

جامعة محمد خيضر
- بسكرة -

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département : Génie Mécanique
Ref :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat LMD en Génie Mécanique

Spécialité (Option) : Génie Mécanique

Intitulé

**Caractérisation thermo-mécanique de la fibre de palmier
dattier, application dans le rafraichissement de l'air dans
les zones arides et semi-arides**

Présentée par :

Sadam Houcine SELLAM

Soutenue publiquement le 26/01/2025

Devant le jury composé de :

Pr. Mabrouk HECINI
Pr. Abdelhafid MOUMMI
Dr. Tarek DJOUDI
Dr. Mohamed Taher BOUZAHER

Professeur
Professeur
Maitre de Conférences 'A'
Directeur de recherche

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur
Université de Biskra
Université de Biskra
Université de Biskra
CRSTRA

A ma mère.

A ma grand-mère, qu'ALLAH ait son âme.

REMERCIEMENTS

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la force et la santé pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à Monsieur Abdelhafid MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, qui est à l'origine de cette thèse, qui m'a fait confiance en me proposant ce sujet et surtout sa patience tout au cours ce travail. Ses remarques et son esprit de synthèse m'ont permis d'apporter une nouvelle vision sur la problématique.

Je voudrais remercier tout particulièrement le Professeur Adel BENCHABANE pour son soutien et ses encouragements indéfectibles tout au long de la réalisation de ce travail.

Je tiens à remercier chaleureusement le Docteur Charaf-Eddine MEHDID qui fut pour moi le grand frère attentif et disponible malgré ses nombreuses préoccupations. Ses idées stratégiques, ses conseils, sa rigueur scientifique m'ont permis d'obtenir des résultats de haute qualité. Je n'oublie pas de remercier également le Docteur Amar ROUAG. J'estime avoir énormément appris via sa relation scientifique durant la réalisation de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance envers ceux qui m'ont fait l'honneur de juger mon travail. Monsieur Mabrouk HECINI, Professeur à l'Université de Biskra, qui a bien voulu présider le jury de soutenance, Monsieur Tarek DJOUDI, Maître de conférences « A » à l'Université de Biskra et Monsieur Mohamed Taher BOUZAHER, Directeur de recherche au Centre de Recherche Scientifique & Technique sur les Régions Arides « CRSTRA » qui ont accepté de rapporter et examiner cette thèse.

Parmi les enseignants du département de génie mécanique, je tiens à remercier plus particulièrement le Professeur Foued CHABANE et le Docteur Tarek DJOUDI, ainsi que le Monsieur Abdelmoumen-Hakim BENMACHICHE, Professeur à l'Université de Batna 2 et le Monsieur Ahmida FERHAT, Maître Assistant « A » à l'Université de Laghouat pour leurs aides et orientations.

Je tiens également à remercier mes collègues, les Docteurs Mohammed-Amin MELHEGUEG et Hossam DJAHARA et les Messieurs Mohamed-Fouad MAOUCHE, Yacine TADJINE, Djamel BENAOUNE et Mohamed Aymen KETHIRI.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille des départements de Génie Mécanique et de l'Agronomie de l'Université de Biskra, tous les directeurs et les membres des laboratoires LGM et LGEM et tous les travailleurs au niveau du Hall technologique.

Je réserve le meilleur remerciement à ma mère pour sa patience, son soutien, son encouragement et son support inconditionnel.

Je remercie toutes les personnes que je ne peux citer au-dessus et qui m'ont aidé de près ou de loin afin de réaliser ce travail, qu'ils trouvent tous ici, mes sincères remerciements et reconnaissances.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	II
TABLE DES MATIERES	IV
LISTE DES FIGURES	X
LISTE DES TABLEAUX	XV
NOMENCLATURE	XVII
RESUME	XX
ABSTRACT	XXI
الملخص	XXII
INTRODUCTION GENERALE	1
PARTIE 1 : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE	5
CHAPITRE I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs	6
I.1. Introduction	6
I.2. Utilisation mondiale de l'énergie : orientations passées, statut récent et tendances futures	6
I.2.1. L'énergie commerciale mondiale et la situation environnementale	6
I.2.2. La situation énergétique en Algérie	10
I.3. Consommation d'énergie dans les bâtiments	14
I.3.1. Bâtiments résidentiels	16
I.3.2. Bâtiments commerciaux	17
I.3.3. Prévisions énergétiques et solutions alternatives	18
I.4. Humidificateurs d'air	20
I.4.1. Types d'humidificateurs	22
I.4.1.1. Humidificateurs à évaporation	22
a- Humidification par évaporation ou par ruissellement	23
b- Humidification par filtre	23
c- Humidification par bande	23
I.4.1.2. Humidificateurs d'air à pulvérisation	25
a- Humidificateurs à gicleurs, ou par pulvérisation (humidificateur-laveur)	25

b- Buses bi-fluides de pulvérisation	26
c- Humidificateurs à pulvérisation mécanique (pulvérisateur à disque)	26
d- Humidificateurs à pulvérisation par ultrasons	27
I.4.1.3. Humidificateurs à vapeur	28
a- Humidificateurs à vapeur autonomes	29
b- Humidificateurs à vapeur non autonomes	30
I.4.2. Besoins énergétiques pour l'humidification de l'air	31
I.4.3. Système de refroidissement ou de rafraîchissement par évaporation	32
I.5. Conclusion	33
CHAPITRE II. Systèmes évaporatifs	34
II.1. Introduction	34
II.2. Système de refroidissement par évaporation	34
II.2.1. Préface	34
II.2.2. Historique du refroidissement par évaporation	38
II.2.3. Théorie du refroidissement par évaporation directe	39
II.2.3.1. Air humide	39
II.2.3.2. Humidité et enthalpie	40
II.2.3.3. Volume humide, densité, chaleur spécifique et point de rosée	41
II.2.3.4. Température thermodynamique du bulbe humide et température du bulbe humide	42
II.2.3.5. Diagrammes psychrométriques	44
II.2.4. Principe de fonctionnement d'un système de refroidissement par évaporation	44
II.2.5. Types de base de refroidissement par évaporation	47
II.2.5.1. Refroidissement par évaporation directe (RED)	47
a- Systèmes RED actifs	49
b- Systèmes RED passifs	50
II.2.5.2. Refroidissement par évaporation indirecte (REI)	52
a- Système REI de température de bulbe humide	55
b- Refroidissement par évaporation indirecte au point de rosée (REI-R)	56
c- Refroidissement par évaporation indirecte Maisotsenko (REI-M)	58

II.2.5.3. Refroidissement évaporatif indirect-direct (REID)	60
a- REID à deux étages	61
b- REID à trois étages	61
c- REID multi-étages	62
II.3. Études de faisabilité	63
II.4. Évaluation, test et optimisation des performances	68
II.4.1. Performances de refroidissement	69
II.4.1.1. Matériaux organiques	70
II.4.1.2. Matériaux synthétiques à base de plastique	71
II.4.1.3. Matériaux d'évaporation à base de métal	72
II.4.1.4. Matériaux d'évaporation à base de pierre	72
II.4.1.5. Matériaux à base de fibres naturelles	73
II.4.2. Performances de filtration	77
II.4.3. Performances de pré-refroidissement	77
II.5. Analyse des transferts de chaleur et de masse	77
II.6. Intégration de RED avec différents systèmes de refroidissement	79
II.7. Récapitulatif et recommandations	81
II.8. Conclusion	82
PARTIE 2 : ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE DU SYSTEME RED	83
CHAPITRE III. Caractérisation des fibres de palmier dattier	84
III.1. Introduction	84
III.2. Matériaux végétaux du palmier dattier	84
III.2.1. Généralités sur le palmier dattier	84
III.2.2. Variétés de palmier dattier en Algérie (région de Biskra)	85
III.2.3. Etude morphologique du palmier dattier	87
III.2.4. Fibres de palmier dattier	88
III.2.5. Déchets de palmier dattier	88
III.2.6. Domaines d'utilisation des déchets de palmier dattier	89
III.3. Présentation des fibres	89

III.3.1. Morphologie des fibres	89
III.3.2. Préparation du matériau utilisé (Procédure expérimentale)	91
III.4. Caractérisation thermomécanique	94
III.4.1. Propriétés physiques	94
III.4.1.1. Densité apparente	94
III.4.1.2. Densité absolue	95
III.4.1.3. Taux de porosité	95
III.4.1.4. Taux d'humidité	96
III.4.2. Propriétés thermiques	97
III.4.3. Comportement mécanique des fibres de fibrillium (lif)	98
III.5. Résultats et discussion	99
III.5.1. Propriétés physiques	99
III.5.2. Propriétés thermiques	101
III.5.3. Analyse du comportement mécanique des fibres de fibrillium (lif)	104
III.6. Conclusion	107
CHAPITRE IV. Etude expérimentale du système RED	108
IV.1. Introduction	108
IV.2. Données météorologiques et caractéristiques du site	108
IV.3. Méthode expérimentale	110
IV.3.1. Préparation et fabrication des tampons en fibres de palmier dattier	110
IV.3.2. Description de la configuration expérimentale du RED	111
IV.3.3. Appareils d'instrumentation de mesure	113
IV.3.4. Procédure expérimentale et mesures	116
IV.3.5. Analyse des performances du RED	118
IV.4. Résultats et discussion	120
IV.4.1. Chute de température de l'air et augmentation du taux d'humidité	121
IV.4.2. Efficacité de saturation	125
IV.4.3. Capacité de refroidissement et taux d'évaporation de l'eau	127
IV.4.4. Efficacité énergétique et taux d'efficacité énergétique	130

IV.4.5. Évaluation du tampon de refroidissement proposé avec d'autres tampons utilisés dans la littérature	133
IV.5. Conclusion	136
CHAPITRE V. Analyse et amélioration des performances du système RED	137
V.1. Introduction	137
V.2. Analyse théorique du processus de transfert de chaleur et de masse dans un échangeur évaporatif direct RED	137
V.2.1. Description et hypothèses	137
V.2.2. Modèles de calcul mathématiques	138
V.2.2.1. Calcul de la température sèche de l'air de sortie T_a (température de sortie de l'échangeur évaporatif directe t_2)	139
V.2.2.2. Calcul du taux d'humidité de l'air sortant ω_a	142
V.2.2.3. Calcul de l'efficacité du refroidissement (efficacité de saturation ε)	143
V.2.3. Description du programme de calcul	145
V.2.4. Organigramme principal	145
V.3. Intégration du système RED avec d'autres systèmes de refroidissement	147
V.3.1. Description générale du dispositif expérimental de l'ECSHAS	148
V.3.2. Modèles de calcul	149
V.3.2.1. Modèle de température du sol	149
V.3.2.2. Modèle de température de sortie d'air dans un échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol	149
V.3.2.3. Efficacité de l'échangeur de chaleur ECSHAS	150
V.4. Résultats et discussion	151
V.4.1. Résultats expérimentaux et calculés obtenus	151
V.4.2. Evolution des paramètres de performance du système RED	153
V.4.2.1. Evolution des températures	153
V.4.2.2. Evolution de l'humidité absolue	155
V.4.2.3. Evolution de l'efficacité de refroidissement	157
V.4.2.4. Evolution des coefficients de transfert de chaleur et de masse	158

V.4.3. Evolution des paramètres de performance de l'installation hybride (ECSHAS+RED)	159
V.5. Conclusion	164
CONCLUSION GENERALE	166
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	171
ANNEXES	183

LISTE DES FIGURES

Figure I.1. Parts de source dans l'approvisionnement mondial total en énergie primaire (a) en 1973 et (b) en 2017.	7
Figure I.2. Parts régionales de l'approvisionnement mondial total en énergie primaire (a) en 1990 et (b) en 2017.	7
Figure I.3. Consommation d'énergie finale totale mondiale (a) par carburant et (b) par région en 1973 et 2017.	8
Figure I.4. Parts de la consommation finale mondiale d'électricité (a) en 1973 et (b) en 2017.	9
Figure I.5. Émissions de CO ₂ (a) par carburant et (b) par région en 1973 et 2017.	9
Figure I.6. (a) Consommation d'énergie finale totale par secteur et scénario en 2040, et (b) Émissions de CO ₂ par région et scénario en 2040.	10
Figure I.7. Répartition de la consommation finale en Algérie (a) par secteur d'activité et (b) par forme d'énergie en 2017.	11
Figure I.8. Répartition de la consommation en Algérie par type d'énergie pour les secteurs (a) résidentiel et (b) tertiaire pour l'année 2017.	12
Figure I.9. Emissions de CO ₂ par secteur en Algérie pour l'année 2017.	13
Figure I.10. Evolution des émissions de CO ₂ du parc de logements à l'horizon 2050 (scénario tendanciel en Algérie).	16
Figure I.11. Consommations d'énergie du parc de logements pour le refroidissement d'ici 2050 (scénario tendanciel en Algérie).	17
Figure I.12. Répartition de la consommation du secteur tertiaire par branche en Algérie.	18
Figure I.13. Perspectives de consommation d'énergie des bâtiments.	19
Figure I.14. Types d'humidificateurs.	22
Figure I.15. Humidification par évaporation ou par ruissellement.	23
Figure I.16. Humidification par filtre.	24
Figure I.17. Humidification par bande.	24
Figure I.18. Humidificateur à pulvérisation à rampe de gicleurs unique.	26
Figure I.19. Pulvérisateur bi-fluide (Sté Axair, Garching).	26
Figure I.20. Représentation schématique d'un humidificateur à pulvérisation par centrifugation (Defensor, Suisse).	27
Figure I.21. Représentation schématique du principe d'humidification par ultrasons (AxAir).	27
Figure I.22. Schéma d'un humidificateur à électrodes (AxAir).	29
Figure I.23. Schéma d'un humidificateur à résistances (AxAir).	30
Figure I.24. Schéma d'un humidificateur à vapeur de type fermé (Armstrong).	30
Figure II.1. Zone de confort thermique selon ASHRAE55.	35

Figure II.2. Les fonctions de la climatisation.	36
Figure II.3. (a) Refroidissement par évaporation directe et (b) refroidissement par évaporation indirecte.	45
Figure II.4. Principe de fonctionnement du cycle M.	46
Figure II.5. Canaux humides et secs de l'échangeur de chaleur à flux croisés en cycle M.	46
Figure II.6. Classification des systèmes de refroidissement par évaporation dans le refroidissement des bâtiments.	47
Figure II.7. Schéma de principe de fonctionnement et schéma de flux simplifié du RED.	48
Figure II.8. Le processus de fonctionnement du RED.	48
Figure II.9. Types de pads des systèmes RED actifs.	50
Figure II.10. Types de systèmes RED passifs.	52
Figure II.11. Schéma de principe de fonctionnement et schéma de flux simplifié du REI.	54
Figure II.12. Le processus de fonctionnement du REI.	54
Figure II.13. Schéma de différents types de systèmes REI.	56
Figure II.14. Schéma de principe de fonctionnement du REI-R.	57
Figure II.15. Le processus de fonctionnement du REI-R.	57
Figure II.16. Schéma de principe de fonctionnement du REI-M.	59
Figure II.17. Le processus de fonctionnement du REI-M.	59
Figure II.18. Système REID à deux étages.	61
Figure II.19. Schémas des systèmes de refroidissement par déshydratant solide et par évaporation.	62
Figure II.20. Système hybride de refroidissement radiatif, serpentin de refroidissement et système REI-RED à deux étages.	62
Figure II.21. Température (t) et humidité relative (φ) de l'air entrant (i) et sortant (o) du tampon étudié.	67
Figure II.22. Classification des matériaux RE.	70
Figure III.1. Principales parties du palmier dattier.	87
Figure III.2. (a) Déchets de palmiers dattiers (b) Déchets de fibres (fibrillium ou lif).	89
Figure III.3. Images microscopiques de la fibre brute du lif montrant (a) sa forme cylindrique (b) et les fibres multicellulaires constituées de lignine.	90
Figure III.4. (a) Vue en coupe transversale de la fibre du lif (b) Image du MEB d'un vide central appelé lumen.	91
Figure III.5. (a) Localisation des fibres de fibrillium (lif) sur le palmier dattier (b) Lif brut.	91
Figure III.6. Préparation d'échantillons d'essai à partir de fibres de fibrillium brutes.	92
Figure III.7. Principales étapes de préparation des plaques composites (FFN et FFU).	93
Figure III.8. (a) Echantillons paraffinés (b) Mesure du volume apparent.	95
Figure III.9. Appareils de mesure (a) Balance électronique (OHAUS), (b) Etuve électrique (memmert).	96

Figure III.10. Appareil de caractérisation thermique HOT Disk TPS500.	97
Figure III.11. (a) Sonde en Kapton (b) Expérience de mesure.	98
Figure III.12. (a) Densité apparente et absolue des fibres de fibrillium (b) Porosité des fibres de fibrillium.	100
Figure III.13. Taux d'humidité des fibres de fibrillium (a) Pourcentage d'eau perdue en fonction du temps de séchage (b) Taux d'humidité.	101
Figure III.14. Evolution de la conductivité thermique des fibres de fibrillium en fonction (a) de leur type.	103
Figure III.15. Evolution de la diffusivité thermique des fibres de fibrillium en fonction (a) de leur type.	103
Figure III.16. Evolution de la chaleur spécifique des fibres de fibrillium en fonction (a) de leur type.	104
Figure IV.1. Tampon en fibres de palmier dattier (fibrillium).	111
Figure IV.2. Photo du RED expérimental installé à l'Université de Biskra.	112
Figure IV.3. Schéma de la configuration expérimentale du RED.	113
Figure IV.4. (a) Thermo-hygromètre, (b) Thermo-anémomètre à hélice, (c) Module d'entrées analogiques DTR PT100 et (d) Centrale d'acquisition.	116
Figure IV.5. Chute de température de l'air et augmentation du taux d'humidité à travers le tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, humidités d'entrée d'air et températures de l'eau de l'humidificateur.	122
Figure IV.6. Chute de température de l'air (a) et augmentation du taux d'humidité (b) à travers le tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.	123
Figure IV.7. Chute de température de l'air (a) et augmentation du taux d'humidité (b) à travers le tampon de refroidissement à différents débits d'eau.	124
Figure IV.8. Chute de température de l'air et augmentation du taux d'humidité à travers le tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.	124
Figure IV.9. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, températures de l'eau (a) et humidités d'entrée d'air (b).	125
Figure IV.10. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.	126
Figure IV.11. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différents débits d'eau.	126
Figure IV.12. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.	127
Figure IV.13. Capacité de refroidissement sensible (a et c) et eau évaporée (b et d) du tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, températures de l'eau (a et b) et humidités d'entrée d'air (c et d).	128

Figure IV.14. Capacité de refroidissement sensible (a) et eau évaporée (b) du tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.	128
Figure IV.15. Capacité de refroidissement sensible (a) et eau évaporée (b) du tampon de refroidissement à différents débits d'eau.	129
Figure IV.16. Capacité de refroidissement sensible et eau évaporée du tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.	129
Figure IV.17. Rapport d'efficacité énergétique (a et c) et efficacité énergétique (b et d) du tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, températures de l'eau (a et b) et humidités d'entrée d'air (c et d).	131
Figure IV.18. Rapport d'efficacité énergétique (a) et efficacité énergétique (b) du tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.	131
Figure IV.19. Rapport d'efficacité énergétique (a) et efficacité énergétique (b) du tampon de refroidissement à différents débits d'eau.	132
Figure IV.20. Rapport d'efficacité énergétique et efficacité énergétique du tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.	133
Figure V.1. (a) Schéma de principe de la configuration interne et du fonctionnement de l'échangeur par évaporation directe RED (b) Description physique du problème et du système de coordonnées.	138
Figure V.2. Organigramme de simulation des performances du système RED.	146
Figure V.3. Configuration expérimentale d'un système de refroidissement par évaporation intégré avec échangeur de chaleur tunnel air-sol.	147
Figure V.4. Photo de l'installation expérimentale ECSHAS de l'Université de Biskra, sud de l'Algérie 34°47'N - 005°43'E, montrant un échangeur en PVC enterré horizontalement avec des thermocouples.	148
Figure V.5. Etapes de simulation et calcul de la température de sortie du système hybride.	151
Figure V.6. Evolution des températures d'entrée d'air (température ambiante) et de sortie d'air, mesurées et calculées, en fonction du temps de fonctionnement.	154
Figure V.7. Evolution de la température de l'air calculée par l'équation (V.18) à l'intérieur du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier à 16h00.	154
Figure V.8. Evolution de l'humidité absolue de l'air à la sortie de l'échangeur évaporatif, mesurée et calculée selon l'équation (V.30), et l'humidité absolue mesurée de l'air ambiant et saturé en fonction du temps de fonctionnement.	156
Figure V.9. Evolution de l'humidité absolue de l'air calculée par l'équation (V.30) à l'intérieur du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier à 16h00.	156
Figure V.10. Evolution de l'efficacité de refroidissement mesurée et calculée en fonction du temps de fonctionnement.	157
Figure V.11. Evolution de l'efficacité calculée en fonction de la vitesse de l'air.	158

- Figure V.12.** Evolution du coefficient de transfert de chaleur par convection (h_c) en fonction de la vitesse de l'air entrant. 159
- Figure V.13.** Evolution du coefficient de transfert de masse (h_m) en fonction de la vitesse de l'air entrant. 159
- Figure V.14.** Evolution des températures calculées à la sortie de l'échangeur de chaleur ECSHAS et du système RED séparément en fonction du temps de fonctionnement, de la température ambiante et de la température du sol. 161
- Figure V.15.** Evolution de l'efficacité de refroidissement calculée de l'échangeur de chaleur ECSHAS et du système RED séparément en fonction du temps de fonctionnement. 162
- Figure V.16.** Evolution des températures calculées à la sortie de l'installation hybride (ECSHAS+RED) en fonction du temps de fonctionnement et de la température ambiante. 163
- Figure V.17.** Evolution des températures calculées et mesurées en sortie de l'installation hybride (ECSHAS+RED) en fonction du temps de fonctionnement. 164

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1. Évolution des indicateurs énergétiques Algériens dans les périodes 2001 - 2017.	12
Tableau I.2. Évolution de la consommation d'énergie finale mondiale par secteur.	14
Tableau I.3. Évolution de la consommation mondiale d'électricité par secteur.	15
Tableau I.4. Valeurs COP de certains systèmes de climatisation.	20
Tableau I.5. Principes de l'humidification de l'air.	21
Tableau I.6. Les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à évaporation.	24
Tableau I.7. Les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à pulvérisation.	28
Tableau I.8. Les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à vapeur.	31
Tableau II.1. Comparaison entre différentes techniques de refroidissement.	37
Tableau II.2. Principaux types de systèmes RED actifs.	50
Tableau II.3. Types et caractéristiques des systèmes de refroidissement par évaporation.	63
Tableau II.4. Modèle à quatre zones pour l'application du refroidissement par évaporation en Chine.	68
Tableau II.5. Études antérieures sur les matériaux de refroidissement par évaporation.	74
Tableau II.6. Évaluation des performances thermiques des systèmes de refroidissement par évaporation.	76
Tableau III.1. Répartition des palmiers dattiers en Algérie par wilaya en 2014.	86
Tableau III.2. Pourcentage de variétés de palmiers dattiers dans la région de Biskra.	86
Tableau III.3. Poids et dimensions des échantillons testés.	93
Tableau III.4. Propriétés physiques des fibres de fibrillium (lif).	99
Tableau III.5. Propriétés thermiques des fibres de fibrillium (lif).	102
Tableau III.6. Evolution des propriétés thermiques en fonction de l'épaisseur des échantillons FFN et FFU.	102
Tableau III.7. Comparaison des propriétés mécaniques des fibres de fibrillium étudiées dans la littérature.	106
Tableau IV.1. Températures mensuelles moyennes (°C) pour la période 2004 – 2014.	109
Tableau IV.2. Moyennes annuelles d'humidité relative pour la période 2004 – 2014.	109
Tableau IV.3. Spécifications techniques et principales caractéristiques des appareils de mesure utilisés dans le dispositif expérimental RED.	114
Tableau IV.4. Paramètres étudiés et leurs valeurs.	117
Tableau IV.5. Incertitude globale des paramètres mesurés ou calculés.	120
Tableau IV.6. Comparaisons avec les différents types de tampons évaporatifs précédents sur l'efficacité de saturation la plus élevée.	135
Tableau V.1. Paramètres mesurés durant la journée du 13 juillet 2017.	151
Tableau V.2. Comparaisons entre les résultats expérimentaux et calculés.	152

Tableau V.3. Propriétés thermophysiques de l'air.	153
Tableau V.4. Caractéristiques du tampon de refroidissement étudié.	153
Tableau V.5. Paramètres de fonctionnement et caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS.	160

NOMENCLATURE

Symboles	Définitions	Unités
A	Surface totale mouillée	m^2
B	Largeur du module de tampons	m
C	Constante des gaz	$J/kg.K$
C_p	Chaleur spécifique	$J/kg.K$
D_h	Diamètre hydraulique (longueur caractéristique)	m
D_v	Diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air	m^2/s
F	Surface d'échange	m^2
G_{eau}	Taux d'évaporation de l'eau dans l'air dans dx	$kg (v.e)/s$
H	Hauteur du module de tampons	m
HR	Humidité relative	$\%$
h	Enthalpie spécifique	J/kg
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$W/m^2.K$
h_{fg}	Chaleur latente spécifique d'évaporation de l'eau	J/kg
h_{g0}	Enthalpie spécifique de la vapeur d'eau saturée à $0^\circ F$	J/kg
h_m	Coefficient de transfert de masse	$kg/m^2.s$
h_r	Coefficient moyen de transfert thermique par rayonnement	$W/m^2.K$
K	Rapports surface/volume	m^2/m^3
L	Longueur de l'échangeur de chaleur	m
M	Rapports en débit	—
m	Masse	g
\dot{m}	Débit massique	kg/s
N	Rapports en épaisseur	—
n	Nombre de moles	mol
p	Taux de porosité	$\%$
P	Pression	Pa
$Q_{e,évap}$	Quantité d'eau évaporée	L/h
Q_L	Capacité de refroidissement latente	kW
Q_{RED}	Capacité de refroidissement totale	kW
Q_S	Capacité de refroidissement sensible	kW
R	Résistance thermique	$m^2.K/W$
r	Rayon	m
T, t	Température	$^\circ C$
T^*	Température thermodynamique du bulbe humide	$^\circ C$
TEE	Taux d'efficacité énergétique	—
TH	Teneur en eau (taux d'humidité)	$\%$
U	Résistance thermique totale entre l'air et le sol	$W/m.K$
μ	Degré de saturation	—
V	Vitesse frontale	m/s
V_h	Volume humide spécifique	m^3/kg
V_m	Volume total d'air humide	m^3
v	Volume	m^3, cm^3
W_p	Puissance de la pompe	W
W_v	Puissance du ventilateur	W
x	Fraction molaire	—
z	Profondeur d'enfouissement à partir de la surface de l'échangeur thermique air/sol	m
Symbole grecque	Définition	Unité
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
λ	Conductivité thermique	$W/m.K$

g	Volume occupé par le tampon de refroidissement	m^3
ρ	Densité (masse volumique)	kg/m^3
δ	Épaisseur du tampon de refroidissement	m
α	Diffusivité thermique	m^2/s
Δ	Ecart	–
θ	Incertitude	%
η_{en}	Efficacité énergétique	–
ε	Efficacité de refroidissement	–
ω	Taux d'humidité	$g (v.e)/kg (a.s)$
ξ	Coefficient de surface des pores par unité de volume du tampon de refroidissement	m^2/m^3

Indices	Définitions
l	Initiale
a	Air
abs	Absolute
ah	Air humide
amb	Ambiante
app	Apparente
as	Air sec
atm	Atmosphérique
C	Gaz
cal	Calculée
conv	Convection
d	Différence
e	Entrée
Eff	Efficacité de refroidissement
exp	Expérimentale
ext	Extérieur du tube enterré
H	Avant séchage
h	Humide
i	Indice du temps
int	Intérieur du tube enterré
j	Indice de couche
max	Maximale
min	Minimale
moy	Moyenne
n	Indice
pr	Point de rosée
ra	Radiative
S	Après séchage
s	Sortie
sat	Saturé
ve	Vapeur d'eau
w	Film d'eau

Nombres adimensionnels

Le	Nombre de Lewis
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds

Abréviations

AIE	Agence internationale de l'énergie
-----	------------------------------------

APRUE	Agence nationale pour la promotion et la rationalisation de l'utilisation de l'énergie
ASHRAE	Société américaine des ingénieurs en chauffage, réfrigération et conditionnement de l'air (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)
CMV	Compression mécanique de vapeur
CO ₂	Dioxyde de carbone
COP	Coefficient de performance
CVC	Chauffage, ventilation et climatisation
EAHE	Echangeur géothermal air-sol (Earh to Air Heat Exchanger)
ECS	Eau chaude sanitaire
ECSHAS	Echangeur de la chaleur souterrain horizontal air-sol
FFN	Fibres de fibrillium neuves
FFU	Fibres de fibrillium utilisées
ME	Ministre de l'énergie
OCDE	Organisation de coopération et de développement économiques
PIB	Produit intérieur brut
PVC	Polychlorure de vinyle
RED	Refroidisseur par évaporation directe
REI	Refroidisseur par évaporation indirecte
REID	Refroidisseur par évaporation indirecte-directe
UE	Union européenne

RESUME

L'étude des phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans les systèmes de refroidissement par évaporation directe (REDs) avec un nouveau type de tampon de refroidissement fabriqué à partir de fibres de fibrillium de palmier dattier est présentée. Ces systèmes destinés aux applications de rafraîchissement et/ou de refroidissement nous permettent de comprendre leur fonctionnement, ce qui nous permettra d'améliorer encore leurs performances. Cette idée apparait comme la question centrale à aborder dans cette thèse. La première partie vise à fournir au lecteur un aperçu général sur la consommation d'énergie et les émissions de dioxyde de carbone dans le secteur du bâtiment et de nombreux aspects différents des humidificateurs tels que leurs caractéristiques, avantages et inconvénient ainsi que la classification des différents types de systèmes d'humidification. Par la suite, nous nous sommes principalement intéressés à focaliser notre analyse bibliographique sur les systèmes REDs, appropriés aux régions arides et semi-arides. Dans cette perspective, nous découvrons soigneusement l'organisation des approches relatives à l'évaluation des REDs, de même, les effets des paramètres de conception et de fonctionnement sur les performances de ces systèmes.

La deuxième partie retrace précisément le sujet de l'expérimentation des REDs, en se concentrant notamment sur la caractérisation physique, thermique et mécanique des fibres de fibrillium de palmier dattier utilisées comme tampons de refroidissement dans l'installation expérimentale du RED. Elle décrit ensuite minutieusement cette installation pilote réalisée et installée à l'Université de Biskra, accompagnée d'une analyse climatologique appropriée de la région. La deuxième partie présente également l'analyse théorique du transfert de chaleur et de masse entre l'air et le film d'eau dans le système RED, ce qui a permis d'analyser et d'améliorer les performances de ce système en se basant sur le modèle mathématique des paramètres. Un bon accord qualitatif et quantitatif a été remarqué lors de la comparaison des résultats expérimentaux avec ceux obtenus par simulation numérique. La possibilité d'améliorer le potentiel de refroidissement par l'intégration d'un système RED avec un échangeur de chaleur souterrain horizontal air-sol ECSHAS dit système hybride est étudiée. Enfin, les résultats obtenus sont encourageants et nous ont montré que le refroidissement avec la technique du système RED est prometteur.

Mot clés: humidificateurs, systèmes de refroidissement par évaporation directe, tampons de refroidissement, fibres de fibrillium de palmier dattier, transfert de chaleur et de masse.

ABSTRACT

The study of heat and mass transfer phenomena in direct evaporative cooling systems (DECs) with a new type of cooling pad made from date palm fibrillium fibers is presented. These systems intended for cooling applications allow us to understand their operation, which will allow us to further improve their performance. This idea appears to be the central question to address in this thesis. The first part aims to provide the reader with a general overview of energy consumption and carbon dioxide emissions in the building sector and many different aspects of humidifiers such as their characteristics, advantages and disadvantages as well as the classification of different types of humidification systems. Subsequently, we were mainly interested in focusing our bibliographic analysis on direct evaporative cooling systems DECs, suitable for arid and semi-arid regions. In this perspective, we carefully discover the organization of approaches relating to the evaluation of DECs, as well as the effects of design and operating parameters on the performance of these systems.

The second part precisely retraces the subject of the DECs experimentation, focusing in particular on the physical, thermal and mechanical characterization of the date palm fibrillium fibers used as cooling pads in the DEC experimental installation. It then carefully describes this pilot installation carried out and installed at the University of Biskra, accompanied by an appropriate climatological analysis of the region. The second part also presents the theoretical analysis of heat and mass transfer between air and water film in the DEC system, which allowed to analyze and improve the performance of this system based on the mathematical model of the parameters. A good qualitative and quantitative agreement was noticed when comparing the experimental results with those obtained by numerical simulation. The possibility of improving the cooling potential by integrating a DEC system with a horizontal underground air-to-earth heat exchanger EAHE (hybrid system) is studied. Finally, the results obtained are encouraging and showed us that cooling with the DEC system technique is promising.

Keywords: humidifiers, direct evaporative cooling systems, cooling pads, date palm fibrillium fibers, heat and mass transfer.

الملخص

في هذا العمل البحثي تم عرض دراسة ظاهرة انتقال الحرارة والكتلة في أنظمة التبريد بالتبخير المباشر (م ت م) مع نوع جديد من وسائط ترطيب وتبريد الهواء الخارجي مصنوعة من ألياف نخيل التمر. تسمح لنا هذه الأنظمة المخصصة لتطبيقات التبريد بفهم طريقة عملها، مما سيسمح لنا بتحسين أدائها بشكل أحسن. من خلال هذا الطرح تبين أن هذه الفكرة هي السؤال المركزي الذي يجب تناوله في هذه الأطروحة. يهدف الجزء الأول إلى تزويد القارئ بنظرة عامة عن استهلاك الطاقة وانبعثات ثاني أكسيد الكربون في قطاع البناء والعديد من الجوانب المختلفة لأجهزة الترطيب مثل خصائصها ومزاياها وعيوبها بالإضافة إلى تصنيف الأنواع المختلفة لأنظمة الترطيب. بعد ذلك، اهتمنا في تحليلنا البيولوجرافي على أنظمة التبريد بالتبخير المباشر (م ت م)، المناسبة للمناطق الجافة وشبه الجافة. ومن هذا المنظور، نكتشف بعناية تنظيم المناخ المتعلق بتقييم (م ت م)، بالإضافة إلى تأثيرات معالم التصميم والتشغيل على أداء هذه الأنظمة. يتناول الجزء الثاني على وجه التحديد موضوع تجارب (م ت م)، مع التركيز بشكل خاص على الخصائص الفيزيائية والحرارية والميكانيكية لألياف ليف نخيل التمر المستخدمة كمنصات تبريد في التركيب التجريبي (م ت م). ثم يصف بعناية هذا الجهاز التجريبي الذي تم تصميمه وتركيبه في جامعة بسكرة، مصحوبًا بتحليل مناخي مناسب للمنطقة. ويقدم الجزء الثاني أيضا التحليل النظري لانتقال الحرارة والكتلة بين الهواء وطبقة الماء في نظام (م ت م)، مما يسمح بتحليل وتحسين أداء هذا النظام بناءً على النموذج الرياضي للمعلمات. وقد لوحظ وجود اتفاق نوعي وكمي جيد عند مقارنة النتائج التجريبية مع تلك التي تم الحصول عليها عن طريق المحاكاة العددية. يتم دراسة إمكانية تحسين إمكانات التبريد من خلال دمج نظام (م ت م) مع مبادل حراري أفقي من الهواء إلى الأرض (م ح أ ه أ) وهو ما يطلق عليه بالنظام الهجين. وأخيرا، النتائج التي تم الحصول عليها مشجعة وأظهرت أن ترطيب و تبريد الهواء بواسطة نظام (م ت م) تقنية واعدة.

الكلمات المفتاحية: أجهزة الترطيب، أنظمة التبريد بالتبخير المباشر، منصات التبريد، ألياف ليف نخيل التمر، نقل الحرارة والكتلة.

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Mise en contexte

Les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation sont devenus une nécessité pour les populations des pays développés comme des pays en développement. La consommation électrique du secteur des bâtiments représente 32 % de la consommation mondiale totale selon l'Agence Internationale de l'Energie (**Martínez et al. 2018**). Récemment, le secteur du bâtiment est le plus gros consommateur d'électricité. L'amélioration du niveau de vie entraîne une consommation d'énergie accrue sur les systèmes de climatisation pour satisfaire aux exigences de confort thermique (**Wu et al. 2018**). Il a été rapporté que les gens passaient près de 90 % de leur temps dans un espace climatisé, ce qui conduisait à une consommation continue de ressources naturelles pour créer un environnement bâti artificiel (**Min et al. 2020**). La demande énergétique pour le refroidissement des bâtiments a proliféré au cours des deux dernières décennies avec le changement climatique et l'accessibilité économique croissante des utilisateurs. Elle a augmenté la consommation totale d'électricité, ce qui a par conséquent multiplié les émissions de CO₂ liées au refroidissement provenant de la consommation d'électricité. Actuellement, les systèmes à compression mécanique de vapeur (CMV) dominent l'industrie de la climatisation. Une consommation énergétique intensive et des problèmes environnementaux sont liés au CMV. La climatisation conventionnelle utilisant un système de compression de vapeur consomme environ 20 % de l'électricité totale consommée dans les bâtiments du monde entier (**Nada et al. 2019**).

Pour surmonter la consommation d'énergie et les problèmes environnementaux causés par l'émission de chlorofluorocarbones (CFC), il est nécessaire de trouver des systèmes de climatisation efficaces, à faible consommation d'énergie et respectueux de l'environnement. L'Agence internationale de l'énergie (AIE) estime que le scénario de refroidissement efficace peut réduire de près de moitié la consommation d'énergie pour la climatisation, réduisant ainsi les coûts d'investissement et d'exploitation de 3 000 milliards de dollars américains d'ici 2050 (**IEA 2018**). À cet égard, le système de refroidissement par évaporation, qui élimine la chaleur par le processus d'évaporation, a suscité un intérêt croissant au cours des dernières décennies car il offre une efficacité énergétique élevée et est respectueux de l'environnement. Il a été considéré également comme l'une des solutions prometteuses pour remplacer la climatisation conventionnelle, en particulier dans

les régions désertiques et arides et semi-arides comme dans la plupart des villes du Moyen-Orient et d'Afrique du Nord (**Nada et al. 2019; Yang et al. 2021**). De plus, il a commencé à être appliqué dans des conditions climatiques chaudes et humides pour le pré-refroidissement de l'air frais (**Chen et al. 2014**). Par rapport à la climatisation par compression de vapeur, les avantages de cette technologie méritent d'être soulignés car elle n'utilise pas de compresseurs ni de réfrigérants chimiques nocifs pour l'environnement. Le refroidissement par évaporation est une nouvelle technologie qui convertit l'air chaud extérieur en air frais grâce à la chaleur latente de vaporisation de l'eau. Le coefficient de performance du système de refroidissement par évaporation (le COP) est beaucoup plus élevé (15-20) que celui du système à cycle de compression mécanique conventionnel (2-4) (**Amer et al. 2015**). Les refroidisseurs par évaporation les plus couramment utilisés sont les refroidisseurs par évaporation directe (RED) et les refroidisseurs par évaporation indirecte (REI). En RED, l'air et l'eau passent en configuration à flux croisés à travers un milieu/tampon poreux mouillé et entrent en contact, provoquant l'évaporation de l'eau et le refroidissement de l'air. Le tampon de refroidissement est maintenu humide grâce à une pulvérisation continue d'eau. L'efficacité de ce système est très élevée mais s'accompagne d'une augmentation de l'humidité, ce qui entraîne un éventuel inconfort thermique pour les occupants.

Cette thèse se situe dans la perspective du développement des systèmes de refroidissement par évaporation directe RED, et qui rentre en concordance avec la lignée du mode des projets CNEPRU soutenus par le ministère algérien de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique. Or, les études antérieures réalisées par l'équipe de Professeur A. Moumami et Monsieur D. Benaoune, nous poussèrent vigoureusement vers cette problématique.

En effet, c'est sur la base des mesures expérimentales collectées à partir du banc d'essai pilote construit et installé à l'Université de Biskra, ainsi que de l'analyse de la revue de la littérature, que nous nous sommes rendus compte très rapidement de l'importance de mettre l'accent sur l'étude, la compréhension et l'exploitation des systèmes de refroidissement par évaporation en général et du système direct RED en particulier. Ce dernier utilise des fibres naturelles comme tampon de refroidissement, notamment pendant la période estivale.

Problématique

Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont étudié les systèmes de refroidissement par évaporation directe RED pour différentes géométries de l'échangeur, différentes natures du tampon de refroidissement et pour différentes zones climatiques. Toutefois, l'étude de l'utilité de ce genre du système dans notre région et sa confirmation expérimentalement s'avère indispensable d'où vient l'exploitation du site expérimental à l'Université de Biskra.

Objectifs

Cette thèse doit répondre aux objectifs suivants :

- ✚ Présenter une synthèse assez complète des systèmes de refroidissement par évaporation directe REDs.
- ✚ Présenter une étude sur la caractérisation physique, thermique et mécanique des fibres de palmier dattier utilisées comme tampons de refroidissement.
- ✚ Evaluer finement et expérimentalement le potentiel de refroidissement et la prestation énergétique de l'échangeur évaporatif pendant la période estivale dans la région de Biskra, caractérisée par son climat chaud et sec.
- ✚ Analyser et améliorer les performances du système RED en se basant sur le modèle mathématique des paramètres.

Organisation de la thèse

Cette thèse est divisée en deux grandes parties, chacune ayant des préoccupations assez distinctes, précédées d'une introduction générale et suivies d'une conclusion générale. La première partie se consacre à la recherche bibliographique composée du chapitre I et du chapitre II. Le premier chapitre (I) s'intéresse à une étude générale sur la consommation d'énergie et des émissions de dioxyde de carbone dans les bâtiments résidentiels et commerciaux en particulier et décrit aussi les humidificateurs sous différents aspects, ses caractéristiques, son statut mondial et notamment la classification des différents types de systèmes d'humidification. Dans le chapitre deux (II), on essayera de donner dans un cadre étroit une image aussi complète et diversifiée que possible des travaux sur les systèmes de refroidissement par évaporation directe REDs.

La deuxième partie redynamise l'aspect expérimental en présentant l'étude expérimentale dans les chapitres conclusifs où l'on retrouve une caractérisation physique, thermique et mécanique des fibres de palmier dattier utilisées comme tampons de refroidissement dans

Introduction générale

l'installation expérimentale RED (chapitre III). Ceci sera suivi par des détails et une description de l'installation pilote réalisée et installée à l'Université de Biskra, argumentée par une analyse climatologique de la région de Biskra (chapitre IV).

Le cinquième chapitre présente un modèle mathématique décrivant les phénomènes de transfert de chaleur et de masse entre l'air et le film d'eau de l'échangeur évaporatif direct. Il s'agit d'analyser les différents paramètres définissant l'efficacité de ce système. Dans cette analyse, nous nous focalisons également à tester la possibilité d'améliorer le potentiel de refroidissement de l'air entrant par l'intégration d'un échangeur de chaleur souterrain horizontal air-sol ECSHAS avec un échangeur évaporatif direct RED (système hybride). Finalement, une conclusion générale englobant l'intérêt de l'ensemble des résultats obtenus lors de l'étude entreprise.

PARTIE 1 : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

I.1. Introduction

Ce chapitre contient une analyse approfondie, basée sur les informations disponibles au cours des dernières années, de la consommation d'énergie et des émissions de dioxyde de carbone dans les bâtiments résidentiels et commerciaux en particulier, avec une ventilation détaillée et un accent particulier sur les systèmes de CVC. Afin d'obtenir des données plus récentes sur ce sujet, une tentative a été faite pour déterminer la consommation d'énergie et les émissions de dioxyde de carbone dans le secteur du bâtiment en donnant des informations actualisées sur les indicateurs énergétiques.

Dans ce qui suit, nous décrirons succinctement une perspective des applications mondiales des humidificateurs ainsi que leurs statuts d'utilisation au cours des dernières années. En marge du scénario global d'utilisation, les approches de classifications des humidificateurs sont passées en revue, accompagnées d'une discussion axée essentiellement sur leurs limites d'application et les diverses technologies permettant de les exploiter comme source d'énergie. Certaines caractéristiques clés des humidificateurs, telles que leur capacité de renouvellement et leur durabilité, ainsi que certains de leurs avantages et inconvénients sont brièvement décrits.

I.2. Utilisation mondiale de l'énergie : orientations passées, statut récent et tendances futures

I.2.1. L'énergie commerciale mondiale et la situation environnementale

L'énergie est essentielle au développement socio-économique et à l'amélioration de la qualité de vie dans toutes les nations (ASHRAE 1990; Kousksou et al. 2014; Allouhi et al. 2015). La croissance rapide du monde et le progrès technologique croissant au cours des dernières décennies ont considérablement augmenté la consommation d'énergie, et donc la demande énergétique mondiale, ce qui a suscité des inquiétudes quant aux difficultés d'approvisionnement en énergie, à l'épuisement des ressources énergétiques primaires et aux effets néfastes tels que le réchauffement planétaire, le changement climatique, la destruction de la couche d'ozone, etc. La nécessité d'analyser les données

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

antérieures et de prévoir les tendances futures de la consommation d'énergie est l'une des étapes importantes à suivre pour minimiser les impacts environnementaux résultants et définir les prochaines stratégies de production et d'approvisionnement en énergie (Allouhi et al. 2015; Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

Pour cela, l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) publie périodiquement de nouvelles données sur la situation énergétique mondiale. Selon le dernier rapport de l'AIE en 2019, la consommation d'énergie finale mondiale et les émissions mondiales de CO₂ ont doublé au cours de la période de 1973 à 2017 (AIE 2019).

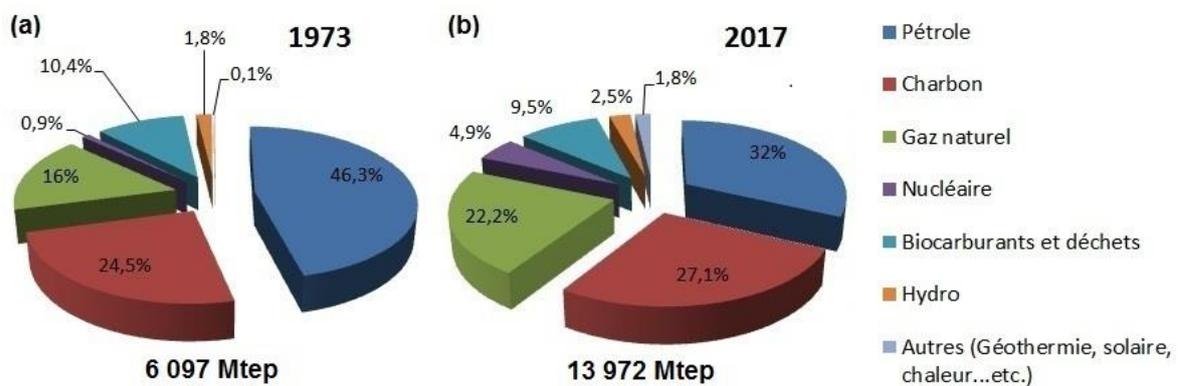


Figure I.1. Parts de source dans l'approvisionnement mondial total en énergie primaire (a) en 1973 et (b) en 2017 (AIE 2019).

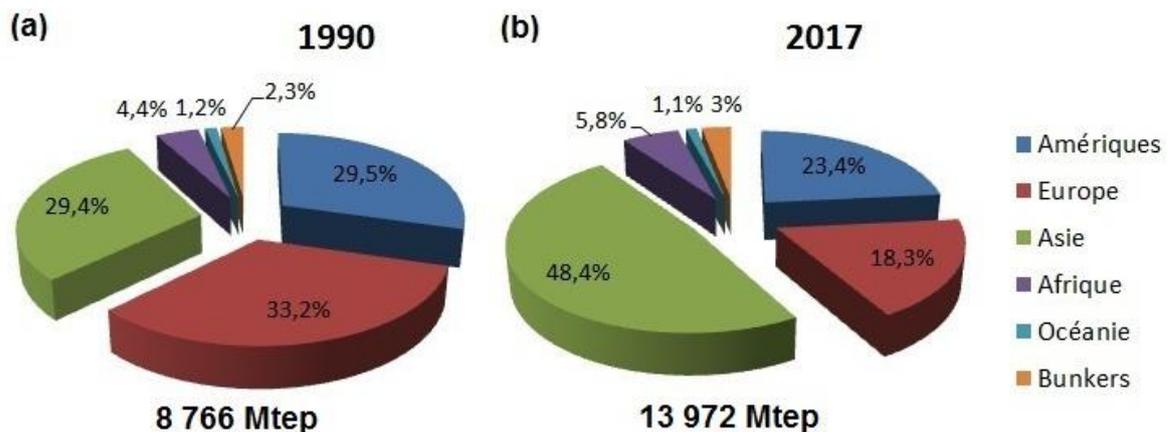


Figure I.2. Parts régionales de l'approvisionnement mondial total en énergie primaire (a) en 1990 et (b) en 2017 (AIE 2019).

Selon les données de l'AIE, l'approvisionnement total en énergie primaire a été calculé à 13 972 Mtep en 2017 (Figures I.1 et I.2). Entre 1973 et 2017, une croissance annuelle moyenne de l'approvisionnement total en énergie primaire d'environ 2,94 % est observée

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

(Figure I.1). Ainsi, la consommation mondiale d'énergie primaire et les émissions de CO₂ ont augmenté respectivement de 108,56 % et 112,42 %, avec une augmentation annuelle moyenne de 2,47 % et 2,55 % respectivement (Figures I.3 et I.5) (AIE 2019).

En 2017, le taux de consommation mondiale d'énergie était de 9,72 Gtep/an et il est prévu que ce taux atteindra 14 Gtep/an d'ici 2020 (Allouhi et al. 2015; AIE 2019). Ces données indiquent que la consommation mondiale d'énergie et les taux d'émission de CO₂ augmenteront au cours des prochaines années.

La consommation finale mondiale d'électricité était de 1838 Mtep pour l'année 2017, avec une croissance annuelle moyenne de 7,24 % au cours de la période de 1973 à 2017 (Figure I.4) (AIE 2019).

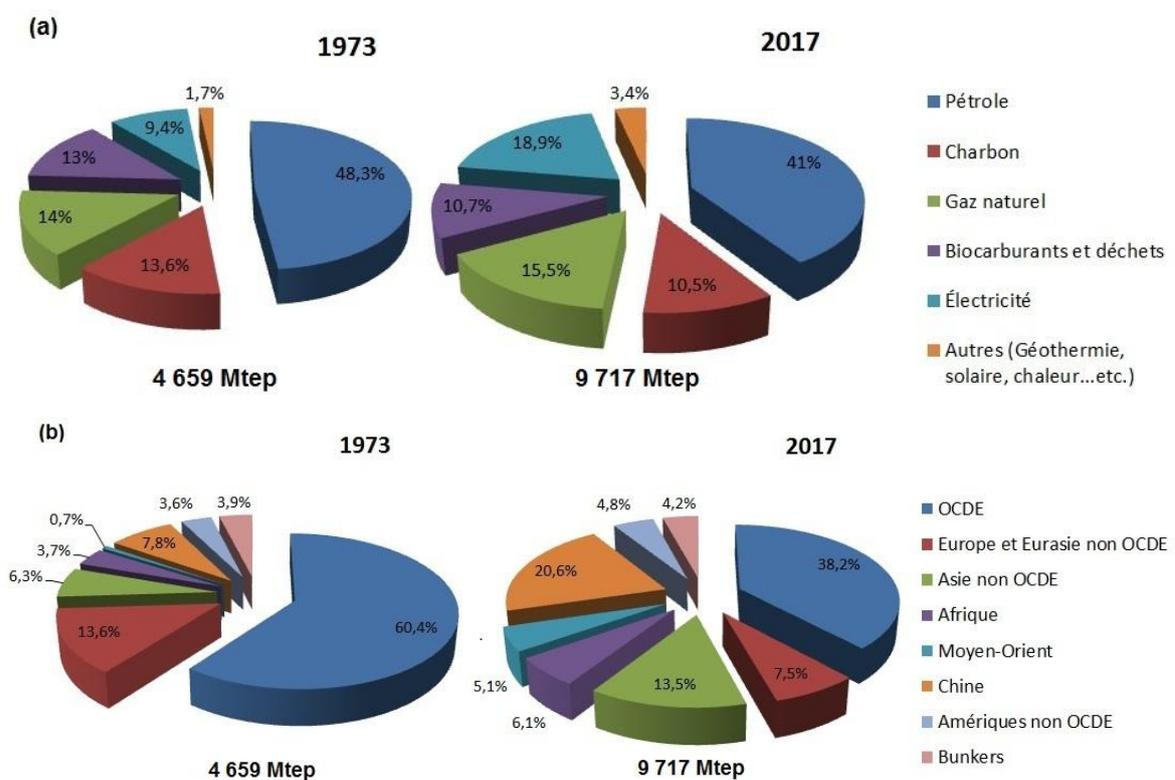


Figure I.3. Consommation d'énergie finale totale mondiale (a) par carburant et (b) par région en 1973 et 2017 (AIE 2019).

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

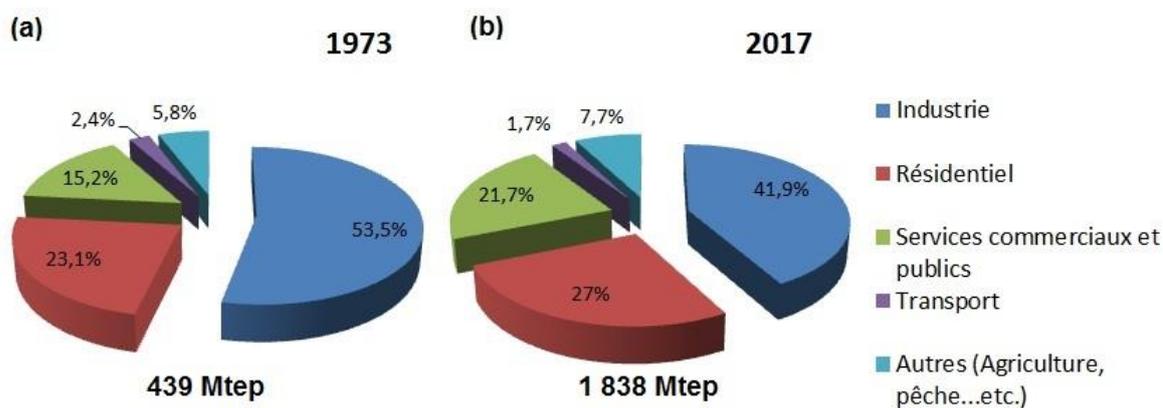


Figure I.4. Parts de la consommation finale mondiale d'électricité (a) en 1973 et (b) en 2017 (AIE 2019).

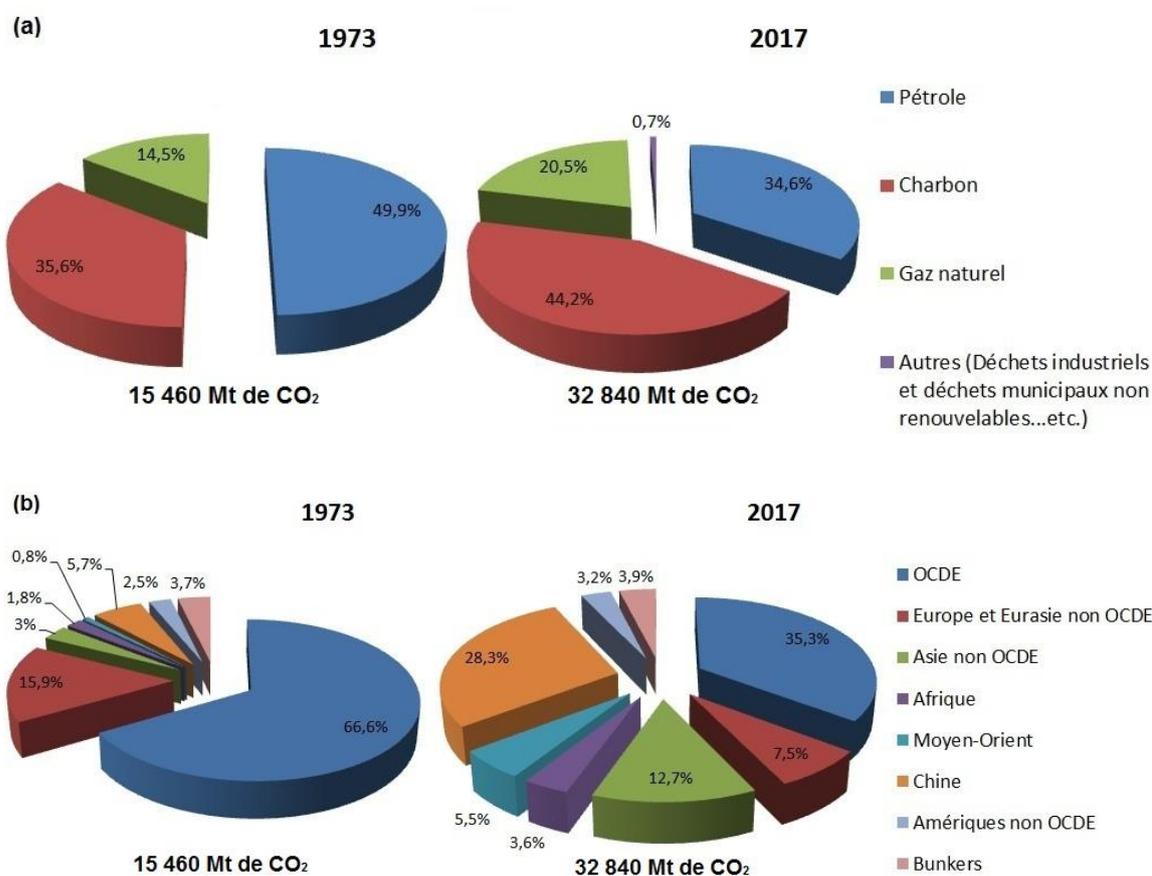


Figure I.5. Émissions de CO₂ (a) par carburant et (b) par région en 1973 et 2017 (AIE 2019).

Dans le scénario actuel qui intègre les politiques énergétiques existantes ainsi qu'une évaluation des résultats susceptibles de découler de la mise en œuvre des intentions politiques annoncées, les experts prédisent que la consommation d'énergie finale totale atteindra 12 581 Mtep (Fig. I.6a) et les émissions de CO₂ seront de 35 881 Mt (Fig. I.6b)

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

en 2040. Des statistiques récentes prévoient également une légère augmentation de 0,11 % de la consommation totale d'énergie finale de 2017 à 2040, et donc une réduction importante de -2,01 % des émissions de CO₂ dans le cas où les gouvernements adoptent une approche intégrée basée sur le développement durable pour atteindre les objectifs convenus au niveau international sur le changement climatique, la qualité de l'air et l'accès universel à l'énergie moderne et alternative (AIE 2019).

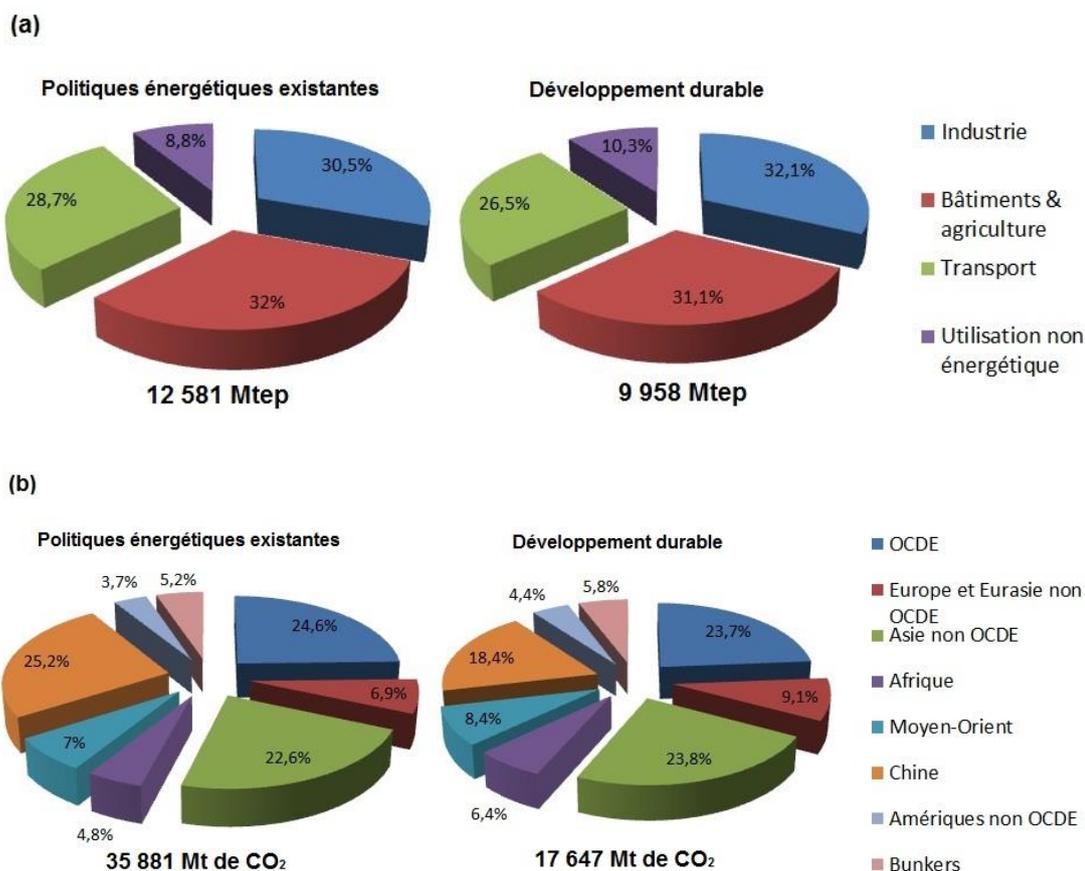


Figure I.6. (a) Consommation d'énergie finale totale par secteur et scénario en 2040, et (b) Émissions de CO₂ par région et scénario en 2040 (AIE 2019).

L'analyse de plusieurs paramètres socio-économiques et énergétiques est essentielle pour obtenir une image claire de l'évolution de la consommation mondiale d'énergie. Une réflexion légitime doit être menée pour relier ces paramètres socio-économiques à l'évolution de la consommation d'énergie dans le temps.

I.2.2. La situation énergétique en Algérie

La forte croissance économique de l'Algérie a entraîné une augmentation significative de la consommation d'énergie ces dernières années, en particulier la

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

consommation d'énergie électrique dans les bâtiments commerciaux et résidentiels. Selon l'Agence nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie (**APRUE 2017**) et le bilan énergétique national fourni par le Ministère de l'Energie (**ME 2018**), la consommation d'énergie finale a atteint 44 646 Ktep en 2017 avec une moyenne de 1,058 tep par habitant. L'augmentation du PIB augmentera la demande d'électricité, mais dans des proportions différentes. L'élasticité algérienne (électricité-PIB) est d'environ 0,63 en 2017, ce qui signifie que pour chaque augmentation de 01 % du PIB, la consommation d'électricité augmente de 0,63 % (**AIE 2003; AIE 2019**). La figure suivante montre la répartition de la consommation finale en Algérie par secteur et par forme d'énergie en 2017.

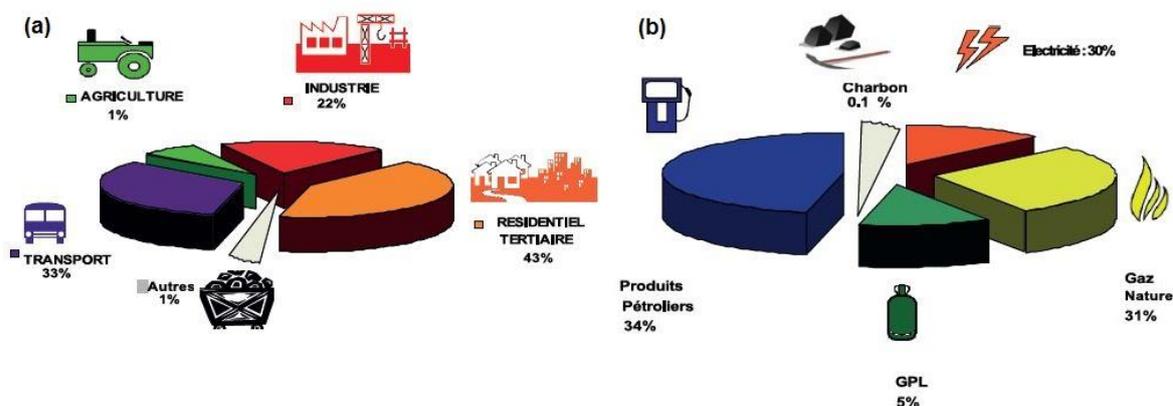


Figure I.7. Répartition de la consommation finale en Algérie (a) par secteur d'activité et (b) par forme d'énergie en 2017 (**APRUE 2017**).

Le secteur résidentiel consomme près de la moitié de l'électricité totale produite (43 %). La consommation électrique du secteur résidentiel était de 2139 Ktep en 2017. Il représente le premier secteur consommateur d'énergie au niveau national, soit 33 %. Entre 2007 et 2017, la consommation d'énergie du secteur a progressé de 8,3 % par an, l'électricité a contribué à cette évolution avec un taux de croissance annuel moyen de 10,5 % par an. La consommation énergétique moyenne annuelle d'un logement est de 1,515 Tep/ménage ; soit 3262 KWh/ménage (**APRUE 2017**).

Entre 2007 et 2017, la consommation finale du secteur tertiaire a augmenté chaque année de 6,6 %, avec une consommation énergétique moyenne de 0,391 tep/emploi, soit 1883 KWh/emploi. La répartition de la consommation du secteur tertiaire par produits indique que l'électricité est prédominante, et cela s'explique par la généralisation de l'utilisation des équipements bureautiques et informatiques et l'introduction massive des

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

matériels de chauffage et de climatisation. Une analyse de la consommation d'électricité par usage montre que l'éclairage et le froid représentent 90 % des usages. En raison des perspectives de développement de ce secteur résidentiel-tertiaire, une forte demande d'électricité est attendue dans les années à venir (APRUE 2017). On peut voir la répartition de la consommation en Algérie selon le type d'énergie dans les deux secteurs mentionnés ci-dessus au cours de l'année 2017 sur la figure (I.8).

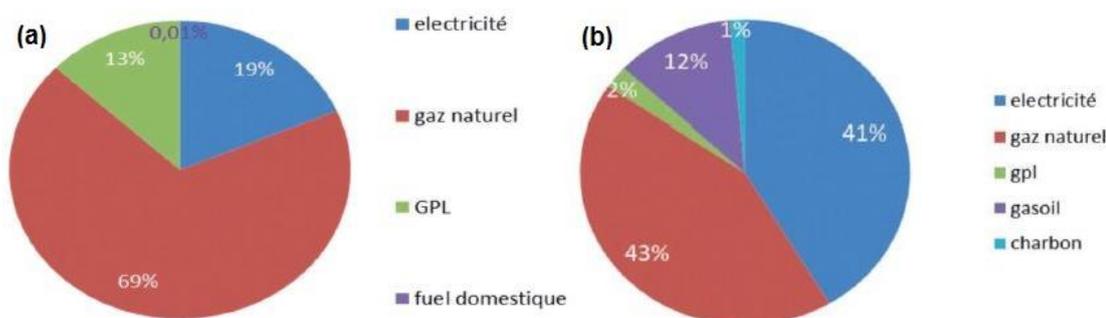


Figure I.8. Répartition de la consommation en Algérie par type d'énergie pour les secteurs (a) résidentiel et (b) tertiaire pour l'année 2017 (APRUE 2017).

Les données susmentionnées peuvent être confirmées par l'analyse de l'évolution des principaux indicateurs énergétiques Algériens entre 2001 et 2017, résumés dans le tableau suivant.

Tableau I.1. Évolution des indicateurs énergétiques Algériens dans les périodes 2001 - 2017 (AIE 2003; APRUE 2017; ME 2018; AIE 2019).

Indicateurs	2001	2017	Taux de croissance durant 2001 – 2017 (%)	Taux annuel moyen de croissance (%)
Population (millions)	30,84	42,2	36,84	2,30
PIB (G \$ année 2010)	49,84	199,2	299,68	18,73
Production d'énergie (Mtep)	144,33	165,9	14,94	0,93
Approvisionnement total en énergie primaire (Mtep)	29,44	55,5	88,52	5,53
Consommation électrique (Mtep)	1,92	5,57	190,10	11,88
Émissions de CO ₂ (Mt de CO ₂)	68,22	160	134,54	8,41

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

Revenu par habitant (\$ année 2010)	1,62	4,82	197,53	12,35
Consommation électrique par habitant (tep)	0,06	0,13	116,67	7,29
Consommation électrique par habitant (kWh)	723,09	1569	116,99	7,31
Énergie primaire par habitant (tep)	0,95	1,34	41,05	2,57
Émissions de CO ₂ par habitant (tonne)	2,21	4,24	91,86	5,74
Intensité des émissions de CO ₂ (kg CO ₂ / \$ année 2010)	1,37	0,66	-51,82	-3,24
Intensité d'énergie primaire (tep / \$ année 2010)	590,69	278,61	-52,83	-3,30

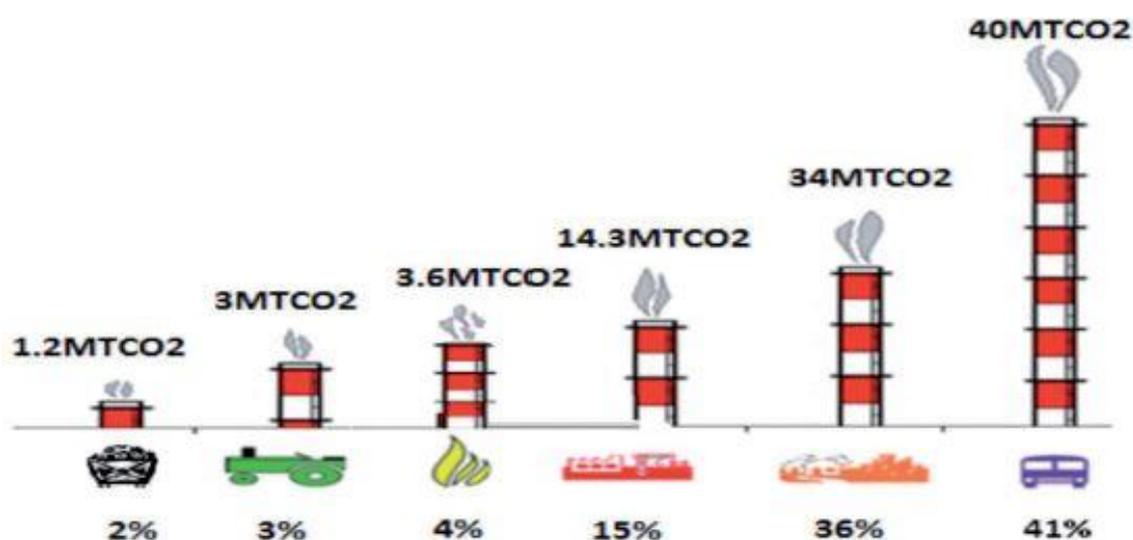


Figure I.9. Emissions de CO₂ par secteur en Algérie pour l'année 2017 (APRUE 2017).

D'un autre côté, les émissions de gaz à effet de serre dues à la consommation d'énergie finale ont atteint 95 Mt de CO₂ soit 160 Mt de CO₂ dues à l'énergie primaire. Le secteur résidentiel-tertiaire en Algérie est le deuxième contributeur à l'augmentation de la concentration atmosphérique de dioxyde de carbone après le secteur des transports (41 %) et produit en moyenne 36 % des gaz à effet de serre (APRUE 2017) qui proviennent principalement des installations de chauffage, de climatisation, de production d'eau chaude sanitaire, de cuisson et d'électricité primaire (Ouahab 2015).

