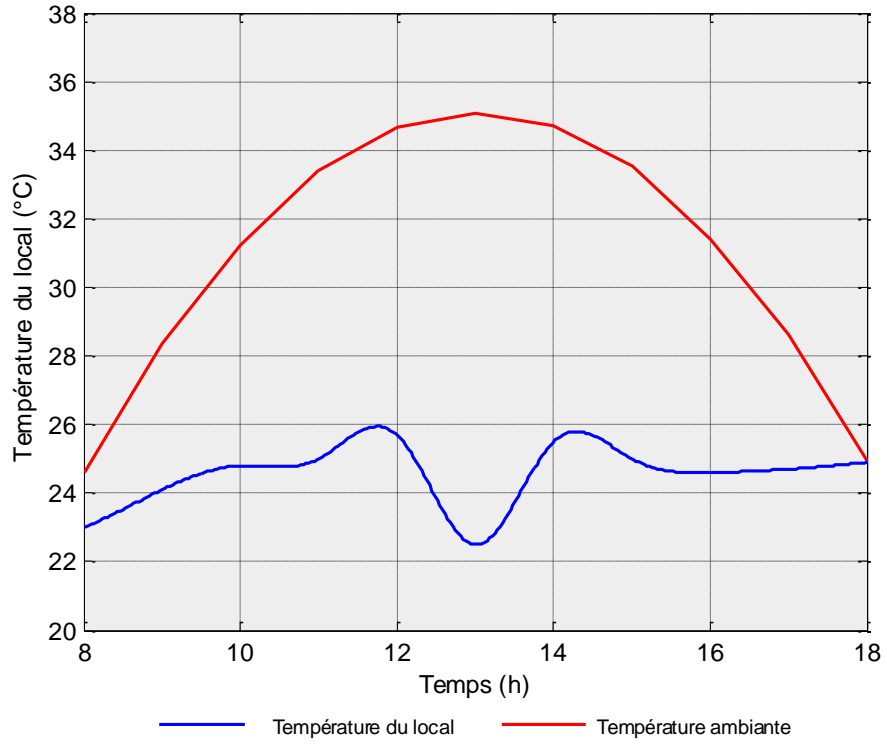


Figure 4.11 : Evolution de la température du local en fonction du temps

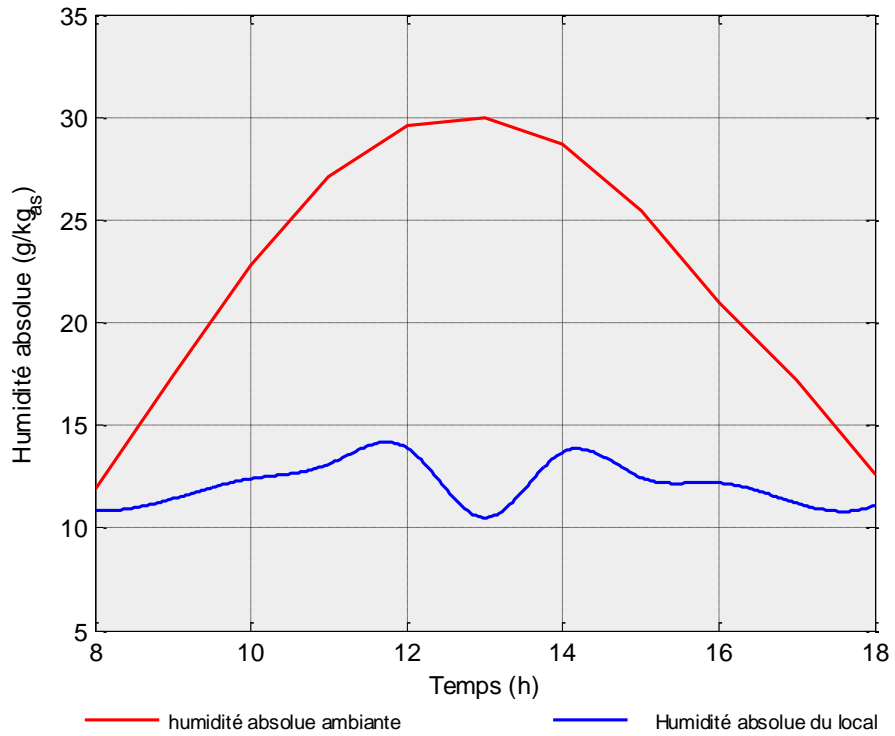


Figure 4.12 : Evolution de l'humidité absolue du local

4.3.2.2. Influence de la température de régénération sur les caractéristiques de l'air du milieu rafraîchi

La figure 4.13 montre l'évolution de la température de l'air soufflé, du local ainsi que l'humidité relative intérieure en fonction de la température de régénération à 15 heures. Lorsque la température de régénération augmente, la température du local diminue de 25,8°C à 19,8°C, soit 6°C. D'autre part, l'humidité relative intérieure diminue de 75,6% à 64,6 %, malgré la diminution de la température. En fait, l'augmentation de la température de régénération entraîne une augmentation de la température de l'air à la sortie de la roue et une diminution de son humidité absolue. Ainsi, l'air repris entre dans l'échangeur rotatif avec une température humide plus basse ce qui explique la diminution de la température de l'air soufflé.

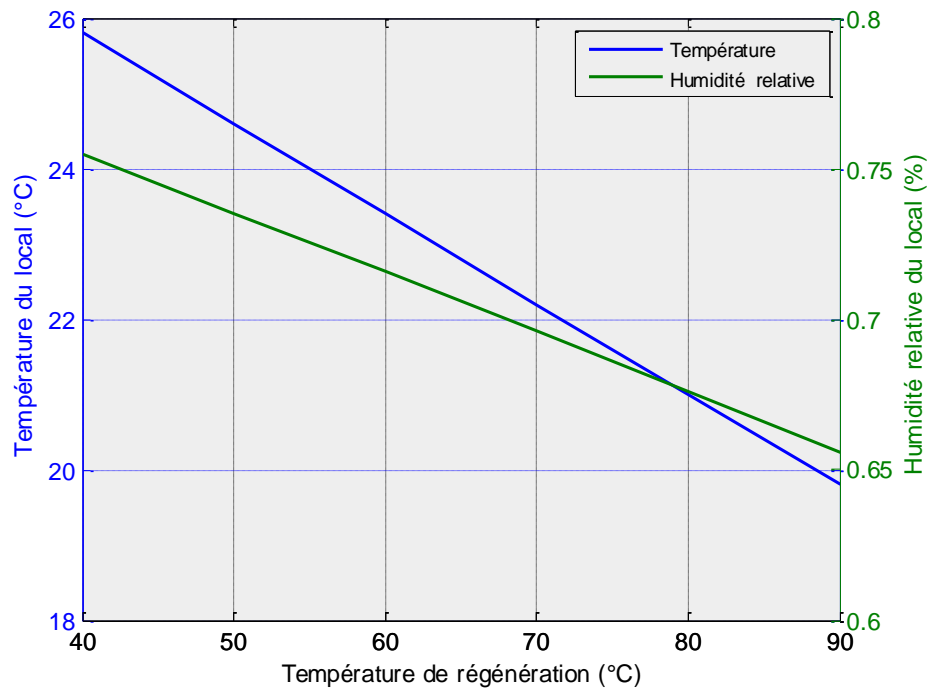


Figure 4.13 : Caractéristiques de l'air du local en fonction de la température de régénération

4.3.2.3. Consommation d'eau dans les humidificateurs

Notre installation contient deux humidificateurs, l'un du côté de soufflage et l'autre du côté régénération. Dans cette partie nous sommes intéressés à la consommation d'eau de chaque humidificateur.

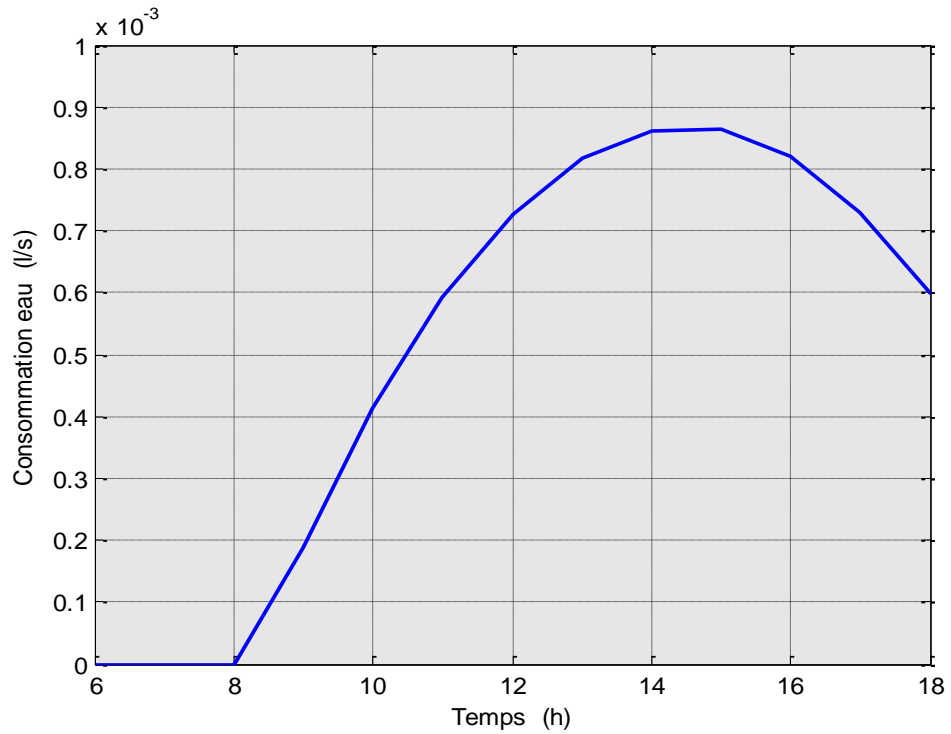


Figure4.14 :Variation de la consommation d'eau dans l'humidificateur de régénération

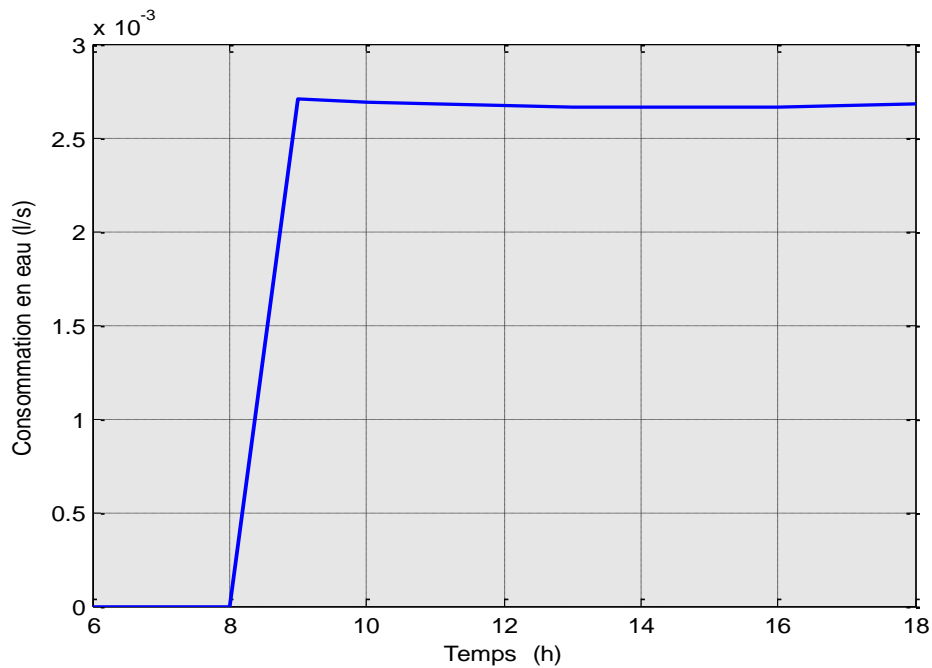


Figure4.15 : Variation de la consommation d'eau dans l'humidificateur de soufflage

Les figures 4.14 et 4.15 montrent la consommation journalière de l'eau des humidificateurs du côté régénération et du côté soufflage respectivement. Nous avons dans la figure 4.14 une consommation variable en fonction du temps due à la variation du débit, quand le débit augmente, il faut plus d'eau pour l'humidifier, et la température d'entrée d'humidificateur est constante.

Contrairement, à la figure 4.15, où nous avons une consommation d'eau constante le long de la journée bien que nous ayons la même variation du débit, c'est à cause de la concordance entre le débit et l'humidité absolue de l'air de process, c'est-à-dire, quand on a besoin d'un grand débit, l'humidité absolue de l'air à l'entrée de l'humidificateur sera élevée, donc si nous augmentons la consommation d'eau, nous aurons un air de soufflage plus humide.

Le maximum de la consommation coïncide avec la période du début de fonctionnement soit $1,19 \cdot 10^{-3}$ l/s pour l'humidificateur placé dans la veine de régénération et $2,5 \cdot 10^{-3}$ l/s pour celui placé en veine de soufflage.

4.3.2.4 Coefficients de performance de l'installation de refroidissement par dessiccation

Les figures 4.16 et 4.17 montrent, respectivement, l'évolution des coefficients de performance thermique et électrique du système dessiccant en fonction du temps. On remarque une grande variation de ces coefficients à midi lorsque le local est vide. Il serait par conséquent, bénéfique de mettre le système hors-service pour stocker de l'énergie solaire pour la régénération. De même, on remarque que pendant l'après-midi, ces coefficients ont des valeurs supérieures à celles de la matinée à cause de l'augmentation des conditions de l'air extérieur qui sont accompagnées de variations moins importantes dans les conditions de l'air soufflé.

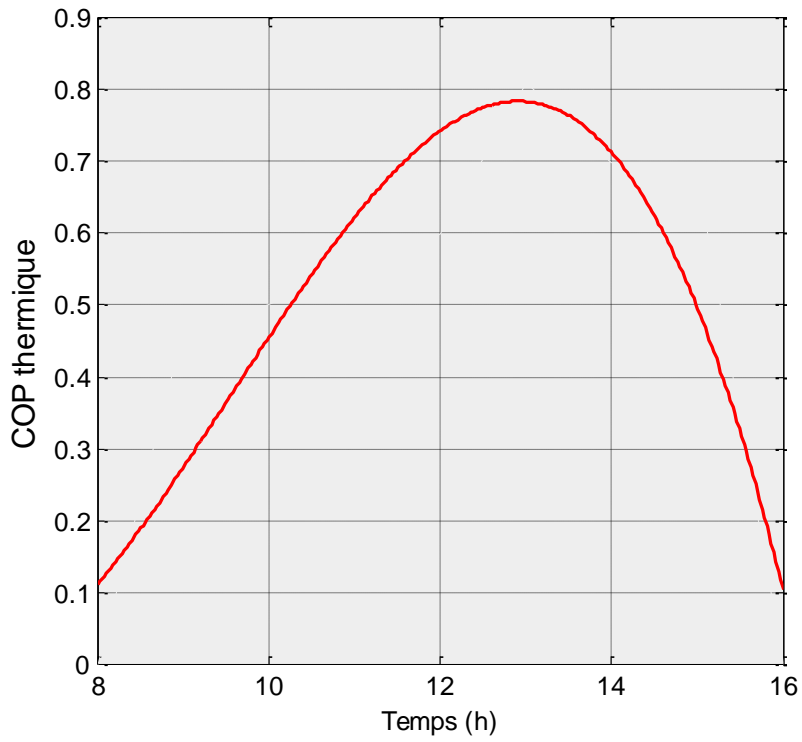


Figure4.16 : Evolution du coefficient de performance thermique

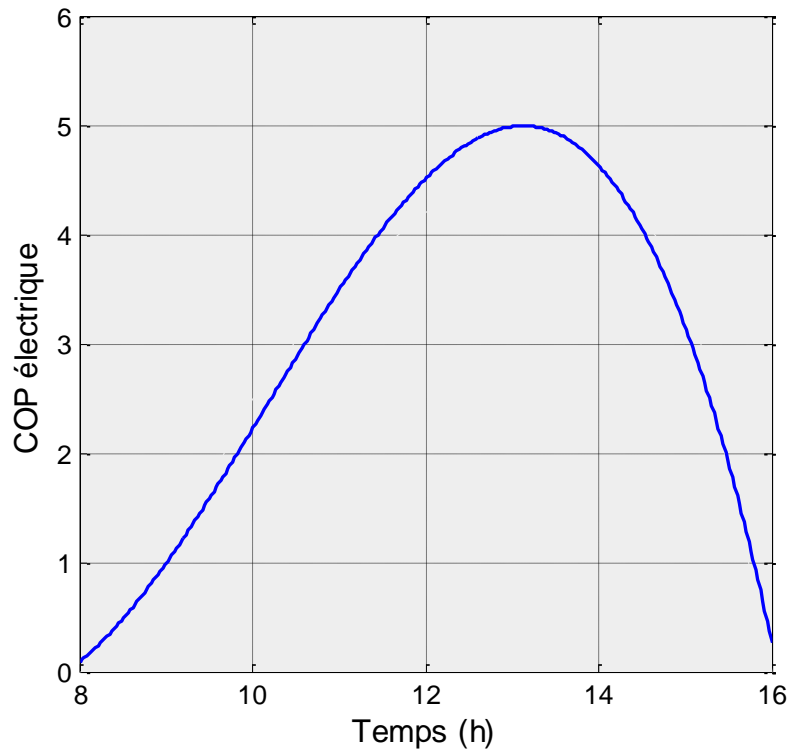


Figure4.17 : Evolution du coefficient de performance électrique

4.3.2.5 Influence de la température de régénération sur les coefficients de performance thermique et électrique

La figure 4.18 montre la variation du coefficient de performance thermique de l'installation en fonction de la température de régénération.

Nous observons dans la figure que si la température de régénération augmente de 40°C et 90°C, le COP_{th} diminue de 0,77 à 0,36. Cette hausse de la température de régénération demande beaucoup d'énergie au sein de la batterie de chauffe, nous devons donc donner au système plus d'énergie sans gagner plus de sa part.

La figure 4.19montre la variation du COP électrique en fonction de la température de régénération. Le COP électrique augmente entre 40°C et 90°C de 2,5 à 6,1. Ceci est dû à la chaleur de régénération supposée gratuite.

