



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

# MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques  
Filière : Génie Mécanique  
Spécialité : Energétique

Réf. : ...

---

Présenté et soutenu par :  
**Bochra BOUALI**

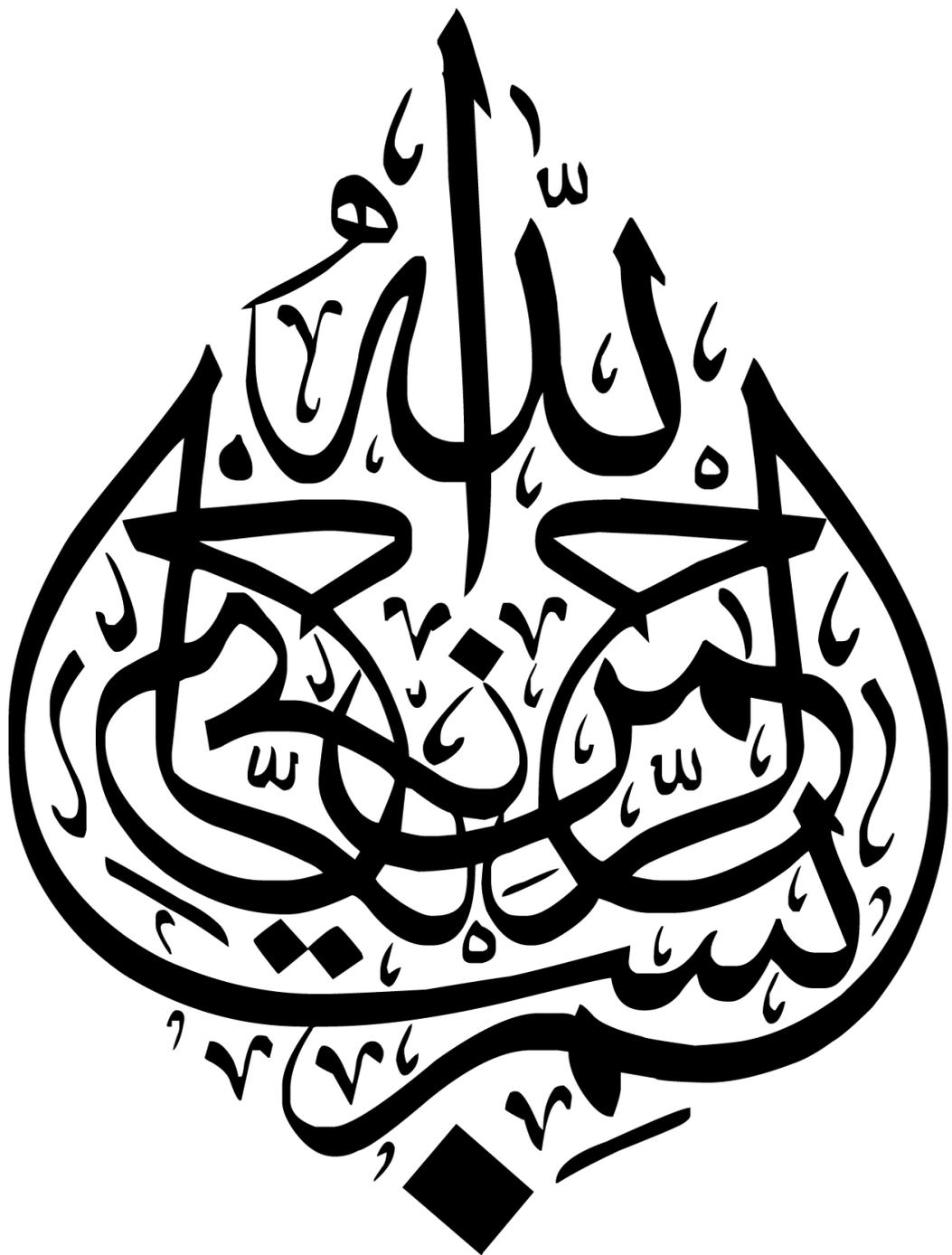
Le : **jeudi 17 septembre 2020**

## *Dimensionnement d'un échangeur à effet d'évaporation d'eau à base de fibres végétales*

---

### Jury :

Mr	Adel BENCHABANE	Pr	Université de Biskra	Président
Mr	Nacer CHOUCANE	MCA	Université de Biskra	Examineur
Mr	Abdelhafid MOUMMI	Pr	Université de Biskra	Rapporteur