I.3. Consommation d'énergie dans les bâtiments

Dans ce qui suit, une attention particulière sera accordée à l'étude des informations actualisées sur la consommation d'énergie dans le secteur du bâtiment.

Habituellement, le secteur du bâtiment n'est pas présent en tant que tranche unique lors de l'évaluation de la consommation finale d'énergie. En effet, de nombreuses agences et organisations de l'énergie divisent généralement la consommation finale d'énergie en trois secteurs principaux : l'industrie, les transports et les « autres ». Le terme « autres » est vague et, selon l'AIE, comprend divers sous-secteurs tels que les secteurs résidentiel et commercial, les services publics, l'agriculture, la sylviculture, la pêche, la consommation non spécifiée...etc. De nombreuses sources nationales, régionales et internationales incluent différentes utilisations finales dans ce concept, ce qui rend tout type de comparaison difficile. Par conséquent, l'estimation de la quantité d'énergie consommée dans les bâtiments n'est souvent pas bien appréciée, ce qui rend extrêmement difficile la collecte d'informations sur la consommation d'énergie des bâtiments. Cependant, les bâtiments avec leurs nombreux types sont certainement responsables d'une grande partie de l'énergie consommée par le secteur « autres » (Tableaux I.2 et I.3). Compte tenu de son importance globale dans les pays développés en particulier, nous pensons qu'il devrait être pris en compte de manière indépendante et devenir le troisième secteur majeur, divisé, au moins, pour les bâtiments domestiques et non domestiques (**Lombard et al. 2008; Allouhi et al. 2015; AIE 2019**).

Tableau I.2. Évolution de la consommation d'énergie finale mondiale par secteur (**Allouhi et al. 2015**).

Secteur	1973 (Ref)	2001	2004	2011	Rapport de variation moyen
Industrie	35,2 %	31,1 %	29,6 %	31,6 %	-0,125
Transport	24,6 %	34,6 %	28,3 %	30,2 %	0,261
Autre	40,2 %	34,4 %	42,1 %	38,2 %	-0,0489

La croissance démographique, l'amélioration des services de construction et des niveaux de confort, ainsi que l'augmentation du temps passé à l'intérieur des bâtiments, ont porté la consommation d'énergie dans les bâtiments au niveau des transports et de l'industrie au cours des dernières années (Tableau I.2). Il est important de réduire le ratio

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

de l'industrie dans la consommation mondiale d'électricité (plus de huit points) et d'augmenter la part du secteur « autre » (plus de neuf points) grâce aux bâtiments, pendant la période 1973-2011 (Tableau I.3).

Tableau I.3. Évolution de la consommation mondiale d'électricité par secteur (Allouhi et al. 2015).

Secteur	1973 (Ref)	2001	2004	2011	Rapport de variation moyen
Industrie	51,3 %	41,7 %	41,4 %	42,6 %	-0,183
Transport	2,4 %	1,8 %	1,8 %	1,6 %	-0,277
Autre	46,3 %	56,5 %	56,8 %	55,8 %	0,217

Le secteur du bâtiment représente plus de 60 % de la consommation totale d'énergie dans le monde, tandis que la part des bâtiments domestiques est d'environ 20 à 40 %. En Europe, les bâtiments commerciaux et résidentiels représentent 38,7 % de la consommation totale d'énergie. La plupart de l'énergie est principalement utilisée pour les applications de chauffage et de refroidissement dans les bâtiments résidentiels (Lombard et al. 2008; Allouhi et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

La demande mondiale d'énergie pour le refroidissement des bâtiments a fortement augmenté au cours des dernières décennies, ce qui a soulevé des inquiétudes quant à l'épuisement des ressources énergétiques et à la contribution au réchauffement climatique. Dans les pays à climat chaud, la majeure partie de la consommation d'énergie dans les bâtiments est essentiellement due au refroidissement des locaux à l'aide de systèmes CVC conventionnels. Par exemple, au Moyen-Orient, il représente 70 % de la consommation énergétique des bâtiments et environ 30 % de la consommation totale (Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

La consommation d'énergie des bâtiments en Algérie augmente à un taux de 7.45 % par an entre 2007 et 2017, principalement dans les bâtiments résidentiels (8.3 %/an pour les bâtiments résidentiels contre 6.6 %/an pour les bâtiments non résidentiels), bien au-dessus du taux européen et nord-américain (1.9 %). Les raisons peuvent être trouvées dans la croissance économique, l'expansion du secteur du bâtiment et la diffusion des services du bâtiment, en particulier les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVC) (Lombard et al. 2008; APRUE 2017).

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

En 2018, la consommation des bâtiments dans l'UE représentait 39.23 % de l'énergie finale, supérieure à celle de l'industrie (25.3 %) et des transports (33.9 %). En Algérie, la part de la consommation d'énergie dans le bâtiment (46.6 %) est supérieure au chiffre européen. Cela s'explique en partie par le déplacement vers les activités du secteur des services, et devrait augmenter fortement à mesure que la croissance économique conduira à une augmentation significative de la consommation d'énergie dans les bâtiments (Lombard et al. 2008; AIE 2019; ME 2019).

D'un point de vue environnemental, les bâtiments sont responsables d'un tiers des émissions mondiales de gaz à effet de serre, tant dans les pays développés que dans les pays en développement. En effet, le rapport d'évaluation du Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC) a estimé les émissions de gaz à effet de serre générées par les bâtiments à environ 8,6 millions de tonnes métriques d'équivalent CO₂ en 2004. Sur la figure (I.10), on voit immédiatement que les émissions de CO₂ de l'Algérie vont augmenter de plus de 270 %, soit 112,7 MtCO₂ en 2050, contre des émissions en 2008 de 30 MtCO₂. Il est donc clair que l'évolution des émissions de CO₂ ne dépend que de la consommation d'énergie (GIEC 2007; Allouhi et al. 2015; Ouahab 2015).

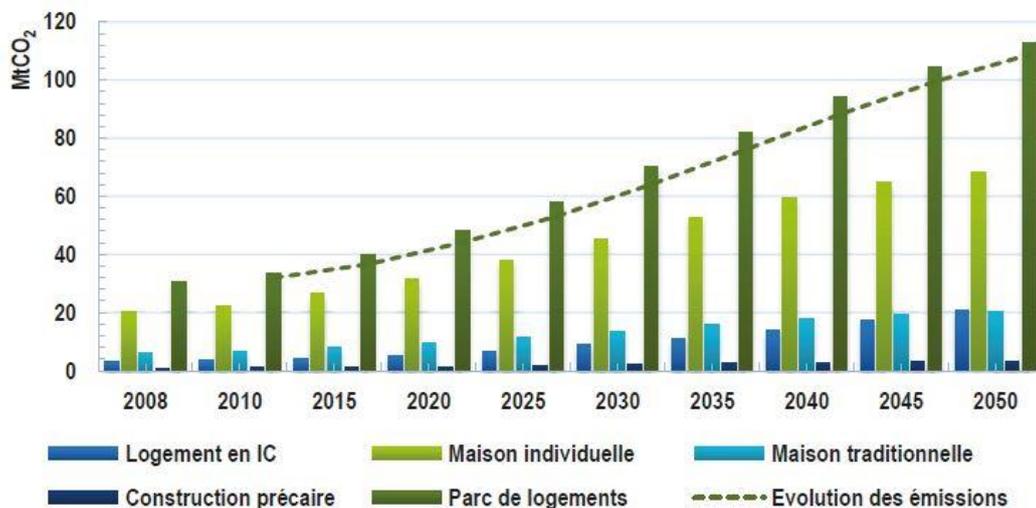


Figure I.10. Evolution des émissions de CO₂ du parc de logements à l'horizon 2050 (scénario tendanciel en Algérie) (Ouahab 2015).

I.3.1. Bâtiments résidentiels

Le secteur résidentiel comprend toutes les maisons individuelles et les habitations mitoyennes (telles que les complexes d'appartements et les maisons de ville). Dans le

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

secteur résidentiel, la taille et la localisation sont des facteurs clés de la consommation d'énergie. Les petits appartements ont besoin de moins d'énergie car il y a moins d'espace conditionné et de transfert, et aussi moins d'occupation. Au cours des dernières décennies, de nombreux facteurs tels que les conditions météorologiques, la géographie, la conception architecturale, les systèmes énergétiques et le niveau socio-économique des occupants (amélioration du niveau de confort humain et des activités de divertissement) ont stimulé une demande pour des maisons plus grandes et plus de services énergétiques, augmentant la consommation d'énergie dans ce secteur, qui est en moyenne d'environ 30 % dans le monde. Dans l'ensemble, les logements des pays développés consomment plus d'énergie que ceux des économies émergentes et cette consommation devrait continuer à croître. Le secteur résidentiel en Algérie est l'un des secteurs les plus énergivores au niveau national, représentant 33 % (Saidur 2008; Lombard et al. 2008; Allouhi et al. 2015; APRUE 2017). La figure suivante (I.11) présente les résultats du scénario tendanciel en Algérie qui montre une augmentation de la consommation d'énergie pour le refroidissement qui passera de 8.6 TWh/an en 2008 à 30 TWh/an en 2050.

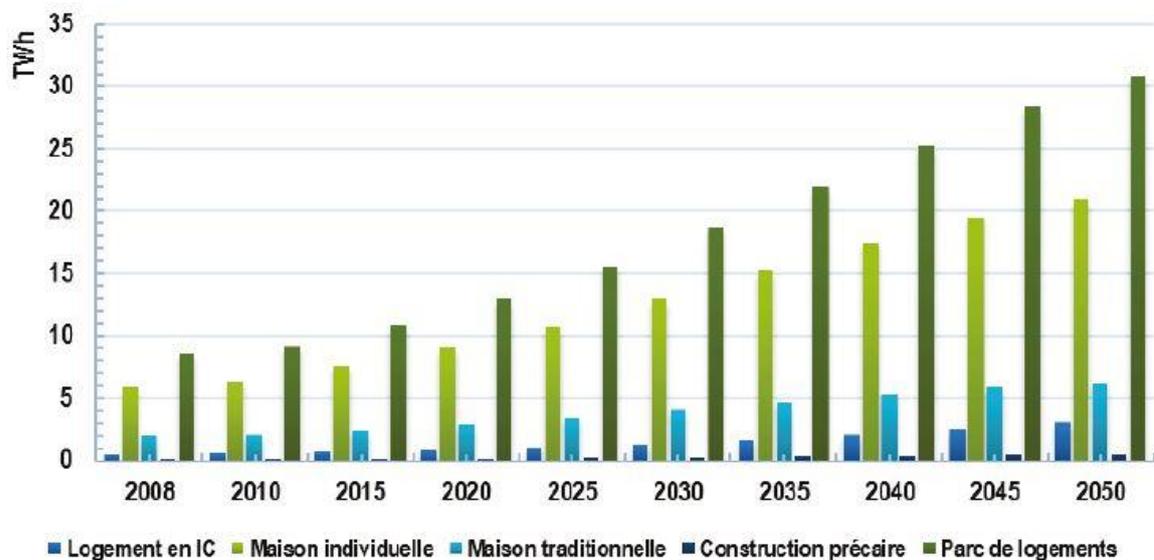


Figure I.11. Consommations d'énergie du parc de logements pour le refroidissement d'ici 2050 (scénario tendanciel en Algérie) (Ouahab 2015).

I.3.2. Bâtiments commerciaux

Le secteur tertiaire, qui couvre l'ensemble des bâtiments tertiaires et publics, comprend de nombreux types de bâtiments (écoles, restaurants, hôtels, hôpitaux, musées, bâtiments financiers, bâtiments de soins spéciaux, les magasins multi-marchandises, les entrepôts et autres structures commerciales, etc.) avec une grande variété d'usages et de

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

services énergétiques (CVC, eau chaude sanitaire (ECS), éclairage, réfrigération, préparation des aliments, etc.). Cette catégorisation n'est pas universelle, associée à de grandes variations climatiques et de type de construction, à des types de bâtiments/espaces et à des surfaces au sol variables, ce qui rend la comparaison et l'analyse très difficiles. La croissance tant économique que démographique augmente la demande de services (santé, éducation, culture, loisirs, etc.) et la consommation d'énergie (**Hinge et al. 2004; Lombard et al. 2008; Allouhi et al. 2015; APRUE 2017**). La figure (I.12) fournit une synthèse de différentes branches de consommation d'énergie dans le secteur tertiaire. Il est clair qu'avec plus de 47 % de la consommation, les agences immobilières dominent les consommations d'énergie pour tout ce secteur. Les commerces représentent la deuxième branche de la consommation de 16 %.

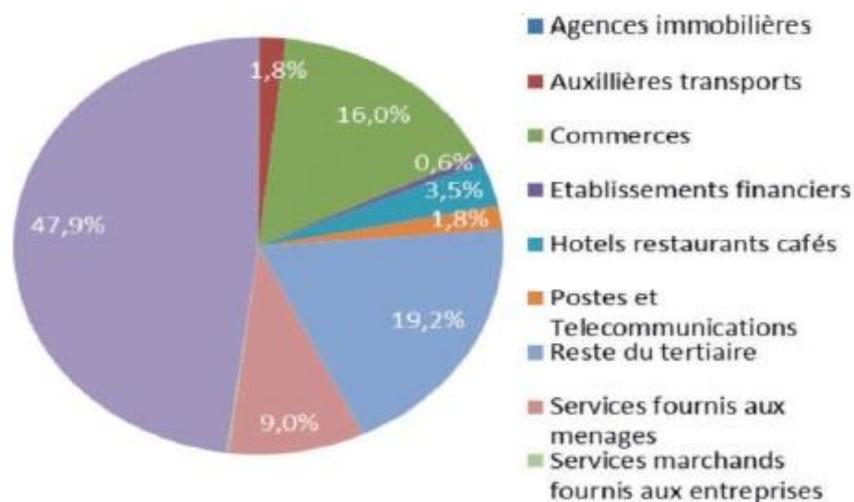


Figure I.12. Répartition de la consommation du secteur tertiaire par branche en Algérie (APRUE 2017).

I.3.3. Prévisions énergétiques et solutions alternatives

L'International Energy Outlook (IEO) présente l'évaluation de l'Agence d'information sur l'énergie des États-Unis sur les tendances futures de la consommation d'énergie des bâtiments (Fig. I.13). La consommation d'énergie dans l'environnement bâti augmentera de 34 % au cours des prochaines années, à un taux moyen de 1,5 %. En 2030, la consommation attribuable aux secteurs du logement et non domestique sera respectivement de 67 % et 33 % (environ), de sorte que la croissance de la construction stimulera la demande d'énergie dans le secteur résidentiel. La croissance économique, commerciale et démographique dans les économies émergentes intensifiera les besoins en matière d'éducation, de santé et d'autres services, ainsi que la consommation d'énergie qui

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

en résulte. La consommation d'énergie dans le secteur des services dans les pays sous-développés comme l'Algérie devrait doubler au cours des 25 prochaines années, avec un taux de croissance annuel moyen de 2,8 % (AIE 2006; Lombard et al. 2008; APRUE 2017).

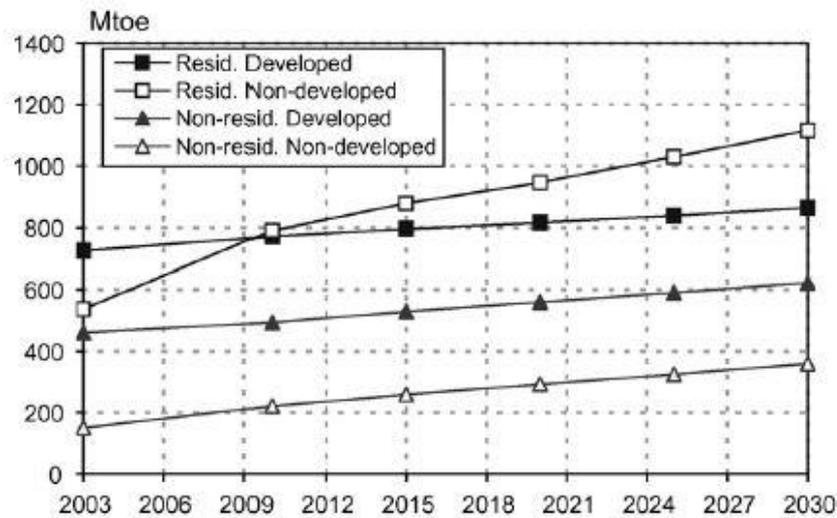


Figure I.13. Perspectives de consommation d'énergie des bâtiments
(AIE 2006; Lombard et al. 2008).

La demande énergétique des bâtiments continuera d'augmenter dans un avenir proche en raison de l'utilisation à long terme des bâtiments, de la demande croissante de confort des occupants et de la croissance démographique. Dans la littérature, les économies d'énergie dans le CVC sont réalisées en utilisant des technologies alternatives au lieu des technologies conventionnelles. L'efficacité énergétique dans les bâtiments est une préoccupation majeure pour les occupants qui souhaitent économiser de l'énergie, en particulier dans le secteur du CVC. De nos jours, la climatisation des bâtiments est devenue essentielle à la vie des gens et joue un rôle essentiel pour assurer le niveau de confort intérieur. Dans ce cas, il est nécessaire de se concentrer sur les technologies et les solutions d'économie d'énergie non seulement dans les nouveaux bâtiments mais aussi dans les bâtiments existants. Par conséquent, l'amélioration de l'efficacité des technologies de refroidissement est essentielle, en particulier celles qui ont le potentiel, c'est-à-dire des performances élevées et une faible consommation d'énergie. Il existe de nombreuses technologies disponibles pour réduire la consommation d'énergie utilisée pour le refroidissement dans les climats chauds. L'une de ces technologies est le système de refroidissement ou rafraîchissement par évaporation, qui est une technologie très efficace dans les climats chauds et secs. Dans notre travail, nous fournissons un examen approfondi

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

des technologies de refroidissement ou rafraîchissement par évaporation et de leurs applications (Chwieduk 2003; Li et al. 2010; Vakiloroya et al. 2014; Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

Actuellement, les refroidisseurs mécaniques à compression de vapeur (CMV) sont commercialement dominants malgré leur consommation d'énergie intensive et leurs faibles performances en climat chaud. En revanche, les systèmes de refroidissement ou rafraîchissement par évaporation sont plus respectueux de l'environnement car ils consomment moins d'énergie et leurs performances s'améliorent à mesure que la température de l'air augmente et que l'humidité diminue. Le tableau (I.4) montre une comparaison des valeurs du coefficient de performance (COP) de plusieurs cycles de refroidissement (Duan et al. 2012; Amer et al. 2015).

Tableau I.4. Valeurs COP de certains systèmes de climatisation (Duan et al. 2012; Amer et al. 2015).

Type de système	Refroidissement CMV	Absorption et Adsorption	Refroidissement thermoélectrique	Refroidissement par évaporation
COP	2-4	0.6-1.2	0.2-1.2	15-20

Le principal inconvénient du système de refroidissement par évaporation est leur forte dépendance aux conditions de l'air ambiant. Étant donné que la différence de température entre les températures de bulbe sec et humide de l'air ambiant est la force motrice du refroidissement par évaporation. Pour un climat doux et/ou humide, cette différence est faible et conduit donc à une capacité de refroidissement limitée (Duan et al. 2012; Amer et al. 2015). Mais avant d'approfondir dans les humidificateurs par évaporation, qui est le sujet principal de notre travail, il faut savoir que ces derniers appartiennent à une grande famille appelée les humidificateurs, qui contiennent de nombreux appareils différents dans leur mode de fonctionnement, nous allons essayer de les identifier plus dans l'article suivant.

I.4. Humidificateurs d'air

Il existe de nombreux types de systèmes de refroidissement qui fournissent de l'air frais à usage domestique ou commercial. Le choix d'un système affecte directement la quantité d'énergie consommée ainsi que la quantité d'émissions de dioxyde de carbone rejetées dans l'atmosphère. Le refroidissement par humidification est une nouvelle

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

technologie qui fournit de l'air frais aux occupants et constitue un moyen prometteur de réduire les émissions de carbone et la consommation d'énergie. Les différents humidificateurs existants peuvent être classés en trois principes de base d'humidification : 1) Evaporation; 2) Pulvérisation; 3) Vaporisation (**Watt 1986; Bom 1999; Recknagel et al. 2013; Herr 2014**).

Dans le cas des humidificateurs à pulvérisation, appelés également laveurs d'air, ainsi que pour les humidificateurs à évaporation ou à ruissellement, l'air est directement mis en contact avec de l'eau qui ruisselle ou qui est pulvérisée au moyen de rampes. C'est la raison pour laquelle il ne se produit pas uniquement un échange de chaleur mais également aussi un transfert de masse. Les différents dispositifs d'humidification dans les systèmes de traitement de l'air reposent sur la grande variété des possibilités de changement de l'état initial de l'air introduit. Il est à noter que le changement adiabatique de l'air (humidification et refroidissement) demeure cependant le plus important. Les installations d'humidification ont pour objectif de produire et de maintenir un taux d'humidité défini et régulé dans l'air ambiant traité de manière à garantir par exemple (**Recknagel et al. 2013**) :

- ✓ la réalisation de processus industriels spécifiques ;
- ✓ la protection des objets et pièces de valeur dans les musées et salles d'expositions ;
- ✓ l'amélioration du cadre de vie et de travail des personnes.

L'humidification de l'air permet de relever un taux d'humidité de l'air trop bas pour atteindre la valeur souhaitée. L'air est chargé en humidité sous forme de vapeur pour atteindre l'état d'hygrométrie souhaité (humidification) ou bien elle peut être évacuée dans le cas contraire (déshumidification). A ce sujet, la physique des gaz en général, mais plus particulièrement les lois des gaz de Dalton, Boyle-Mariott et Gay-Lussac constituent le fondement de l'humidification et la déshumidification de l'air (**Recknagel et al. 2013**).

Tableau I.5. Principes de l'humidification de l'air (**Herr 2014**).

Principe	Fonction
Evaporation	L'air à humidifier passe sur une surface humide, et absorbe ainsi l'humidité de la surface.
Pulvérisation	De l'eau est pulvérisée en fines gouttelettes, et incorporée à l'air. Ces gouttelettes vont partiellement ou complètement s'évaporer dans l'air.
Vaporisation	De l'eau est vaporisée à l'extérieur des conduits d'aération. La vapeur d'eau formée est amenée dans l'air à travers les conduits et absorbée par celui-ci.

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

Le tableau (I.5) illustre les principes de l'humidification de l'air et la figure (I.14) fournit une classification générale des humidificateurs d'air.

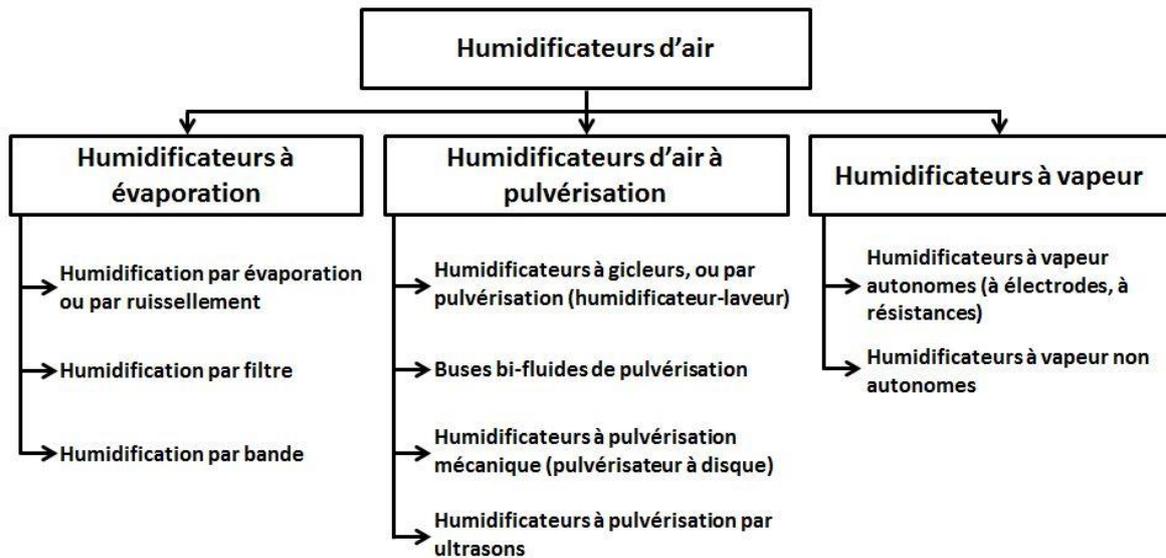


Figure I.14. Types d'humidificateurs.

I.4.1. Types d'humidificateurs

I.4.1.1. Humidificateurs à évaporation

La technique la plus ancienne et la plus connue pour humidifier l'air par évaporation, consiste à placer un récipient d'eau sur une source de chaleur (radiateur, four, etc.).

Il y a évaporation lorsque la vapeur d'eau se diffuse dans l'air ambiant à partir de la surface de l'eau ou bien à partir de supports humides. De fait, l'énergie de transformation nécessaire est captée dans l'environnement direct de l'installation, c'est-à-dire que l'air se refroidit adiabatiquement. La température et la vitesse de l'air accélèrent le processus d'évaporation, la température de l'eau n'ayant qu'une influence minimum.

Les supports d'évaporation humides principalement utilisés sont des nattes en matière synthétique ou composants similaires qui sont directement arrosées par pulvérisation d'eau, ou irrigués par la partie supérieure par ruissellement ou bien encore enroulés sur des cylindres et humidifiés par un réservoir d'eau.

L'eau utilisée pour l'humidification arrive par un robinet à flotteur ou bien une vanne de régulation dans un bac de rétention. Elle circule sur une structure ondulée en fibre de verre ou bien au travers d'une surface filtrante. Elle ruisselle sur le média pour aller ensuite dans le bac de récupération situé au-dessous duquel elle s'évacue librement. L'eau est aussi

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

renvoyée vers le haut au moyen d'une pompe de circulation. La veine d'air traversant le média se charge en humidité presque jusqu'à saturation. On peut facilement réguler l'humidité de l'air au moyen d'une sonde d'humidité ou de température placée à la sortie d'air (**Watt 1986; Bom 1999; Recknagel et al. 2013; Herr 2014**).

Il existe plusieurs types d'humidificateurs à évaporation (**Watt 1986; Bom 1999; Recknagel et al. 2013; Herr 2014**):

a- Humidification par évaporation ou par ruissellement

Une substance poreuse est maintenue mouillée avec de l'eau. L'air traverse cette matière, et absorbe de l'humidité.

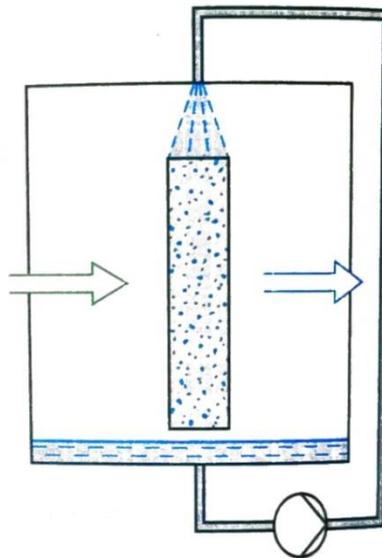


Figure I.15. Humidification par évaporation ou par ruissellement (**Herr 2014**).

b- Humidification par filtre

Combinaison d'un matelas filtrant et du principe de la pulvérisation. Un matelas filtrant est installé dans une enceinte de pulvérisation en face d'une rampe de buses qui arrosent le matelas.

c- Humidification par bande

Un matelas en mousse passe sur des rouleaux, dans un bain d'eau. La mousse humide sert à humidifier l'air.

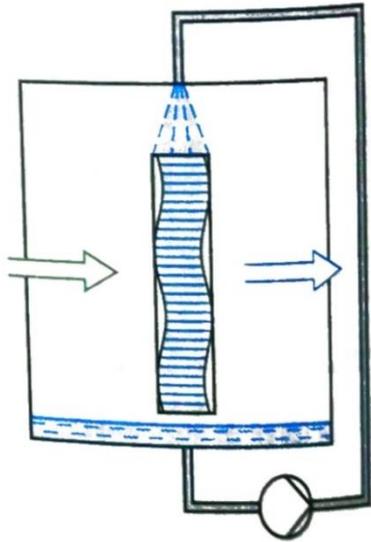


Figure I.16. Humidification par filtre
(Herr 2014).

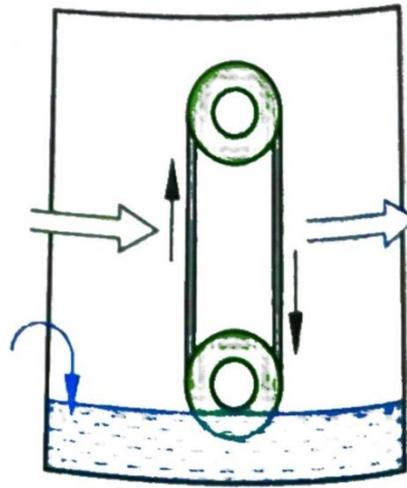


Figure I.17. Humidification par bande
(Herr 2014).

Outre cette classification, certains chercheurs et auteurs classent également les humidificateurs par évaporation en deux types principaux, qui sont le modèle à eau recyclée et le modèle à eau perdue. Le tableau suivant (I.6) présente les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à évaporation.

Tableau I.6. Les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à évaporation (Recknagel et al. 2013; Herr 2014).

Types	Avantages	Inconvénients
Humidification par évaporation ou par ruissellement	<ul style="list-style-type: none"> — acquisition et exploitation bon marché — ne nécessite pas de traitement d'eau — séparateur de gouttelettes inutiles selon la vitesse de l'air — grande pression de pompe non nécessaire — faible longueur d'installation 	<ul style="list-style-type: none"> — perte de charge importante — entartrage du matériau imprégné — danger de germination — réglage impossible — installation d'un filtre en amont pour éviter l'encrassement
Humidification par filtre	<ul style="list-style-type: none"> — très bonne séparation de poussières, pollen, aérosols, gaz, et des germes — ne nécessite pas de séparateur de gouttelettes — amélioration du degré 	<ul style="list-style-type: none"> — entretien régulier absolument indispensable (risque de germination)

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

	d'efficacité de filtration	
	— alternative au lavage de l'air	
	— Utilisation d'eau non recyclée possible, car le besoin en eau est limité	
Humidification par bande	— bonne séparation de poussières	— formation de germes
	— ne nécessite pas de séparateur de gouttelettes	— enrichissement en sels en relation avec le bain d'eau
	— installation simple	— fonctionnement optimal
	— faible besoin en énergie pour l'humidification	uniquement avec de l'eau sans germes et sans calcaire

I.4.1.2. Humidificateurs d'air à pulvérisation

Les différents types de buses de pulvérisation que l'on rencontre actuellement sont (Watt 1986; Bom 1999; Recknagel et al. 2013; Herr 2014) :

- les buses à pulvérisation fixes ou rotatives que l'on retrouve dans les humidificateurs à pulvérisation ;
- les buses bi-fluides, qui pulvérisent de l'eau à l'aide d'air comprimé. Elles sont principalement mises en place pour une humidification en direct de l'air des locaux ;
- la pulvérisation mécanique à disques (par centrifugation) ;
- la pulvérisation d'eau par ultrasons.

Toutes ces techniques d'humidification servent à la production de ce que l'on appelle des aérosols, c'est-à-dire de particules d'eau très fines flottant dans l'air. Ces aérosols ont suivant l'appareil une taille $< 20 \mu\text{m}$ et peuvent être en suspension dans l'air. L'énergie nécessaire pour la transformation en vapeur est captée dans leurs déplacements dans l'air. Les particules d'eau de taille plus importante sont considérées comme des gouttes d'eau, sont piégées par ce que l'on appelle des séparateurs de gouttelettes puis réintroduites dans le circuit d'humidification (Watt 1986; Bom 1999; Recknagel et al. 2013; Herr 2014).

a- Humidificateurs à gicleurs, ou par pulvérisation (humidificateur-laveur)

L'air traverse une chambre d'humidification où de l'eau est finement pulvérisée à l'aide de buses. Les fines gouttelettes d'eau ainsi formées s'évaporent dans l'air.

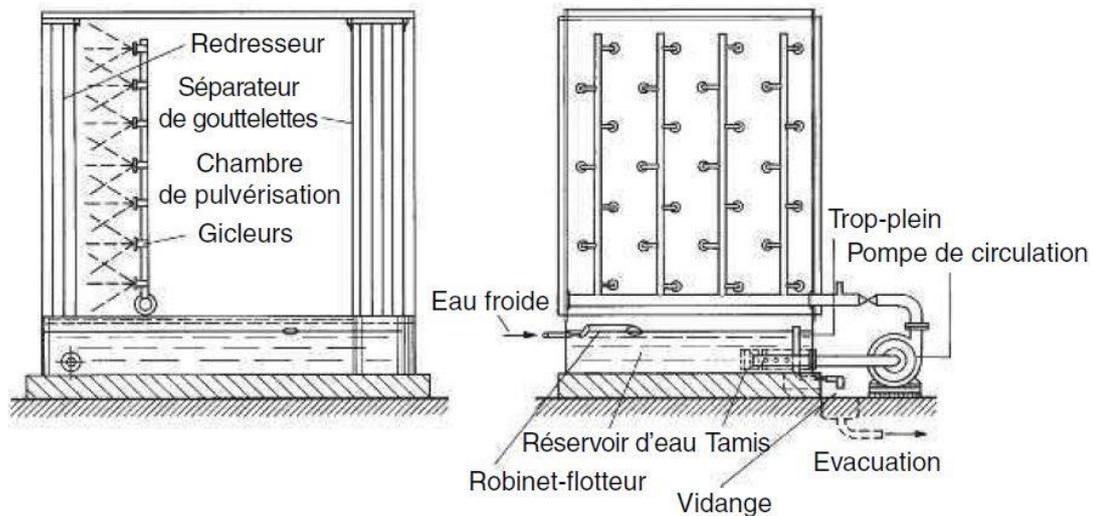


Figure I.18. Humidificateur à pulvérisation à rampe de gicleurs unique (Recknagel et al. 2013).

b- Buses bi-fluides de pulvérisation

En utilisant de l'air comprimé et de l'eau, on peut produire selon le principe de l'injection et au moyen de gicleurs de précision des aérosols très fins qui, en raison de leur légèreté et leur sustentation dans l'air, peuvent rapidement changer d'état physique dans l'air en puisant dans l'environnement l'énergie nécessaire à leur transformation. L'air comprimé traverse le gicleur et produit ainsi une dépression entraînant ainsi l'eau. Un manodétendeur régule ensuite la quantité d'eau à apporter.

c- Humidificateurs à pulvérisation mécanique (pulvérisateur à disque)

Un disque tournant horizontalement est aspergé d'eau dans une enceinte. La force centrifuge pulvérise l'eau dans le flux d'air environnant.

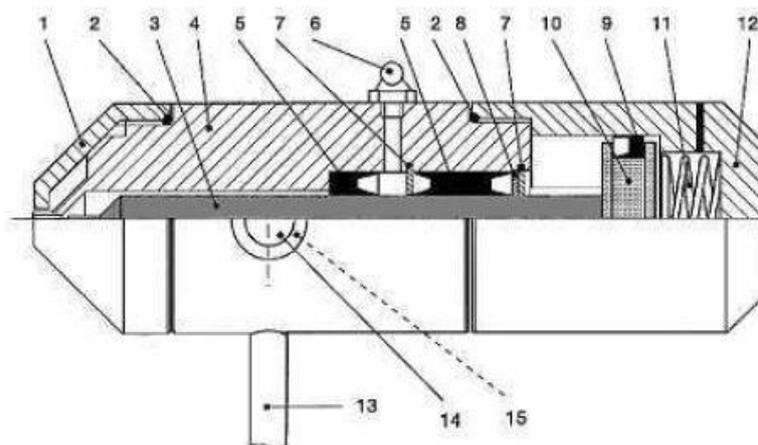


Figure I.19. Pulvérisateur bi-fluide (Sté Axair, Garching) (Recknagel et al. 2013).

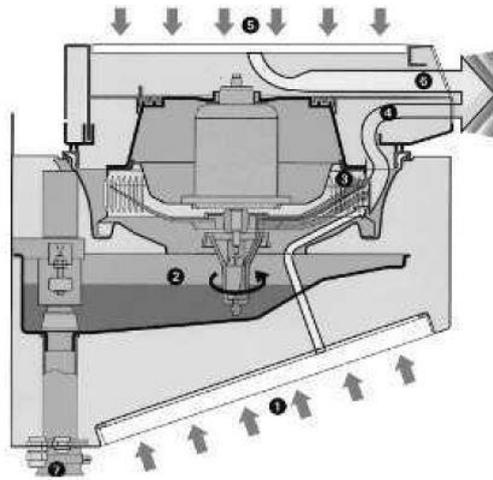


Figure I.20. Représentation schématique d'un humidificateur à pulvérisation par centrifugation (Defensor, Suisse) (Recknagel et al. 2013).

d- Humidificateurs à pulvérisation par ultrasons

On fait vibrer à haute fréquence une membrane dans l'eau. Comme l'eau est incompressible, les vibrations se propagent à la surface, et y génèrent de très fines gouttelettes.

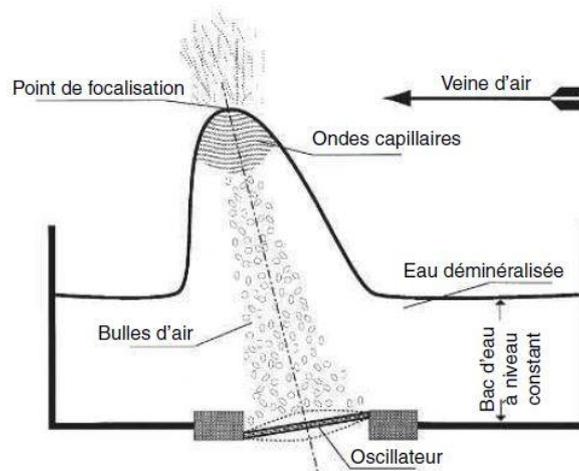


Figure I.21. Représentation schématique du principe d'humidification par ultrasons (AxAir) (Recknagel et al. 2013).

Il existe d'autres humidificateurs qui sont également classés comme humidificateurs à pulvérisation, tels que l'humidificateur à pulvérisation par buses fixes à eau pressurisée et l'humidificateur à pulvérisation par infrasons...etc. Le tableau suivant (I.7) présente les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à pulvérisation.

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

Tableau I.7. Les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à pulvérisation (Recknagel et al. 2013; Herr 2014).

Types	Avantages	Inconvénients
Humidificateur par pulvérisation (lavage d'air)	<ul style="list-style-type: none"> — aucun traitement de l'eau n'est nécessaire (eau recyclée) — régulation limitée (par ex. par la pression des buses) — purification de l'air — possibilité d'utilisation du refroidissement adiabatique (si l'on a besoin d'un fort taux d'humidité) 	<ul style="list-style-type: none"> — risque de germination dans l'eau — encrassement du réservoir d'eau — nécessite une puissance de pompe importante — faible marge de régulation
Buses bi-fluides de pulvérisation	<ul style="list-style-type: none"> — de produire des aérosols de dimensions très réduites (de 5 à 10 μm) et de garantir l'absence de gouttes — utilisables soit en humidification directe (le local même à traiter) où en humidification indirecte (des caissons d'une centrale de traitement d'air) 	<ul style="list-style-type: none"> — mettre en place en amont un dispositif de traitement de l'eau, afin d'éviter tout dépôt dans le local, de minéraux contenus dans l'eau — coût d'exploitation plus élevé — risque de condensation de certaines gouttelettes sur les obstacles
Pulvérisateur à disque (par centrifugation)	<ul style="list-style-type: none"> — possibilité d'emploi nomade 	<ul style="list-style-type: none"> — entartrage des disques — faible exploitation de la largeur du flux d'air — risque de germination (eau recyclée)
Pulvérisateur par ultrasons	<ul style="list-style-type: none"> — pulvérisation très fine (semblable au brouillard) — possibilité d'emploi nomade — peu d'émissions de bruit 	<ul style="list-style-type: none"> — prix élevé — économiquement intéressant seulement en petite taille

I.4.1.3. Humidificateurs à vapeur

L'humidification de l'air de locaux par la vapeur est le moyen le plus hygiénique et le plus souple destiné aux installations de traitement d'air. Cette technique d'humidification est en outre quasiment isotherme, c'est-à-dire qu'elle s'effectue proche d'une température constante et non pas, comme indiqué dans les autres techniques, de façon adiabatique (Recknagel et al. 2013).

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

Les humidificateurs à vapeur se divisent en deux grands groupes principaux (Watt 1986; Bom 1999; Recknagel et al. 2013; Herr 2014) :

- les humidificateurs à vapeur autonomes,
- les humidificateurs à vapeur non autonomes.

a- Humidificateurs à vapeur autonomes

La vapeur des humidificateurs autonomes provient de cylindres en matière synthétique ou bien en acier inoxydable produisant de la vapeur à l'aide de l'énergie électrique. On trouve sur le marché deux types d'humidificateurs de ce type :

- les humidificateurs à électrodes,
- les humidificateurs à résistances.

✓ *Humidificateurs à électrodes*

Cette technique utilise les propriétés de résistivité électrique, c'est-à-dire la conductibilité de l'eau. La surface des électrodes, leur espacement et leur profondeur d'immersion déterminent la conduction de courant et ainsi la quantité de vapeur produite. On utilise des électrodes équipées de grilles à grande surface pour que le tartre ne puisse se déposer dessus. Le tartre a un effet isolant lorsqu'il se cristallise sur les électrodes. Pour se transformer en vapeur, l'eau a besoin d'une certaine intensité de courant fournie par une immersion des électrodes déterminée. La surface de l'eau dans le cylindre à vapeur a tendance à se diriger vers le haut afin d'atteindre les parties non encore entartrées des électrodes réduisant par la même occasion la production de vapeur. Un signal électrique indique alors la limite de remplissage du cylindre.

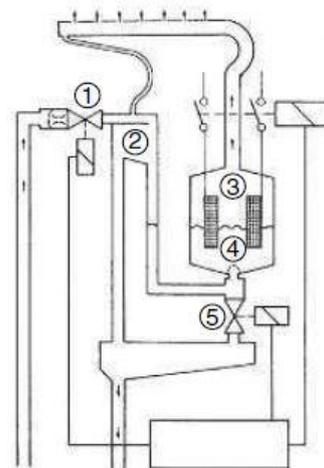


Figure I.22. Schéma d'un humidificateur à électrodes (AxAir) (Recknagel et al. 2013).

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

✓ Humidificateurs à résistances

Les humidificateurs à résistances produisent de la vapeur grâce à des résistances électriques (principe du thermoplongeur) placées dans un cylindre en acier inoxydable revêtu à l'intérieur d'une pellicule en matière synthétique anti-tartre.

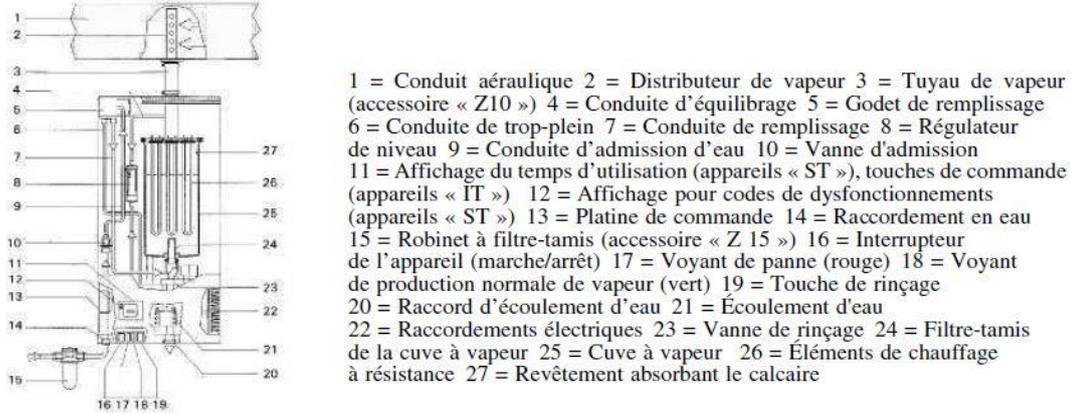


Figure I.23. Schéma d'un humidificateur à résistances (AxAir) (Recknagel et al. 2013).

b- Humidificateurs à vapeur non autonomes

Cette technique utilise également la notion de « transformation en vapeur ». La vapeur est produite depuis une chaudière à vapeur (à partir d'un combustible ou d'électricité) ou un échangeur vaporiseur sous l'action d'un système de régulation. On distingue deux systèmes de qualité identique qui ont fait leurs preuves dans les installations de traitement de l'air, sont l'humidificateur à vapeur de type ouvert et l'humidificateur à vapeur de type fermé. La différence entre ces deux techniques réside dans le mouvement et la circulation de la vapeur destinée à l'humidification.

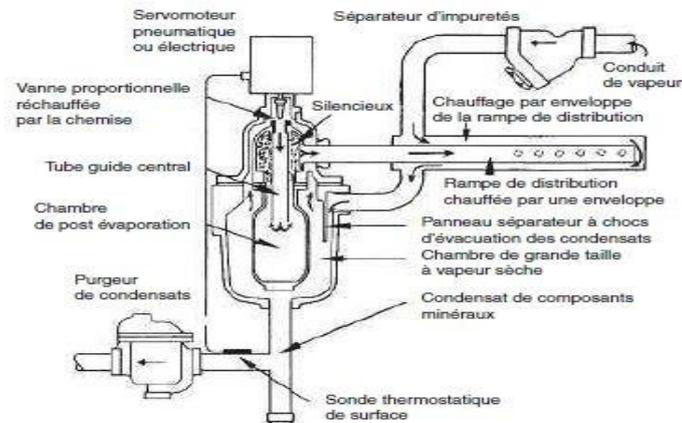


Figure I.24. Schéma d'un humidificateur à vapeur de type fermé (Armstrong) (Recknagel et al. 2013).

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

Le tableau suivant (I.8) présente les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à vapeur.

Tableau I.8. Les avantages et les inconvénients de chaque type d'humidificateur à vapeur (Recknagel et al. 2013; Herr 2014).

Types	Avantages	Inconvénients
Humidificateurs à vapeur autonomes	<ul style="list-style-type: none">— pas besoin de système de traitement de l'eau (la vapeur résultante est pure)— pas de problème de santé si l'on évite la corrosion— réglage simple par modulation de l'apport d'énergie— possibilité d'emploi nomade— maintenance simple (nettoyage ou échange des cylindres à vapeur)— toute la vapeur produite se mélange à l'air (haute efficacité)	<ul style="list-style-type: none">— faible rendement en eau (des purges de déconcentration)— prix d'acquisition élevé— exploitation chère si chauffage par électricité— entartrage du cylindre à vapeur— problèmes de santé ou de corrosion lors d'une condensation involontaire de la vapeur
Humidificateurs à vapeur non autonomes	<ul style="list-style-type: none">— utilisation d'eau entièrement déminéralisée pour produire la vapeur nécessaire à l'humidification— toute la vapeur injectée se mélange à l'air (rendement de vapeur élevé)	<ul style="list-style-type: none">— dépendance à la disponibilité et au coût de la vapeur— Ils ne doivent pas être installés dans des espaces à grand volume pour assurer un bon mélange de la vapeur avec l'air— les éléments d'étanchéité ne résistent pas à des températures supérieures à 150 °C

I.4.2. Besoins énergétiques pour l'humidification de l'air

Les besoins énergétiques pour l'humidification de l'air tiennent compte de l'énergie nécessaire pour la transformation de l'eau en vapeur et l'enthalpie de la vaporisation. On oublie souvent que c'est la valeur de l'énergie (courant, fioul, gaz, fluide caloporteur) qui est déterminante. L'objectif des techniques d'humidification de l'air est de procéder à la transformation de l'eau (fluide) en vapeur (état gazeux) de façon économique. À cet effet, l'enthalpie de l'évaporation est nécessaire dans tous les cas.

La transformation de l'eau (état liquide) à une température de 100 °C en vapeur d'eau (état gazeux) de même température n'est donc possible dans le cas d'une production de vapeur qu'avec une enthalpie latente d'évaporation de 2257 kJ/kg. On ajoute à cela la

Chapitre I. Enjeux énergétiques, état de l'art et classification des humidificateurs

chaleur sensible, également nécessaire pour chauffer l'eau de 0 °C à 100 °C (419 kJ/kg) ou bien de 20 °C à 100 °C (335 kJ/kg). La technique d'humidification choisie n'a pas d'importance ici, car la quantité d'énergie nécessaire à la transformation est toujours identique. Aucune économie d'énergie n'est réalisée lorsque l'eau à pulvériser ou à évaporer est préalablement chauffée.

Mise à part l'énergie utilisée pour les dispositifs auxiliaires comme les ventilateurs, pompes, oscillateur ou autres, l'énergie nécessaire à la transformation de l'eau en vapeur est exactement identique pour une même puissance d'humidification, quel que soit la technique utilisée. En définitive, le prix de l'énergie (électricité, gaz, fioul, etc.) détermine avec le montant des investissements, les coûts d'exploitation des humidificateurs **(Recknagel et al. 2013)**.

I.4.3. Système de refroidissement ou de rafraîchissement par évaporation

Comme nous l'avons mentionné ci-dessus, il existe de nombreux types de systèmes de refroidissement qui fournissent de l'air frais pour un usage domestique ou commercial. Nous pouvons confirmer une fois de plus que le choix de tout système affecte directement la quantité d'énergie consommée ainsi que la quantité d'émission de dioxyde de carbone émises dans l'atmosphère. On peut dire que le refroidissement par évaporation est une nouvelle technologie qui fournit de l'air frais aux occupants et offre un moyen prometteur de réduire les émissions de carbone et la consommation d'énergie. Le refroidissement par évaporation est un concept qui est défini comme rendant l'air frais en augmentant sa teneur en vapeur d'eau. En d'autres termes, l'air devient plus frais tandis que son niveau d'humidité augmente.

Un système de refroidissement évaporatif est principalement attrayant dans des conditions climatiques chaudes et arides en termes de performances thermiques en raison du potentiel notable de l'incrément d'humidité de l'air, ce qui entraîne une réduction significative de la température. Au contraire, les climats humides ne sont pas appropriés pour le dit système, car l'air est presque saturé, donc la capacité de refroidissement du système est limitée. En termes de confort thermique, les systèmes de refroidissement par évaporation autonome peuvent répondre aux besoins des occupants dans des conditions chaudes et arides, car l'humidité relative finale reste dans la plage de 60 à 70 % **(Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016)**.

I.5. Conclusion

La consommation énergétique du secteur du bâtiment augmente de jour en jour en raison d'une bonne demande de confort thermique des occupants. La poursuite de l'émission de gaz à effet de serre au même rythme conduira certainement à une situation catastrophique. La hausse du coût de l'énergie et le réchauffement climatique expliquent que le développement de systèmes énergétiques améliorés est nécessaire pour augmenter l'efficacité énergétique tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre. C'est pourquoi, l'utilisation de technologies économes en énergie dans les bâtiments est une préoccupation majeure pour quiconque souhaite économiser à la fois de l'énergie et de l'argent (Li et al. 2010; Sadineni et al. 2011; Cuce et al. 2014; Cuce and Riffat 2015; Allouhi et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

Dans ce chapitre, nous avons examiné une variété de différents types de systèmes de refroidissement par humidification économes en énergie. Les données montrent que les systèmes de refroidissement par évaporation ont un grand potentiel d'économie d'énergie dans les zones climatiques chaudes et arides. Il semble également que cette solution soit un moyen très rentable par rapport à d'autres applications d'humidification alternatives (par pulvérisation ou vaporisation). Cette technologie a une bonne valeur rendement/efficacité ainsi qu'une bonne plage de COP (Cuce and Riffat 2016). Cela renforce la possibilité d'étudier la faisabilité des systèmes de refroidissement par évaporation dans la région de Biskra, qui se caractérise par son climat chaud et sec la plupart de l'année. Ainsi, le chapitre suivant est consacré à l'état de l'art de la nouvelle technologie de refroidissement par évaporation.

CHAPITRE II. Systèmes évaporatifs

II.1. Introduction

Le refroidissement par évaporation est une technologie de refroidissement économe en énergie et respectueuse de l'environnement. La recherche et l'application du refroidissement par évaporation dans le monde ont été très fructueuses. Par conséquent, ce chapitre vise à fournir un résumé complet de ces systèmes. Les principes de fonctionnement et les propriétés thermodynamiques des différents types de refroidissement par évaporation sont présentés en premier. Ensuite, les travaux expérimentaux et théoriques sur les études de faisabilité, les tests et l'optimisation des performances ainsi que l'analyse des transferts de chaleur et de masse sont discutés en détail. La faisabilité du refroidissement par évaporation dans différents climats, l'efficacité de divers équipements de refroidissement par évaporation et les paramètres et techniques critiques pour améliorer l'efficacité sont examinés ainsi que la modélisation numérique des processus de refroidissement par évaporation.

II.2. Système de refroidissement par évaporation

II.2.1. Préface

L'Algérie connaît une transformation socio-économique rapide. Les revenus et le niveau de vie des gens ont augmenté de façon spectaculaire au cours des deux dernières décennies. Cependant, le développement rapide s'accompagne d'une énorme consommation d'énergie. Comme déjà mentionné dans le chapitre précédent, l'énergie consommée dans les bâtiments représente plus de 43 % de l'énergie totale utilisée en Algérie, dont au moins 60 % est utilisée pour assurer le chauffage, la ventilation et la climatisation des bâtiments selon l'Agence nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Énergie (APRUE). De plus, la plupart des bâtiments en Algérie adoptent des systèmes de réfrigération à compression de vapeur. Les réfrigérants tels que les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC) sont largement utilisés dans les systèmes de réfrigération à compression, sont responsables de l'appauvrissement de la couche d'ozone et de l'aggravation du réchauffement climatique (APRUE 2017; ME 2018). Compte tenu des profondes préoccupations suscitées par les problèmes énergétiques et environnementaux mondiaux mentionnés ci-dessus, les

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

chercheurs et les professionnels du domaine de la climatisation font de grands efforts aux niveaux national et international pour développer des technologies de climatisation économes en énergie et explorer des systèmes alternatifs respectueux de l'environnement (Xuan et al. 2012; Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

Afin de fournir les conditions intérieures de confort humain, les exigences de refroidissement ne doivent pas être mentionnées uniquement en termes de capacité de refroidissement sensible (contrôle de la température), mais le refroidissement latent (contrôle de l'humidité) doit également être inclus, en particulier pour les conditions extérieures chaudes et humides (Mujahid Rafique et al. 2015). La gamme de conditions de confort humain et les exigences de base pour le confort humain qui doivent être fournies par le système de climatisation sont illustrées respectivement dans la figure (II.1) (NSI/ASHRAE55 1992) et la figure (II.2) (Ameen 2005).

Les deux composantes de la charge sont décrites par le rapport de chaleur sensible qui est le rapport entre la charge sensible et la charge totale, c'est-à-dire sensible + latente. Plus la valeur du rapport de chaleur sensible est petite, plus la valeur de la charge de refroidissement latente est élevée (Mujahid Rafique et al. 2015) :

$$\text{Rapport de chaleur sensible} = \frac{\text{Chaleur sensible}}{\text{Chaleur sensible} + \text{Chaleur latente}} \quad (\text{II.1})$$

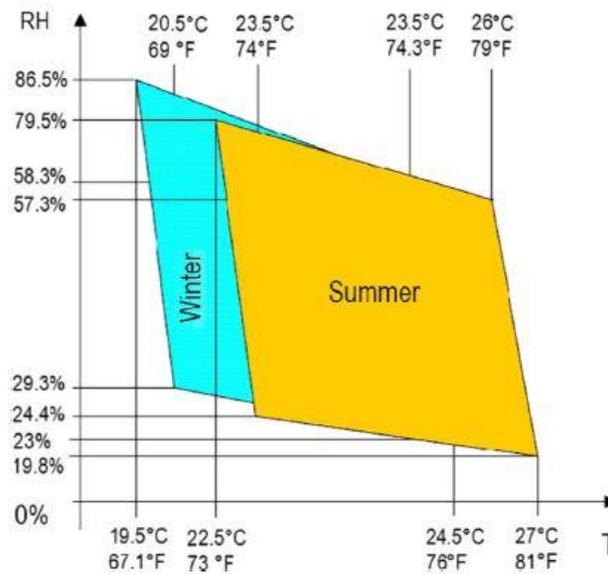


Figure II.1. Zone de confort thermique selon ASHRAE55 (NSI/ASHRAE55 1992).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

La valeur du rapport de chaleur sensible est d'environ 0,75 pour les systèmes de climatisation à compression de vapeur conventionnels couramment utilisés, ce qui signifie que 75 % de la capacité du système est utilisée pour contrôler la charge sensible et les 25 % restants pour la charge latente. Ainsi, les systèmes conventionnels ne peuvent fournir les conditions de confort que lorsque le rapport de chaleur sensible est supérieur à 0,75 (Davanagere et al. 1999; Xuan et al. 2012). Ce problème des systèmes de climatisation conventionnels ainsi que les problèmes énergétiques et environnementaux mondiaux peuvent être résolus à l'aide d'une technologie appelée refroidissement par évaporation. Cette nouvelle technologie qui fournit de l'air frais aux occupants et offrant un moyen prometteur de réduire les émissions de carbone et la consommation d'énergie (Xuan et al. 2012; Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).

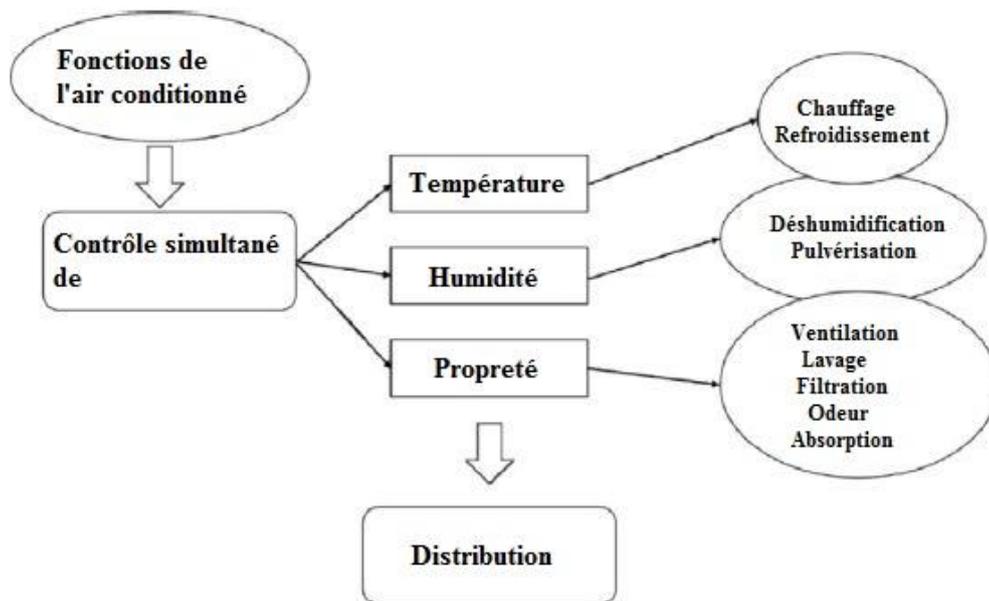


Figure II.2. Les fonctions de la climatisation (Ameen 2005).

Le refroidissement par évaporation est un processus de transfert de chaleur et de masse qui utilise l'évaporation de l'eau pour le refroidissement de l'air, dans lequel une grande quantité de chaleur est transférée de l'air à l'eau, et par conséquent la température de l'air diminue. En d'autres termes, l'air devient plus frais tandis que son niveau d'humidité augmente. Un système de refroidissement évaporatif est principalement attrayant dans des conditions climatiques chaudes et arides en termes de performances thermiques en raison du potentiel notable de l'incrément d'humidité de l'air, ce qui entraîne une réduction significative de la température. Au contraire, les climats humides ne sont pas appropriés pour ledit système, car l'air est presque saturé, donc la capacité de refroidissement du

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Le système est limité. On peut constater que l'eau est le fluide de travail dans le refroidissement par évaporation plutôt que les CFC ou les HCFC ; il est donc beaucoup plus écologique que les systèmes de réfrigération à compression de vapeur. De plus, seule une petite quantité d'énergie est consommée pour fournir de l'air et de l'eau dans le refroidissement par évaporation, ce qui est bien inférieur à l'énergie utilisée dans les systèmes de réfrigération à compression de vapeur électrique. La seule énergie utilisée dans ce système est d'entraîner les ventilateurs et la pompe à eau. Cette énergie peut être fournie à partir de n'importe quelle source d'énergie thermique de faible qualité telle que l'énergie solaire, la chaleur perdue, etc. Les charges sensibles et latentes peuvent être contrôlées séparément dans ce système à l'aide d'un hygrostat et d'un thermostat pour le contrôle des températures de bulbe humide et sec respectivement. En termes de confort thermique, les systèmes de refroidissement par évaporation autonome peuvent répondre aux besoins des occupants dans des conditions chaudes et arides, car l'humidité relative finale reste dans la plage de 60 à 70 %. Cependant, il est très difficile d'obtenir les mêmes résultats pour les climats humides, car il faut des conditions presque saturées pour obtenir la chute de température souhaitée. Dans de telles circonstances, les systèmes hybrides tels que le refroidissement par évaporation à base de dessicant sont préférés (Xuan et al. 2012; Amer et al. 2015; Mujahid Rafique et al. 2015; Cuce and Riffat 2016). Une comparaison entre les différentes techniques de refroidissement est présentée dans le tableau (II.1) (Mujahid Rafique et al. 2015).

Tableau II.1. Comparaison entre différentes techniques de refroidissement (Mujahid Rafique et al. 2015).

Paramètre	Système de compression mécanique de vapeur	Système de refroidissement par évaporation
Coût de fonctionnement	Haut	Faible
Ressource énergétique d'entrée	Electricité, gaz naturel, vapeur	Énergie de faible qualité, par ex. énergie solaire, chaleur résiduelle, etc.
Contrôle de la charge latente	Moyenne	Faible
Contrôle de la charge sensible	Exacte	Exacte

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Qualité de l'air intérieur	Moyenne	Bien
Versement du système	Moyenne	Moyenne
Émission de gaz à effet de serre	Haut	Faible
Potentiel de marché	Dominer le marché de la climatisation	Application limitée
Milieu de refroidissement	Réfrigérants	Eau

II.2.2. Historique du refroidissement par évaporation

Le refroidissement par évaporation de l'air se produit dans la nature près des chutes d'eau et des ruisseaux, au-dessus des lacs et des océans, sous un feuillage dense et sur des surfaces humides, en particulier la peau humaine. La plupart des humains primitifs l'ont probablement observé, et une exploitation utile s'est produite dans de nombreuses régions et à plusieurs époques. Les premiers développements ont eu lieu au Proche-Orient, où un climat chaud et aride offrait à la fois des conditions incitatives et favorables (**Watt 1986**).

Les refroidisseurs par évaporation sont apparus vers 2500 av. J.-C., lorsque des pots en argile poreuse contenant de l'eau étaient utilisés par les anciens Égyptiens à des fins de refroidissement de l'air. Ce mécanisme de refroidissement par évaporation a été appliqué pour refroidir les anciens bâtiments de l'Égypte, puis s'est répandu dans la région chaude du Moyen-Orient. Des types de mécanismes similaires pour produire l'effet de refroidissement dans le bâtiment sont également apparus à cette époque, tels que des piscines, des bassins d'eau, des pots d'eau poreux et de fines goulottes d'eau (**Watt 1986; Mujahid Rafique et al. 2015**).

Les refroidisseurs par évaporation de type moderne ont été lancés aux États-Unis. Plusieurs dispositifs de climatisation comprenant des refroidisseurs à évaporation indirects et directs ont également été inventés en Arizona et en Californie (États-Unis). De nombreux espaces résidentiels et commerciaux ont été équipés de refroidisseurs d'air goutte à goutte dans le sud-ouest des États-Unis, à la fin des années 1930. Au début des années 1950, ces refroidisseurs d'air ont été développés et disponibles sur un large éventail de marchés, notamment au Canada, aux États-Unis et en Australie (**Watt 1986; Watt**

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

1997; Mujahid Rafique et al. 2015). Depuis les années 1980, les résultats de la recherche, du développement et de l'application du refroidissement par évaporation en Chine sont fructueux et enrichissants (**Xuan et al. 2012**). Les avantages du refroidissement par évaporation ont été reconnus par la Banque mondiale en 1999, notamment des économies substantielles d'énergie et de coûts, l'absence d'utilisation de CFC, la réduction des émissions de CO₂ et des centrales électriques, l'amélioration de la qualité de l'air intérieur et la rentabilité du cycle de vie, une plus grande indépendance énergétique régionale, etc. (**Bom et al. 1999; Xuan et al. 2012**).

Le refroidissement par évaporation est maintenant largement utilisé dans les bâtiments résidentiels et commerciaux, en particulier dans les zones chaudes et arides, telles que le nord-ouest de la Chine, le Moyen-Orient, le sous-continent indien, l'Afrique de l'Est, le sud-ouest des États-Unis, l'Australie et le nord du Mexique (**Xuan et al. 2012**).

II.2.3. Théorie du refroidissement par évaporation directe

II.2.3.1. Air humide

Au-dessus de la surface de la terre se trouve une couche d'air appelée atmosphère ou air atmosphérique. La basse atmosphère, ou homosphère, est composée d'air humide, c'est-à-dire d'un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. La psychrométrie est la science qui étudie les propriétés thermodynamiques de l'air humide. Elle est largement utilisée pour illustrer et analyser l'évolution des propriétés et des caractéristiques thermiques du processus et des cycles de climatisation (**Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013**).

La composition de l'air sec varie légèrement selon les emplacements géographiques et le temps. La composition approximative de l'air sec en volume est la suivante : azote, 79,08 % ; oxygène, 20,95 % ; argon, 0,93 % ; dioxyde de carbone, 0,03 % ; autres gaz (par exemple, néon, dioxyde de soufre), 0,01 %. La quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air humide dans la plage de température de 0 à 100 °F varie de 0,05 à 3 % en masse. La variation de la vapeur d'eau a une influence critique sur les caractéristiques de l'air humide (**Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013**).

L'équation d'état d'un gaz idéal qui décrit la relation entre ses propriétés thermodynamiques est la suivante :

$$Pv = mCT_C \tag{II.2}$$

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Où, P est la pression du gaz, v est le volume du gaz, m est la masse du gaz, C est la constante du gaz et T_c est la température absolue du gaz.

Les équations de gaz parfait sont utilisées dans le développement et le calcul des formulations psychrométriques. Bien que les contaminants atmosphériques puissent avoir de graves effets sur la santé humaine, ils ont peu d'effet sur les propriétés thermodynamiques de l'air humide. Pour l'analyse thermique, l'air humide peut être traité comme un mélange binaire d'air sec et de vapeur d'eau (**Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013**).

Application de la loi de Dalton à l'air humide :

$$P_{atm} = P_{as} + P_{ve} \quad (\text{II.3})$$

Où, P_{atm} est la pression atmosphérique de l'air humide, P_{as} est la pression partielle de l'air sec et P_{ve} est la pression partielle de la vapeur d'eau.

La loi de Dalton est résumée à partir des résultats expérimentaux et est plus précise à basse pression de gaz. La loi de Dalton peut également être étendue, sous le nom de loi de Gibbs-Dalton, pour décrire la relation entre l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie des constituants gazeux d'un mélange (**Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013**).

II.2.3.2. Humidité et enthalpie

Le taux d'humidité de l'air humide, ω , est défini comme le rapport de la masse de la vapeur d'eau, m_{ve} à la masse de l'air sec, m_{as} , ou :

$$\omega = \frac{m_{ve}}{m_{as}} = \frac{0.62198 P_{ve}}{(P_{atm} - P_{ve})} \quad (\text{II.4})$$

L'humidité relative de l'air humide, HR , est définie comme le rapport entre la fraction molaire de vapeur d'eau, x_{ve} , et la fraction molaire d'air humide saturé à la même température et pression, $x_{ve,sat}$. En utilisant les équations des gaz parfaits, cette relation peut être exprimée comme suit :

$$HR = \frac{x_{ve}}{x_{ve,sat}} \Bigg|_{T,P} = \frac{P_{ve}}{P_{ve,sat}} \Bigg|_{T,P} \quad (\text{II.5})$$

Et

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

$$x_{ve} = \frac{n_{ve}}{(n_{as} + n_{ve})}; \quad x_{ve,sat} = \frac{n_{ve,sat}}{(n_{as} + n_{ve,sat})}$$

$$x_{as} + x_{ve} = 1 \quad (II.6)$$

Où, $P_{ve,sat}$ est la pression de vapeur d'eau saturée, T est la température et $n_{as}, n_{ve}, n_{ve,sat}$ sont le nombre de moles d'air sec, de vapeur d'eau et de vapeur d'eau saturée.

Le degré de saturation μ est défini comme le rapport entre le taux d'humidité de l'air humide, ω , et le taux d'humidité de l'air humide saturé, ω_{sat} , à la même température et pression :

$$\mu = \frac{\omega}{\omega_{sat}} \Big|_{T,P} \quad (II.7)$$

La différence entre HR et μ est faible, généralement inférieure à 2 % (**Wang et al. 1999**).

À pression constante, la différence d'enthalpie spécifique d'un gaz parfait est $\Delta h = C_p \Delta T$. Ici, C_p représente la chaleur spécifique à pression constante.

Ensuite, dans la plage de température de 0 à 100 °F, l'enthalpie de l'air humide peut être calculée comme suit :

$$h = C_{p_{as}} T + \omega(h_{g0} + C_{p_{ve}} T) \quad (II.8)$$

Où, $C_{p_{as}}, C_{p_{ve}}$ sont la chaleur spécifique de l'air sec et de la vapeur d'eau à pression constante et h_{g0} est l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau saturée à 0 °F.

II.2.3.3. Volume humide, densité, chaleur spécifique et point de rosée

Le volume humide spécifique V_h est défini comme le volume du mélange d'air sec et de vapeur d'eau associée lorsque la masse d'air sec est exactement de 1 lb (0.45 kg) :

$$V_h = \frac{V_m}{m_{as}} \quad (II.9)$$

Où, $V_m =$ volume total d'air humide. Puisque l'air humide, l'air sec et la vapeur d'eau occupent le même volume,

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

$$V_h = \left(\frac{C_{as} T_C}{P_{atm}} \right) \times (1 + 1.6078\omega) \quad (\text{II.10})$$

Où C_{as} = constante des gaz pour l'air sec.

La densité de l'air humide, souvent appelée masse volumique de l'air ρ , est définie comme le rapport de la masse d'air sec au volume total du mélange, ou l'inverse du volume humide :

$$\rho = \frac{m_{as}}{V_m} = \frac{1}{V_h} \quad (\text{II.11})$$

La chaleur sensible de l'air humide est l'énergie thermique associée au changement de température de l'air entre deux points d'état. Dans l'équation (II.11), $(Cp_{as} + \omega Cp_{ve})T$ indique la chaleur sensible de l'air humide, qui dépend de sa température T au-dessus de la valeur de référence 0 °F. La chaleur latente de l'air humide, souvent représentée par ωh_{g0} , est l'énergie thermique associée au changement d'état de la vapeur d'eau (**Watt 1986; Wang et al. 1999**). Dans la plage de températures comprise entre 0 et 100 °F, la chaleur spécifique de l'air humide Cp_{ah} peut être calculée comme suit :

$$Cp_{ah} = Cp_{as} + \omega Cp_{ve} \quad (\text{II.12})$$

La température du point de rosée T_{pr} , est la température de l'air humide saturé d'un échantillon d'air humide ayant le même taux d'humidité à la même pression atmosphérique. Deux échantillons d'air humide de points de rosée T_{pr} similaires à la même pression atmosphérique ont le même taux d'humidité ω et la même pression partielle de vapeur d'eau P_{ve} (**Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013**).