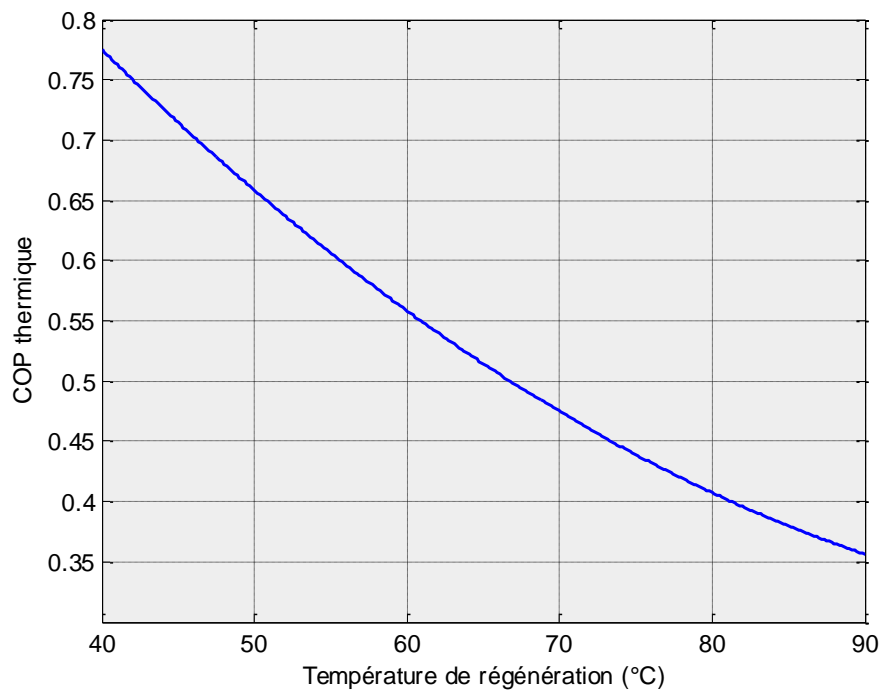


Figure4.18 : Variation du COP_{th} en fonction de la température de régénération

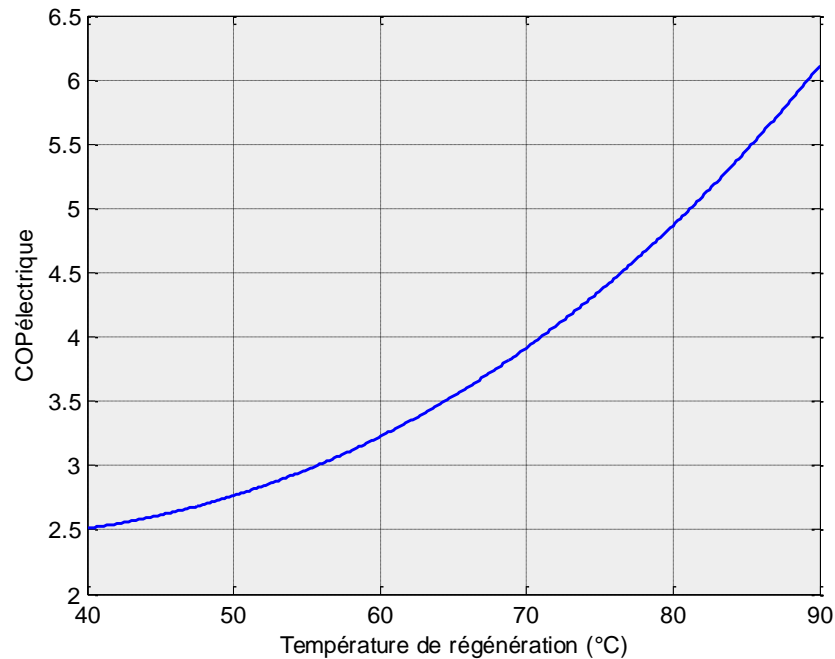


Figure 4.19 : Variation du COP_{elect} en fonction de la température de régénération

4.3.2.6 Influence de l'efficacité des composants sur les coefficients de performance thermique et électrique

Les coefficients de performance électrique et thermique sont fortement influencés par les efficacités des composants de l'installation. Leur augmentation est entraînée par la variation de ces efficacités avec des différences relatives à chacun des composants.

L'évolution des COP thermique et électrique en fonction des efficacités de l'humidificateur de retour et de l'échangeur rotatif est montrée sur les figures 4.20 et 4.21. L'efficacité de l'humidificateur de process étant de 0,85, le rendement des ventilateurs de 0,8 et la température de régénération de 50°C. L'humidificateur de retour, placé en début de la veine de reprise, a un rôle qui consiste à diminuer la charge sensible de l'air chaud déshumidifié sortant de la roue dessicante. L'air soufflé sera plus chaud si celui-ci a une faible efficacité.

Comme on peut le remarquer sur la figure 4.20, l'augmentation du COP thermique est de 0,25 et celle du COP électrique est de 2,06 pour une efficacité de l'humidificateur de retour allant de 0,2 à 1.

La variation des COP est plus importante quand il s'agit de l'efficacité de l'échangeur rotatif comparée à celle de l'humidificateur de retour. Comme il est montré en

figure 4.21, l'augmentation du COP thermique est de 1,13 et celle du COP électrique est de 4,75 pour une efficacité de l'échangeur rotatif allant de 0,4 à 1.

Cependant, la variation de l'efficacité de l'humidificateur de process, placé à la fin de la veine de soufflage, a peu d'influence sur les COP du système (figure 4.22) car l'écoulement se fait à température humide constante, donc très proche d'une isenthalpe. L'augmentation du COP thermique est de 0,07 et celle du COP électrique est de 0,02 pour une efficacité de l'humidificateur de retour allant de 0,2 à 1.

Le rôle de l'humidificateur de process consiste à rafraîchir l'air sec desséché par la roue dessicante de façon à ce que l'air du local garde les conditions de confort en humidité et en température. C'est donc un régulateur de confort qui transforme la chaleur sensible de l'air en chaleur latente.

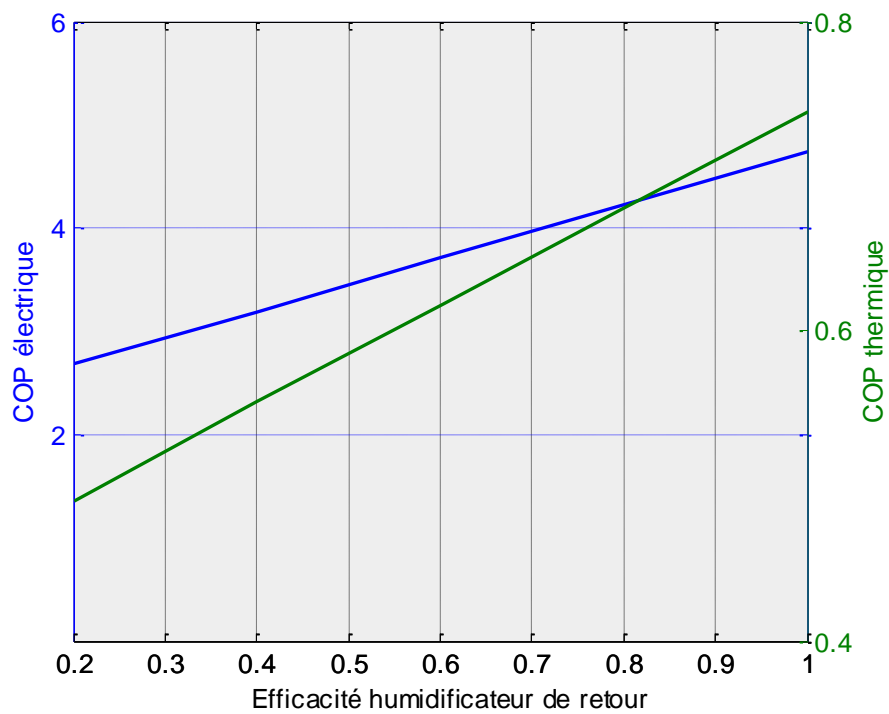


Figure 4.20 : Variation des COP_{elect} et COP_{th} en fonction de l'efficacité de l'humidificateur de retour

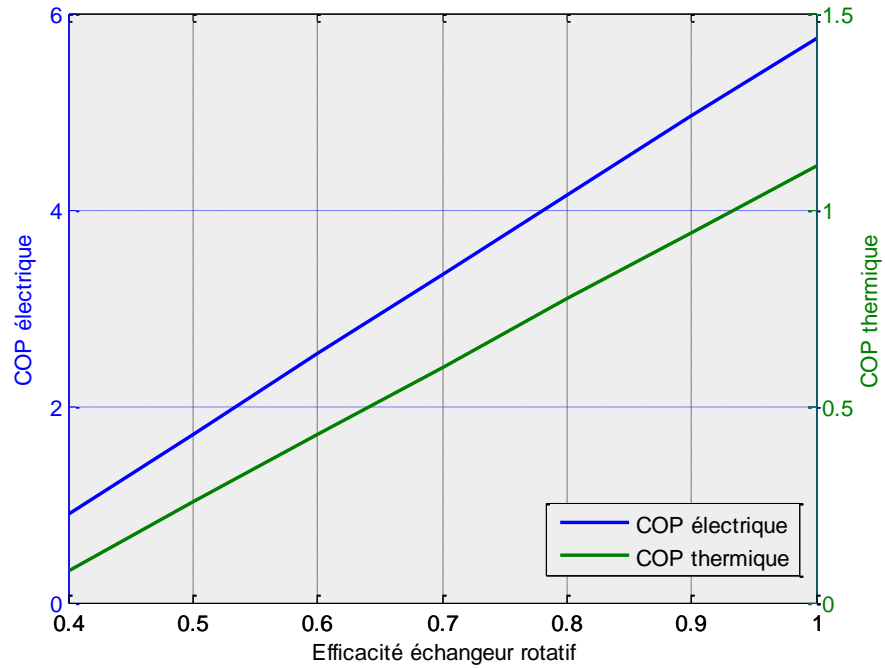


Figure 4.21 : Variation des COP_{elect} et COP_{th} en fonction de l'efficacité de l'échangeur rotatif

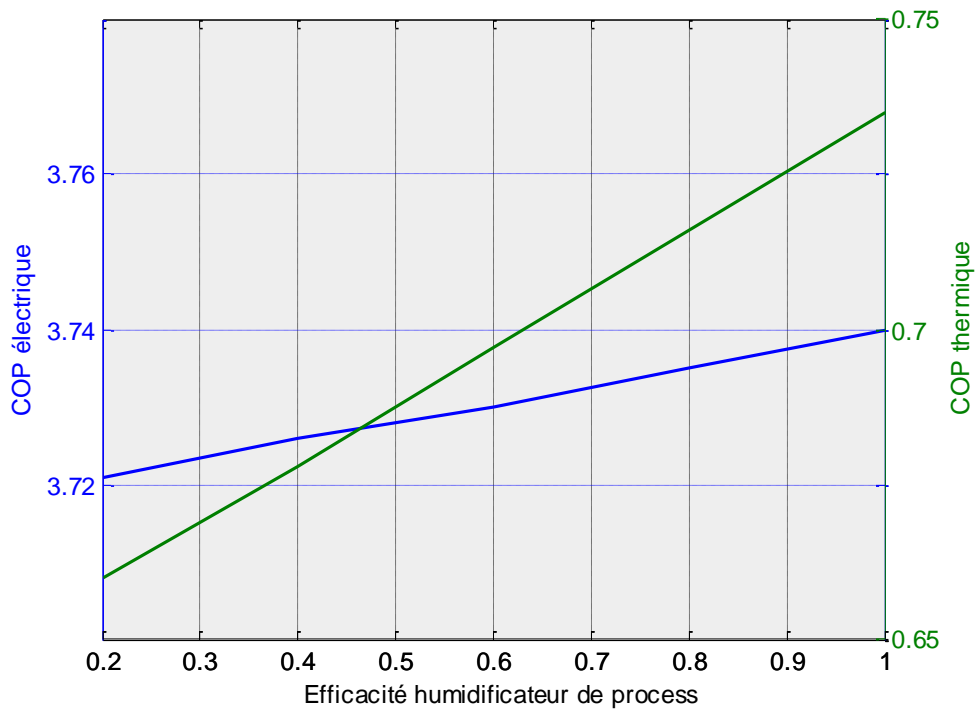


Figure 4.22 : Variation des COP_{elect} et COP_{th} en fonction de l'efficacité de l'humidificateur de process

La figure 4.23 montre la variation des COP thermique et électrique en fonction du rendement des ventilateurs, placé en gaine pour assurer la circulation des débits de soufflage et de reprise. Lorsque le rendement du ventilateur augmente de 0,4 à 1 ; le COP électrique augmente de 2,2. De même, le COP thermique augmente de 0,15.

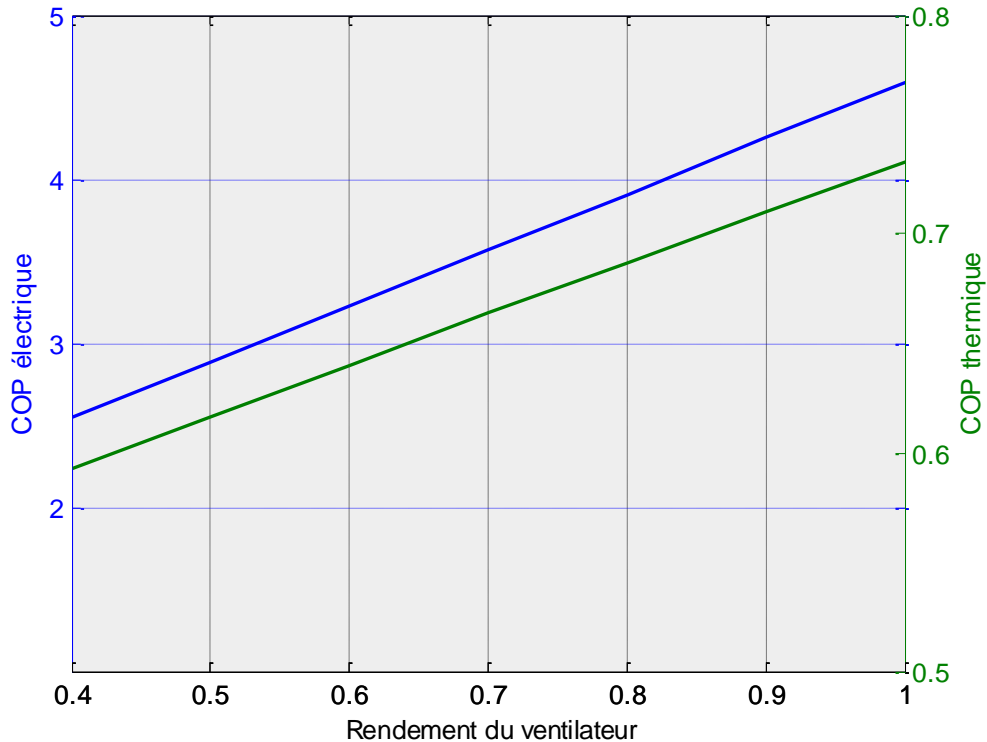


Figure 4.23 : Variation des COP_{elect} et COP_{th} en fonction du rendement du ventilateur

A partir des résultats de cette partie, nous constatons que, la performance du système dessicant dépend de l'efficacité de ses composants. Ainsi, l'humidificateur direct a un rôle de régulateur de confort thermique. Son influence sur la performance du système est très faible (performance électrique et thermique). Les autres composants ont un impact non négligeable sur la performance du système. Le rôle de l'échangeur rotatif est primordial puisqu'il contrôle les échanges à l'entrée de l'humidificateur de process et par conséquent, un échangeur de mauvaise efficacité entraîne une arrivée de l'air à l'entrée de l'humidificateur de process avec une température humide élevée. Du côté de la régénération, l'air sortira avec une température plus basse ce qui nécessitera plus d'énergie pour la régénération. Quant aux ventilateurs ils doivent avoir un rendement assez élevé pour éviter la surchauffe de l'air de soufflage et pour diminuer les consommations électriques.

En ce qui concerne la température de régénération, son augmentation améliore la performance du système en terme de puissance de froid produite, mais l'utilisation d'une température élevée nécessite l'utilisation d'une source d'énergie d'appoint.

4.3.3. Partie solaire du système de refroidissement solaire à dessiccation solide

Dans les parties précédentes, on s'est intéressé aux détails de la partie centrale de traitement de l'air dessiccante du système de refroidissement global et à l'étude de ses performances. Dans cette partie on s'intéressera à la partie solaire du système.

Cette partie est une installation qui comprend un ballon de stockage, des capteurs solaire plans et une batterie de régénération. Le système de refroidissement à desiccation utilise l'énergie solaire, à travers un échangeur air/eau qui n'est autre que la batterie de régénération, pour chauffer le matériau dessiccant dans la roue déshydratante.

Sur la figure 4.24 sont représentées les températures de sortie du capteur à 9h et à 14h. Ces températures ont été calculées en fonction des températures d'entrées du capteur. L'éclairement solaire ainsi que la température ambiante ont été prises constantes des données des températures et éclairement représentées sur les figures 4.2 et 4.4.

L'éclairement, la température ambiante et l'humidité relative sont respectivement $G = 520 \text{ W/m}^2$, $T_a = 34^\circ\text{C}$ et $\varphi = 70\%$ à 9h. Ces grandeurs atteignent à 14 h les valeurs respectives suivantes $G = 837 \text{ W/m}^2$, $T_a = 40^\circ\text{C}$ et $\varphi = 63\%$. Comme il est montré sur la figure 4.24, la température d'entrée du capteur influe sur l'évaluation des performances. Si cette température augmente, la température de sortie augmente. Il est à noter aussi que la densité du flux solaire joue un rôle important dans l'évaluation des performances du capteur solaire.