## *Dédicace*

*Avec l'aide et par la grâce de dieu le tout puissant que ce travail a vu le jour.*

*Je dédie ce mémoire :*

*À mes chers parents qui m'ont soutenu pendant des années qu'ils trouvent ici toute ma gratitude et mon profond respect, que dieu me les garde pour toujours (inchallah).*

*A mes frères et sœurs.*

*À tous les membres de ma famille sans aucune exception.*

*A mes très chers amis et tous ceux qui me connaissent.*

*À tous ceux qui me sont chers, et à tous ceux que ma réussite leur tient à cœur.*

*A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.*

*A toute la famille de Département de Génie Mécanique.*

***Bouali Bochra***

## *Remerciement*

*Mes remerciements vont tout premièrement à dieu tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donnée durant tous ces années d'études.*

*J'ai été encadré par le Professeur Abdelhafid MOUMMI, je tiens à le remercier pour la qualité de sujet qu'il m'a proposé, pour m'avoir fait bénéficier de ses connaissances scientifiques et ses conseils et pour m'avoir fait confiance et puis pour sa patience, son suivi constant de ce travail et ses remarques et conseils précieux durant la réalisation de ce travail.*

*Mes sincères remerciements au Doctorant Saddam Houcine Sellam pour son aide et ces conseils et également pour son soutien et ses encouragements indéfectibles.*

*Je remercie le Professeur Adel Benchabane, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.*

*Toute ma reconnaissance va au Dr. Chouchane Nacer pour l'honneur qu'il me fait de bien vouloir accepter de participer au jury et pour examiner ce travail.*

*Je remercie tous mes enseignants qui ont contribué à ma formation depuis mes premiers jours à l'école jusqu'aujourd'hui.*

*Tous mes respects à tous les cadres pédagogiques du Département de Génie Mécanique Université de Biskra.*

*Un grand merci à tous ceux qui m'ont bien conseillé, bien aidé, et à ceux qui m'ont encouragé de près ou de loin.*

# Sommaire

<b>Dédicace</b> .....	i
<b>Remerciements</b> .....	ii
<b>Sommaire</b> .....	iii
<b>Liste des tableaux</b> .....	vii
<b>Liste des figures</b> .....	viii
<b>Nomenclature</b> .....	xii
<b>Introduction générale</b> .....	1
 <b>Chapitre I : Généralités et recherches bibliographiques</b>	
I.1. Introduction.....	4
I.2. Contexte.....	4
I.3. Généralités sur le rafraîchissement d'air.....	5
A. Le puits canadien.....	6
B. Echangeur de chaleur Air/MCP (matériau à changement de phase).....	7
C. Rafraîchissement d'air par évaporation d'eau.....	7
I.3.1. Techniques de rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau.....	9
I.3.1.1. Humidificateurs d'air à pulvérisation.....	10
I.3.1.2. Humidificateurs à vapeur.....	11
I.3.1.3. Humidificateur à évaporation.....	11
I.3.2. Les différents types de rafraîchissement d'air par évaporation.....	12
I.3.2.1. Système d'évaporation direct.....	12

I.3.2.2. Système d'évaporation indirect.....	14
I.3.2.3. Système mixte.....	15
I.3.3. Avantages et inconvénients de rafraîchissement d'air par évaporation.....	16
I.3.4. Domaines d'applications.....	16
I.4. Recherches bibliographiques.....	17
I.5. Conclusion.....	24

## **Chapitre II : Étude théorique et formulation mathématique**

II.1. Introduction.....	26
II.2. L'air humide.....	26
II.3. Grandeurs caractéristiques de l'air humide.....	26
II.3.1. Pression partielle de la vapeur d'eau.....	27
II.3.2. Pression de vapeur saturante.....	27
II.3.3. La température sèche en °C.....	27
II.3.4. Température humide en °C.....	28
II.3.5. Température de rosée en °C.....	29
II.3.6. Température adiabatique de saturation.....	30
II.3.7. Humidité spécifique ou humidité absolue ou teneur en humidité.....	30
II.3.8. Humidité relative ou degré hygrométrique en %.....	30
II.3.9. Enthalpie.....	30
II.3.10. Chaleur sensible et chaleur latente.....	31
II.3.10.1. Chaleur sensible.....	31
II.3.10.2. Chaleur latente.....	31