II.2.3.4. Température thermodynamique du bulbe humide et température du bulbe humide

La température thermodynamique du bulbe humide de l'air humide, T^* , est égale à l'état saturé d'un échantillon d'air humide à la fin d'un processus de saturation adiabatique idéal à pression constante :

$$h_1 + (\omega_{sat}^* - \omega_1) h_w^* = h_{sat}^* \quad (\text{II.13})$$

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Où, h_1, h_{sat}^* = enthalpie de l'air humide à l'état initial et enthalpie de l'air saturé à la fin du processus de saturation adiabatique idéal à pression constante, ω_1, ω_{sat}^* = taux d'humidité de l'air humide à l'état initial et taux d'humidité de l'air saturé à la fin du processus de saturation adiabatique idéal à pression constante et h_w^* = enthalpie de l'eau ajoutée au processus de saturation adiabatique à la température T^* .

Un processus de saturation adiabatique idéal est un processus hypothétique dans lequel de l'air humide à température initiale T_1 , taux d'humidité ω_1 , enthalpie h_1 et pression P s'écoule sur une surface d'eau de longueur infinie à travers un canal bien isolé. L'eau liquide s'évapore alors en vapeur d'eau au détriment de la chaleur sensible de l'air humide. Il en résulte une augmentation du taux d'humidité et une baisse de température jusqu'à ce que l'air humide soit saturé à la température thermodynamique du bulbe humide T^* à la fin du processus de saturation adiabatique idéal. La température thermodynamique du bulbe humide T^* est une propriété fictive unique de l'air humide qui ne dépend que de ses propriétés initiales, T_1 , ω_1 ou h_1 (**Watt 1986; Wang et al. 1999**).

Un psychromètre à fronde est un instrument qui détermine la température, l'humidité relative et donc l'état de l'air humide en mesurant ses températures sèche et humide. Il est composé de deux thermomètres à mercure. Le bulbe de l'un d'eux est sec : le bulbe sec. L'autre est enveloppé d'une mèche de coton dont l'extrémité plonge dans un tube d'eau. Ce bulbe humide est appelé bulbe humide et la température qu'il mesure est appelée température humide T_h . Lorsque de l'air humide non saturé circule à la surface de la mèche de coton humide, l'eau liquide s'évapore de sa surface. En absorbant la chaleur sensible, principalement de l'air ambiant, la température humide diminue. La différence entre les températures sèche et humide est appelée dépression humide ($T - T_h$) (**Wang et al. 1999**).

Le transfert de chaleur et de masse par unité de surface de la surface humide peut être évalué comme suit :

$$h_c(T - T_h) + h_r(T_{ra} - T) = h_m(\omega'_{sat} - \omega_1) \quad (\text{II.14})$$

Où, h_c, h_r = coefficient moyen de transfert thermique par conduction et par rayonnement, h_m = coefficient moyen de transfert de masse par convection, T = température de l'air humide non perturbé à distance du thermomètre mouillé, T_{ra} =

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

température radiative moyenne et ω, ω'_{sat} = taux d'humidité de l'air humide et du film saturé à l'interface entre la mèche de coton et l'air ambiant.

La température du bulbe humide T_h dépend non seulement de son état initial, mais aussi du taux de transfert de chaleur et de masse au bulbe humide. C'est pourquoi la température thermodynamique du bulbe humide est utilisée dans les diagrammes psychrométriques ASHRAE (Watt 1986; Wang et al. 1999).

II.2.3.5. Diagrammes psychrométriques

Un diagramme psychrométrique est une représentation graphique des propriétés thermodynamiques de l'air humide et de divers processus et cycles de climatisation. Il permet également de calculer et d'analyser le travail et le transfert d'énergie de ces processus et cycles (Watt 1986; Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013).

Les diagrammes psychrométriques utilisent actuellement deux types de coordonnées de base (Wang et al. 1999) :

1. Diagrammes $h-\omega$: l'enthalpie h , représentant l'énergie, et le rapport d'humidité ω , représentant la masse, constituent les coordonnées de base.
2. Diagrammes $T-\omega$: la température T et le rapport d'humidité ω constituent les coordonnées de base.

L'air humide possède sept propriétés thermodynamiques indépendantes, ou groupes de propriétés : $h, T, HR, T^*, P_{atm}, \rho-V_h$ et ω, P_{ve}, T_{pr} . Lorsque P_{atm} est donné, deux propriétés supplémentaires indépendantes déterminent l'état de l'air humide sur le diagramme psychrométrique et les autres propriétés (Watt 1986; Wang et al. 1999; Recknagel et al. 2013).

II.2.4. Principe de fonctionnement d'un système de refroidissement par évaporation

Un système de refroidissement par évaporation fonctionne simplement comme une augmentation de la teneur en humidité de l'air avec l'utilisation d'eau. Lorsque l'air chaud et sec accueille l'eau, l'eau commence à s'évaporer à l'aide de l'énergie prélevée dans l'air. Ainsi l'air devient plus frais alors que son taux d'humidité relative augmente (Cuce and Riffat 2016). Après évaporation, l'eau pénètre dans l'air sous forme de vapeur d'eau et renvoie la chaleur absorbée lors de l'évaporation dans l'air sous forme de chaleur latente. Par conséquent, l'air est humidifié et la chaleur totale, ou enthalpie, de l'air ne change

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

pratiquement pas. Le refroidissement par évaporation refroidit l'air en convertissant la chaleur sensible en chaleur latente. La force motrice du transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau est la température et les différences de pression partielle de vapeur (**Xuan et al. 2012**). Le système de refroidissement par évaporation peut être classé comme contact direct ou contact indirect en ce qui concerne l'interaction entre les flux, comme illustré à la figure (II.3). Les systèmes de refroidissement par évaporation à contact direct sont utilisés pour refroidir l'air d'admission dans des conditions climatiques chaudes et sèches, dans lesquels les fluides de travail (eau et air) sont en contact direct. Il est possible d'obtenir un refroidissement adéquat en utilisant ce système, mais le niveau croissant d'humidité de l'air peut rendre les occupants mal à l'aise. Contrairement au système à contact direct, un système de refroidissement par évaporation à contact indirect, où une surface/plaque sépare les fluides de travail, peut faire face à des conditions de vie indésirables pour les occupants en raison de sa configuration caractéristique. Cependant, dans le système de refroidissement par évaporation à contact indirect, les performances de refroidissement sont bien inférieures à celles du contact direct (**Wani et al. 2012; Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016**).

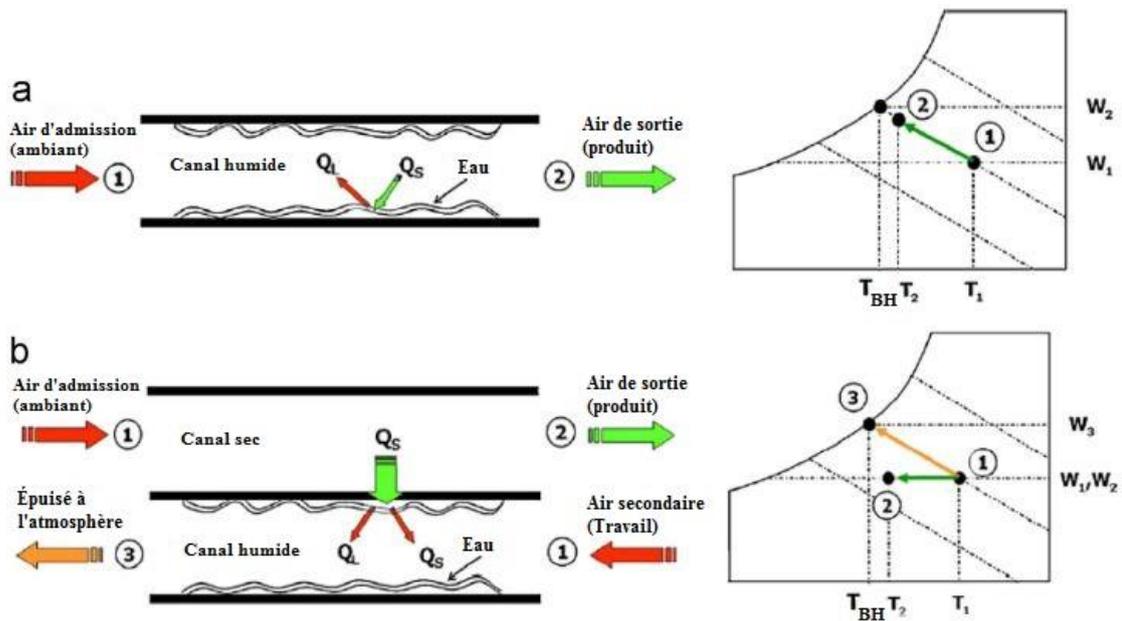


Figure II.3. (a) Refroidissement par évaporation directe et (b) refroidissement par évaporation indirecte (**Riangvilaikul and Kumar 2010**).

À cet égard, un nouveau système combiné de refroidisseurs évaporatifs directs et indirects et/ou avec d'autres cycles de refroidissement appelé cycle M a été introduit pour obtenir de meilleures performances de refroidissement ainsi qu'un taux d'humidité relative

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

raisonnable. Un principe de fonctionnement simple du cycle M est illustré à la figure (II.4). Un cycle M typique utilise un échangeur de chaleur à flux croisés (Fig. II.5) et des refroidisseurs à évaporation indirecte. Ce cycle permet à tout liquide ou vapeur d'être refroidi en dessous de la température du bulbe humide et vers la température du point de rosée pour augmenter les performances de refroidissement du système, réalisant ainsi un refroidissement maximal de l'air entrant (Duan et al. 2012; Wani et al. 2012; Amer et al. 2015; Cuce and Riffat 2016).



Figure II.4. Principe de fonctionnement du cycle M (Wani et al. 2012).

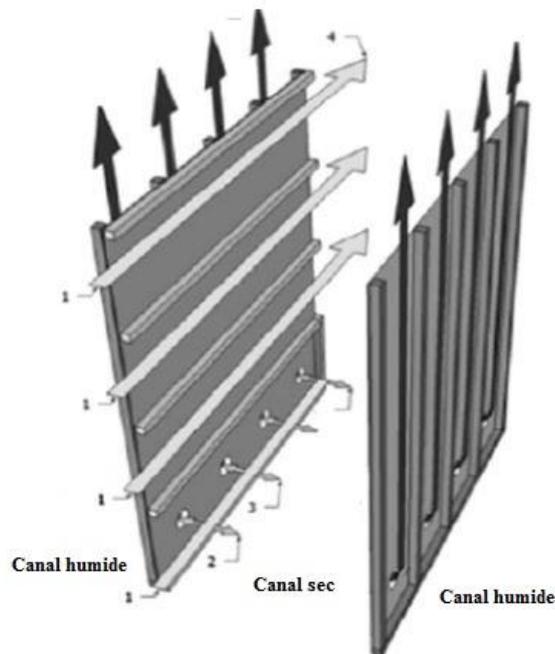


Figure II.5. Canaux humides et secs de l'échangeur de chaleur à flux croisés en cycle M (Wani et al. 2012).

La figure (II.6) illustre une classification générale des principaux types de systèmes de refroidissement par évaporation pour le refroidissement des bâtiments.

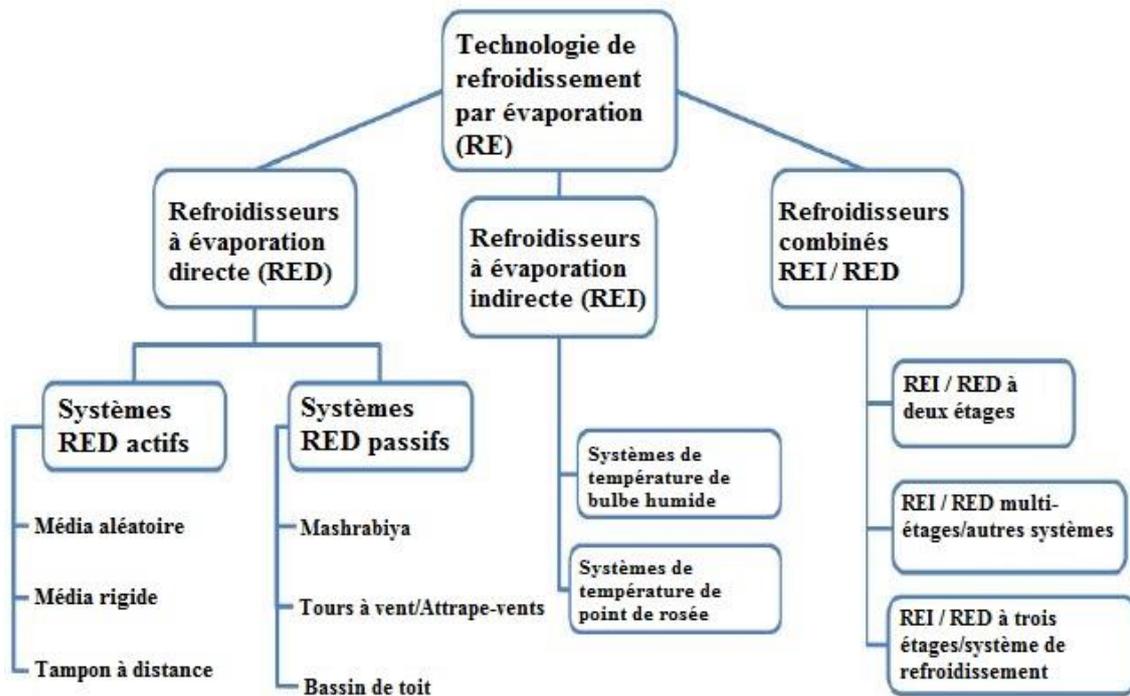


Figure II.6. Classification des systèmes de refroidissement par évaporation dans le refroidissement des bâtiments (Amer et al. 2015).

II.2.5. Types de base de refroidissement par évaporation

II.2.5.1. Refroidissement par évaporation directe (RED)

RED est le type de refroidissement par évaporation le plus ancien et le plus simple ou le traitement de l'air est en contact direct avec l'eau pulvérisée et est ainsi simultanément refroidi et humidifié par l'évaporation de l'eau (Xuan et al. 2012). Le schéma de principe de fonctionnement de l'équipement RED et un schéma de flux simplifié sont présentés à la figure (II.7). L'air chaud d'admission (1) entre dans un tampon qui est pulvérisé avec de l'eau à la température de bulbe humide de l'air d'admission. Le transfert de chaleur est réalisé de l'air chaud vers l'eau froide. La chaleur est transférée par le flux d'air sous forme de chaleur sensible et est absorbée par l'eau sous forme de chaleur latente. Correspondant à la valeur de la chaleur latente, une partie de l'eau s'évapore en étant noyée par diffusion dans l'air en circulation, augmentant le taux d'humidité de cet air. La température de l'air de sortie (2) diminue en raison de la chaleur sensible transférée par l'air, mais l'enthalpie de l'air de sortie sera la même que l'enthalpie de l'air d'entrée sous l'effet de la chaleur latente récupérée dans l'air sous forme d'humidité (Porumb et al. 2016). Dans l'évaporation directe, la température de bulbe sec de l'air est abaissée et la température de bulbe humide

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

reste inchangée. La température de bulbe humide est un paramètre important pour les performances d'un refroidisseur d'évaporation directe. L'efficacité d'un refroidisseur d'évaporation directe bien faite atteint une efficacité d'environ 85 % (Bruno 2010; Mujahid Rafique et al. 2015). Le processus de fonctionnement de l'équipement RED est présenté dans le diagramme psychrométrique de la figure (II.8) (Porumb et al. 2016).

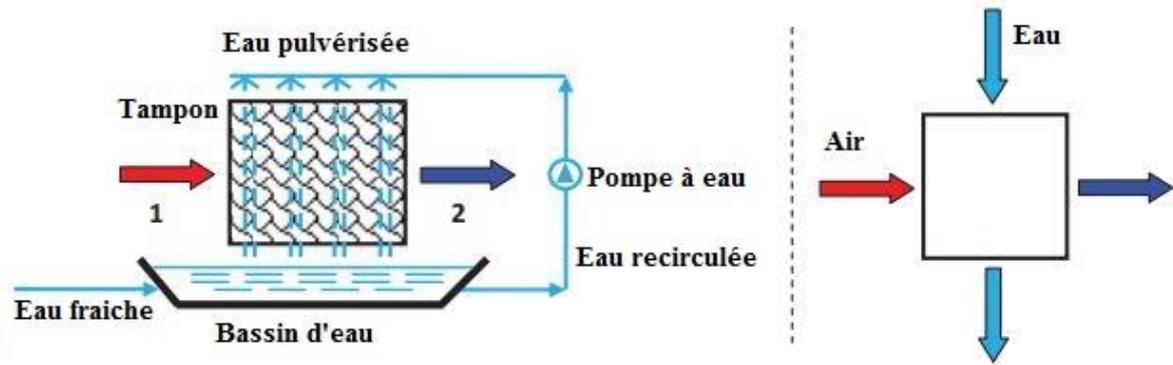


Figure II.7. Schéma de principe de fonctionnement et schéma de flux simplifié du RED (Porumb et al. 2016).

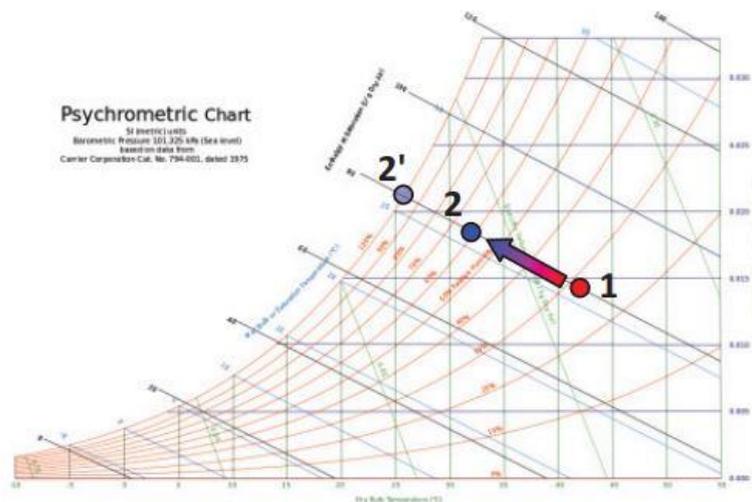


Figure II.8. Le processus de fonctionnement du RED (Porumb et al. 2016).

Le processus de travail (1-2) est réalisé à enthalpie constante comme on peut l'observer sur le graphique. A la limite, le processus de refroidissement pourrait se poursuivre jusqu'à l'état de saturation (2') (Porumb et al. 2016). Cependant, une saturation à 100 % est impossible pour les refroidisseurs à évaporation directe pour deux raisons. Premièrement, la plupart des tampons sont lâchement emballés et l'air de processus peut facilement s'échapper entre les tampons sans contact suffisant avec l'eau. Deuxièmement,

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

le temps de contact entre l'air et l'eau n'est pas suffisamment long, ce qui résulte que le transfert de chaleur et de masse est insuffisant (Xuan et al. 2012). Le principal avantage du RED est représenté par la construction très simple de l'équipement. Le principal inconvénient du RED est représenté par l'augmentation de la teneur en humidité de l'air qui peut être indésirable pour certaines applications (Porumb et al. 2016). L'efficacité ou l'efficacité de la saturation ε_{RED} définie par l'équation (II.2) est un indice largement utilisé pour évaluer les performances du RED (Xuan et al. 2012) :

$$\varepsilon_{RED} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_3)} \times 100 \quad (\text{II.15})$$

Où T_1 est la température de bulbe sec de l'air entrant, T_2 est la température de bulbe sec de l'air sortant et T_3 est la température de bulbe humide de l'air entrant.

Les refroidisseurs à évaporation directe dans les bâtiments varient en termes de consommation d'énergie opérationnelle, des systèmes à consommation d'énergie nulle aux systèmes à forte consommation d'énergie. Les systèmes RED peuvent être divisés en : RED actifs qui sont alimentés électriquement pour fonctionner et RED passifs qui sont des systèmes à fonctionnement naturel avec une consommation d'énergie nulle. Le RED ne convient que pour les climats secs et chauds. Dans des conditions humides, l'humidité relative peut atteindre 80 %, une humidité aussi élevée ne convient pas à l'alimentation directe dans les bâtiments, car elle peut provoquer le gauchissement, la rouille et la moisissure des matériaux sensibles (Lechner 2014; Amer et al. 2015).

a- Systèmes RED actifs

Les refroidisseurs à évaporation directe actifs sont des systèmes alimentés par l'électricité, cependant, ils utilisent une fraction de l'énergie pour la circulation de l'air et de l'eau. Ainsi, il est considéré comme beaucoup moins énergivore que les autres technologies de refroidissement traditionnelles, avec des économies d'énergie allant jusqu'à 90 % (Lechner 2014; Amer et al. 2015). Selon le manuel ASHRAE "Systèmes et équipements CVC" (ASHRAE 2008), le RED actif peut être divisé selon les types de supports humides en : RED à support aléatoire, RED à support rigide et RED à support distant, comme illustré à la figure (II.9). Cependant, les refroidisseurs actifs RED peuvent être classés en termes de type de système de distribution d'eau : pulvérisation (également appelée laveur d'air), slinger (une roue rotative) et système goutte à goutte (brumisation) (Kolokotsa et al.

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

2012; Amer et al. 2015). Le tableau (II.2) montre les principaux types de systèmes RED actifs.



Figure II.9. Types de pads des systèmes RED actifs (ASHRAE 2008).

Tableau II.2. Principaux types de systèmes RED actifs (ASHRAE 2008).

Type de système	Milieu évaporatif	Efficacité	Caractéristiques
Médias aléatoires	Excelsior ou fibre/mousse plastique soutenue par un cadre en plastique	> 80 %	- Faible efficacité - Durée de vie courte - Difficile à nettoyer
Médias rigides	Blocs de matériaux ondulés : Cellulose, plastique, fibre de verre	75 – 95 %	- Coût initial élevé - Durée de vie plus longue - Air plus propre
Tampons à distance	Patins aléatoires ou rigides montés sur le mur ou le toit du bâtiment	75 – 95 %	- Consommation électrique plus élevée - Développement de bactéries

b- Systèmes RED passifs

Les techniques de refroidissement passif utilisent des phénomènes naturels, des énergies et des puits de chaleur pour refroidir les bâtiments sans utiliser d'appareils mécaniques qui consomment de l'énergie électrique. Cependant, de petits ventilateurs et

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

pompes pourraient être nécessaires. Le RED passif dépend du climat, ce qui signifie que les techniques appliquées aux régions chaudes et humides sont différentes de celles appliquées aux régions chaudes et arides. Cette technologie est capable de réduire la température de l'air intérieur d'environ 9 °C (**Kolokotsa et al. 2012; Amer et al. 2015**). Les principaux types de systèmes intégrés de refroidissement par évaporation directe passive sont :

- **Le mashrabiya**

Le mashrabiya est un élément de l'architecture islamique traditionnelle utilisé pour la ventilation naturelle et le refroidissement des bâtiments sans nécessiter d'énergie. Ce sont des écrans/fenêtres en bois qui offrent de l'ombre, une protection contre le soleil et permettent aux brises de pénétrer dans le bâtiment à des fins de refroidissement. La figure (II.10a) montre un système mashrabiya couplé à des cruches d'eau poreuses pour fournir un effet de refroidissement par évaporation pour une habitation et de l'eau de refroidissement à l'intérieur des cruches pour boire de l'eau (**Fardeheb 2008; Amer et al. 2015**).

- **Tours à vent**

La tour à vent, également appelée capteur de vent est une technique traditionnelle de refroidissement passif des bâtiments, existait il y a des centaines d'années au Moyen-Orient et en Iran, connue sous le nom de "Burdj al-hawaa" c'est-à-dire la tour à air. La structure de base d'une tour à vent est illustrée à la figure (II.10b). Une tour coiffée avec une ouverture face ou des ouvertures multi-faces au sommet de la tour, la tour est placée sur le toit d'une habitation. Les tours/capteurs de vent peuvent être divisés en fonction des modèles de flux d'air à l'intérieur de la tour en : tours de flux d'air vers le bas et tours de flux d'air vers le haut (**Amer et al. 2015**).

La tour éolienne à flux d'air descendant, également appelée "tour passive à courant descendant", est entraînée par la différence de pression entre le côté au vent et les côtés sous le vent de la tour. La tour capte l'air ambiant qui entre au sommet de la tour et le traverse jusqu'au bâtiment fournissant de l'air frais. L'eau pourrait être introduite dans la géométrie de la tour par plusieurs moyens, c'est-à-dire une piscine d'eau au bas de la tour, des bords poreux remplis d'eau situés dans le flux d'air de la tour ou des tampons mouillés suspendus au sommet de la tour (Fig. II.10b). La tour éolienne à flux d'air ascendant est entraînée par la différence de température entre l'intérieur du bâtiment et

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

l'environnement extérieur. Dans ce système, l'air est aspiré vers le haut via la tour à vent. En raison de la pression positive sur un côté du bâtiment, l'air chaud peut être noyé via des canaux souterrains ou des fontaines d'eau avant d'entrer dans le bâtiment sous forme d'air refroidi, tandis que l'air intérieur chaud monte vers le haut via les ouvertures de la tour éolienne (Fardeheb 2008; Lechner 2014; Amer et al. 2015).

- Le bassin de toit

Le bassin de toit est une technique de refroidissement par évaporation intégrée au bâtiment. Il peut fortement contribuer à atténuer la chaleur en refroidissant passivement le toit, par conséquent, l'air intérieur est refroidi sans augmenter son humidité et en réduisant la consommation d'énergie et le gain de chaleur pendant la journée. Un réservoir de toit typique consiste en une piscine d'eau dans un récipient en plastique ou en fibre de verre stocké sur le toit du bâtiment. Le bassin peut être couvert par une couverture amovible, une couverture fixe ou une installation flottante fixe. Une configuration de base d'un système de toit-bassin ombragé est illustrée à la figure (II.10c). Pendant l'été, le flux d'air ambiant au-dessus du bassin provoque l'évaporation de l'eau, refroidissant ainsi le bassin et la structure du toit qui agissent comme un dissipateur thermique de l'intérieur du bâtiment. En hiver, le bassin est vidé et les ouvertures ombragées sont fermées. Les systèmes de refroidissement de toit-bassin peuvent incorporer un système de pulvérisation d'eau pour améliorer le refroidissement par évaporation (Lechner 2014; Amer et al. 2015).

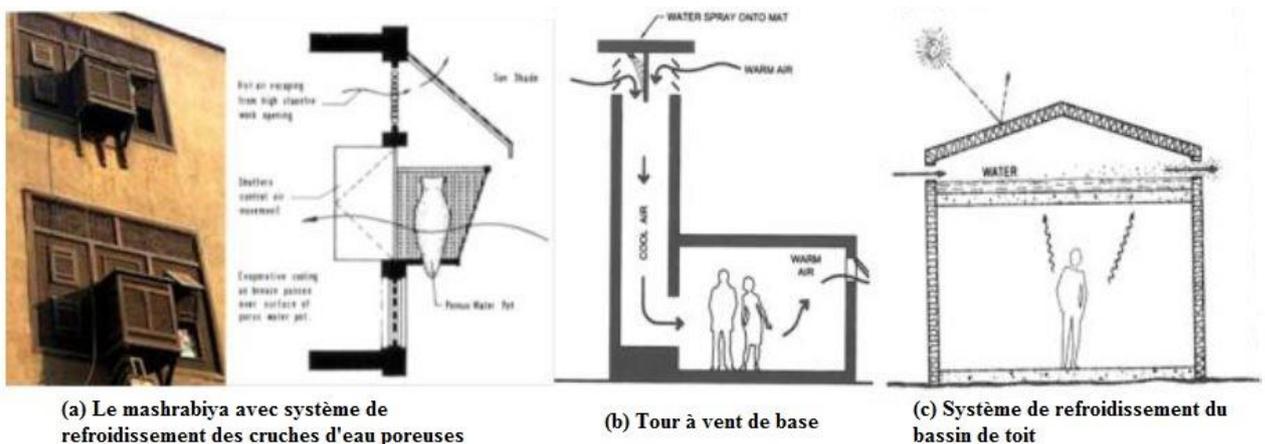


Figure II.10. Types de systèmes RED passifs (Lechner 2014).

II.2.5.2. Refroidissement par évaporation indirecte (REI)

Des technologies existent, ce qui utilise un refroidisseur d'évaporation pour refroidir l'air sans y ajouter une teneur en humidité est communément appelé

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

refroidissement par évaporation indirecte (REI) (**Heidarinejad et al. 2009; Mujahid Rafique et al. 2015**). Dans le système d'évaporation indirect, le flux d'air de processus n'interagit pas directement avec le flux de liquide de refroidissement, il est plutôt refroidi (**Mujahid Rafique et al. 2015**). Le schéma de principe de fonctionnement de l'équipement REI est présenté dans la partie gauche de la figure (II.11). L'air chaud primaire (ou produit) (1) circule à l'intérieur des canaux secs et transfère la chaleur à travers la surface de chaleur vers les canaux humides. En sortie, l'air primaire (ou produit) (2) aura une température plus basse qu'en entrée, du fait de la chaleur transférée. L'air secondaire (de travail) (3) circule à l'intérieur des canaux humides avec l'eau. Le comportement de l'air et de l'eau dans le canal humide est similaire avec le procédé RED. La température de l'eau est la température de bulbe humide de l'air secondaire. La chaleur transférée à travers la surface entre les canaux sec et humide est absorbée par l'eau sous forme de chaleur latente et une partie correspondante de l'eau est évaporée en étant noyée par diffusion dans l'air secondaire, augmentant la teneur en humidité de cet air (**Porumb et al. 2016**).

Si l'air secondaire arrive à l'état de saturation, après cette étape vers l'avant, la chaleur de l'air primaire est divisée en chaleur latente absorbée par l'eau et en chaleur sensible absorbée par l'air secondaire. Ainsi, la température de l'air secondaire en sortie (4) peut être l'une des suivantes (**Porumb et al. 2016**) :

- a. Inférieure à la température de bulbe humide de l'air secondaire à l'entrée (pas de saturation) ;
- b. Egal à la température de bulbe humide de l'air secondaire en entrée (la saturation est atteinte en sortie) ;
- c. Supérieure à la température de bulbe humide de l'air secondaire à l'entrée (saturation avant la sortie).

Un schéma de flux simplifié de l'équipement REI est présenté dans la partie droite de la figure (II.11) (**Porumb et al. 2016**).

Le processus de travail de l'air primaire (1-2) est réalisé à taux d'humidité constant et le processus de travail de l'air secondaire (3-4) est réalisé à enthalpie constante comme on peut l'observer sur le diagramme psychrométrique. A la limite, le processus de refroidissement de l'air primaire pourrait se poursuivre jusqu'à la température de bulbe humide de l'air secondaire à l'entrée (**Porumb et al. 2016**).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

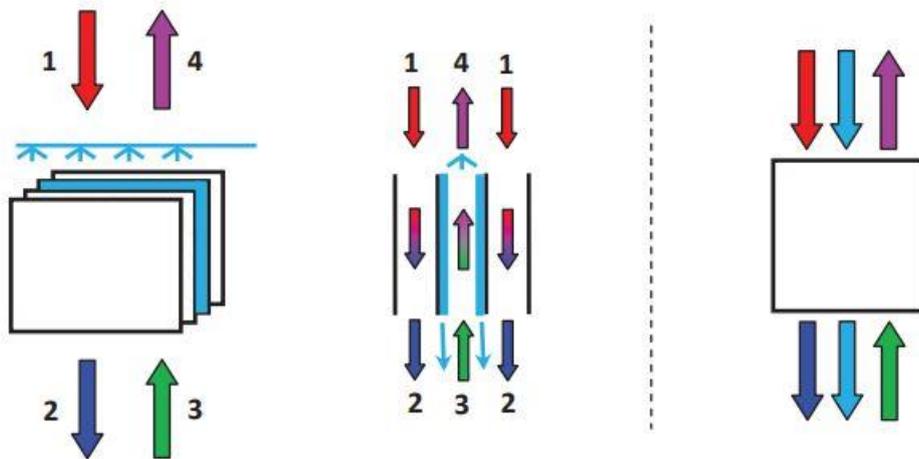


Figure II.11. Schéma de principe de fonctionnement et schéma de flux simplifié du REI (Porumb et al. 2016).

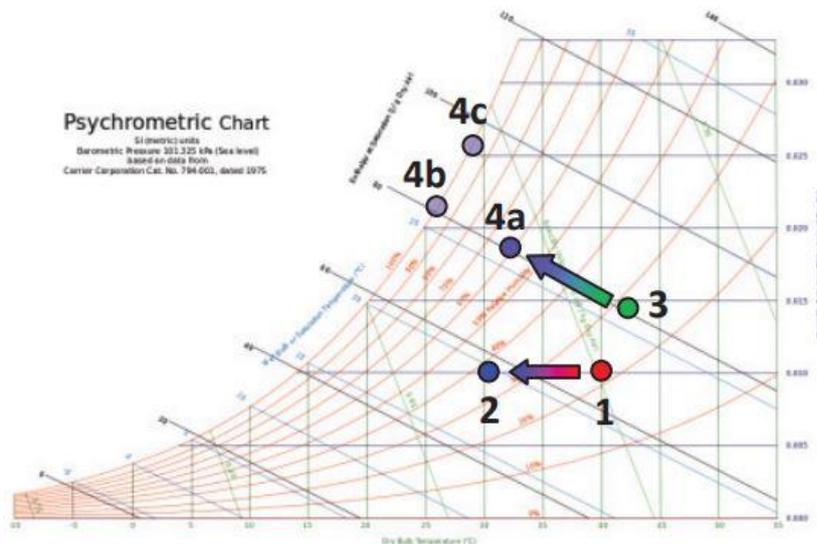


Figure II.12. Le processus de fonctionnement du REI (Porumb et al. 2016).

L'échangeur de chaleur utilisé dans REI évite le contact direct de l'air primaire avec l'eau ; cependant, cela se fait au prix d'une efficacité réduite. Habituellement, l'efficacité du REI est de 50 à 70 %, ce qui est inférieur à celui du RED (Watt 1997). L'efficacité du REI dépend principalement de l'efficacité de l'échangeur de chaleur, des états d'air d'admission et du rapport de débit d'air de l'air primaire à l'air secondaire (Xuan et al. 2012).

Le processus de refroidissement par évaporation indirecte ne nécessite de l'énergie d'entrée que pour la pompe à eau et le ventilateur, c'est pourquoi ce système a un coefficient de performance élevé (Mujahid Rafique et al. 2015). Le principal avantage du REI est que l'air primaire est refroidi sans modifier son taux d'humidité. Le principal

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

inconvenient du REI est que le processus de refroidissement de l'air primaire est limité par la température de bulbe humide de l'air secondaire à l'entrée. En raison de cette limitation, ce type d'équipement est également appelé REI à bulbe humide (**Porumb et al. 2016**).

Les refroidisseurs à évaporation indirecte sont classés en: systèmes REI à température de bulbe humide, systèmes REI à température inférieure à bulbe humide (point de rosée) et systèmes REI Maisotsenko (**Duan et al. 2012; Amer et al. 2015**).

a- Système REI de température de bulbe humide

Il existe différents types de systèmes REI qui peuvent être classés, selon le type d'échangeur de chaleur, en : REI à plaques, REI de type tubulaire et REI à caloduc, comme résumé ci-dessous :

- Plaque, tubulaire et caloduc type REI

Le REI implique deux flux d'air. L'air directement refroidi par évaporation de l'eau est appelé air secondaire. L'air secondaire frais et humide est utilisé pour refroidir le premier air (également appelé air primaire, c'est-à-dire l'air à fournir à l'espace climatisé) par un échangeur de chaleur. Selon les types d'échangeurs de chaleur utilisés dans le REI, il existe un REI de type tubulaire, un REI de type plaque et un REI de caloduc, comme indiqué sur la figure (II.13(a) à (c)) respectivement. Dans les REI de type à plaques et tubulaires, l'air primaire et l'air secondaire sont séparés par un échangeur de chaleur air-air, tandis que dans le caloduc REI, la section condenseur est utilisée dans le canal d'écoulement d'air secondaire, et la section évaporateur est utilisée dans le premier canal d'écoulement d'air. Dans REI, le premier air est refroidi sans contact direct avec l'eau, ainsi l'humidité absolue du premier air reste inchangée, tandis que sa température diminue. L'efficacité du REI peut être définie par l'équation (II.3) (**Xuan et al. 2012**) :

$$\varepsilon_{REI} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_4)} \times 100 \quad (II.16)$$

Où T_1 est la température de bulbe sec d'entrée du premier air, T_2 est la température de bulbe sec de sortie du premier air et T_4 est la température de bulbe humide d'entrée de l'air secondaire.

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

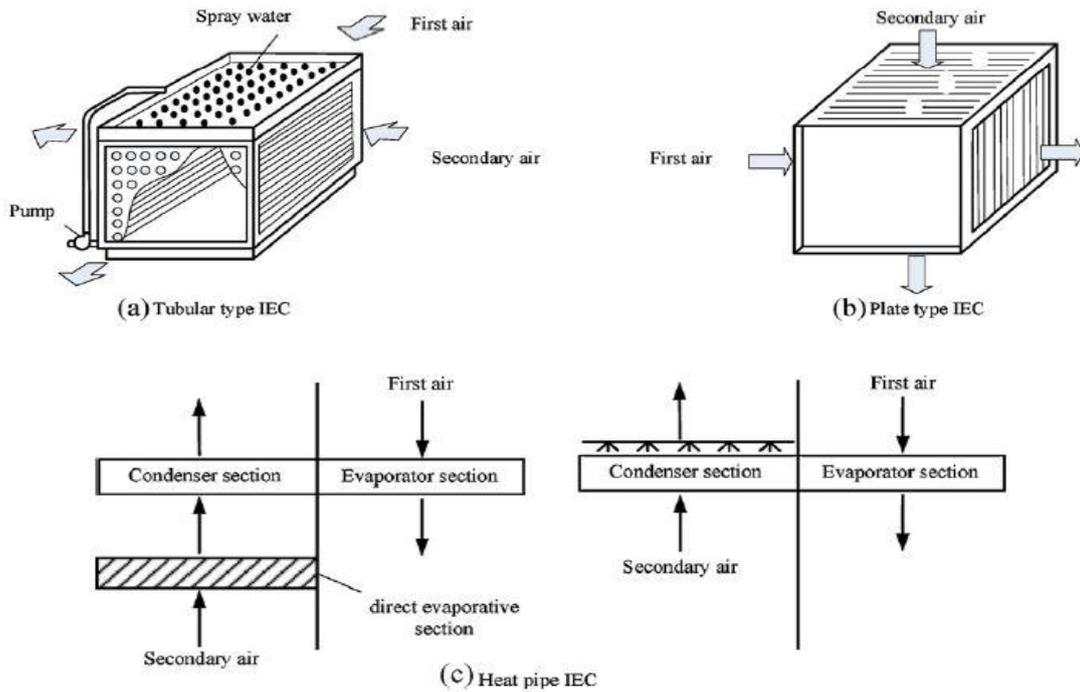


Figure II.13. Schéma de différents types de systèmes REI (Xuan et al. 2012).

b- Refroidissement par évaporation indirecte au point de rosée (REI-R)

La température d'air de sortie la plus basse possible du premier air dans les appareils REI conventionnels, tels que les REI tubulaires, les REI de type plaque et les REI de type caloduc, est la température de bulbe humide d'entrée de l'air secondaire. Afin d'améliorer l'efficacité du REI, un nouveau dispositif de refroidissement par évaporation indirecte, nommé refroidisseur par évaporation indirecte au point de rosée (REI-R), a été développé. Le REI-R est capable de refroidir l'air du produit (c'est-à-dire le primaire ou le premier) à une température inférieure à la température de bulbe humide de l'air de travail entrant (c'est-à-dire l'air secondaire), qui est proche de la température du point de rosée (p_r) de l'air de travail entrant. C'est pourquoi on l'appelle un refroidisseur par évaporation à point de rosée (Xuan et al. 2012). Le principe de fonctionnement de l'équipement REI-R est présenté dans la figure (II.14) et le processus de travail correspondant est présenté dans la figure (II.15) (Porumb et al. 2016).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

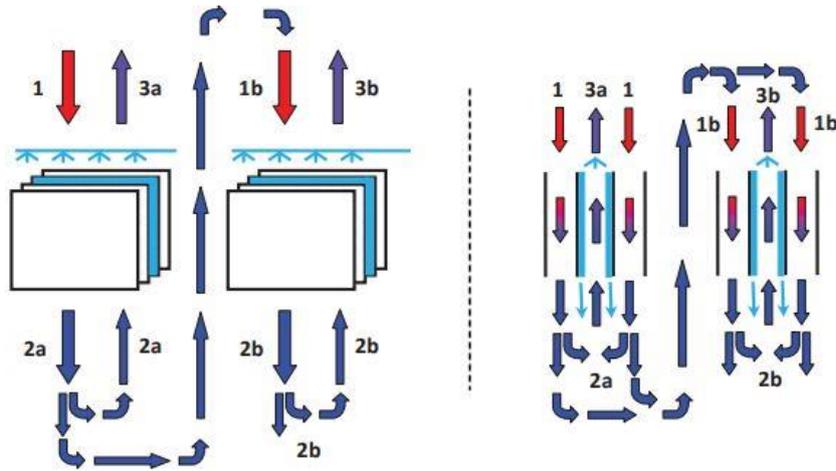


Figure II.14. Schéma de principe de fonctionnement du REI-R (Porumb et al. 2016).

L'air primaire chaud (1) circule à l'intérieur des canaux secs et transfère la chaleur à travers la surface de chaleur vers les canaux humides. En sortie, l'air primaire (2a) aura une température plus basse. Une partie de l'air primaire de sortie du premier étage est utilisée comme air secondaire du premier étage étant introduit dans les canaux humides. Le reste de l'air primaire de sortie du premier étage est utilisé comme air primaire du deuxième étage. Le processus de travail à l'intérieur des canaux humides des deux étages est similaire à celui décrit dans le paragraphe faisant référence au REI classique, à la différence que dans ce cas, l'air secondaire est toujours beaucoup plus frais (Porumb et al. 2016).

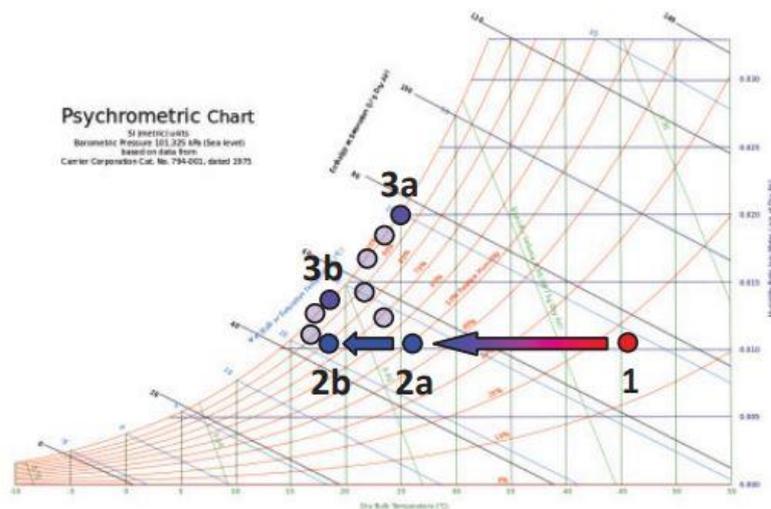


Figure II.15. Le processus de fonctionnement du REI-R (Porumb et al. 2016).

Le processus de travail de l'air primaire (1-2a-2b) est réalisé à humidité constante et peut approcher la température du point de rosée de l'air primaire à l'entrée du premier

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

étage. Le processus de travail de l'air secondaire dans toutes les étapes est (2a-3a), (2b-3b), etc., représenté sur le diagramme psychrométrique. À la limite, le processus de refroidissement de l'air primaire pourrait se poursuivre près de la température du point de rosée de l'air primaire à l'entrée. Ce comportement de l'air primaire justifie que ces équipements soient aussi appelés un REI à bulbe sec. Le principal avantage du REI-R est que l'air primaire est refroidi à une teneur en humidité constante presque proche de la température du point de rosée. Le principal inconvénient du REI-R est que le débit d'air primaire diminue avec le nombre d'étages (**Porumb et al. 2016**).

c- Refroidissement par évaporation indirecte Maisotsenko (REI-M)

Le système de refroidissement par évaporation indirecte, développé par Valerij Maisotsenko (**Maisotsenko et al. 2002**) représente une possibilité alternative pour refroidir l'air primaire près de la température du point de rosée (p_r) de l'air d'admission. D'après le nom de son inventeur, le système a été nommé REI-M. Le REI-M possède deux types de canaux secs, un pour l'air primaire et un pour l'air secondaire. La principale caractéristique du système est que l'air secondaire a de multiples passages de ses canaux secs dans les canaux humides. L'air primaire s'écoule simplement dans les canaux secs dédiés (**Porumb et al. 2016**).

Les REI-M sont réalisés principalement à partir de plaques horizontales. Le schéma de principe de fonctionnement et un schéma de flux simplifié sont présentés à la figure (II.16) tandis que le processus de travail correspondant est présenté à la figure (II.17). L'air primaire extérieur chaud (1) circule à l'intérieur des canaux secs dédiés et transfère la chaleur à travers la surface de chaleur vers les canaux humides. En sortie, l'air primaire (2) aura une température proche de la température p_r de l'air primaire en entrée. L'air secondaire est le même que l'air extérieur (1) et circule également à l'intérieur de canaux secs dédiés, mais ayant de multiples passages dans les canaux humides où l'eau évaporée est noyée par diffusion sous forme d'humidité dans l'air secondaire. On peut considérer que dans chaque section de l'équipement, l'air secondaire augmente constamment son humidité jusqu'à la sortie (3) (**Porumb et al. 2016**).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs



Figure II.16. Schéma de principe de fonctionnement du REI-M (Porumb et al. 2016).

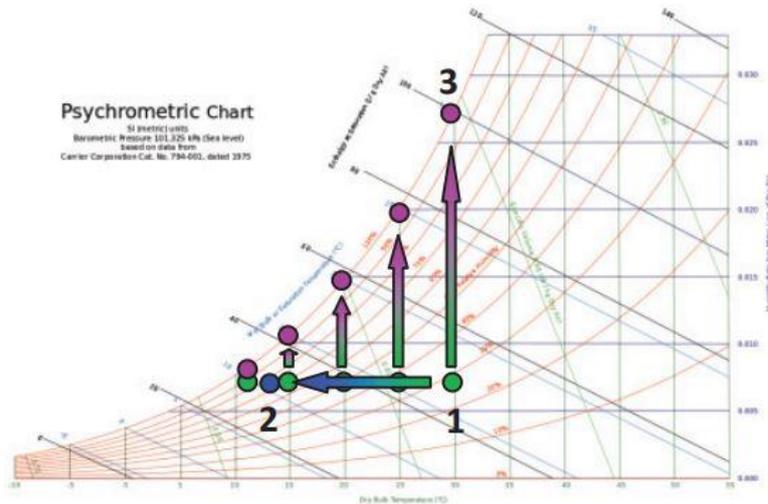


Figure II.17. Le processus de fonctionnement du REI-M (Porumb et al. 2016).

Le processus de travail de l'air primaire (1-2) est réalisé à humidité constante. Le processus de travail de l'air secondaire (1-3) et les processus d'humidification isothermes correspondants à l'intérieur de l'équipement sont représentés sur le diagramme psychrométrique par les états correspondants. A la limite, la température de bulbe sec finale de l'air primaire en sortie peut arriver près de la température PR de l'air primaire d'entrée. Ce type d'équipement est également un REI à bulbe sec. Le principal avantage du REI-M est que l'air primaire est refroidi sans modifier le taux d'humidité presque à proximité de la température PR. Le principal inconvénient du REI-M est la construction complexe et le schéma de flux à l'intérieur de l'équipement (Porumb et al. 2016).

La force motrice dans le REI conventionnel est la différence entre la température sèche de l'air primaire et la température humide fixe de l'air secondaire. Cependant, dans le REI-M, la différence entre la température sèche de l'air primaire et la température décroissante du bulbe humide ou la température du point de rosée de l'air secondaire est la force motrice. La température la plus basse possible de l'air primaire à la sortie du REI-M est la température du point de rosée de l'air primaire entrant. Par conséquent, l'efficacité de saturation du REI-M basée sur la température de bulbe humide d'entrée peut être

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

supérieure à 100 %, et également supérieure à celle du REI conventionnel (Xuan et al. 2012). Une efficacité de saturation basée sur la température du point de rosée est définie spécifiquement pour le REI-M comme suit (Xuan et al. 2012) :

$$\varepsilon_{REI-M} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_5)} \times 100 \quad (\text{II.17})$$

Où T_1 est la température de bulbe sec de l'air produit entrant, T_2 est la température de bulbe sec de l'air produit sortant et T_5 est la température de bulbe de rosée de l'air produit entrant.

D'une manière générale, l'efficacité de saturation du point de rosée du REI-M est de 55 à 85 %. L'REI au point de rosée augmente l'efficacité du REI et brise la limitation de température de bulbe humide du REI conventionnel refroidi par l'eau de circulation en utilisant l'air extérieur comme air secondaire (Xuan et al. 2012).

Il convient de noter que les recherches effectuées sur les systèmes REI à point de rosée en sont encore à leurs débuts. A ce jour, la plupart des travaux théoriques et expérimentaux sont basés sur les principes du cycle M (système de refroidissement par évaporation indirecte Maisotsenko) (Amer et al. 2015).

II.2.5.3. Refroidissement évaporatif indirect-direct (REID)

Étant donné que le RED a une efficacité plus élevée, mais que l'humidité augmente à l'intérieur, tandis que le REI a une efficacité moindre et que l'humidité est constante. Une combinaison des deux systèmes ou en conjonction avec d'autres technologies de refroidissement peut être un potentiel et obtenir les meilleures caractéristiques des deux systèmes, telles qu'un air soufflé plus frais à une humidité relative plus faible, une efficacité plus élevée et une humidité contrôlée. Les principaux composants du système REID sont l'échangeur de chaleur de l'unité REI, le tampon d'évaporation de l'unité RED, le système de recirculation de l'eau, le réservoir d'eau et les ventilateurs, comme illustré à la figure (II.18a). L'efficacité varie de 90 à 115 %. Cependant, le coût initial élevé et la complexité du système sont les inconvénients évidents (Heidarinejad et al. 2009; Amer et al. 2015). Les types courants de systèmes REID sont :

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

a- REID à deux étages

Dans cette configuration, le REID comprend un étage REI suivi d'un étage RED. Le premier étage indirect (état 1) refroidit l'air extérieur, qui passe ensuite par un étage direct (état 2) pour un refroidissement supplémentaire en dessous de sa température de bulbe humide, mais avec de l'humidité supplémentaire ajoutée (état 3), comme illustré sur le diagramme psychométrique (Fig. II.18b) (Amer et al. 2015). L'efficacité est de l'ordre de 90 à 120 %, mais la consommation d'eau augmente de 55 % (El-Dessouky et al. 2004; Heidarinejad et al. 2009). D'autres configurations REI-RED à deux étages rapportées par (Bourne 2004; Higgins and Reichmuth 2007) ont atteint une efficacité de 109 à 116 %.

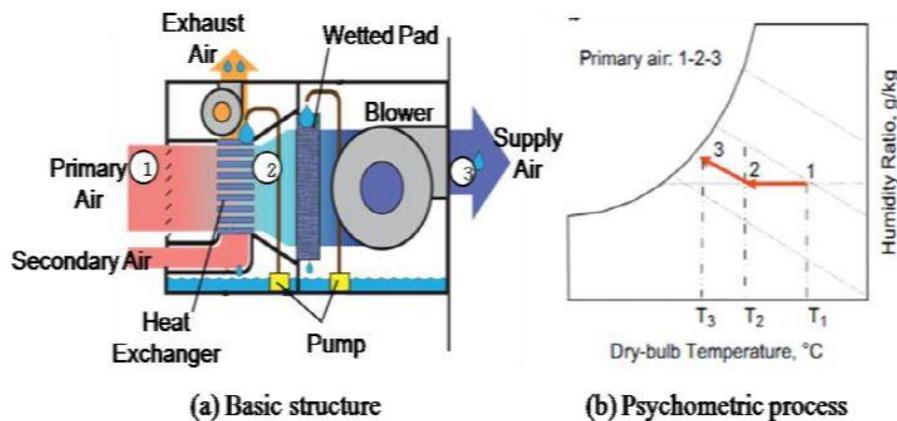


Figure II.18. Système REID à deux étages (Pistochini and Modera 2011).

b- REID à trois étages

Ce dispositif consiste en un système REID à deux étages associé à un cycle de refroidissement (Amer et al. 2015). Par exemple, une déshumidification par dessicant solide avec une unité REI et/ou RED (Goldsworthy and White 2011; Heidarinejad and Pashdarshahri 2011; La et al. 2012) donne un COP d'environ 20. Plusieurs configurations ont été rapportées : Un étage REI, serpentin de refroidissement et RED (Kim et al. 2011; Kim and Jeong 2013). Un système REI et un système RED pour fournir un refroidissement sensible et adiabatique couplé à un système déshydratant pour la déshumidification (Fig. II.19) peut offrir une économie d'énergie de 54 à 82 % par rapport aux systèmes de refroidissement conventionnels (Heidarinejad and Pashdarshahri 2011).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

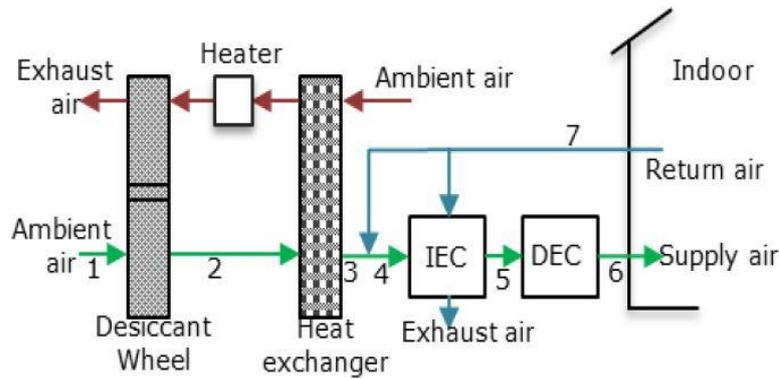


Figure II.19. Schémas des systèmes de refroidissement par déshydratant solide et par évaporation (Lechner 2014).

c- REID multi-étages

Un système hybride REID à deux étages couplé à plus d'un cycle de refroidissement (Amer et al. 2015). Par exemple, le système combiné de refroidissement radiatif nocturne couplé à deux étages RED-REI avec serpentin de refroidissement (Fig. II.20) a une efficacité supérieure à celle du système de refroidissement par évaporation à deux étages, avec une économie d'énergie comprise entre 75 et 79 % par rapport aux systèmes CMV (Farmahini-Farahani and Heidarinejad 2012).

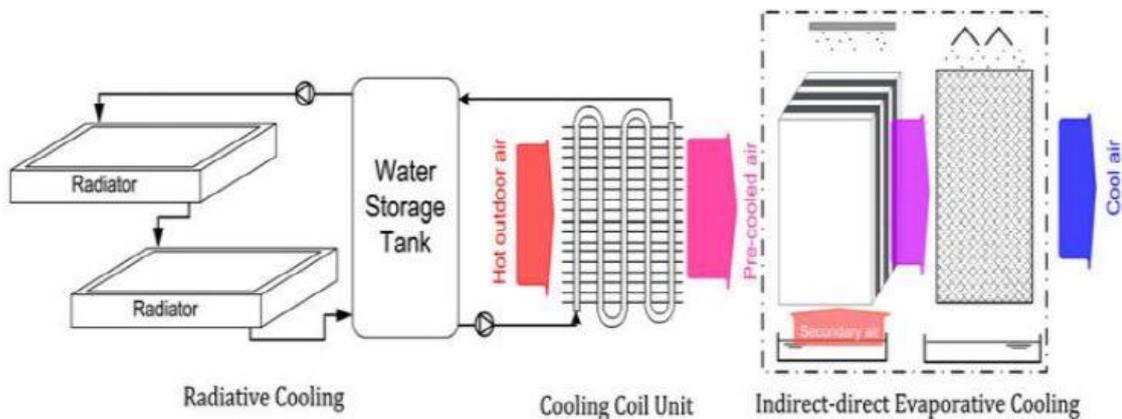


Figure II.20. Système hybride de refroidissement radiatif, serpentin de refroidissement et système REI-RED à deux étages (Farmahini-Farahani and Heidarinejad 2012).

La comparaison des performances et des caractéristiques de différents types de système de refroidissement par évaporation sont présentées dans le tableau (II.3) (Mujahid Rafique et al. 2015).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Tableau II.3. Types et caractéristiques des systèmes de refroidissement par évaporation (Mujahid Rafique et al. 2015).

Type	État de la technologie	Impact sur le confort	Potentiel d'économies d'énergie (%)	Efficacité (%)
Direct	Mature	Augmentation de l'humidité	70	80-90
Indirect	Première fabrication	Pas d'augmentation de l'humidité	50	Environ 85
Indirect-direct	Première fabrication	Légère augmentation de l'humidité	80	110

Les travaux de recherche sur la technologie de refroidissement par évaporation dans le monde ont principalement impliqué des études de faisabilité, des tests de performance et d'optimisation ainsi que des analyses de transfert de chaleur et de masse. Ils seront examinés respectivement dans les sections suivantes.

II.3. Études de faisabilité

La plupart des premières études sur le refroidissement par évaporation se sont concentrées sur sa faisabilité sous les climats très différents d'est en ouest et du nord au sud. Les performances du refroidissement par évaporation sont fortement influencées par les conditions de l'air extérieur. Le refroidissement par évaporation est applicable pour le traitement de l'air dans les systèmes de climatisation et/ou le pré-refroidissement de l'air extérieur dans les systèmes de ventilation dans certaines régions, mais il est inapplicable dans d'autres régions. Par conséquent, l'étude de faisabilité devrait tenir pleinement compte des conditions climatiques (Xuan et al. 2012). Hindoliya et Mullick ont étudié la faisabilité du système RED pour le conditionnement de confort dans 60 grandes villes de l'Inde (Hindoliya and Mullick 2006). Les investigations ont pris en compte une variété de conditions d'air extérieur et intérieur (température et humidité ambiantes horaires). Les heures avec une température ambiante de bulbe humide inférieure à 25 °C et un indice d'été tropical supérieur à 25 °C ont été considérées comme des heures potentielles pouvant utiliser le refroidissement par évaporation directe pour atteindre le confort thermique. Les résultats de la recherche ont indiqué que le refroidissement par évaporation avait un large potentiel d'application dans plus de la moitié de l'Inde. Il a été jugé commode de diviser le

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

pays en quatre zones (zones à potentiel élevé, modéré, faible et très faible) du point de vue du refroidissement par évaporation. Il a été observé que les régions du centre et du nord-ouest du pays ont un potentiel élevé de refroidissement par évaporation, tandis que la région côtière, les régions de l'est et du nord ont un faible potentiel.

Chen (**Chen 1995**) a résumé qu'il existe essentiellement trois modes d'application du refroidissement par évaporation dans les climats modérés ou humides, notamment : (1) RED ou REI pour le refroidissement et la ventilation dans les bâtiments industriels; (2) RED ou REI pour le pré-refroidissement à l'air frais et (3) le système de climatisation hybride à déshydratant et à refroidissement par évaporation. La faisabilité du refroidissement par évaporation a été étudiée dans les bâtiments en général (résidentiels, publics...etc.) (**Ibrahim et al. 2003; Heidarinejad et al. 2009**) et dans les bâtiments industriels en particulier (**Tan et al. 2006; Huang and Zhao 2007**). Les systèmes de refroidissement par évaporation sont largement utilisés dans le secteur du bâtiment de nos jours comme alternative aux climatiseurs conventionnels (**Cuce and Riffat 2016**). L'énergie consommée dans les systèmes CVC représente environ 20 % de la consommation énergétique mondiale totale (**Chengqin et al. 2002**), on estime que la charge mondiale de chauffage, ventilation et climatisation (CVC) augmente de 6,2 % par an (**The Freedonia Group 2012**), et donc une nouvelle solution pour atténuer ces chiffres est d'une importance vitale en raison de l'importance croissante des problèmes environnementaux (**Cuce E and Cuce PM 2013**). La technologie de refroidissement par évaporation offre un large éventail d'opportunités aux bâtiments pour remplir cet objectif en raison de faibles coûts de rénovation, de plages d'efficacité élevées, d'une maintenance insignifiante et de périodes de récupération attractives (**Delfani et al. 2010**). À cet égard, de nombreuses tentatives sont faites dans le monde entier, en particulier ces dernières années, pour la rénovation éco-énergétique du secteur du bâtiment (**Cuce and Riffat 2016**). Ibrahim et al. (**Ibrahim et al. 2003**) ont étudié expérimentalement la possibilité d'utiliser un système de refroidissement par évaporation directe équipé d'évaporateurs en céramique poreuse dans des bâtiments résidentiels à Nottingham dans différentes conditions de température de bulbe sec et d'humidité relative. Des baisses de température de bulbe sec de 6 à 8 K ont été obtenues parallèlement à une augmentation de 30 % de l'humidité relative. L'évaporation directe de l'eau dans l'air d'alimentation à l'aide de surfaces céramiques poreuses a démontré un potentiel important pour le refroidissement des bâtiments. Une étude de faisabilité sur l'application d'un système de refroidissement

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

par évaporation indirecte/directe à deux étages dans les bâtiments publics a été menée expérimentalement à Téhéran (Iran) dans diverses conditions climatiques simulées (**Heidarinejad et al. 2009**). Les résultats montrent que dans diverses conditions extérieures, l'efficacité de l'étage REI varie sur une plage de 55 à 61 % et l'efficacité de l'unité REI/RED varie sur une plage de 108 à 111 %. Plus de 60 % d'économies d'énergie pourraient être obtenues par ce système par rapport aux systèmes mécaniques de compression de vapeur avec une augmentation de seulement 55 % de la consommation d'eau par rapport aux systèmes de refroidissement par évaporation directe. Le système de refroidissement par évaporation indirecte/directe à deux étages peut être préféré aux systèmes de compression de vapeur mécanique dans les régions où les températures de bulbe humide sont plus élevées en tant qu'alternative économe en énergie et respectueuse de l'environnement. À la suite de plusieurs applications réussies de systèmes de refroidissement par évaporation dans les bâtiments, de nouvelles conceptions de technologie de refroidissement par évaporation sont construites, adaptées à différents types de bâtiments et testées pour diverses conditions climatiques. On peut facilement conclure des travaux précédents que les systèmes de refroidissement par évaporation peuvent être une alternative aux climatiseurs traditionnels et fournir de grandes quantités d'économies d'énergie avec des périodes de récupération intéressantes (**Cuce and Riffat 2016**). Laknizi et al. (**Laknizi et al. 2019**) ont discuté de la possibilité d'utiliser un système de refroidissement direct par tampon à évaporation dans un poulailler et de le simuler dans les conditions climatiques de six villes marocaines. Les propriétés thermodynamiques de l'air humide sont extraites du programme open source CoolProp, et un programme informatique est utilisé pour effectuer une étude paramétrique. Des simulations ont été menées sur le refroidissement par pad cellulosique et les résultats obtenus montrent que le système a le potentiel d'abaisser la température extérieure pendant la période la plus chaude. De ces résultats, on peut conclure que le système est adapté aux conditions climatiques du Maroc. Ces résultats sont également applicables au secteur résidentiel.

La faisabilité du système de refroidissement par coussin évaporatif pour réduire la température de l'air intérieur dans les étables situées dans différentes régions de Chine a été étudiée (**Wang et al. 2008**). Des données météorologiques sur 20 ans provenant de neuf villes représentatives avec différents climats en Chine ont été utilisées. Les résultats de l'évaluation ont montré que la température moyenne de l'air à l'intérieur des poulaillers pouvait être abaissée en dessous de 28 °C en utilisant le système de refroidissement par

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

évaporation sur plus de 65 % des jours pendant une saison chaude à Pékin, Xi'an et Jinan ; tandis que la température intérieure sur environ 70 % des jours pourrait être contrôlée en dessous de 30 °C pour les autres villes. Cette recherche a indiqué que le système de refroidissement à tampon évaporatif peut répondre aux besoins de refroidissement des poulaillers dans les régions sélectionnées, ce qui a fourni une justification pratique pour l'extension et l'application des systèmes de refroidissement à tampon évaporatif. Dağtekin et al. (**Dağtekin et al. 2009**) ont étudié l'application des systèmes de refroidissement par tampon évaporatif pour la région méditerranéenne de la Turquie, a été réalisée dans un poulailler typique du 18 juillet au 3 août 2006. Les températures diurnes estivales dans la région méditerranéenne varient de 25 °C à 42 °C tandis que l'humidité relative tôt le matin et le soir dépasse 80 %. Le refroidissement par évaporation peut être considéré comme inefficace à une humidité relative élevée. Cependant, lorsque l'humidité relative tombe en dessous de 50 % pendant la journée à mesure que les températures augmentent, les systèmes de refroidissement par évaporation peuvent être utilisés pour abaisser la température des bâtiments. Cette étude a montré que dans la région méditerranéenne, les températures à l'intérieur des poulaillers pouvaient être abaissées de 9 °C avec des systèmes de refroidissement par tampons. Dans des études antérieures, Kocatürk et Yildiz (**Kocatürk and Yildiz 2007**) ont montré des réductions de température de 3 °C à 12 °C. Bien qu'il soit impossible d'atteindre les exigences de température optimales des poules dans les poulaillers avec ces valeurs de température, le refroidissement par évaporation peut aider à réduire les effets négatifs du stress thermique sur l'efficacité de la conversion alimentaire, le taux de gain de poids et la mortalité. Par conséquent, les systèmes de refroidissement par évaporation peuvent être recommandés pour une production avicole durable dans la région méditerranéenne en tant que composant de soutien pour abaisser la température pendant les mois chauds d'été.

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

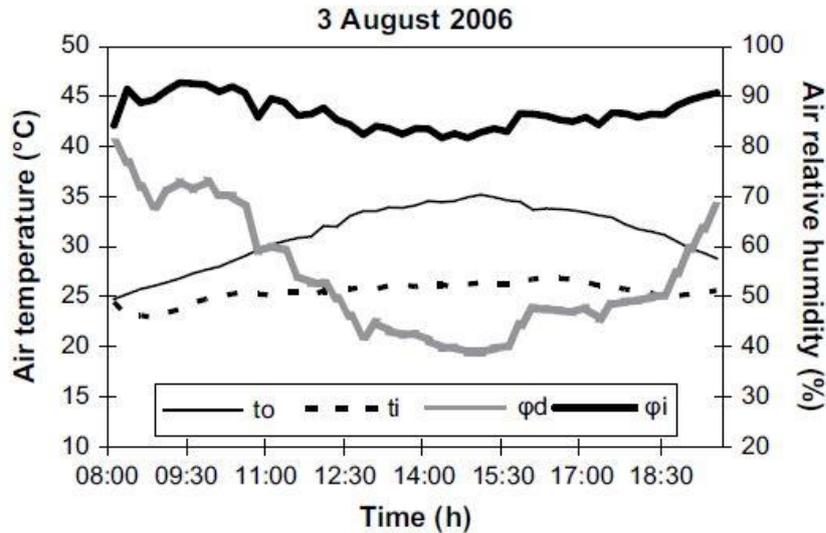


Figure II.21. Température (t) et humidité relative (ϕ) de l'air entrant (i) et sortant (o) du tampon étudié (Dağtekin et al. 2009).

De la fin des années 1980 à ces dernières années, de nombreuses recherches et projets sur la climatisation par refroidissement par évaporation ont été menés dans le but d'augmenter la durée de conservation des produits horticoles dans certains pays tropicaux et subtropicaux et dans certaines régions au climat estival chaud et sec typique. Une série d'études de faisabilité sur l'application du refroidissement par évaporation pour la conservation des fruits et légumes sont également rapportées (Lal Basediya et al. 2013). Ainsi, le refroidisseur par évaporation a des perspectives d'utilisation pour la conservation à court terme des légumes et des fruits peu après la récolte. Il réduit non seulement la température de stockage, mais augmente également l'humidité relative du stockage, ce qui est essentiel pour maintenir la fraîcheur des produits. Huang et al. (Huang et al. 2001; Huang et al. 2002) ont examiné l'application de la technologie de refroidissement par évaporation au Xinjiang et ont conclu que cette technologie est une méthode de climatisation économe en énergie et respectueuse de l'environnement, particulièrement adaptée au climat chaud et aride comme le Xinjiang. Les auteurs ont également discuté des principaux problèmes existants, tels que la grande échelle des tampons dans le RED, l'échange de chaleur à grande échelle dans le REI, la faible efficacité du REI, la distribution inégale de l'eau, la configuration mono-système et le manque de système de contrôle précis. Dans leurs remarques conclusives, les auteurs considèrent que, afin d'étendre l'application du refroidissement par évaporation, il est nécessaire d'étudier de nouveaux tampons et échangeurs de chaleur à haut rendement, d'améliorer l'uniformité de la distribution de l'eau et de développer un système de refroidissement par évaporation

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

hybride. Selon la température de bulbe humide de l'air extérieur, Di a classé 177 villes typiques de Chine en quatre zones typiques (Di 2008; Di et al. 2010), comme indiqué dans le tableau (II.4). Le refroidissement par évaporation peut être appliqué à différentes fins dans les zones 1 à 3 ; cependant, il n'est pas applicable dans la zone 4 où la température extérieure du bulbe humide est égale et supérieure à 28 °C.

Tableau II.4. Modèle à quatre zones pour l'application du refroidissement par évaporation en Chine (Di 2008; Di et al. 2010).

Zones d'application	Température de bulbe humide (t_s)	Caractéristiques climatiques des zones
Zone 1: ventilation	$t_s < 20$ °C	Sec et frais
Zone 2: hautement applicable	$20 \leq t_s < 23$ °C	Sec et chaud
Zone 3: pleinement applicable	$23 \leq t_s < 28$ °C	Sec et chaud
Zone 4: non applicable	$t_s \geq 28$ °C	Humide et chaud

II.4. Évaluation, test et optimisation des performances

Un système de refroidissement par évaporation est une application respectueuse de l'environnement, économe en énergie et rentable pour les climats chauds et arides. Le type de système de refroidissement par évaporation affecte ses caractéristiques de performance thermique. Dans un système à contact direct, par exemple, l'efficacité de refroidissement d'un tel système devrait être supérieure à celle d'un système à contact indirect. C'est l'un des paramètres qui influence les performances thermiques du système. Dans la littérature, de nombreuses tentatives ont été faites par des chercheurs pour étudier les performances thermiques de différents types de systèmes de refroidissement par évaporation. Des études de performance sur le refroidissement par évaporation ont été menées en testant spécifiquement les performances globales des refroidisseurs par évaporation directe. Les résultats des tests ont fourni des conseils précieux et une optimisation pour une application pratique. De plus, des enquêtes sur le terrain ont été menées pour évaluer les cas pratiques et des suggestions ont été présentées pour améliorer les performances du système (Xuan et al. 2012; Cuce and Riffat 2016).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

II.4.1. Performances de refroidissement

Les caractéristiques du tampon ainsi que les paramètres de l'air et de l'eau dans le RED influencent significativement les performances du RED. Par conséquent, la mesure et le test des processus de transfert de chaleur et de masse de divers tampons sous différents paramètres d'air d'admission ont attiré beaucoup d'attention. Les facteurs clés qui influencent l'efficacité du RED ont été analysés. Les tampons qui ont été testés sous différents climats comprennent les tampons métalliques, les tampons en cellulose, les tampons organiques (CELdek), les tampons inorganiques (GLASdek), les tampons en PVC, les tampons en céramique poreux,...etc. (Xuan et al. 2012). Les propriétés thermodynamiques, la corrosion, la résistance au feu et les performances de filtrage des différents types de tampons ont été résumées (Xuan et al. 2001). Les influences de la vitesse de l'air, de l'épaisseur du tampon, du débit d'eau, des paramètres d'entrée de l'air de procédé et du rapport eau-air sur l'efficacité ainsi que la chute de pression statique de l'air de procédé à travers le RED ont été testées. Sur la base des données expérimentales de différents tampons, une série de graphiques représentant les relations entre l'efficacité du refroidissement par évaporation, la chute de pression d'air, la densité de pulvérisation et la vitesse de l'air frontal ont été présentées. Des formules empiriques du rendement ainsi que de la résistance à l'air en fonction des principaux facteurs influents ont été déduites. Ces formules sont des valeurs de référence significatives pour la conception et l'analyse de RED. Les paramètres opérationnels optimaux, tels que la vitesse frontale, le débit d'eau de pulvérisation, le rapport eau-air et les paramètres de configuration des tampons, y compris la surface spécifique et l'épaisseur du tampon, ont été recommandés par des recherches expérimentales (Xuan et al. 2012).