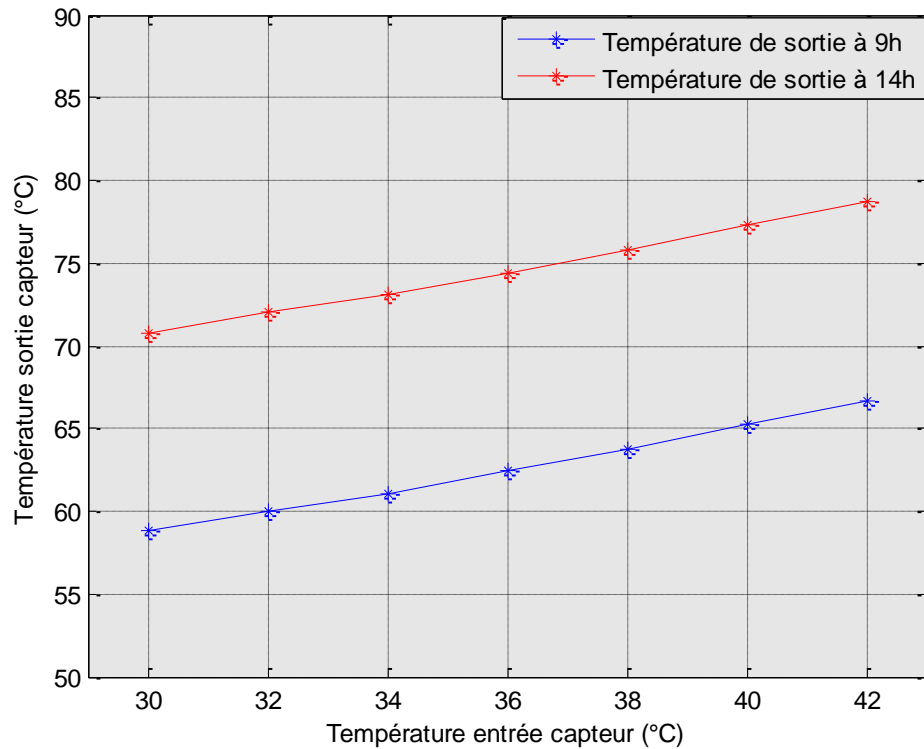


Figure 4.24 : Variation de la température de sortie du capteur solaire en fonction de la température d'entrée à des heures spécifiques

4.3.3.1 Influence de la température de régénération sur la surface de captation :

La température de régénération détermine la quantité de chaleur que nous devons fournir à l'air au niveau de batterie de régénération, cette quantité de chaleur est assurée par le champ de capteurs solaires.

La figure 4.25 montre la variation de la surface du champ de capteurs solaires en fonction de la température de régénération. La surface nécessaire pour alimenter la batterie de régénération augmente avec la température de régénération ce qui permet à l'air de régénération d'atteindre la température nécessaire pour que le dessiccant soit déshumidifié. Le minimum de température de régénération, 40°C, requiert une surface 6,2 m² et le maximum, 90°C, 15,15 m². Pour la température de régénération de 70°C, la surface requise est de 9,3 m².

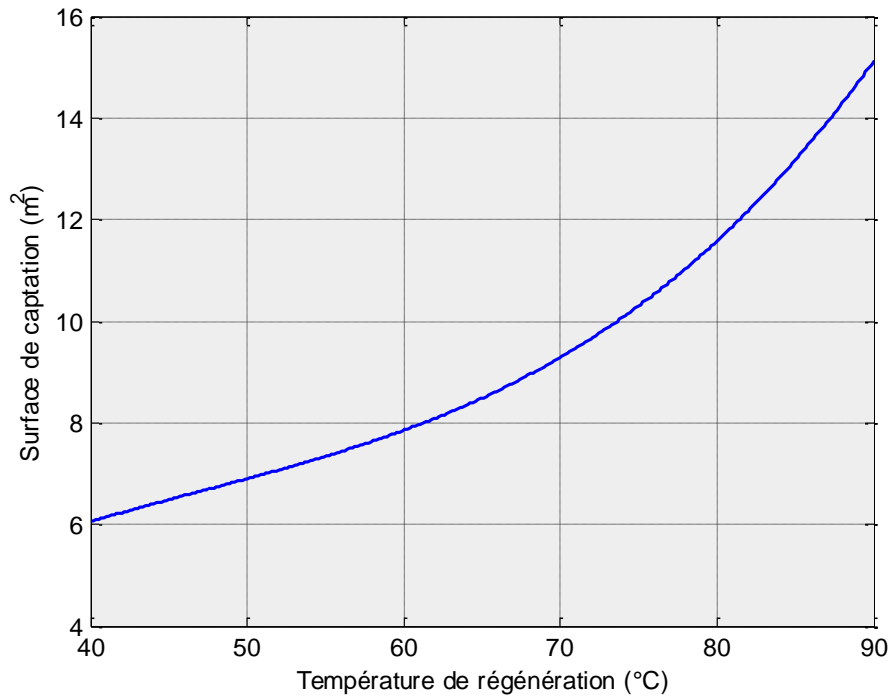


Figure 4.25 : Variation de la surface de captation en fonction de la température de régénération

4.3.3.2 Influence du diamètre de la roue sur la surface de captation :

La masse du dessiccant contenue dans la roue de dessiccation dépend du diamètre de la roue. Celui-ci a une influence directe sur la surface de capteurs solaires nécessaire pour assurer la régénération de la roue.

La figure 4.26 montre la variation de la surface de captation en fonction du diamètre de la roue. On détermine, à partir des valeurs sur le graphe, et pour le diamètre optimal déterminé au paragraphe 4.4.1.4 qui est de 0,45 m, une surface de capteurs solaires de 9,1 m². C'est la surface de captation nécessaire pour une roue de 0,45 m de diamètre à une température de régénération de 70°C et un débit de 0,1 kg/s.

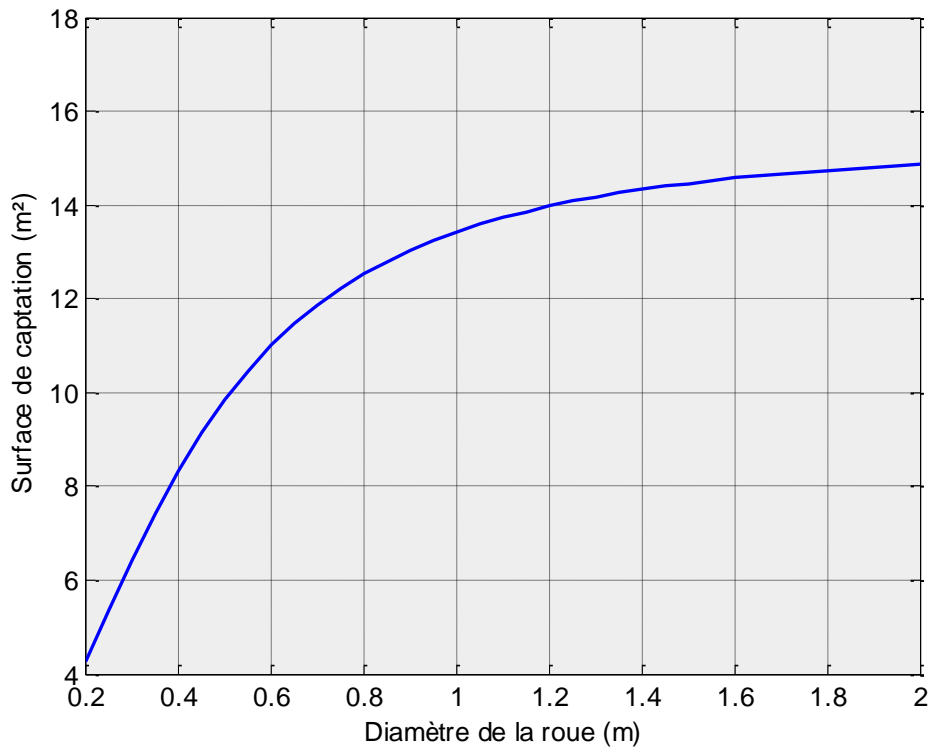


Figure 4.26 : Variation de la surface de captation en fonction du diamètre de la roue

Nous pouvons suggérer, à la fin de cette partie, pour minimiser le nombre de capteurs solaires utilisés, le fonctionnement assisté par une source de chaleur d'appoint (batterie de chauffe électrique). Cette source est à placer après l'échangeur de régénération, juste à l'entrée de la section de régénération de la roue. Le solaire ne fournira alors qu'une partie de la chaleur de régénération.

4.4. Conclusion :

Dans ce chapitre, une étude paramétrique de notre système de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire a été effectuée. Le dimensionnement de l'installation a été fait pour satisfaire les besoins en froid du local à rafraîchir pendant la période d'été. La surface de captation a été optimisée pour utiliser le moins de capteurs possible, ceci peut être réalisé en ayant recours à un capteur à rendement optique élevé avec un minimum de pertes.

Les simulations ont été effectuées pour connaître les paramètres qui influent sur la roue de dessiccation, sur le système de refroidissement par dessiccation et sur la surface de captation. Les coefficients de performance thermique et électrique ont été évalués pour optimiser le fonctionnement du système au fil du temps.

Il en découle de cette étude que le système de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire est une solution adaptée aux bâtiments ayant une grande charge latente dans un climat à humidité relative élevée comme celui de Bou Ismail.

CHAPITRE 5

REALISATION ET EXPERIMENTATION DU SYSTEME

5. 1. Introduction

L'objectif principal de notre thèse est l'étude et la réalisation d'une installation de refroidissement solaire par dessiccation solide. La modélisation et l'étude paramétrique, effectuées aux chapitres précédents, nous ont permis d'évaluer la faisabilité du système en climat côtier algérien.

Ce chapitre est consacré à la réalisation du système. Le travail a été effectué au sein du laboratoire de production de froid par énergie solaire thermique de l'Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES). Les étapes de choix des composants, de conception et d'assemblage des différentes parties de l'installation, dessiccante et solaire, sont présentées en détail.

Pour la caractérisation de la roue de dessiccation, un banc d'essais a été monté au laboratoire comprenant la roue, les ventilateurs de process et de régénération et la batterie de chauffe électrique. Le tout est relié à un système d'acquisition de données. Des tests expérimentaux concernant le fonctionnement de la roue de dessiccation et sa capacité de déshumidification de l'air seront effectués. Les paramètres de performance de la roue les plus représentatifs, comme la capacité de déshumidification, le rapport d'énergie sensibles et l'efficacité, seront donnés et confrontés aux résultats de simulation.

5. 2 Dimensionnement du système à réaliser

En se basant sur les résultats de simulation du chapitre précédent, nous procédons au choix des différents composants de l'installation dessiccante et de l'installation solaire pour réaliser le système de refroidissement solaire à dessiccation solide. Nous présentons dans cette partie, les étapes suivies en détail pour fixer les dimensions des équipements qui, une fois réalisés, serviront à monter le système.

5.2.1. Apports thermiques du local à conditionner

Le système est destiné à être installé pour rafraîchir un bureau de 10m² de surface. La figure 5.1 représente le plan du bureau considéré pour l'étude. Il s'agit d'un local situé

au premier étage de l'UDES et dont une des façades est équipée d'une baie vitrée et une seconde d'une fenêtre vitrée orientée nord-ouest. Les caractéristiques et dimensions du local sont données au tableau 5.1. Une simulation numérique basée sur le DTR algérien a été utilisée pour déterminer la charge du local.

Par ailleurs les conditions climatiques, telles que l'irradiation solaire moyenne, la température, la vitesse du vent et l'humidité du site de Bousmail ont été introduites pour calculer les différents apports et pertes d'énergie du local.

L'estimation de tous les apports thermiques du local pour la journée la plus défavorable est donnée en figure 5.2. On remarque que les apports à travers les fenêtres sont importants et presque égaux aux apports par les murs. Ceci étant dû essentiellement à l'existence d'un mur vitré qui laisse passer les rayons du soleil et qui entraîne, par effet de serre, un échauffement considérable du local pendant la journée. Il faut souligner que le calcul a été réalisé pour la période diurne car le local est inoccupé durant la nuit.

Après détermination de la charge du local, nous avons considéré une charge de 3 kW pour le dimensionnement du système de refroidissement à réaliser.

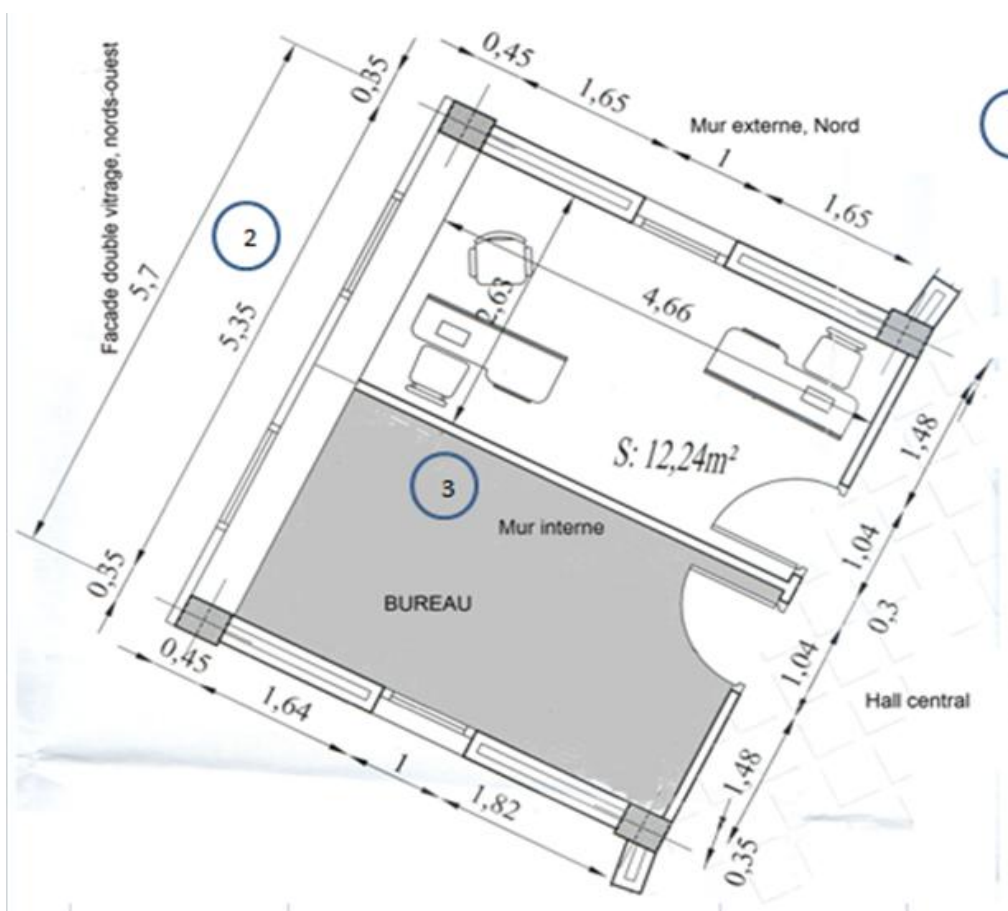


Tableau 5.1 : Dimensions et caractéristiques du local

N°	Composant	Description	Orientation	Dimension		Composition		
				Largeur, m	Longueur, m	Matériaux	Epaisseur, mm	
1	Mur	Externe, Double parois	Nord	3	4,3	Ciment	10	
						Brique	100	
						Air	80	
						Brique	100	
						Platre	10	
	Fenetre	Vitre simple		1	1	Verre	4	
2	Facade	Double vitrage	Nord-Ouest	3	2,68	Verre	4	
						Air	8	
						Verre	4	
	Fenetre	Vitre simple		1	1	Verre	4	
3	Mur	Interne donnant sur bureau	Sud	3	3,65	Platre	10	
							Brique	100
						Platre	10	
4	Mur	Interne donnant sur un hall	Sud-est	3	4,3	Platre	10	
						Brique	100	
		Porte simple donnant sur un hall		2	1,04	Platre	10	
						Bois	30	
5	Plancher	Composé donnant sur un bureau du rez de chaussé		2,68	4,3	Dalle de sol	80	
							Mortier ciment	50
							Beton	200
							Air	250
						Platre faux plafon	10	
6	Plafond	Composé donnant sur l'exterieur		2,68	4,3	Platre	10	
							Air	200
							Beton armé	200
7	Apport interne	Materiel informatique	02 personnes					
			8 lampes de 18 W					
			02 ordinateurs					
			01 imprimante					



Figure 5.2 : Charge du local obtenu par le logiciel développé

5.2 .2. Roue de dessiccation

Le dimensionnement de la roue de dessiccation passe par la détermination du débit de soufflage dans le local à température et humidité de confort normalisées. Pour cela le diagramme de l'air est utilisé afin de déterminer en chaque point du système les conditions de travail des fluides en fonction des rendements respectifs des équipements.

Les conditions de références prises sont de 0,85 pour l'efficacité des humidificateurs, 0,80 pour l'efficacité de l'échangeur rotatif et de 0,85 pour l'efficacité de la batterie de chauffe. Le rendement des moteurs de ventilateurs est de 0,80.

En utilisant le diagramme de l'air humide et ces conditions de références, les températures et les humidités spécifiques en chaque point du système représenté sur la figure suivante sont déterminées.

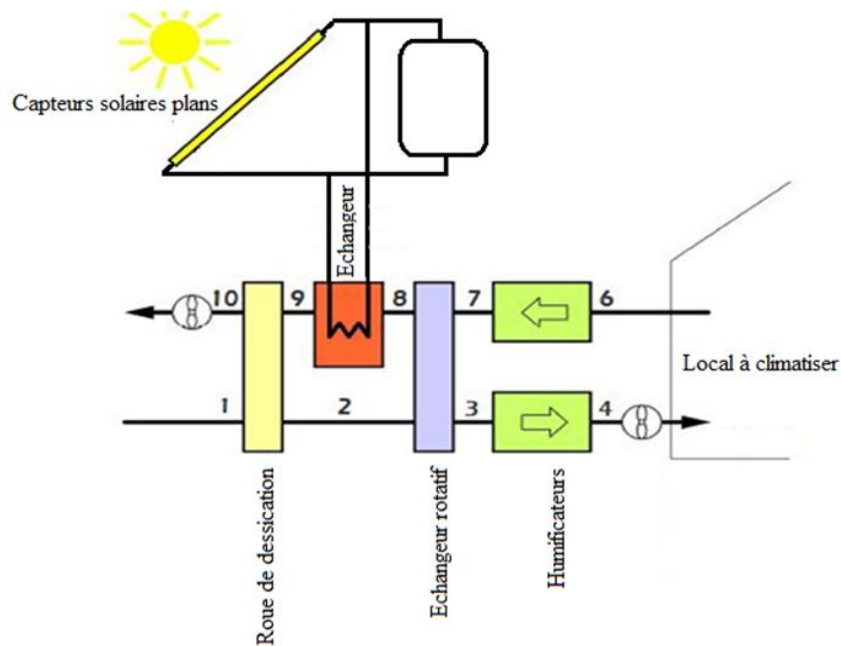


Figure 5.3 : Schéma du système dessiccant avec les points relatifs aux différentes transformations de l'air

Etat 1 à 2 :

L'air subit une déshumidification isenthalpique après son passage par la roue dessiccatrice. Les conditions en entrée au point 1 sont la température et l'humidité spécifique de base, déterminées au chapitre 4, du site de Bou Ismail, à savoir $T_1=31,72^\circ\text{C}$ et $w_1 = 17,4 \text{ g/kg}_{\text{as}}$. En se référant au diagramme de l'air humide, $\varphi_1= 60 \%$ et $h_1= 74,23 \text{ kJ/kg}$.