II.3.11. Volume spécifique en ( $m^3/kg$ d'air).....	31
II.4. Diagramme de l'air humide.....	32
II.5. Le confort thermique et le conditionnement d'air.....	33
II.5.1. Notion sur le conditionnement d'air.....	34
II.5.2. Notion sur le confort thermique.....	34
II.5.2.1. La thermorégulation.....	35
II.5.2.2. Mesure du confort thermique.....	35
II.6. Analyse théorique de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau dans une interface d'un refroidisseur par évaporation directe.....	35
II.7. Conclusion.....	41

### **Chapitre III : Modélisation thermique des équations de transfert de chaleur et de masse d'un échangeur évaporatif à base de fibres végétales**

III.1. Introduction.....	43
III.2. Hypothèses considérées.....	43
III.3. Modèles mathématiques.....	43
III.3.1. Calcul de la température du bulbe sec à l'air sortant ( $T_a$ ) (la température de sortie de l'échangeur ( $t_2$ )).....	44
III.3.2. Calcul l'efficacité de refroidissement (efficacité de saturation $\eta$ ).....	49
III.3.3. Calcul du taux d'humidité de l'air ( $\omega_a$ ) (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).....	50
III.4. Description du programme de calcul.....	52
III.5. Organigramme principal.....	53
III.6. Description du dispositif expérimental.....	54
III.7. Facteurs climatiques à calculés.....	55

III.8. Conclusion.....	55
------------------------	----

## **Chapitre IV : Résultats et discussions**

IV.1. Introduction.....	57
IV.2. Climat de la ville de Biskra.....	57
IV.3. Résultats expérimentaux obtenus.....	58
IV.4. Résultats obtenus, comparaison et interprétation.....	60
IV.4.1. Variations des températures.....	60
IV.4.1.1. Variations de la température ambiante.....	60
IV.4.1.2. Variations de la température de sortie de l'échangeur évaporatif.....	61
IV.4.1.3. Comparaison entre les températures de sortie de l'échangeur.....	63
IV.4.2. Variations de l'humidité absolue de l'air.....	64
IV.4.3. Variations des coefficients de transfert de chaleur et de masse.....	66
IV.4.4. Variations de l'efficacité du système (RED).....	67
IV.4.4.1. Evolution de l'efficacité du système (RED) en fonction du temps.....	67
IV.4.4.2. Evolution de l'efficacité du système (RED) en fonction du débit d'air.....	68
IV.5. Conclusion.....	68
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>70</b>
<b>Références bibliographiques.....</b>	<b>72</b>

### **Résumé**

# Liste des tableaux

## Chapitre IV : Résultats et discussions

<b>Tableau IV.1</b> : Paramètres mesurés en fonction du temps.....	58
<b>Tableau IV.2</b> : Paramètres calculées psychrométriquement.....	58
<b>Tableau IV.3</b> : Propriétés thermo physiques de l'air.....	59
<b>Tableau IV.4</b> : Caractéristiques du pad.....	59

# Liste des figures

## Chapitre I : Généralités et recherches bibliographiques

<b>Figure I.1 :</b> Consommation d'énergie finale totale par secteur en 2035.....	5
<b>Figure I.2 :</b> Schéma caractéristique d'une maison équipé d'un échangeur air/sol.....	6
<b>Figure I.3 :</b> échangeur de chaleur air/MCP.....	7
<b>Figure I.4 :</b> Principe du refroidissement évaporatif.....	8
<b>Figure I.5 :</b> Tampon d'évaporation en forme de nids d'abeilles.....	9
<b>Figure I.6 :</b> Tampon de refroidissement en fibre de palmier dattier (luffe).....	9
<b>Figure I.7 :</b> rafraîchissement évaporatif à nids d'abeilles.....	9
<b>Figure I.8 :</b> Représentation schématique du principe d'humidification par ultrasons.....	10
<b>Figure I.9:</b> Humidificateur à vapeur non autonomes de type ouvert.....	11
<b>Figure I.10 :</b> Humidificateur à eau perdue.....	12
<b>Figure I.11 :</b> Structure, principe de fonctionnement et diagramme psychrométrique d'un refroidisseur à évaporation directe.....	13
<b>Figure I.12:</b> Structure, principe de fonctionnement et diagramme psychrométrique d'un refroidisseur à évaporation indirect.....	15
<b>Figure I.13:</b> Système IDEC en deux étapes.....	15
<b>Figure I.14 :</b> Evolution des températures extérieures et intérieures en fonction du temps et de l'épaisseur de l'interface des fibres (a) 3 cm, (b) 2 cm.....	18
<b>Figure I.15 :</b> Evolution de l'efficacité en fonction du temps et de l'épaisseur de l'interface des fibres (a) 3 cm, (b) 2 cm.....	19
<b>Figure I.16 :</b> Présentations schématiques du refroidisseur par évaporation et du modèle physique.....	20