Le matériau du tampon RE joue un rôle essentiel pour augmenter l'efficacité de refroidissement du système RE. Le matériau d'évaporation souhaité doit avoir une capacité de rétention d'eau élevée, une porosité élevée, une grande surface, un faible poids, une conductivité thermique élevée, doit également être peu coûteux, non corrosif et facilement accessible (Doğramacı and Aydın 2020).

Au cours de la dernière décennie, des recherches sont en cours pour développer de nouveaux matériaux de tampons pour améliorer l'efficacité et le potentiel de refroidissement des systèmes RE (Doğramacı and Aydın 2020). Le métal, le bois, le plastique, la céramique, les tampons CELdek, les tampons celluloses, les tampons en

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

tremble et les tampons en milieu rigide sont principalement des matériaux d'évaporation étudiés pour les systèmes RE (Vala et al. 2016; Warke and Deshmukh 2017).

De nos jours, les fabricants utilisent des tampons fabriqués à partir de papier à base de cellulose ou de fibres plastiques afin d'obtenir un système RE plus efficace pour des conditions climatiques extrêmes et pour différentes applications. Bien que ces matériaux soient efficaces, ils sont compliqués donc difficiles à fabriquer et coûteux en raison des coûts de fabrication et de traitement. Par conséquent, les matériaux disponibles localement peuvent être des alternatives prometteuses pour le système RE. Étant donné que les matériaux locaux sont faciles à trouver et abondants dans la plupart des endroits ; ils pourraient être une opportunité à faible coût à utiliser dans les pays chauds moins développés. Dans la figure (II.22), divers matériaux RE précédemment étudiés sont classés (Doğramacı and Aydın 2020).



Figure II.22. Classification des matériaux RE (Doğramacı and Aydın 2020).

II.4.1.1. Matériaux organiques

Les matériaux organiques sont principalement obtenus à partir de ressources naturelles, ils sont donc considérés comme des matrices respectueuses de l'environnement et durables à utiliser dans les applications de RE. Les matériaux organiques appropriés, y

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

compris le tremble, la balle de riz, la vermiculite,...etc., peuvent contenir de grandes quantités d'eau pour l'évaporation (**Doğramacı and Aydın 2020**). Nada et al. (**Nada et al. 2019**) ont étudié expérimentalement les performances d'un nouveau tampon de refroidissement par évaporation en papiers de cellulose dans une structure de ruche. Les épaisseurs des tampons utilisés dans les expériences étaient respectivement de 35 mm, 70 mm, 105 mm et 140 mm avec une section de $0,335 \times 0,390 \text{ m}^2$. Ils ont rapporté que la chute de température maximale peut atteindre $18 \text{ }^\circ\text{C}$ avec une efficacité de saturation maximale de 84 %. Wei et Geng (**Wei and Geng 2009**) ont utilisé un tampon organique (CELdek) pour étudier expérimentalement les facteurs qui affectent l'efficacité du refroidissement. Les épaisseurs des tampons utilisés dans les expériences étaient respectivement de 100 mm, 200 mm et 300 mm avec une section de $900 \text{ mm} \times 600 \text{ mm}$. En conséquence, l'efficacité de refroidissement la plus élevée (95 %) a été obtenue avec les paramètres de fonctionnement optimaux du tampon CELdek de 300 mm avec un débit d'air de 3 m.s^{-1} et un débit d'eau de pulvérisation de $2/9 \text{ kg.m}^{-3}.\text{s}^{-1}$. Dhamneya et al. (**Dhamneya et al. 2018**) ont mené une étude expérimentale pour examiner les performances des fibres de tremble en tant que milieu de refroidissement. Il a été conclu que l'efficacité de saturation la plus élevée était de 97 % pour la configuration du tampon de refroidissement triangulaire. Les principaux inconvénients de ces matériaux sont la faible conductivité thermique et la faible capacité calorifique (**Doğramacı and Aydın 2020**).

II.4.1.2. Matériaux synthétiques à base de plastique

Les matériaux synthétiques à base de plastique pourraient être utilisés comme matériaux alternatifs pour le refroidissement évaporatif car ils sont légers et peu coûteux par rapport aux matériaux commerciaux. Considérant la fibre creuse comme un matériau commercial ; bien qu'il ne soit pas facile à fabriquer, il a une grande surface qui est essentielle pour le transfert de chaleur et de masse (**Sohani et al. 2017; Chen et al. 2018; Doğramacı and Aydın 2020**). Chen et al. (**Chen et al. 2018**) ont testé les performances de refroidissement d'un système de refroidissement par évaporation à fibres creuses polymères avec une nouvelle configuration de faisceau de fibres. Les résultats de l'expérience ont indiqué que l'efficacité du bulbe humide du nouveau système de refroidissement par évaporation proposé se situait entre 0,3 et 0,45. Martinez et al. (**Martinez et al. 2018**) ont mené une enquête expérimentale sur les performances de

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

refroidissement des mailles en plastique. L'efficacité de refroidissement maximale mesurée était d'environ 80,5 % avec un tampon de 250 mm d'épaisseur.

II.4.1.3. Matériaux d'évaporation à base de métal

Les matériaux d'évaporation à base de métal sont principalement fabriqués à partir d'aluminium, de cuivre et d'acier. Ils peuvent être facilement mis en forme de plaque, cependant, ils retiennent moins d'eau en raison de la moindre force capillaire. Afin d'augmenter la force capillaire du matériau, la structure poreuse est créée (c'est-à-dire par le processus d'iodation) au lieu d'une surface plane (**Zhao et al. 2008; Zhao et al. 2008; Dođramacı and Aydın 2020**). Yang et al. (**Yang et al. 2007**) ont étudié les performances du tampon en aluminium à la vitesse de l'air de 2 à 4 m.s⁻¹, avec une surface spécifique de 500 m².m⁻³. Les résultats de l'expérience ont indiqué que l'efficacité de refroidissement du tampon étudié était d'environ 60 %. Khond (**Khond 2011**) ont testé les performances de refroidissement de quatre matériaux d'évaporation différents, y compris un tampon en treillis métallique en acier inoxydable. Les résultats ont montré que l'efficacité de refroidissement moyenne est inférieure pour le tampon en treillis métallique en acier inoxydable (50 %), par rapport à l'efficacité de refroidissement la plus élevée pour la laine de bois (87,5 %) à la même vitesse de ventilateur, mais une consommation d'eau minimale se retrouve dans le même tampon en acier inoxydable. Kovačević et Sourbron (**Kovačević and Sourbron 2017**) ont étudié le modèle numérique de transfert de chaleur et de masse pour un refroidisseur à évaporation directe compact métallique. Les résultats de l'étude ont montré qu'une plus grande efficacité de refroidissement est obtenue lorsque l'épaisseur du tampon d'évaporation est supérieure à 90 mm.

II.4.1.4. Matériaux d'évaporation à base de pierre

Les matériaux de refroidissement évaporatif à base de pierre sont durables contre les conditions atmosphériques et peuvent résister à une dégradation chimique, en particulier lorsqu'elles ont été exposées à des conditions environnementales extérieures. En raison de la structure poreuse de certaines pierres organiques telles que le charbon de bois, le schiste siliceux, la céramique poreuse, les cendres volcaniques, l'argile poreuse et la ponce, ils peuvent contenir de grandes quantités d'eau. Le charbon de bois est un matériau carboné, qui comprend 85 à 98 % de carbone et qui a un bon potentiel d'absorption d'eau (**Kouchakzadeh and Brati 2013; Dođramacı and Aydın 2020**). En raison de la

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

capillarité plus élevée des cendres volcaniques, il peut absorber plus d'eau (**Wanphen and Nagano 2009; Dođramacı and Aydın 2020**). Ketan Nayak et al. (**Ketan Nayak et al. 2020**) ont développé un modèle numérique simplifié pour étudier l'impact de la pulvérisation d'eau sur les surfaces de toit à base d'asphalte sur la charge thermique du bâtiment. Les résultats ont indiqué que la charge de refroidissement du bâtiment peut être réduite de 10 % lorsque 5 kg d'eau sont pulvérisés à un rythme uniforme pendant 40 minutes. Khater et Ezzat ont testé la capacité d'absorption de l'eau des composites géopolymères à base de pierres d'ingénierie. Les capacités d'absorption d'eau en pourcentage des matériaux testés ont été trouvées entre 6,29 et 6,43 % (**Khater and Ezzat 2018**).

II.4.1.5. Matériaux à base de fibres naturelles

Les matériaux à base de fibres naturelles pourraient être utilisés comme matrices potentielles de refroidissement par évaporation car ils ont une porosité, une pénétrabilité et une capacité de rétention d'eau élevées. Bien qu'ils soient bon marché et légers, la croissance des bactéries peut se produire en raison du temps de contact plus long des matériaux en fibres naturelles avec l'eau. Afin d'empêcher la croissance bactérienne, le matériel doit être nettoyé et stérilisé (**Zhao et al. 2008; Dođramacı and Aydın 2020**). De plus, en modifiant la taille des pores de la fibre, la pénétration des bactéries et des champignons pourrait être empêchée (**Chen et al. 2018; Dođramacı and Aydın 2020**). Dođramacı et al. (**Dođramacı et al. 2019**) ont étudié les performances des tampons en fibres d'eucalyptus en tant que nouveau matériau pour le processus de refroidissement par évaporation et ont également analysé le comportement de ces fibres dans différentes conditions. Les paramètres de fonctionnement optimaux du tampon en fibre d'eucalyptus ont été trouvés avec un débit d'air de $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, ce qui permet d'atteindre une efficacité de refroidissement de la fibre d'eucalyptus supérieure à 71 % et une réduction de la température de l'air supérieure à $11,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Akintunji et al. (**Akintunji et al. 2014**) ont testé expérimentalement les performances de refroidissement de la fibre de coco en tant que milieu de refroidissement, et l'efficacité de refroidissement du tampon testé était d'environ 64,7 % en réduisant le débit massique d'air. Des études antérieures sur les performances expérimentales de différents matériaux d'évaporation sont résumées dans le tableau (II.5).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Tableau II.5. Études antérieures sur les matériaux de refroidissement par évaporation (Doğramacı and Aydın 2020).

Matériau	ΔT (°C)	Capacité de refroidissement (kW)	Chercheur
Tampon cellulosique	-	2.3-7.4	(Laknizi et al. 2019)
Sac de jute	4.6	4.6	(Wijaksana et al. 2018)
Matériau poreux avec balle de riz	1.0- 2.7	-	(Sudprasert and Sankaewthong 2018)
Tampon cellulosique (150 mm)	1.0- 2.7	1.6	(Warke and Deshmukh 2017)
Fibres d'eucalyptus	6.6- 11.3	0.1-0.6	(Doğramacı et al. 2019)
Fibre creuse polymère	3.6- 5.2	0.1-5	(Chen et al. 2018)
Papiers ondulés	-	8.3	(Harby and Al-Amri 2019)
Plaques d'argile recouvertes d'un film de fibre de jute	14.6	-	(Abdullah et al. 2019)

Les déchets et fibres de palmier dattier ont fait l'objet de nombreuses recherches et études récentes visant à caractériser et déterminer leurs propriétés mécaniques et thermiques, leurs structures physiques et chimiques, et à trouver un moyen d'intégrer ces déchets et fibres dans des applications spécifiques et/ou dans différentes matrices afin d'obtenir des bio-composites adaptés à des applications de construction et d'isolation respectueuses de l'environnement.

Al-Sulaiman (Al-Sulaiman 2002) a mené une étude expérimentale sur les performances de trois matériaux naturels de refroidissement par évaporation, à savoir les fibres de palmier dattier (tige), de jute et de luffa. L'auteur a constaté que les fibres de jute avaient l'efficacité de refroidissement moyenne la plus élevée (62,1 %) contre 55,1 % pour les fibres de luffa et 38,9 % pour les fibres de palmier dattier. Kriker et al. (Kriker et al. 2005) ont examiné les fibres de surface de quatre types de palmiers dattiers (lif) et déterminé leurs propriétés mécaniques et physiques en fonction du durcissement dans l'eau et dans un climat chaud et sec. Les résultats ont montré que les fibres de lif provenant de palmiers mâles avaient la résistance à la traction la plus élevée. Ces résultats obtenus pour les fibres de palmier dattier mâle sont adaptés à l'utilisation de ces fibres dans le

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

renforcement du béton. Alawar et al. (Alawar et al. 2009) ont étudié les propriétés mécaniques des fibres de surface du tronc du palmier dattier (lif) sous l'effet d'un traitement chimique d'alcalin (NaOH) pour différentes concentrations. Plusieurs techniques expérimentales telles que l'analyse thermogravimétrique (TGA), la morphologie de surface, la spectroscopie infrarouge à transformée de Fourier (FTIR), l'analyse chimique et les tests mécaniques des fibres de lif ont été réalisées. Les résultats ont montré que les échantillons traités avec 01 % d'alcalin (NaOH) avaient des propriétés mécaniques optimales. Le traitement chimique a entraîné une augmentation de la résistance à la traction des fibres de lif de palmier dattier. Djebbloun (Djebbloun 2018) a examiné les fibres naturelles locales pour produire un matériau composite techniquement et économiquement acceptable, en testant la faisabilité des fibres de plusieurs types de palmiers et en examinant leur compatibilité avec les résines polymères. La caractérisation mécanique des matériaux composites obtenue par des essais standards permettra de les classer parmi les matériaux conventionnels à base de fibres synthétiques telles que les fibres de verre. Almi (Almi 2018) a déterminé les propriétés de tous les types de bois rejetés du palmier dattier pour les identifier correctement et faciliter leur incorporation dans une matrice et a analysé l'influence des paramètres de production des matériaux composites sur leurs propriétés (mécaniques, physiques et thermiques) afin d'optimiser la mise en œuvre de ces paramètres et de définir un procédé de fabrication adapté pour produire des panneaux avec de meilleures propriétés.

Dans la littérature, différentes études ont été menées pour examiner les performances de plusieurs tampons de refroidissement par évaporation comme présenté ci-dessus. Dans ces études, la plupart des matériaux à base de plastique et de métal, produits par le traitement industriel, ont été étudiés. Afin de rendre les futurs systèmes de refroidissement par évaporation véritablement renouvelables et durables, de nouveaux matériaux peu coûteux, efficaces, respectueux de l'environnement et faciles à trouver sont nécessaires, tels que les fibres naturelles. L'évaluation des performances thermiques des travaux récents liés aux systèmes de refroidissement par évaporation est donnée dans le tableau (II.6). Dans ce tableau, les effets de diverses conditions climatiques de différentes régions sur les performances thermiques des systèmes de refroidissement par évaporation sont étudiés par les chercheurs. Dans la plupart des applications, l'efficacité du système direct est calculée comme étant supérieure à 60 % (Cuce and Riffat 2016; Dođramaci and Aydın 2020).

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

Tableau II.6. Évaluation des performances thermiques des systèmes de refroidissement par évaporation (Cuce and Riffat 2016).

Type de système	Application	Région	COP	Efficienc/efficacité	Auteurs
Système de refroidissement par évaporation indirecte/directe à deux étages	Bâtiments domestiques et non domestiques	Iran	-----	L'efficacité de l'unité de refroidissement par évaporation indirecte est de 55 à 61 % alors qu'elle est de 108 à 111 % pour le refroidisseur indirect/direct	(Heidarinejad et al. 2009)
Système hybride de refroidissement par évaporation au point de rosée	Bâtiments non domestiques	Thaïlande	3.47	L'efficacité du bulbe humide est de 137 %	(Somsanuk et al. 2020)
Système de refroidissement par évaporation au point de rosée	Multi	Thaïlande	-----	L'efficacité du système du point de rosée et du bulbe humide se situe respectivement entre 65 à 86 % et 106 à 109 %	(Riangvilaikul and Kumar 2010)
Système de refroidissement par évaporation semi-indirect	Bâtiment domestique	Espagne	0.74– 9.64	L'efficacité du refroidisseur est calculée à 70 %	(Velasco-Gómez et al. 2005)
Système de refroidissement par évaporation directe et indirecte-directe	-----	Arabie Saoudite	-----	L'efficacité du système de refroidissement par évaporation indirecte-directe est comprise entre 95 et 110 % et l'efficacité du système de refroidissement par évaporation directe est comprise entre 85 et 93 %	(Al-Mogbel et al. 2020)
Système de refroidissement par évaporation à contact indirect	Bâtiments domestiques et non domestiques	�tats-Unis et Chine	-----	L'efficacité des systèmes testés varie de 40 % à 80 % en fonction du débit d'air primaire	(Chen et al. 1993)
Système de refroidissement par évaporation directe et dessiccants	-----	-----	0.35– 0.67	L'efficacité moyenne des bulbes humides et l'efficacité du point de rosée sont respectivement de 50,6 et 52,5 %	(Khosravi et al. 2020)
Système de refroidissement par évaporation à contact indirect et direct	-----	Koweit	-----	L'efficacité du refroidisseur par évaporation à contact indirect varie entre 20 % et 40 %, tandis que celle de l'unité de refroidissement à contact direct est de 63 à 93 %	(El-Dessouky et al. 2004)
Système de refroidissement par évaporation directe	Multi	Chine	2.88	L'efficacité du refroidissement par évaporation directe passe de 67 à 86 %, en fonction de la vitesse de l'air et de la densité d'arrosage	(Zhang et al. 2000)
Système de refroidissement par évaporation directe	-----	-----	-----	L'efficacité de l'humidification est d'environ 78,33 %	(Velasco-Gómez et al. 2020)

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

II.4.2. Performances de filtration

Dans le RED, le film d'eau sur le tampon d'humidité fonctionne comme un filtre de l'air de traitement. Ainsi, le RED peut être utilisé comme filtre à air de type humide (**Xuan et al. 2012**). Zhang et al. ont testé l'effet de filtration d'un tampon RED en aluminium perforé et ondulé de 200 mm d'épaisseur (**Zhang et al. 2004**). Les résultats de l'expérience ont indiqué que l'efficacité des taches de poussière atmosphérique était de 25 à 40 % pour les poussières de 1 μm , de 78 à 95 % pour les poussières de 3 μm et de 75 à 98 % pour les poussières de 5 μm , à un débit d'air de 1,5 à 2,8 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et à un débit d'eau de pulvérisation de 0,94 à 2,36 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$. Par rapport aux filtres à air couramment utilisés, ses performances sont équivalentes à celles des filtres à air à efficacité moyenne, tandis que la chute de pression d'air correspondante est inférieure à celle des filtres à air à faible efficacité. Zhang et al. ont testé les performances de filtration du tampon métallique RED à PM_{10} (**Zhang et al. 2006**). La poudre de talc médical a été utilisée comme particule de test dans l'expérience. Les résultats des tests ont prouvé que l'efficacité de filtration des PM_{10} est de 30 à 60 % sous un débit d'air de 1,2 à 1,58 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et à un débit d'eau de pulvérisation de 0,81 à 1,15 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$.

II.4.3. Performances de pré-refroidissement

Jiang et Zhang ont calculé les potentiels d'économie d'énergie de l'utilisation du RED pour le pré-refroidissement de l'air dans les refroidisseurs d'eau refroidis par air dans 15 villes typiques de Chine (**Jiang and Zhang 2006**). Les résultats ont montré que le COP des refroidisseurs peut être amélioré de 15 à 25 % dans la plupart des villes en utilisant le RED. Dans les régions chaudes et arides, le COP pourrait augmenter jusqu'à 47 %. Dans les zones chaudes et humides, l'augmentation du COP pourrait être de 13,7 %. Selon les résultats d'analyse de You et al. (**You et al. 1999**), en utilisant le RED dans les refroidisseurs refroidis par air, le taux d'efficacité énergétique des refroidisseurs refroidis par air peut être augmenté de 14 %, et l'augmentation pourrait atteindre 39,9 % dans les régions chaudes et arides (**Xuan et al. 2012**).

II.5. Analyse des transferts de chaleur et de masse

Les tests de performances examinés ci-dessus ont pleinement démontré l'effet de refroidissement et le potentiel d'économie d'énergie du refroidissement par évaporation dans la climatisation. Les études expérimentales sont fiables et convaincantes ; cependant,

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

ils sont généralement coûteux et prennent du temps. De plus, les résultats de l'expérience ont été obtenus dans des conditions de test avec des paramètres d'entrée donnés et les résultats peuvent être différents lorsque les conditions de test varient. L'analyse théorique sur le refroidissement par évaporation est essentielle pour révéler les lois de transfert de chaleur et de masse dans le processus de refroidissement par évaporation ainsi que pour prédire les sorties du processus dans diverses conditions de travail. Un certain nombre d'études ont été menées sur la simulation numérique du transfert de chaleur et de masse du RED et du REI. Bien que le principe de fonctionnement du RED soit simple, le transfert simultané de chaleur et de masse entre l'air de process et l'eau est complexe et difficile à résoudre mathématiquement (**Xuan et al. 2012**). Dowdy et Karabash (**Dowdy and Karabash 1987**) présentent une modélisation du transfert de chaleur et de masse pour les refroidisseurs d'air par évaporation. La corrélation pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur par convection dans un milieu d'évaporation de cellulose rigide est introduite et basée sur l'hypothèse que le flux d'air est turbulent et l'introduction d'une longueur caractéristique, qui compte le volume occupé à l'intérieur du tampon. Zhang (**Zhang 1999**) a étudié les caractéristiques de transfert de chaleur et de masse d'un dispositif de refroidissement par évaporation directe à tampon humide utilisé pour le contrôle environnemental dans les bâtiments agricoles, en supposant une évaporation complète de l'eau de pulvérisation. Des formules ont été obtenues pour calculer la température et l'humidité de l'air de sortie. Dai et Sumathy (**Dai and Sumathy 2002**) ont théoriquement étudié les caractéristiques de transfert de chaleur et de masse et les performances d'un refroidisseur à évaporation directe à flux croisé utilisant du papier en nid d'abeille durable humide comme matériau de tampon. Le modèle mathématique, comprenant les équations gouvernantes du film d'eau et de l'air humide ainsi que les conditions d'interface, a été développé. Ils ont signalé que l'efficacité du système de refroidissement peut être améliorée en optimisant les paramètres de fonctionnement et les dimensions géométriques, y compris les débits massiques d'air et d'eau et les dimensions du tampon. Camargo et al. (**Camargo et al. 2003; Camargo et al. 2005**) ont présenté un modèle mathématique pour analyser le transfert de chaleur et de masse dans un refroidisseur par évaporation. Le modèle est basé sur l'équation de conservation d'énergie pour un volume de contrôle élémentaire. Il a été rapporté que l'efficacité du processus de transfert de chaleur et de masse dans les tampons de refroidissement signifie que les systèmes de refroidissement par évaporation peuvent être utilisés comme une alternative efficace et économique aux systèmes de climatisation conventionnels dans les zones

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

chaudes et sèches. Les auteurs ont également validé le modèle mathématique avec des résultats expérimentaux et calculé le coefficient de transfert de chaleur par convection. Wu et al. (Wu et al. 2009; Wu et al. 2009) ont théoriquement étudié le transfert de chaleur et de masse dans les systèmes de refroidissement par évaporation. Les auteurs ont utilisé la méthode d'intégration du volume de contrôle pour discrétiser les équations gouvernantes. Les termes convectifs des équations de rapport d'énergie et d'humidité de Navier–Stokes sont discrétisés par le schéma QUICK, et les termes de diffusion sont discrétisés par le schéma de différence centrale. Leurs résultats ont montré que la vitesse frontale optimale de l'air pour déterminer la surface frontale du matériau du tampon de refroidissement est de $2,5 \text{ m.s}^{-1}$. Fouda et Melikyan (Fouda and Melikyan 2011) ont présenté un modèle mathématique pour analyser les performances des refroidisseurs à évaporation directe. Ils ont appliqué la méthode des différences finies implicites avec un schéma de différence centrale pour résoudre les équations gouvernantes. Les auteurs ont également examiné les effets de différentes conditions de fonctionnement et paramètres géométriques sur les performances. Dans le même temps, Chen (Chen 2011) implémente l'algorithme SIMPLER dans le logiciel FORTRAN pour résoudre l'équation gouvernante. Kovačević et Sourbron (Kovačević and Sourbron 2017) ont résolu numériquement les équations gouvernantes du transfert de chaleur et de masse dans un refroidisseur évaporatif compact métallique en utilisant une nouvelle conception de matériau de tampon. La discrétisation des équations gouvernantes est effectuée par le schéma numérique classique aux différences finies du second ordre. Les résultats ont indiqué que l'efficacité maximale se trouve à une épaisseur de tampon d'évaporation de 90 mm.

II.6. Intégration de RED avec différents systèmes de refroidissement

En termes de faisabilité, l'un des avantages les plus importants des refroidisseurs à évaporation directe est qu'ils peuvent être combinés avec différents systèmes de refroidissement. De nombreuses études ont présenté des systèmes hybrides qui intègrent un refroidisseur par évaporation avec différents systèmes de climatisation conventionnels pour améliorer les performances du système combiné et réduire la consommation électrique. D'autres recherches expérimentales ont également été menées pour combiner un refroidisseur par évaporation avec un petit condenseur de climatisation (unité séparée) ou avec des condenseurs pour unités de climatisation. La possibilité d'utiliser l'énergie solaire pour alimenter le système combiné a également été incluse dans ces recherches. L'effet des paramètres de fonctionnement tels que le débit d'air, la température de l'air, le débit et la

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

température de l'eau sur le refroidissement a également été étudié (**Nada et al. 2019; Nada et al. 2020**). Parmar et Hindoliya (**Parmar and Hindoliya 2010**) ont étudié le potentiel du RED à base de dessicant solide pour les conditions climatiques de cinq villes en Inde. Les résultats ont indiqué que l'efficacité du système combiné a augmenté de 30 à 50 % avec une augmentation de 15 % de l'efficacité du refroidisseur par évaporation et que le COP du système combiné variait entre 0,14 et 0,21. Bansal et al. (**Bansal et al. 2012**) ont mené des travaux expérimentaux intégrant un système de refroidissement par évaporation avec un simple échangeur de chaleur à tunnel air-sol (ECTAS). Les résultats montrent que les performances thermiques d'ECTAS sont renforcées par l'intégration d'un refroidisseur à évaporation directe en sortie d'ECTAS. Hao et al. (**Hao et al. 2013**) ont développé un modèle mathématique pour évaluer et optimiser la consommation d'énergie du couplage d'un RED avec une unité de condensation dans un système refroidi par air (RERA). Les résultats ont indiqué que le pourcentage le plus élevé d'économies d'énergie était de 14 %. Ceylan et al. (**Ceylan et al. 2016**) ont étudié expérimentalement l'efficacité de rafraîchissement d'un système de refroidissement par évaporation conçu avec un échangeur de chaleur géothermique. L'analyse thermodynamique et psychrométrique a montré que l'efficacité moyenne du rafraîchissement était d'environ 38 % et que l'humidité relative moyenne était de 54 %. En effet, le concept d'économie d'énergie a incité Harby et Al-Amri (**Harby and Al-Amri 2019**) à coupler un climatiseur split conventionnel avec un système de refroidissement par évaporation utilisant des papiers ondulés commerciaux comme tampons. Les résultats ont indiqué que le COP global est passé de 29 à 53 % et que la consommation électrique a diminué de 15 à 22 % pour une épaisseur de tampon de 100 mm. Luo et al. (**Luo et al. 2019**) ont effectué des travaux expérimentaux en utilisant un système de refroidissement par évaporation indirecte-directe (REID) pour fournir un environnement de préservation stable et des économies d'énergie sur les sites historiques semi-exposés. Les résultats ont révélé que le système proposé consomme 40 % moins d'énergie que le système de climatisation conventionnel. Abdullah et al. (**Abdullah et al. 2019**) ont examiné expérimentalement les performances thermiques des plaques d'argile recouvertes de deux couches de fibre de jute du système de refroidissement par évaporation intégré dans la tour éolienne dans les conditions climatiques du Yémen. Les résultats ont montré que la chute de température de l'air était de 14,60 °C en moyenne avec une augmentation de l'humidité relative de l'air de 57,5 % en moyenne. Tewari et al. (**Tewari et al. 2019; Tewari et al. 2019**) ont amélioré le confort thermique des immeubles de bureaux spécifiés pendant la saison estivale en utilisant des systèmes de refroidissement

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

par évaporation directe et indirecte/directe à deux étages. Bhabhor et Jani (**Bhabhor and Jani 2022**) ont présenté des systèmes hybrides de refroidisseur par évaporation directe/indirecte et de système de dessicant pour éliminer la vapeur d'eau avant le refroidissement et augmenter l'applicabilité climatique du système combiné.

II.7. Récapitulatif et recommandations

Le système de refroidissement par évaporation est une technologie relativement nouvelle et constitue une bonne alternative au système de compression de vapeur qui fonctionne avec des réfrigérants synthétiques, en particulier dans des conditions climatiques chaudes et sèches. En tant que deuxième partie de la synthèse qui résume la recherche et l'application du refroidissement par évaporation, ce chapitre se concentre principalement sur les aspects de recherche. Les études de faisabilité, les tests et l'optimisation des performances, ainsi que l'analyse du transfert de chaleur et de masse du refroidissement par évaporation sont résumés en détail. Les études de faisabilité du refroidissement par évaporation ont indiqué ses domaines d'application. Selon des études de faisabilité, le refroidissement par évaporation est plus adapté dans les zones chaudes et sèches et peut être utilisé pour le refroidissement auxiliaire dans les zones chaudes et humides. Les résultats des tests de performance, en particulier les données d'enquête sur le terrain, ont montré le caractère pratique et le potentiel d'économie d'énergie de divers types d'équipements de refroidissement par évaporation. De plus, l'analyse du transfert de chaleur et de masse sur le refroidissement par évaporation a été largement réalisée dans le monde entier, et la plupart des modèles théoriques ont été validés par des résultats expérimentaux. Les modèles théoriques et les résultats expérimentaux sont des valeurs de référence élevées pour le monde entier. Dans les travaux futurs, les systèmes de refroidissement par évaporation pourraient être combinés avec des unités de déshydratant liquide ou solide, par exemple, pour couvrir les exigences de différentes régions climatiques. Ainsi, non seulement la plage de température requise mais également les conditions de confort thermique attendues pour les occupants peuvent être fournies pour tout type de zone climatique dans le cadre du bâtiment intelligent qui est défini comme maximisant l'efficacité du service à un coût minimum. Afin de familiariser les systèmes de refroidissement par évaporation, des activités conçues telles que des ateliers, des séminaires, des visites sur site, des conférences, des expositions et la publication des résultats de la recherche de manière dédiée sont nécessaires. Les normalisations, les législations, la sensibilisation du public et les réglementations sont les principaux enjeux

Chapitre II. Systèmes évaporatifs

sur lesquels il faut se concentrer pour ces systèmes de refroidissement (**Gonzalez and Zamarreno 2005; Xuan et al. 2012; Mujahid Rafique et al. 2015; Cuce and Riffat 2016; Dođramacı and Aydın 2020**).

II.8. Conclusion

L'analyse de la littérature ci-dessus montre que les tampons de refroidissement en fibres naturelles en sont encore à leurs balbutiements et qu'il n'existe aucune étude expérimentale ou numérique sur les performances des fibres de palmier dattier en particulier. Ainsi, l'objectif de cette étude est d'évaluer les performances thermiques d'un nouveau type de matériau (fibre de palmier dattier) qui présente des caractéristiques intéressantes. En d'autres termes, les auteurs visent à étudier et évaluer expérimentalement et numériquement les propriétés et performances thermiques des fibres de palmier dattier dans la région de Biskra qui se caractérise par son climat chaud et sec pendant une grande partie de l'année. A cet effet, la deuxième partie de cette thèse est consacrée à l'étude et à l'évaluation des performances des fibres de palmier dattier, qui sont utilisées comme tampons de refroidissement dans le système de refroidissement par évaporation directe RED pour améliorer son fonctionnement et son adaptabilité aux régions chaudes et sèches telles que la région de Biskra.

PARTIE 2 : ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE DU SYSTEME RED

CHAPITRE III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

III.1. Introduction

La caractérisation du bois et des fibres extraites de différentes parties du palmier dattier est essentielle en raison de la disponibilité de grandes quantités de déchets renouvelables provenant du palmier dattier, ce qui a suscité l'intérêt des chercheurs et la suggestion de leur utilisation comme renfort dans les matériaux composites, les structures d'isolation et dans d'autres domaines (**Djoudi 2019**).

L'objectif principal de ce chapitre est de caractériser les fibres naturelles locales entourant le tronc du palmier dattier, appelées localement lif. Dans la première section, nous présentons une revue bibliographique du palmier dattier, liée à la morphologie du palmier, ses fibres, les variétés de palmiers et ses sous-produits, basée sur les travaux effectués dans la littérature relative au palmier dattier. La deuxième section est consacrée aux méthodes et résultats de caractérisation thermomécaniques des fibres de lif. Il s'agit d'une étude de caractérisation physique (détermination de la densité apparente et absolue, du taux d'absorption et de la porosité) et thermique (détermination de la conductivité thermique, de la diffusivité et de la capacité thermique), avec comparaison et analyse des modules d'élasticité et du coefficient de Poisson basés sur les résultats de recherches menées par différents chercheurs sur les fibres du lif de palmier dattier.

III.2. Matériaux végétaux du palmier dattier

III.2.1. Généralités sur le palmier dattier

Le palmier dattier a été dénommé *Phoenix dactylifera*, c'est un ancien arbre fruitier, le plus ancien dans le monde, rustique, s'acclimatant aux conditions maximales d'aridité dans le monde et représentant la source essentielle vitale de la population saharienne. Ayant une croissance lente, ses caractéristiques dépendent du milieu, de l'âge et des conditions culturelles. L'origine des palmiers dattiers reste indéterminée malgré les grandes recherches dans ce domaine (**Guettaf Temam 2017; Djebbloun 2018; Djoudi 2019**).

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Actuellement la culture du palmier dattier s'étend dans la région afro-asiatique, préférentiellement dans les régions arides et semi-arides chaudes. Elle représente l'élément principal de système oasis, vu que sa bonne tolérance aux conditions climatiques, l'intérêt alimentaire de ses fruits et l'usage multiple de ses sous-produits qui sont commercialisés dans le monde entier. Les estimations actuelles indiquent que le monde arabe est le plus grand producteur de palmier dattier au monde. On distingue les deux sexes séparément avec les palmiers mâles et femelles, donc le Phoenix est une plante dioïque (**Guettaf Temam 2017; Masri 2018; Djoudi 2019**). L'étude suivante fait partie d'une recherche indiquant que le palmier dattier est une source majeure de matières premières pour les applications industrielles.

III.2.2. Variétés de palmier dattier en Algérie (région de Biskra)

Dans le monde, il existe plus de 100 millions de palmiers dattiers (**Benziouche 2010; Guettaf Temam 2017**) et en Algérie, il y a environ 18.7 millions de palmiers dattiers répartis sur une superficie de plus de 169 milles hectares avec plus de 800 variétés de dattes (classé au sixième rang mondial et au premier rang dans le Maghreb). Ce nombre important de palmiers dattiers est réparti sur plusieurs oasis (plus de deux millions de jardins) réparties dans la zone saharienne du sud du pays, qui occupe environ 80 % de la superficie totale de l'Algérie, où le climat est chaud et sec, selon les données du ministère algérien de l'Agriculture et du Développement rural. Bien que ce patrimoine soit reparti dans 17 wilayas, il se concentre principalement dans les zones de la partie Sud-Est et Sud-Centre d'Algérie (Biskra, El-Oued, Ouargla, Ghardaïa, Adrar,...etc.) (**El-Juhany 2010; Touloum et al. 2016; Meradi et al. 2016; Guettaf Temam 2017; Fadlaoui 2017; Masri 2018; Djoudi 2019**).

La production annuelle moyenne de dattes en Algérie est évaluée environ de 500000 tonnes, soit plus de 7 % de la production mondiale totale. En 2019, cette production est passée à plus de 1256000 tonnes (**Bouguedoura et al. 2010; Meradi et al. 2016; Masri 2018**). La partie consommable des palmes sèches en Algérie est estimée environ de 135000 tonnes de palmes sèches/an, on estime également que les pédicelles de dattes est environ de 5000 tonnes de pédicelles/an, avec 67500 tonnes de déchets de dattes (**Guettaf Temam 2017**). Les pratiques agricoles modernes ont joué un rôle important dans l'augmentation de la production, l'expansion des terres agricoles et la valorisation des ressources naturelles (**Al-Khayri et al. 2015; Masri 2018**).

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

La wilaya de Biskra est considérée comme la première région d'Algérie en termes de nombre de palmiers dattiers, avec 4,3 millions de palmiers, représentant 23.27 % du patrimoine national (**Djoudi 2019**). Le tableau III.1 présente la répartition des palmiers dattiers en Algérie par wilaya en 2014.

Tableau III.1. Répartition des palmiers dattiers en Algérie par wilaya en 2014 (**Fadlaoui 2017; Djoudi 2019**).

Régions	Biskra	El-Oued	Adrar	Ouargla	Béchar	Ghardaia
Pourcentage [%]	23.27	20.35	20.23	13.81	8.83	6.68

Les palmeraies de Biskra sont particulièrement concentrées dans la région de Tolga. Cette région est connue comme l'une des régions possédant un très grand potentiel phoenicoles au niveau mondial et également une grande diversité de palmiers. La différence entre les palmiers se distingue à l'œil nu par la couleur du palmier, sa taille, ses fruits et la forme de la palme (**Benziouche 2010; Guettaf Temam 2017; Djoudi 2019**). D'après la littérature, on peut distinguer plusieurs variétés de palmier dattier dont les plus connues sont : Deglet-Nour, El-Ghers, Mech-Degla, Degla Baida (**Kriker 2005; Guettaf Temam 2017**).

Les oasis de palmiers algériennes contiennent environ 45 % de la variété Deglet-Nour, faisant de l'Algérie le deuxième producteur mondial de cette variété (un million de palmiers) (**Bouguedoura et al. 2010; El-Juhany 2010; Masri 2018**). Les palmiers de Deglet-Nour sont considérés comme les plus répandus dans la région de Biskra, avec un taux de 61,93 %, suivi par les palmiers d'El-Ghers, avec un taux de 12,90 % (**Djoudi 2019**), comme le montre le tableau suivant (III.2).

Tableau III.2. Pourcentage de variétés de palmiers dattiers dans la région de Biskra (**Fadlaoui 2017; Djoudi 2019**).

Variétés	Deglet-Nour	El-Ghers	Autres types
Pourcentage [%]	61.93	12.90	25.17

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

III.2.3. Etude morphologique du palmier dattier

Le palmier dattier appartient à la classe des monocotylédones et il a une anatomie distincte, car le tronc contient du bois fibreux et du tissu (fibrillium) entourant le tronc au niveau de l'encastrement de la palme, et il est appelé localement lif, alors que le bois de palmier a une structure et des caractéristiques bien définies et est différent des autres arbres. De plus, c'est une plante dioïque à pieds mâles (dokkar) et femelles (nakhla) (Guettaf Temam 2017; Djoudi 2019).

Par conséquent, le palmier dattier est une herbe géante de 20 à 30 m de hauteur et possède un tronc cylindrique et très élancé (stipe), clairement recouvert par les gaines (pétioles), des feuilles (palmes) pennées et tombées et de tissu (fibrillium ou lif) entourant le tronc à l'encastrement des pétioles (cornafs). Les palmes sont réunies sous la forme d'une couronne de feuilles pennées, au nombre maximum de 20 à 30, et d'une longueur allant de 4 à 7 m. Un groupe de régimes (grappe) avec des fruits (dattes) suspendus sous la couronne de palmes dispersée (Sbiai 2011; Guettaf Temam 2017; Djebbloun et al. 2018; Masri 2018; Djoudi 2019). La Figure III.1 présente les parties constituantes du palmier dattier.

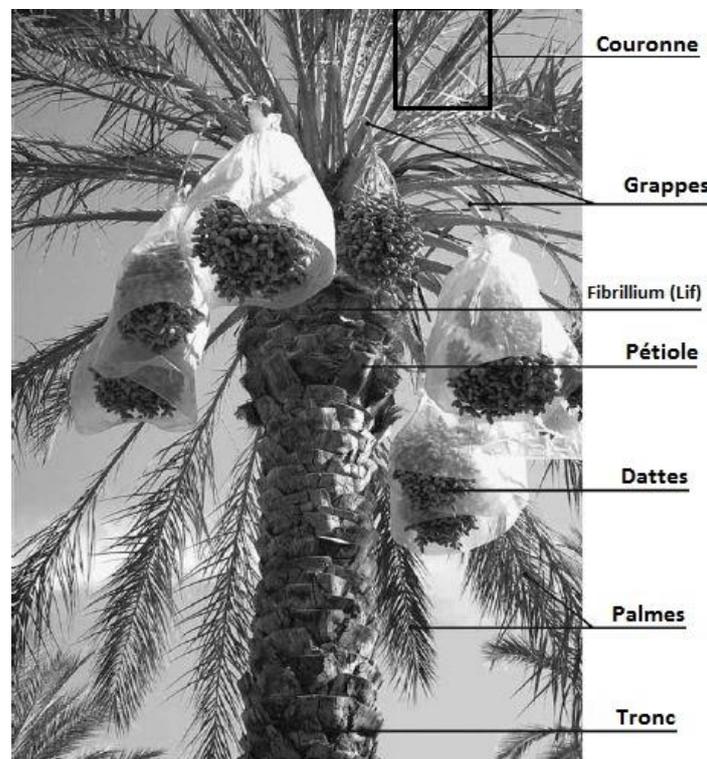


Figure III.1. Principales parties du palmier dattier (Agoudjil et al. 2011).

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

III.2.4. Fibres de palmier dattier

La structure fibreuse du palmier dattier comprend cinq types de fibres (**Guettaf Temam 2017; Djebbloun 2018**) :

- Fibres de bois de tronc ;
- Fibres de feuilles au niveau des rachis ;
- Fibres de tige au niveau de la grappe ;
- Fibres de surface autour de son tronc ou de la base des palmes (pétiole) ;
- Fibres de lif ou fibrillium (entre les pétioles, le tronc est recouvert d'une bourre fibreuse).

III.2.5. Déchets de palmier dattier

Le monde devrait s'orienter vers des sources naturelles renouvelables, avec des inquiétudes croissantes quant à l'épuisement des ressources fossiles et aux risques environnementaux résultant de leur surexploitation. Les fibres naturelles revêtent une grande importance pour les nouvelles technologies traitant de l'aspect environnemental. Chaque année, le palmier dattier produit une très grande quantité de bois fibreux et de fibres (fibrillium ou lif), sous forme de déchets abandonnés, dans les palmeraies du désert du Sahara. Les résidus de palmier dattier constituent donc une source intéressante de fibres naturelles car renouvelables et abondantes. Les palmiers fournissent plusieurs types de résidus liée aux sous-produits du palmier (tronc, pétiole, fibrillium ou lif, rachis, spadice, grappe, palmes sèches, rebuts de dattes,...etc.), et ces déchets sont collectés lors du processus d'élagage saisonnier comme pratique agricole de base (**Almi et al. 2015; Masri 2018; Djoudi 2019**).

Dans le monde, 1.5 million de tonnes de déchets de palmiers sont abandonnées chaque année, et 125 mille tonnes doivent être prises en compte pour l'Algérie, soit un taux de 8.33 %. Chaque palmier produit annuellement plus de 47 kg de résidus dans la région de Biskra, ce qui signifie que cette quantité de déchets pourrait atteindre 80 mille tonnes par an (soit 64 % de la production annuelle en Algérie), selon les organisations agricoles de Biskra (**ITDAS 2012; Almi et al. 2015; Meradi et al. 2016; Masri 2018; Djoudi 2019**), cette quantité de résidus est constituée de plus de 6,3 % de fibrillium ou de lif (**Almi et al. 2015**).

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier



Figure III.2. (a) Déchets de palmiers dattiers (b) Déchets de fibres (fibrillium ou lif).

III.2.6. Domaines d'utilisation des déchets de palmier dattier

Le palmier dattier est une source importante de déchets constitués de fibres exploitées uniquement de manière artisanale pour des applications traditionnelles au sein de la production du désert. On les retrouve par exemple dans l'artisanat mais aussi dans la construction (charpentes de maisons) (**Djoudi 2019**). Actuellement, les fibres et le bois de palmier sont utilisés comme substitut aux déchets de bois classique dans la fabrication de divers panneaux de bois et papier industriels. Cette technique est utilisée par de nombreuses entreprises industrielles à travers le monde. En revanche, les fibres extraites des palmiers suscitent l'intérêt des chercheurs pour être utilisées comme renforts dans les matériaux composites ou dans d'autres domaines (refroidissement par évaporation par exemple). En général, les utilisateurs considéraient que les fibres extraites du palmier dattier avaient les mêmes propriétés (**Dehghani et al. 2013; Al-Oqla et al. 2014; Hegazy and Ahmed 2015; Masri et al. 2016; Djoudi 2019**).

Partant de cette conclusion et dans le cadre de la valorisation des déchets extraits des palmiers, en particulier les fibres du lif, nous avons utilisé ces fibres comme tampon de refroidissement dans le système de refroidissement par évaporation directe RED, et elles ont contribué à fournir des résultats très importants, comme nous l'avons présenté dans le troisième chapitre. C'est pourquoi, dans ce chapitre, nous étudierons certaines des propriétés de ces fibres, notamment physiques et thermiques, pour connaître l'étendue de l'effet que ces fibres peuvent produire.

III.3. Présentation des fibres

III.3.1. Morphologie des fibres

Dans la littérature, de nombreuses études (**Al-Khanbashi et al. 2005; Kriker et al. 2005; Kriker et al. 2008; Alawar et al. 2009; Saadaoui et al. 2013; Elbadry 2014; Almi**

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

et al. 2015; Djebbloun et al. 2018; Djebbloun 2018) ont été menées pour comprendre la morphologie et la surface des fibres du lif grâce à des observations microscopiques utilisant le microscope optique digital. Ces études morphologiques ont montré que les fibres du lif sont de forme cylindrique et présentent une structure hétérogène (Figure III.3a). L'observation au microscope optique des fibres brutes montre la surface rugueuse contenant un grand nombre de fibres inachevées, qui devraient être de la lignine résiduelle (Figure III.3b), et des impuretés artificielles, une surface typique de la plupart des fibres naturelles (Al-Khanbashi et al. 2005; Djebbloun 2018).

Une coupe transversale de chaque fibre révèle un grand nombre de fibres simples creuses collectées et reliées par une couche primaire (assemblage de fibrilles) (Figure III.4a). L'observation au microscope électronique à balayage montre que l'ensemble de fibres multicellulaires contient chacune un vide central appelé lumen (Figure III.4b). Les fibres multicellulaires ou individuelles mesurent environ 2 à 5 μm de diamètre. La fibre du lif de palmier dattier a une faible valeur de densité (masse volumique) (Kriker et al. 2005; Al-Khanbashi et al. 2005; Djebbloun 2018).

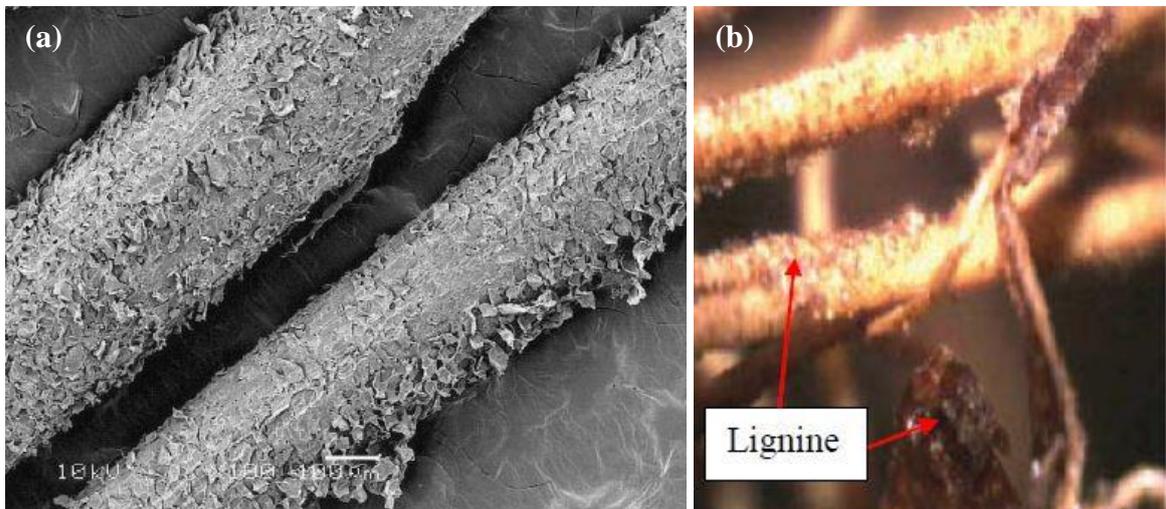


Figure III.3. Images microscopiques de la fibre brute du lif montrant (a) sa forme cylindrique (Al-Khanbashi et al. 2005) (b) et les fibres multicellulaires constituées de lignine (Djebbloun 2018).

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

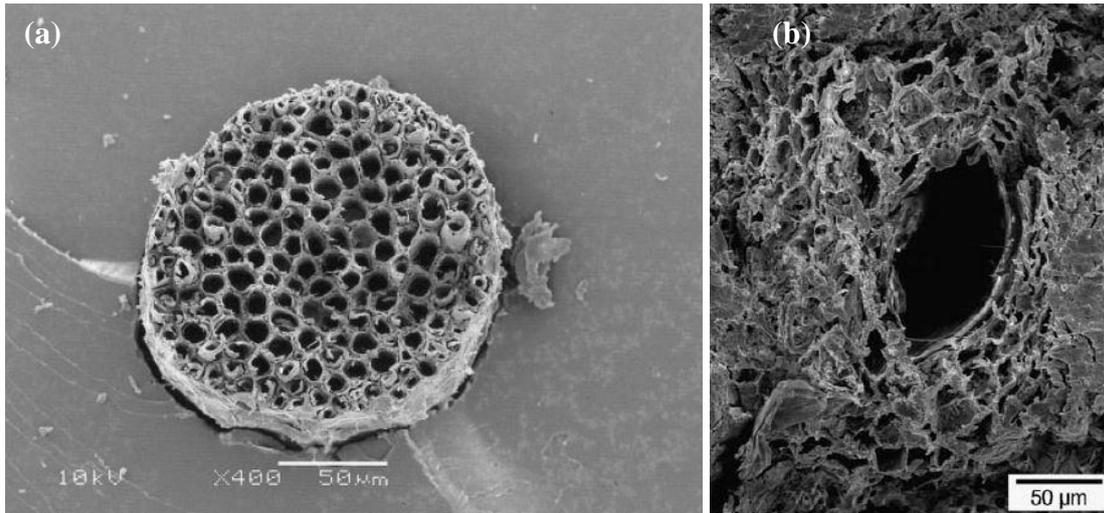


Figure III.4. (a) Vue en coupe transversale de la fibre du lif (Al-Khanbashi et al. 2005)
(b) Image du MEB d'un vide central appelé lumen (Kriker et al. 2005).

III.3.2. Préparation du matériau utilisé (Procédure expérimentale)

L'étude de la caractérisation thermomécanique des fibres du lif (fibrillium) de palmier dattier porte sur les fibres extraites du palmier Deglet-Nour (âge du palmier environ 50 ans) de la région de Biskra (Algérie). Entre les cornafs, le tronc à l'encastrement de la palme est recouvert d'un fibrillium, constitué de fibres croisées de différents diamètres qui forment un tissu naturel, appelé localement lif (Figure III.5a). Ils sont récoltés (lifs) chaque année lors de la saison d'entretien des différents types de palmiers dans la région de Biskra. Le fibrillium ou lif à texture brune ou marron clair (Figure III.5b) se situe entre le pétiole et le tronc du palmier (Alsaeed et al. 2013; Djebloun 2018; Masri 2018).



Figure III.5. (a) Localisation des fibres de fibrillium (lif) sur le palmier dattier (b) Lif brut.

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Pour préparer des échantillons de fibres de fibrillium (lif) pour la caractérisation, les fibres brutes provenant des déchets de palmier dattier ont été découpées et préparées manuellement aux dimensions requises, puis lavées avec de l'eau distillée. Les fibres utilisées sont séchées dans des conditions naturelles (température ambiante) avant de réaliser des tests de caractérisation. Des tests physiques et thermiques ont été réalisés sur des éprouvettes constituées de fibres du lif de même palmier dattier, qui ont été mesurées sur plusieurs échantillons prélevés le long du tronc.

Notre étude de caractérisation thermo-mécanique porte sur les fibres du lif dans leur état neuf (Figure III.6) et celles utilisées dans le dispositif de refroidissement par évaporation directe RED, afin d'étudier et de comparer les propriétés de ces fibres avant et après leur utilisation dans le système mentionné.

Pour déterminer les propriétés physiques, les fibres brutes (nouvelles et utilisées dans le dispositif RED) sont extraites du même palmier le long du tronc. La longueur de chaque couche de fibre varie de 40 à 60 mm.



Figure III.6. Préparation d'échantillons d'essai à partir de fibres de fibrillium brutes.

La préparation d'échantillons de fibres pour les tests thermiques nécessite un traitement plus complexe. Les plaques composites de fibres de fibrillium FF (nouvelles et utilisées) ont été obtenues à partir de différentes épaisseurs de fibres (2.5, 6 et 6.8 mm pour

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

les fibres neuves et 2.66, 4 et 6.25 mm pour les fibres utilisées) qui sont référencées selon leur état comme neuves (FFN) ou utilisées dans un système RED (FFU).

Le moulage des plaques (fibres de fibrillium/colle vinylique) a été réalisé à l'aide d'un moule métallique démontable soumis à une pression de 15 bars pendant 45 minutes à une température de 200 °C. Le procédé de moulage par compression thermique assure une bonne adhésion entre les fibres et la petite quantité de colle à bois (colle vinylique). Les plaques composites en fibres de fibrillium obtenues sont séchées après démoulage à une température de 70 °C. Après 72 heures, les échantillons sont découpés à l'aide d'une table de découpe de bois selon les normes de tests thermiques. La figure III.7 présente les principales étapes de préparation des matériaux composites (FFN et FFU). Les dimensions des éprouvettes à tester sont données dans le tableau III.3.

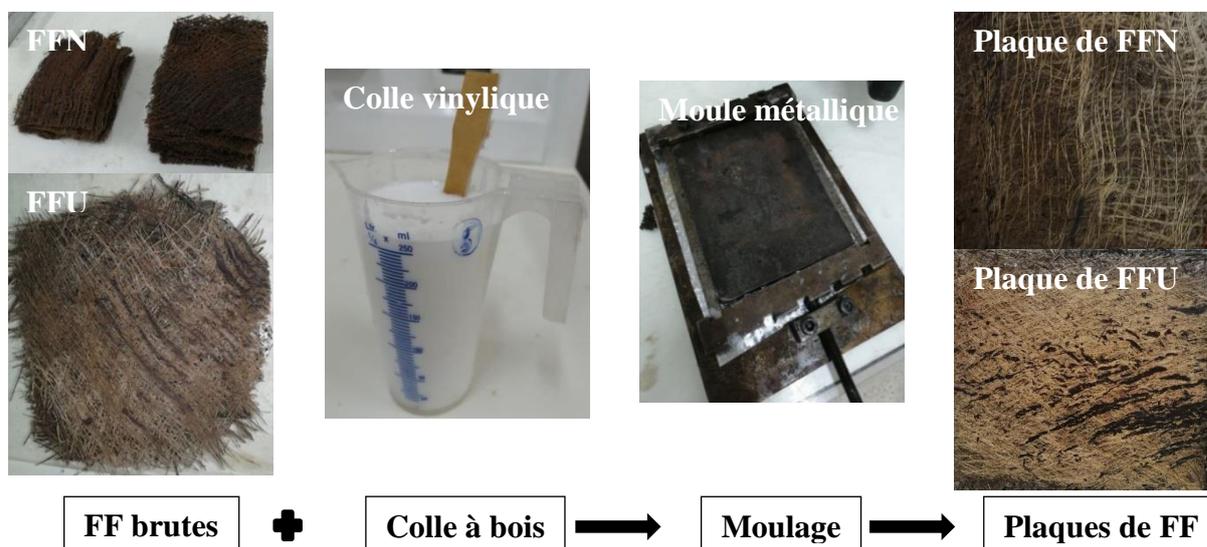


Figure III.7. Principales étapes de préparation des plaques composites (FFN et FFU).

Tableau III.3. Poids et dimensions des échantillons testés.

Tests		Poids [g]		Normes
		FFN	FFU	
Tests physiques	Densité apparente	1.04, 1.74 et	0.83, 1.39 et	ISO 1183-1:2019(F)
	Densité absolue	2.55	2.17	
	Taux d'humidité	5	5	

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Tests	Dimensions						Normes
	Longueur [mm]		Largeur [mm]		Epaisseur [mm]		
	FFN	FFU	FFN	FFU	FFN	FFU	
Tests thermiques	40 - 46	40 - 44	38 - 43	40 - 42	2.5 - 6.8	2.66- 6.25	ISO 22007-2 HOTDisk TPS500

III.4. Caractérisation thermomécanique

III.4.1. Propriétés physiques

III.4.1.1. Densité apparente

La mesure de la densité apparente des différentes fibres proposées (nouvelles et utilisées dans le système RED) consiste à mesurer le volume d'échantillons prélevés sur chaque fibre. La densité apparente est calculée à l'aide de la formule suivante (**Almi et al. 2015**) :

$$\rho_{app} = \frac{M_0}{(v_2 - v_1) - \frac{M - M_0}{\rho_{paraffine}}} \quad (III.1)$$

Où, v_1 : le volume d'eau initial dans l'éprouvette graduée, v_2 : le nouveau volume d'eau après introduction de l'échantillon paraffiné (Figure III.8a) dans l'éprouvette (Figure III.8b), M_0 : le poids de l'échantillon sec, M : le poids de l'échantillon sec entièrement recouvert de plusieurs couches de paraffine et $\rho_{paraffine}$: la densité de la paraffine utilisée dans cette expérience, qui est égale à 0.88 g/cm^3 , est mesurée selon le même principe.

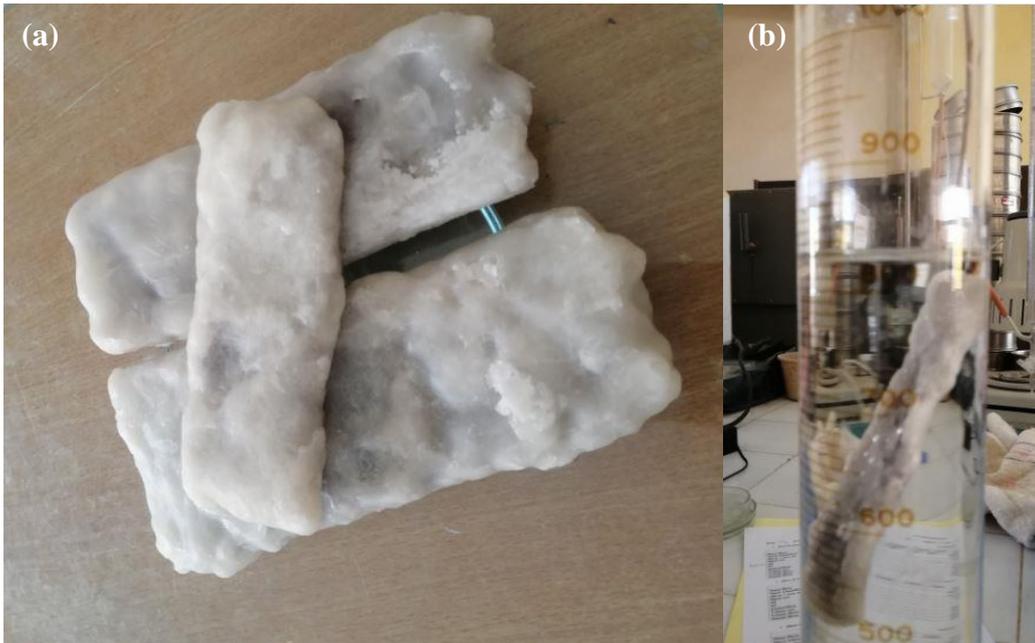


Figure III.8. (a) Echantillons paraffinés (b) Mesure du volume apparent.

III.4.1.2. Densité absolue

La densité absolue des fibres de fibrillium (lif) est mesurée selon la norme ISO 1183-1:2019(F) (ISO 2019), qui consiste à éliminer le vide présent dans le matériau de l'échantillon et à mesurer le volume absolu de l'échantillon. Cette méthode est appelée méthode d'immersion dans l'eau utilisant un pycnomètre. Afin de déterminer le calcul de l'écart type, la densité de chaque état de la fibre du lif est mesurée trois fois, en prélevant trois échantillons de masses différentes. La densité absolue est calculée à partir de la formule suivante :

$$\rho_{abs} = \frac{m_1 \cdot \rho_{eau}}{m_0 - (m_2 - m_1)} \quad (III.2)$$

Où, m_0 : la masse du pycnomètre rempli d'eau, m_1 : la masse de l'échantillon, m_2 : la masse du pycnomètre rempli d'eau et de l'échantillon et ρ_{eau} : la densité de l'eau utilisée dans cette expérience, qui est égale à 0.997 g/cm^3 .

III.4.1.3. Taux de porosité

Il consiste à calculer le volume de vide au sein de l'échantillon par rapport au volume total de l'échantillon. Le taux de porosité est calculé à partir de la formule suivante (Kriker et al. 2005; Almi et al. 2015) :

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

$$p = 1 - \left(\frac{\text{densité apparente}}{\text{densité absolue}} \right) \quad (\text{III.3})$$

III.4.1.4. Taux d'humidité

La teneur en eau des fibres de fibrillium est déterminée par méthode gravimétrique. Les échantillons prélevés sur les fibres de fibrillium (neuves et utilisées dans le système RED) sont placés dans une éprouvette convenable et on commence à ajouter de l'eau distillée afin que les échantillons puissent l'absorber progressivement jusqu'à ce que les échantillons soient complètement immergés dans l'eau. Après cela, nous retirons les échantillons et les mettons dans un tamis pour éliminer l'excès d'eau en surface, puis nous les pesons pour obtenir la masse initiale M_H (Figure III.9a). Les échantillons sont ensuite placés dans une étuve électrique à une température de 65 ± 5 °C (Figure III.9b) et pesés toutes les heures jusqu'à ce que la masse de l'échantillon M_S se stabilise.

Le taux d'humidité TH est calculé par la relation suivante (Djouidi 2019) :

$$TH\% = \frac{(M_H - M_S)}{M_H} \times 100 \quad (\text{III.4})$$

Où, TH : le pourcentage d'eau dans les fibres de fibrillium (taux d'humidité), M_H : la masse d'échantillon avant séchage et M_S : la masse d'échantillon après séchage.



Figure III.9. Appareils de mesure (a) Balance électronique (OHAUS), (b) Etuve électrique (memmert).

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

III.4.2. Propriétés thermiques

Les propriétés thermiques d'un matériau comprennent la conductivité thermique, la diffusivité thermique et la chaleur spécifique. La conductivité thermique (λ) est la capacité d'un matériau à conduire la chaleur et est exprimée par $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Le mode de transfert de chaleur associée à cette grandeur physique est la conduction thermique. La diffusivité thermique (α), exprimée en m^2/s , est une mesure de la rapidité avec laquelle la chaleur peut se propager à travers un matériau. La capacité thermique volumique ou chaleur spécifique (C_p) est la quantité d'énergie thermique nécessaire pour élever la température d'un matériau et est exprimée en $\text{J}/\text{m}^3\cdot\text{K}$. Ces propriétés sont importantes pour comprendre le comportement des matériaux dans les systèmes thermiques et pour développer des systèmes de stockage d'énergie et de traitement chimique (Almi et al. 2015).

La mesure des propriétés thermiques des plaques de fibres de fibrillium (FFN et FFU) a été réalisée au Laboratoire de Recherche de Génie Civil (LRGC) à l'Université de Laghouat, à l'aide d'un dispositif de caractérisation thermique HOT Disk TPS500 (Figure III.10), piloté par la norme internationale ISO 22007-2. De plus, des mesures ont été effectuées dans un sens unique et sur les deux faces des plaques de fibres avec une sonde de température maximale de $60\text{ }^\circ\text{C}$ et dans les conditions climatiques suivantes de $24.4\text{ }^\circ\text{C}$ de température et 76% d'humidité (Djouidi et al. 2022). Une sonde constituée d'une double spirale de nickel est placée sur un support isolant en Kapton (Figure III.11a) entre deux échantillons plans du matériau à caractériser (Figure III.11b). L'appareil HOT Disk TPS500 permet de mesurer directement la conductivité thermique, la diffusivité thermique et indirectement la capacité spécifique d'un matériau en une seule expérience (Almi et al. 2015).

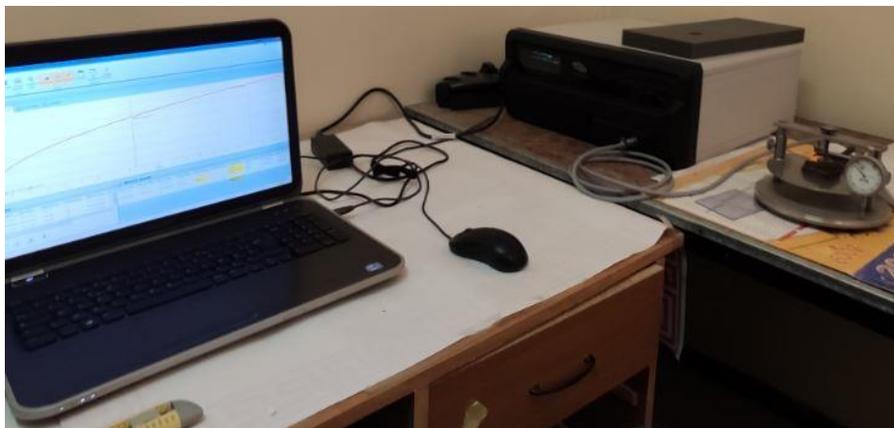


Figure III.10. Appareil de caractérisation thermique HOT Disk TPS500.

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

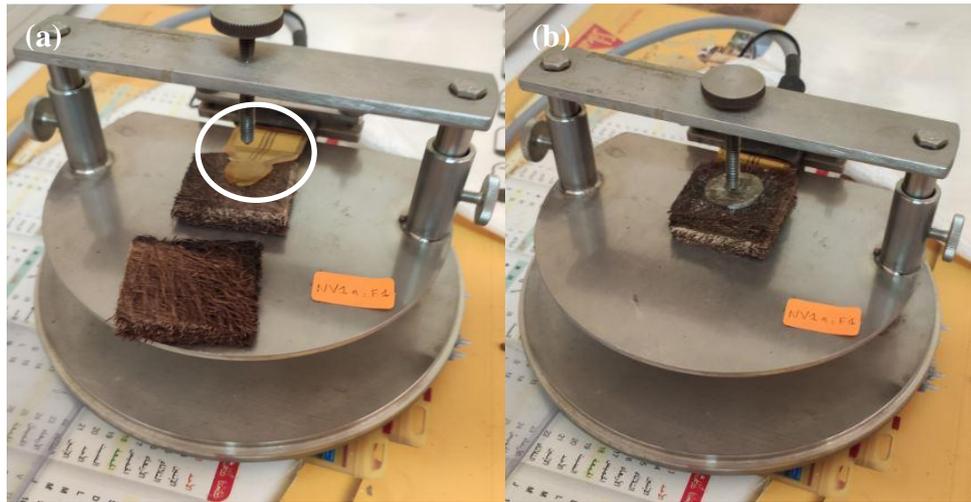


Figure III.11. (a) Sonde en Kapton (b) Expérience de mesure.

III.4.3. Comportement mécanique des fibres de fibrillium (lif)

Le comportement mécanique du bois de palmier dattier a été étudié dans de nombreuses études. Le comportement mécanique du bois de palmier et des fibres naturelles en général dépend grandement de plusieurs facteurs, à savoir les conditions de croissance, l'âge de la plante, la longueur et le diamètre de l'échantillon, ainsi que des conditions telles que la température et l'humidité du milieu, la durée de l'expérience et la vitesse du test (**Bledzki and Gassan 1999; Thi and Nga 2008; Almi 2018**). Les propriétés mécaniques du bois de palmier dattier varient selon la région d'origine. Le bois de palmier du sud possède des propriétés mécaniques plus élevées en raison des conditions climatiques sèches et d'une densité élevée (**Benzidane et al. 2018**).

D'après les résultats disponibles dans la littérature (**Al-Sulaiman 2000; Kriker et al. 2005; Al-Khanbashi et al. 2005; Alawar et al. 2009; Tlijania et al. 2013; Almi 2018**), les propriétés mécaniques du bois de palmier apparaissent faibles par rapport à celles des fibres classiques telles que les fibres de verre et de carbone et celles des fibres naturelles les plus courantes, mais comparables à celles des fibres de coco. Les résultats ont également montré que les matériaux composites en bois de palmier dattier possèdent de bonnes propriétés mécaniques, ce qui les rend appropriés pour être utilisés comme isolants efficaces (**Djouidi et al. 2022**). De plus, des études expérimentales sur les fibres de fibrillium (**Al-Khanbashi et al. 2005; Kriker et al. 2005; Kriker 2005**) ont montré que l'humidité augmente légèrement la résistance et l'allongement à la rupture des fibres du palmier, d'autre part, elle réduit la valeur du module d'élasticité par rapport à leur état sec.

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Ces études montrent également que la résistance à la traction et l'allongement à la rupture de ces fibres dépendent fortement de leur longueur ; Les fibres longues réduisent la résistance à la traction mais augmentent le module de Young (Almi 2018).

Dans cette section du chapitre, compte tenu de la présence d'un grand nombre de recherches menées ces dernières années sur les fibres de fibrillium du palmier dattier, nous présenterons les études et les résultats les plus importants de la littérature liés au comportement mécanique de ces fibres, nous les analyserons de manière spécifique et systématique, les comparerons entre eux et en extrairons les observations, évaluations et recommandations les plus importantes.

III.5. Résultats et discussion

III.5.1. Propriétés physiques

Le tableau III.4 résume les résultats des propriétés physiques des fibres de fibrillium (lif) de palmier dattier. A la lumière de ces résultats, il apparaît clairement que la densité des fibres de fibrillium est la plus faible comparée aux autres types de fibres examinées dans la littérature. Ce type de fibre est classé comme très léger ($<0.5 \text{ g/cm}^3$), tandis que le bois de rachis et de grappe par exemple est classé comme léger ($0.5 - 0.65 \text{ g/cm}^3$), selon la classification présentée dans la littérature (Besset 1987). Selon la même référence, ce type de fibre (fibrillium) se caractérise par sa flexibilité (souplesse), ce que facilite le processus de traitement. La plus faible densité des fibres de fibrillium de palmier dattier est remarquable par rapport aux autres matériaux étudiés. En effet, la légèreté des fibres de fibrillium représente d'une part un avantage économique en termes de réduction de la consommation d'énergie pendant le processus de transport, et d'autre part une plus grande facilité de traitement et d'utilisation. La figure III.12a représente la densité apparente et absolue des fibres de fibrillium en fonction de leur état (FFN et FFU).

Tableau III.4. Propriétés physiques des fibres de fibrillium (lif).