Pour l'humidité spécifique $w_1 = 17,4 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ et une température de régénération entre 40°C et 60°C , l'efficacité de la roue est moyennée à $\varepsilon_{\text{roue}} = 45\%$ (voir figure 4.8, paragraphe 4.3.1.3), nous pouvons écrire à enthalpie constante : $\varepsilon_{\text{roue}} = \frac{w_1 - w_2}{w_1 - w_{\text{min}}}$

Comme $w_{\text{min}} = 0 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ (déshumidification complète), on aura :

$$w_2 = w_1(1 - \varepsilon_{\text{roue}})$$

Ainsi $w_2 = 7,7 \text{ g/kg}_{\text{as}}$. En se référant au diagramme de l'air humide, $T_2 = 54^\circ\text{C}$

Etat 2 à 3 :

L'air subit ici un refroidissement à travers l'échangeur rotatif à humidité absolue constante, $w_3 = w_2$.

L'efficacité de l'échangeur rotatif est égale à 0.80, elle est donnée par :

$$\varepsilon_{\text{éch}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_7}$$

Il faut donc déterminer la température T_7 de la partie régénération (état 6 à 7).

Etat 6 à 7 :

Le point 6 représente le point de sortie du local. La température et humidité relative exigées, sont respectivement $T_6 = 24^\circ\text{C}$ et $\varphi_6 = 50\%$. L'humidité spécifique et l'enthalpie sont $w_6 = 9,4 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ et $h_6 = 47,8 \text{ kJ/kg}$.

Le passage vers l'état 7 se fait à travers l'humidificateur de retour, où le refroidissement se passe à enthalpie constante. Son efficacité étant de 85%, on peut écrire : $\varepsilon_{\text{hum}} = \frac{w_7 - w_6}{w_{\text{max}} - w_6}$

w_{max} est lue sur le diagramme de l'air à enthalpie constante, $w_{\text{max}} = 12 \text{ g/kg}_{\text{as}}$.

On trouve ainsi $w_7 = 11,5 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ et à partir du diagramme, on en déduit $T_7 = 19^\circ\text{C}$ et $\varphi_7 = 84\%$.

Nous pouvons enfin tirer T_3 à partir de la relation : $\varepsilon_{\text{éch}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_7} = 0,80$

$T_3 = 26^\circ\text{C}$, et comme le refroidissement à travers l'échangeur rotatif est à humidité absolue constante, $w_3 = w_2 = 7,7 \text{ g/kg}_{\text{as}}$.

Etat 3 à 4 :

Nous procédons pour l'humidificateur de la veine de soufflage de la même manière que pour l'humidificateur de retour (état 6 à 7). Nous déterminons ainsi, $T_4 = 19^\circ\text{C}$, et $w_4 = 10,2 \text{ g/kg}_{\text{as}}$.

Etat 4 à 5 :

L'air traverse le ventilateur de soufflage de rendement du moteur 0,80, ce passage est à humidité absolue constante, $w_5 = w_4 = 10,2 \text{ g/kg}_{\text{as}}$, $T_5 = 20^\circ\text{C}$.

Etat 7 à 8 :

L'air passe ici dans l'échangeur rotatif du côté de la régénération (veine de reprise). La transformation est à teneur en eau constante, $w_7 = w_8 = 11,5 \text{ g/kg}_{\text{as}}$. L'échange de chaleur se fait avec la veine de process (état 2 à 3).

$$\varepsilon_{\text{éch}} = \frac{T_8 - T_7}{T_2 - T_7} = 0,80$$

$T_8 = 41,5^\circ\text{C}$

Etat 8 à 9 :

C'est l'état correspondant au passage de l'air par la batterie de chauffe. La transformation est à teneur en eau constante, $w_8 = w_9 = 11,5 \text{ g/kg}_{\text{as}}$. La température de sortie de la batterie de chauffe peut être fixée, dans l'intervalle des températures de régénération exigées, à 60°C , $T_9 = 60^\circ\text{C}$.

Etat 9 à 10 :

L'air chauffé dans la batterie chaude, va absorber l'eau contenue dans le matériau dessiccant pour le régénérer et amorcer un nouveau cycle de déshumidification après passage du dessiccant dans la veine de process. La transformation après passage par la roue dessiccatrice est isenthalpique. La teneur en eau de l'air à la sortie atteint au minimum celle de l'air en entrée de la roue, $w_{10} = 17 \text{ g/kg}_{\text{as}}$. La température correspondante est $T = 44^\circ\text{C}$.

Nous récapitulons ces résultats dans le tableau suivant, lesquels seront représentés sur le diagramme de l'air humide (figure 5.4) :

Tableau 5.2 : Température et humidité spécifique en chaque point du système

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T(°C)	31,72	54	26	19	20	24	19	41.5	60	44
w(g/kg _{as})	17	7,7	7,7	10,2	10,2	9,4	11,5	11,5	11,5	17

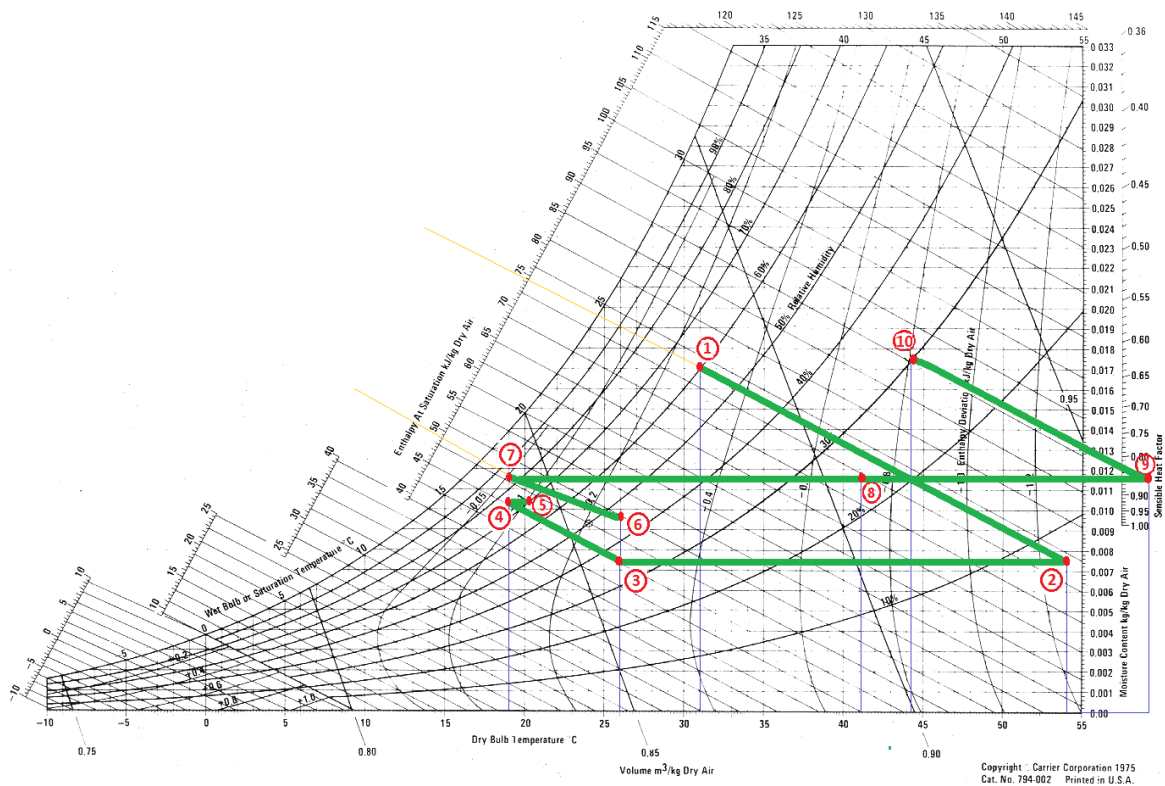


Figure 5.4 : Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point
Du système dessiccant

Débit de soufflage dans le local

Le débit de soufflage dans le local identifié est donné par l'équation suivante :

$$\dot{V} = \frac{\text{Charge}}{\text{Différence d'enthalpie entre l'état 1 et 6}}$$

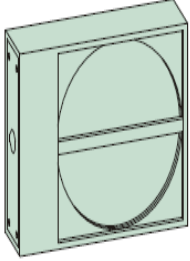
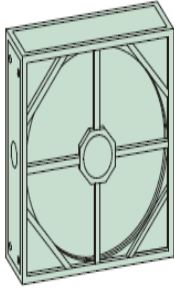
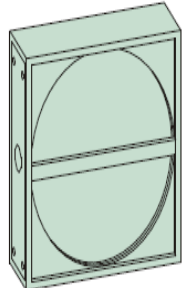
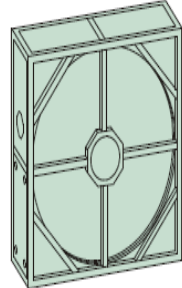
$$\dot{m} = \frac{Q_c}{h_1 - h_6} \quad \dot{m} = 0.11 \text{ kg/s}$$

Ceci correspond au débit d'air soufflé en m³/h : $\dot{m} = 0.11 \text{ kg/s} = 330 \text{ m}^3/\text{h}$

Le débit de soufflage permet de déterminer la dimension de la roue de dessiccation à partir du tableau fourni par le constructeur.

La roue de dessiccation qui correspond au débit calculé est la **SECO 450 HYSG de diamètre 450 mm et de débit 450m³/h**. Comme elle ne figure pas sur le tableau SECO sizes ci-dessus, celle-ci a pu être acquise sur commande auprès du constructeur **KLINGEMBERG** (comme il est mentionné sur le tableau : « Further sizes on request »). La roue commandée tourne avec un entraînement de rotation prévu de 2 à 20 tours/h (TPH) et une température maximale de régénération de 80°C.

Tableau 5.3 : Dimensions des roues de dessiccation (SECO Klingenberg) données par le constructeur

SECO 600-800	SECO 2000	SECO sizes				
		SECO-type	Rotor dia. [mm]	Height [mm]	Width [mm]	Depth [mm]
		600	495	600	750	450
		800	695	800	900	450
		1000	895	1000	1000	450
		1250	1160	1250	1250	450
		1500	1410	1500	1500	450
		1750	1660	1750	1750	450
		2000	1910	2000	2000	450
		2250	2120	2250	2250	490
		2500	2370	2500	2500	490
		2750	2630	2750	2750	490
		3000	2800	3000	3000	560
		3250	3050	3250	3250	560
		3500	3300	3500	3500	560
		3750	3550	3750	3750	560
		4000	3750	4000	4000	600
SECO 1000	SECO 2250	Note: Above SECO size 2500 matrix and housing are divided				
	SECO 2500 undivided	Further sizes on request!				
						

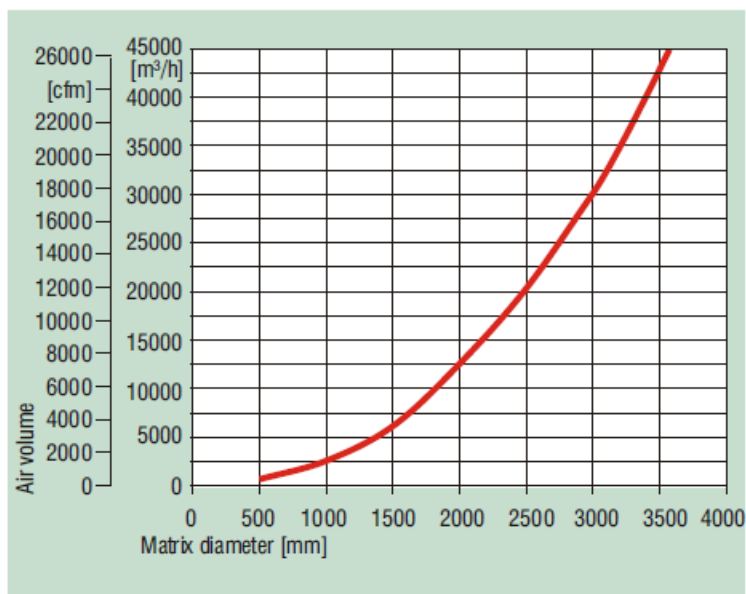


Figure 5.5 : Débit d'air en fonction du diamètre de la roue SECO Klingenberg donné par le constructeur

5.2 .3. Echangeur rotatif

L'échangeur rotatif est une roue, non hygroscopique, utilisée pour le refroidissement de l'air après sa sortie de la roue dessiccatrice. Le débit d'air calculé nous permet comme pour la roue dessiccatrice de faire le choix de l'appareil chez le même constructeur **KLINGEMBERG**. L'échangeur commandé est le **RRS P-C19**, il est réalisé en aluminium avec protection anticorrosive par une couche d'EPOXY. Il tourne avec un entraînement de rotation prévu de 5 tr/mn à 10 tr/mn avec une efficacité de 0,80.

5.2 .4. Batterie de régénération

La quantité d'énergie nécessaire pour la régénération de la roue de dessiccation a été estimée entre les états 9 et 8 en considérant une température de régénération de l'ordre de 60°C et que le débit de soufflage est égal au débit de régénération. Le diagramme de l'air permet de déduire les enthalpies respectives h_8 et h_9 .

La puissance utile pour la régénération de la roue dépend de la différence de ces enthalpies :

$$\Delta h = h_9 - h_8$$

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h$$

$$P = 3,71 \text{ kW} \approx 4 \text{ kW}$$

5.2 .5. Surface des capteurs solaires

Une simulation numérique basée sur la méthode f-Chart et permettant l'estimation de la couverture solaire du système a été utilisé pour le dimensionnement du champ de captation. En effet, f-Chart est une méthode d'analyse et de conception d'un système solaire [85], utilisée pour l'analyse, la conception et le pré-dimensionnement des systèmes actifs de chauffage solaire utilisant des liquides ou de l'air comme fluide caloporteur.

La fraction de la charge mensuelle F de chauffage pour la régénération du sel, fournie par l'énergie solaire est fonction de deux variables sans dimension, X (le rapport des pertes d'énergie des capteurs solaire utilisés avec les charges de chauffage) et Y (le rapport du rayonnement solaire absorbé). Elles sont définies comme suit :

$$X = \frac{A_c \cdot F_R U_L \cdot (T_{ref} - T_a^*)}{E}$$

$$Y = \frac{A_c \cdot F_R (\tau \alpha)_{eff} \cdot H_t^* \cdot N}{E}$$

Les facteurs $F_R U_L$ et $F_R (\tau \alpha)_{eff}$ représentent respectivement le rendement optique et les pertes thermiques du capteur solaire utilisé. Dans le cas du projet nous avons utilisé des capteurs solaires développé par l'UDES est dont les caractéristiques sont données en figure 4.5 (chapitre 4).

La fraction F de la charge totale mensuelle fournie par un système d'énergie solaire standard à base de liquide solaire est donnée en fonction des deux paramètres sans dimension, X et Y :

$$F = 1,029 \cdot Y - 0,065 \cdot X - 0,245 \cdot Y^2 + 0,0018 \cdot X^2 + 0,0215 \cdot Y^3$$

La surface du champ de captation a été déterminée pour la saison estivale pour une inclinaison des capteurs solaires plans égale à 27°. Les résultats donnent 9 m² qui correspond à 5 capteurs solaires plans.

Cette surface va permettre un taux de couverture maximale en été tel que montré en figure 5.6.

Par ailleurs, la capacité de stockage du système est calculée en fonction de la surface, à savoir 75 l par m² de surface de captation, ce qui implique une capacité de 750 l.

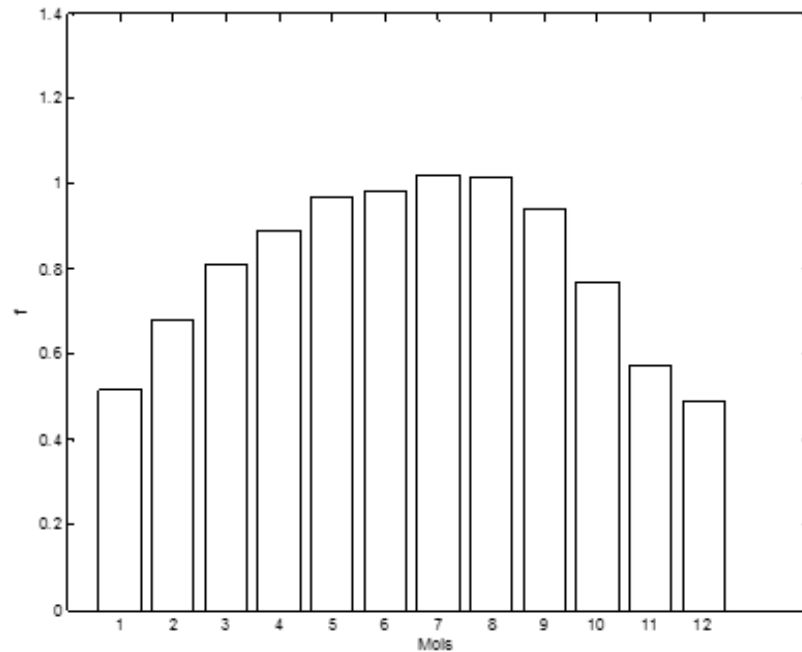


Figure 5.6 : Taux de couverture solaire pour les besoins de régénération de la roue de dessiccation.

5.2 .6. Humidificateurs

Le dimensionnement de la surface du mât humide (module d’humidification) se fait à partir des courbes donnant les valeurs d’efficacité de saturation en fonction de la vitesse frontale de l’air. Les valeurs d’efficacité sont données pour plusieurs épaisseurs, voir tableau 5.4. Pour le système considéré, nous avons utilisé le mât de 6 pouces d’épaisseur, qui donne une vitesse de l’air de l’ordre de 1,016 m/s pour une efficacité de 86%.

Tableau 5.4 : Efficacité en fonction de la vitesse frontale

Vitesse frontale de l'air	Efficacité de saturation du module d'humidification					
	4"	6"	8"	12"	18"	24"
200 FPM, 1.016 m/s	71 %	86 %	91 %	98 %	99 %	99 %
300 FPM, 1.524 m/s	67 %	81 %	88 %	96 %	98 %	99 %
400 FPM, 2.032 m/s	62 %	77 %	84 %	94 %	97 %	99%
500 FPM, 2.54 m/s	59 %	72 %	82 %	92 %	96 %	99 %
600 FPM, 3.048 m/s	57 %	70 %	80 %	91 %	95 %	99 %

A partir du diagramme de l'air humide, le volume massique à l'état 3 est de 0,8513 m³/kg. Pour un débit massique de 0,11kg/s, le débit volumique est gale à :

$$Q_v = 0,11 * 0,8513 = 0,0936 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ceci nous permet de déterminer la Surface S du mât destiné à être placé pour humidifier l'air, à partir de :

$$Q_v = V * S$$

D'où

$$S = 0,0936 / 1,016 = 0,0922 \text{ m}^2$$

$$S = 922 \text{ cm}^2$$

5.3. Réalisation du système

5.3 .1. Caisson

Nous avons procédé dans la première étape de la réalisation à l'établissement du schéma d'un caisson métallique qui va devoir porter tous les équipements de rafraîchissement par dessiccation notamment la roue dessiccatrice et l'échangeur rotatif, comme il est montré en figure 5.7.