<b>Figure I.17:</b> Evolution de température et humidité relative avec variation de la température de l'air entrant, avec une humidité relative de 30% et une vitesse de l'air égale à 2 m/s respectivement à l'entrée.....	21
<b>Figure I.18:</b> Banc d'essai expérimental avec ventilateur de soufflage de l'air.....	22
<b>Figure I.19 :</b> Enceinte d'humidification en bois contenant des fibres de palmier dattiers local.....	22
<b>Figure I.20 :</b> Variation de la température de l'air intérieur.....	22
<b>Figure I.21 :</b> Variation de l'écart de température extérieur et intérieur de l'air.....	22
<b>Figure I.22 :</b> Variation de la température de l'air extérieur et l'air intérieur.....	23
<b>Figure I.23 :</b> Variation de l'humidité relative de l'air extérieur.....	24
<b>Figure I.24 :</b> Variation de l'humidité relative de l'air intérieur.....	24

## **Chapitre II : Étude théorique et formulation mathématique**

<b>Figure II.1 :</b> Température sèche dans le diagramme de l'air humide.....	28
<b>Figure II.2 :</b> Schéma de diagramme de l'air humide.....	28
<b>Figure II.3 :</b> Température humide, principe du psychromètre.....	29
<b>Figure II.4 :</b> Température de rosée.....	29
<b>Figure II.5 :</b> Diagramme de l'air humide (psychrométrie).....	33
<b>Figure II.6 :</b> Conditions physiologiques du confort thermique.....	34
<b>Figure II.7 :</b> Schéma de la configuration intérieure (a), et principe d'un refroidisseur évaporatif direct de type goutte à goutte (b).....	36
<b>Figure II.8:</b> Configuration d'un module pad.....	36

## **Chapitre III : modélisation thermique des équations de transfert de chaleur et de masse d'un échangeur évaporatif à base de fibres végétales**

<b>Figure III.1:</b> Description physique du problème.....	43
<b>Figure III.2 :</b> Organigramme de calcul.....	53
<b>Figure III.3 :</b> Description du dispositif expérimental.....	54
<b>Figure III.4 :</b> Tampon de refroidissement en fibre de palmier dattier.....	55

## **Chapitre IV : Résultats et discussions**

<b>Figure IV.1 :</b> Etages bioclimatiques en Algérie.....	57
<b>Figure IV.2 :</b> Evolution de la température ambiante extérieure en fonction du temps.....	61
<b>Figure IV.3 :</b> Evolution de la température de sortie de l'échangeur (modèles 1 et 2) et la température ambiante extérieure en fonction du temps.....	62
<b>Figure IV.4 :</b> Evolution de la température de sortie de l'échangeur (modèles 1) à l'intérieur de l'enceinte des fibres.....	63
<b>Figure IV.5 :</b> Evolution des températures de sortie de l'échangeur (expérimentale, modèles 1 et 2) en fonction du temps.....	64
<b>Figure IV.6 :</b> Evolution de l'humidité absolue de l'air (ambiant, saturé et sortant) en fonction du temps.....	65
<b>Figure IV.7 :</b> Evolution de l'humidité absolue de sortie de l'échangeur à l'intérieur de l'enceinte des fibres végétales.....	65
<b>Figure IV.8 :</b> Evolution des coefficients de transfert de chaleur par convection et de masse en fonction du débit d'air.....	66
<b>Figure IV.9 :</b> Evolution de l'efficacité du système (RED) (numérique et expérimentale) en fonction du temps.....	67