Propriétés physiques	Densité apparente [g/cm^3]	Densité absolue [g/cm^3]	Porosité [%]	Taux d'humidité [%]
FFN	0.157 ± 0.026	0.49864 ± 0.000089	68.603 ± 5.265	80.435 ± 4.022
FFU	0.228 ± 0.035	0.49874 ± 0.000462	54.282 ± 7.036	77.157 ± 3.858

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Les résultats, qui représentent le taux d'humidité, ont montré que les fibres de fibrillium se caractérisent par une imperméabilité élevée par rapport aux autres types de fibres. Le pourcentage de fibrillium était de 80.435 % pour les échantillons FFN et de 77.157 % pour les échantillons FFU. La figure III.13a montre la variation de la quantité d'eau perdue en fonction du temps de séchage pour les échantillons FFN et FFU. Le taux d'humidité est déterminé une fois que la quantité d'eau perdue est constante à une température de 65 ± 5 °C (Figure III.13b).

On constate que les courbes de variation du pourcentage d'eau perdue pendant le temps de séchage dans les différents états des fibres de fibrillium ont le même aspect, mais présentent deux niveaux de significativité selon leur cas d'utilisation (fibres neuves ou utilisées). Le pourcentage le plus élevé d'eau restituée a été enregistré dans les plaques FFN à 80.435 %, suivi par les échantillons FFU à 77.157 %. Ainsi, on remarque que la teneur en eau des fibres neuves est supérieure à celle des mêmes fibres lorsqu'elles sont utilisées pendant une certaine durée dans le dispositif de refroidissement RED, et cela correspond à une augmentation de la densité des fibres de fibrillium dans le même sens. Par conséquent, la valeur de densité de ces fibres dans leur état d'utilisation (FFN et FFU) est fortement affectée par le taux d'humidité. La teneur en humidité peut affecter les propriétés mécaniques des fibres de fibrillium après séchage. Les résultats des propriétés physiques des fibres de fibrillium de palmier dattier, telles que la densité et le taux d'humidité, affectent naturellement les résultats des propriétés mécaniques de ces fibres. Ces résultats (physiques) sont similaires à ceux obtenus par de nombreux chercheurs tels que Kriker, Almi et Djeboun.

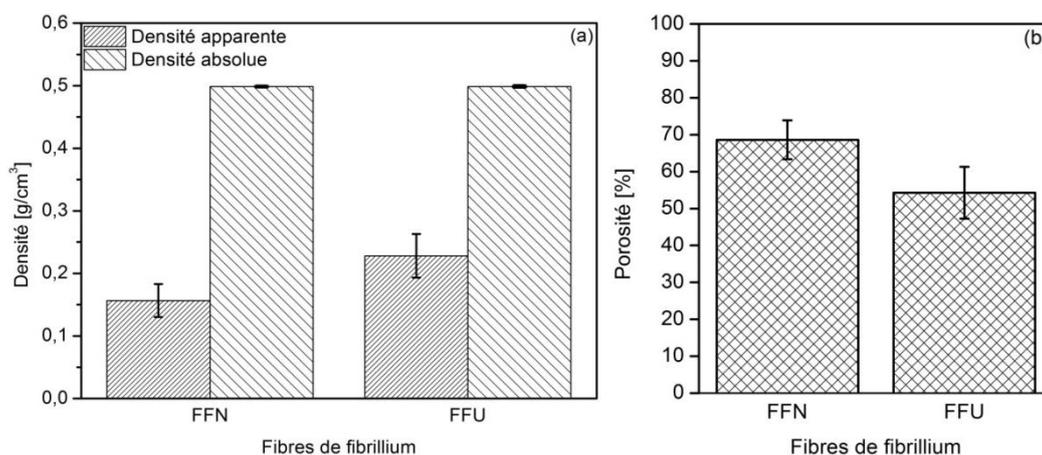


Figure III.12. (a) Densité apparente et absolue des fibres de fibrillium (b) Porosité des fibres de fibrillium.

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

De manière générale, nous notons qu'il existe une relation positive, présentée dans le tableau III.4 et les figures III.12b et III.13b, entre le taux d'humidité et le taux de porosité des échantillons testés. Ainsi, les fibres de fibrillium ont un taux de porosité élevé de 68.6 %, ce qui est inférieur à celui des fibres de paille (96 %) (Bouasker et al. 2014) et de bois de pétiole (81.52 %) (Almi 2018), et bien supérieur à celui de plusieurs autres fibres naturelles comme les fibres de coco (Thi and Nga 2008). En fait, la porosité contribue de manière significative au processus d'absorption de l'eau, ce qui constitue le principal inconvénient de l'utilisation des fibres de palmier dattier. Or, la porosité est à l'origine des excellentes propriétés d'isolation thermique et acoustique de ce matériau (Almi 2018). Par conséquent, l'utilisation de fibres de fibrillium en raison de ces propriétés serait bénéfique (Agoudjil et al. 2011; Almi 2018).

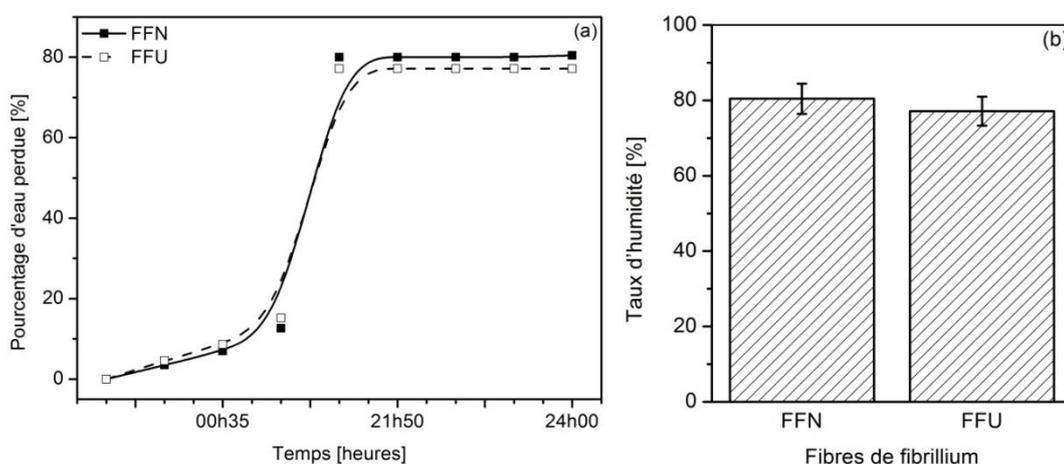


Figure III.13. Taux d'humidité des fibres de fibrillium (a) Pourcentage d'eau perdue en fonction du temps de séchage (b) Taux d'humidité.

III.5.2. Propriétés thermiques

Les valeurs moyennes de conductivité thermique, de diffusivité thermique et de chaleur spécifique des fibres de fibrillium de palmier dattier sont regroupées dans les tableaux III.5 et III.6 et sont présentées dans les figures III.14, III.15 et III.16.

La conductivité thermique des échantillons de fibres (FFN et FFU) variait respectivement de 0,124 à 0,247 et de 0,162 à 0,256 W/m.K. D'après la figure III.14 et le tableau III.5, nous voyons que la conductivité thermique des échantillons de fibres utilisées (FFU) dans le dispositif de refroidissement par évaporation directe RED est légèrement supérieure à celle des échantillons de fibres neuves (FFN) de même épaisseur (6.00 mm),

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

ce qui signifie que ces matériaux perdent progressivement leurs propriétés thermiques, notamment leur conductivité thermique, lorsqu'ils sont utilisés pendant une longue période dans le système de refroidissement RED.

La figure III.15 montre que la diffusivité thermique des échantillons de fibres utilisées (FFU) dans le dispositif de refroidissement RED est inférieure à celle des échantillons de fibres neuves (FFN). Alors que la figure III.16 montre que la chaleur spécifique a un résultat opposé à la diffusivité thermique, nous voyons que la chaleur spécifique des échantillons de fibres utilisées (FFU) est supérieure à celle des échantillons de fibres neuves (FFN).

Tableau III.5. Propriétés thermiques des fibres de fibrillium (lif).

Propriétés thermiques	Conductivité thermique [W/m.K]	Diffusivité thermique [mm ² /s]	Chaleur spécifique [MJ/m ³ .K]
FFN (ép: 6.00 mm)	0.227±0.012	0.638±0.032	0.392±0.020
FFU (ép: 6.00 mm)	0.239±0.017	0.505±0.105	0.492±0.025

Tableau III.6. Evolution des propriétés thermiques en fonction de l'épaisseur des échantillons FFN et FFU.

Propriétés thermiques	Conductivité thermique [W/m.K]	Diffusivité thermique [mm ² /s]	Chaleur spécifique [MJ/m ³ .K]
FFN ép: 2.25 mm	0.152±0.028	0.427±0.161	0.284±0.102
ép: 6.00 mm	0.227±0.012	0.638±0.032	0.392±0.020
ép: 6.55 mm	0.242±0.005	0.620±0.027	0.455±0.055
FFU ép: 2.28 mm	0.168±0.006	0.316±0.059	0.447±0.002
ép: 3.75 mm	0.206±0.024	0.461±0.004	0.446±0.054
ép: 6.00 mm	0.239±0.017	0.505±0.105	0.492±0.025

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

D'après les résultats présentés dans le tableau III.6, on peut observer que la conductivité thermique, la diffusivité thermique et la chaleur spécifique des fibres de fibrillium neuves (FFN) augmentent avec l'augmentation de l'épaisseur des échantillons de fibres. La même chose est observée pour les échantillons de fibres de fibrillium utilisées (FFU).

D'une manière générale, les figures III.14, III.15 et III.16 montrent que l'état d'utilisation des fibres de fibrillium (neuves ou utilisées) a un effet significatif sur leurs propriétés thermiques, à savoir la conductivité thermique, la diffusivité thermique et la chaleur spécifique. L'effet de l'épaisseur de l'échantillon sur les propriétés thermiques des fibres de fibrillium est bien illustré, comme le montre le tableau III.6.

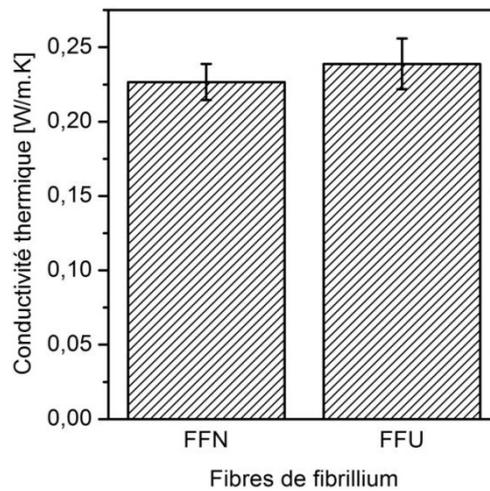


Figure III.14. Evolution de la conductivité thermique des fibres de fibrillium en fonction de leur type.

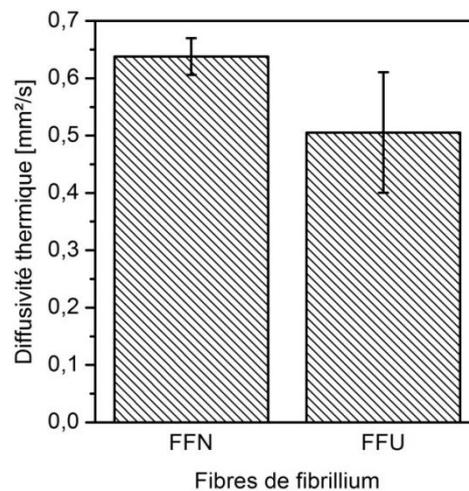


Figure III.15. Evolution de la diffusivité thermique des fibres de fibrillium en fonction de leur type.

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Les résultats obtenus par mesure des propriétés thermiques des fibres de fibrillium (FFN et FFU) caractérisent la capacité requise des matériaux étudiés. Ainsi, plus la conductivité thermique est faible, plus le matériau est isolant, surtout lorsqu'elle est ≤ 1 (Djoudi et al. 2022). En général, les fibres de fibrillium de palmier dattier ont de bonnes propriétés thermiques et constituent un bon matériau à utiliser comme tampon de refroidissement dans le système de refroidissement par évaporation directe RED par rapport à d'autres matériaux végétaux.

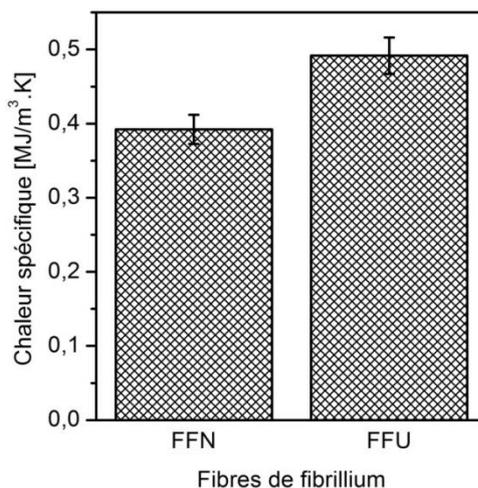


Figure III.16. Evolution de la chaleur spécifique des fibres de fibrillium en fonction de leur type.

III.5.3. Analyse du comportement mécanique des fibres de fibrillium (lif)

Les valeurs moyennes de résistance à la rupture, d'élongation, de module de Young et de coefficient de Poisson des fibres de fibrillium (lif) provenant de déchets de différents types de palmiers dattiers sont regroupées dans le tableau III.7. Selon diverses études citées dans la littérature, les fibres de fibrillium de palmier ont donné la résistance à la rupture la plus élevée comprise entre 49.55 et 320 MPa, avec un module de Young compris entre 1.257 et 12 GPa. De plus, concernant l'élongation et le coefficient de Poisson des fibres de fibrillium, ils varient respectivement de 3.06 à 17.4 % et de 0.100 à 0.169, selon la variation de diamètre de 0,1 à 1,0 mm et de densité de 0.209 à 1.088 g/cm³. Les résultats ont montré qu'il existe une légère différence entre les propriétés mécaniques des fibres de fibrillium des différents types de palmiers étudiés. On peut cependant distinguer les bonnes propriétés mécaniques de ces fibres par rapport aux autres fibres, et cela peut être attribué aux propriétés chimiques et physiques des fibres de fibrillium, ce qui est confirmé par le taux de cellulose relativement élevé et la porosité relativement faible (Tableau III.4). De

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

plus, on peut noter que les propriétés mécaniques (module de Young et résistance à la rupture) des fibres de fibrillium obtenues dans la littérature sont comparables voire meilleures que celles des autres fibres naturelles (**Djebbloun 2018**). L'utilisation de ces fibres dans des applications industrielles a considérablement amélioré les tests mécaniques tels que la résistance aux chocs, la déformation au fluage et la résistance à la traction. Dans l'ensemble, les fibres de fibrillium de palmier dattier ont montré des propriétés mécaniques prometteuses, telles que la résistance à la traction et le module d'élasticité, des performances compétitives et une disponibilité potentielle élevée, par rapport à d'autres fibres naturelles, ce qui en fait un candidat prometteur pour diverses applications dans le domaine de la science des matériaux.

En effet, les fibres du palmier dattier présentent des variations significatives de leurs propriétés intrinsèques d'une fibre à l'autre et également au sein d'une même fibre, elles ne sont pas comme les fibres synthétiques qui sont géométriquement uniformes. Les propriétés mécaniques des fibres du palmier dattier sont influencées par plusieurs facteurs, tels que la forme géométrique, la structure morphologique, la vitesse de traction, la température, l'humidité ambiante, le mécanisme de rupture des fibres,...etc. Ces facteurs, ainsi que d'autres, sont probablement à l'origine de la dispersion des valeurs expérimentales de résistance à la traction, même dans des conditions contrôlées en laboratoire (**Almi 2018**). Les propriétés mécaniques des fibres de palmier ont également été étudiées en termes de densité et de porosité. Il a été observé que les propriétés mécaniques des fibres étaient améliorées lorsque la porosité était prise en compte, la contrainte et le module d'Young augmentant d'environ 54 % par rapport aux fibres naturelles très poreuses (**Amroune et al. 2022**). La faible rigidité des fibres du palmier dattier par rapport à la rigidité des fibres naturelles peut être attribuée au niveau relativement faible de cellulose dans le bois de palmier, qui est la matière qui contribue à la rigidité du matériau (**Almi 2018**), comme indiqué précédemment. De manière générale, les propriétés mécaniques des fibres de palmier dattier peuvent être optimisées en sélectionnant soigneusement la méthode de traitement des fibres, en contrôlant les paramètres de traitement et en garantissant une bonne liaison interfaciale dans les matériaux composites par exemple.

Chapitre III. Caractérisation des fibres de palmier dattier

Tableau III.7. Comparaison des propriétés mécaniques des fibres de fibrillium étudiées dans la littérature.

Référence	Palmier dattier		Diamètre [mm]	Longueur [mm]	Masse volumique [g/cm ³]	Résistance à la rupture [MPa]	Elongation [%]	Module de Young [GPa]	Coefficient de Poisson [-]
	Type	Région							
(Djebbloun 2018)	Deglet-Nour	Biskra- Algérie	0.173–0.332	-	0.57	125.57– 182.25	5.39–7.56	5.47–9.85	0.130–0.169
	Dhokar (male)	Biskra- Algérie	0.173–0.292	-	0.45	49.55–97.95	3.06–12.58	3.30–4.01	0.100–0.125
(Almi 2018)	Deglet-Nour	Biskra- Algérie	0.50–0.80	-	0.209±0.0317	90±30.70	4.59±0.90	3.66±2.33	-
(Elbadry 2014)	-	El-Fayoum- Égypte	-	-	0.89–0.95	180–320	-	6–11	-
(Saadaoui et al. 2013)	-	Marrakech- Maroc	0.389	-	0.241±0.003	-	-	1.257±0.356	-
(Alawar et al. 2009)	-	Émirats arabes unis	0.1–1.0	-	-	58–203	5–10	2–7.5	-
(Kriker et al. 2008)	Palmier mâle (fibres sèches)	Ouargla- Algérie	0.1–1.0	100	0.512–1.088	170±40	16±3	4.74±2	-
	Palmier mâle (fibres humides)	Ouargla- Algérie	0.1–1.0	100	0.512–1.088	175±30	17.4±2	3.78±2	-
(Al-Khanbashi et al. 2005)	-	Al-Ain- Émirats arabes unis	0.1–1.0	-	0.917±0.127	170–275	5–10	5–12	-
(Kriker et al. 2005)	Deglet-Nour (fibres sèches)	Ouargla- Algérie	0.1–0.8	100	0.512–1.088	72.34±18	8.7±2.2	3.15±1.5	-
	Deglet-Nour (fibres humides)	Ouargla- Algérie	0.1–0.8	100	0.512–1.088	74.34±15	9.5±2.5	2.3±2	-

III.6. Conclusion

L'objectif principal de ce chapitre est d'étudier les propriétés des fibres de fibrillium (lif) extraites de la partie renouvelable du palmier dattier dans le but de développer un nouveau matériau de tampon de refroidissement basé sur cette matière renouvelable et abondante pour une application dans le système de refroidissement par évaporation directe RED. Par conséquent, les propriétés physiques et thermiques de ces types de fibres de palmier dattier ont été étudiées, en plus de l'analyse de leur structure morphologique et de leur comportement mécanique, sur la base des travaux réalisés dans la littérature. Les résultats expérimentaux pour les fibres de fibrillium sont présentés et comparés entre eux et avec d'autres matériaux végétaux. Après ces résultats obtenus, apparaissent les analyses suivantes :

- ✓ L'analyse de la caractérisation physique montre que la densité la plus faible caractérise les fibres de fibrillium neuves (FFN), correspondant respectivement à une porosité et un taux d'humidité relativement élevés (68.6 % et 80.4 %). Les fibres de fibrillium utilisées (FFU) présentent également un taux de porosité assez faible qui ne dépasse pas 54 %. En revanche, les fibres FFU présentent la densité la plus élevée et le taux d'humidité le plus faible (77.157 %).
- ✓ L'analyse de caractérisation thermique montre que les fibres de fibrillium neuves (FFN) ont une conductivité thermique inférieure à celle des fibres de fibrillium utilisées (FFU), correspondant respectivement à une diffusivité thermique élevée et une chaleur spécifique faible. L'analyse indique également une augmentation des propriétés thermiques avec l'augmentation de l'épaisseur des échantillons de fibres de fibrillium (FFN et FFU).
- ✓ L'analyse de caractérisation mécanique réalisée par plusieurs études de la littérature a montré que les fibres de fibrillium ont une rigidité élevée qui s'explique par une valeur relativement élevée du module de Young et de la résistance à la rupture, atteignant respectivement 12 GPa et 320 MPa. Les propriétés mécaniques des fibres de fibrillium de certains types de palmiers diffèrent légèrement. Cependant, leurs caractéristiques mécaniques sont excellentes par rapport aux autres fibres naturelles.

CHAPITRE IV. Etude expérimentale du système RED

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord présenter une analyse climatologique de la région de Biskra. Ensuite, nous présenterons une description générale du tampon de refroidissement proposé en fibres naturelles de palmier dattier (fibrillium) et du dispositif expérimental RED installé dans le hall technologique de l'Université de Biskra, ainsi que les principales caractéristiques et spécifications techniques des appareils de mesure utilisés dans cette étude.

De plus, nous expliquerons la procédure de mesures et l'analyse des performances de notre dispositif expérimental et enfin nous présenterons quelques résultats expérimentaux avec interprétation.

IV.2. Données météorologiques et caractéristiques du site

La ville de Biskra (latitude de 34° 48' N, longitude de 5° 44' E) est située au nord du Sahara, au pied du massif de l'Aurès et des Monts du Zab, à 400 km environ au sud-est d'Alger (capitale de l'Algérie), avec une altitude de 81 mètres. La ville par sa position dans la latitude Nord 15° à 35° reçoit un éclairage considérable de rayonnement solaire (**Hamouda et al. 2018; Hamdi 2020**). La connaissance des conditions climatiques locales est une condition préalable à l'application réussie du système de refroidissement par évaporation directe « RED ». En météorologie, les principaux éléments caractérisant le climat sont la température et l'humidité de l'air. Ces paramètres présentent les facteurs déterminants pour une conception du RED correcte. Pour cette raison, une enquête sur les conditions climatiques locales de la région de Biskra est effectuée en fonction des paramètres mentionnés ci-dessus. L'analyse est réalisée à partir de la base des données météorologiques étalées sur une période de dix ans fournie par l'office national de météorologie (O.N.M). Les conditions climatiques de Biskra pour la période 2004 - 2014 (température extérieure moyenne mensuelle et humidité relative moyenne mensuelle) sont présentées dans les tableaux (IV.1 et IV.2) respectivement (**Mehdid 2021**).

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

Tableau IV.1. Températures mensuelles moyennes (°C) pour la période 2004 – 2014 (Mehdid 2021).

	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
2004	12.8	14.8	17.3	19.6	23	30.1	33.3	34.7	28.3	24.5	15.5	12.3
2005	10	10.7	17.8	21.8	27.9	31.7	35.9	33.6	28.5	24	16.7	10.8
2006	12.2	12	17.7	17	28.4	31.6	34.4	33.8	27.3	24.8	16.9	13
2007	12.6	15.4	16	21.7	24.7	34	33.6	34.2	29.1	24	16.3	13.4
2008	12.6	13.7	17.9	22.4	26.5	30.8	36.2	34.3	29.4	22.3	15.5	10.9
2009	12.4	12	16	18.6	26.2	32	35.6	34.6	27.1	23	17.3	13.6
2010	12.7	14.5	18.2	21.9	24.2	31	35.1	34.4	28.9	22.5	17	12.8
2011	12.6	13.4	16	21.7	24.7	29.6	34.7	34.1	30.6	22.4	17.6	11.7
2012	12.2	10.8	17.1	21.3	26.5	34.2	36.3	35.6	29.5	24.3	17.9	12.9
2013	7.9	12.1	18.2	22	25.7	29.6	34	35.2	29.8	26	17.3	12.1
2014	11.7	12.3	16.5	22.4	28	31.1	34.3	34.2	29.3	23.5	17.5	12.2
Moyenne par mois	11.79	12.88	17.15	20.95	25.98	31.43	34.85	34.43	28.89	23.75	16.86	12.34

Tableau IV.2. Moyennes annuelles d'humidité relative pour la période 2004 – 2014 (Mehdid 2021).

Année	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Humidité relative (%)	42.75	40.17	41	40.33	40.33	39.58	44.17	44.83	42.17	43.67	45

Selon le tableau (IV.1), on distingue trois étapes d'évolution de la température (Mehdid 2021) :

- Une période hivernale (novembre-décembre-janvier-février-mars) où les températures moyennes sont comprises entre 10 °C et 18 °C.
- Une période estivale (mai-juin-juillet-août-septembre): les températures moyennes varient de 25 °C à 36 °C.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

- Avril et octobre sont considérés comme une période de transition où les températures moyennes se situent généralement entre 22 °C et 26 °C.

En conclusion, on peut voir qu'une année à Biskra est divisée en deux périodes ; chaud (mai, juin, juillet, août et septembre) et froid (novembre, décembre, janvier, février et mars) rejoints par deux intervalles chauds (avril et octobre). La température du bulbe sec peut atteindre 41 °C en période estivale, ce qui signifie qu'elle ne descend pas en dessous de 26 °C pendant toute la saison de refroidissement. On peut noter d'après le tableau (IV.2) que la moyenne annuelle de l'humidité relative est d'environ 39 % jusqu'en 2009. Depuis 2010, on note une augmentation de l'humidité relative due à la présence de trois barrages aux alentours de la région de Biskra (Mehdid 2021). Selon l'office national de météorologie (O.N.M), la ville de Biskra a un climat aride caractérisé par un été chaud et sec, et un hiver froid. Cette caractéristique du climat en été est adéquate pour tester les performances du système de refroidissement par évaporation directe « RED ».

IV.3. Méthode expérimentale

IV.3.1. Préparation et fabrication des tampons en fibres de palmier dattier

Dans notre étude expérimentale, les fibres de palmier dattier (fibrillium et appelées localement lif) ont été utilisées dans les expériences comme nouveau matériau du tampon de refroidissement par évaporation directe. Notre choix s'est porté sur les fibres de palmier dattier comme matériau de rembourrage pour les raisons suivantes : i) ces fibres durables et naturelles ont une absorption d'eau importante, ii) une grande capacité de rétention d'eau, iii) des surfaces considérables, iv) de plus, compte tenu de leur forte disponibilité et de leur faible coût, v) leur recyclage sert à éliminer les salissures et les poussières. C'est pourquoi; que les fibres naturelles de palmier dattier (fibrillium) peuvent être excellentes comme tampons de refroidissement par évaporation.

La matière première provient des résidus de saison de récolte des palmiers dattiers originaires de la région de Biskra. Des fibres de palmier dattier (fibrillium) ont été prélevées sur le tronc du palmier dattier. Elles ont été trempées dans l'eau puis séchées pour créer facilement des fibres fines. Après cela, les fibres ont été préparées, coupées et placées de manière uniforme et homogène à l'intérieur d'un cadre en treillis plastique d'une surface spécifique de 0.09 m² pour réaliser le nouveau tampon de refroidissement (Figure IV.1).

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

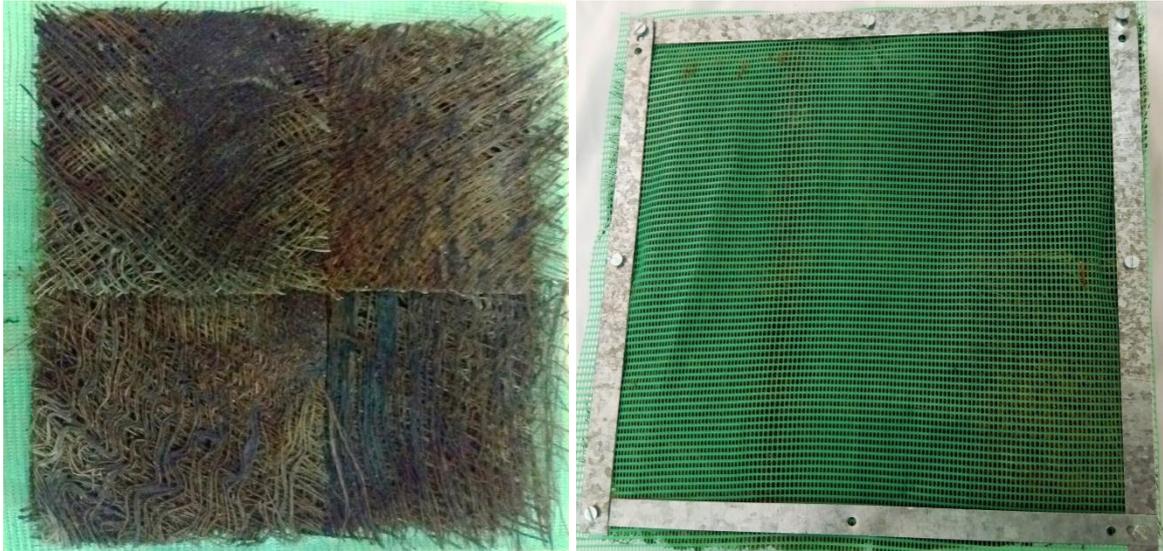


Figure IV.1. Tampon en fibres de palmier dattier (fibrillium).

Les campagnes de mesures ont été réalisées avec des épaisseurs de coussinet de 20 et 30 mm. Le premier est de 20 mm avec 311,5 g de fibres, et le second est de 30 mm avec 356 g de fibres. Avant chaque expérience, les fibres ont été trempées dans l'eau pendant une journée entière (24h) pour s'assurer que le tampon de fibres de palmier dattier était 100 % humide. Un goutte-à-goutte a été fourni avec une conduite d'eau placée au-dessus de la structure pour garder les fibres de palmier dattier humides pendant l'expérience.

IV.3.2. Description de la configuration expérimentale du RED

La configuration expérimentale originale du RED est conçue et installée à l'Université de Biskra par M. Benaoune (**Benaoune 2012**). Par la suite, dans le cadre de cette étude, nous avons apporté de nombreuses modifications à ce système expérimental qui ont permis de le développer et d'améliorer son efficacité et son efficacité. Ce montage expérimental est constitué d'un tunnel rectangulaire en Plexiglas de 4 mm d'épaisseur et d'un panneau en polystyrène de 20 mm d'épaisseur. La longueur totale du RED est de 1000 mm et la surface d'entrée est de $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$. Le panneau de polystyrène a été utilisé comme isolant efficace pour réduire les pertes de chaleur avec l'extérieur. Dans cette étude, des tampons de palmier dattier ont été fabriqués à partir de plusieurs fines couches constituées de fibres de palmier dattier (fibrillium) liées ensemble pour former un tampon d'évaporation d'une épaisseur de 20 et 30 mm et de dimensions de $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$ (**Sellam et al. 2017; Sellam et al. 2022**).

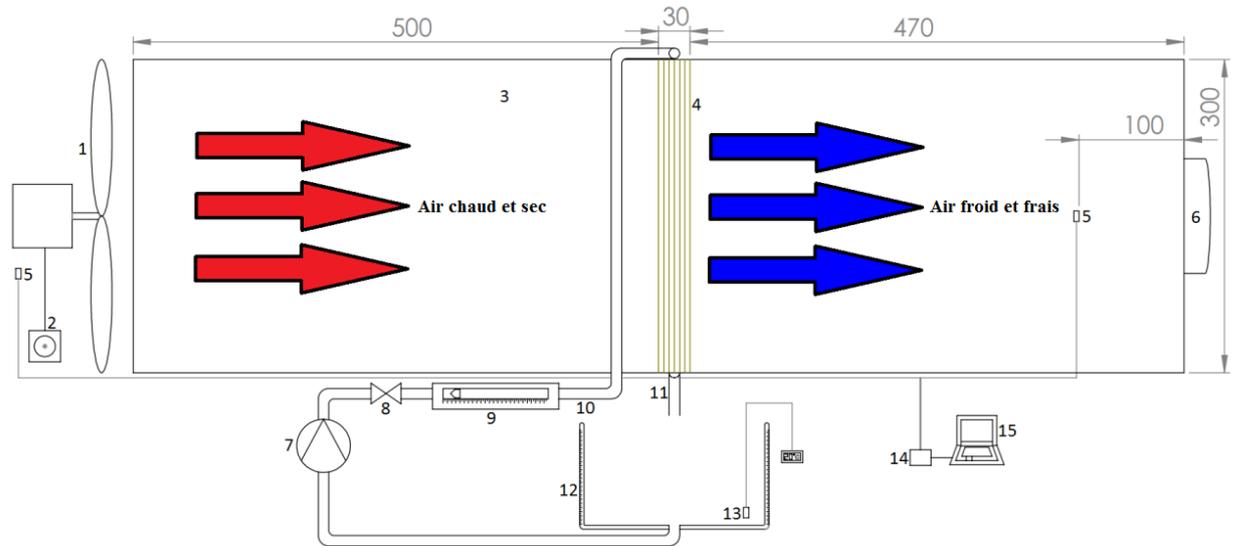
Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

Toutes les expériences ont été réalisées dans le hall technologique de l'Université de Biskra (Fig. IV.2 et IV.3). Les tampons sont testés et placés à 500 mm de l'entrée du tunnel. Le flux d'air ambiant est entrainé dans le tunnel rectangulaire par un ventilateur soufflant. Ce ventilateur est contrôlé par un potentiomètre gradué pour donner une plage de débits massiques d'air entrant entre 0.165 et 0.386 kg/s. L'arrosage du tampon a été effectué de manière uniforme à l'aide d'un tube collecteur permettant une circulation d'eau à température ambiante. Le tube collecteur est équipé d'une vanne ordinaire et d'un débitmètre à flotteur pour contrôler et mesurer les débits d'eau. Le processus s'effectue de haut en bas et l'eau drainée à la base du tampon est collectée dans le réservoir de récupération et redirigée vers le tube collecteur. A cet effet, une pompe à eau est placée sous le réservoir d'eau pour assurer la boucle de recirculation de l'eau. Le réservoir d'eau est en plastique solide d'une capacité de 5000 ml et n'est pas isolé thermiquement (Sellam et al. 2017; Sellam et al. 2022).



Figure IV.2. Photo du RED expérimental installé à l'Université de Biskra.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED



1- ventilateur; 2- potentiomètre; 3- tunnel aérien; 4- tampon en fibres de palmier dattier; 5- sondes de température à résistance PT100; 6- conduit circulaire; 7- pompe; 8- vanne; 9- débitmètre à flotteur; 10- tube collecteur; 11- tubes de drainage; 12- réservoir d'eau; 13- sonde de température NTC; 14- carte d'acquisition de données; 15- ordinateur.

Figure IV.3. Schéma de la configuration expérimentale du RED.

IV.3.3. Appareils d'instrumentation de mesure

Le dispositif expérimental est équipé des appareils de mesure nécessaires pour mesurer et enregistrer les paramètres physiques nécessaires à l'analyse des données, notamment la température sèche et l'humidité relative à l'entrée et à la sortie du tunnel, la température humide, la température de l'eau, la vitesse de l'air, le débit d'eau, la consommation électrique et la quantité d'eau évaporée. Les instruments de mesure utilisés dans cette étude sont des sondes de température à résistance PT100, un thermo-hygromètre (Figure IV.4a), un thermomètre numérique, un thermo-anémomètre avec hélice (Figure IV.4b), un débitmètre à flotteur et un wattmètre. Pour mesurer les variations d'humidité relative et de la température humide, un thermo-hygromètre a été utilisé. Deux sondes de température à résistance PT100 ont été installées à l'entrée et à la sortie du tunnel pour mesurer les températures sèches, et un autre détecteur numérique a été installé dans le réservoir pour obtenir les températures de l'eau. Pour afficher et enregistrer les changements de température de l'entrée et de la sortie de la configuration expérimentale du RED, une carte d'acquisition de données a été utilisée et connectée à un ordinateur (Fig.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

IV.4c et IV.4d). Un thermo-anémomètre avec hélice et un débitmètre à flotteur sont utilisés pour mesurer respectivement les vitesses moyennes du flux d'air et les débits d'eau. Pour mesurer la consommation d'énergie, un wattmètre a été utilisé dans ces expériences. Le réservoir de collecte d'eau est mis à l'échelle pour mesurer les quantités d'eau évaporée. Les spécifications détaillées et les caractéristiques techniques des instruments de mesure utilisés dans le dispositif expérimental RED sont présentées dans le tableau (IV.3).

Tableau IV.3. Spécifications techniques et principales caractéristiques des appareils de mesure utilisés dans le dispositif expérimental RED.

Elément	Spécifications techniques
RED – Refroidisseur à évaporation directe	Configuration : tunnel rectangulaire horizontal (boucle ouverte RED)
	Matériau du tunnel :
	Plexiglas épaisseur : 0.004 m
	Polystyrène épaisseur : 0.02 m
	Matériau du tampon : fibres de palmier dattier (fibrillium et appelées localement lif)
	Longueur du tunnel rectangulaire : 1.015 m
	Largeur du tunnel rectangulaire : 0.3 m
Ventilateur pour extraction d'air	Hauteur du tunnel rectangulaire : 0.3 m
	Épaisseurs des tampons : 20 et 30 mm
	Dimensions des tampons : $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$
	Modèle : L300
	Tension : 220 V
	Puissance : 130 W
	Vitesse de rotation : 1400 tr/min
Pompe pour faire circuler l'eau	Spécification : 300 mm
	Fréquence : 50 Hz
	Marque : HANYU
	Modèle : B20-6
	Tension : 220–240 V
	Fréquence : 50 Hz
	Puissance : 30 W
Courant : 0,25 A	
Débit volumétrique : 17 L/min	
Spécification : 30 mm	

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

Débitmètre à flotteur pour l'obtention des débits d'eau	Marque : Platon
	Technologie : débitmètre à flotteur
	Fluide : pour liquide
	Plage de mesure : 0.2 à 3 L/min
Thermo-hygromètre pour mesurer l'humidité relative et la température humide de l'air	Marque : testo
	Modèle : 625
	Température de fonctionnement : -20 à +50 °C
	Plage de mesure : 0 à 100 % HR ; -10 à +60 °C
	Résolution : 0.1 % HR ; 0.1 °C
Thermo-anémomètre à hélice pour mesurer la vitesse de l'air	Précision : ±2.5 % HR (5–95 % HR) ; ±0.5 °C
	Marque : KIMO
	Modèle : LVA
	Plage de mesure : 0–35 m/s
	Température de fonctionnement : 0 à +50 °C
Wattmètre pour mesurer la consommation électrique	±0.1 m/s pour 0.3–3 m/s
	Précision et résolution (0.01 m/s de résolution)
	±0.3 m/s pour 3.1–35 m/s
	(0.1 m/s de résolution)
Sonde de température digitale (NTC) pour l'obtention de la température de l'eau	Marque : LUTRON
	Modèle : DW-6060
	Température de fonctionnement : 0 à +50 °C
	± (1 % + 1d) pour 2000 W
Module d'entrées analogiques DTR (Décteur de Température à Résistance) pour système « NI CompactDAQ »	Précision et résolution (1 W de résolution)
	± (1 % + 1d) pour 6000 W
	(10 W de résolution)
	Marque : EKO
Thermomètres à résistance	Modèle : TP3
	Tension : 220 VCA
	Puissance : < 3 W
	Plage de mesure : -30 à 110 °C
	Résolution : 0,1 °C pour (< 100 °C); 1 °C pour (> 100 °C)
Thermomètres à résistance	Marque : NI
	Modèle : 9217
	Type de module : DTR PT100
	Nombre de canaux : 4 canaux d'entrée analogiques
Thermomètres à résistance	Température de fonctionnement : -40 à 70 °C
	Résistance : 100 Ω

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

(PT100) pour l'obtention des températures d'air à l'entrée et/ou à la sortie du RED

Plage de mesure (température) : -200 à 850 °C

Plage de mesure (résistance) : 0 – 400 Ω

Précision de la température, mode 4 fils

± 0.35 °C pour -200 °C – 150 °C

(Maximum (-40 à 70 °C))

± 0.15 °C pour -200 °C – 150 °C

(Typique (25 °C))



Figure IV.4. (a) Thermo-hygromètre, (b) Thermo-anémomètre à hélice, (c) Module d'entrées analogiques DTR PT100 et (d) Centrale d'acquisition.

IV.3.4. Procédure expérimentale et mesures

Plusieurs expériences ont été réalisées pour tester le tampon de refroidissement proposé en fibres de palmier dattier pour différentes épaisseurs de tampon, vitesses d'air, températures et humidités relatives d'air d'admission, plages de températures et de débits d'eau, comme indiqué dans le tableau (IV.4). Chaque tampon de fibres de palmier dattier a

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

été trempé dans l'eau pendant 24 heures pour s'assurer que le tampon était complètement humide avant de le placer et de le tester dans la configuration expérimentale. Avant le début d'enregistrement des paramètres, les conditions d'état stable doivent être maintenues. Pour assurer le maintien de l'état d'équilibre thermique entre les conditions d'entrée d'air et le tampon d'évaporation en fibres de palmier dattier, les expériences débutent au moins 30 à 40 min, avant de prendre les mesures jusqu'à s'assurer que les lectures des capteurs sont constantes sans fluctuations significatives et dans la précision des instruments de mesures. Tous les instruments de mesure ont été correctement calibrés avant le début des expériences. L'humidité relative et la température sèche de l'air entrant et sortant du tunnel, la température humide, la température et le débit de l'eau, la vitesse de l'air et la quantité d'eau évaporée ont été mesurés et enregistrés après la configuration initiale du dispositif expérimentale RED, ensuite, les débits d'entrée d'air et d'eau ont été fixés.

Tableau IV.4. Paramètres étudiés et leurs valeurs.

Paramètre étudié	Valeur
Vitesse frontale de l'air,	1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4.0 et 4.5 m/s
Épaisseur du tampon de refroidissement,	20 et 30 mm
Température d'entrée d'air,	Entre 29.22 °C et 45.37 °C
Humidité relative d'entrée d'air,	Entre 11 % et 45.9 %
Débit d'eau de pulvérisation,	0.2, 0.3 et 0.4 L/min
Température de l'eau de pulvérisation,	Entre 20.5 °C et 28.2 °C

Les expériences ont été réalisées en salle ouverte au hall technologique de l'Université de Biskra sur la période du 27 juin au 30 août 2017 pour un intervalle de vitesse d'air entre 1.5 m/s et 4,5 m/s et de débit d'eau de 0.2, 0.3 et 0.4 L/min. Les manipulations se sont déroulées de 09h00 à 17h00. Pour chaque vitesse d'air, débit d'eau et épaisseur du tampon (20 et 30 mm), les températures de l'air (sec et humide) et de l'eau, les humidités relatives de l'air et les quantités d'eau évaporée sont obtenues et mesurées chaque période d'une heure.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

Les mesures moyennes sont enregistrées au cours de chaque expérience. Les relevés expérimentales obtenues ont été réalisés sur une période de longue durée (au moins trois tests) pour s'assurer que les conditions d'équilibre thermique sont presque stables et pour atténuer les fluctuations de mesure. Les températures de bulbe sec de l'air d'admission ont été enregistrées manuellement afin de vérifier la lecture des thermomètres à résistance PT100 à chaque essai.

Après la fin de chaque essai, l'opération de nettoyage du tunnel d'air rectangulaire et du réservoir d'eau est nécessaire, accompagnée de la préparation du tampon en fibres de palmier dattier pour les prochaines campagnes de mesures. De plus, de nombreuses expériences sont réalisées pour un même paramètre de fonctionnement afin de s'assurer de la fiabilité des mesures moyennes. L'étalonnage des instruments, la vérification des mesures et l'enregistrement des données sont également des opérations essentielles dans les protocoles expérimentaux.

IV.3.5. Analyse des performances du RED

Certains concepts ont été souvent utilisés pour évaluer, analyser et caractériser les performances thermiques du RED, en effectuant des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie pour la section du tampon de refroidissement d'air, comme indiqué ci-dessous :

L'efficacité de refroidissement par évaporation (efficacité de saturation) des tampons en fibres de palmier dattier peut s'écrire (ASHRAE-133 2001) :

$$\varepsilon = \frac{(T_{a,e} - T_{a,s})}{(T_{a,e} - T_{a,e,h})} \times 100 \quad (\text{IV.1})$$

Où, $T_{a,e}$ est la température de bulbe sec de l'air d'admission, $T_{a,s}$ est la température de bulbe sec de l'air de sortie et $T_{a,e,h}$ est la température de bulbe humide de l'air d'admission.

La capacité de refroidissement sensible (capacité de refroidissement) du RED a été calculée à l'aide de la relation suivante :

$$Q_s = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a,e} - T_{a,s}) \quad (\text{IV.2})$$

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

Où, \dot{m}_a est le débit massique de l'air d'admission et Cp_a est la chaleur spécifique de l'air d'admission.

La capacité de refroidissement totale du RED a été calculée par l'équation suivante (Cui et al. 2015) :

$$Q_{RED} = Q_S + Q_L = \dot{m}_a Cp_a (T_{a,e} - T_{a,s}) + \dot{m}_a h_{fg} (\omega_{a,s} - \omega_{a,e}) \quad (IV.3)$$

Où, Q_L est la capacité de refroidissement latente du RED, h_{fg} est la chaleur latente spécifique d'évaporation de l'eau, $\omega_{a,s}$ est le taux d'humidité de l'air de sortie et $\omega_{a,e}$ est le taux d'humidité de l'air d'entrée.

L'équation (IV.4) ci-dessous a été utilisée pour déterminer le taux d'efficacité énergétique (Lertsatitthanakorn et al. 2006; Nada et al. 2019) :

$$TEE = \frac{Q_S}{W_v + W_p} \quad (IV.4)$$

Où, W_v est la puissance du ventilateur et W_p est la puissance de la pompe.

Les bilans de masse et d'énergie ont été réalisés selon l'approche thermodynamique du processus de refroidissement par évaporation pour la section du tampon de refroidissement, comme indiqué ci-dessous (Cengel and Boles 2006; Martínez et al. 2018) :

$$\dot{m}_{a,e} = \dot{m}_{a,s} ; \dot{m}_{a,e} \omega_e + \dot{m}_{eau} = \dot{m}_{a,s} \omega_s \quad (IV.5)$$

Où, ω est le taux d'humidité de l'air et \dot{m}_{eau} est le débit massique de l'eau, d'autre part :

$$\dot{m}_{a,e} h_e + \dot{m}_{eau} h_{eau} = \dot{m}_{a,s} h_s \quad (IV.6)$$

Où, h est l'enthalpie spécifique et h_{eau} est l'enthalpie spécifique de l'eau.

L'efficacité énergétique est définie comme le rapport de l'énergie du flux d'air sortant à la somme des énergies du flux entrant (air et eau), présenté par la Réf. (Kanoglu et al. 2007) :

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{a,s} h_s}{\dot{m}_{a,e} h_e + \dot{m}_{eau} h_{eau}} \quad (IV.7)$$

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

L'analyse de l'incertitude a également été réalisée à l'aide de la formule de propagation d'erreur de Moffat (**Moffat 1988**) et Taylor (**Taylor 1997**) pour identifier les paramètres mesurés qui sont à l'origine des erreurs dans les essais expérimentaux (c'est-à-dire la température, l'humidité relative, le débit massique d'air,....etc.).

L'incertitude expérimentale peut être calculée par l'équation (IV.8) :

$$\theta Y = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} \theta X_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} \theta X_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_n} \theta X_n\right)^2} \quad (\text{IV.8})$$

Avec, $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n)$

Où, θY est l'incertitude du paramètre requis Y qui est fonction de l'ensemble des variables mesurées X_1, X_2, \dots, X_n , $\frac{\partial Y}{\partial X_n}$ est la dérivée partielle de Y par rapport à X_n et $\theta X_1, \theta X_2, \dots, \theta X_n$ sont les incertitudes des variables mesurées.

L'incertitude globale pour chaque paramètre mesuré ou calculé est présentée dans le tableau (IV.5) en fonction de l'incertitude de chaque instrument indiqué dans le tableau (IV.3).

Tableau IV.5. Incertitude globale des paramètres mesurés ou calculés.

Paramètre	$\theta \Delta T$	$\theta \Delta HR$	$\theta \dot{m}_a$	$\theta \varepsilon$	θQ_s	θTEE
Incertitude [%]	3.80	11.84	3.99	3.39	3.97	3.97

IV.4. Résultats et discussion

Les résultats obtenus montrent que les performances du tampon de refroidissement proposé en fibres de palmier dattier (fibrillum) dépendent des conditions de fonctionnement (débit d'air, température et humidité relative de l'air, débit d'eau et température de l'eau ainsi que l'épaisseur du tampon de refroidissement). Des tampons de refroidissement par évaporation efficaces doivent maximiser la chute de température de l'air et minimiser le taux de consommation d'eau. La détermination de la condition de fonctionnement qui donne les meilleures performances du système nécessite d'optimiser les paramètres qui affectent les performances du tampon de refroidissement proposé. Ces paramètres tels que définis dans la littérature comprennent l'efficacité de saturation,

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

l'efficacité énergétique et le taux d'efficacité énergétique. Dans le même temps, pour augmenter la taille/capacité du système de refroidissement par évaporation directe RED, l'épaisseur du tampon, les débits d'air et les débits d'eau doivent être augmentés pour satisfaire l'augmentation de la capacité de refroidissement. Les conditions de fonctionnement qui donnent les meilleures performances du système peuvent varier d'un système à l'autre en fonction de la taille et de la capacité du système.

Dans le présent travail, une étude paramétrique complète des performances du tampon de refroidissement proposé dans une large gamme de conditions de fonctionnement et de tailles de système est réalisée. Les performances du système ont été évaluées par la chute de température de l'air, l'augmentation du taux d'humidité de l'air, la capacité de refroidissement, le taux d'évaporation de l'eau, l'efficacité de saturation, l'efficacité énergétique et le taux d'efficacité énergétique. Les effets des conditions de fonctionnement et des paramètres de taille du système (vitesse de l'air, température et humidité relative de l'air d'admission, débit d'eau de pulvérisation, température de l'eau de pulvérisation et épaisseur du tampon de refroidissement) sur chacun des paramètres de performance sont étudiés dans les sections suivantes. Cette étude paramétrique vise à déterminer les conditions permettant d'obtenir des performances optimales du refroidissement par évaporation directe en utilisant ce type de tampon de refroidissement pour différentes tailles.

IV.4.1. Chute de température de l'air et augmentation du taux d'humidité

Les figures IV.5, IV.6, IV.7 et IV.8 montrent l'effet de la température et de l'humidité relative de l'air d'admission, de la température de l'eau, de la vitesse de l'air, du débit d'eau et de l'épaisseur du tampon sur la chute de température de l'air (ΔT) et l'augmentation de l'humidité (ΔHR).

La figure IV.5 montre l'effet de la température d'entrée d'air, de l'humidité et de la température d'eau sur la chute de température de l'air et l'augmentation de l'humidité en fonction du temps de fonctionnement dans la section du tampon de refroidissement. Comme le montre la figure, la chute de température de l'air et l'humidité à la sortie du tampon augmentent avec l'augmentation de la température d'entrée d'air et la diminution de l'humidité d'entrée d'air. Cela peut être attribué d'une part à l'augmentation de la capacité de l'air à contenir plus de vapeur, et d'autre part à l'augmentation de la différence de potentiel de transfert de masse de vapeur entre le tampon de refroidissement mouillé et l'air

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

due à l'augmentation des différences de pression partielle avec la température. Plus d'évaporation signifie que plus de chaleur sensible est extraite de l'air qui passe, ce qui entraîne une chute de température de l'air plus élevée. On trouve à une vitesse de l'air de 3.5 m/s que les chutes de températures les plus élevées variaient entre 10.43 °C et 15.9 °C pour des températures d'air d'admission entre 37.6 °C et 45.05 °C. Cela signifie que la chute de température augmente de 52.4 % avec l'augmentation de la température de l'air d'admission de 37.6 °C à 45.05 °C.

La figure IV.5 montre aussi que l'augmentation de la température ambiante induit une consommation d'eau progressive due à son évaporation. Ceci est attribué à l'augmentation de la température de l'air due à son contact avec l'eau, entraînant une chute de la température de l'air, une augmentation de l'humidité et une légère augmentation de la température de l'eau. En d'autres termes, la réinjection de l'eau chargée du transfert de chaleur au sein de la nappe a acquis une certaine chaleur, qui à son tour a modifié la température de l'eau du réservoir. Cette influence n'est apparue qu'après 03 heures de fonctionnement continu, ce qui explique l'augmentation de la température de l'air de sortie. Par intention, le réservoir d'eau est en contact direct avec l'air ambiant, ce qui signifie qu'il n'est pas isolé thermiquement. Cette dernière entraînant à nouveau la variation de température de l'eau.

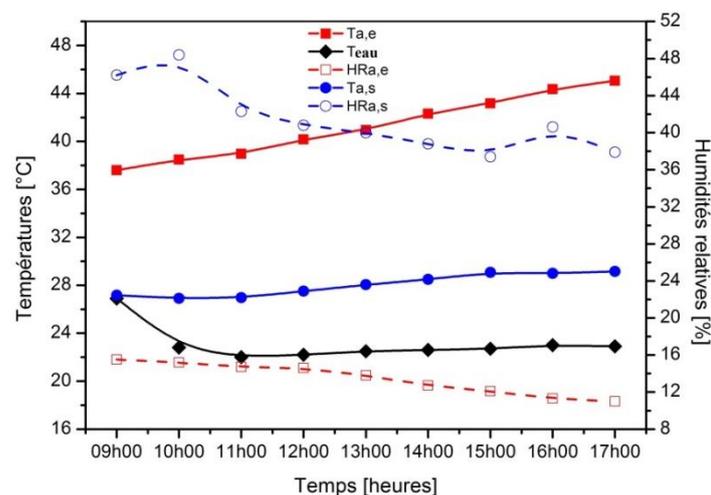


Figure IV.5. Chute de température de l'air et augmentation du taux d'humidité à travers le tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, humidités d'entrée d'air et températures de l'eau de l'humidificateur.

La figure IV.6a-b présente la diminution de la chute de température de l'air et l'augmentation du taux d'humidité avec l'augmentation de la vitesse de l'air. Cela peut être

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

attribué à la diminution du temps de contact entre les particules d'air et le tampon mouillé avec l'augmentation de la vitesse de l'air provoquant la réduction du taux d'évaporation de l'eau, ce qui signifie la diminution du potentiel de refroidissement de l'air. Il convient de mentionner que l'augmentation du débit d'air entraîne l'augmentation du coefficient de transfert de masse entre l'air et le tampon de refroidissement mouillé, ce qui entraîne l'augmentation du taux d'évaporation de l'eau, mais selon les résultats présentés à la figure IV.6, cette augmentation ne peut pas compenser la diminution du taux d'évaporation de l'eau résultant de la réduction du temps de contact. Les ΔT maximums obtenus à un débit d'eau de 0.3 L/min sont de 14.47, 13.09, 12.47 et 10.93 °C pour des vitesses d'air de 2.5, 3.0, 3.5 et 4.0 m/s respectivement. Les ΔHR maximums obtenus à un débit d'eau de 0.3 L/min sont de 28.8, 29.1 et 31.6 % pour des vitesses d'air de 1.5, 3.0 et 4.0 m/s respectivement ; c'est-à-dire que ΔT diminuent et ΔHR augmentent respectivement de 24.5 % et 9.7 % avec l'augmentation de la vitesse d'air.

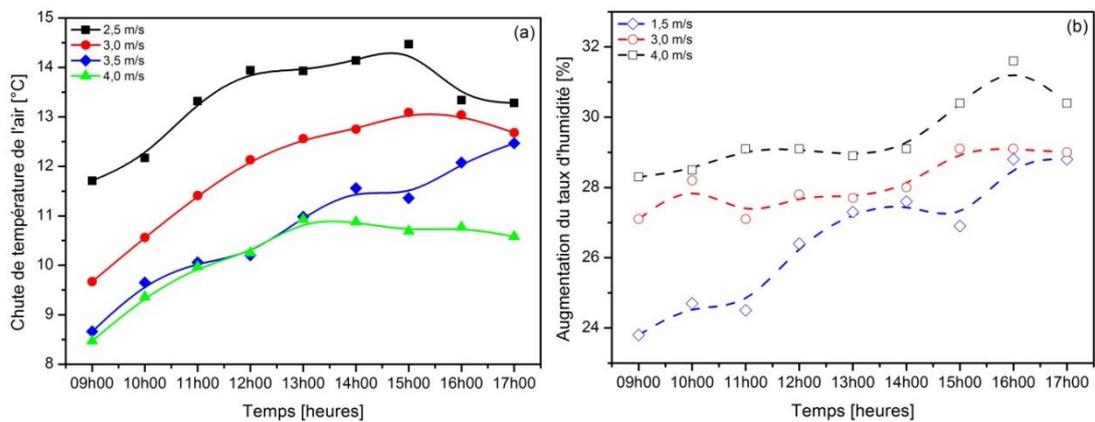


Figure IV.6. Chute de température de l'air (a) et augmentation du taux d'humidité (b) à travers le tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.

La figure IV.7 montre l'augmentation de la chute de température de l'air et l'augmentation de l'humidité avec l'augmentation du débit d'eau. Ceci est attribué à l'augmentation des zones de contact air-eau, ce qui entraîne une plus grande évaporation et une forte augmentation de l'humidité. Cette dernière s'accompagne toujours d'une forte chute de la température de l'air car la chaleur latente nécessaire à l'évaporation est extraite de l'air, ce qui entraîne une réduction de sa température. Les ΔT et ΔHR maximum obtenus à une vitesse d'air de 2.5 m/s sont de 10.85, 14.77 et 14.38 °C et 28.6, 31.6 et 31.9 % pour des débits d'eau de 0.2, 0.3 et 0.4 L/min respectivement ; c'est-à-dire que ΔT et ΔHR augmentent respectivement de 26.5 % et 11.5 % avec l'augmentation du débit d'eau de 0.2 L/min à 0.4 L/min.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

La figure IV.8 montre l'augmentation de la chute de température et de l'humidité de l'air avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon. Cela peut être attribué à l'augmentation du temps de contact entre les particules d'air et la section du tampon, ce qui entraîne une augmentation du taux d'évaporation de l'eau et une chute de la température de l'air. Comme le montre également la figure IV.8, les ΔT et ΔHR les plus élevés pouvant être obtenus sont de 8.34 et 14.47 °C et de 24.8 et 30.4 % pour des épaisseurs de tampon de 20 et 30 mm obtenus à une vitesse de l'air de 2.5 m/s et à un débit d'eau de 0.3 L/min, c'est-à-dire que ΔT et ΔHR augmentent de 73.5 % et 22.6 %, respectivement avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon de 20 mm à 30 mm.

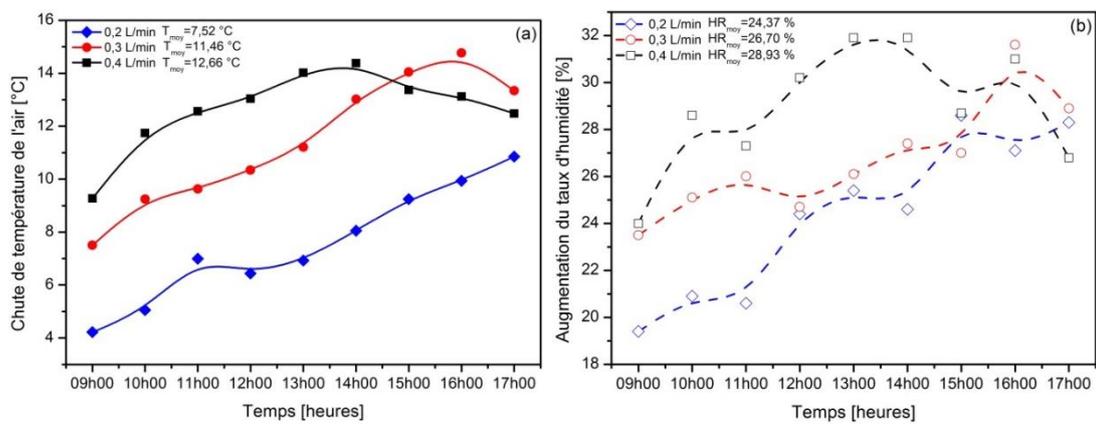


Figure IV.7. Chute de température de l'air (a) et augmentation du taux d'humidité (b) à travers le tampon de refroidissement à différents débits d'eau.

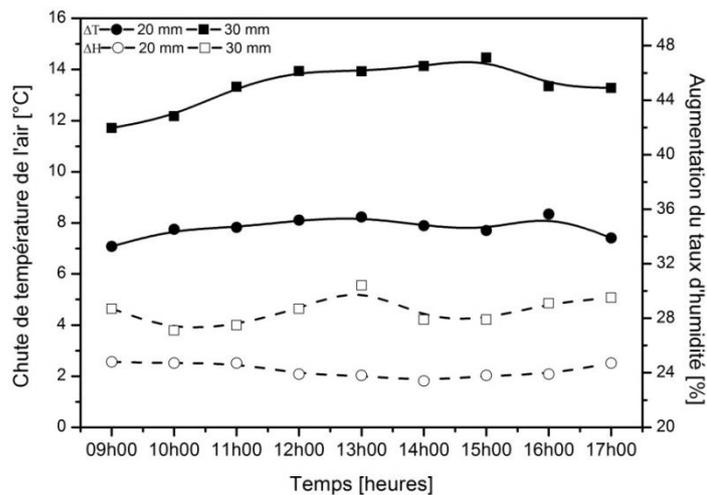


Figure IV.8. Chute de température de l'air et augmentation du taux d'humidité à travers le tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

IV.4.2. Efficacité de saturation

Les figures IV.9, IV.10, IV.11 et IV.12 montrent l'effet de la température et de l'humidité relative de l'air d'admission, de la température de l'eau, de la vitesse de l'air, du débit d'eau et de l'épaisseur du tampon sur l'efficacité de saturation du RED.

L'efficacité de saturation est définie par l'équation (IV.1) comme étant le rapport entre la chute de température réelle de l'air à travers la section de tampon et la chute de température maximale possible pour saturer adiabatiquement l'air. Ainsi, l'augmentation de la chute de température réelle de l'air conduit à l'augmentation de l'efficacité de saturation. Par conséquent, comme le montrent les figures précédentes, la température de l'air chute et donc l'efficacité de saturation augmente avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon, de la température d'entrée d'air, du débit d'eau et de la diminution de la vitesse de l'air et de l'humidité d'entrée d'air.

Comme illustré également sur la figure IV.9, l'efficacité de saturation la plus élevée à une vitesse d'air de 3.5 m/s et un débit d'eau de 0.2 L/min est entre 0.55 et 0.66 pour des températures d'air d'admission entre 37.6 °C et 45.05 °C et des humidités d'air d'admission entre 15.5 % et 11 % respectivement. Cela signifie que ε augmente de 20 % avec l'augmentation de la température et la diminution de l'humidité relative de l'air entrant dans les deux plages mentionnées ci-dessus.

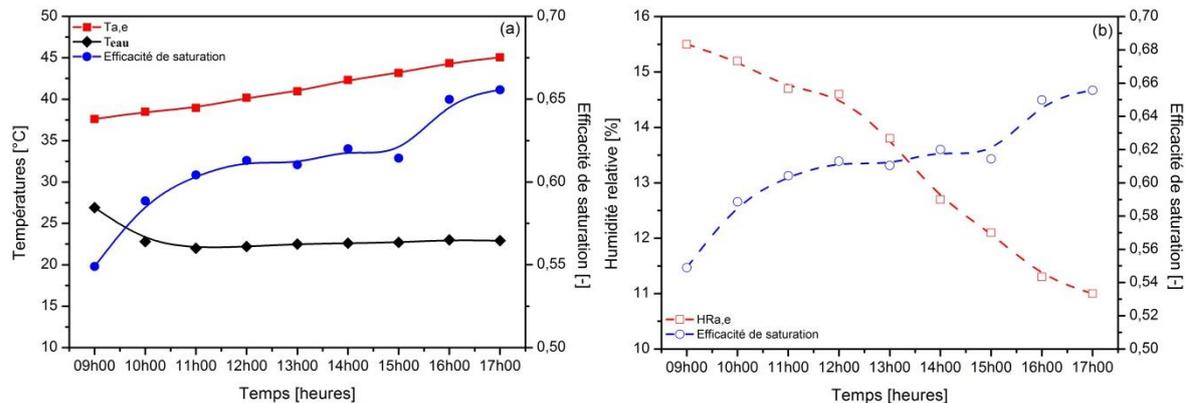


Figure IV.9. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, températures de l'eau (a) et humidités d'entrée d'air (b).

De plus, la figure IV.10 montre que pour un débit d'eau de 0.2 L/min et une vitesse de l'air de 2.5, 3.0 et 4.5 m/s, les ε les plus élevés sont respectivement de 0.68, 0.66 et 0.61. En d'autres termes, ε augmente de 11.5 %, respectivement avec la diminution de la vitesse de l'air de 4.5 m/s à 2.5 m/s. De plus, la figure IV.11 révèle qu'à une vitesse de l'air de 2.5

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

m/s, les ε maximum sont de 0.60, 0.65 et 0.64 pour un débit d'eau de 0.2, 0.3 et 0.4 L/min respectivement ; c'est-à-dire que ε augmente de 8.3 %, respectivement avec l'augmentation du débit d'eau de 0.2 L/min à 0.4 L/min. Nous notons également sur la même figure que l'efficacité de saturation peut parfois être élevée avec un faible débit d'eau (à 11h00 par exemple), en raison de la différence limitée entre les débits d'eau et donc les quantités d'eau d'arrosage pour le tampon de refroidissement, bien que cela n'affecte pas le taux d'augmentation de l'efficacité de saturation avec l'augmentation des débits d'eau en général.

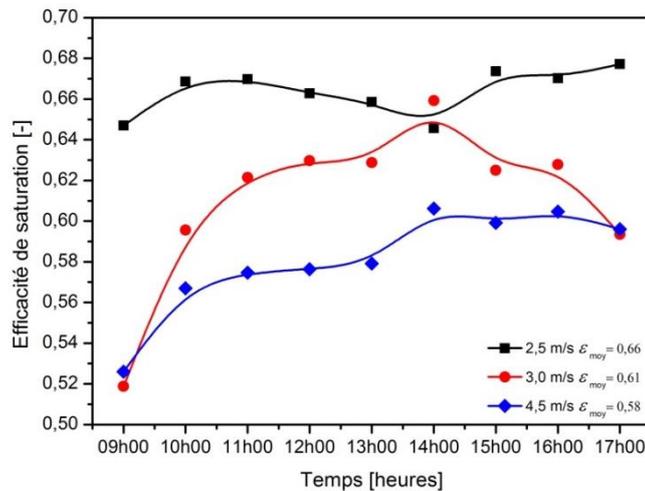


Figure IV.10. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.

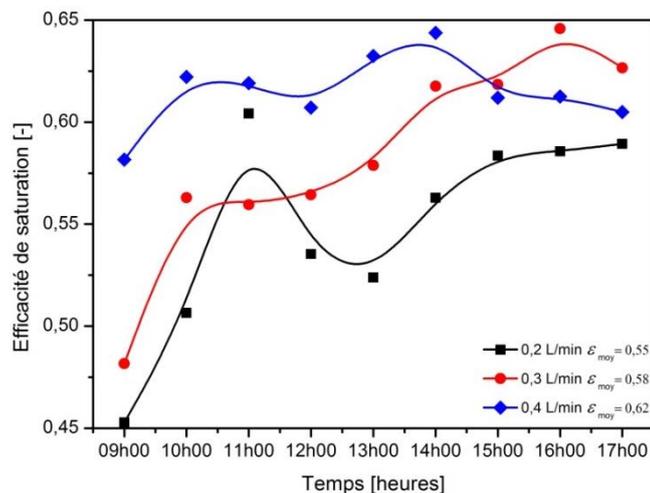


Figure IV.11. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différents débits d'eau.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

De plus, la figure IV.12 montre que l'efficacité de saturation la plus élevée à une vitesse d'air de 2.5 m/s et à un débit d'eau de 0.3 L/min est de 0.42 et 0.67 pour des épaisseurs de tampon de 20 et 30 mm respectivement ; c'est-à-dire que ε augmente de 59.5 % respectivement avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon de fibres de palmier dattier de 20 mm à 30 mm.

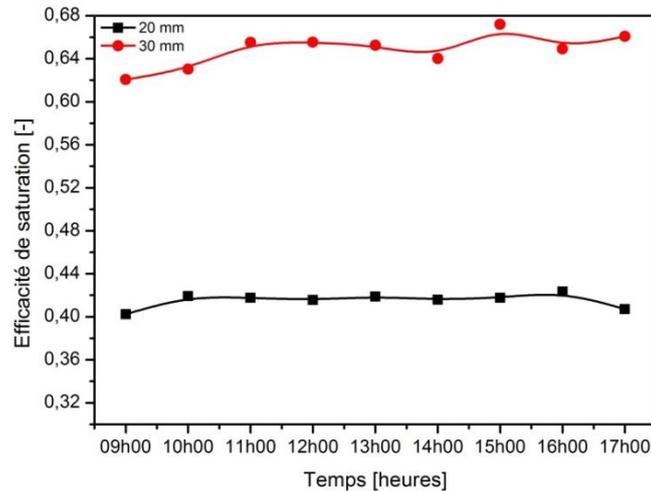


Figure IV.12. Efficacité de saturation à travers le tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.

IV.4.3. Capacité de refroidissement et taux d'évaporation de l'eau

Les figures IV.13, IV.14, IV.15 et IV.16 montrent l'effet de la température et de l'humidité relative de l'air d'admission, de la température de l'eau, de la vitesse de l'air, du débit d'eau et de l'épaisseur du tampon sur la capacité de refroidissement et taux d'évaporation de l'eau du RED.

Bien que la figure IV.6 montre la diminution de la température de l'air et l'augmentation de l'humidité relative avec l'augmentation de la vitesse de l'air, la figure IV.14 présente l'augmentation de la capacité de refroidissement et du taux d'évaporation de l'eau avec l'augmentation de la vitesse de l'air. L'augmentation de la vitesse de l'air signifie l'augmentation du débit massique d'air qui entraîne l'augmentation de la capacité de refroidissement et du taux d'évaporation de l'eau (voir les équations (IV.2) et (IV.3)). Cela signifie que l'effet du débit massique d'air sur la capacité de refroidissement et l'évaporation de l'eau est plus important que l'effet de la diminution de la chute de température de l'air et de l'augmentation de l'humidité relative.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

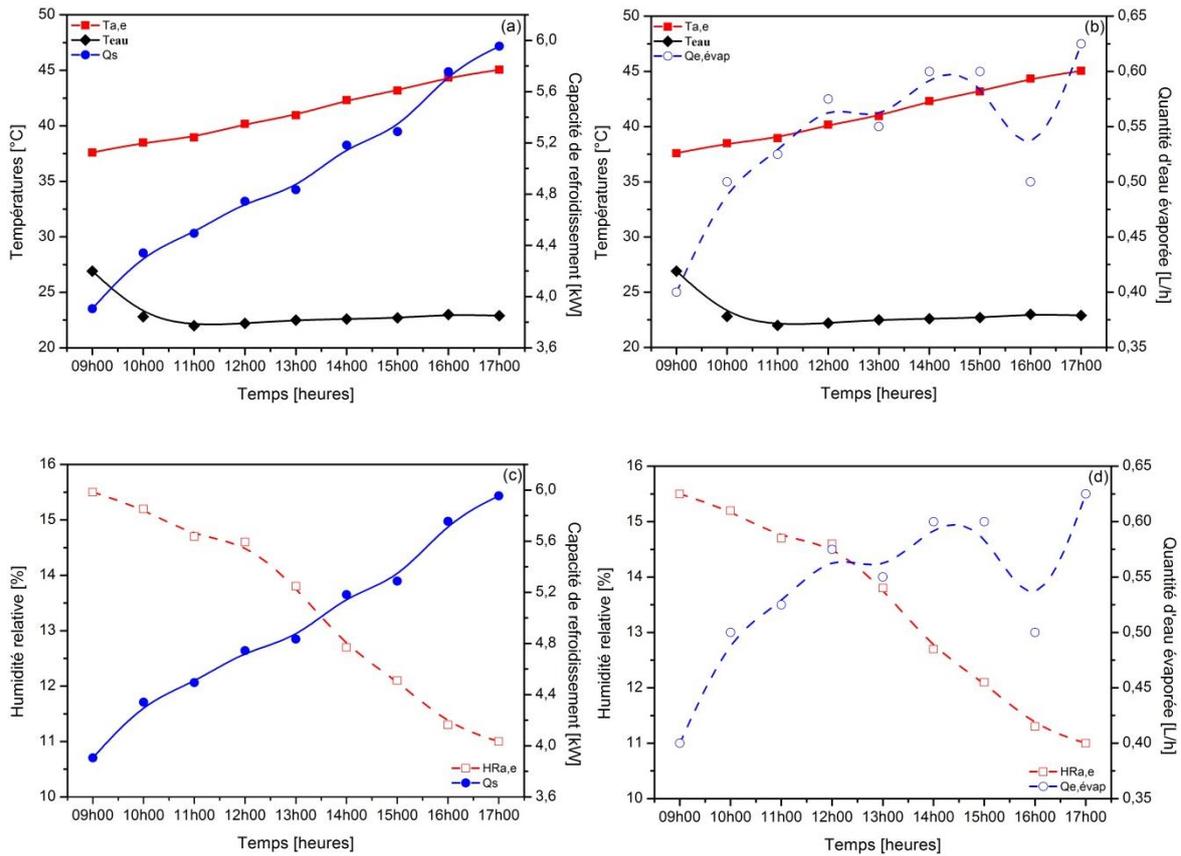


Figure IV.13. Capacité de refroidissement sensible (a et c) et eau évaporée (b et d) du tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, températures de l'eau (a et b) et humidités d'entrée d'air (c et d).