Le plan a été élaboré par logiciel « solid works », suivant les côtes du coffrage calculées pour être conforme aux dimensions de la roue de dessiccation qui est la pièce maîtresse du système. Le tout devant être thermiquement isolé, des panneaux sandwich en

polyuréthane de 4 cm d'épaisseur ont été placés sur les parois. La réalisation du caisson a été donc finalisée par l'atelier mécanique de l'UDES, comme il est montré sur la figure 5.8.

Les différents organes de l'installation dessiccante ont été acquis et placés dans le coffrage conçu à cet effet. La roue dessiccatrice, l'échangeur rotatif, les ventilateurs de soufflage et de reprise ainsi que l'humidificateur réalisé ont été placés. La centrale de traitement d'air à dessiccation solide était prête et sa jonction avec la boucle solaire constituée du champ de captation dimensionné plus haut et du ballon de stockage a eu lieu après dimensionnement du réseau hydraulique de tuyauterie d'eau chaude.

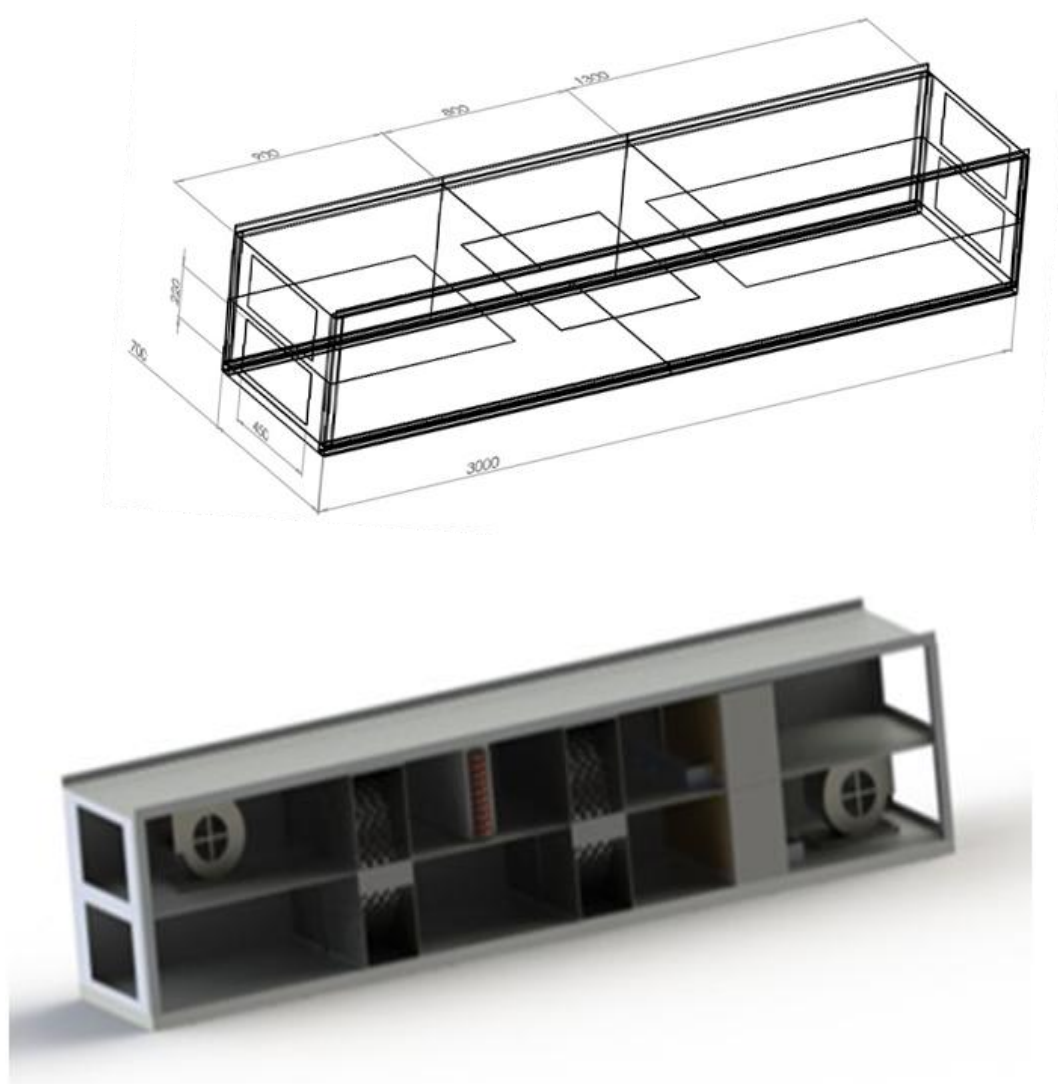


Figure 5.7 : Plan du caisson du système de rafraîchissement à roue de dessiccation.



(a)



(b)

Figure 5.8 : Caisson du système de climatisation solaire à dessiccation solide (a) en phase de réalisation (b) en phase finale

5.3 .2. Roue dessiccatrice et échangeur rotatif

L'installation a été montée avec les parties acquises conformément aux résultats de calcul du dimensionnement. La roue dessiccatrice et l'échangeur rotatif sont de marque SECO KLINGEMBERG – Allemagne. La roue a un diamètre de 45 cm et une épaisseur de 20 cm (figure 5.9). Elle a une structure en nids d'abeilles en cellulose imprégnée de Silica gel. Elle tourne à une vitesse entre 2 et 20 tours par heure pour la déshumidification de l'air. La température de régénération préconisée varie entre 40 et 80°C pour ne pas détériorer la matrice sur laquelle est déposé le substrat de matériau dessiccant.



Figure 5.9 : Roue dessiccatrice SECO KLINGEMBERG

L'échangeur rotatif (figure 5.10) est quant à lui une roue utilisée pour le refroidissement de l'air après sa sortie de la roue dessiccatrice. Elle a la même configuration en aspect général sauf que le milieu métallique en nid d'abeille n'est pas imprégné de matériau dessiccant, il est fabriqué en aluminium pour favoriser l'échange thermique. La vitesse de rotation de cette roue est de 10 tours/minute.



Figure 5.10 : Échangeur rotatif SECO KLINGEMBERG

5.3 .3. Ventilateurs

L'installation comporte aussi deux ventilateurs « Turbine Tubulaire TT PRO 315» (figure 5.11). Le premier est placé dans la section de retour, il a une puissance nominale de 320 W et l'autre dans la section de soufflage ayant une puissance de 230 W. Ils sont placés complètement en gaine. Les pertes de charge dans les deux gaines sont estimées à : 450 Pa.

L'élévation de température générée par ces pertes de charge dans les ventilateurs est de l'ordre de 0,8 °C pour la section de régénération et de 0,7°C côté soufflage puisque on a toujours de l'air en contact avec de l'eau refroidi par humidification.



Figure 5.11 : Ventilateur TT PRO 315 à mettre en gaine de soufflage et reprise

5.3 .4. Humidificateurs

Les humidificateurs installés sont des humidificateurs à évaporation à simple étage (système à Pads) réalisés au niveau du laboratoire de l'UDES (figure 5.12). L'humidificateur est un appareil qui fait refroidir l'air par humidification lors de son passage direct dans le mat humide. Ce dernier est formé en cellulose sous forme de nid d'abeille dans lequel de l'eau ruisselle en circuit fermé.

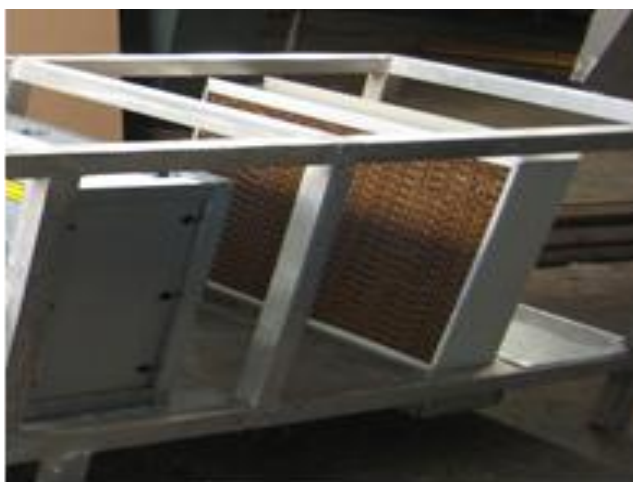


Figure 5.12 : Humidificateur à pads installé au niveau de la structure

5.3 .5. Champ de capteurs solaires

Cette installation comporte des capteurs plans à circulation de liquide (figure 5.13), un ballon de stockage avec système de commande (figure 5.14 et 5.15), des pompes (figure 5.16), la batterie de régénération et une résistance électrique d'appoint. Le volume de stockage et la surface des capteurs sont surdimensionnés. Le ballon de stockage a un volume de 1 m³. L'opération de son isolation thermique sauf en sa base inférieure a été aussi effectuée.

Les capteurs solaires sont des capteurs plans à circulation de liquide, de surface totale 10 m². Le liquide utilisé est de l'eau glycolée à teneur de l'ordre de 50% en glycol.

La batterie de régénération acquise, est un échangeur de chaleur tubulaire eau-air, constitué de rangées de tuyaux en cuivre recouverts d'ailettes en aluminium. Elle est de

marque « France AIR » et sera reliée au système solaire via un réseau hydraulique de tuyauterie d'eau chaude. Elle assurera le chauffage de l'air de régénération avant son entrée dans la roue de dessiccation (Figure 5.17).

Une résistance d'appoint électrique (Figure 5.18), équipe aussi l'installation pour permettre de faire de couvrir les besoins en chaleur pendant la période de faible ensoleillement.



Figure 5.13 : Champ des capteurs solaires plans



(a)



(b)

Figure 5.14 : Ballon de stockage relié au champ de capteurs solaires (a) Vue de face (b) Vue de haut

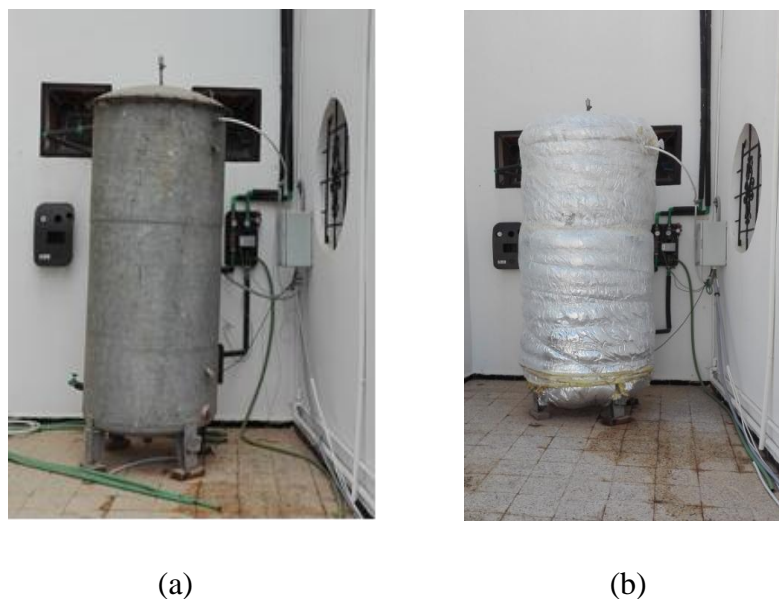


Figure 5.15 : Ballon de stockage relié au système de commande et aux pompes

(a) Sans isolation de calorifuge (b) avec isolation en laine de verre



Figure 5.16 : Pompes et système de commande du ballon de stockage

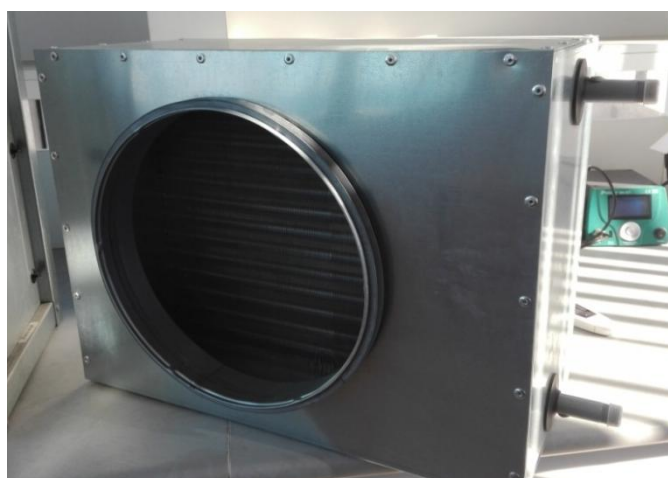


Figure 5.17 : Batterie de régénération



Figure 5.18 : Batterie électrique d'appoint

5.3 .6. Armoire de commande

Le fonctionnement du banc d'essai ainsi que toute l'installation se fait à travers un système de commande et de régulation électrique (figure 5.19). Après l'acquisition du matériel électrique nécessaire, une armoire de commande a été réalisée à l'atelier électronique de l'UDES.



Figure 5.19 : Armoire de commande et de régulation électrique réalisée à l'UDES

5. 4. Expérimentation

5. 4. 1. Métrologie

Les données météorologiques du site de Bou Ismail Tipaza sont prises directement de la station météo de l'UDES (figure 5.20).

Pour l'installation solaire, des sondes à doigt de gant sont utilisés pour mesurer la température d'eau chaude. Et en vue de mesurer les propriétés de l'air et de l'eau dans diverses parties de l'installation dessiccante, plusieurs sondes sont utilisées.



Figure 5.20 : Station Météo de l'UDES

Les mesures de la température et de l'humidité s'effectuent au moyen de capteurs électroniques « Onset HIH-4030 »offrant une haute précision. Ils mesurent l'humidité relative de 0 à 100% à $\pm 1\%$ et la température de -20°C à 90°C à $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.

Après avoir procéder à la préparation du schéma électronique approprié à ces capteurs (figure 5.21).Ceux-ci ont été soudés sur le circuit électronique imprimé correspondant(figures 5.22).Un câble souple de jonction assure la transmission du signal vers le système d'acquisition.

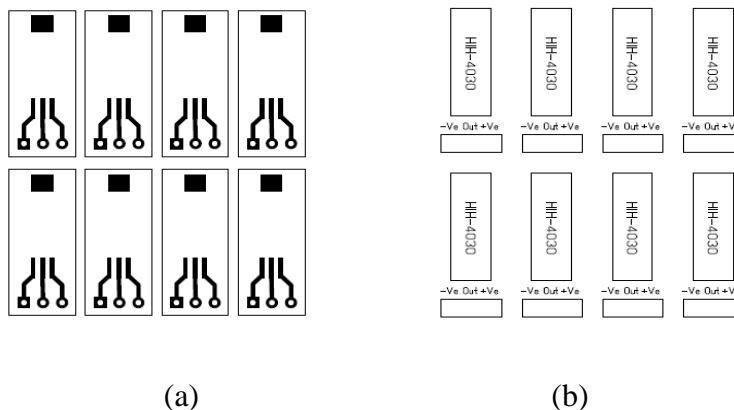


Figure 5.21 : Circuit électronique imprimé (a) face avant
(b) face arrière

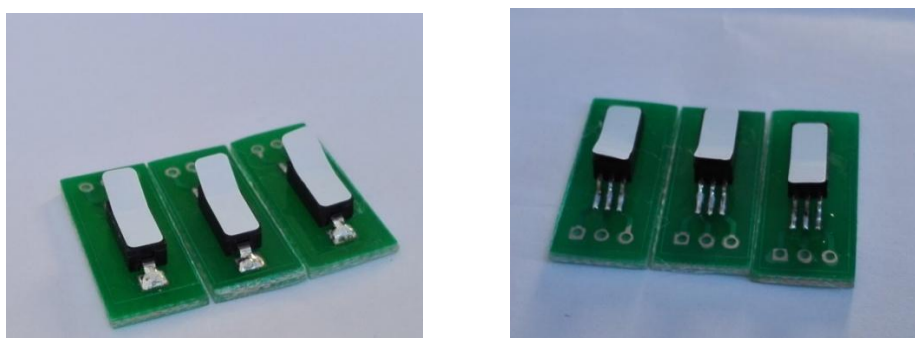


Figure 5.22 : Circuit électronique imprimé réalisé avec capteurs soudés dessus

Des sondes supplémentaires ont été prévues pour la mesure ponctuelle des propriétés de l'air. Ce sont des hygromètres de type KIMO donnant les valeurs de températures et d'humidités relatives avec une exactitude de $\pm 3,5\%$ en humidité relative et $\pm 0,4^\circ\text{C}$ en température (dans la plage de $+5^\circ\text{C}$ à 80°C), figure 5.23.



Figure 5.23 : Hygromètre de type KIMO utilisé pour les mesures

Toutes les sondes sont raccordées à une centrale d'acquisition « AGILENT » qui renvoie les valeurs mesurées à l'ordinateur central pour le traitement des données (Figure 5.24).



Figure 5.24 : Centrale d'acquisition AGILENT

5. 4. 2. Banc d'essai

Le banc d'essai monté a été conçu pour le test et la caractérisation de la roue dessiccante. Celle-ci sera mise en service pour la déshumidification de l'air qui passera au travers. Deux gaines en acier galvanisé pour le process et la régénération lui sont raccordées comme il est montré sur la figure 5.25. Deux ventilateurs sont placés de part et d'autre. L'air ambiant rentre par aspiration du premier ventilateur, dans la gaine de process, il subit une déshumidification après passage dans la roue. Le deuxième ventilateur est quant à lui placé sur la gaine de régénération. Il est positionné en succession à une batterie électrique (figure 5.26), pour faire circuler l'air chaud en direction de la roue, dans le but de soutirer l'eau absorbée par le matériau dessiccant.

Des mesures de température et d'humidité seront effectuées en entrée et en sortie de la roue, dans les veines de process et de régénération.