**Figure IV.10** : Evolution de l'efficacité du système (RED) en fonction du débit d'air.....68

# Nomenclature

Symbole	Désignation	Unités
$B$	Largeur du module de pad	[m]
$c_p$	Chaleur spécifique de l'air	[J / kg. K]
$D_h$	Diamètre hydraulique	[m]
$D_{va}$	Diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air	[ $m^2 / s$ ]
$dt$	Différence de température	[°C]
$dx$	Pas de l'épaisseur	[m]
$dG_w$	Le taux d'eau évaporée dans l'air	[kg/s]
$d\omega$	Différence du taux d'humidité de l'air	[kg d'eau/ kg <sub>as</sub> ]
$F$	Surface de transfert de chaleur	[m <sup>2</sup> ]
$G_a$	Débit massique d'air	[kg / s]
$H$	Hauteur du module de pad	[m]
$h$	L'enthalpie de l'air humide	[J/kg]
$h_c$	Coefficient de transfert de chaleur	[W / m <sup>2</sup> .K]
$h_m$	Coefficient de transfert de masse	[kg /m <sup>2</sup> .s]
$L$	Dimension caractéristique du canal d'air dans le module de pad	[m]
$m_v$	La masse de vapeur d'eau	[kg]

$m_{as}$	La masse d'air sec	[kg]
$P_v$	Pression partielle de vapeur d'eau	[Pa]
$P_{sat}$	Pression de vapeur saturante	[Pa]
$P_{as}$	Pression partielle de l'air sec	[Pa]
$P$	Pression totale de l'air humide	[Pa]
$Q_{eau}$	La quantité d'eau consommée	[l/min]
$r$	Chaleur latente de vaporisation de l'eau	[J / kg]
$T$	Température donnée	[°C]
$T_a$	Température de bulbe sec de l'air	[°C]
$T_h$	Température de bulbe humide de l'air entrant	[°C]
$T_r$	Température de rosée	[°C]
$T_w$	Température du film d'eau	[°C]
$T_{amb}$	Température ambiante	[°C]
$T_{max}$	Température ambiante quotidienne maximale	[°C]
$T_{min}$	Température ambiante quotidienne minimale	[°C]
$T_1$	Amplitude de la variation de température de surface du sol	[°C]
$T_2$	Température annuelle moyenne	[°C]
$t_1$	Température du bulbe sec de l'air entrant	[°C]

$t_2$	Température du bulbe sec à l'air sortant	[°C]
$V$	Vitesse frontale de l'air du module de tampon	[m/s]
$v_h$	Volume d'air humide	[m <sup>3</sup> ]
$v_{as}$	Volume de l'air sec	[m <sup>3</sup> ]
$v^*$	Volume spécifique	[m <sup>3</sup> /kg d'air]

---

### **Nombres adimensionnels**

Re	Nombre de Reynold	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Le	Nombre de Lewis	[-]

### **Lettres grecques**

$\phi$	Humidité relative	[%]
$\phi_e$	Humidité relative de l'air entrant	[%]
$\phi_s$	Humidité relative de l'air sortant	[%]
$\phi_x$	Taux de transfert de chaleur sensible	[W]
$\phi_q$	Taux de transfert de chaleur latente	[W]
$\omega$	Humidité absolue	[kg d'eau/ kg <sub>as</sub> ]
$\omega_1$	Taux d'humidité d'entrée	[kg d'eau/ kg <sub>as</sub> ]
$\omega_s$	Taux d'humidité de l'air saturé	[kg d'eau/ kg <sub>as</sub> ]

$\omega_a$	Taux d'humidité de l'air	[kg d'eau/kg <sub>as</sub> ]
$\eta$	Efficacité de refroidissement	[%]
$\lambda$	Conductivité thermique de l'air	[w / m.k ]
$\beta$	Facteur intégré dans l'Eq (II.24)	[1 / s ]
$\nu$	Viscosité cinématique de l'air	[m <sup>2</sup> / s]
$\delta$	Epaisseur du tampon	[m]
$\rho_a$	La masse volumique de l'air sec	[ kg <sub>as</sub> / m <sup>3</sup> ]
$\rho_v$	La masse volumique de la vapeur d'eau	[ kg <sub>v</sub> / m <sup>3</sup> ]
$\xi$	Coefficient de surface des pores par unité de volume de tampon	[ m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> ]
$\gamma$	Constante	[-]
$\eta_{\text{exp}}$	Efficacité expérimentale de rafraîchissement	[%]

### **Indices**

$i$  : Temps

$j$  : Espace

$x$  : Le sens de l'écoulement

# **Introduction générale**

## Introduction générale

Les préoccupations environnementales prennent de l'importance et les coûts énergétiques augmentent, où l'énergie consommée dans les systèmes CVC (chauffage, ventilation et climatisation) représente environ 20 % de la consommation totale mondiale de l'énergie. Une nouvelle solution est donc vitale pour diminuer ce chiffre.