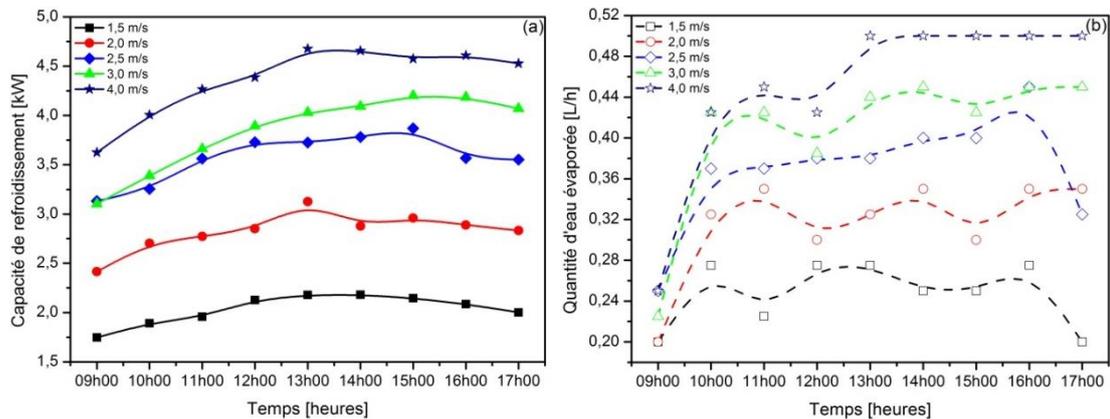


Figure IV.14. Capacité de refroidissement sensible (a) et eau évaporée (b) du tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.

Les figures IV.13, IV.14, IV.15 et IV.16 montrent également l'augmentation de la capacité de refroidissement et du taux d'évaporation avec l'augmentation de la température et la diminution de l'humidité relative d'entrée d'air (figure IV.13), l'augmentation de la vitesse d'air (figure IV.14), l'augmentation du débit d'eau (figure IV.15) et l'augmentation

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

de l'épaisseur du tampon de refroidissement (figure IV.16). Ceux-ci peuvent être attribués à l'augmentation de la chute de température de l'air et à l'augmentation de l'humidité relative (voir les équations (IV.2) et (IV.3)). On peut prédire à partir des figures (IV.13, IV.14, IV.15 et IV.16) que la capacité de refroidissement et le taux d'évaporation de l'eau associé augmentent de 108.5 % lorsque la chute de température de l'air passe de 10.43 °C à 15.9 °C et que l'humidité relative de l'air d'admission diminue de 15.5 % à 11 %. Les mêmes paramètres de performance mentionnés ci-dessus sont augmentés de 196.5 % en augmentant la vitesse de l'air de 1.5 m/s à 4.0 m/s, de 64.8 % en augmentant le débit d'eau de 0.2 L/min à 0.4 L/min et de 123.5 % en augmentant l'épaisseur du tampon de refroidissement de 20 mm à 30 mm.

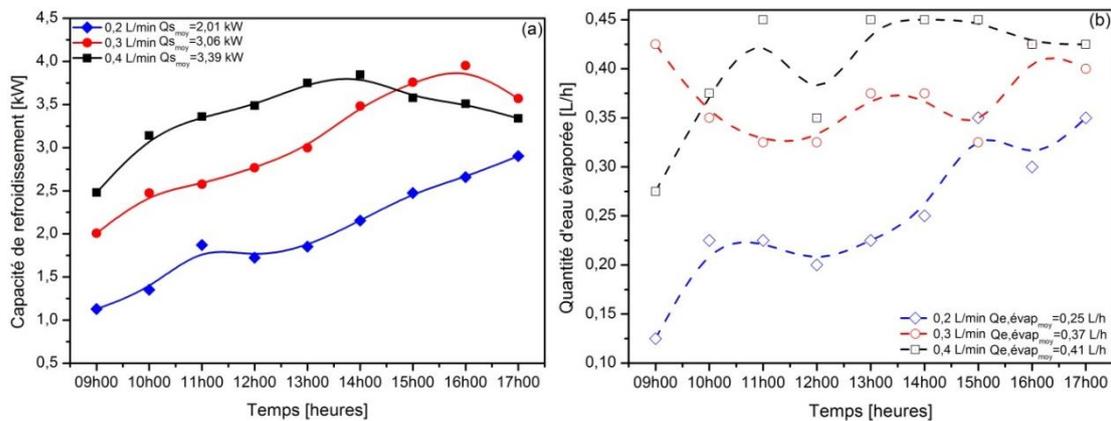


Figure IV.15. Capacité de refroidissement sensible (a) et eau évaporée (b) du tampon de refroidissement à différents débits d'eau.

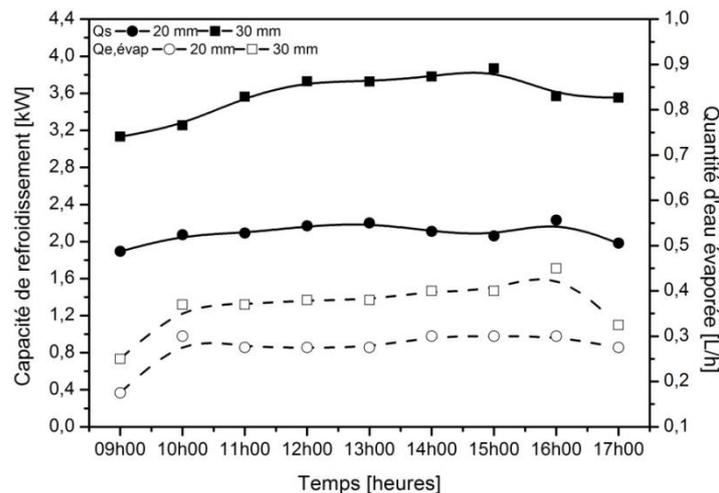


Figure IV.16. Capacité de refroidissement sensible et eau évaporée du tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

IV.4.4. Efficacité énergétique et taux d'efficacité énergétique

Les figures IV.17, IV.18, IV.19 et IV.20 montrent l'effet de la température et de l'humidité relative de l'air d'admission, de la température de l'eau, de la vitesse de l'air, du débit d'eau et de l'épaisseur du tampon sur l'efficacité énergétique et taux d'efficacité énergétique du RED.

Le taux d'efficacité énergétique (TEE) est défini comme le rapport entre la puissance de refroidissement et les puissances des ventilateurs et des pompes. Les figures suivantes (IV.17, IV.18, IV.19 et IV.20) montrent les effets des différents paramètres de fonctionnement et de l'épaisseur du tampon de refroidissement sur le TEE et l'efficacité énergétique. Comme indiqué dans la section précédente, l'augmentation de la vitesse de l'air entraîne une augmentation de la capacité de refroidissement. En même temps, l'augmentation de la vitesse de l'air entraîne l'augmentation de la puissance du ventilateur. La figure IV.18 montre l'augmentation du TEE avec l'augmentation de la vitesse de l'air jusqu'à 2.5 m/s (TEE le plus élevé), puis le TEE diminue avec l'augmentation de la vitesse de l'air. Cela signifie qu'à une vitesse de l'air inférieure à 2.5 m/s, le pourcentage d'augmentation de la capacité de refroidissement avec la vitesse de l'air est supérieur au pourcentage d'augmentation de la puissance du ventilateur avec la vitesse de l'air et vice versa à une vitesse de l'air supérieure à 2.5 m/s.

La figure IV.17 montre l'augmentation du TEE avec l'augmentation des températures et la diminution des humidités relatives d'entrée d'air, respectivement. Cela peut être attribué à l'augmentation de la capacité de refroidissement avec les températures et les humidités d'entrée d'air, respectivement. De plus, la figure IV.17 montre que les TEEs maximaux sont entre 76.3 et 116.35 pour une température d'air d'entrée entre 37.6 °C et 45.05 °C et une humidité d'air d'entrée entre 15.5 % et 11 % respectivement à une vitesse d'air de 3.5 m/s, à un débit d'eau de 0.2 L/min et à une épaisseur du tampon de 30 mm. Cela signifie que le TEE augmente de 52.5 % avec l'augmentation de la température de l'air d'admission de 37.6 °C à 45.05 °C et la diminution de l'humidité relative d'entrée d'air de 15.5 % à 11 %.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

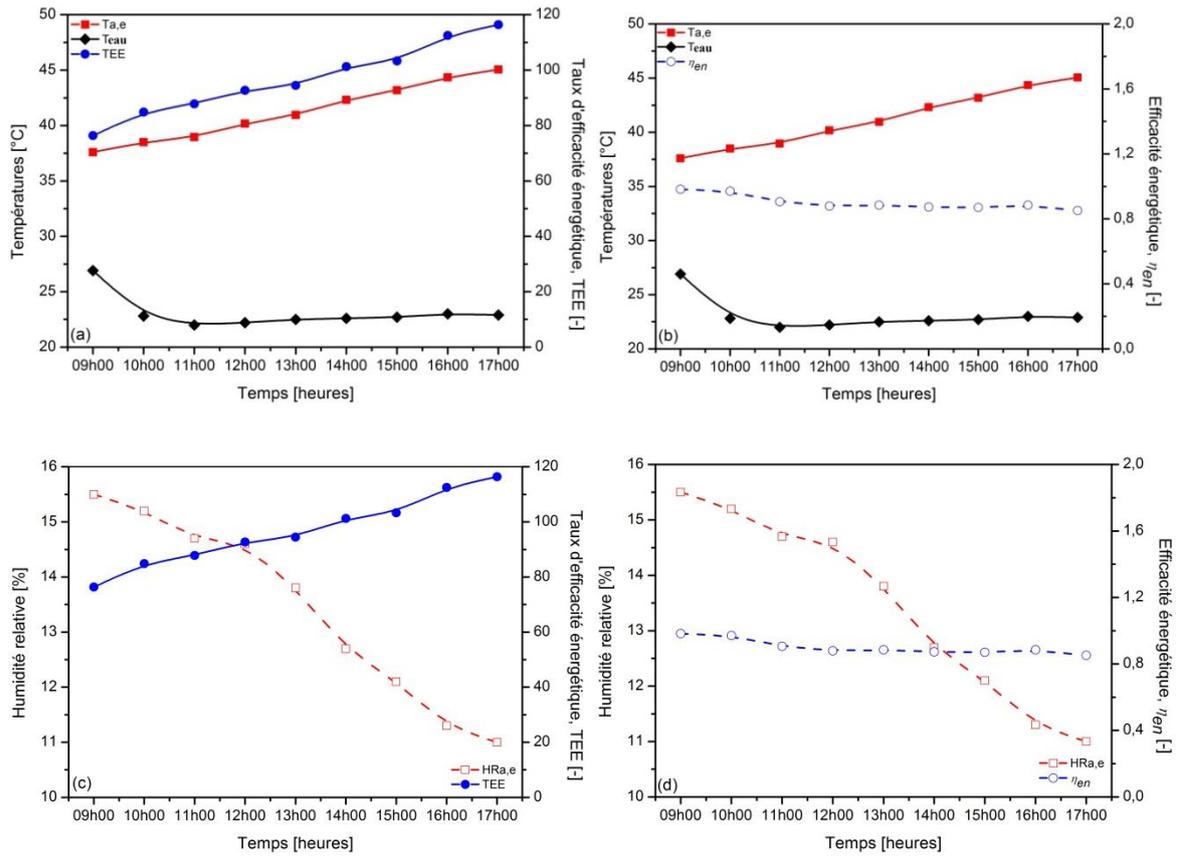


Figure IV.17. Rapport d'efficacité énergétique (a et c) et efficacité énergétique (b et d) du tampon de refroidissement à différentes températures d'entrée d'air, températures de l'eau (a et b) et humidités d'entrée d'air (c et d).

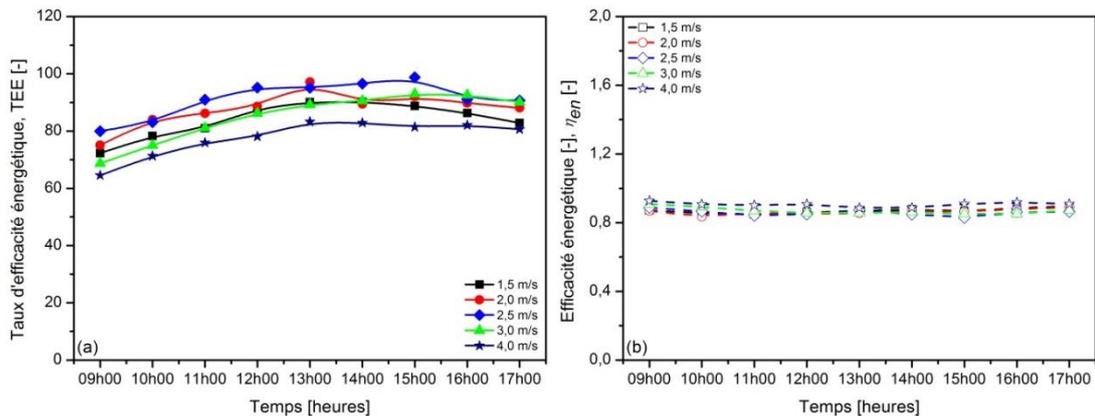


Figure IV.18. Rapport d'efficacité énergétique (a) et efficacité énergétique (b) du tampon de refroidissement à différentes vitesses d'entrée d'air.

Les figures IV.19 et IV.20 démontrent que le TEE augmente avec l'augmentation du débit d'eau et de l'épaisseur du tampon de refroidissement. Cela peut être attribué à l'augmentation de la capacité de refroidissement avec l'augmentation des débits d'eau et de

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

l'épaisseur du tampon avec des pourcentages supérieurs aux pourcentages d'augmentation de la puissance du ventilateur. Comme illustré sur la figure IV.19, les TEEs les plus élevés pouvant être obtenus à une vitesse de l'air de 2.5 m/s et à une épaisseur du tampon de 30 mm sont de 74.09, 100.85 et 98.19 pour des débits d'eau de 0.2, 0.3 et 0.4 L/min respectivement ; c'est-à-dire que le TEE augmente de 36.1 % avec l'augmentation du débit d'eau de 0.2 L/min à 0.4 L/min. Tandis que les TEEs maximaux observés sur la figure IV.20 à une vitesse de l'air de 2.5 m/s et à un débit d'eau de 0.3 L/min sont de 56.95 et 98.8 pour des épaisseurs de tampon de 20 et 30 mm respectivement ; c'est-à-dire que le TEE s'améliore de 73.5 % en augmentant l'épaisseur du tampon de 20 mm à 30 mm.

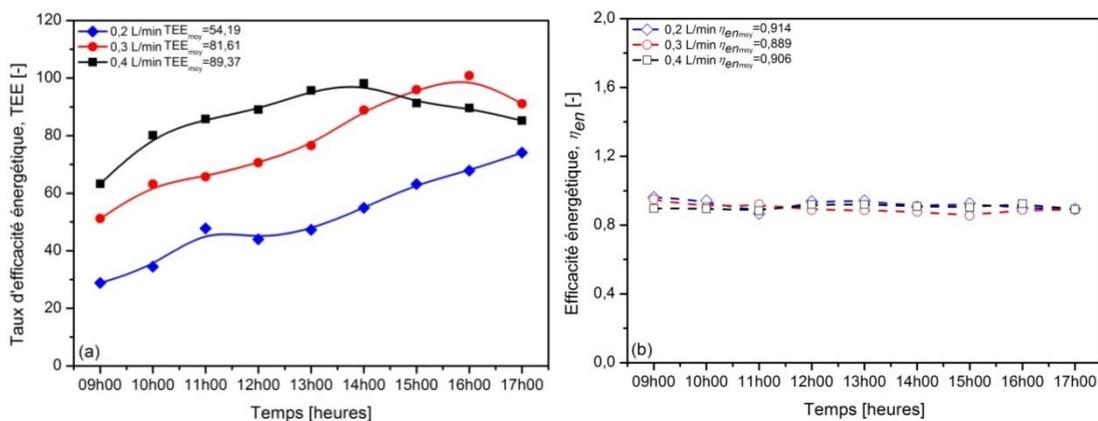


Figure IV.19. Rapport d'efficacité énergétique (a) et efficacité énergétique (b) du tampon de refroidissement à différents débits d'eau.

L'efficacité énergétique, η_{en} du tampon de refroidissement est définie comme le rapport de l'énergie du flux sortant de l'air à la somme des énergies du flux entrant de l'air et de l'eau évaporée, comme indiqué dans l'équation (IV.7). Théoriquement, ce rendement devrait être de 100 % si le processus est considéré comme une saturation adiabatique et que la section d'essai est parfaitement isolée. Les figures IV.17, IV.18, IV.19 et IV.20 montrent que l'efficacité énergétique peut atteindre 104 %. Cela prouve que le processus réel s'écarte légèrement du processus de saturation adiabatique, en particulier à une température d'eau plus élevée et à une faible vitesse de l'air.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

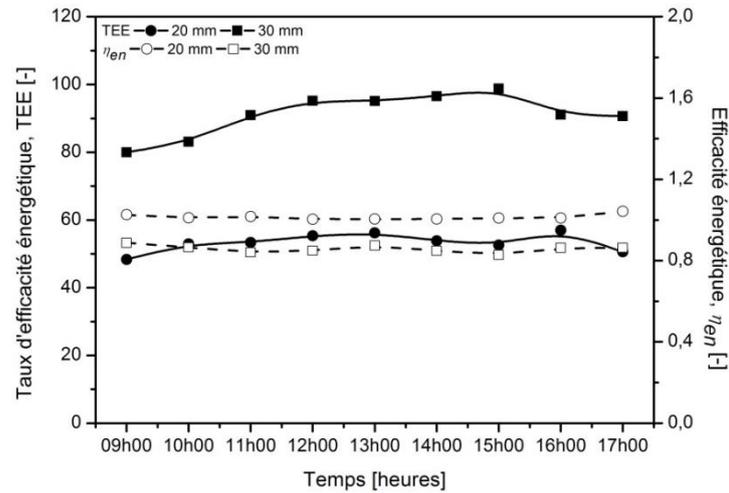


Figure IV.20. Rapport d'efficacité énergétique et efficacité énergétique du tampon de refroidissement à différentes épaisseurs du tampon.

IV.4.5. Évaluation du tampon de refroidissement proposé avec d'autres tampons utilisés dans la littérature

Sur la base des données obtenues dans la littérature pour différents matériaux de tampons de refroidissement, l'efficacité de saturation la plus élevée, la chute de température la plus importante et les conditions de fonctionnement associées de ces matériaux sont comparées à celles obtenues à partir des travaux en cours, comme indiqué dans le tableau IV.6. Pour des comparaisons équitables des paramètres de performance de mesure (ΔT , Q_s et ε) du tampon d'évaporation proposé avec d'autres matériaux de tampons dans la littérature, tous les systèmes doivent avoir les mêmes conditions de fonctionnement. Par conséquent et selon notre synthèse, certains de ces matériaux tampons (comme les fibres de tremble, les fibres de Khus, les fibres de coco, les fibres d'eucalyptus, la cellulose, etc.) sont testés dans des conditions de fonctionnement les plus proches du type de tampon proposé. Ces conditions et leurs références sont également répertoriées dans le tableau IV.6. Comme le montre le tableau IV.6, à une efficacité de saturation du tampon ε de 0,66, le tampon utilisé dans le présent travail donne la capacité de refroidissement la plus élevée Q_s (5,954 kW) et une chute significative de la température de l'air ΔT (15.9 °C) par rapport aux autres types de tampons. De plus, l'efficacité de saturation maximale du tampon étudié (fibres naturelles de palmier dattier « fibrillium et appelées localement lif ») est bien supérieure à celles des autres types testés dans la littérature (fibres de palmier dattier « tige », tampon rafraichissant des marais d'Aspen, fibres d'eucalyptus, fibres de vétiver « Khus » et fibres de coco ou coir,...etc.). En

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

revanche, il a des performances plus proches (c'est-à-dire une valeur approximative de ε) avec un tampon de refroidissement en nid d'abeille, des tampons en fibres de coco et de tremble et un tampon cellulosique 7090 qui a été testé avec une épaisseur de tampon de 75 mm et des performances plus élevées (ε plus élevé) dans presque les mêmes conditions de fonctionnement. Par conséquent, en général, le tampon proposé révèle des paramètres de performances (ΔT , Q_s et ε) plus élevés par rapport aux autres types de tampons dans la littérature, à condition que le tampon proposé (fibres de palmier dattier « fibrillium ») soit fiable et applicable.

Chapitre IV. Etude expérimentale du système RED

Tableau IV.6. Comparaisons avec les différents types de tampons évaporatifs précédents sur l'efficacité de saturation la plus élevée.

Type de matériau	Débit massique d'air [kg/s]	Vitesse de l'air [m/s]	M	Épaisseur [mm]	N	K [m ² /m ³]	Débit d'eau [kg/s]	ε	Q_s [kW]	ΔT [°C]	ΔHR [%]	Référence
Fibres de palmier dattier (tige)	0.168	2.4	1.018	50	1,667	20	-	0.39	-	-	-	(Al-Sulaiman 2002)
Tampon de refroidissement des marais d'Aspen	0.975	1.5	5.909	25	0,833	40	-	0.58	1.397	4.5	35.93	(Bishoyi and Sudhakar 2017)
Tampon de refroidissement en nid d'abeille	0.975	1.5	5.909	100	3,333	10	-	0.74	1.827	5.9	41.77	
Tampon à base de cellulose	-	1.25	-	100	-	-	0.096	0.84	-	5.54	-	(Dağtekin et al. 2011)
Fibres d'eucalyptus	0.115	1.2	0.697	20	0,667	50	-	0.27	-	3.1	-	(Doğramacı et al. 2019)
Tuf volcanique	-	1.6	-	100	-	-	-	0.81	-	6.87	-	(Gunhan et al. 2007)
Pierres ponces grossières	-	1.6	-	100	-	-	-	0.76	-	5.99	-	
Fibres de Palash	-	1.4	-	-	-	-	0.045	0.81	-	15.56	-	(Jain and Hindoliya 2011)
Fibres de Coco	-	-	-	-	-	-	-	0.69	-	13.8	-	
Fibres de Tremble	-	-	-	-	-	-	-	0.71	-	12.7	-	
Fibres de Vétiver (Khus)	-	-	-	-	-	-	-	0.64	-	11.3	-	
Tampon cellulosique 7090	0.55	1.8	3.333	75	2,500	13.33	-	0.68	-	-	-	(Malli et al. 2011)
Cellulose (ruche d'abeilles)	-	1	-	70	-	-	0.1667	0.84	-	18	-	(Nada et al. 2019)
Fibres de coco ou coir	-	-	-	70	-	-	-	0.6	-	13	-	(Shrivastava et al. 2014)
Fibres de palmier dattier (fibrillium)	0.386	3.5	-	30	-	33.33	0.0034	0.66	5.954	15.9	26.9	Travail présent

IV.5. Conclusion

Les performances du tampon de refroidissement par évaporation directe en fibres de palmier dattier « fibrillium et appelées localement lif » sont étudiées expérimentalement sur la base d'une analyse énergétique pour une large gamme de conditions de fonctionnement (vitesse de l'air, température et humidité relative de l'air d'entrée, débit et température de l'eau), durée de fonctionnement et épaisseurs des tampons. Les performances du tampon de refroidissement proposé ont été évaluées et quantifiées en termes de chute de température de l'air, d'augmentation de l'humidité relative de l'air, de capacité de refroidissement, de taux d'évaporation, d'efficacité de saturation, d'efficacité énergétique et de rapport d'efficacité énergétique. Les résultats de la présente étude paramétrique approfondie peuvent être résumés comme suit :

- ✓ L'augmentation de la chute de température de l'air et l'humidité relative augmente avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon de refroidissement, de la température d'entrée de l'air, du débit d'eau et la diminution de la vitesse de l'air et de la température de l'eau.
- ✓ L'augmentation de l'efficacité de saturation avec la diminution de la vitesse de l'air et de la température de l'eau et l'augmentation de l'épaisseur du tampon, de la température d'entrée de l'air et du débit d'eau.
- ✓ L'augmentation de la capacité de refroidissement et du taux d'évaporation de l'eau avec l'augmentation de la vitesse de l'air, de l'épaisseur du tampon de refroidissement, de la température d'entrée d'air et du débit d'eau, ainsi que la diminution de la température d'entrée d'eau.
- ✓ L'amélioration du rapport d'efficacité énergétique avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon, de la température d'entrée de l'air et la diminution du débit et de la température de l'eau.

CHAPITRE V. Analyse et amélioration des performances du système RED

V.1. Introduction

Ce chapitre est consacré, dans la première section, à l'analyse théorique des transferts de chaleur et de masse entre l'air et le film d'eau dans l'échangeur évaporatif direct RED installé dans la région de Biskra, caractérisée par un climat chaud et aride en utilisant les fibres de palmier dattier (fibrillium) comme un tampon de refroidissement. Cette analyse permet de calculer et de déterminer les différentes paramètres reliées au sujet, tel que ; la température, l'humidité, l'efficacité de refroidissement et les coefficients de transfert de chaleur et de masse. Dans la deuxième section, les équations mathématiques décrivant le fonctionnement d'un système hybride constitué d'un échangeur de chaleur souterrain horizontal air-sol ECSHAS couplé à un échangeur évaporatif direct RED sont décrites et formulées. Enfin, dans la troisième section, les résultats calculés ont été présentés avec leur discussion et interprétation et comparés aux résultats expérimentaux réalisés sur notre système RED, ensuite à la prévision de la température de sortie d'air dans un échangeur de chaleur ECSHAS couplé à un échangeur RED (système hybride) dans la région de Biskra.

V.2. Analyse théorique du processus de transfert de chaleur et de masse dans un échangeur évaporatif direct RED

V.2.1. Description et hypothèses

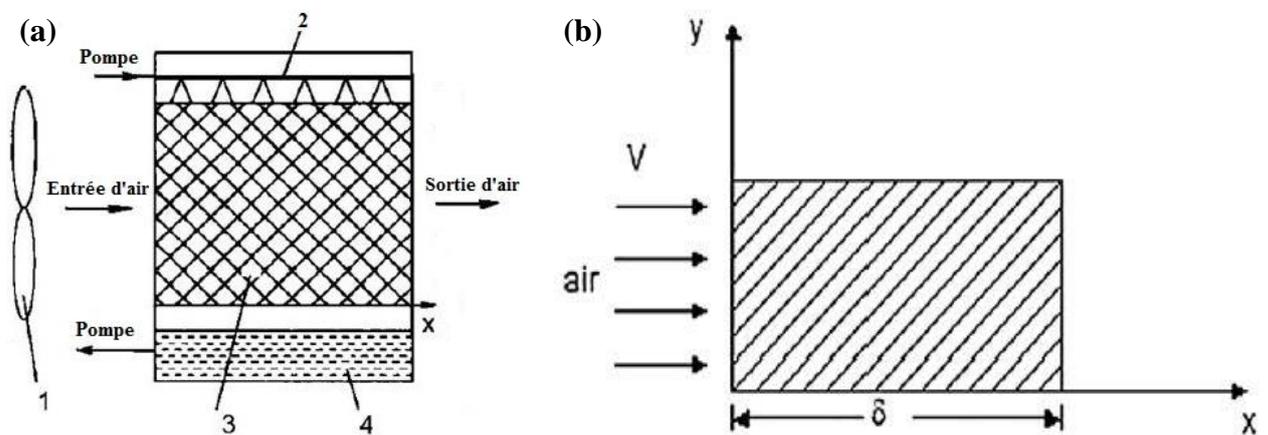
L'analyse théorique suivante se concentrera sur le transfert de chaleur et de masse d'un échangeur par évaporation directe RED, dans lequel des tampons de refroidissement sont formés par des couches alternées de fibres de fibrillium de palmier dattier mouillables d'épaisseurs variables. Le schéma simplifié de l'échangeur par évaporation directe RED est présenté à la figure V.1a. La figure V.1b montre la configuration d'un module de tampon de refroidissement, où l'axe des x indique la direction du flux d'air, par contre l'axe y (direction perpendiculaire) donne la direction d'arrosage de l'eau.

Pour simplifier l'analyse des transferts de chaleur et de masse, les hypothèses suivantes sont utilisées :

- Le matériau du tampon est facilement, uniformément et complètement mouillé.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

- Les coefficients de transfert de chaleur par convection h_c , et de transfert de masse h_m de l'air humide à la surface du film d'eau, ainsi que les propriétés thermiques de l'air et de l'eau sont constants.
- La température de l'interface eau-air est supposée uniforme et constante.
- Le Nombre de Lewis $Le = 1$.
- Le flux de chaleur transféré depuis l'environnement est négligeable.
- L'air à proximité de l'interface eau-air est saturé et sa température est supposée être la température de l'eau pulvérisée.
- La température de l'air change uniquement dans le sens d'écoulement indiqué par x .



1 ventilateur, 2 système de distribution d'eau, 3 tampon de refroidissement, 4 réservoir d'eau

Figure V.1. (a) Schéma de principe de la configuration interne et du fonctionnement de l'échangeur par évaporation directe RED (Wu et al. 2009) (b) Description physique du problème et du système de coordonnées (Fouda and Melikyan 2011).

V.2.2. Modèles de calcul mathématiques

Pour commencer le processus de calcul de la température de sortie d'air sec, de l'humidité de sortie et de l'efficacité de l'échangeur par évaporation directe RED, il est important d'analyser d'abord les différents bilans de transfert de chaleur et de masse dans le tampon de refroidissement (enceinte d'évaporation). Ce processus consiste à écrire étape par étape la formulation mathématique et les équations de base de l'air humide. Deux modèles ont été adoptés pour calculer et déterminer la température de l'air de sortie du système d'évaporation directe RED et ont été validés avec les résultats expérimentaux.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

Dans cette étude, nous nous intéressons au calcul des différents facteurs climatiques à la sortie du tunnel, qui sont :

- Température de sortie de l'échangeur en [$^{\circ}\text{C}$] ;
- Humidité absolue à la sortie de l'échangeur en [kg vapeur d'eau / kg air sec] ;
- Efficacité de refroidissement en [%].

V.2.2.1. Calcul de la température sèche de l'air de sortie T_a (température de sortie de l'échangeur évaporatif direct t_2)

La chaleur sensible évacuée du flux d'air à travers le matériau du tampon de refroidissement dans la limite de l'élément (dx) dans la direction du flux d'air peut s'écrire comme suit (Wu et al. 2009) :

$$dQ_s = -\dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot dt = h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF \quad (\text{V.1})$$

Avec, \dot{m}_a : débit massique d'air, C_{p_a} : chaleur spécifique de l'air, dt : différence de température, h_c : coefficient de transfert de chaleur par convection, T_a : température de bulbe sec de l'air, T_w : température du film d'eau et F : surface d'échange.

dF est déterminé par le facteur ξ comme indiqué par l'équation (V.2), avec ξ est défini comme le coefficient de surface des pores par unité de volume du tampon de refroidissement en fonction de la configuration du module de tampon.

$$dF = \xi \cdot B \cdot H \cdot dx \quad (\text{V.2})$$

Où, B : étant la largeur du module de tampons, H : hauteur du module de tampons et dx : pas d'épaisseur.

\dot{m}_a peut être exprimé comme suit :

$$\dot{m}_a = V_a \cdot \rho_a \cdot B \cdot H \quad (\text{V.3})$$

Où, V_a : vitesse frontale de l'air du module de tampon et ρ_a : masse volumique de l'air.

Ainsi, l'équation (V.1) peut être modifiée comme suit :

$$dQ_s = -\dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot dt = h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot dx \quad (\text{V.4})$$

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

Où, le coefficient d'échange de chaleur par convection h_c peut être calculé à l'aide du nombre de Nusselt, exprimé par l'équation suivante (Camargo et al. 2003) :

$$Nu = 0.10 \cdot \left(\frac{D_h}{\delta} \right)^{0.12} \cdot Re_{D_h}^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (V.5)$$

Avec, D_h : diamètre hydraulique (longueur caractéristique), δ : épaisseur du tampon de refroidissement, Re_{D_h} : nombre de Reynolds et Pr : nombre de Prandtl, sont exprimées par les relations suivantes :

$$D_h = \frac{\mathcal{G}}{A} \quad (V.6)$$

$$Re_{D_h} = \frac{V_a \cdot D_h}{\nu_a} \quad (V.7)$$

$$Pr = \frac{\nu_a \cdot Cp_a \cdot \rho_a}{\lambda_a} \quad (V.8)$$

Où, \mathcal{G} : volume occupé par le tampon de refroidissement, A : surface totale mouillée, ν_a : viscosité cinématique de l'air et λ_a : conductivité thermique de l'air.

Par conséquent le coefficient d'échange convectif h_c prendra l'équation suivante :

$$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{D_h} \quad (V.9)$$

En utilisant l'équation (V.4) on obtient :

$$\frac{dt}{T_a - T_w} = - \frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{\dot{m}_a \cdot Cp_a} \cdot dx \quad (V.10)$$

Cette dernière équation (V.10) peut être intégrée sur les deux parties avec les conditions aux limites suivantes :

$$T_a = t_1 = T_{amb} \text{ à } x = 0 \quad (V.11)$$

Avec, t_1 : température de bulbe sec de l'air entrant (température ambiante extérieure).

Afin de simuler la température ambiante extérieure (T_{amb}) pendant une journée, un modèle de prédiction est adopté, principalement basé sur les données de température

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

minimale (T_{\min}) et de température maximale (T_{\max}) qui sont généralement basées sur des relevés expérimentaux réalisés sur plusieurs années par les stations météorologiques de la zone géographique étudiée.

$$T_{amb}(i) = T_2 + T_1 \cdot \cos\left(\frac{(14-i) \cdot \pi}{12}\right) \quad (\text{V.12})$$

Avec :

$$T_1 = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (\text{V.13})$$

$$T_2 = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (\text{V.14})$$

Où, T_{\max} : température ambiante quotidienne maximale, T_{\min} : température ambiante minimale quotidienne, T_1 : amplitude de variation de la température de surface du sol et T_2 : température moyenne annuelle.

L'intégration de l'expression (V.10) :

$$\int_{t_1}^{T_a} \frac{dt}{T_a - T_w} = \int_0^x -\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{\dot{m}_a \cdot Cp_a} \cdot dx \quad (\text{V.15})$$

Dont la solution après intégration est de la forme :

$$\frac{T_a - T_w}{t_1 - T_w} = \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{\dot{m}_a \cdot Cp_a} \cdot x\right) \quad (\text{V.16})$$

Donc :

$$T_a - T_w = (t_1 - T_w) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{\dot{m}_a \cdot Cp_a} \cdot x\right) \quad (\text{V.17})$$

Le processus de refroidissement et d'humidification de l'air se rapproche de l'isenthalpique. La température du film d'eau T_w est approximativement égale à la température du bulbe humide de l'air T_h .

Finalement l'expression sera de la forme suivante (Wu et al. 2009) :

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

$$T_a = T_h + (t_1 - T_w) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{\dot{m}_a \cdot Cp_a}\right) \quad (\text{V.18})$$

Avec, T_h : Température du bulbe humide de l'air.

D'un autre côté, nous pouvons également calculer la température de sortie T_a ou (t_2) à partir de l'expression générale de la température du bulbe humide de l'air T_h (**Abdel-Fadeel and Hassanein 2012**) :

$$T_h = (-2.21 \times 10^{-6} \cdot t_1^{1.724} + 7.87 \times 10^{-5}) \cdot HR^2 + (9.58 \times 10^{-4} \cdot t_1^{1.549} + 6.91 \times 10^{-2}) \cdot HR + 1.5924 \cdot t_1^{0.727} - 7.843 \quad (\text{V.19})$$

Avec, HR : Etant l'humidité relative.

D'après l'équation (V.18), nous aurons l'expression de la température de sortie de l'échangeur T_a ou (t_2) comme suit (**Abdel-Fadeel and Hassanein 2012**) :

$$T_a = t_1 \cdot (1 - \varepsilon) + \varepsilon \cdot T_h \quad (\text{V.20})$$

Avec, ε : efficacité de refroidissement.

V.2.2.2. Calcul du taux d'humidité de l'air sortant ω_a

La chaleur latente gagnée par l'air par évaporation de l'eau est calculée comme suit (**Wu et al. 2009**) :

$$dQ_L = h_{fg} \cdot dG_{eau} = h_{fg} \cdot h_m \cdot (\omega_{sat} - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{V.21})$$

Avec, h_{fg} : chaleur latente de vaporisation de l'eau, G_{eau} : taux d'évaporation de l'eau dans l'air dans dx , h_m : coefficient de transfert de masse convectif, ω_{sat} : taux d'humidité de l'air saturé et ω_a : taux d'humidité de l'air.

En considérant l'hypothèse (5), la chaleur sensible évacuée de l'air est égale à la chaleur latente acquise par évaporation de l'eau, soit :

$$dQ_s = dQ_L$$

Ou :

$$h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF = h_{fg} \cdot h_m \cdot (\omega_{sat} - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{V.22})$$

En partant de l'hypothèse $Le = 1$, on a :

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

$$\frac{h_c}{h_m} = Cp_a \quad (\text{V.23})$$

Le coefficient de transfert de masse par convection h_m peut être calculé par l'équation suivante (**Kovačević and Sourbron 2017**) :

$$h_m = \frac{Nu \cdot D_v}{D_h} \quad (\text{V.24})$$

Avec :

$$D_v = \frac{\lambda_a}{\rho_a \cdot Cp_a} \quad (\text{V.25})$$

Où, D_v : étant la diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air.

D'après les équations (V.22 et V.23) on obtient :

$$(T_a - T_w) = \frac{h_{fg}}{Cp_a} \cdot (\omega_{sat} - \omega_a) \quad (\text{V.26})$$

En tenant compte du fait que $T_w = T_h$ (par approximation), on trouve ce qui suit :

$$(T_a - T_h) = \frac{h_{fg}}{Cp_a} \cdot (\omega_{sat} - \omega_a) \quad (\text{V.27})$$

On en déduit alors l'expression de ω_a telle que :

$$\omega_a = \frac{(T_h - T_a)}{h_{fg}} \cdot Cp_a + \omega_{sat} \quad (\text{V.28})$$

En revanche, à partir de l'équation (V.18), on obtient :

$$(T_h - T_a) = -(t_1 - T_w) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{\dot{m}_a \cdot Cp_a}\right) \quad (\text{V.29})$$

En remplaçant l'équation (V.28) dans l'équation (V.29), on a (**Wu et al. 2009**) :

$$\omega_a = \omega_{sat} - \frac{Cp_a}{h_{fg}} \cdot (t_1 - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{\dot{m}_a \cdot Cp_a}\right) \quad (\text{V.30})$$

V.2.2.3. Calcul de l'efficacité du refroidissement (efficacité de saturation ε)

L'efficacité de refroidissement (efficacité de saturation ε) d'un système de refroidissement par évaporation directe RED est généralement définie comme suit :

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_h} \times 100\% \quad (\text{V.31})$$

Où, t_1 est la température du bulbe sec de l'air entrant, t_2 est la température du bulbe sec de l'air sortant et T_h est la température du bulbe humide de l'air entrant.

Comme indiqué ci-dessus, le processus de refroidissement et d'humidification de l'air est presque isenthalpique. La température du film d'eau T_w est approximativement égale à T_h . L'efficacité du refroidissement peut alors être dérivée de l'équation (V.32) sur la base de l'équation (V.18) :

$$t_2 = T_h + (t_1 - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V_a \cdot \rho_a \cdot Cp_a}\right) \quad (\text{V.32})$$

Où, la condition aux limites $T_a = t_2$ à $x = \delta$ est utilisée, avec : $\dot{m}_a = V_a \cdot \rho_a \cdot B \cdot H$.

En remplaçant l'équation (V.32) dans l'équation (V.31), on a :

$$\varepsilon = \frac{t_1 - \left(T_h + (t_1 - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V_a \cdot \rho_a \cdot Cp_a}\right)\right)}{t_1 - T_h} \quad (\text{V.33})$$

Finalement, l'expression de l'efficacité sera la suivante (**Wu et al. 2009**) :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V_a \cdot \rho_a \cdot Cp_a}\right) \quad (\text{V.34})$$

L'équation (V.34) montre que l'efficacité du refroidissement (efficacité de saturation ε) est fonction du coefficient de transfert de chaleur par convection h_c entre l'air et l'eau, de l'épaisseur du tampon δ , de la vitesse frontale d'entrée V_a , des propriétés thermiques de l'air (ρ_a et Cp_a) et du facteur ξ .

L'analyse de l'expression de l'efficacité de refroidissement (V.34) confirme que pour une efficacité de refroidissement de 100 %, la température du bulbe sec de l'air sortant du tampon de refroidissement est égale à la température du bulbe humide de l'air entrant. A cet effet, il est recommandé d'utiliser une grande surface d'échange avec un coefficient d'échange thermique très élevé et un faible transfert de masse pour améliorer les performances du système RED.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

V.2.3. Description du programme de calcul

Le code du programme a été écrit et développé par le logiciel MATLAB (version 7.5.0 R2007b) pour définir divers paramètres de base qui nous ont permis d'évaluer les performances thermiques de l'échangeur à évaporation directe RED. Le MATLAB (abréviation MATrix LABoratory) est un logiciel conçu pour fournir un environnement de calcul numérique avancé et constitue également une plateforme dotée de capacités graphiques intéressantes pour visualiser des objets mathématiques complexes. Le MATLAB est basé sur un langage de programmation simple et interprété qui permet un développement rapide.

V.2.4. Organigramme principal

Dans cette section, l'organigramme principal du programme de code pour simuler les performances thermiques du système de refroidissement par évaporation directe RED est présenté par la figure (V.2) suivante.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

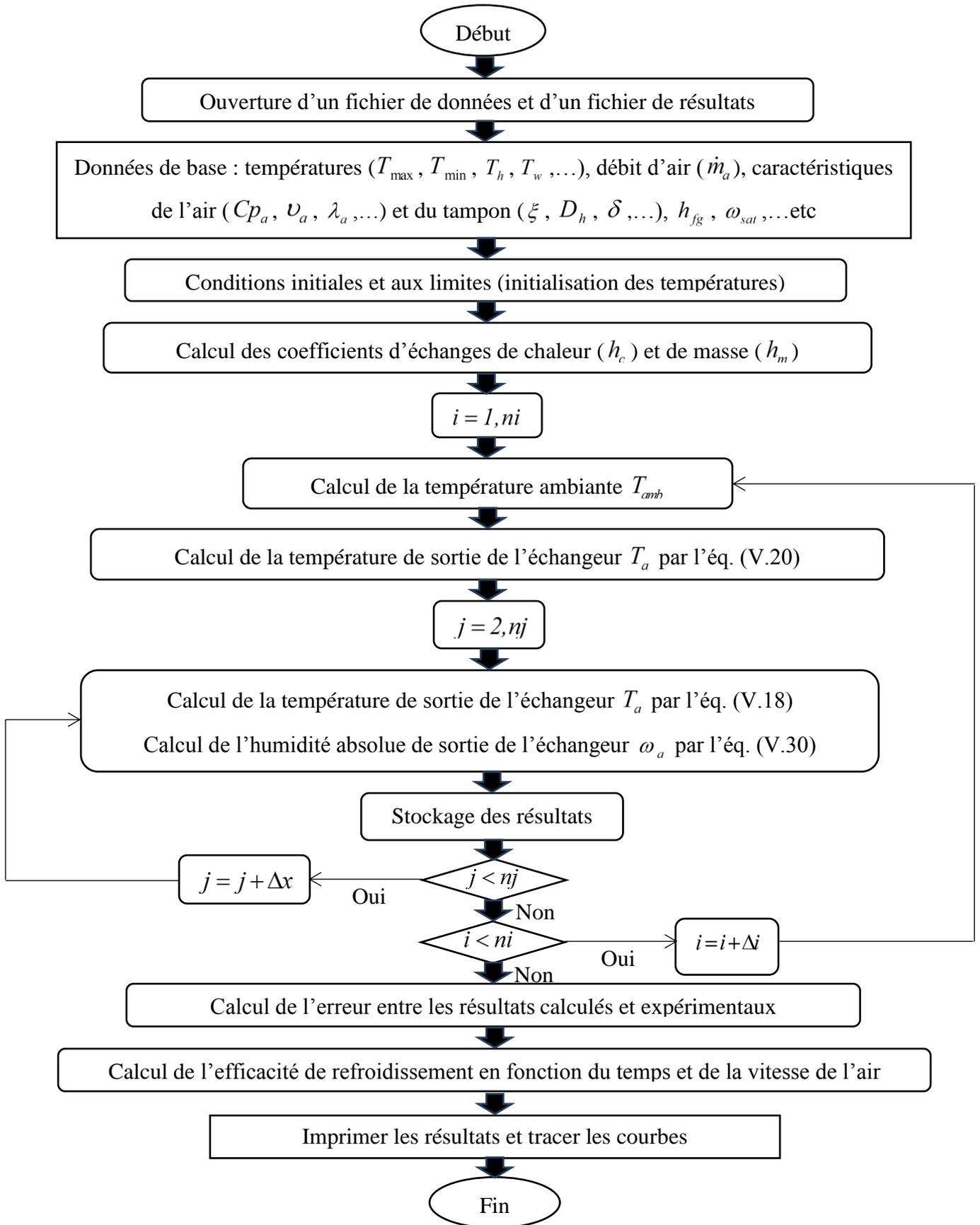


Figure V.2. Organigramme de simulation des performances du système RED.

V.3. Intégration du système RED avec d'autres systèmes de refroidissement

Le fonctionnement continu et à long terme de l'échangeur à évaporation directe RED entraîne une accumulation continue de chaleur dans le tampon de refroidissement et donc une détérioration des performances thermiques de l'échangeur évaporatif direct. Ce dernier peut être combiné avec d'autres dispositifs de refroidissement afin d'améliorer ses performances thermiques et d'assurer l'atteinte de la zone de confort thermique. Pour cette raison, certains chercheurs ont mené des études expérimentales et des simulations numériques sur l'application de cette nouvelle technique hybride pour le refroidissement de l'air, intégrant un échangeur évaporatif direct RED à des systèmes de refroidissement tels qu'un échangeur évaporatif indirect REI, une tour éolienne ou un échangeur air/sol (EAHE). L'intégration de l'échangeur évaporatif direct RED dans ces systèmes, notamment l'échangeur air/sol (EAHE), permet de réduire la température de l'air de sortie pour atteindre des conditions de zone de confort et d'améliorer la performance thermique du système hybride dans son ensemble. La figure suivante montre un exemple du système hybride à étudier.

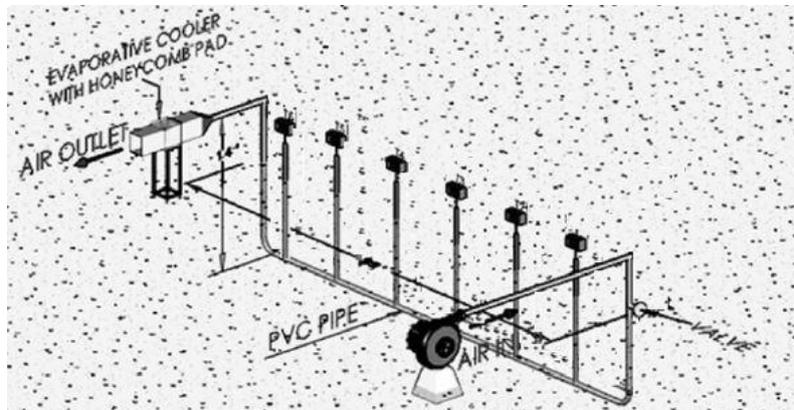


Figure V.3. Configuration expérimentale d'un système de refroidissement par évaporation intégré avec échangeur de chaleur tunnel air-sol (Bansal et al. 2012).

Les résultats des travaux expérimentaux (Bansal et al. 2012; Ceylan et al. 2016) intégrant un système de refroidissement par évaporation avec un simple échangeur de chaleur à tunnel air-sol EATHE montrent que les performances thermiques de l'EATHE sont améliorées en incorporant un système de refroidissement par évaporation directe à la sortie. L'analyse thermodynamique et psychrométrique a montré que l'efficacité moyenne de refroidissement était d'environ 38 % et l'humidité relative moyenne était de 54 %.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

Des modèles mathématiques sont adoptés pour décrire les phénomènes physiques et le comportement thermique du dispositif hybride. Ces modèles analytiques nous permettent d'entamer une étude de simulation numérique et de prédire les températures de sortie de l'air dirigé à travers l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS et l'échangeur évaporatif direct RED, à n'importe quel site géographique et en fonction du temps et des conditions météorologiques tout au long de l'année. Dans la section suivante, nous donnerons d'abord une description simple de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS.

V.3.1. Description générale du dispositif expérimental de l'ECSHAS

La configuration expérimentale de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS est une forme d'un serpentin horizontal constitué d'un réseau de tubes cylindriques en PVC de diamètre intérieur égal à 110 mm et d'une longueur de 47 m. L'échangeur de chaleur géothermique est enterré à une profondeur de 3 m sous une pente de 2 % pour évacuer l'eau générée par une éventuelle condensation de l'air. Les sections horizontales en serpentin du tube sont espacées d'environ 2 m les unes des autres. La sortie du tube horizontal est reliée à un extracteur d'air à débit variable par un tube vertical. Des thermocouples à 04 files de type PT100 sont utilisés pour mesurer la température de l'air le long du tube horizontal. Ces thermocouples sont installés à différentes positions le long de la longueur horizontale du tube (Belloufi 2017; Hamdi 2020; Rouag et al. 2020; Mehdid 2021). La figure (V.4) montre l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS expérimental réalisé et installé à l'Université de Biskra.



Figure V.4. Photo de l'installation expérimentale ECSHAS de l'Université de Biskra, sud de l'Algérie $34^{\circ}47'N - 005^{\circ}43'E$, montrant un échangeur en PVC enterré horizontalement avec des thermocouples (Belloufi 2017).

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

V.3.2. Modèles de calcul

V.3.2.1. Modèle de température du sol

Ce modèle permet d'estimer l'évolution de la température du sol en fonction de la profondeur et du temps au fil des jours de l'année, en tenant compte des propriétés thermophysiques du sol et des températures ambiantes du lieu géographique (**Belatrache et al. 2016**) :

$$T_{sol}(z, i) = T_2 + T_1 \cdot e^{-z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha_{sol}}}} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{365} \cdot (i - i_0) - \frac{z}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot \alpha_{sol}}}\right) \quad (V.35)$$

Où, T_{sol} : température du sol, z : profondeur d'enfouissement à partir de la surface de l'échangeur thermique air/sol, α_{sol} : diffusivité thermique du sol et i_0 : le jour où la température est maximale dans l'année.

V.3.2.2. Modèle de température de sortie d'air dans un échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol

Ce modèle décrit l'évolution de la température de sortie de l'air transporté à l'intérieur de l'échangeur air/sol enterré qui prend en compte la longueur de l'échangeur enterré, les propriétés thermophysiques du sol, du tube échangeur et du fluide caloporteur utilisé (**Belatrache et al. 2016**) :

$$T_a(L) = T_{sol} + (T_{amb} - T_{sol}) \cdot e^{\frac{-U}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}} \cdot L} \quad (V.36)$$

Avec :

$$U = \frac{1}{R_{sol} + R_{tube} + R_{conv}} \quad (V.37)$$

Où, U : résistance thermique totale entre l'air et le sol, L : longueur de l'échangeur de chaleur, R_{sol} : résistance thermique du sol, R_{tube} : résistance thermique du tube enterré et R_{conv} : résistance thermique de l'échange thermique convectif entre l'air et le tube.

Avec :

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \lambda_{sol} \cdot \pi} \cdot \ln\left(\frac{r_{sol}}{r_{ext}}\right) \quad (V.38) \quad R_{tube} = \frac{1}{2 \cdot \lambda_{tube} \cdot \pi} \cdot \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) \quad (V.39)$$

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

$$R_{conv} = \frac{1}{2 \cdot h_{conv} \cdot \pi \cdot r_{int}} \quad (V.40)$$

Où, λ_{sol} : conductivité thermique du sol, λ_{tube} : conductivité thermique du tube enterré, r_{sol} : rayon de la couche de sol adiabatique, r_{ext} : rayon extérieur du tube enterré et r_{int} : rayon intérieur du tube enterré.

h_{conv} : coefficient d'échange par convection exprimé par la relation de Nusselt suivante (pour un écoulement turbulent avec une section de conduit circulaire) :

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{D} \quad (V.41)$$

Où, D : diamètre du tube.

Le nombre de Nusselt est donné par la relation suivante (**Belatrache et al. 2016**) :

$$Nu = 0.0214 \cdot (Re^{0.8} - 100) \cdot Pr^{0.4} \quad (V.42)$$

Pour calculer le nombre de Reynolds Re , on considère le diamètre hydraulique (longueur caractéristique) comme étant le diamètre intérieur du tube de l'échangeur enterré D_{int} (**Belatrache et al. 2016**).

V.3.2.3. Efficacité de l'échangeur de chaleur ECSHAS

L'efficacité thermique mensuelle moyenne de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS est calculée selon l'expression suivante (**Thiers 2008; Belatrache et al. 2016**) :

$$E = \frac{\Delta T_{réel}}{\Delta T_{max}} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_{sol}} \quad (V.43)$$

Dans cette section, pour simuler la température de sortie du système hybride (ECSHAS+RED), nous utilisons le même code de programme écrit et développé avec MATLAB, mentionné ci-dessus (validation du système RED), en suivant les étapes indiquées dans la figure suivante (V.5).

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

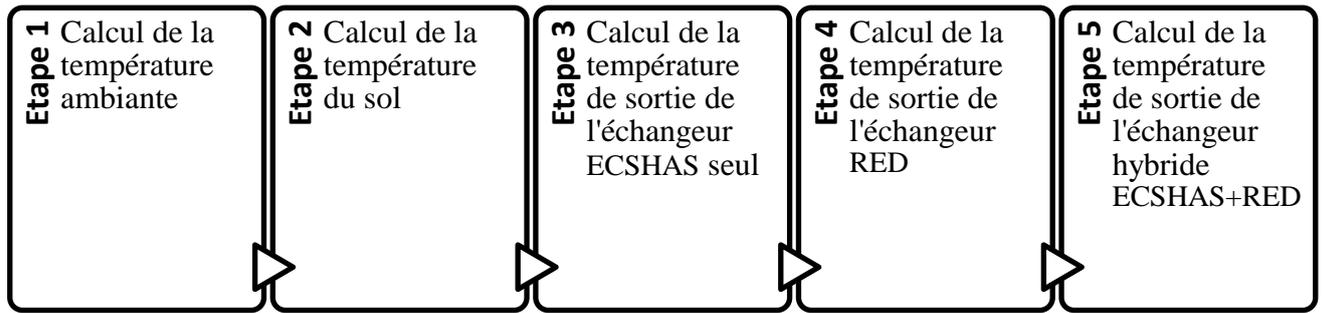


Figure V.5. Etapes de simulation et calcul de la température de sortie du système hybride.

V.4. Résultats et discussion

V.4.1. Résultats expérimentaux et calculés obtenus

Le tableau suivant présente les données expérimentales prélevées (températures de l'air et de l'eau, humidité de l'air et efficacité de refroidissement) le 13 juillet 2017 pour un tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier (lif) de 30 mm d'épaisseur, avec un débit d'eau de 0,3 L/min et une vitesse moyenne d'écoulement de l'air de 4 m/s à l'intérieur du tunnel d'essai pendant 9 heures, de 09h00 à 17h00.

Tableau V.1. Paramètres mesurés durant la journée du 13 juillet 2017.

Temps [heures]	t_1 [°C]	t_{tampon} [°C]	t_2 [°C]	T_h [°C]	T_w [°C]	HR_1 [%]	HR_2 [%]	ε [-]	ω_1 [g/kg (a.s)]	ω_2 [g/kg (a.s)]	ω_{sat} [g/kg (a.s)]
09h00	40,27	24,89	28,03	20,9	25,9	16,2	47,3	0,632	7,57	11,24	20,03
10h00	40,6	24,1	28,05	21,61	23,5	17,7	46,9	0,661	8,43	11,16	19,08
11h00	41,62	24,24	28,38	21,59	23,3	15,9	43	0,661	7,99	10,42	19,24
12h00	42,04	24,57	28,88	21,95	23,7	16,2	42,6	0,655	8,32	10,63	19,64
13h00	42,51	24,5	28,98	22,38	23,6	16,6	44	0,672	8,75	11,05	19,55
14h00	43,15	24,28	28,94	22,08	23,4	14,8	43,3	0,674	8,05	10,85	19,29
15h00	43,9	24,21	28,87	22,2	23,5	14	44,3	0,693	7,92	11,05	19,21
16h00	45,25	23,97	29,12	22,22	23,3	12,2	41,9	0,700	7,39	10,60	18,92
17h00	45,04	24,26	29,39	22,56	23,3	13,3	40,8	0,696	7,98	10,48	19,26

Avec, t_{tampon} : température de bulbe sec de l'air entrant près du tampon de refroidissement.

Ensuite, sur la base des conditions d'entrée du système de refroidissement par évaporation directe RED indiquées dans le tableau (V.1), la température de bulbe sec à la

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

sortie du système RED peut être calculée selon les équations (V.18) et (V.20). La température de sortie calculée est également indiquée dans le tableau (V.2). La dernière colonne du tableau (V.2) correspond aux erreurs absolues définies comme la différence entre les températures de sortie mesurées et calculées par les équations ci-dessus. Il est à noter que nous avons observé que les erreurs absolues entre les résultats expérimentaux et ceux calculés à l'aide des équations (V.18) et (V.20) sont très faibles, ce qui démontre la validité et la fiabilité des modèles mathématiques. Il convient également de noter que les équations de température de sortie (V.18) et (V.20) peuvent être utilisées pour prédire les performances du système RED.

Tableau V.2. Comparaisons entre les résultats expérimentaux et calculés.

Temps [heures]	Température d'entrée		Température de sortie			Erreurs	
	Bulbe sec [°C]	Bulbe humide [°C]	Mesurée [°C]	Calculée (ég. (V.18)) [°C]	Calculée (ég. (V.20)) [°C]	Erreur* [°C]	Erreur** [°C]
09h00	40,27	20,90	28,03	28,00	28,15	0,03	-0,12
10h00	40,60	21,61	28,05	30,05	28,15	-2,00	-0,10
11h00	41,62	21,59	28,38	30,63	28,51	-2,25	-0,13
12h00	42,04	21,95	28,88	31,00	29,00	-2,12	-0,12
13h00	42,51	22,38	28,98	31,71	29,09	-2,73	-0,11
14h00	43,15	22,08	28,94	31,83	29,09	-2,89	-0,15
15h00	43,90	22,20	28,87	32,27	29,02	-3,40	-0,15
16h00	45,25	22,22	29,12	33,05	29,33	-3,93	-0,21
17h00	45,04	22,56	29,39	33,29	29,57	-3,90	-0,18

Avec, Erreur* = température de sortie mesurée – température de sortie calculée par l'équation (V.18) et Erreur** = température de sortie mesurée – température de sortie calculée par l'équation (V.20).

Les propriétés thermo-physiques de l'air et les caractéristiques du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier (lif) sont présentées respectivement dans les tableaux (V.3) et (V.4).

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

Tableau V.3. Propriétés thermophysiques de l'air (Camargo et al. 2005; Kovačević and Sourbron 2017).

ρ_a [kg/m ³]	ν_a [m ² /s]	Cp_a [J/kg.K]	λ_a [W/m.K]	D_v [m ² /s]
1,177	$1,57 \times 10^{-5}$	1006	0,0262	$2,22 \times 10^{-5}$

Tableau V.4. Caractéristiques du tampon de refroidissement étudié.

B [m]	H [m]	D_h [m]	δ [m]	ξ [m ² /m ³]
0,3	0,3	0,6	0,03	1422

V.4.2. Evolution des paramètres de performance du système RED

V.4.2.1. Evolution des températures

La figure V.6 montre l'effet du temps de fonctionnement sur l'évolution des températures d'entrée d'air (température ambiante) et de sortie d'air, mesurées et calculées, dans le système de refroidissement par évaporation directe RED. Il est important de connaître l'évolution quotidienne de la température ambiante, qui dans cette étude représente la température de l'air entrant dans l'échangeur évaporatif. Le comportement thermique de cet échangeur dépend principalement de la température ambiante qui fluctue constamment. Il a été observé qu'au fil du temps de fonctionnement, les températures ambiantes montaient jusqu'à un pic de 48.2 °C pour celles calculées et de 45.25 °C pour celles mesurées, puis diminuaient, sachant que les températures ambiantes quotidiennes maximales et minimales étaient respectivement de 48.2 et 29.6 °C. On peut également noter que les courbes de température ambiante mesurées et calculées sont très similaires, puisque la plus grande différence enregistrée entre elles ne dépasse pas 5.37 °C.

En général, les températures ambiantes approchent les 50 °C pendant la période estivale, et parfois même les dépassent en période de canicule. Il est donc nécessaire d'utiliser un système de refroidissement de l'air tel qu'un échangeur évaporatif pour garantir des conditions de confort adéquates à l'intérieur des bâtiments situés dans des régions arides et semi-arides, caractérisées par des climats chauds et secs. D'après les résultats expérimentaux (tableau V.1), il ressort clairement que lorsque la température ambiante augmente, l'humidité relative ambiante diminue. La même figure montre la variation des températures de l'air à la sortie du système RED, mesurées et calculées par les équations (V.18) et (V.20), en fonction du temps de fonctionnement. On remarque que la température de bulbe sec de l'air de sortie augmente légèrement avec le temps de

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

fonctionnement sous l'influence de la température ambiante, atteignant son point le plus élevé, qui est de 33.29 °C ($\Delta T=14.91$ °C) pour l'équation (V.18) et de 29.57 °C ($\Delta T=18.63$ °C) pour l'équation (V.20). Le même comportement est observé pour la température de l'air de sortie mesurée, qui atteint un maximum de 29.39 °C ($\Delta T=15.86$ °C). On peut également noter que les courbes de température de l'air à la sortie mesurées et calculées sont quasiment identiques, notamment celles calculées par l'équation (V.20). La plus grande différence enregistrée entre ces courbes ne dépasse pas 3.93 °C entre celles mesurées et calculées à l'aide de l'équation (V.18), comme le montre le tableau (V.2).

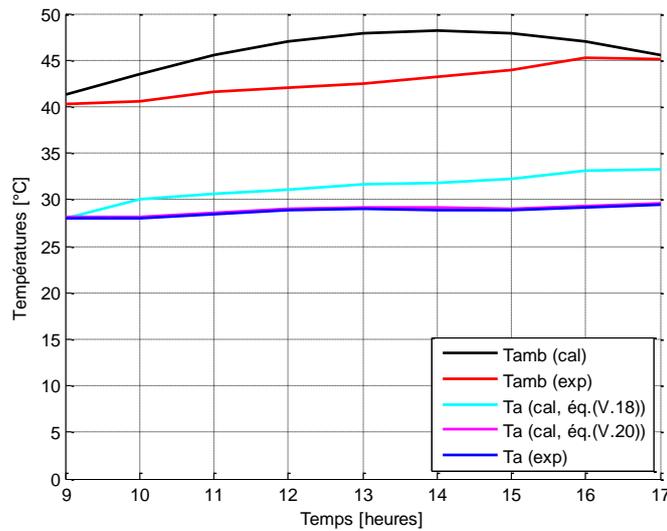


Figure V.6. Evolution des températures d'entrée d'air (température ambiante) et de sortie d'air, mesurées et calculées, en fonction du temps de fonctionnement.

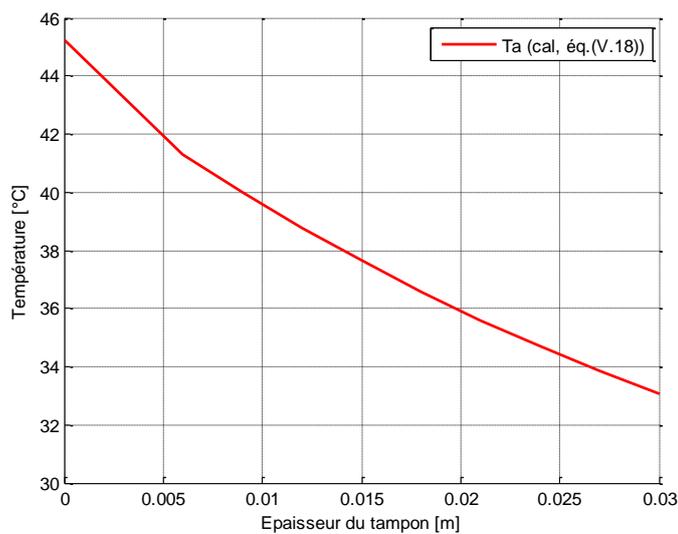


Figure V.7. Evolution de la température de l'air calculée par l'équation (V.18) à l'intérieur du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier à 16h00.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

Ces résultats proviennent du processus de refroidissement de l'air par évaporation de l'eau, ce qui entraîne une diminution de la température de l'air lors de son passage à travers le tampon humide en fibres de palmier dattier, comme le montre la figure (V.7). Cette diminution est due à l'augmentation du contact direct entre les surfaces humides du tampon de refroidissement et l'air en circulation, et il est possible d'obtenir une différence de température allant jusqu'à 15 °C. Par conséquent, la figure (V.7) montre le phénomène de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau dans le tampon de refroidissement.

V.4.2.2. Evolution de l'humidité absolue

La figure V.8 montre l'effet du temps de fonctionnement, dans le système de refroidissement par évaporation directe RED, sur l'évolution de l'humidité absolue de l'air à la sortie du tunnel d'essai, mesurée et calculée par l'équation (V.30), et de l'humidité absolue de l'air ambiant et saturé, qui a été mesurée expérimentalement à l'aide d'un diagramme psychométrique.

On constate que les courbes d'humidité absolue pour l'air sortant (mesurée et calculée par l'équation (V.30)) et pour l'air ambiant et saturé ont exactement le même aspect avec des résultats différents. En revanche, l'humidité absolue de l'air ambiant a un profil assez constant au cours de la journée. L'humidité absolue calculée de l'air sortant avait une valeur maximale de 16.11 g/kg à 09h00, puis elle diminue graduellement pour atteindre la valeur minimale de 14.26 g/kg à 16h00. Ensuite, on constate une légère augmentation de l'humidité absolue pour arriver à une valeur de 14.71 g/kg à 17h00. Presque le même comportement est observé pour l'humidité absolue mesurée de l'air sortant, qui enregistre une valeur maximale de 11.24 g/kg à 09h00. La plus grande différence enregistrée entre l'humidité absolue mesurée et calculée à l'aide de l'équation (V.30) ne dépasse pas 4.94 g/kg. Ces résultats s'expliquent par l'évolution de la température et de l'humidité relative de l'air entrant dans le système RED au cours de la journée, qui influe directement sur l'humidité absolue de l'air, qui représente la quantité totale d'eau contenue dans un certain volume d'air et par l'accroissement du contact direct entre les surfaces humides du tampon de refroidissement et l'air circulant à l'intérieur du tunnel d'essai. Cependant, pour la courbe de l'humidité absolue de l'air saturé, la valeur maximale était de 20.03 g/kg.

La figure V.9 montre l'effet de l'épaisseur du tampon de refroidissement sur l'évolution de l'humidité absolue de l'air à 16h00. À partir de cette figure, il a été montré qu'une fois que l'air entrant entre en contact avec les surfaces humides du tampon de

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

refroidissement, son humidité absolue augmente de manière significative, et que l'augmentation de l'épaisseur du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier contribue également à son augmentation. L'accroissement de l'épaisseur induit une augmentation des surfaces de contact direct entre le tampon humide de refroidissement contenant les fibres de palmier dattier et l'air circulant à l'intérieur du tunnel d'essai.

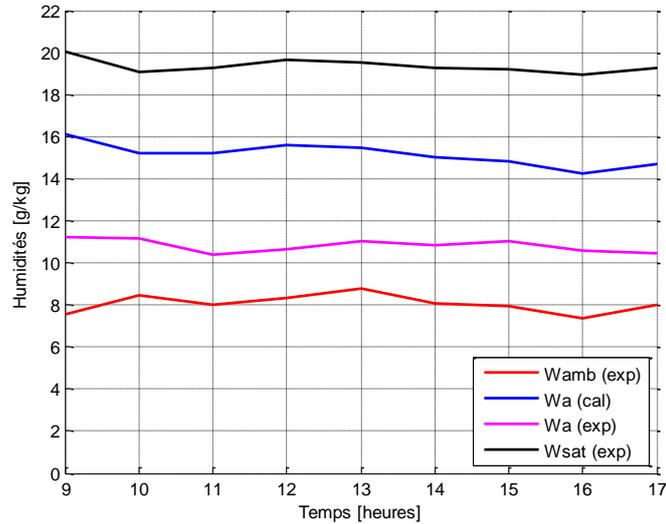


Figure V.8. Evolution de l'humidité absolue de l'air à la sortie de l'échangeur évaporatif, mesurée et calculée selon l'équation (V.30), et de l'humidité absolue mesurée de l'air ambiant et saturé en fonction du temps de fonctionnement.