Figure 5.25 : Banc d'essai de caractérisation de la roue de dessiccation



Figure 5.26 : Batterie de chauffe électrique reliée au banc d'essai

5. 4. 3. Protocole de tests

Plusieurs mesures ont été effectuées sur le banc d'essai, dans le but de s'assurer du bon fonctionnement de la métrologie avant de caractériser la roue de dessiccation.

Le protocole expérimental doit permettre l'identification des paramètres du modèle de la roue dessicante à débit d'air constant ($330 \text{ m}^3/\text{h}$). Les valeurs de températures : T_i et d'humidités absolues : w_i de l'air, du point 1 au point 6, coté process et régénération, seront relevées comme indiqué sur la figure suivante.

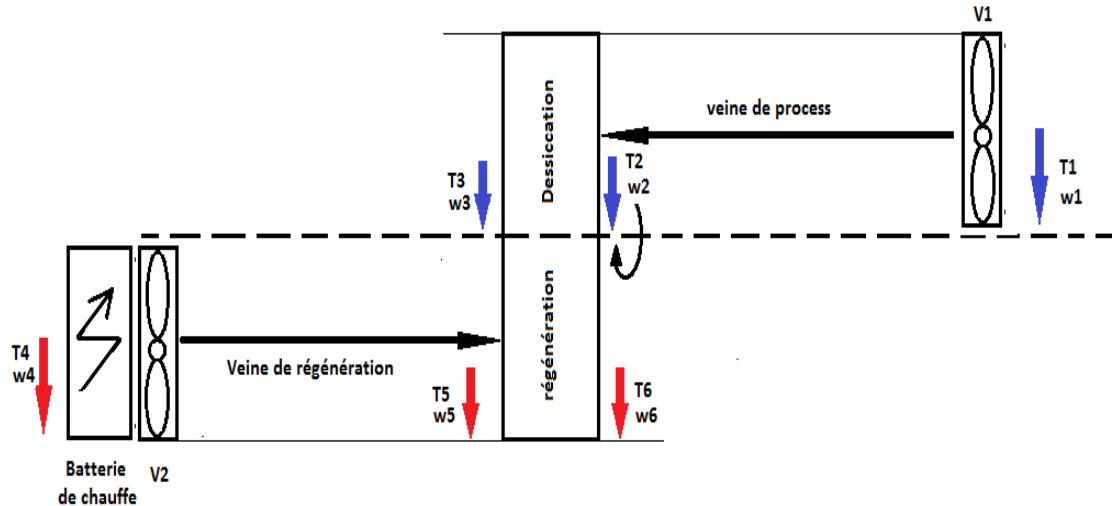


Figure 5. 27 :Points de mesures du protocole expérimental sur le banc d’essais

5. 4. 4. Résultats expérimentaux

Nous avons procédé à la mise en marche de la roue, des ventilateurs et de la batterie de chauffe. Une fois que le débit des ventilateurs ai été fixé, nous avons réglé la vitesse de rotation de la roue N à 10TPH (10 tours par heure) en stabilisant sur 66,6 Hz le variateur de fréquences qui lui est relié. La batterie de chauffe donne des températures de régénération entre 40°C et 60°C.

Les résultats présentés dans ce qui suit ont été collectés, après stabilisation des données, pendant une période de 2500 secondes avec un pas de 10 secondes.

Les figures 5. 28 et 5.29 et 5.30, montrent l’évolution de la température, de l’humidité absolue ainsi que de l’humidité relative, en entrée et sortie de la roue de dessiccation du côté process. L’air ambiant est canalisé dans la veine de process par le moyen du ventilateur V₁ et passe à travers la roue à une température d’entrée T₂, une humidité absolue w₂ et une humidité relative φ_2 . Il en sort après passage dans la roue à une température T₃, une humidité absolue w₃ et une humidité relative φ_3 . Les résultats de mesures confirment les résultats trouvés par simulation du chapitre précédent. Ils affichent un gap de température d’une augmentation de 10°C, d’une diminution d’humidité absolue et d’humidité relative, respectivement, de 3,2 g/kg_{as} et de 35%. L’opération de déshumidification de l’air s’est accomplie d’une manière effective. L’air en sortie de la roue perd une quantité d’eau qu’il a échangé avec le Silica Gel de la roue tournante.

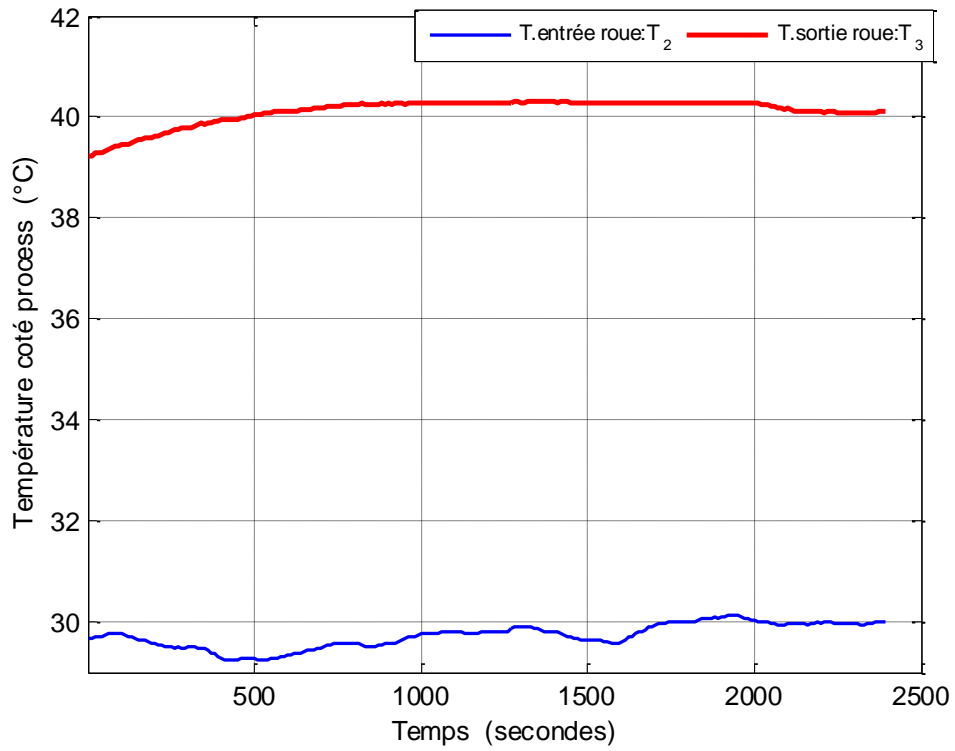


Figure 5. 28 :Températures en entrée et sortie de la roue de dessiccation coté process

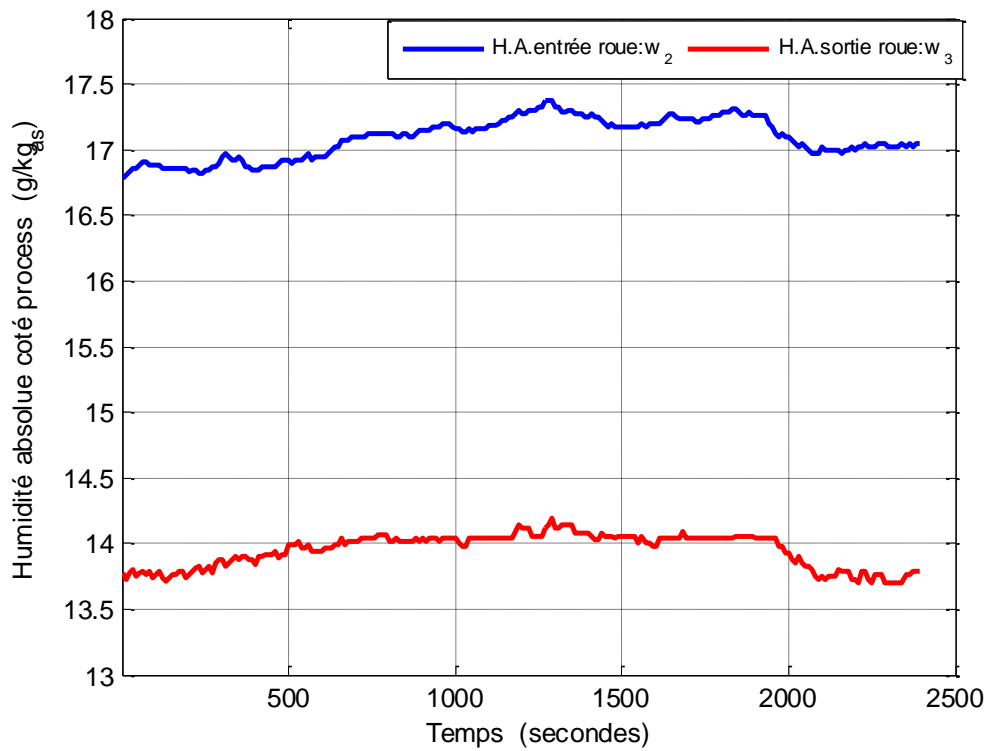


Figure 5. 29 :Humidités absolues en entrée et sortie de la roue coté process

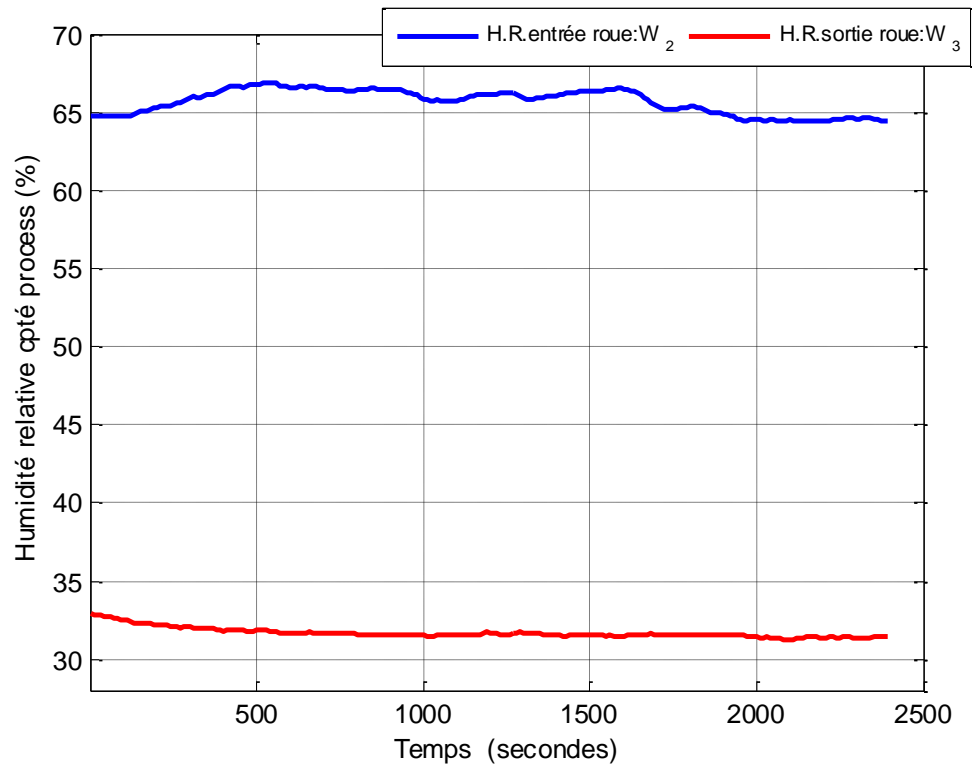


Figure 5. 30 :Humidités relatives en entrée et sortie de la roue coté process

Les figures 5.31 et 5.32 et 5.33, montrent l'évolution de la température, de l'humidité absolue ainsi que de l'humidité relative, en entrée et sortie de la roue de dessiccation du côté de la régénération. L'air ambiant chauffé par la batterie de chauffe est canalisé dans la veine de régénération par le moyen du ventilateur V_2 et passe à travers la roue à une température d'entrée T_5 , une humidité absolue w_5 et une humidité relative φ_5 . Il en sort après passage dans la roue à une température T_6 , une humidité absolue w_6 et une humidité relative φ_6 . Les résultats de mesures affichent une diminution de température de 18°C et une augmentation d'humidité absolue de $3,5 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ et d'humidité relative de 37%. L'opération de restitution de l'eau absorbée en process à l'air de régénération, s'est accomplie d'une manière effective à $0,3 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ en humidité spécifique et 2% en humidité relative. L'air en sortie de la roue se charge d'une quantité d'eau cédée par le Silica Gel.

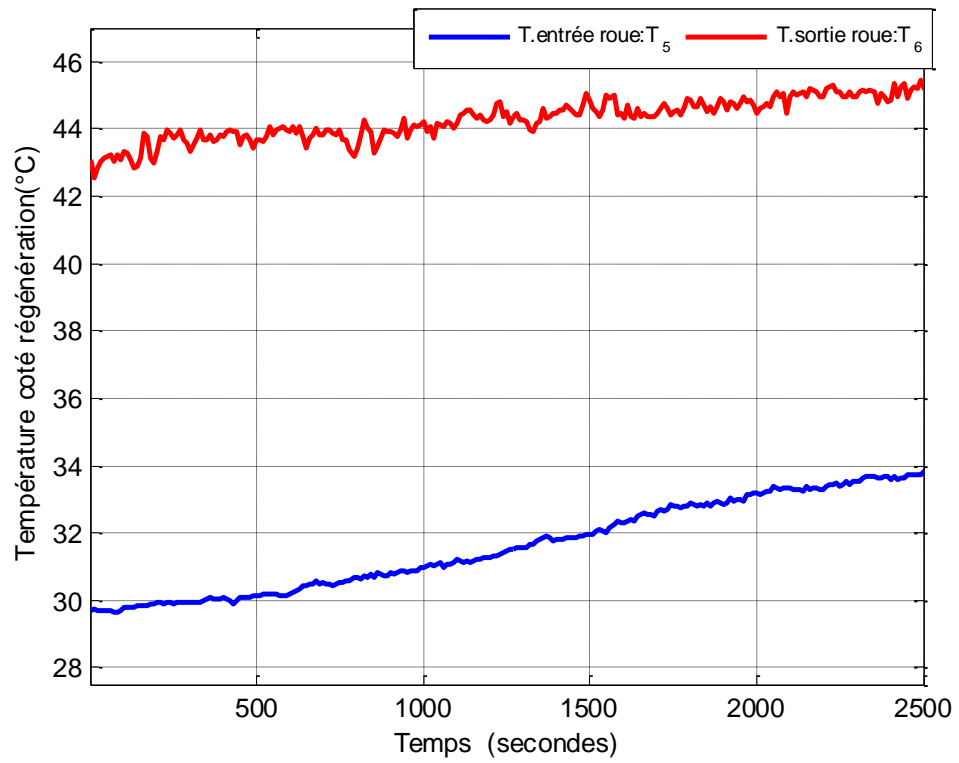


Figure 5. 31 :Températures en entrée et sortie de la roue coté régénération

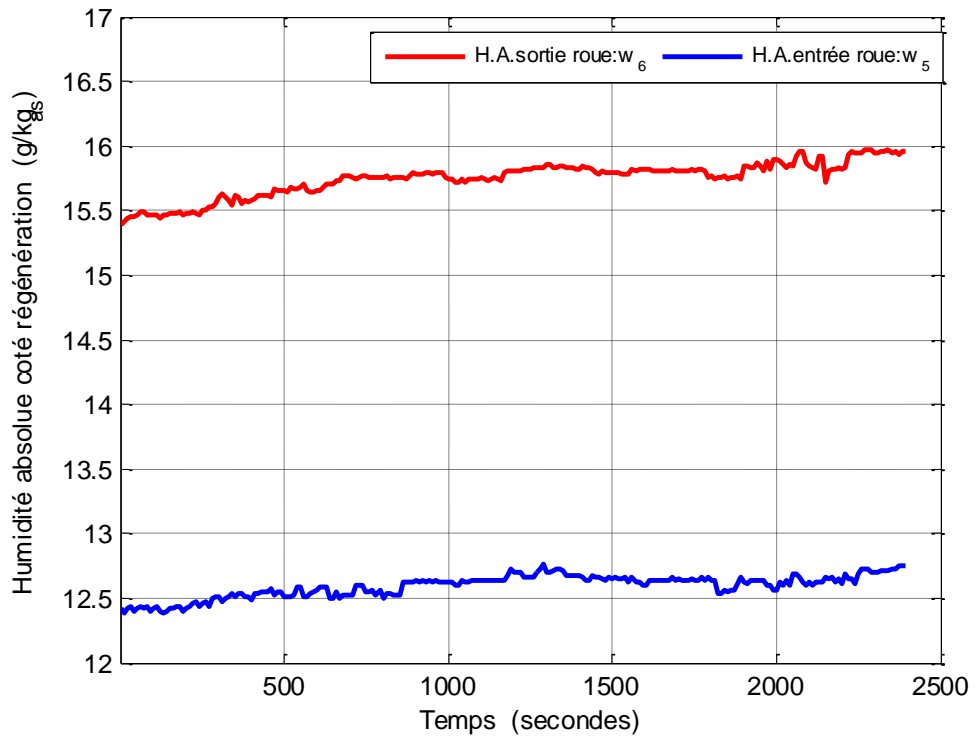


Figure 5. 32 :Humidités absolues en entrée et sortie de la roue coté régénération

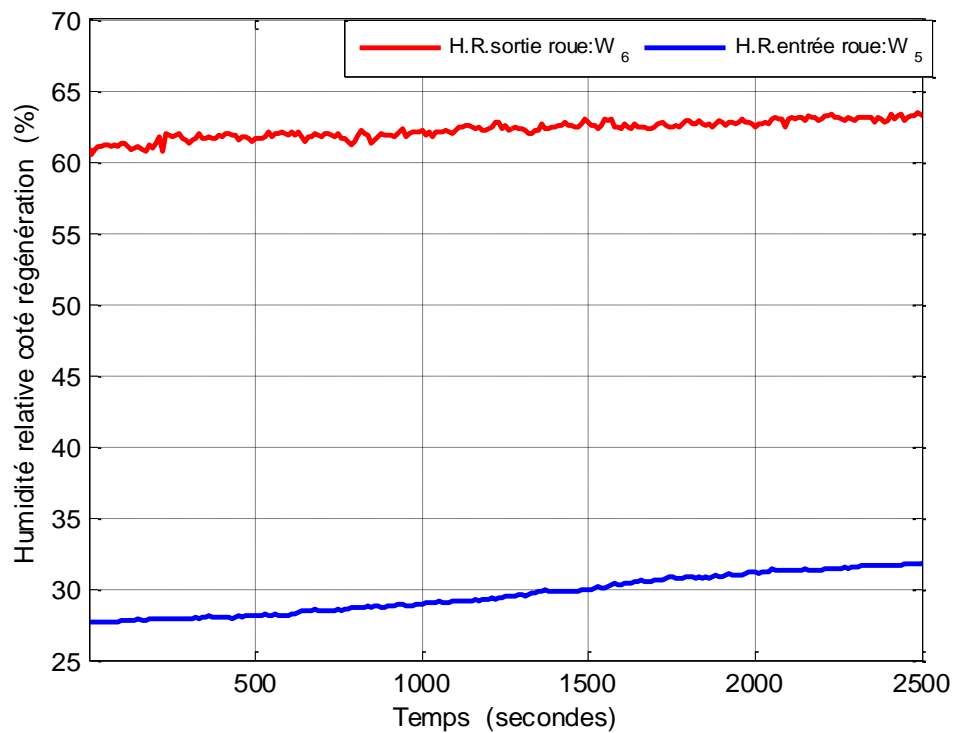


Figure 5. 33 :Humidités relatives en entrée et sortie de la roue coté régénération

Nous avons procédé par la suite à la variation de la vitesse de rotation de la roue, de 5 TPH, 10 TPH et 15 TPH, pour mesurer l'écart entre les températures d'entrée et de sortie de la roue ainsi que sa capacité de déshumidification.

Les résultats représentés en figures 5.34 et 5.35 montrent que les vitesses de rotation de 5 TPH et 15 TPH donnent des valeurs presque similaires, leurs représentations graphiques sont proches ou se chevauchent. Les résultats correspondants à la vitesse de 10 TPH se distinguent par une augmentation de 1,1°C à 2,3°C pour l'écart en température et de 0,5 g/kg_{as} à 1,3 g/kg_{as} pour la déshumidification. Ceci nous mène à conclure que la vitesse optimale correspondant aux meilleures performances de déshumidification de l'air est de 10 TPH pour les conditions de fonctionnement données.

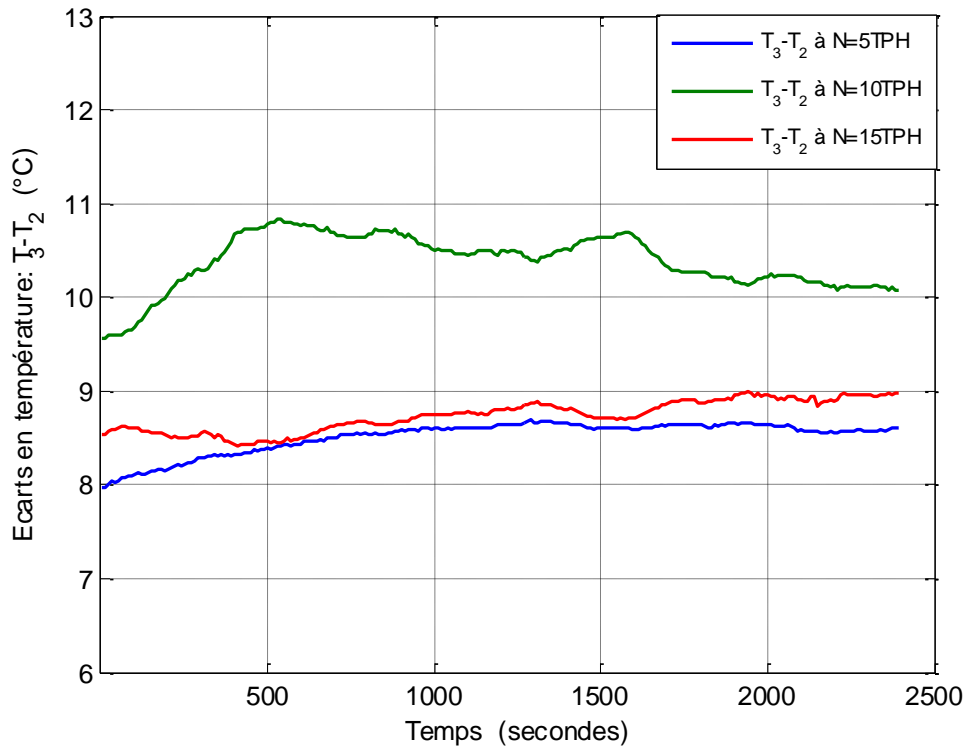


Figure 5. 34 : Ecart en températures entrée sortie process pour différentes vitesses de rotation de la roue

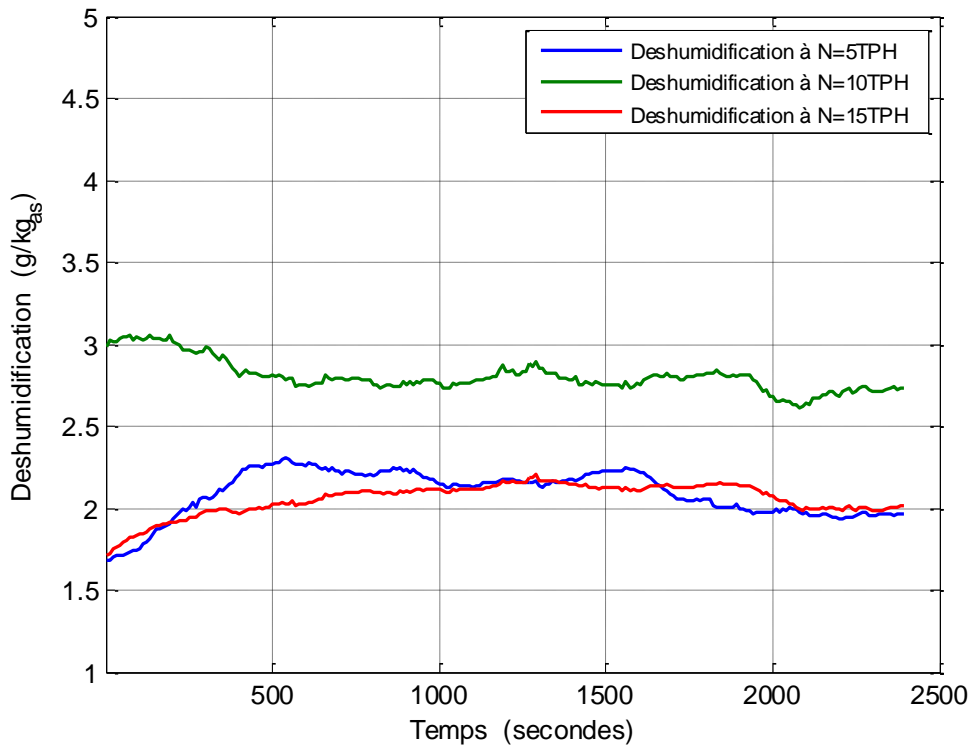


Figure 5. 35 : Déshumidification pour différentes vitesses de rotation de la roue

5.5. Validation des résultats expérimentaux

La capacité de déshumidification de la roue, son rapport d'énergies sensibles et son efficacité de déshumidification sont des paramètres de performance pertinents. Ils sont donnés et confrontés aux résultats de simulation sur les figures 5.36, 5.37 et 5.38.

La capacité de déshumidification et le rapport d'énergies sensibles sont représentés en fonction de la température de régénération. Nous retrouvons en figure 5.36, des résultats similaires à ceux de la simulation à $0,7\text{g/kg}_{\text{as}}$ près pour la capacité de déshumidification. La capacité d'absorption du dessiccant augmente avec la température de régénération. La simulation prévoit une déshumidification de $1,4\text{g/kg}_{\text{as}}$ pour une augmentation de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ en température de régénération. Contre $0,7\text{g/kg}_{\text{as}}$ prévus par l'expérience.

Les résultats expérimentaux du rapport d'énergies sensibles (RES), représentés aussi en fonction de la température de régénération en figure 5.37, présentent une similitude à $0,06$ près. Le RES expérimental est plus bas que celui prévu par la simulation, ceci est dû au fait que le modèle néglige les transferts thermiques dans les gaines ainsi que les effets thermiques des fuites d'air.

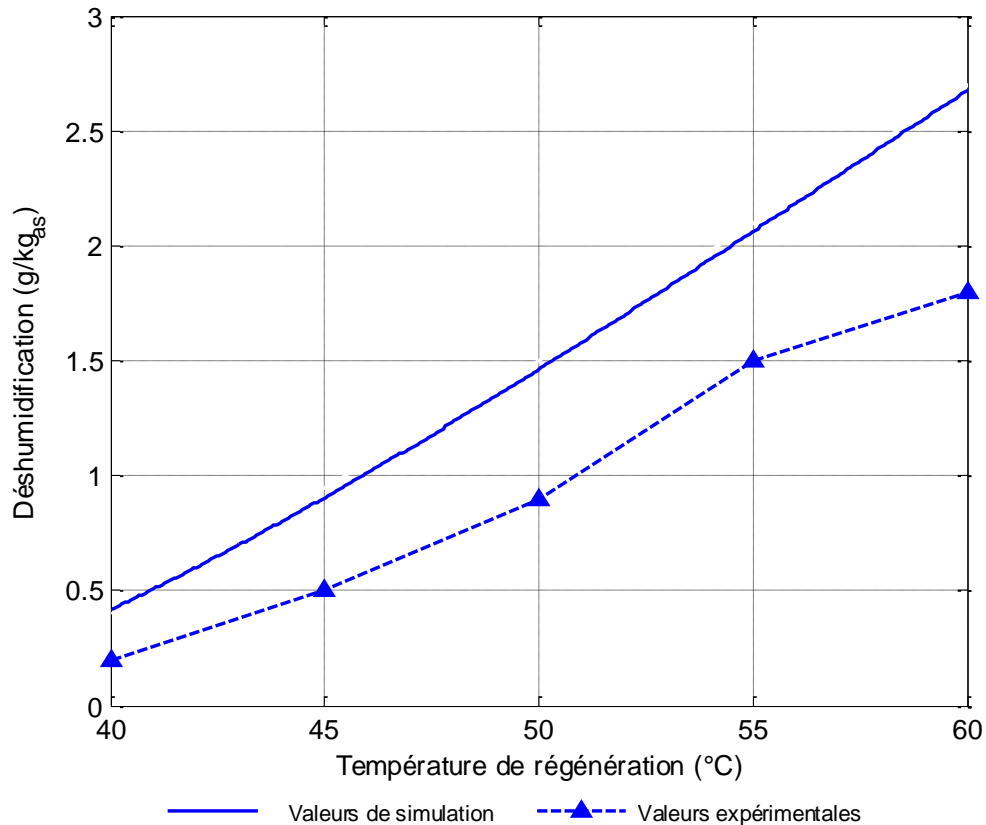


Figure 5.36 : Capacité de déshumidification de la roue selon les mesures et selon la simulation

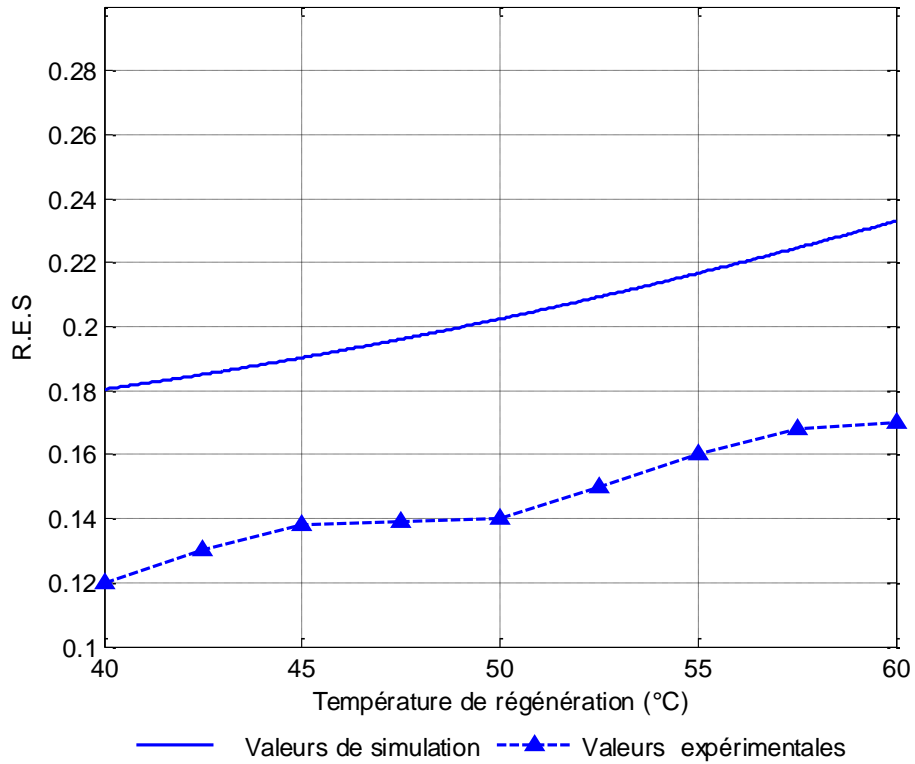


Figure 5.37 : Rapport d'énergies sensibles de la roue (R.E.S) selon les mesures et selon la simulation

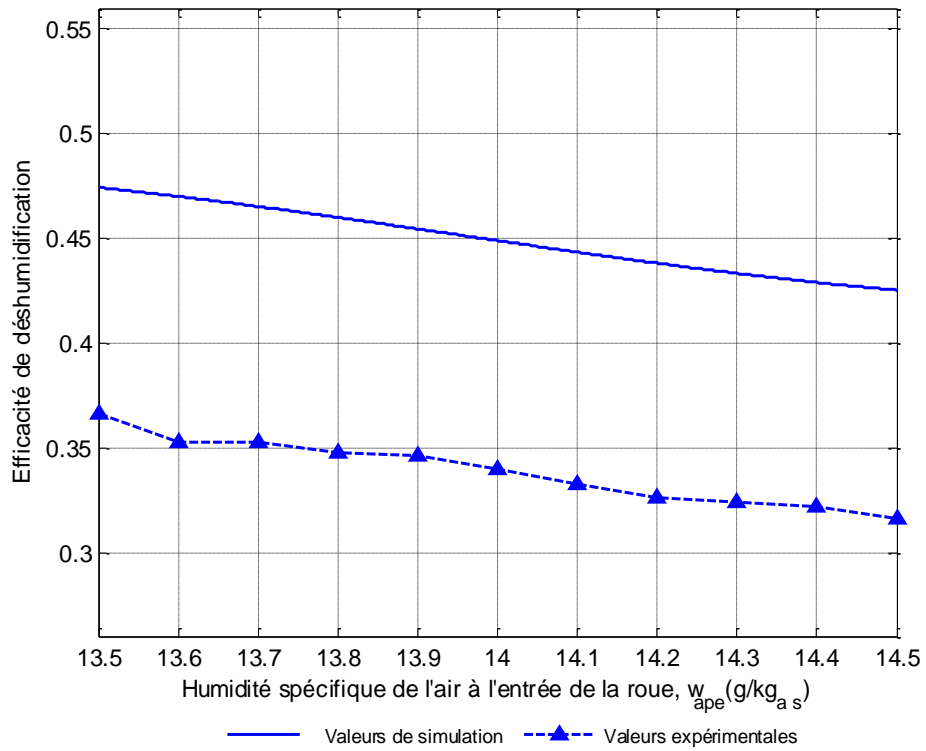


Figure 5.38 : Efficacité de déshumidification de la roue selon les mesures et selon la simulation

Sur la figure 5.38 est représentée l'efficacité de déshumidification de la roue en fonction de l'humidité spécifique de l'air en entrée de la roue. Les résultats sont donnés pour un intervalle d'humidité spécifique entre 13,5 g/kg_{as} et 14,5g/kg_{as} découlant des mesures effectuées (voir figure 5.29). En comparant les résultats, issus de mesures expérimentales, concernant l'efficacité de déshumidification avec ceux donnés par la simulation, on remarque qu'elles correspondent. La valeur de l'efficacité donnée par la simulation est supérieure en moyenne de 0,10 à celle mesurée. Ceci est dû aussi, comme il a été précisé plus haut, aux déperditions thermiques par les gaines et les imperfections des étanchéités.

Les essais expérimentaux de caractérisation de la roue de dessiccation ont abouti finalement à des résultats ayant de bonnes concordances avec les prédictions de la simulation. Ces aboutissements concernent néanmoins quelques paramètres, entre beaucoup d'autres, de la roue de dessiccation qui doivent être pris en compte.

5.6. Conclusion

Le présent travail porte sur l'étude et la réalisation d'un système de climatisation à roue de dessiccation couplé à un système solaire thermique. Cette partie porte sur la réalisation du système au sein de l'UDES. Pour cela, un bilan thermique a été effectué pour permettre de déterminer la charge nécessaire pour le rafraîchissement d'un bureau pendant la période estivale. Le débit de soufflage selon les conditions normalisées de rafraîchissement a été déterminé et a permis de déterminer les dimensions de la roue de dessiccation et de l'échangeur rotatif. Pour la régénération du matériau dessiccant, un échangeur de chaleur à contre-courant air-eau a été prévu. L'alimentation de ce dernier est assurée par un champ de capteurs solaires thermiques.

La surface de captation solaire ainsi que le stockage d'énergie ont été estimés à partir de la méthode f-Chart qui permet le calcul du taux de couverture solaire de l'installation. Après réalisation de l'humidificateur et de l'armoire de commande et de régulation, le système complet a été enfin assemblé.

Pour ce qui est de la caractérisation de la roue de dessiccation, un banc d'essai a été réalisé et des tests expérimentaux ont été effectués. La confrontation de l'expérience avec

la simulation a conduit à des résultats assez similaires sur de courtes périodes de tests. Cependant, des mesures concernant d'autres paramètres, restent à être effectuées sur de longues périodes de tests et avec une régulation adaptée.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

L'objectif de ce travail était l'étude et la réalisation d'une installation de refroidissement évaporatif solaire à dessiccation solide. La nécessité de maîtriser les consommations énergétiques dans le domaine du bâtiment pour satisfaire les besoins en confort des occupants pendant l'été a été ressortie. Les techniques de refroidissement évaporatif couplées à l'énergie solaire sont une solution intéressante à envisager. Après avoir présenté le système et son principe de fonctionnement, une modélisation a été présentée en détails sur les différents composants et pour les deux parties dessiccante et solaire de l'installation.

Nous avons effectué notre étude afin d'évaluer les performances et le fonctionnement du système, en procédant à des simulations pour une journée de référence. Ainsi, il a été montré que le système est bien adapté aux régions chaudes et à humidité absolue relativement élevée des zones côtières de l'Algérie.