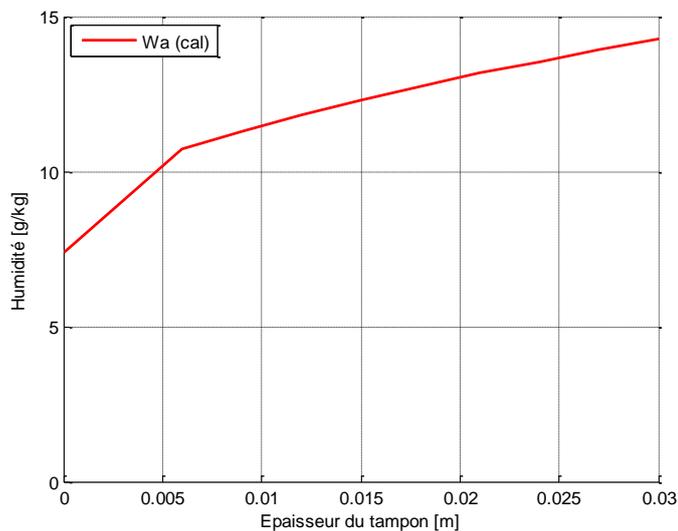


Figure V.9. Evolution de l'humidité absolue de l'air calculée par l'équation (V.30) à l'intérieur du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier à 16h00.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

V.4.2.3. Evolution de l'efficacité de refroidissement

La figure V.10 présente l'effet du temps de fonctionnement sur l'évolution de l'efficacité de refroidissement, basée sur les données expérimentales et calculées, dans le système de refroidissement par évaporation directe RED. On remarque que les courbes ont la même apparence et il est clair qu'il n'existe pas une différence inversement proportionnelle entre elles. L'efficacité de refroidissement calculée a augmenté avec le temps croissant jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur maximale de 0.67 à 12h00 et à 13h00, puis revient à diminuer de 14h00 à 17h00. De plus, l'efficacité de refroidissement expérimentale a augmenté à partir de sa valeur minimale de 0.63 à 09h00 avec l'augmentation du temps jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur maximale de 0.70 à 16h00 et à 17h00. Ces résultats s'expliquent par l'évolution des températures de l'air entrant et sortant, calculées et mesurées, dans le système RED au cours de la journée, qui influent directement sur l'efficacité. D'autre part, à partir de la figure V.10, nous pouvons confirmer la validité et la fiabilité du modèle mathématique pour l'efficacité de refroidissement du système RED en raison de l'écart acceptable enregistré entre les résultats expérimentaux et les résultats calculés. La figure V.11 indique que l'efficacité de refroidissement du système RED calculée à l'aide de l'équation (V.34) diminue avec l'augmentation de la vitesse de l'air entrant entre 1.5 et 4 m/s. La raison de cette diminution est qu'avec l'augmentation de la vitesse de l'air entrant, le temps de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau dans le tampon de refroidissement est réduit.

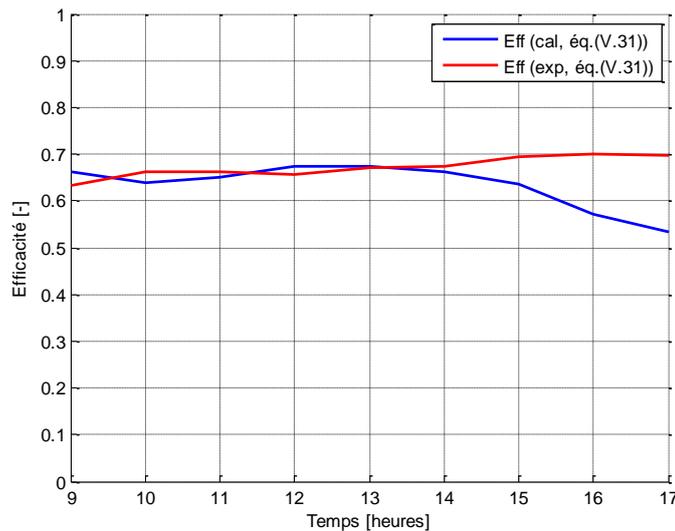


Figure V.10. Evolution de l'efficacité de refroidissement mesurée et calculée en fonction du temps de fonctionnement.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

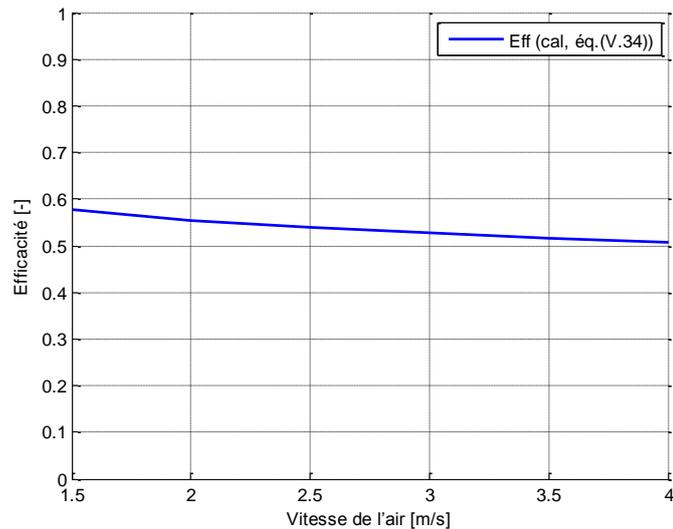


Figure V.11. Evolution de l'efficacité calculée en fonction de la vitesse de l'air.

V.4.2.4. Evolution des coefficients de transfert de chaleur et de masse

À partir de la figure V.12 qui montre l'évolution du coefficient de transfert de chaleur par convection (h_c) en fonction de la vitesse de l'air entrant, on remarque que la courbe augmente constamment avec l'augmentation de la vitesse de l'air. Ceci s'explique par l'importance de la quantité de chaleur échangée entre l'air en circulation à l'intérieur du tunnel d'essai et le tampon humide de refroidissement quand la vitesse d'air augmente.

D'autre part et à partir de la figure V.13 qui présente également l'évolution du coefficient de transfert de masse (h_m) en fonction de la vitesse de l'air entrant, il apparaît clairement que l'évolution de ce coefficient de transfert est linéaire. Cela est dû au fait que l'augmentation de la vitesse de l'air provoque une augmentation du coefficient de transfert de masse à l'intérieur des surfaces humides du tampon de refroidissement en fibres de palmier dattier, ce qui se traduit par une consommation d'eau importante.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

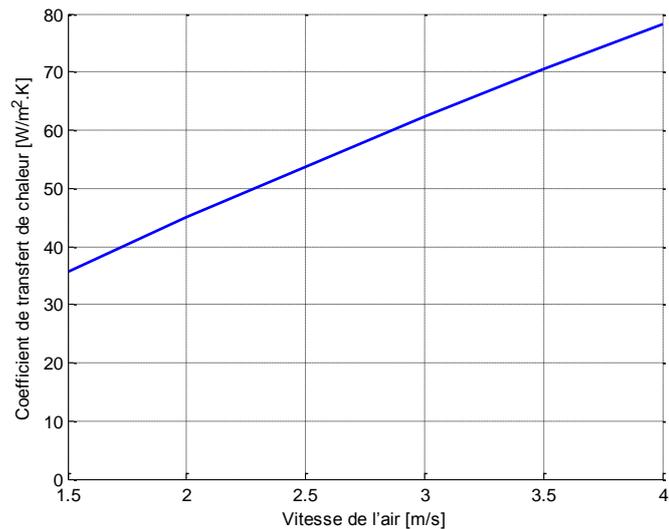


Figure V.12. Evolution du coefficient de transfert de chaleur par convection (h_c) en fonction de la vitesse de l'air entrant.

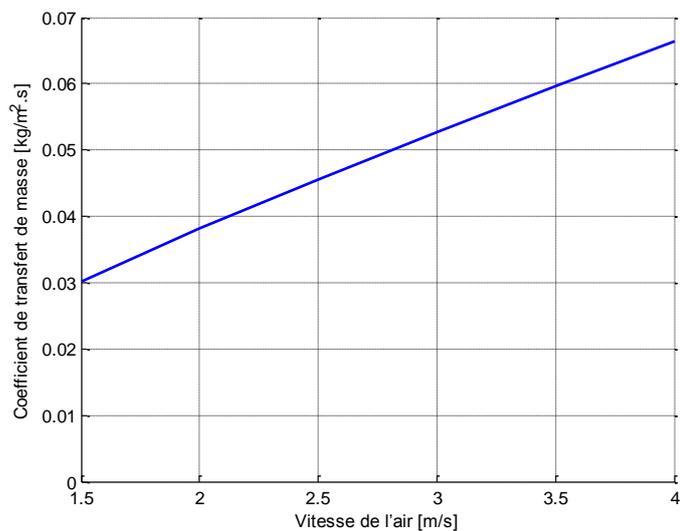


Figure V.13. Evolution du coefficient de transfert de masse (h_m) en fonction de la vitesse de l'air entrant.

V.4.3. Evolution des paramètres de performance de l'installation hybride (ECSHAS+RED)

Cette section est consacrée à la prévision de la température de sortie de l'air dans un échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS couplé à sa sortie avec un système de refroidissement par évaporation directe RED dans la région de Biskra.

La simulation numérique a été réalisée pour objectif de suivre et d'observer l'évolution de la température de sortie de l'air dans l'installation hybride (ECSHAS+RED) en fonction

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

du temps de fonctionnement, de la température ambiante et de la température du sol, durant la journée type de la période estivale, le 13 Juillet 2017, dans la région de Biskra, comme un cas particulier des zones arides et semi-arides. Le débit massique d'air, la longueur d'échange air/sol et la profondeur d'enfouissement sont maintenus constants dans cette étude.

Les paramètres de fonctionnement et caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol (ECSHAS) couplé à un système de refroidissement par évaporation directe (RED), sont présentés dans le tableau V.5 suivant.

Tableau V.5. Paramètres de fonctionnement et caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air/sol ECSHAS.

Paramètres de fonctionnement		Caractéristiques géométriques			
\dot{m}_a [kg/s]	α_{sol} [m ² .jours ⁻¹]	i_0	Type de sol	L [m]	z [m]
0,05	0,0537	194	Argileux	55	3

La figure V.14 montre l'effet du temps de fonctionnement, de la température ambiante (entrée d'air) et de la température du sol sur l'évolution des températures calculées de sortie de l'air pour l'échangeur de chaleur enterré air/sol ECSHAS et pour le système de refroidissement par évaporation directe RED (calculées par les équations (V.18) et (V.20)). On remarque que la température calculée de sortie de l'air du système RED augmente légèrement avec le temps de fonctionnement sous l'influence de la température ambiante, atteignant son point le plus élevé, qui est de 33.29 °C ($\Delta T = 12.19$ °C) pour l'équation (V.18) et de 32.90 °C ($\Delta T = 15.30$ °C) pour l'équation (V.20). Le même comportement est observé pour la température de l'air de sortie calculée de l'échangeur de chaleur ECSHAS, qui atteint un maximum de 32.71 °C ($\Delta T = 15.49$ °C) sous l'influence du temps de fonctionnement, de la température ambiante et de la température du sol qui est égale à 30.46 °C durant la journée des essais. On peut également noter que les courbes de températures de l'air calculées à la sortie pour le système RED et pour l'échangeur air/sol enterré ECSHAS séparément sont quasiment identiques, ce qui suggère que la température de l'air de sortie peut être améliorée lorsque les deux systèmes sont combinés, malgré l'obtention d'un écart de température compris entre 12 à 15.5 °C lorsque les systèmes sont séparés, ce qui indique l'importance d'intégrer les deux systèmes pour améliorer les performances de refroidissement.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

La figure V.15 présente l'effet du temps de fonctionnement sur l'évolution de l'efficacité de refroidissement de l'échangeur de chaleur enterré air/sol ECSHAS et du système de refroidissement par évaporation directe RED séparément. L'efficacité de refroidissement calculée est augmentée avec le temps croissant jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur maximale de 0.67 à 12h00 et à 13h00, puis revient à diminuer du 14h00 jusqu'au 17h00. De plus, l'efficacité de refroidissement de l'échangeur de chaleur ECSHAS est pratiquement constante à la moyenne de 0.873 sous l'influence de la température du sol. Nous concluons de ces résultats que l'efficacité calculée du système RED peut être améliorée en développant les caractéristiques et les composants du système seul ou en l'intégrant à un autre système tel que l'échangeur de chaleur ECSHAS mentionné ci-dessus, cela permet de réduire davantage la température de l'air de sortie et d'atteindre les exigences de confort thermique des bâtiments et des particuliers.

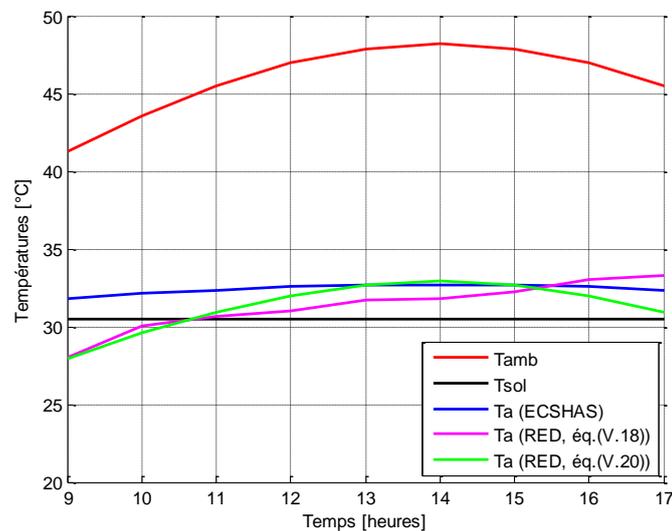


Figure V.14. Evolution des températures calculées à la sortie de l'échangeur de chaleur ECSHAS et du système RED séparément en fonction du temps de fonctionnement, de la température ambiante et de la température du sol.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

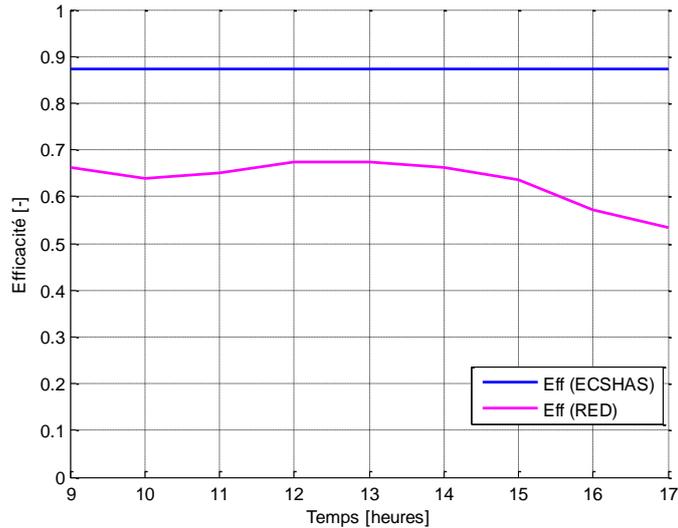


Figure V.15. Evolution de l'efficacité de refroidissement calculée de l'échangeur de chaleur ECSHAS et du système RED séparément en fonction du temps de fonctionnement.

La figure V.16 montre l'effet du temps de fonctionnement et de la température ambiante (entrée d'air) sur l'évolution des températures calculées de sortie de l'air pour l'installation hybride (ECSHAS+RED) à l'aide des équations (V.18) et (V.20). On a pu obtenir les courbes qui décrivent l'évolution des températures de sortie en fonction du temps de fonctionnement de l'air véhiculé à travers l'installation hybride (ECSHAS+RED), durant le 13^{ième} jour du mois de Juillet 2017, dans la région de Biskra.

Pour des conditions de fonctionnement maintenues constantes au mois de Juillet, qui est le plus chaud durant toute l'année, on remarque que la température calculée de sortie de l'air de l'installation hybride (ECSHAS+RED) augmente légèrement avec le temps de fonctionnement sous l'influence de la température ambiante, atteignant son point le plus élevé, qui est de 26.77 °C ($\Delta T=18.71$ °C) pour l'équation (V.18) et de 27.78 °C ($\Delta T=20.42$ °C) pour l'équation (V.20). L'analyse des courbes décrivant l'évolution des températures en fonction du temps de fonctionnement, montre que le couplage d'un système RED avec un échangeur de chaleur air/sol ECSHAS permis d'abaisser sensiblement la température de sortie de l'air durant toute la journée, notamment en période matinale et à la fin de l'après-midi. On remarque que le refroidissement de l'air est mieux réalisé avec l'installation hybride (ECSHAS+RED), où les températures de sortie de l'air sont inférieures durant le jour type considéré.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

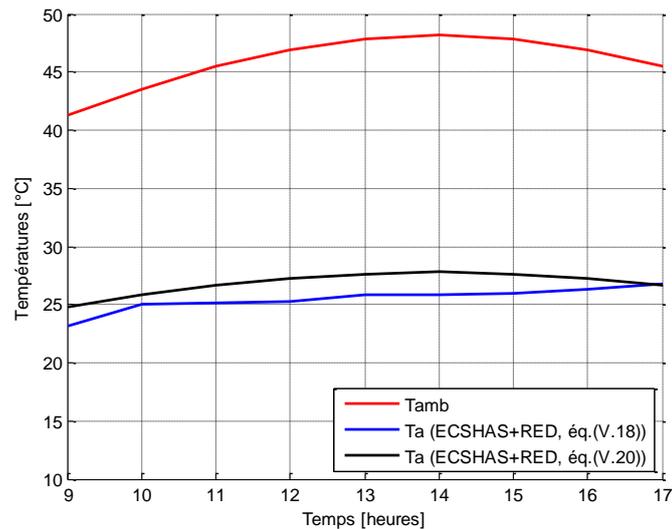


Figure V.16. Evolution des températures calculées à la sortie de l'installation hybride (ECSHAS+RED) en fonction du temps de fonctionnement et de la température ambiante.

La figure V.17 présente l'effet du temps de fonctionnement sur l'évolution des températures de sortie de l'air, basée sur les données expérimentales et calculées à l'aide des équations (V.18) et (V.20), dans l'installation hybride (ECSHAS+RED). La comparaison entre les profils des températures de sortie de l'air véhiculé à travers l'installation hybride (ECSHAS+RED) montre que cette dernière permis d'obtenir de l'air plus frais située entre 20.45 à 27.78 °C en moyenne durant toute la journée (13^{ième} jour du mois de Juillet 2017 comme exemple).

Par conséquent, l'installation hybride étudiée est considérée comme la configuration la plus souhaitable pour refroidir les locaux et les habitats. En effet, elle permet d'obtenir un écart de température important entre l'air d'entrée et l'air de sortie dans l'installation hybride, où le système fonctionne comme un dispositif de rafraîchissement de l'air qui correspond aux conditions de confort thermique à l'intérieur des bâtiments, particulièrement situés dans les zones arides et semi arides en périodes estivales où la chaleur est souvent insupportable comme la région de Biskra. L'installation hybride (ECSHAS+RED) est capable de produire de l'air frais à une température confortable et une humidité relative acceptable. Elle est efficace, fiable et rentable pour assurer des conditions de confort thermique et améliorer les performances énergétiques notamment dans le secteur du bâtiment dans les régions chaudes et sèches comme la région de Biskra.

Chapitre V. Analyse et amélioration des performances du système RED

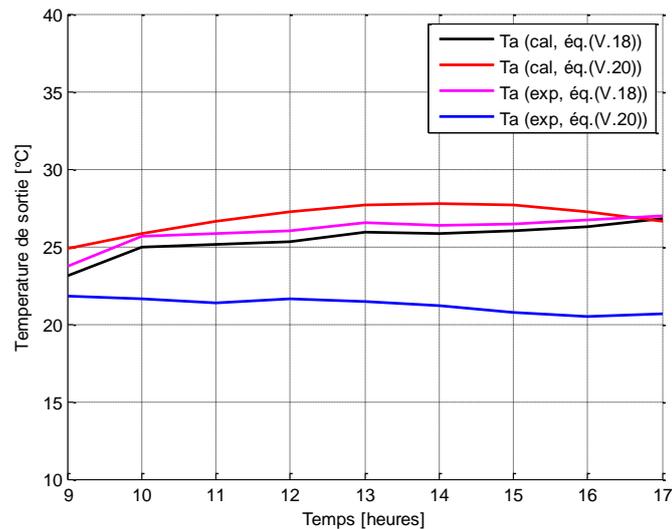


Figure V.17. Evolution des températures calculées et mesurées en sortie de l'installation hybride (ECSHAS+RED) en fonction du temps de fonctionnement.

V.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'évolution de plusieurs paramètres de performance (température de l'air, humidité absolue de l'air, efficacité de refroidissement du système RED, coefficients de transfert de chaleur et de masse) ainsi que d'autres paramètres au cours de la période de test. L'effet de certains paramètres de fonctionnement tels que le temps de fonctionnement, la vitesse de l'air et certains paramètres géométriques tels que l'épaisseur du tampon de refroidissement sur l'efficacité de refroidissement du système RED et sa température de l'air de sortie a été discuté. Les performances du système RED ont été analysées et améliorées sur la base du modèle mathématique des paramètres. La validité et la fiabilité des modèles mathématiques pour les paramètres du système RED ont été confirmées en raison de l'écart acceptable enregistré entre les résultats expérimentaux et les résultats calculés dans ce chapitre. D'autre part, nous avons observé la possibilité d'améliorer les performances énergétiques dans les régions chaudes et sèches, comme la région de Biskra, en intégrant le système RED avec un échangeur de chaleur air/sol ECSHAS.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Cette thèse présente une contribution originale à l'étude de l'exploitation d'un système de refroidissement par évaporation directe (RED) en l'occurrence de leur comportement thermique durant les périodes caniculaires et leur degré d'intégration avec d'autres technologies à caractère renouvelable. En effet, L'échangeur évaporatif est une nouvelle technologie qui utilise la chaleur latente de vaporisation de l'eau pour rafraichir l'air entrant et convertit l'air chaud extérieur en air frais. Pour y parvenir, le refroidissement par évaporation peut être mis en œuvre à partir d'une surface humide qui repose sur l'utilisation des milieux poreux mouillés, communément appelés « tampons de refroidissement par évaporation ». Il convient de noter que l'obtention de l'effet de refroidissement par évaporation à partir d'un environnement humide peut améliorer le taux d'évaporation de l'eau, et donc l'effet de refroidissement obtenu.

L'objectif principal de la présente étude est de caractériser les propriétés physiques, thermiques et mécaniques des fibres naturelles de palmier dattier utilisées dans la réalisation de tampons de refroidissement ainsi que de mettre en place une analyse expérimentale du phénomène de refroidissement de l'air utilisant le système RED dans les régions chaudes, arides et semi-arides. D'autre part, l'analyse théorique du phénomène de transfert de chaleur et de masse pour la compréhension du comportement thermique et le dimensionnement des REDs, dans le but d'analyser et d'améliorer les performances du système RED sur la base des modèles mathématiques des paramètres. Cette étude est réalisée en exploitant un système RED réalisé et installé à l'Université de Biskra, Département de Génie Mécanique (sud algérien 34°47'N-005°43'E) pendant la période estivale caractérisée par un climat aride, chaud et sec avec des pics de température maximale moyenne dépassant parfois 41 °C.

Par ailleurs, la dépense énergétique des systèmes REDs notamment minime comparée aux systèmes conventionnels de climatisation durant les périodes caniculaires ou de refroidissement, a fait que ce travail s'inscrit dans la tendance internationale en matière de la consommation rationnelle d'énergie, la promotion des énergies renouvelables ainsi que la minimisation des émissions des gaz à effet de serre.

Dans la première partie, la thèse retrace dans le premier chapitre d'une part la consommation d'énergie et les émissions de dioxyde de carbone dans le secteur du bâtiment en donnant des informations actualisées sur les indicateurs énergétiques et d'autre

part, nous avons résumé succinctement la perspective des applications mondiales des humidificateurs ainsi que leurs statuts d'utilisation mondiale au cours des dernières années. En outre, la question des critères de classification des ressources ou systèmes de refroidissement par humidification est circonscrites à la fin du premier chapitre.

Au chapitre des applications, on aurait plutôt tendance à souligner que les systèmes à évaporation sont d'autant plus adéquat à l'effet de refroidissement, quant aux systèmes à pulvérisation et à vapeur sont adaptés particulièrement à l'exploitation des eaux. Entre autre, les systèmes de refroidissement par évaporation en particulier les systèmes RED ont majoritairement éclipsé une panoplie d'applications des systèmes REI. A propos de la classification des ressources et les systèmes évaporatifs, il n'existait aucune norme universellement reconnue pour la classification et la déclaration des systèmes évaporatifs. Sur la base des systèmes de classification disponibles dans la littérature, la nomenclature et la terminologie demeurent des problèmes majeurs.

Toujours dans la première partie de la thèse, ce prélude à l'évaporation nous a permis d'ouvrir la porte au deuxième chapitre consacré à l'état de l'art des systèmes de refroidissement par évaporation directe RED. Ce chapitre a pour objectif de démystifier et de simplifier certains phénomènes ayant trait au système RED. Il se veut aussi un espace de réflexion sur la manière la plus adéquate de mettre en application l'émergence des nouveaux concepts étroitement liés au fonctionnement des systèmes REDs.

Dans cette revue bibliographique systématique, nous présentons d'abord brièvement les résultats des recherches portant sur la relation entre les paramètres de conception et les performances des REDs. Ensuite, nous nous sommes penchés particulièrement sur l'analyse du transfert de chaleur et de masse et du comportement thermo-physique des systèmes REDs. Les performances des échangeurs évaporatifs directs dépendent notamment des conditions géographiques et climatiques, des paramètres thermiques et de la configuration du flux d'air et des propriétés du tampon de refroidissement d'une part, et d'autre part, le temps de fonctionnement et les propriétés intrinsèques du tampon voire la conductivité thermique qui sont des facteurs déterminants et prédictifs des performances énergétiques des échangeurs évaporatifs directs.

Dès lors, la technologie des systèmes de refroidissement par évaporation directe REDs est largement régit par la parfaite compréhension de la dynamique de transfert de chaleur et de masse entre l'eau et l'air traversant le tampon de refroidissement. Dans cette dimension,

L'analyse expérimentale du phénomène de refroidissement s'offre comme un outil très utile au quelle prendre part l'effet des paramètres de conception et de fonctionnement sur les performances thermiques et la capacité de refroidissement des systèmes REDs, ainsi que sur leur comportement thermo-physique.

En réponse aux problèmes fondamentaux en amont de la conclusion que ce manuscrit était censé éclaircir, le lecteur pourra constater que dans la deuxième partie de la thèse où nous avons abordé dans chaque chapitre un volet particulier de la manière dont nous sommes également arrivés à plusieurs conclusions :

- La première partie de l'étude expérimentale est une caractérisation thermo-mécanique des fibres de palmier dattier (fibrillium ou lif) utilisées dans cette étude comme des tampons de refroidissement. Les propriétés physiques (densité apparente et absolue, taux d'humidité,...etc.), thermiques (conductivité thermique, diffusivité thermique,...etc.) et mécaniques ont été évaluées pour différents états des fibres et pour de différentes épaisseurs des échantillons. Les résultats de la première partie de l'étude expérimentale indiquent que les fibres de fibrillium peuvent être utilisées pour la réalisation des tampons de refroidissement. La faible densité, l'absorption d'eau importante, la capacité de rétention d'eau et d'autres propriétés spécifiques intéressantes des fibres du lif indiquent la possibilité de les utiliser comme des tampons de refroidissement dans les systèmes REDs avec des caractéristiques idéales et du fonctionnement attendus qui permet alors le transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau.
- L'analyse systémique des résultats expérimentaux du système RED a montré que la chute de température de l'air, la différence d'humidité relative et l'efficacité de saturation augmentaient avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon de refroidissement, la température d'entrée d'air, le débit d'eau et la diminution de la vitesse de l'air et de la température de l'eau. Tandis que la capacité de refroidissement et du taux d'évaporation de l'eau ont augmenté avec l'augmentation de la vitesse de l'air, de l'épaisseur du tampon de refroidissement, de la température d'entrée d'air et du débit d'eau, ainsi que la diminution de la température d'entrée d'eau. Le rapport d'efficacité énergétique a amélioré avec l'augmentation de l'épaisseur du tampon, de la température d'entrée de l'air et la diminution du débit et de la température de l'eau. Nous avons enregistré des chutes de température importantes qui peuvent atteindre une différence de 16 °C. Les résultats obtenus

Conclusion Générale

dans la deuxième partie de l'étude expérimentale sont prometteurs et encourageants et nous montrent que la technique du système RED peut être utilisée pour le pré-refroidissement, le rafraîchissement ou le refroidissement des bâtiments.

- Les performances du système RED installé à l'Université de Biskra ont été analysées et améliorées sur la base du modèle mathématique des paramètres. Un bon accord est trouvé en comparant les résultats expérimentaux avec les résultats calculés à partir des modèles développés dans la littérature, ce qui a confirmé la validité et la fiabilité de ces modèles mathématiques pour les paramètres du système RED en raison de l'écart acceptable enregistré. Une étude paramétrique est illustrée dans cette section de notre travail dans le but d'évaluer l'influence de différents paramètres de fonctionnement et géométriques sur les performances thermiques du système RED. La possibilité d'améliorer les performances énergétiques dans les régions chaudes et sèches comme la région de Biskra en intégrant le système RED avec un échangeur de chaleur souterrain horizontal air-sol ECSHAS a été étudiée et recommandée.

Finalement, on suggère ici des perspectives à explorer par des futurs travaux de recherche dans ce domaine :

- Faire une étude complémentaire pour les fibres de fibrillium concernant différentes tailles de fibre et types de palmier, le sens et l'influence du taux de la colle naturelle sur les différentes plaques en fibres de fibrillium,...etc.
- Etudier énergétiquement et économiquement le refroidissement d'un bâtiment type avec un système RED et voir ce que cela peut nous apporter comme un gain énergétique et économique.
- Placer des sondes de mesure des températures autour du tampon de refroidissement pour suivre l'accumulation de la chaleur dans le tampon et déterminer le temps nécessaire pour l'arrêt de l'arrosage en eau et pour l'auto récupération de la température du tampon dans le mode intermittent pour une meilleure évaporation et une consommation d'eau réduite.
- Coupler l'échangeur évaporatif direct RED avec d'autres systèmes de refroidissement tels que l'échangeur évaporatif indirect REI ou l'échangeur de chaleur souterrain horizontal air-sol ECSHAS pour mieux comprendre l'amélioration de la performance thermique en matière de température, d'humidité et de durée de fonctionnement du système RED.

Conclusion Générale

Dans la foulée de ce travail, nous pensons que les résultats obtenus à travers cette étude sont prometteurs. Comme il serait par suite souhaitable de mettre en perspectives d'un modèle d'analyse et d'évaluation des systèmes REDs via un projet pilote ainsi qu'une démonstration de taille de l'apport réel du potentiel de refroidissement sous les climats arides et semi-arides de l'oasis algérien.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abdel-Fadeel, W. A. and S. A. Hassanein (2012). Calculations of the outlet air conditions in the direct evaporative cooler. *JES. Journal of Engineering Sciences*, 40(5), 1351-1358.
- Abdullah, A., I. B. Said and D. R. Ossen (2019). A sustainable bio-inspired cooling unit for hot arid regions: Integrated evaporative cooling system in wind tower. *Applied Thermal Engineering*, 161, 114201.
- Agoudjil, B., A. Benchabane, A. Boudenne, L. Ibos and M. Fois (2011). Renewable materials to reduce building heat loss: Characterization of date palm wood. *Energy and buildings*, 43(2-3), 491-497.
- Akintunji, L. L., I. U. Haruna and B. S. Momoh (2014). Theoretical performance analysis of coconut coir as media in evaporative coolers. *Int. J. Sci. Technol. Res*, 3(3).
- Alawar, A., A. M. Hamed and K. Al-Kaabi (2009). Characterization of treated date palm tree fiber as composite reinforcement. *Composites Part B: Engineering*, 40(7), 601-606.
- Al-Khanbashi, A., K. Al-Kaabi and A. Hammami (2005). Date palm fibers as polymeric matrix reinforcement: fiber characterization. *Polymer composites*, 26(4), 486-497.
- Al-Khayri, J. M., S. M. Jain and D. V. Johnson (2015). *Date Palm Genetic Resource and Utilization*, Springer.
- Allouhi, A., Y. El Fouih, T. Kousksou, A. Jamil, Y. Zeraouli and Y. Mourad (2015). Energy consumption and efficiency in buildings: current status and future trends. *Journal of Cleaner production*, 109, 118-130.
- Almi, K. (2018). Développement et caractérisation de matériaux à base du bois de palmier dattier adaptés aux applications de développement durable en Algérie. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Almi, K., A. Benchabane, S. Lakel and A. Kriker (2015). Potential utilization of date palm wood as composite reinforcement. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 34(15), 1231-1240.
- Al-Mogbel, A., S. Hussain, M. Z. Rafique and M. Almeshaal (2020). Experimental investigations of evaporative cooling system for buildings under hot and dry environmental conditions. *Heat Transfer Research*, 51(9).
- Al-Oqla, F. M., O. Y. Alothman, M. Jawaid, S. M. Sapuan and M. H. Es-Saheb (2014). Processing and properties of date palm fibers and its composites. *Biomass and bioenergy: Processing and properties*, 1-25.
- Alsaeed, T., B. F. Yousif and H. Ku (2013). The potential of using date palm fibres as reinforcement for polymeric composites. *Materials & Design*, 43, 177-184.
- Al-Sulaiman, F. (2000). Mechanical properties of date palm leaves. *Journal of reinforced plastics and composites*, 19(17), 1379-1388.
- Al-Sulaiman, F. (2002). Evaluation of the performance of local fibers in evaporative cooling. *Energy conversion and management*, 43(16), 2267-2273.
- Ameen, A. (2005). The challenges of air-conditioning in tropical and humid tropical climates. In *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering* (pp. 28-30).

Références Bibliographiques

- Amer, O., R. Boukhanouf and H. G. Ibrahim (2015). A review of evaporative cooling technologies. *International journal of environmental science and development*, 6(2), 111.
- Amroune, S., A. Bezazi, A. Dufresne, F. Scarpa and A. Imad (2022). Investigation on Microstructure, Tensile Properties and Fatigue Characterization of Porous Date Palm Fiber. *Journal of Natural Fibers*, 19(17), 15751-15764.
- APRUE. (2017). La consommation énergétique finale. Chiffres clés Année 2017.
- ASHRAE. (1990). ASHRAE position statements. *ASHRAE J.* 32, 52.
- ASHRAE-133. (2001). Method of testing direct evaporative air coolers, in: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Standard, The Society, New York.
- ASHRAE Handbook. (2008). HVAC Systems and Equipment (SI), 1st ed. American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA, USA.
- Bansal, V., R. Mishra, G. D. Agarwal and J. Mathur (2012). Performance analysis of integrated earth-air-tunnel-evaporative cooling system in hot and dry climate. *Energy and Buildings*, 47, 525-532.
- Belatrache, D., S. Bentouba and M. Bourouis (2016). Numerical analysis of earth air heat exchangers at operating conditions in arid climates. *International journal of hydrogen energy*, 42(13), 8898-8904.
- Belloufi, Y. (2017). Etude théorique et expérimentale de l'exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Benaoune, D. (2012). Etude expérimentale du rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau (Thèse de Magister, Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie).
- Benzidane, R., Z. Sereir, M. L. Bennegadi, P. Doumalin and C. Poilâne (2018). Morphology, static and fatigue behavior of a natural UD composite: the date palm petiole 'wood'. *Composite Structures*, 203, 110-123.
- Benziouche, S. E. (2010). L'analyse de L'impact des Politiques Agricoles sur la Production des Dattes en Algérie par la Matrice d'Analyse des Politiques (MAP). *Revue EuroJournals*, 40(4), 644-660.
- Besset, J. (1987). "Bois et matériaux dérivés,". Ed. Techniques de l'ingénieur.
- Bhabhor, K. K. and D. B. Jani (2022). Progressive development in solid desiccant cooling: A review. *International Journal of Ambient Energy*, 43(1), 992-1015.
- Bishoyi, D. and K. Sudhakar (2017). Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India. *Energy and Buildings*, 153, 190-200.
- Bledzki, A. K. and J. Gassan (1999). Composites reinforced with cellulose based fibres. *Progress in polymer science*, 24(2), 221-274.
- Bom, G. J. (Ed.). (1999). *Evaporative air-conditioning: applications for environmentally friendly cooling* (Vol. 23). World Bank Publications.
- Bouasker, M., N. Belayachi, D. Hoxha and M. Al-Mukhtar (2014). Physical characterization of natural straw fibers as aggregates for construction materials applications. *Materials*, 7(4), 3034-3048.

Références Bibliographiques

- Bouguedoura, N., M. Bennaceur and A. Benkhalifa (2010). Le palmier dattier. *Biotechnologies du palmier dattier*, 15.
- Bourne, R. C. (2004). Development of an improved two-stage evaporative cooling system. California Energy Commission.
- Bruno, F. (2010). An indirect evaporative cooler for supplying air near the dew point (Doctoral thesis, Australian Solar Energy Society).
- Camargo, J. R., C. D. Ebinuma and J. L. Silveira (2005). Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. *International journal of Refrigeration*, 28(7), 1124-1132.
- Camargo, J. R., C. D. Ebinuma and S. Cardoso (2003). A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system. *Revista de Engenharia Térmica*, 2(2), 30-34.
- Cengel, Y. A. and M. A. Boles (2006). Mass and energy analysis of control volumes. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 216-46.
- Ceylan, İ., A. Ergün, B. Acar and M. Aydin (2016). Psychometric and thermodynamic analysis of new ground source evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 119, 20-27.
- Chen, P., H. Qin, Y. J. Huang, H. Wu and C. Blumstein (1993). The energy saving potential of precooling incoming outdoor air by indirect evaporative cooling.
- Chen, P. L. (1995). Applications of the evaporative cooling techniques in moderate and humid climates. *HVAC*; 4:3-8.
- Chen, W. (2011). Thermal analysis on the cooling performance of a wet porous evaporative plate for building. *Energy Conversion and Management*, 52(5), 2217-2226.
- Chen, X., Y. Su, D. Aydin, Y. Ding, S. Zhang, D. Reay and S. Riffat (2018). A novel evaporative cooling system with a polymer hollow fibre spindle. *Applied Thermal Engineering*, 132, 665-675.
- Chen, Y., Y. Luo and H. Yang (2014). Fresh air pre-cooling and energy recovery by using indirect evaporative cooling in hot and humid region—a case study in Hong Kong. *Energy procedia*, 61, 126-130.
- Chengqin, R., L. Nianping and T. Guangfa (2002). Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes. *Building and environment*, 37(11), 1045-1055.
- Chwieduk, D. (2003). Towards sustainable-energy buildings. *Applied energy*, 76(1-3), 211-217.
- Cuce, E. and P. M. Cuce (2013). A comprehensive review on solar cookers. *Applied Energy*, 102, 1399-1421.
- Cuce, E., P. M. Cuce, C. J. Wood and S. B. Riffat (2014). Toward aerogel based thermal superinsulation in buildings: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 34, 273-299.
- Cuce, P. M. and S. Riffat (2015). A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 665-682.
- Cuce, P. M. and S. Riffat (2016). A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1240-1249.

Références Bibliographiques

- Cui, X., K. J. Chua, M. R. Islam and K. C. Ng (2015). Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate. *Energy conversion and management*, 102, 140-150.
- Dağtekin, M., C. Karaca and Y. Yıldız (2009). Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate. *Biosystems engineering*, 103(1), 100-104.
- Dağtekin, M., C. Karaca, Y. Yıldız, A. Başçetinçelik and Ö. Paydak (2011). The effects of air velocity on the performance of pad evaporative cooling systems. *African Journal of Agricultural Research*, 6(7), 1813-1822.
- Dai, Y. J. and K. Sumathy (2002). Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material. *Applied thermal engineering*, 22(13), 1417-1430.
- Davanagere, B. S., S. A. Sherif and D. Y. Goswami (1999). A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system—Part I: psychrometrics and analysis of the conditioned zone. *International journal of energy research*, 23(1), 7-21.
- Dehghani, A., S. M. Ardekani, M. A. Al-Maadeed, A. Hassan and M. U. Wahit (2013). Mechanical and thermal properties of date palm leaf fiber reinforced recycled poly (ethylene terephthalate) composites. *Materials & Design (1980-2015)*, 52, 841-848.
- Delfani, S., J. Esmaelian, H. Pasdarshahri and M. Karami (2010). Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran. *Energy and Buildings*, 42(11), 2169-2176.
- Dhamneya, A. K., S. P. S. Rajput and A. Singh (2018). Thermodynamic performance analysis of direct evaporative cooling system for increased heat and mass transfer area. *Ain Shams Engineering Journal*, 9(4), 2951-2960.
- Di, Y. H. (2008). Fundamental study on the design of climate based evaporative cooling air conditioning technology. China: Xi'an University of Architecture and Technology.
- Di, Y. H., J. P. Liu and X. Huang (2010). Climate demarcating for application of evaporative cooling air conditioning. *HVAC*, 40(2), 108-111.
- Djebbloun, Y. (2018). Contribution à la caractérisation des matériaux composites renforcés de fibres végétales. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Djebbloun, Y., M. Hecini, T. Djoudi and B. Guerira (2018). Experimental determination of elastic modulus of elasticity and Poisson's coefficient of date palm tree fiber. *Journal of Natural Fibers*, 16(3), 357-367.
- Djoudi, T. (2019). Elaboration et caractérisation de composites bio-sourcés à base de fibres de palmier dattier. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Djoudi, T., H. Djemai, M. Hecini and A. Ferhat (2022). Physical, thermal and mechanical characterization of a new material composite based on fibrous wood particles of date palm tree. *Revue des Composites et des Matériaux Avances*, 32(1), 45.
- Doğramacı, P. A. and D. Aydın (2020). Comparative experimental investigation of novel organic materials for direct evaporative cooling applications in hot-dry climate. *Journal of Building Engineering*, 30, 101240.
- Doğramacı, P. A., S. Riffat, G. Gan and D. Aydın (2019). Etude expérimentale du potentiel des fibres d'eucalyptus pour le refroidissement par évaporation. *Énergie renouvelable*, 131, 250-260.

Références Bibliographiques

- Dowdy, J. A. and N. S. Karabash (1987). Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose evaporative media. *Ashrae Transactions*, 93(2), 382-95.
- Duan, Z., C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand and A. Hasan (2012). Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(9), 6823-6850.
- Elbadry, E. A. (2014). Agro-Residues: Surface Treatment and Characterization of Date Palm Tree Fiber as Composite Reinforcement. *Journal of Composites*, 2014(1), 189128.
- El-Dessouky, H., H. Ettouney and A. Al-Zeefari (2004). Performance analysis of two-stage evaporative coolers. *Chemical Engineering Journal*, 102(3), 255-266.
- El-Juhany, L. I. (2010). Degradation of date palm trees and date production in Arab countries: causes and potential rehabilitation. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 4(8), 3998-4010.
- Fadlaoui, S. (2017). Application de la technique de modélisation de l'architecture du palmier dattier (*Phoenix dactylifera L.*) pour la caractérisation des cultivars. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Fardeheb, F. (2008). Examination and review of passive solar cooling strategies in middle eastern and north african vernacular architecture. In *Proceedings of ISES World Congress 2007 (Vol. I–Vol. V) Solar Energy and Human Settlement* (pp. 2511-2515). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Farmahini-Farahani, M. and G. Heidarinejad (2012). Increasing effectiveness of evaporative cooling by pre-cooling using nocturnally stored water. *Applied thermal engineering*, 38, 117-123.
- Fouda, A. and Z. Melikyan (2011). A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 932-936.
- GIEC. (2007). <<https://www.ipcc.ch>>.
- Goldsworthy, M. and S. White (2011). Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler. *International Journal of refrigeration*, 34(1), 148-158.
- Gonzalez, P. A. and J. M. Zamarrero (2005). Prediction of hourly energy consumption in buildings based on a feedback artificial neural network. *Energy and buildings*, 37(6), 595-601.
- Guettaf Temam, T. (2017). Modélisation du comportement mécanique des constituants du palmier dattier. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Gunhan, T., V. Demir and A. K. Yagcioglu (2007). Evaluation of the suitability of some local materials as cooling pads. *Biosystems engineering*, 96(3), 369-377.
- Hamdi, O. (2020). Contribution à l'étude de l'efficacité d'un système géothermique (air-sol) placé dans une zone aride «cas de la région de Biskra». Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Hamouda, A., S. Abdou and L. Benyahia (2018). Etude de la performance thermique en été d'une maison préfabriquée à Biskra. *Journal of Renewable Energies*, 21(3), 341-353.
- Hao, X., C. Zhu, Y. Lin, H. Wang, G. Zhang and Y. Chen (2013). Optimizing the pad thickness of evaporative air-cooled chiller for maximum energy saving. *Energy and Buildings*, 61, 146-152.

Références Bibliographiques

- Harby, K. and F. Al-Amri (2019). An investigation on energy savings of a split air-conditioning using different commercial cooling pad thicknesses and climatic conditions. *Energy*, 182, 321-336.
- Hegazy, S. S. and K. Ahmed (2015). Effect of date palm cultivar, particle size, panel density and hot water extraction on particleboards manufactured from date palm fronds. *Agriculture*, 5(2), 267-285.
- Heidarinejad, G. and H. Pasharshahi (2011). Potential of a desiccant-evaporative cooling system performance in a multi-climate country. *International Journal of Refrigeration*, 34(5), 1251-1261.
- Heidarinejad, G., M. Bozorgmehr, S. Delfani and J. Esmaeelian (2009). Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions. *Building and environment*, 44(10), 2073-2079.
- Herr, H. (2014). *Génie énergétique et climatique : Chauffage, froid, climatisation*. Dunod.
- Higgins, C. and H. Reichmuth (2007). Desert cool-airtm package unit technical assessment field performance of a prototype hybrid indirect evaporative air-conditioner. New Buildings Institute.
- Hindoliya, D. A. and S. C. Mullick (2006). Assessment of utilisation potential of direct evaporative cooling for India. *International journal of ambient energy*, 27(1), 21-28.
- Hinge, A., P. Bertoldi and P. Waide (2004). Comparing commercial building energy use around the world. Proceedings of the 2004 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, Pacific Grove, CA, USA, 22-27.
- Huang J. G. and L. P. Zhao (2007). Feasibility research of evaporative cooling air-conditioning in application to iron and steel enterprises. *Refrigeration and Air-conditioning*, 21(4):81-4.
- Huang, X., J. M. Wu and Y. M. Xuan (2002). Study of evaporative cooling application condition in northwest area of China. *JOURNAL-NORTHWEST INSTITUTE OF TEXTILE SCIENCE AND TECHNOLOGY*, 16(1), 28-34.
- Huang, X., M. Liu and X. Y. Yu (2001). Study of evaporative cooling application condition in Xinjiang area of China. *Refrigeration and Air-conditioning*, 1(6), 33-8.
- Ibrahim, E., L. Shao and S. B. Riffat (2003). Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. *Energy and Buildings*, 35(9), 941-949.
- International Energy Agency. (2003). Key world energy statistics.
- International Energy Agency. (2006). Key world energy statistics.
- International Energy Agency. (2019). Key world energy statistics.
- International Energy Agency. (2018). The future of cooling.
- ISO. (2019). 1183-1. Plastics—Methods for Determining the Density of Non-Cellular Plastics—Part 1: Immersion Method, Liquid Pycnometer Method and Titration Method. International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland.

Références Bibliographiques

- ITDAS. (2012). "Rapport sur la situation du secteur agricole,". Institut Technique de Développement de l'Agronomie Saharienne, Biskra, Algérie.
- Jain, J. K. and D. A. Hindoliya (2011). Experimental performance of new evaporative cooling pad materials. *Sustainable Cities and Society*, 1(4), 252-256.
- Jiang, Y. and X. S. Zhang (2006). The research of direct evaporative cooling and its application in air-cooled chiller unit. *Building Energy and Environment*, 25(2), 7-12.
- Kanoglu, M., I. Dincer and M. A. Rosen (2007). Exergy analysis of psychrometric processes for HVAC&R applications. *ASHRAE Transactions*, 113(2), 172-181.
- Ketan Nayak, A., A. Hagishima and J. Tanimoto (2020). A simplified numerical model for evaporative cooling by water spray over roof surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 165, 114514.
- Khalajzadeh, V., M. Farmahini-Farahani and G. Heidarinejad (2012). A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings*, 49, 604-610.
- Khater, H. M. and M. Ezzat (2018). Preparation and characterization of engineered stones based geopolymer composites. *Journal of building engineering*, 20, 493-500.
- Khond, V. W. (2011). Experimental investigation of desert cooler performance using four different cooling pad materials. *American journal of scientific and industrial research*, 2(3), 418-421.
- Khosravi, N., D. Aydin, M. K. Nejhad and P. A. Dogramaci (2020). Comparative performance analysis of direct and desiccant assisted evaporative cooling systems using novel candidate materials. *Energy Conversion and Management*, 221, 113167.
- Kim, M. H., J. H. Kim, O. H. Kwon, A. S. Choi and J. W. Jeong (2011). Energy conservation potential of an indirect and direct evaporative cooling assisted 100% outdoor air system. *Building Services Engineering Research and Technology*, 32(4), 345-360.
- Kim, M. H. and J. W. Jeong (2013). Cooling performance of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers. *Energy*, 52, 245-257.
- Kocattürk, Ü. and Y. Yildiz (2007). Some performance characteristics of evaporative cooling pad at three air velocities in Çukurova regions. *J. Agric. Fac. Çukurova Univ*, 21(4), 101-108, Adana / Türkiye.
- Kolokotsa, D., M. Santamouris, A. Synnefa and T. Karlessi (2012). 3.19-passive solar architecture. In *comprehensive renewable energy*, ed. A. Sayigh, 637-65.
- Kouchakzadeh, A. and A. Brati (2013). The evaluation of bulk charcoal as greenhouse evaporative cooling pad. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 15(2), 188-193.
- Kousksou, T., P. Bruel, A. Jamil, T. El Rhafiki and Y. Zeraouli (2014). Energy storage: Applications and challenges. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 120, 59-80.
- Kovačević, I. and M. Sourbron (2017). The numerical model for direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 113, 8-19.
- Kriker, A. (2005). Caractérisation des fibres de palmier dattier et propriétés des bétons et mortiers renforcés par ces fibres en climat chaud et sec. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Polytechnique. Alger. Algérie.
- Kriker, A., A. Bali, G. Debicki, M. Bouziane and M. Chabannet (2008). Durability of date palm fibres and their use as reinforcement in hot dry climates. *Cement and Concrete Composites*, 30(7), 639-648.

Références Bibliographiques

- Kriker, A., G. Debicki, A. Bali, M. M. Khenfer and M. Chabannet (2005). Mechanical properties of date palm fibres and concrete reinforced with date palm fibres in hot-dry climate. *Cement and Concrete Composites*, 27(5), 554-564.
- La, D., Y. Li, Y. J. Dai, T. S. Ge and R. Z. Wang (2012). Development of a novel rotary desiccant cooling cycle with isothermal dehumidification and regenerative evaporative cooling using thermodynamic analysis method. *Energy*, 44(1), 778-791.
- Laknizi, A., M. Mahdaoui, A. B. Abdellah, K. Anoune, M. Bakhouya and H. Ezbakhe (2019). Performance analysis and optimal parameters of a direct evaporative pad cooling system under the climate conditions of Morocco. *Case Studies in Thermal Engineering*, 13, 100362.
- Lal Basediya, A., D. V. K. Samuel and V. Beera (2013). Evaporative cooling system for storage of fruits and vegetables-a review. *Journal of food science and technology*, 50, 429-442.
- Lechner, N. (2014). *Heating, cooling, lighting: Sustainable design methods for architects*. John Wiley & sons.
- Lertsatitthanakorn, C., S. Rerngwongwitaya and S. Soponronnarit (2006). Field experiments and economic evaluation of an evaporative cooling system in a silkworm rearing house. *Biosystems Engineering*, 93(2), 213-219.
- Li, X., C. P. Bowers and T. Schnier (2010). Classification of energy consumption in buildings with outlier detection. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 57(11), 3639-3644.
- Luo, X., B. Chang, W. Tian, J. Li and Z. Gu (2019). Experimental study on local environmental control for historical site in archaeological museum by evaporative cooling system. *Renewable Energy*, 143, 798-809.
- Maisotsenko, V., L. E. Gillan, T. L. Heaton and A. D. Gillan (2002). Method and apparatus of indirect-evaporation cooling. U.S. Patent No. 6,497,107. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Malli, A., H. R. Seyf, M. Layeghi, S. Sharifian and H. Behraveshe (2011). Investigating the performance of cellulosic evaporative cooling pads. *Energy Conversion and Management*, 52(7), 2598-2603.
- Martínez, P., J. Ruiz, P. J. Martínez, A. S. Kaiser and M. Lucas (2018). Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 138, 675-685.
- Masri, T. (2018). Contribution au développement des matériaux de construction à base des sous-produits du palmier dattier. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Masri, T., A. Benchabane and H. Ounis (2016). Matériaux à base des déchets de palmier dattier (Phoenix Dactylifera) et de polystyrène, DZ patent, App. 160159, Algeria.
- Mehdid, C. E. (2021). Comportement thermo-physique d'un puits canadien: application aux sites de l'oasis algérien. Thèse de Doctorat. Université Mohamed Khider. Biskra. Algérie.
- Meradi, S., N. Dakhia and M. Aouachria (2016). Déchets de palmeraie: alternative alimentaire du cheptel prometteuse en régions arides Algérie. *Livestock Research for Rural Development*, 28(9).
- Min, Y., Y. Chen, H. Yang and C. Guo (2020). Characteristics of primary air condensation in indirect evaporative cooler: Theoretical analysis and visualized validation. *Building and Environment*, 174, 106783.

Références Bibliographiques

- Ministre de l'Energie. (2018). Chiffres clés du bilan énergétique national - Année 2017.
- Ministre de l'Energie. (2019). Bilan énergétique national année 2018.
- Moffat, R. J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental thermal and fluid science*, 1(1), 3-17.
- Mujahid Rafique, M., P. Gandhidasan, S. Rehman and L. M. Al-Hadhrami (2015). A review on desiccant based evaporative cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 45, 145-159.
- Nada, S. A., A. Fouda, M. A. Mahmoud and H. F. Elattar (2019). Experimental investigation of energy and exergy performance of a direct evaporative cooler using a new pad type. *Energy and Buildings*, 203, 109449.
- Nada, S. A., H. F. Elattar, M. A. Mahmoud and A. Fouda (2020). Performance enhancement and heat and mass transfer characteristics of direct evaporative building free cooling using corrugated cellulose papers. *Energy*, 211, 118678.
- NSI/ASHRAE55. (1992). Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- Ouahab, A. (2015). Modélisation des consommations d'énergie et des émissions de CO₂ à long terme appliquée au secteur résidentiel algérien. Thèse de Doctorat. Tours.
- Parmar, H. and D. A. Hindoliya (2010). Performance of a solid desiccant based evaporative cooling system in warm and humid climatic zone of India. *Int J Eng Sci Technol*, 2(10), 5504-8.
- Pérez-Lombard, L., J. Ortiz and C. Pout (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and buildings*, 40(3), 394-398.
- Pistochini, T. and M. Modera (2011). Water-use efficiency for alternative cooling technologies in arid climates. *Energy and Buildings*, 43(2-3), 631-638.
- Porumb, B., P. Ungureșan, L. F. Tutunaru, A. Șerban and M. Bălan (2016). A review of indirect evaporative cooling technology. *Energy procedia*, 85, 461-471.
- Recknagel, H., E. Sprenger and E. R. Schramek (2013). *Génie climatique-5e éd.* Dunod.
- Riangvilaikul, B. and S. Kumar (2010). An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(5), 637-644.
- Rouag, A., A. Benchabane, C. E. Mehdid, M. A. Melhegueg, N. Boulitif, S. H. Sellam and A. Labed (2020). Technical solution for malfunction of air coolers and condensers in hot climates: thermal design of a Geothermal Air-Cooler. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-14.
- Saadaoui, N., A. Rouilly, K. Fares and L. Rigal (2013). Characterization of date palm lignocellulosic by-products and self-bonded composite materials obtained thereof. *Materials & Design*, 50, 302-308.
- Sadineni, S. B., S. Madala and R. F. Boehm (2011). Passive building energy savings: A review of building envelope components. *Renewable and sustainable energy reviews*, 15(8), 3617-3631.

Références Bibliographiques

- Saidur, R. (2008). Energy, Exergy, and emission analysis in the residential sector of Malaysia, Ph.D. Thesis, University of Malaya, Malaysia.
- Sbiai, A. (2011). Matériaux composites à matrice époxyde chargée par des fibres de palmier dattier: effet de l'oxydation au tempo sur les fibres. Thèse de Doctorat. INSA de Lyon.
- Sellam, S. H., A. Moumami, A. H. Benmachiche and C. E. Mehdid (2017). Rafrachissement de l'air par effet d'évaporation d'eau en utilisant la fibre de palmier dattier, application dans les zones arides et semi-arides. Energy Engineering. First Arab Conference on Mechanical Engineering (ARCME'17). Biskra. Algérie.
- Sellam, S. H., A. Moumami, C. E. Mehdid, A. Rouag, A. H. Benmachiche, M. A. Melhegueg and A. Benchabane (2022). Experimental performance evaluation of date palm fibers for a direct evaporative cooler operating in hot and arid climate. Case Studies in Thermal Engineering, 35, 102119.
- Shrivastava, K., D. Deshmukh and M. V. Rawlani (2014). Experimental analysis of coconut coir pad evaporative cooler, Int. J. Innovat. Res. Sci. Eng. Technol. 3. 8346–8351.
- Sohani, A., M. Zabihigivi, M. H. Moradi, H. Sayyaadi and H. H. Balyani (2017). A comprehensive performance investigation of cellulose evaporative cooling pad systems using predictive approaches. Applied Thermal Engineering, 110, 1589-1608.
- Somsanuk, R., T. Kamonsan, E. Schulz and A. Koonsrisuk (2020). Simulation of a hybrid dew-point evaporative cooling system. Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering, 8(2), 114-134.
- Sudprasert, S. and S. Sankaewthong (2018). Utilization of rice husks in a water-permeable material for passive evaporative cooling. Case studies in construction materials, 8, 51-60.
- Tan, Z. H., T. W. Qiang and H. G. Shen (2006). Application research of direct evaporative cooling air conditioner in industry building. Refrigeration and Air-conditioning; 2:63–6.
- Taylor, J. R. (1997). An Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements.
- Tewari, P., S. Mathur and J. Mathur (2019). Thermal performance prediction of office buildings using direct evaporative cooling systems in the composite climate of India. Building and Environment, 157, 64-78.
- Tewari, P., S. Mathur, J. Mathur, S. Kumar and V. Loftness (2019). Field study on indoor thermal comfort of office buildings using evaporative cooling in the composite climate of India. Energy and Buildings, 199, 145-163.
- The Freedonia Group, Inc. (2012). World HVAC equipment demand, Cleveland, OH, USA.
- Thi, H. and T. Nga (2008). Étude de l'influence de la température et de l'humidité sur les propriétés mécaniques en traction des fibres de chanvre et de coco. Thèse de Doctorat. École de technologie supérieure.
- Thiers, S. (2008). Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive. Thèse de Doctorat. École Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- Tlijani, M., A. Gouadria, R. Benyounes, J. F. Durastanti and A. Mazioud (2013). Study and optimization of palm wood mechanical properties by alkalization of the natural fiber. Global Journal of Science Frontier Research, 11(1).

Références Bibliographiques

- Touloum, F., A. Younsi, A. Kaci and A. Benchabane (2016). Formulation of a composite of date palm wood-cement. *Journal of Applied Engineering Science & Technology*, 2(2), 57-63.
- Vakiloroaya, V., B. Samali, A. Fakhar and K. Pishghadam (2014). A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy conversion and management*, 77, 738-754.
- Vala, K. V., M. T. Kumpavat and A. Nema (2016). Comparative performance evaluation of evaporative cooling local pad materials with commercial pads. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 39(4), 198-203.
- Velasco-Gómez, E., A. Tejero-González, J. Jorge-Rico and F. J. Rey-Martínez (2020). Experimental investigation of the potential of a new fabric-based evaporative cooling pad. *Sustainability*, 12(17), 7070.
- Velasco-Gómez, E., F. R. Martinez, F. V. Diez, M. M. Leyva and R. H. Martin (2005). Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. *International journal of refrigeration*, 28(5), 654-662.
- Wang, C., W. Cao, B. Li, Z. Shi and A. Geng (2008). A fuzzy mathematical method to evaluate the suitability of an evaporative pad cooling system for poultry houses in China. *Biosystems Engineering*, 101(3), 370-375.
- Wang, S. K., Z. Lavan, P. Norton and F. Kreith (Eds.). (1999). *Air conditioning and refrigeration engineering*. CRC Press.
- Wani, C., S. Ghodke and C. Shrivastava (2012). A review on potential of Maisotsenko cycle in energy saving applications using evaporative cooling. *Int. J. Adv. Res. Sci. Eng. Technol*, 1(1), 15-20.
- Wanphen, S. and K. Nagano (2009). Experimental study of the performance of porous materials to moderate the roof surface temperature by its evaporative cooling effect. *Building and environment*, 44(2), 338-351.
- Warke, D. A. and S. J. Deshmukh (2017). Experimental analysis of cellulose cooling pads used in evaporative coolers. *International Journal of Energy Science and Engineering*, 3(4), 37-43.
- Watt, J. R. (1986). *Evaporative Air-Conditioning Handbook*. Second Edition.
- Watt, J. R. (1997). *Evaporative air conditioning handbook*. 3rd ed. Prentice Hall.
- Wei, Z. and S. Geng (2009). Experimental research on direct evaporative cooling of organic padding. *Contamination control and air-conditioning technology*, 1, 22-26.
- Wijaksana, H., I. Winaya, M. Sucipta, A. Ghurri and N. Suarnadwipa (2018). The investigation on cooling capacity and CELdek material pad classification of evaporative cooling pad system using different pad material with water temperature and water discharge variations. In *AIP Conference Proceedings* (Vol. 1983, No. 1). AIP Publishing.
- Wu, J. M., X. Huang and H. Zhang (2009). Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(1), 195-201.
- Wu, J. M., X. Huang and H. Zhang (2009). Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 980-984.

Références Bibliographiques

- Wu, T., B. Cao and Y. Zhu (2018). A field study on thermal comfort and air-conditioning energy use in an office building in Guangzhou. *Energy and buildings*, 168, 428-437.
- Xuan, Y. M., X. Huang and J. M. Wu (2001). Performance evaluation of pads used in direct evaporative cooling air conditioning. *Contamination control and air-conditioning technology*, 1, 6-8.
- Xuan, Y. M., F. Xiao, X. F. Niu, X. Huang and S. W. Wang (2012). Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 3535-3546.
- Yang, H., W. Shi, Y. Chen and Y. Min (2021). Research development of indirect evaporative cooling technology: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111082.
- Yang, Y., X. Huang and S. Q. Yan (2007). Experimental research and analysis on the performance of aluminum foil packing in packed-type spray chamber. *China Construction Heating and Refrigeration*, 12, 28-30.
- You, S. J., H. Zhang, Y. H. Liu and Z. Q. Sun (1999). Performance of the direct evaporative air humidifier/cooler with aluminium packing and its use in air cooled chiller units. *Heating, Ventilation, and Air Conditioning*, 29(8), 41-43.
- Zhang, H., S. J. You and D. G. Ma (2004). Experimental study of the wetted media air filter used in air-handling unit. *Fluid Machinery*; 32(4):47–50.
- Zhang, H., S. J. You, H. X. Yang and J. L. Niu (2000). Enhanced performance of air-cooled chillers using evaporative cooling. *Building Services Engineering Research and Technology*, 21(4), 213-217.
- Zhang, J. Y. (1999). Theoretical analysis of heat and mass transfer between water and vapour in wet pad. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*; 30(4):47–50.
- Zhang, W. F., X. Huang and S. Q. Yan (2006). Experimental study on padding air-washer purifying the PM10 of outdoor air. *Contamination control and air-conditioning technology*, 1, 8-11.
- Zhao, X., J. M. Li and S. B. Riffat (2008). Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied thermal engineering*, 28(14-15), 1942-1951.
- Zhao, X., S. Liu and S. B. Riffat (2008). Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment*, 43(11), 1902-1911.

ANNEXES

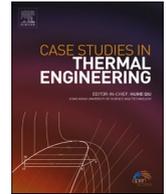
A Publications scientifiques



ELSEVIER

Contents lists available at [ScienceDirect](https://www.sciencedirect.com)

Case Studies in Thermal Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/csite

Experimental performance evaluation of date palm fibers for a direct evaporative cooler operating in hot and arid climate

Sadam-Houcine Sellam^{a,*}, Abdelhafid Moummi^{a,b}, Charaf-Eddine Mehdid^a,
Amar Rouag^{c,d}, Abdelmoumen-Hakim Benmachiche^e,
Mohammed-Amin Melhegueg^d, Adel Benchabane^d

^a Université Mohamed Khider Biskra, Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Faculté des Sciences et de la Technologie, BP 145, Biskra, 07000, Algeria

^b Université Mohamed Khider Biskra, Laboratoire de Génie Civil, Hydraulique, Développement Durable et Environnement (LAR-GHYDE), Faculté des Sciences et de la Technologie, BP 145, Biskra, 07000, Algeria

^c Université Kasdi Merbah Ouargla, Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables, des Sciences de la Terre, Département des Energies Renouvelables, Ouargla, 30000, Algeria

^d Université Mohamed Khider Biskra, Laboratoire de Génie Énergétique et Matériaux (LGEM), Faculté des Sciences et de la Technologie, BP 145, Biskra, 07000, Algeria

^e Université de Batna 2, Laboratoire d'Etudes des Systèmes Énergétiques Industriels (LESEI), Batna, 05000, Algeria

ARTICLE INFO

Keywords:

Direct evaporative cooler
Date palm fibers
Evaporative cooling pad
Thermal comfort
Hot and dry climates

ABSTRACT

This paper presents an experimental investigation of a direct evaporative cooler, DEC, designed and installed in the hot and arid region of Biskra, Algeria. Date palm tree fibers are used as a novel evaporative cooling material. Different performance parameters are experimentally tested to assess the thermal performances of the DEC system. Results show that the cooling capacity, cooling efficiency and total cooling capacity of the pad improve by increasing the pad thickness and air mass flow rate in extreme ambient conditions. Besides, operation duration has no remarkable effect on the DEC performance. The operating parameters (pad thickness, air mass flow rate, ambient conditions, quantity and temperature of water) are the determinant factors to reach the optimum operating conditions of DEC. Finally, a comparison with the usual cooling systems shows that the date palm fibers pad is an effective material compared to the conventional pads in hot and arid zones.

1. Introduction

The energy crisis, global warming, climate change and depletion of the ozone layer caused an increase in the world's energy consumption mainly used for heating, cooling and ventilation. In 2010, the world's total electricity generation capacity was calculated as 20 TWh, while the total final energy consumption and CO₂ emissions were 8979 Mtoe in 2012 and 36.1 Gt in 2013, respectively. In the current scenario for 2035, the global electricity demand is expected to increase to 34 TWh, the total final energy consumption will reach 12001 Mtoe, and CO₂ emissions will be 37.2 Gt [1–6]. In recent times, the energy demands in buildings have experienced a vertiginous growth due to the ever-burgeoning population and better living standards. The space cooling and heating sector represent significant fraction of total energy consumption over the world (about 33%) [3]. It was reported that the electricity demand for air

* Corresponding author.

E-mail address: sh.sellam@gmail.com (S.-H. Sellam).

<https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102119>

Received 16 March 2022; Received in revised form 2 May 2022; Accepted 13 May 2022

Available online 18 May 2022

2214-157X/© 2022 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

conditioning systems represents about 60% of the electricity demand during the summer periods [7]. Thus, this magnitude of consumption has to be carefully addressed by implementing energy conservative and energy management techniques. In fact, it is vital and urgent to find out alternative passive cooling and heating technique (clean energy) to mitigate conventional fuel use and reduce energy consumption which has harmful impacts on the environment. One of the alternative techniques is the evaporative cooling systems (ECS) which have an important thermal potential compared to conventional air-conditioning systems. As well, the ECS consumption represents only 25% of the conventional air conditioning systems of energy [8,9]. Undoubtedly, its use has become widespread as an alternative for buildings air conditioning and industrial sectors, especially in hot and dry climatic zones. Broadly, evaporative cooling is an air treatment process that uses the evaporation of water to cool hot air directly (Direct Evaporative Cooler, DEC) or indirectly (Indirect Evaporative Cooler, IEC) [3]. Its use can be either individually or as part of a more complex setup (i.e. hybrid air cooling systems) [10]. Several studies have been reported on IEC and hybrid air cooling systems. Shahzad et al. [11] proposed an innovative IEC system using a thin aluminium foil in the interface between dry and wet channel to improve heat transfer. The system attained coefficient of performance and effectiveness of 45 and 80% respectively for sensible cooling. Chen et al. [12] experimentally and analytically evaluated the energy-saving potential of the hybrid IEC-MVC system under a wide range of outdoor air conditions. Compared with a standalone MVC, the hybrid system reduced electricity consumption by 19–135%. Cui et al. [13,14] conducted an analytical and experimental study on IEC that works as a pre-cooler of the MVC system under the climatic condition of Singapore. Results revealed that the IEC can remove about 35–47% of the cooling load. Comino et al. [15] developed a simplified IEC model based on a first order linear regression approach and experimental data. The deviations of wet bulb effectiveness are always below 3.4% for the simplified model. Fikri, Sofia and Putra [16] experimentally evaluated the performance of a multistage direct–indirect evaporative cooler using a heat pipe. The highest temperature drop of 18.15 °C is obtained at an air velocity of 0.8 m/s and an inlet temperature of 45 °C.

In the next section, the experimental and theoretical studies of the DEC are organized according to the following main topics (1) The effects of both pad materials and operating parameters on the DEC performance, (2) DEC integration with different cooling systems, and (3) heat and mass transfer modelization.

2. Comprehensive review

Thermal performance assessment is authentic to optimize the operating parameters and design of DEC such as air and water mass flows, flute size and thickness, area and material of pads. In this context, we present a panoply of investigations in chronological order relating to DEC operating parameters, pads materials, the possibility of DEC integration with other energy systems as well as the heat and mass transfer modelization.

First, regarding DEC operating parameters, Hindoliya and Mullick [17] analyzed the potential for using DEC under different climatic conditions in India. They reported that the DEC can achieve human comfortable conditions. Franco et al. [18] tested the performance of cellulose evaporative cooling pads under different water and air flows. They proved that the air pressure drop increased with increasing water flow, while the performance can be improved by modifying the air flow. Malli et al. [19] studied the thermal performance of two cellulosic pads (5090 and 7090) made of corrugated papers. The results showed that the amount of evaporated water increased with the increase of the inlet air velocity and thickness for two types of pads. However, both cooling efficiency and humidity variation decreased with the increase in the inlet air flow. Experimental evaluation conducted by Barzegar et al. [20] studied the cooling efficiency and water consumption for two types of cellulosic pads (Kraft and NSSC corrugated papers), as a function of air velocity and flute sizes. According to the authors, the cooling efficiency improves and water consumption decreases with decrease of air velocity. Secondly, the cooling efficiency ameliorates with the decrease flute size. Furthermore, results showed that the cooling efficiency is highest for the cellulosic pad made from Kraft paper with 2.5 mm flute size and 1.8 ms^{-1} air velocity. A numerical study of the thermal performance of a direct evaporative cooler with cellulosic pad for six climates in Morocco was conducted by Laknizi et al. [21]. The authors have determined, using Matlab, the coefficient of performance of DEC for different frontal air velocities and different pad thicknesses. Results show that the direct evaporative cooler with cellulosic pad shows performance improvement with increasing the thickness of pad and the frontal velocity of air. Furthermore, the DEC worked properly for different climatic conditions in Morocco. Lastly, Nada et al. [9,22] have analyzed experimentally the geometrical parameters effect on thermal performance and heat transfer process of a new pad in bee-hive structure (cellulose papers) under Egypt weather conditions. Their results revealed that heat and mass transfer coefficients and performance parameters were improved with the increase of air temperature and water flow rate. They also reported that increasing the pad thickness and water flow rate increases the saturation efficiency, exergy efficiency and overall exergy efficiency.

Turning to pads materials, manufacturing metal, cement, wood, plastic, and glass pads are complicated and costly. Therefore, evaluating the locally available cheap materials for use as pads, particularly in rural agricultural areas is essential [19]. Recently, some researchers have investigated and designed new pads made of cellulose paper, jute, date palm fibers (stem), cellulosic 7090, aspen swamp cooler, honeycomb cooling, eucalyptus fibers to make evaporative cooling more useful and efficient in different industrial applications [19,23–25].