L'étude de dimensionnement a permis de faire le choix des différents composants, notamment la roue dessiccatrice, l'échangeur rotatif et la partie solaire, pour procéder à la réalisation du système. Un banc d'essais a été monté au laboratoire pour la caractérisation de la roue de dessiccation. Des tests expérimentaux concernant son fonctionnement et sa capacité de déshumidification de l'air ont été effectués. Les paramètres de performance les plus représentatifs, ont été donnés et confrontés aux résultats de simulation.

Ce travail a montré la faisabilité et l'intérêt des systèmes de refroidissement évaporatif à dessiccation avec régénération solaire. Couplés à une architecture bioclimatique, ils peuvent s'inscrire parfaitement dans la philosophie des bâtiments à énergie positive et sont une solution intéressante pour rafraîchir pendant les périodes de canicule.

Il est à envisager comme perspectives de ce travail de s'appuyer sur l'outil de simulation pour permettre de faciliter le dimensionnement des installations de refroidissement à dessiccation tout en réalisant un travail d'optimisation sur l'installation expérimentale réalisée. Le travail expérimental entrepris est à poursuivre avec la caractérisation du reste des éléments de l'installation et des tests de performances du système complet en conditions climatiques du site étudié. La période de ces tests doit être

prolongée, en mettant en place une logique de fonctionnement à respecter. Ainsi le comportement saisonnier, voir même annuel sera étudié. L'étude du système doit être, par la suite, étendue aux climats diversifiés des différentes zones du pays. Aussi une stratégie de régulation et de contrôle de l'installation doit être élaborée afin de d'évaluer la consommation réelle du système de refroidissement solaire par dessiccation solide sur une durée prolongée et de montrer son intérêt en conditions climatiques réelles.

NOMENCLATURE

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

NUT	nombre d'unités de transfert	---
P	puissance	W
Pr	nombre de Prandtl	---
\dot{Q}	puissance thermique	W
Q_{eau}	consommation d'eau dans l'humidificateur	kg/s
Re	nombre adimensionnel de Reynolds	---
R.E.S	rapport d'énergies sensibles de la roue	---
S	surface de la roue	m ²
t	temps	s
T	température	°C, °K
T_{ro}	période de rotation de l'échangeur rotatif	s
u	vitesse	m/s
UA	conductance	W/K
U_g	coefficient des pertes globales dans le capteur solaire	---
v_a	volume spécifique de l'air	m ³ /kg _{as}
V	volume de la roue à dessiccation	m ³
w	humidité spécifique de l'air en kg eau par kg d'air sec	kg/kg _{as}
W	humidité contenue dans le matériau dessiccant	kg/ kg _{dess}
x	abscisse	---
z	abscisse	m

Notations grecques

Symbole	Description	Unité
α	Position angulaire de la roue à desiccation	---
α_i	polynôme caractéristique	---
ε	Efficacité	---
ε_{cc}	Efficacité d l'échangeur contre-courant	---
λ	conductivité thermique	W/m ² .K

φ, Φ	Humidité relative de l'air	%
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s
θ	temps rapporté à la période	---
ρ	masse volumique	kg/m ³
τ	rapport du débit d'air sur la masse de dessicant	---
η	Rendement du capteur	---
η_{dec}	coefficient de perte par déconcentration dans l'humidificateur	---
ξ	fraction du vide	---
Γ	rapport de la masse d'air sur la masse d'adsorbant dans la roue	---

Indices

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

n	relatif à l'air neuf ou de soufflage
nom	relatif à l'état nominal
p	relatif au process ou section de soufflage
r	relatif à la reprise
rég	relatif à la régénération
s	relatif à la sortie ou au soufflage
sc	relatif à la sortie du capteur
T	relatif à la température
th	thermique
tot	totale
u	utile
v	relatif à la vapeur d'eau
vent	relatif au ventilateur
w	relatif à l'humidité spécifique

REFERENCES

- [1] CHEILAN, R., "La climatisation solaire", Rapport de Projet de fin d'Etudes, Ecole Nationale D'ingénieurs De Saint-Etienne, Juin 2004.
- [2] BENAHMED, L., BENMOSTEFA, F., "Intégration d'un système de rafraîchissement solaire au bâtiment. Faisabilité technico-économique", Mémoire de fin d'études, Université Aboubakr Belkaid Tlemcen, Juin 2013.
- [3] Cummings, R.O., "The American Ice Harvests: A historical study in technology, 1800-1918", California University Press, 1949.
- [4] Aliments repères, encyclopédie Universalis, <https://www.universalis.fr/encyclopedie/aliments-reperes-chronologiques>.
- [5] La machine à absorption, <http://frigoristes.fr>.
- [6] Willis Carrier <https://www.carrier.com/truck-trailer/fr/fr/about-carrier/willis-carrier>.
- [7] Histoire de la Production du Froid - International Institute of Refrigeration : http://www.iifiir.org/History_refrigeration_Duminil_FR.pdf
- [8] Les attentes du marché mondial de la climatisation, <http://fr.acrlatinoamerica.com/201704047292/noticias/empresas/expectativas-del-sector-mundial-de-aire-acondicionado.html>
- [9] Climatisation : bonnes perspectives pour le marché mondial conseils. [xpair.com/actualite_thermpresse/](http://conseils.xpair.com/actualite_thermpresse/), Mai 2017.
- [10] Nouvelles de BSRIA, <https://www.bsria.fr/nouvelles-de-bsria/article/leacutetude-mondiale-bsria-sur-la-climatisation>, 2016.
- [11] Perspectives du marché mondial de la climatisation, https://conseils.xpair.com/actualite_thermpresse/climatisation-perspectives-marche-mondial.htm
- [12] www.persee.fr/doc/geo_0003-4010_1951_num_60_322_pp.397-399
- [13] Journal Officiel de la République Algérienne N°87 30, pp.15-17, Chaâbane 8 décembre 1999.
- [14] ZOUAKOU, W., "Stratégie de prix de l'entreprise SAMHA", Mémoire d'ingénieur en commerce et marketing, Juin 2010.
- [15] TEDJANI, K., "Quand l'état subventionne la climatisation", Nouara Algérie.com, Revue de web environnement et écologie en Algérie, 16 juillet 2012.

- [16] ALAMI, B., “Algérie-Le soutien de l’Etat à la consommation d’électricité dans le sud va passer à 10 milliards DA en 2017”, janvier 2017.
- [17] “Programme des énergies renouvelables et de l’efficacité énergétique”, Portail .CDER.dz
- [18] KASBADJI MERZOUK, N., “ Quelles perspectives pour le froid solaire en Algérie ”, Salon des Energies Renouvelables, ERA, Centre de Convention d’Oran, 26-28, octobre 2015.
- [19] BEN DAIKHA, W., “ La climatisation géothermique : une solution adaptée à l’Algérie ”, Journal des énergies renouvelable, N°17, 2010.
- [20] DEVIN, E., “Etude sur le confinement des fluides frigorigènes”, Rapport ADEME par CEMAFROID et IRSTEA, Juin 2015.
- [21] “Application de climatisation solaire ”<https://www.solene-r.com-climatisation-solaire>
- [22] LEBLANC, F., “Energie, économie et climat :Les enjeux des nouveaux hydro-Carbures non-conventionnels”, Semaine Athènes : Module changements climatiques, Novembre 2015.
- [23] VITTE, T., “Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d’une stratégie de régulation du système”, Thèse de Doctorat, Institut national des sciences appliquées de Lyon, 2007.
- [24] HENNING, H.M., “Solar assisted air conditioning of buildings – an overview”, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1734–1749.
- [25] HENNING, H.M., “Solar assisted air conditioning of buildings: Overview on technologies and state-of-art”, Mediterranean Congress of Climatization, Lisbon, Portugal, 2004.
- [26] FAN, Y., “Machines Frigorifiques Solaires par des Systèmes Thermiques”, Rapport de stage, Ecole Supérieure d’Ingénieurs de Chambéry, 2005.
- [27] HAMLATI, M. E.K., “ Etude de faisabilité d’un système de refroidissement par dessiccation solide couple à l’énergie solaire dans le climat de Bou Ismail ” Mémoire de Master, USDB, juin 2014.
- [28] DJEBIRET, A., “ Etude de faisabilité d’un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra ”, Thèse de Magister, Université de Biskra, Décembre 2012.
- [29] COULIBALY, H., “ Conception et réalisation d’un prototype de climatisation solaire de 5 kW froid au Burkina Faso ”, Mémoire de Master, juin 2010.

- [30] TORREY, M., WESTERMAN, J., “Desiccant cooling ressource guide technology”, Janvier, 2000, <http://test.wbdg.org/ccb/COOL/maindct1.pdf>
- [31] DESSICCA, “les techniques de l’air sec”, <http://www.dessica.fr/procedes>, 2017
- [32] WURM, j., KOSAR, D., CLEMENS, T., “Solid desiccant technology review”, Bulletin of the International Institute of refrigeration, vol 02-3, 2003.
- [33] ANNEXE 28 AIE, 1995 “Annex 28 - Low Energy Cooling - Review of Low Energy cooling Technologies”, IEA , subtask 1, Natural Resources Canada/ CANMET, 1995.
- [34] “Le rafraichissement des ateliers dans la plasturgie”, <http://delta-neu.fr>
- [35] GOODISH, T., “Indoor environmental quality”, Lewis Publishers, Boca Raton, 2001.
- [36] “Systèmes évaporatifs”, Note d’Information, Institut International du Froid, 27 Janvier 2015.
- [37] LIVERIS, P., “Natural and low energy cooling in buildings”, LIVERIS Editor, Program THERMIE, The European Commission Directorate General for energy, 1994.
- [38] LAZZARIN, R., “Technical Note on Evaporative Cooling” 2012. http://www.iifir.org/userfiles/file/webfiles/indepth_files/Evaporative_cooling_Lazzarin_2014.
- [39] VITTE, T., BRAU, J., CHATAGNON, N., “Technical evaluation of solar desiccant evaporative cooling with solar absorption and traditional compression systems”, EPIC 2006 AIVC Conference, Lyon, France, pp. 321-327, Nov. 2006.
- [40] ENTERIA, N., “Performance of solar-desiccant cooling system with Silica-Gel (SiO₂) and Titanium Dioxide (TiO₂) desiccant wheel applied in East Asian climates”, Solar Energy, 2012, Vol. 86, pp 1261-1279.
- [41] BRUNAUER, S., “The adsorption of gases and vapours” Vol. 1, Princeton University Press, Princeton, 1945.
- [42] SING, K.S.W., et al., “Reporting physisorption data for gas/solid systems”, Pure Appl. Chem., 57 (4), 603-619, 1995.
- [43] JURINAK, J.J., “Open cycle solid desiccant cooling – component models and system simulation”, Thèse de Doctorat, Université de Wisconsin-Madison, 1982.
- [44] MAALOUF, C., WURTZ, E., MORA, L., “Impact of night cooling techniques on the operation of desiccant evaporative system”, Int. J. Vent., 2008, Vol. 7, pp 138-213.

- [45] MAALOUF,C., “Etude du potentiel de rafraîchissement d’un système évaporatif à désorption avec régénération solaire”, Thèse de Doctorat, France: Université de La Rochelle; 2006.
- [46] EICKER,U.,“Solar Technologies For Buildings”, University of Applied Sciences,Stuttgart, Germany, 2008.
- [47] ZYL, V., “Desiccants the future”. CIBSE/ASHRAE Conference, Royaume-Uni, 2003.
- [48] JURINAK, J. J.,BANKS, P.J.,“A numerical evaluation of two analogy solutions for a rotary silica gel dehumidifier”, *Heat Transfer in Porous Media*, 22, 55-68, 1982.
- [49] HENNING, M., “Solar assisted air conditioning of buildings—an overview”, *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1734-1749, 2007.
- [50] JAIN, S., BANSAL,NK, “Performance analysis of liquid desiccant dehumidification systems”, *International journal of refrigeration*, 30(5), 861-872, 2007.
- [51] CHUNG, T., “Dehumidification of moist air with simultaneous removal of selected indoor pollutants by Triethylene glycolsolutions in packed-bed absorber”, *Separation Science and Technology*, 30(07), 1807-1832, 1995.
- [52] MERABTI, L., BOUHANGUEL, A., TAANE, W., ABBAS, M.,“Faisability study of evaporative cooling under Algerian climate”, *Recent Advances in Environmental Science from the Euro-Mediterranean and Surrounding Regions*, *Advances in Science, Technology and Innovation*, 1513-1515, 2018.
- [53] BAKMEEDENIYA,LU., “Modelling polygeneration with desiccant cooling system for tropical (and sub-tropical) climates”. Master of Science in Engineering; Royal Institute of Technology, Sweden, 2010.
- [54] DAVANAGERE, BS.,SHERIF,SA., GOSWAMIDY.,“A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system part II: transient simulation and economics” *Int. J. Energy Research*, 1999; 23:103-16.
- [55] DENG, J.,WANG, RZ.,HAN,GY.,“A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems”, *Prog. Energy Combust. Sci.* 2011, 37(2):172-203.
- [56] MENDES, J.F., RODRIGUES, R., CARVALHO, M.J., “Air handling unit based on desiccant evaporative technology and assisted by solar thermal energy”. *ISES World Congress 2003*, International Solar Energy Society, Suède,2003.

- [57] CAMARGO J.R., EBINUMA C.D., SILVEIRA J.L. “Thermo economic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system”, *Applied Thermal Engineering*, 23, p.1537-1549, 2003.
- [58] JALALZADEH-AZAR, A.A.,SLAYZAK, S,JUDKOF,R.,“performance assessment of a desiccant cooling system in a CHP application Incorporating an IC engine” *International Journal of Distributed Energy Resources*, 1 (2), 163-1 84, 2005.
- [59] VITTE,T., “Study of low energy building; Development and application of solar cooling”, *CLIMAMED Conference*, Madrid, Espagne,fev. 2005.
- [60] HADDAD, K., OUAZIA, B., Barhoun, H.,“Simulation of a desiccant-evaporative cooling system for residential buildings”, 3rd Canadian Solar Buildings Conference (Fredericton, N.B., 2008-08-20) pp. 1-8, 2008.
- [61] OUAZIA, B., BARHOUN, H., HADDAD, K., Armstrong, M., “Desiccant-evaporative cooling system for residential buildings”, 12th Canadian Conference on Building Science and Technology, Montréal, Québec, 2009.
- [62] KHOUKHI, M.,“The use of dessiccant cooling system with IEC and DEC in hot humid climates”. *Int. J. Energy Eng.*, 3(04), 107-11, 2010.
- [63] ANKIT, J., AMITESH, P., SELOKAR, G.L.,“Experimental Determination of Dessicant Cooling System for Thermal Comfort”, *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Vol-1, Issue-4, 2231 –6477, 2012.
- [64] ANKIT,S.,“Performance studies for desiccant cooling system”, *Int. Res. J. Eng. Technol*,3:408-14,2016.
- [65] HENNING, H.M.,WIEMKEN, E., “Solar assisted air conditioning of buildings: Overview on technologies and state-of-art”, *Mediterranean Congress of Climatization*, Lisbon, Portugal, 2004.
- [66] MERABTI, L., MERZOUK, M., KASBADJI MERZOUK, N., “Rafrachissement solaire par dessiccation”. *Rev. Des Energies Renouvelables* 17(N3):409-16, 2014.
- [67] HATRAF, N.,MERABTI, L., KASBADJI MERZOUK, N., “Preliminary study of desiccant cooling system under Algerian climates”. In: *Proc. I3CT-MENA*, Tipaza, Algeria; 2015.
- [68] BENNOUI, MS., ZID, S., MEBARKI, I., “Investigation of solar cooling systems under the Algerian climate”. *Rev. Des Energies Renouvelables* 2017:61-8. Vol. Special ICT3-MENA 2015.

- [69] LABED, A., ROUAG, A., BENCHABANE, A., MOUMMI, N., "Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: experimental investigation of flat plate collectors". J. Appl. Eng. Sci. Technol; 1(N2) :69-78, 2015.
- [70] BEHNE, M., "Alternatives to compressive cooling in nonresidential buildings to reduce primary energy consumption", Final Report LBL, mai 1997.
- [71] LINDHOLM, T., "Evaporative and Desiccant Cooling Techniques : Feasibility when applied to air conditioning", Thèse de Doctorat, Göteborg, Suède Chalmers University of Technology, 2000.
- [72] BECCALI, M., GUANELLA, R., ADHIKARI, R.S., "Simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification", International Journal of Energy Research, vol. 27, p.17-19, 2003.
- [73] NIA, F.E., PAASEN, D., SAIDI, M.H., "Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning", Energy and Buildings, Vol. 38, pp. 1230-1239, 2006.
- [74] MACLAINE-CROSS, I.L., "A theory of combined heat and mass transfer in regenerators", Thèse de doctorat, Australie, Université de Monash, 1974.
- [75] KAYS, M., LONDON, P., "*Compact Heat Exchangers*", McGraw-Hill, 1984.
- [76] 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.
- [77] 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, novembre 1989.
- [78] STABAT, P., MARCHIO, D., "Heat-and-mass transfers modelled for rotary desiccant dehumidifiers", Applied Energy 85 128–142, 2008.
- [79] SPHAIER, L.A., WOREK, W.M., "Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 47, pp. 3415-3430, 2004.
- [80] BANKS, P.J., "Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in field flow through a porous medium – I Characteristic potentials and specific capacity ratios", Chemical Engineering Science, 27, p. 1143-1155, 1972.
- [81] MATHIPRAKASAM, B., LAVAN, Z., "Performance predictions for adiabatic desiccant dehumidifiers using linear solutions", Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 102, février 1980.

- [82] SECO Desiccant/enthalpy/dehumidification rotors. Software SECO, Klingenburg; 2002.
- [83] INCROPERA, F. P., DEWITT, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 6th edition, John Wiley & sons, New York, 2002.
- [84] DUFFIE, J.A., BECKMAN, W.A., “Solar Engineering of Thermal Processes”, New Jersey, John Wiley & Sons, Inc., 2006.
- [85] KASBADJI, N., “Contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires plans”, Thèse de Magister HCR; Alger, 1986.
- [86] Manuel CARRIER 1^{ère} partie, “Bilan thermique, carrier corporation”, 1960.
- [87] BELGAID, A., “Zones climatiques de l'Algérie”, <https://fr.scribd.com/doc/48480380/Données-climatiques-de-l-Algérie>.
- [88] CNERIB. Recommandations architecturales. Alger : Editions ENAG ; 1993.
- [89] Document technique réglementaire, Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments « climatisation », fascicule 2, 2^{ème} édition, 2005.
- [90] ASHRAE, “Fundamentals”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1997.