Al-Sulaiman [23] studied experimentally the performance of three evaporative cooling pad natural materials, namely date palm fibers (stem), jute and luffa fibers. The author found that the jute fibers have the highest average cooling efficiency (62.1%), compared to 55.1% for luffa fibers and 38.9% for date palm fibers. Bishoyi [24] studied experimentally and analytically the performance characteristics of a direct evaporative cooler with honeycomb and aspen cooling pads. The author found that the honeycomb cooling pad has an overall advantage over the aspen cooling pad. Recently, The thermal performance of five new evaporative cooling pad materials such as eucalyptus fibres, ceramic pipes, yellow stone, dry bulrush basket and Cyprus marble were experimentally analyzed

by Dođramacı et al. [25,26]. The results showed that the evaporative cooling system using eucalyptus fibers provides superior cooling performance compared to other organic materials studied in hot-dry climate. Rawangkul et al. [27] have experimentally evaluated the performance of two small coconut coir pads of different configurations. The results indicated that the cooling efficiency is highest for coconut coir pad about 50%, compared to 47% for commercial paper pad. Experimental setup carried out by Dađtekin et al. [28] indicated that cellulose pads (CELdek R 7060–15) are recommended in the poultry houses to reduce the temperature during summer in the Mediterranean region. Jain and Hindoliya [29] have analyzed and compared the performance of two new evaporative cooling pads made out of coconut and palash fibers with other materials are made from aspen and khus fibers. They concluded that the use of coconut and palash fibers as wetted pads in evaporative cooling systems provides a superior cooling efficiency in comparison with the aspen and khus pads. The exergetic performance of different evaporative cooling pad materials such as wood charcoal, shredded foam latex and jute fibre were analyzed and presented by Ndukwu et al. [30]. The results showed that jute fibres can be adopted efficiently as cooling pads of direct evaporative cooling system due to their good performance and high sustainability index.

Further then, in terms of feasibility DEC integration with respect to others renewable systems. Bansal [31] conducted experimental work which integrated an evaporative cooling system with simple earth-air-tunnel heat exchanger (EATHE). Results show that the thermal performance of EATHE is reinforced by integrating a direct evaporative cooler at the outlet of EATHE. Ceylan et al. [32] studied experimentally the refreshment efficiency of an evaporative cooling system designed with a ground-source heat exchanger. Thermodynamic and psychometric analysis showed that the average of the refreshment efficiency was approximately 38% and the average relative humidity was 54%. Indeed, the energy saving concept prompted Harby and Al-Amri [33] to couple a conventional split air-conditioner with an evaporative cooling system using commercial corrugated papers as pads. The results indicated that the overall COP increased from 29 to 53% and power consumption decreased by 15–22% for 100 mm pad thickness. Luo et al. [34] performed experimental work using an indirect-direct evaporative cooling (IDEC) system to provide a stable preservation environment and energy-savings at semi-exposed historic sites. The results revealed that the proposed system consumes 40% less energy than the conventional air conditioning system. Abdullah et al. [35] examined experimentally the thermal performance of clay plates covered with two layers of jute fiber of the evaporative cooling system integrated in the wind tower under Yemen climates conditions. The results showed that the air temperature drop was 14.60 °C on average with an increase in relative air humidity of 57.5% on average. Tewari [36,37] enhanced the thermal comfort of specified office buildings during the summer season by using direct and two stage indirect/direct evaporative cooling systems. Bhabhor and Jani [38] presented hybrid systems of direct/indirect evaporative cooler and desiccant system to eliminate water vapor before cooling and increase the climatic applicability of the combined system.

On the hand of Heat and mass transfer modelization, Camargo et al. [39,40] have presented a mathematical model to analyze the heat and mass transfer between the humid air and the water. The model is based on the energy conservation equation for an elementary control volume. The authors also validated the mathematical model with experimental results and calculated convective heat transfer coefficients. Wu et al. [41,42] have used the control volume integration method to discretize the governing equations. The convective terms of the Navier–Stokes energy and humidity ratio equations are discretized by the QUICK scheme, and the diffusion terms are discretized by the central difference scheme. Fouda and Melikyan [43] applied implicit finite difference method with center difference scheme to resolve the governing equations. At the same time, Chen [44] implement the SIMPLER algorithm in FORTRAN software to resolve the governing equation. Further, the discretization of the governing equations is performed by the classical second-order finite difference numerical scheme [45].

The above literature review shows that the bio pads are in their infancy and there are no experimental studies on thermal performances of date palm fibers used as evaporative pads. Thus, the scope of present study is to assess the thermal and hydrodynamics performance of a new type of material (date palm fibers) that presents attractive characteristics such as inexpensive, interesting yield and locally available. In other words, the authors aim to investigate and evaluate the thermal performances of a novel date palm fibers pad experimentally. An experimental set up is designed, used and tested the date palm fibers as new evaporative cooling pad materials (available as wetted surfaces). Besides, this study aims to investigate the effects of many factors on the cooling pad thermal



Fig. 1. (a) Date palm tree, (b) Date palm tree fibers (mesh) that surrounding the trunk and (c) Date palm fibers pad.

performances such as air mass flow, thickness of pads, ambient conditions (temperature and relative humidity), water temperature and operating time. Thermal performance (temperature performance and energy efficiency) of the novel DEC has been evaluated using a range of approaches: i) cooling efficiency, ii) cooling capacity, iii) total cooling capacity, iv) average hourly water consumption, v) energy efficiency, vi) energy efficiency ratio, and compared with those of existing materials.

3. Materials and methods

3.1. Preparation and construction of date palm fibers pads

In this study, the date palm fibers (new material) were used in the experiments as a new evaporative cooling pad (Fig. 1). Our choice was established on the date palm tree fibers as pad material for the following reasons: i) these sustainable and natural fibers have an important water absorption, ii) high water retention capacity, iii) considerable surface areas, iv) in addition, given their strong availability and inexpensive cost, v) their recycling is used to eliminate dirt and dust no more. That is why; that the date palm tree fibers can perform excellent as evaporative cooling pads.

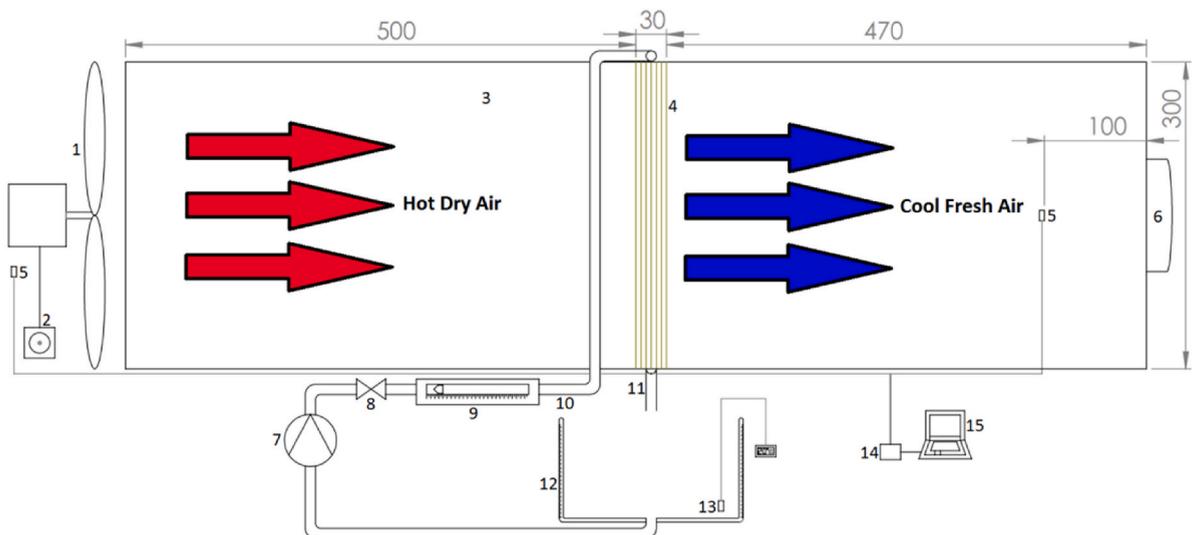
The raw material originates from the harvest season residues of date palm trees native to the region of Biskra. Date palm fibres (mesh) were collected from the trunk of the date palm tree (Fig. 1a). They were soaked in water and then dried to easily create thin fibers (Fig. 1b). After that, the fibers were prepared, cut down and placed in a uniform and homogeneous way inside a plastic mesh frame with a specific surface area of 0.09 m^2 to create the pad (Fig. 1c).

The measurement campaigns were performed with pad thicknesses of 20 and 30 mm. The first one is 20 mm with 311.5 g fiber, and the second is 30 mm with 356 g fiber. Before each experiment, the fibers were soaked in water for an entire day (24h) to ensure that the pad of the date palm fibers was 100% wet. A water drip was provided with a water pipe placed above the structure to keep the date palm fibers wet during the experiment.

3.2. Description of the experimental DEC setup

The original experimental DEC setup is designed and installed at the University of Biskra by Benaoune [46]. This experimental setup consists of a rectangular tunnel made of Plexiglas and a polystyrene panel with thicknesses of 0.4 and 02 cm respectively. The total length of DEC is 100 cm and $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$ inlet area (Fig. 2). The polystyrene panel has been used as an effective insulation to reduce heat loss with the exterior. In this study, the date palm pads are developed from several thin layers made of palm date fibers linked between them to make an evaporation pad of thicknesses 20, 30 mm and with dimensions of $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$.

All experiments were carried out in the technological hall at the University of Biskra. The pads are tested and placed 50 cm after the entrance of the tunnel. The ambient air flow is forced into the rectangular tunnel by a blower fan. The control of this ventilator is



1-ventilator; 2-potentiometer; 3-air tunnel; 4-date palm fibers pad; 5-PT100 resistance temperature detectors; 6-circular duct; 7-pump; 8-valve; 9-float-type flow meter; 10-collector tube; 11-drainage tubes; 12-water tank; 13-NTC temperature detector; 14-data acquisition board; 15-computer

Fig. 2. Scheme of the experimental DEC setup.

Table 1
Technical specifications of the measuring instruments used in the experimental DEC setup.

Elements	Technical specifications
DEC- Direct Evaporative Cooler	Configuration: horizontal rectangular tunnel (open loop DEC) Tunnel material: Plexi-glass thickness: 0.004 m Polystyrene thickness: 0.02 m Pad material: Date palm tree fibers (leaf) Length of rectangular tunnel: 1.015 m Width of rectangular tunnel: 0.3 m Height of rectangular tunnel: 0.3 m Pads thicknesses: 0.02 and 0.03 m Pads dimensions: $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$
Ventilator for air extraction	Model: L300 Voltage: 220 V Power: 130 W Rotate speed: 1400 r/min Specification: 300 mm Frequency: 50 Hz
Pump to circulate water	Mark: HANYU Model: B20-6 Voltage: 220-240 V Frequency: 50 Hz Power: 30 W Current: 0.25 A Volumetric flow rate: 17 L/min Specification: 30 mm
Float-type flow meter for obtaining the flow rates of water	Mark: Platon Technology: float flow meter Fluid: for liquid Measuring range: 0.2 à 3 L/min
Thermo-hygrometer for measuring relative humidity of air	Mark: testo Model: 625 Operating temperature: -20 to $+50 \text{ }^\circ\text{C}$ Measuring range, 0 to 100%RH Resolution, 0.1%RH Accuracy, $\pm 2.5\%$ RH (5-95%RH)
Propeller thermo-anemometer for measuring air velocity	Mark: KIMO Model: LVA Measuring range: 0-35 m/s Operating temperature: 0 to $+50 \text{ }^\circ\text{C}$ Accuracy and resolution $\pm 0.1 \text{ m/s}$ for 0.3-3 m/s (0.01 m/s of resolution) $\pm 0.3 \text{ m/s}$ for 3.1-35 m/s (0.1 m/s of resolution)
Watt-meter for measuring power consumption	Mark: LUTRON Model: DW-6060 Operating temperature: 0 to $+50 \text{ }^\circ\text{C}$ Accuracy and resolution $\pm(1\%+1d)$ for 2000 W (1 W of resolution) $\pm(1\%+1d)$ for 6000 W (10 W of resolution)
Digital temperature panel (NTC) for obtaining the water temperature	Mark: EKO Model: TP3 Voltage: 220 VAC Power: $< 3 \text{ W}$ Measuring range: -30 to $110 \text{ }^\circ\text{C}$ Resolution: 0,1 $^\circ\text{C}$ for ($<100 \text{ }^\circ\text{C}$); 1 $^\circ\text{C}$ for ($>100 \text{ }^\circ\text{C}$)
Resistance thermometers (PT100) for obtaining the inlet/outlet DEC air temperatures	Resistance: 100 Ω Measuring range (Temperature): -200 to $850 \text{ }^\circ\text{C}$ Measuring range (Resistance): 0-400 Ω Temperature accuracy, 4-wire mode $\pm 0.35 \text{ }^\circ\text{C}$ for $-200 \text{ }^\circ\text{C}$ - $150 \text{ }^\circ\text{C}$ (Maximum (-40 to $70 \text{ }^\circ\text{C}$)) $\pm 0.15 \text{ }^\circ\text{C}$ for $-200 \text{ }^\circ\text{C}$ - $150 \text{ }^\circ\text{C}$ (Typical ($25 \text{ }^\circ\text{C}$))
RTD analog input module for NI CompactDAQ system	Mark: NI Model: 9217 Module type: PT100 RTD Number of channels: 4 analog input channels Operating temperature: -40 to $70 \text{ }^\circ\text{C}$

Table 2
Inlet measured parameters.

Mass flow rate	A				B		C		D		E					
	0.165				0.221		0.276		0.331		0.386					
	1		2		3		4		5		6		7		8	
	24/06		08/09		12/09		19/09		26/06		10/08		30/07		19/08	
dd/mm/2017	L2	L2	L2	L1	L2	L2	L1									
$T_{a,in}$ [°C]	09:00	33.89	32.67	31.07	30.92	35.54	40.39	40.07	37.24	36.97	36.91	37.6	31.27	33.36		
	10:00	35.23	33.81	31.85	31.34	36.78	42.11	40.55	38.6	38.55	37.52	38.49	31.43	35.07		
	11:00	36.11	34.58	33.38	31.82	38.22	43.38	41.33	40.14	39.65	39.04	38.96	32.82	36.38		
	12:00	37.03	35.54	34.06	32.77	39.32	43.96	42.1	40.75	40.29	39.75	40.17	33.55	37.13		
	13:00	37.95	35.55	34.96	33.79	41.38	44.45	42.35	41.95	41	39.74	40.95	34.67	37.88		
	14:00	39.7	35.04	33.46	34.87	40.9	43.6	42.53	42.05	45.37	40.17	42.32	35.94	38.45		
	15:00	40.44	34.56	33.22	36.33	43.41	43.12	42.41	41.47	43.41	39.92	43.18	36.94	37.38		
	16:00	40.61	34.26	32.93	36.72	38.24	42.96	41.95	41.21	42.29	39.57	44.35	38.04	37.47		
	17:00	41.4	33.81	32.2	34.77	38.53	42.07	41.7	40.97	38.9	39.18	45.05	38.23	37.17		
$RH_{a,in}$ [%]	09:00	20	47.9	26.7	28.5	26.2	18.9	21.4	29.2	21.6	32.9	15.5	28.8	44.3		
	10:00	19.4	46.5	25.2	33.3	24.2	18.6	21	28.3	19.1	31.6	15.2	28.2	40.2		
	11:00	17.9	45.3	23.2	29.2	23.7	16.3	20.7	25.2	19	30.3	14.7	26.1	36.8		
	12:00	17.7	42.6	22.6	27.5	20.1	15.7	20.6	24.3	18.7	28.8	14.6	23.5	34.8		
	13:00	17.2	38.1	20.3	25.3	16.3	14	20.4	22.3	16.5	29.4	13.8	22	31.6		
	14:00	16.5	38.8	21.9	24.1	18.9	16.5	20	20.7	12.8	28.1	12.7	19	31.5		
	15:00	16.3	39	24.1	19.6	15.9	17.5	21.1	22.7	13	28.7	12.1	18.5	31.8		
	16:00	15.6	39.5	25.3	19	22.8	17.6	22.6	23	17.8	29.1	11.3	16.5	31.4		
	17:00	15	40.5	25.7	24.1	17.2	19	23.1	23.4	21	29.2	11	15.4	32.4		

Table 3
Outlet measured parameters.

Mass flow rate	A				B		C		D		E			
	0.165				0.221		0.276		0.331		0.386			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
dd/mm/2017	24/06	08/09	12/09	19/09	26/06	10/08	30/07	19/08	27/06	12/08	28/06	02/07	26/08	
	L2	L2	L2	L1	L2	L1	L2	L1	L2	L1	L2	L2	L1	
$T_{a,out}$ [°C]	09:00	26.93	27.31	23.24	25.5	28.78	33.37	28.25	31.57	28.27	31,4	27.17	24.32	29.26
	10:00	26.18	27.76	23.17	25.56	27.8	33.76	28.08	32.01	27.74	31,75	26.9	24.04	29.83
	11:00	26.25	28.08	23.7	25.75	27.79	34.57	28.45	32.81	27.5	32,67	26.96	24.67	30.69
	12:00	26.4	28.21	24.01	26.17	28.08	35.04	28.91	33.28	27.89	33,27	27.5	24.89	31.24
	13:00	26.84	27.95	24.27	26.14	28.47	35.39	29.08	33.75	28.11	33,29	28.04	25.33	31.41
	14:00	27.6	27.43	23.93	26.47	28.52	35.07	29.21	33.85	29.37	33,61	28.48	25.3	32.01
	15:00	28	26.88	23.78	27.03	28.5	34.97	28.93	33.75	29.09	33,3	29.06	25.54	31.23
	16:00	27.98	26.72	23.79	27.06	28.21	34.7	28.98	33.6	28.86	33,27	28.98	25.97	31.58
	17:00	28.4	26.32	23.73	27.6	28.05	34.43	28.9	33.53	27.86	33	29.15	26.28	31.25
$RH_{a,out}$ [%]	09:00	45.9	72	60.3	51.7	45.6	36.2	51	49.3	47.4	48,6	46.2	54.2	63.2
	10:00	47.6	70.8	60.2	58.9	48.3	36	53.2	47	47.7	48,2	48.4	56.4	58.8
	11:00	44.5	70.2	58.5	56	50	34.3	52.7	44.4	48.6	47,6	42.3	52	55.6
	12:00	43.6	68.2	58.2	53.2	45.2	32.5	52	44.1	43	46,3	40.8	51	54.4
	13:00	41.7	64.1	56.8	52.7	42.2	32.1	50.2	42.3	42.6	46,2	40	50.3	53.1
	14:00	41.4	65.3	58.1	51.2	42	33.8	49.7	41.8	38.9	46,1	38.8	49.3	53
	15:00	40.7	65.8	59.5	47.6	42.6	34.5	51.9	43.8	41.3	46,8	37.4	48.5	53.5
	16:00	41.5	66.3	59.4	47.1	45.5	34.7	49.2	44.6	44.2	48	40.6	48	53
	17:00	39.9	66.8	59.9	50.7	46.9	35.5	50.2	44.7	44.6	48,1	37.9	47.6	54.2
T_w [°C]	09:00	24.8	25.4	21.3	24.2	27.9	26	24.9	25.8	28.2	26,5	26.9	25.4	26.2
	10:00	22.1	24.9	20.2	22.5	23.6	25.5	24.3	25.2	23.9	25,4	22.8	21.9	25
	11:00	21.6	25.1	20.2	22.2	23	25.4	24.3	25.2	22.8	25,5	22	21.1	25
	12:00	21.7	25.3	20.5	22	22.9	25.9	24.5	25.2	22.8	25,7	22.2	20.9	25
	13:00	22	24.8	20.6	21.7	23.1	25.9	24.6	25.2	22.8	25,9	22.5	20.9	24.9
	14:00	22.6	24.3	20.4	21.7	23.2	25.6	24.6	25.1	23.1	25,9	22.6	20.6	25.2
	15:00	22.7	23.8	20.2	22.2	23.2	25.6	24.4	24.8	23.5	25,4	22.7	20.5	24.6
	16:00	22.8	23.5	20.3	22.4	23	25.3	24.3	24.9	23.2	25,3	23	20.7	24.6
	17:00	23	23.1	20.2	22.6	22.8	25.3	24.2	24.9	22.6	24,8	22.9	20.9	24.5
Evaporated water [ml]	09:00	200	200	150	150	200	175	225	275	150	200	400	275	175
	10:00	400	400	375	325	500	425	600	475	650	500	900	575	450
	11:00	625	525	550	475	775	675	975	750	1125	800	1425	1025	725
	12:00	850	700	750	625	1075	975	1300	1025	1475	1100	2000	1425	1000
	13:00	1100	850	975	800	1350	1200	1675	1300	1925	1275	2550	1825	1350
	14:00	1325	1050	1175	1000	1675	1475	2050	1600	2275	1625	3150	2275	1600
	15:00	1550	1225	1375	1150	1925	1750	2425	1900	2700	1950	3750	2750	1950
	16:00	1800	1400	1525	1375	2225	2000	2800	2175	3175	2300	4250	3225	2275
	17:00	2050	1575	1750	1550	2525	2300	3150	2450	3550	2575	4875	3650	2575

ensured by a graduated potentiometer to give inlet air mass flows interval between 0.165 and 0.386 kg/s. The watering operation of pad was carried out uniformly using a tube collector for circulating water at ambient temperature. The collector tube is equipped with an ordinary valve and float-type flow meter to control and measure the flow rates of water. The process is done from top to bottom and the drained water is collected at the pad base within the re-catchment tank and directed back into tube collector. For that, a water pump is placed under the water tank ensuring the water recirculation loop. The water tank was made from a solid plastic with 5000 ml volume not thermally insulated.

The different measured parameters are variations of relative humidity and temperature at the inlet and outlet of the tunnel, water temperatures, air mass flows, power consumptions and amounts of evaporated water. For measurement of relative humidity variations, a thermo-hygrometer has been used. Two PT100 type resistance temperature detectors have been installed at the entrance and exit of the tunnel for measuring the dry-bulb temperatures, and other detector has been installed in the reservoir for obtaining the water temperatures. To display and record the temperature changes of the inlet and outlet of the experimental DEC setup, a data acquisition board was used and connected with a computer. A thermo-anemometer with propeller employed for measuring the mean velocities of the airflows. For measuring the power consumptions, a watt-meter was used in these experiments. The water collecting tank scaled to measure the amounts of evaporated water. Table 1 provides technical characteristics of the measuring instruments used in the experimental DEC setup.

3.3. Instrumentation

3.4. Experimental procedure and measurements

All measuring instruments have been correctly calibrated before the beginning of the experiments. The preparation of the date palm fibers pads was made in the same place; each date palm fibers pad was soaked in water for 24 h to ensure that the pad was completely wet before placing and testing in the experimental setup. The relative humidity and dry bulb temperature of air at the inlet and outlet of the tunnel, water temperature, air mass flow and amount of evaporated water were measured and recorded after performing an initial configuration of experimental DEC setup with the fan running for at least 30 min of each test to ensure almost steady state conditions and thermal equilibrium between inlet air conditions and the evaporative pad of date palm fibers. Then, the flow rates of inlet air and water were measured and fixed.

The experiments were performed in an open room on the period from July 01st to September 30th, 2017 for an air mass flow interval (0.165–0.386 kg/s) codified in Tables 2 and 3 by letters (A, B, C, D and E). The manipulations were conducted from 09:00 a.m. to 17:00 p.m. for each air mass flow and thickness of pad (L1 = 20 mm and L2 = 30 mm), air and water temperatures, relative humidities of air and amounts of evaporated water are obtained and measured each 1-h period for a constant water flow of 0.2 L/min. The input and output parameters measurements are given in Tables 2 and 3 respectively.

In this study, acronym as an indication (A4-L1 for example) was used to facilitate and simplify the reading data and the results interpretation. The acronym is composed of two subgroups: i) the first consisting of a letter that expresses the mass flow rate of the inlet air (A-E), then, the numbers (1-13) show the typical chosen day; for example the number 1 concerns the test day of 24/06/2017; ii) the second subgroup indicates the thickness used of pad (L1 or L2).

The average measurements are recorded during each experiment. The data set has been tested for a long time (at least three tests) to ensure that thermal equilibrium conditions are almost stable and to mitigate the measurement fluctuations. The dry bulb temperatures of the inlet air were recorded manually in order to check the reading of the resistance thermometers (PT100) in each test.

After the end of each test, the cleaning operation of the rectangular air tunnel and the water tank is necessary, accompanied by preparation of numerous pads thicknesses for the next measurement campaigns. In addition, many experiments are performed for the same operating parameter to ensure the reliability of the average measurements.

The instruments calibration, measuring verification and data recording are also essential operations in the experimental protocols.

3.5. Performance analysis of the DEC

Some concepts have often been used to evaluate the thermal performances of the DEC, expressed by:

The evaporative cooling efficiency (saturation efficiency) of the date palm fibers pads can be written as [47]:

$$\varepsilon = \frac{(T_{a,in} - T_{a,out})}{(T_{a,in} - T_{a,in,wt})} \quad (1)$$

Where $T_{a,in}$ is the dry bulb temperature of inlet air; $T_{a,out}$ is the dry bulb temperature of outlet air; $T_{a,in,wt}$ is the wet bulb temperature of inlet air.

From equation (2), the sensible cooling capacity (cooling capacity) of the DEC was calculated using the following relation:

$$Q_S = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (2)$$

Where \dot{m}_a is the mass flow rate of inlet air and C_{p_a} is the specific heat of inlet air.

The total cooling capacity of the DEC was calculated by the following equation [13]:

$$Q_{DEC} = Q_S + Q_L = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a,in} - T_{a,out}) + \dot{m}_a h_{fg} (\omega_{a,out} - \omega_{a,in}) \quad (3)$$

Here, Q_L is the latent cooling capacity of the DEC; h_{fg} is the specific latent heat of water evaporation; $\omega_{a,out}$ is the humidity ratio of outlet air and $\omega_{a,in}$ is the humidity ratio of inlet air.

Equation (4) below was utilised to determine the energy efficiency ratio [22,48]:

$$EER = \frac{Q_s}{W_f + W_p} \quad (4)$$

Where W_f is the fan power and W_p is the pump power.

The mass and energy balances were conducted according to the thermodynamic approach of the evaporative cooling process for the cooling pad section as given below [49,50]:

$$\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,out} \quad ; \quad \dot{m}_{a,in}\omega_{in} + \dot{m}_w = \dot{m}_{a,out}\omega_{out} \quad (5)$$

Where \dot{m}_w is the mass flow rate of water.

$$\dot{m}_{a,in}h_{in} + \dot{m}_wh_w = \dot{m}_{a,out}h_{out} \quad (6)$$

Where h is the specific enthalpy and h_w is the specific enthalpy of water.

The energy efficiency is defined as the ratio of energy of the outgoing air stream to the sum of the incoming stream energies (air and water), presented by Ref. [51]:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{a,out}h_{out}}{\dot{m}_{a,in}h_{in} + \dot{m}_wh_w} \quad (7)$$

The uncertainty analysis was also performed using the propagation of error formula of Moffat [52] and Taylor [53] to identify the parameters measured which are the source of errors in the experimental tests (i.e. temperature, relative humidity, air mass flow, ... etc.).

The experimental uncertainty can be calculated by Eq. (8):

$$\delta Y = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} \delta X_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} \delta X_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_n} \delta X_n\right)^2} \quad (8)$$

With, $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n)$

Where δY is the uncertainty of the required parameter Y which is as a function of the set of measured variables X_1, X_2, \dots, X_n , $\frac{\partial Y}{\partial X_n}$ is the partial derivative of Y with respect to X_n and $\delta X_1, \delta X_2, \dots, \delta X_n$ are the uncertainties of the measured variables.

The overall uncertainty for each measured or calculated parameters are seen in Table 4 according to the uncertainty for each instrument shown in Table 1.

4. Results and discussion

4.1. Effect of ambient conditions on thermal performance of DEC

Fig. 3a and b shows the variations of the temperatures of outlet air, ambient and water and the residual water quantity versus time functioning for the measurement campaign (A1-L2). It is shown that the ambient temperature increasing induced a progressive water consumption due its evaporation.

For that the residual water quantity has been diminished, which involved a slight augmentation of water temperature. In other words, the re-injection of water in charge of heat transfer within the pad acquired certain heat, which in turn modified the tank water temperature (Fig. 3b).

This influence appeared only after 3 h of continuous functioning accompanied with 850 ml water evaporation, which explained the outlet air temperature increase (Fig. 3a). As an intention, the water tank is in direct contact with the ambient air, which means that it is not thermally insulated. This latter involved again the water temperature variation. As a conclusion, the ambient conditions, quantity and temperature of water are the determinant factors of performance for such system.

Fig. 4a and b showed the effect of ambient conditions a) temperature; b) relative humidity on cooling capacity and cooling efficiency of the date palm fibers pad for the same measurement campaign mentioned above (A1-L2). As first finding, the both highest efficiency (65%) and cooling capacity (2200 W) match to maximum temperature (41 °C) and the lowest relative humidity (15%).

In other words, a hot air with low water vapor content and low dew point temperature had a greater water retention capacity than warm or cold air, which favoured the heat and mass transfer at the date palm fibers pad. Thus, allowing digging the gap temperature between the inlet and outlet. Therefore, cooling capacity increased which induced better thermal yields.

The results of the influence of ambient conditions and water temperature on thermal performance and different measured

Table 4
Overall uncertainty of measured or calculated parameters.

Parameter	$\delta \Delta T$	$\delta \Delta RH$	$\delta \dot{m}_a$	$\delta \varepsilon$	δQ_s	δEER
Uncertainty [%]	3.80	11.84	3.99	3.39	3.97	3.97

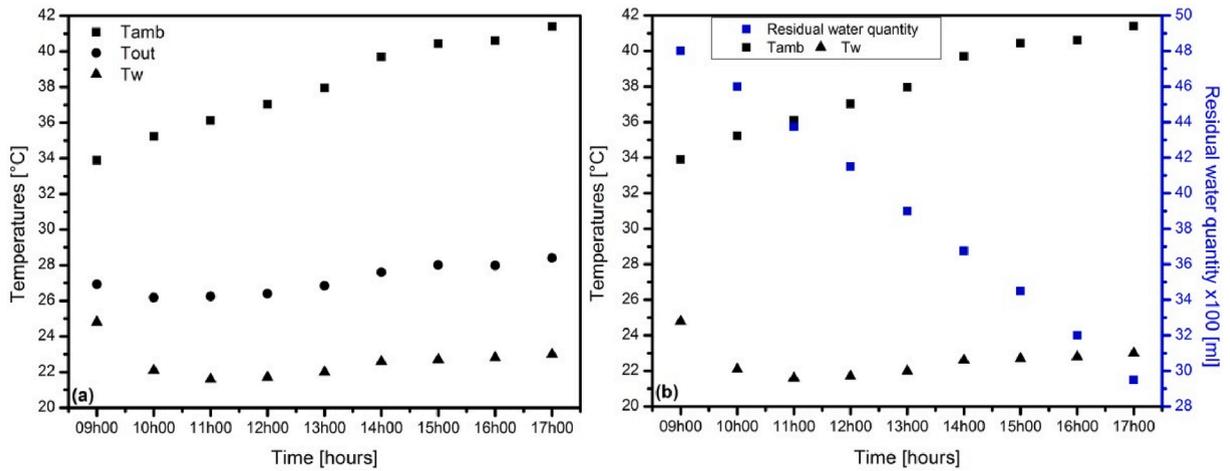


Fig. 3. Variation of the temperatures of outlet air, ambient and water (a) and the residual water quantity (b) versus time functioning for the measurement campaign (A1-L2).

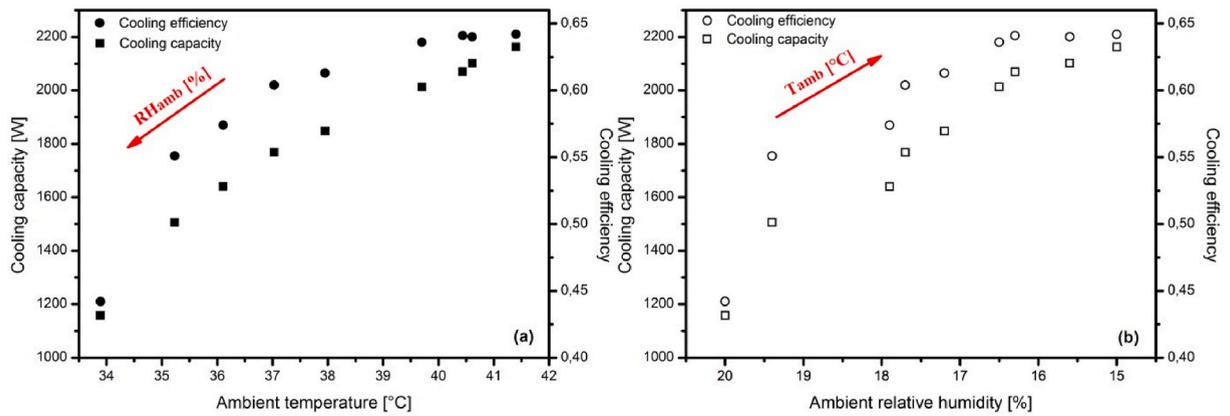


Fig. 4. Effect of ambient conditions on sensible cooling capacity and cooling efficiency for 08 h of continuous functioning and for the measurement campaign (A1-L2); (a) ambient temperature (b) ambient relative humidity.

parameters of the novel DEC with the same operating parameters are presented in Table 5.

4.2. Performance comparison of DEC

In order to evaluate the novel DEC, the authors carried out a head-to-head performance comparison with a cellulose honeycomb pad (CHP) [31] (Fig. 5a) and with integrated earth-air-tunnel-evaporative cooling system [31] (Fig. 5b). This evaluation has been carried out under the same operating parameters and similarly typical ambient conditions. Fig. 5a revealed that the DEC efficiency is sharply better (60%) than evaporative cooler working in stand-alone mode (50%) on the one hand. On the other hand, the twinning between the Earth-Air-Tunnel Heat Exchanger (EATHE) and evaporative cooling system presented a better performance than the

Table 5

Influence of ambient conditions and water temperature on the different measured parameters of the novel DEC with the same operating parameters.

	A1-L2	A2-L2	A3-L2
dd/mm/2017	24/06	08/09	12/09
$T_{a, \text{in}}^{\text{avg}}$ [°C]	38.04	34.42	33.01
$RH_{a, \text{in}}^{\text{avg}}$ [%]	17.29	42.02	23.89
$T_{a, \text{in}, \text{wt}}^{\text{avg}}$ [°C]	19.88	23.91	18.57
T_w^{avg} [°C]	22.59	24.47	20.43
$T_{a, \text{out}}^{\text{avg}}$ [°C]	27.18	27.41	23.74
$RH_{a, \text{out}}^{\text{avg}}$ [%]	42.98	67.72	58.99
Evaporated water $^{\text{avg}}$ [ml]	1100.00	880.56	958.33
ϵ^{avg} [-]	0.59	0.67	0.64
Q_s^{avg} [W]	1807.49	1167.53	1543.70

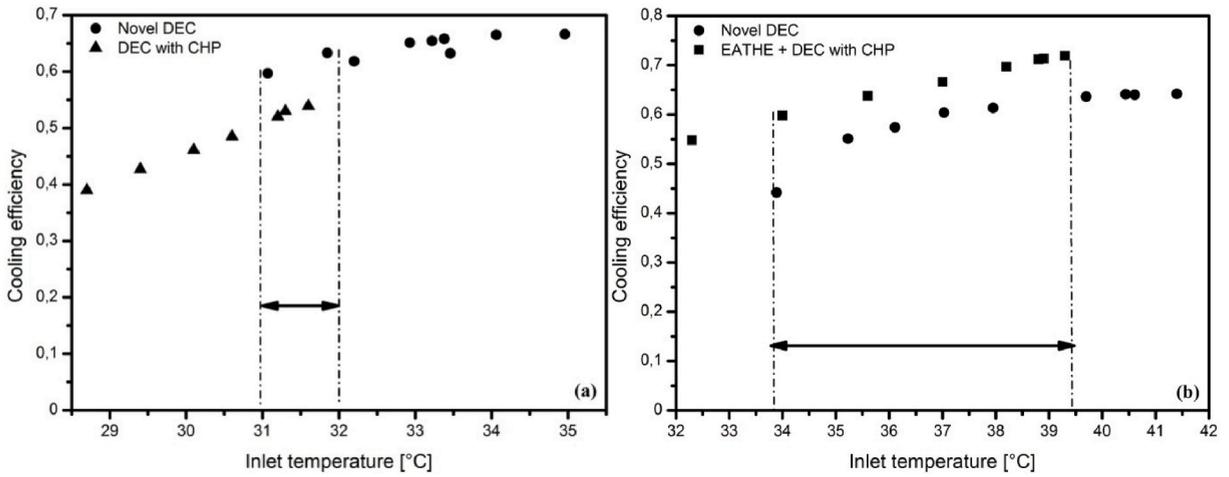


Fig. 5. Comparison of cooling efficiency as a function of inlet temperature for 08 h continuous functioning between the novel DEC with: (a) cellulose honeycomb pad (CHP) [31] for the measurement campaign (A3-L2); (b) integrated earth-air-tunnel-evaporative cooling system [31] for the measurement campaign (A1-L2).

novel DEC (Fig. 5b). However, as regards high temperature functioning, the DEC performance is even significant (60%). Hence, in term of performance, the novel DEC as single system is better than simple EATHE or evaporative cooler working in stand-alone mode in hot and dry climatic condition like Biskra (Algeria). Further, it can be noted in Fig. 6a and b that practically the average points are in the thermal comfort zone for the same ambient conditions and operating parameters. ASHRAE Standard 55–2004 [54] was used to determine the thermal comfort zone; this comfort zone has been represented on the psychrometric chart by a rectangle trapezoid with limits in red color as shown in Fig. 6a and b and 7. Thus, the novel pad evaporative cooler can sufficiently treat the ambient air and able to produce air at a comfortable temperature and relative humidity comparatively with simple EATHE (Fig. 6b) or evaporative cooler

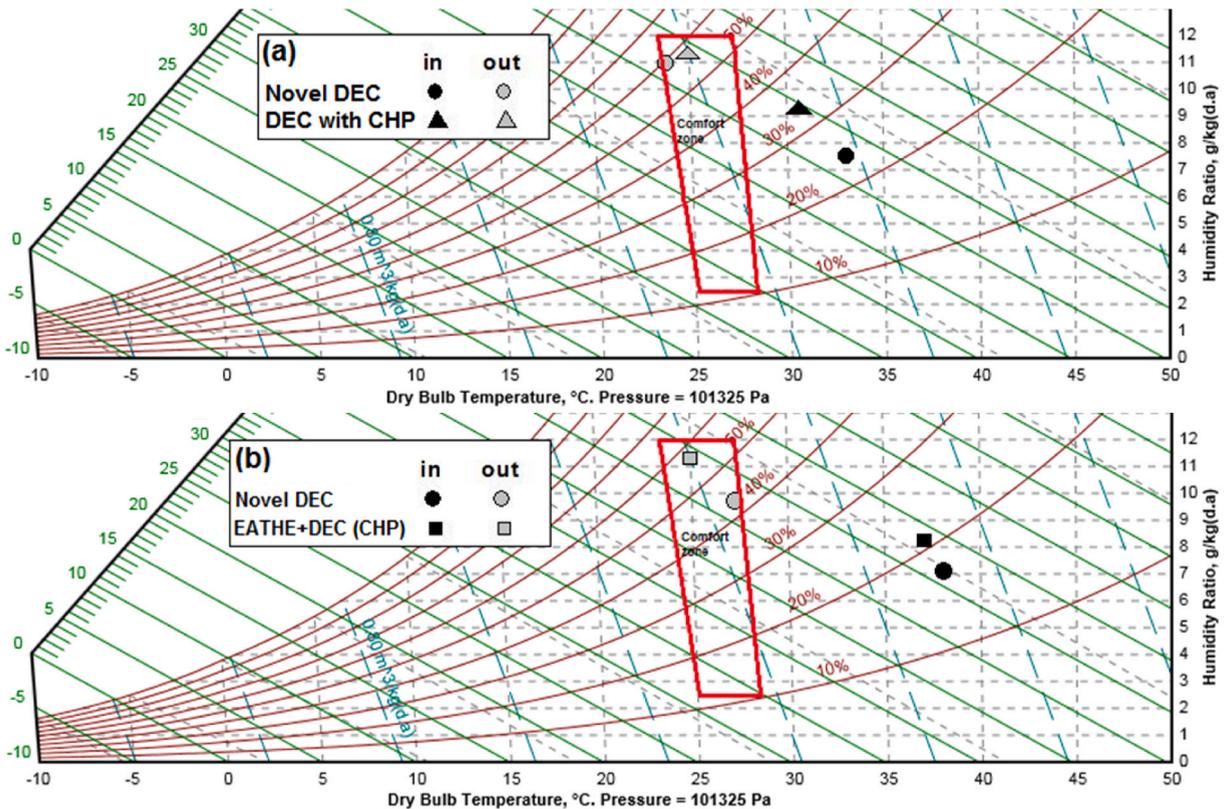


Fig. 6. Comparative analysis of psychrometric average conditions of treated air from the novel DEC with: (a) evaporative cooler with a cellulose honeycomb pad (CHP) [31] for the measurement campaign (A3-L2); (b) integrated earth-air-tunnel-evaporative cooling system [31] for the measurement campaign (A1-L2).

working in stand-alone mode (Fig. 6a).

In order to assess the novel pad performance, the authors attempt to lead a comparative study with different pad materials available in the literature. As presented in Table 6, jute, cellulosic pad 7090 and honeycomb cooling pads have an efficiency greater than of the date palm fibers, which the ratios in flow and thickness are (1; 1.67), (3.33; 2.5), (5.9; 3.33) respectively. So, we can say that the date palm fibers reached like even an interest efficiency of 59% as well as this superiority in efficiency comes down to the operating parameters which are amply large to those of novel pad, except the air mass flow of jute pad. Moreover, the operating parameters are more interesting compared to those of other pad in terms of economy and electricity consumption. However, despite the fact that the operating parameters of aspen and date palm fibers (stem) are more consistent, particularly that of aspen, palm fibers remained significantly higher in terms of efficiency. For eucalyptus fibers, these operating parameters and its efficiency are reduced by 30% and 50%, respectively, to those of the palm fibers.

4.3. Effect of air mass flow on thermal performance of DEC

Fig. 7 shows the results obtained from psychrometric analysis of the novel DEC system, these results are analyzed with respect to the thermal comfort zone for different measurement campaigns. Geometric shapes in black color are representing the state of the inlet air; the treated air obtained from DEC is marked by geometric shapes in white color on the psychrometric chart. It can be seen that about 31% of the points are in the thermal comfort zone, and the other points are near the zone for different ambient conditions and operating parameters. It should be noted that with the use of the novel DEC with a low air mass flow of 0.165 kg/s, 06 points are in the thermal comfort zone. The other points in the zone are obtained from the ambient air treatment with low relative humidity and high temperature. Thus, the novel DEC with a date palm fibers pad can treat the ambient air and be able to produce fresh air at a comfortable relative humidity and at an acceptable temperature with low mass airflows. In addition, it can be concluded that the direct evaporative cooler is more efficient when outdoor temperatures are higher.

Fig. 8 indicates the effect of air mass flow on cooling capacity practically under the same ambient conditions for four different measurement campaigns. As first ascertainment, it is observed that the cooling capacity increased with the increasing air mass flow and cooling capacity gap became notably more important during high temperatures (2700 W). The reason is that with increasing the inlet air mass flow, the mass transfer coefficient on the surfaces of pads increased which lead to a considerable temperature difference between the inlet and outlet, especially under extreme temperatures 41 °C. Moreover, what happened with the novel DEC is relatively different compared to the literature results. Thereby, the novel DEC deserved a special mention because despite the fact that the time for heat and moisture transfer between water and air is shortened for high air mass flow, the convective heat coefficient remained dominant.

Remark. i) as an intention, the functioning duration did not affect the DEC performance, ii) the available time for heat and mass transfer between air and water is a preponderant factor for relatively thick thicknesses of different fibers types.

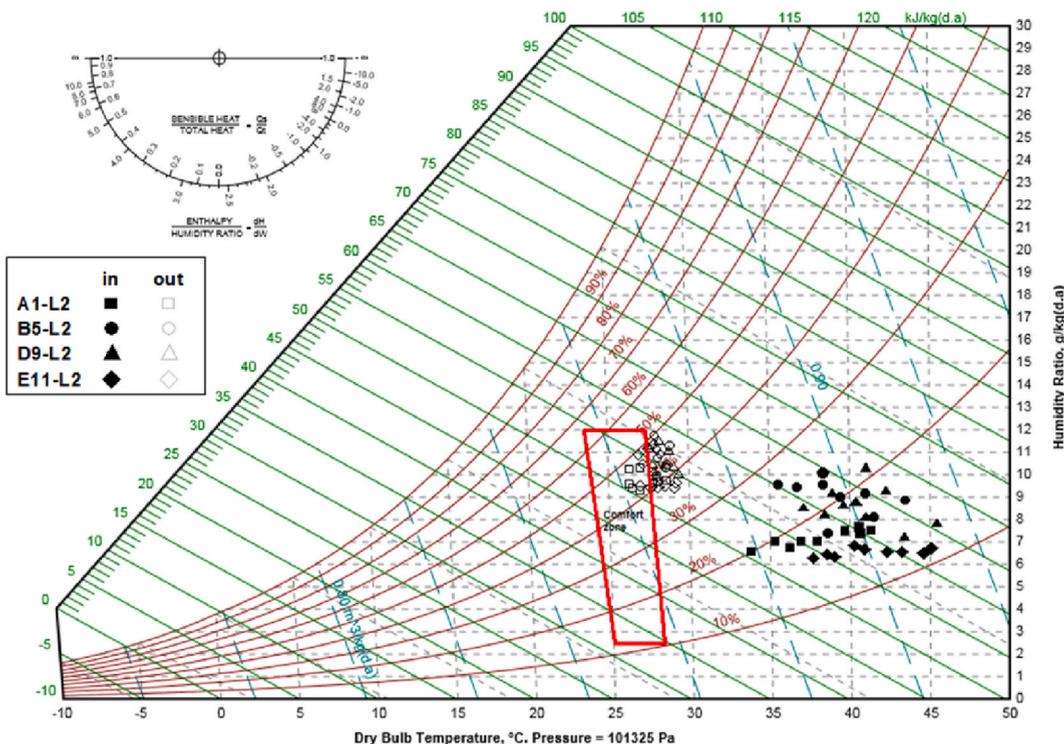


Fig. 7. Psychrometric analysis of the novel DEC system with respect to the thermal comfort zone for different measurement campaigns.

Table 6
Comparison between different pad materials.

Researcher	Material	Air mass flow [kg/s]	Air velocity [m/s]	M	Thickness [mm]	N	K [m ² /m ³]	ϵ	Q_s [W]	ΔT [°C]	ΔRH [%]	Reference
Al-Sulaiman	Jute	0.168	2.4	1.018	50	1,667	20	0.62	–	–	–	[23]
Al-Sulaiman	Date palm fibers (stem)	0.168	2.4	1.018	50	1,667	20	0.39	–	–	–	[23]
Malli et al.	Cellulosic pad 7090	0.55	1.8	3.333	75	2,500	13.33	0.68	–	–	–	[19]
Bishoyi et al.	Aspen swamp cooling pad	0.975	1.5	5.909	25	0,833	40	0.58	1397	4.5	35.93	[24]
Bishoyi et al.	Honeycomb cooling pad	0.975	1.5	5.909	100	3,333	10	0.74	1827	5.9	41.77	[24]
Doğramacı et al.	Eucalyptus fibers	0.115	1.2	0.697	20	0,667	50	0.27	–	3.1	–	[25]
Sellam et al.	Date palm fibers	0.165	1.5	–	30	–	33.33	0.59	1807.49	10.86	25.69	Present work

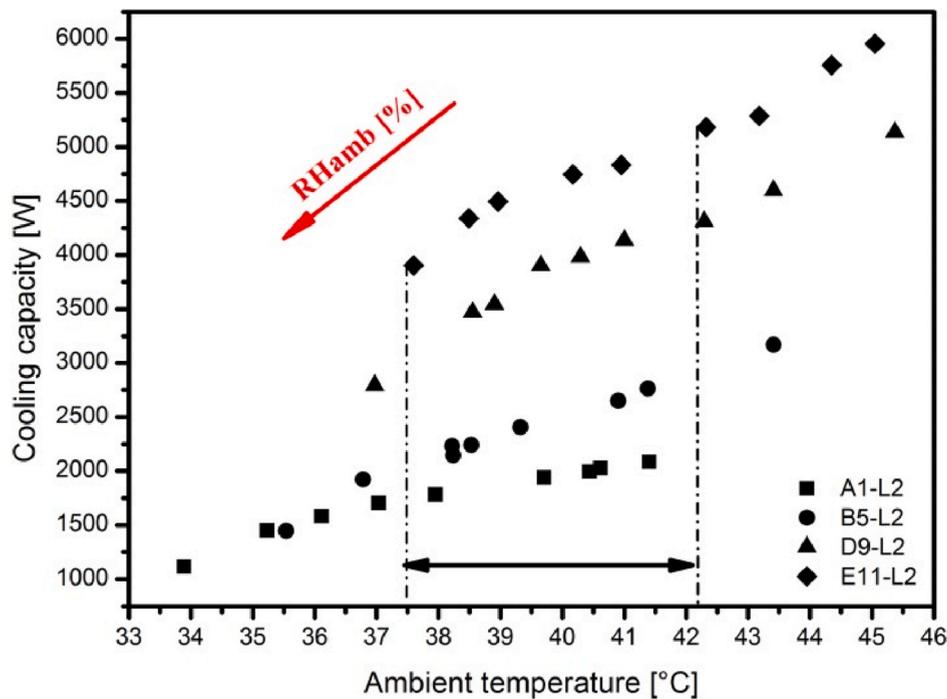


Fig. 8. Effect of air mass flow and ambient temperature on sensible cooling capacity for 08 h of continuous functioning.

4.4. Effect of pad thickness on thermal performance of DEC

Fig. 9 demonstrates the effect of pad thickness and air mass flow on the average hourly water consumption and total cooling capacity. As expected, the average hourly water consumption increases by increasing the air mass flow in both thicknesses of pads, increasing average hourly water consumption is due to increasing the mass transfer coefficient on the surfaces of date palm pads which leads to a greater average hourly water consumption. It can also be seen that with increasing the thickness of date palm pads, the average hourly water consumption increases; the reason is that with an increase in thickness of date palm pads, the volume of heat exchange and mass transfer between the inlet air and date palm fibers pads increases. The maximum value of the average hourly water consumption (456.25 ml/h) is obtained for a pad thickness of 30 mm and an air mass flow of 0.386 kg/s. In Fig. 9, histograms represent the evolution of total cooling capacity as a function of air mass flow and thickness of date palm pad for 08 h continuous functioning. The total cooling capacity has been found to increase with increasing the air mass flow. The first reason for this increasing trend in total cooling capacity is that with the increase in the air mass flow, the temperature difference between water and air increases which leads to higher heat transfer between water and air. The second reason is that with the increase of the mass flow of air, the positive difference between the partial pressures of saturated water vapor at a temperature equal to the temperature of water and that of the vapor of water in the air causes the highest mass transfer. It is also observed that the total cooling capacity of the date palm fibers pad thickness of 30 mm was greater than that of the thickness of 20 mm. This shows that the thicker the pad, the higher its total cooling capacity. The maximum value of the total cooling capacity (6.101 kW) is obtained for a pad thickness of 30 mm and an air mass flow of 0.386 kg/s.

The energy efficiency ratio (EER) is defined as the ratio of sensible cooling capacity to total electric power consumption (fan and water pump). Fig. 10 indicates the influence of pad thickness and air mass flow on energy efficiency ratio (EER) and energy efficiency. It can be seen that the EER increases with increasing the air mass flow up to ~ 0.221 kg/s for a thickness of 20 mm and ~ 0.331 kg/s for a thickness of 30 mm. This is due to the fact that the temperature difference increases, which leads to the significant increase of the cooling capacity with the air mass flow compared to the increase of the fan power with the air mass flow for each thickness of the pads and vice versa at an air mass flow higher than >0.221 kg/s for a thickness of 20 mm and >0.331 kg/s for a thickness of 30 mm, Where the EER decreases with increasing the air mass flow. This means that the effect of the air mass flow rate on the cooling capacity and energy efficiency ratio (EER) is more dominant than the effect of the temperature difference. In addition, with the increase of the date palm pad thickness, the EER increases due to the increase in exchange volume for the transfer of heat and vapor mass between the air and the water in the cooling pad, which leads to the increase of the cooling capacity with values higher than the values of the increase of the fan power. The maximum value of the EER (88.4%) is obtained from a pad thickness of 30 mm and an air mass flow rate of 0.331 kg/s (Table 8), so EER improves by 98.69% with increasing the pad thickness from 20 mm to 30 mm. Fig. 10 also shows the results of the energy efficiency of the date palm fibers pad. In theory, if the evaporative cooling process is considered as an adiabatic saturation system, the energy efficiency equal to 1. It can be seen that the energy efficiency reaches constant values that are close to one. This can be attributed to the actual process that approaches the adiabatic saturation system; this means that there is only a small loss of energy in the system because the enthalpy of the air varies slightly. The average values of the average hourly water consumption and the total

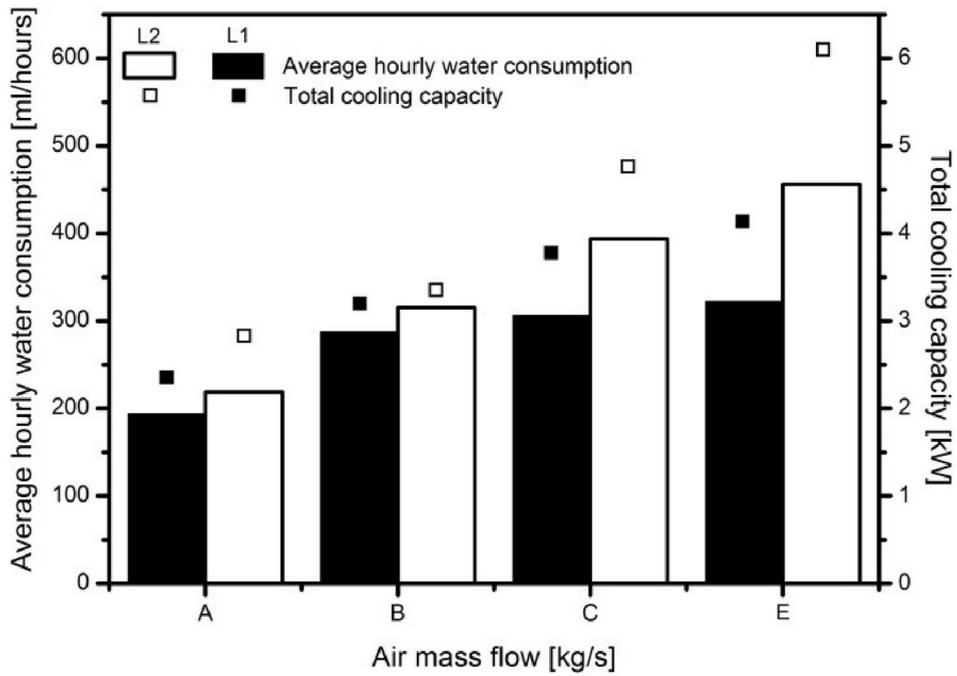


Fig. 9. Evolution of average hourly water consumption and total cooling capacity as function of air mass flow and pad thickness for 08 h of continuous functioning.

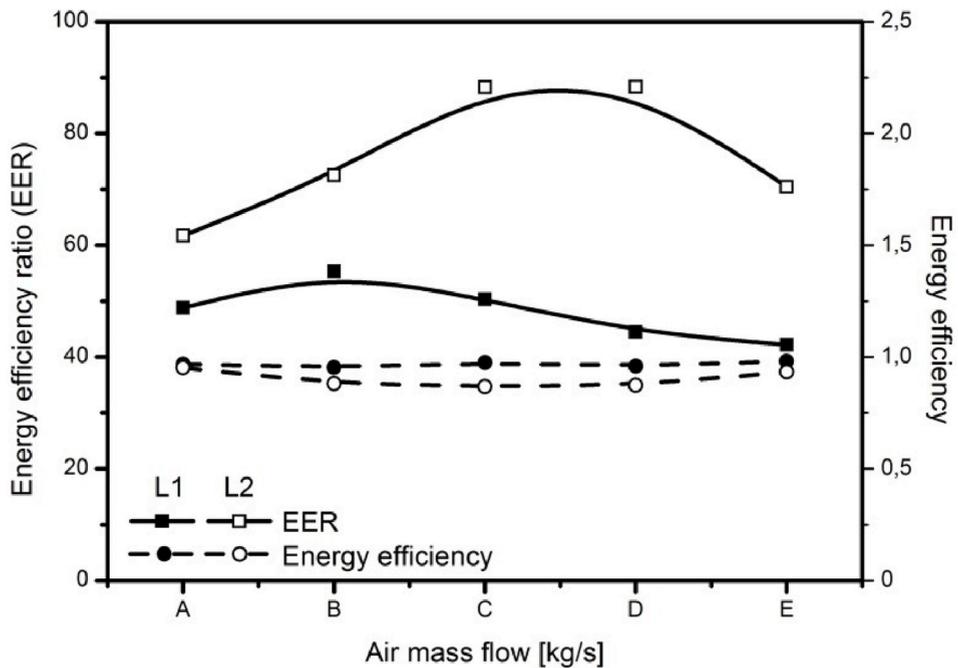


Fig. 10. Variation of energy efficiency ratio (EER) and energy efficiency as function of air mass flow and pad thickness for 08 h of continuous functioning.

cooling capacity for different measurement campaigns are given in Table 7. The average values of the energy efficiency ratio (EER), the energy efficiency and the power consumption of the ventilator for different measurement campaigns are given in Table 8.

5. Conclusion

This paper presents the results of an experimental study on direct evaporative cooler, designed and installed at the University of Biskra for thermal comfort with different air mass flows and two thicknesses of date palm fiber pads. The experimental investigation

Table 7

Average values of average hourly water consumption and total cooling capacity for different measurement campaigns.

Air mass flow [kg/s]	Average hourly water consumption [ml/hours]	Total cooling capacity [kW]
A4-L1	193.75	2.355
A3-L2	218.75	2.828
B6-L1	287.5	3.201
B5-L2	315.625	3.353
C8-L1	306.25	3.779
C7-L2	393.75	4.764
E13-L1	321.875	4.135
E12-L2	456.25	6.101

Table 8

Average values of energy efficiency ratio (EER), energy efficiency and power consumption of ventilator for different measurement campaigns.

Air mass flow [kg/s]	Energy efficiency ratio (EER)	Energy efficiency	Power consumption of ventilator [W]
A4-L1	48.824	0.968	24
A3-L2	61.731	0.952	
B6-L1	55.345	0.953	32
B5-L2	72.584	0.881	
C8-L1	50.349	0.975	39
C7-L2	88.337	0.867	
D10-L1	44.490	0.958	45
D9-L2	88.395	0.873	
E13-L1	42.194	0.981	51
E12-L2	70.472	0.933	

provided the main conclusions below:

The operating parameters such as pad thickness, air mass flow rate, ambient conditions, quantity and temperature of water are the determinant factors of thermal performances of the DEC system and must be taken into consideration.

The cooling capacity, the average hourly water consumption and the total cooling capacity increase with increasing the air mass flow and the pad thickness, especially under extreme ambient conditions.

The cooling efficiency and the energy efficiency ratio (EER) for date palm fiber pads thickness of 30 mm are found to be higher than that of 20 mm. This shows that increasing the pad thickness provides higher cooling efficiency.

The energy efficiency can be used to confirm that there are no important energy losses in the novel DEC system and that the test section is almost insulated.

The psychometric analysis shows that the novel DEC system using date palm fiber pads can sufficiently treat the hot and dry air. Therefore, this technique represents the most suitable solution, especially for low air mass flow rates to ensure comfortable or more or less acceptable microclimates in extreme ambient conditions.

The date palm fibers can be an effective alternative material for use as a wetted pad in evaporating cooling because of their great potential and high water retention capacity, their abundance and lower costs, their ecological character and long life. It may be said that the date palm fibers pad is a good choice compared to the different pad materials studied in the literature and that it provides better performances in zones of hot and dry climatic conditions.

In a nutshell, it is evident to say that the novel DEC system is more efficient when the ambient air temperatures are higher and that it is very energy efficient and shows no pollutant discharge to the environment. Based on the results, it can be concluded that this system can be used as an effective alternative to the conventional air conditioning systems with lower operating cost in hot and arid climate regions.

Author Statement

Sadam-Houcine Sellam: Conceptualization, Methodology, Experimentation, Formal analysis, Writing - original draft. **Abdelhafid Moumami:** Methodology, Validation, Investigation, Supervision, Project administration, Funding acquisition. **Charaf-Eddine Mehdid:** Visualization, Formal analysis. **Amar Rouag:** Validation, Formal analysis. **Abdelmoumen-Hakim Benmachiche:** Formal analysis. **Mohammed-Amin Melhegueg:** Formal analysis. **Adel Benchabane:** Writing - review & editing.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

References

- [1] M.W. Shahzad, M. Burhan, L. Ang, K.C. Ng, Energy-water-environment nexus underpinning future desalination sustainability, *Desalination* 413 (2017) 52–64.

- [2] M.T. Van Vliet, D. Wiberg, S. Leduc, K. Riahi, Power-generation system vulnerability and adaptation to changes in climate and water resources, *Nat. Clim. Change* 6 (2016) 375–380.
- [3] P.M. Cuce, S. Riffat, A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 54 (2016) 1240–1249.
- [4] International Energy Agency, *Key World Energy Statistics*, 2014.
- [5] P. Friedlingstein, R.M. Andrew, J. Rogelj, G.P. Peters, J.G. Canadell, R. Knutti, G. Luderer, M.R. Raupach, M. Schaeffer, D.P. van Vuuren, Persistent growth of CO₂ emissions and implications for reaching climate targets, *Nat. Geosci.* 7 (2014) 709–715.
- [6] Water and Energy, *The United Nations World Water Development Report*, 2014.
- [7] S. Nada, M. Said, Performance and energy consumptions of split type air conditioning units for different arrangements of outdoor units in confined building shafts, *Appl. Therm. Eng.* 123 (2017) 874–890.
- [8] Y. Cerci, A new ideal evaporative freezing cycle, *Int. J. Heat Mass Tran.* 46 (2003) 2967–2974.
- [9] S. Nada, H. Elattar, M. Mahmoud, A. Fouda, Performance enhancement and heat and mass transfer characteristics of direct evaporative building free cooling using corrugated cellulose papers, *Energy* 211 (2020), 118678.
- [10] L. Guan, M. Bennett, J. Bell, Evaluating the potential use of direct evaporative cooling in Australia, *Energy Build.* 108 (2015) 185–194.
- [11] M.W. Shahzad, J. Lin, B.B. Xu, L. Dala, Q. Chen, M. Burhan, M. Sultan, W. Worek, K.C. Ng, A spatiotemporal indirect evaporative cooler enabled by transiently interceding water mist, *Energy* 217 (2021), 119352.
- [12] Q. Chen, M.K. Ja, M. Burhan, F.H. Akhtar, M.W. Shahzad, D. Ybraiyimkul, K.C. Ng, A hybrid indirect evaporative cooling-mechanical vapor compression process for energy-efficient air conditioning, *Energy Convers. Manag.* 248 (2021), 114798.
- [13] X. Cui, K. Chua, M. Islam, K. Ng, Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate, *Energy Convers. Manag.* 102 (2015) 140–150.
- [14] X. Cui, M. Islam, K. Chua, An experimental and analytical study of a hybrid air-conditioning system in buildings residing in tropics, *Energy Build.* 201 (2019) 216–226.
- [15] F. Comino, S. Milani, S. De Antonellis, C.M. Joppolo, M.R. de Adana, Simplified performance correlation of an indirect evaporative cooling system: development and validation, *Int. J. Refrig.* 88 (2018) 307–317.
- [16] B. Fikri, E. Sofia, N. Putra, Experimental analysis of a multistage direct-indirect evaporative cooler using a straight heat pipe, *Appl. Therm. Eng.* 171 (2020), 115133.
- [17] D. Hindoliya, S. Mullick, Assessment of utilisation potential of direct evaporative cooling for India, *Int. J. Ambient Energy* 27 (2006) 21–28.
- [18] A. Franco, D.L. Valera, A. Madueno, A. Peña, Influence of water and air flow on the performance of cellulose evaporative cooling pads used in Mediterranean greenhouses, in: *Transactions of the ASABE* 53, 2010, pp. 565–576.
- [19] A. Malli, H.R. Seyf, M. Layeghi, S. Sharifian, H. Behraves, Investigating the performance of cellulosic evaporative cooling pads, *Energy Convers. Manag.* 52 (2011) 2598–2603.
- [20] M. Barzegar, M. Layeghi, G. Ebrahimi, Y. Hamzeh, M. Khorasani, Experimental evaluation of the performances of cellulosic pads made out of Kraft and NSSC corrugated papers as evaporative media, *Energy Convers. Manag.* 54 (2012) 24–29.
- [21] A. Laknizi, M. Mahdaoui, A.B. Abdellah, K. Anoune, M. Bakhouya, H. Ezbakhe, Performance analysis and optimal parameters of a direct evaporative pad cooling system under the climate conditions of Morocco, *Case Stud. Therm. Eng.* 13 (2019), 100362.
- [22] S. Nada, A. Fouda, M. Mahmoud, H. Elattar, Experimental investigation of energy and exergy performance of a direct evaporative cooler using a new pad type, *Energy Build.* 203 (2019), 109449.
- [23] F. Al-Sulaiman, Evaluation of the performance of local fibers in evaporative cooling, *Energy Convers. Manag.* 43 (2002) 2267–2273.
- [24] D. Bishoyi, K. Sudhakar, Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India, *Energy Build.* 153 (2017) 190–200.
- [25] P.A. Dogramaci, S. Riffat, G. Gan, D. Aydin, Experimental study of the potential of eucalyptus fibres for evaporative cooling, *Renew. Energy* 131 (2019) 250–260.
- [26] P.A. Dogramaci, D. Aydin, Comparative experimental investigation of novel organic materials for direct evaporative cooling applications in hot-dry climate, *J. Build. Eng.* 30 (2020), 101240.
- [27] R. Rawangkul, J. Khedari, J. Hirunlabh, B. Zeghmatai, Performance analysis of a new sustainable evaporative cooling pad made from coconut coir, *Int. J. Sustain. Eng.* 1 (2008) 117–131.
- [28] M. Dağtekin, C. Karaca, Y. Yıldız, Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate, *Biosyst. Eng.* 103 (2009) 100–104.
- [29] J. Jain, D. Hindoliya, Experimental performance of new evaporative cooling pad materials, *Sustain. Cities Soc.* 1 (2011) 252–256.
- [30] M. Ndukwu, F. Abam, S. Manuwa, T. Briggs, Exergetic performance indicators of a direct evaporative cooling system with different evaporative cooling pads, *Int. J. Ambient Energy* 38 (2017) 701–709.
- [31] V. Bansal, R. Mishra, G.D. Agarwal, J. Mathur, Performance analysis of integrated earth-air-tunnel-evaporative cooling system in hot and dry climate, *Energy Build.* 47 (2012) 525–532.
- [32] İ. Ceylan, A. Ergün, B. Acar, M. Aydin, Psychometric and thermodynamic analysis of new ground source evaporative cooling system, *Energy Build.* 119 (2016) 20–27.
- [33] K. Harby, F. Al-Amri, An investigation on energy savings of a split air-conditioning using different commercial cooling pad thicknesses and climatic conditions, *Energy* 182 (2019) 321–336.
- [34] X. Luo, B. Chang, W. Tian, J. Li, Z. Gu, Experimental study on local environmental control for historical site in archaeological museum by evaporative cooling system, *Renew. Energy* 143 (2019) 798–809.
- [35] A. Abdullah, I.B. Said, D.R. Ossen, A sustainable bio-inspired cooling unit for hot arid regions: integrated evaporative cooling system in wind tower, *Appl. Therm. Eng.* 161 (2019), 114201.
- [36] P. Tewari, S. Mathur, J. Mathur, Thermal performance prediction of office buildings using direct evaporative cooling systems in the composite climate of India, *Build. Environ.* 157 (2019) 64–78.
- [37] P. Tewari, S. Mathur, J. Mathur, V. Loftness, A. Abdul-Aziz, Advancing building bioclimatic design charts for the use of evaporative cooling in the composite climate of India, *Energy Build.* 184 (2019) 177–192.
- [38] K. Bhabhor, D. Jani, Progressive development in solid desiccant cooling: a review, *Int. J. Ambient Energy* (2019) 1–24.
- [39] J. Camargo, C. Ebinuma, S. Cardoso, A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system, *Revista de Engenharia Térmica* 2 (2003).
- [40] J.R. Camargo, C.D. Ebinuma, J.L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 1124–1132.
- [41] J. Wu, X. Huang, H. Zhang, Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 195–201.
- [42] J. Wu, X. Huang, H. Zhang, Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 980–984.
- [43] A. Fouda, Z. Melikyan, A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 932–936.
- [44] W. Chen, Thermal analysis on the cooling performance of a wet porous evaporative plate for building, *Energy Convers. Manag.* 52 (2011) 2217–2226.
- [45] I. Kovačević, M. Sourbron, The numerical model for direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 113 (2017) 8–19.
- [46] D. Benaoune, Experimental Study of Air Refreshment by Water Evaporation (In French), PhD thesis, University of Biskra, Algeria, 2012.
- [47] ASHRAE-133, "Method of testing direct evaporative air coolers, in: *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Standard, The Society, New York*, 2001.
- [48] C. Lertsatitthanakorn, S. Rerngongwitaya, S. Soponronnarit, Field experiments and economic evaluation of an evaporative cooling system in a silkworm rearing house, *Biosyst. Eng.* 93 (2006) 213–219.
- [49] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *GAS-VAPOR mixtures and air-conditioning, in: Thermodynamics an Engineering Approach*, McGraw-Hill, New York, 2006.

- [50] P. Martínez, J. Ruiz, P. Martínez, A. Kaiser, M. Lucas, Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications, *Appl. Therm. Eng.* 138 (2018) 675–685.
- [51] M. Kanoglu, I. Dincer, M.A. Rosen, Exergy analysis of psychrometric processes for HVAC&R applications, *Build. Eng.* 113 (2007) 172–181.
- [52] R.J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1 (1988) 3–17.
- [53] J. Taylor, *Introduction to Error Analysis, the Study of Uncertainties in Physical Measurements*, 1997.
- [54] *Ashrae-55, Thermal environmental conditions for human occupancy*, in: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Standard, The Society, New York, 2004.

Nomenclature

C_p : Specific heat [kJ/kg.K]
 EE : Energy efficiency ratio [–]
 h : Specific enthalpy [kJ/kg]
 h_{fg} : Specific latent heat of water evaporation [kJ/kg]
 K : Ratios of area to volume [m^2/m^3]
 L : Pad thickness [mm]
 M : Ratios in flow [–]
 \dot{m} : Mass flow rate [kg/s]
 N : Ratios in thickness [–]
 Q_{DEC} : Total cooling capacity [kW]
 Q_L : Latent cooling capacity [W]
 Q_S : Sensible cooling capacity [W]
 RH : Relative humidity [%]
 T : Temperature [°C]
 W_{fc} : Fan power [W]
 W_p : Pump power [W]

Greek letters

ΔRH : $\langle \Delta \rangle$ Relative humidity difference [%]
 ΔT : $\langle \Delta \rangle$ Temperature drop [°C]
 ϵ : Cooling efficiency [–]
 η_{en} : Energy efficiency [–]
 δ : Experimental uncertainty [%]
 ω : Humidity ratio [g moisture/kg dry air]

Abbreviations

CHP: Cellulose honeycomb pad
DEC: Direct evaporative cooler
EATHE: Earth-air-tunnel heat exchanger
ECS: Evaporative cooling system
HVAC: Heating, ventilation and air-conditioning
IEC: Indirect evaporative cooler
NTC: Negative temperature coefficient
RTD: Resistance temperature detector

Subscripts

a: Air
amb: Ambient
avg: Average
in: Inlet
out: Outlet
w: Water
wet: Wet