La technologie de rafraîchissement par évaporation offre un large panel de possibilités pour atteindre les objectifs énergétique et financier en raison d'une efficacité haute et des coûts faibles de mise en place et d'entretien.

Le principe d'évaporation de l'eau pour refroidir l'air est l'une des méthodes les plus anciennes utilisées par l'homme pour améliorer son confort dans les régions à climat chaud. Ce procédé de conditionnement de l'air se manifeste par une baisse de température et une augmentation de l'humidité de l'air. Ceci est dû à un phénomène de transfert de masse et de chaleur entre l'air et l'eau dans l'enceinte d'évaporation qui contient plusieurs couches minces de fibres végétales de palmier dattier.

L'objectif principal de notre étude est de valider les résultats des expérimentations effectuées sur un échangeur évaporatif à base de fibres végétales, conçu dans le laboratoire de génie mécanique de l'université de Biskra. Pour ce faire, une comparaison a été faite entre les résultats de modélisation thermique de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau et ceux expérimentaux.

La modélisation théorique a été réalisée à l'aide d'un programme informatique Matlab qui permet de calculer le changement de la température, la variation de l'humidité et l'efficacité de ce système, toutes observées à la sortie de l'échangeur.

Notre travail est présenté comme suit :

Dans le premier chapitre, des généralités sur le rafraîchissement d'air, où on a essayé de montrer le principe de fonctionnement de chaque type de ce système, basée sur les techniques, les différents types existants ainsi que les avantages et inconvénients de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau, suivi par une recherche bibliographique qui aborde trois travaux scientifiques réalisés par des chercheurs à l'université de Biskra et dans le monde.

Dans le deuxième chapitre, une étude théorique basée sur les propriétés et les grandeurs de l'air humide, notion sur le confort thermique et le conditionnement d'air, suivie

par une analyse théorique de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau dans une interface d'un refroidisseur par évaporation directe.

Dans le troisième chapitre, la première partie comporte la modélisation thermique des équations de transfert de chaleur et de masse, et analyse numérique d'un échangeur évaporatif à base de fibres végétales et la deuxième partie est consacrée à la présentation du banc d'expérimentation qui a été conçu et réalisé dans le hall technologique à l'université de Biskra, destiné pour le rafraichissement de l'air chaud et sec par l'effet d'évaporation d'eau.

Dans le quatrième chapitre, les résultats calculés obtenus à partir de l'étude numérique ont été présentés sous forme des courbes, qui nous ont permis d'entreprendre un analyse et une discussion de ces résultats afin de mettre en évidence les effets conjuguées des paramètres considérés telles que ; la température, l'humidité, l'efficacité de rafraichissement du système et comparés avec les résultats expérimentaux pour le même refroidisseur par évaporation directe afin de valider ces derniers.

Enfin, une conclusion générale qui résume l'essentiel des principaux résultats obtenus.

# **CHAPITRE I**

## **Généralités et recherches bibliographiques**

## I.1. Introduction

Par définition, le rafraîchissement de l'air par humidification est un processus qui consiste au traitement de l'air chaud par l'évaporation de l'eau afin de le refroidir (directement ou indirectement). Ce procédé, en effet, constitue une alternative à la climatisation conventionnelle notamment dans les régions dont le climat est chaud, arides ou semi-aride et une période estivale souvent prolongée. Du côté technique, le rafraîchissement évaporatif de l'air est le résultat d'une augmentation de l'humidité de l'air et un abaissement de la température par l'effet de transfert de masse et de chaleur qui se fait entre l'air et l'eau dans l'enceinte d'évaporation. Cette technique, en effet est très encouragée car elle est économique et propre du point de vue environnemental.

Dans ce travail, on s'intéresse à l'étude numérique du ventilo-humidificateurs (Rafraîchissement évaporatif) par le principe d'évaporation d'eau en utilisant la fibre végétale comme moyen et interface pour la réalisation de ce précédés.

## I.2. Contexte

Le monde en croissance rapide et les progrès technologiques croissants augmentent la consommation d'énergie, et donc la demande énergétique du monde a accru l'attention portée aux difficultés d'approvisionnement en énergie, aux ressources énergétiques primaires insuffisantes et aux effets néfastes tels que le réchauffement climatique, le changement climatique, l'appauvrissement de la couche d'ozone...etc [1].

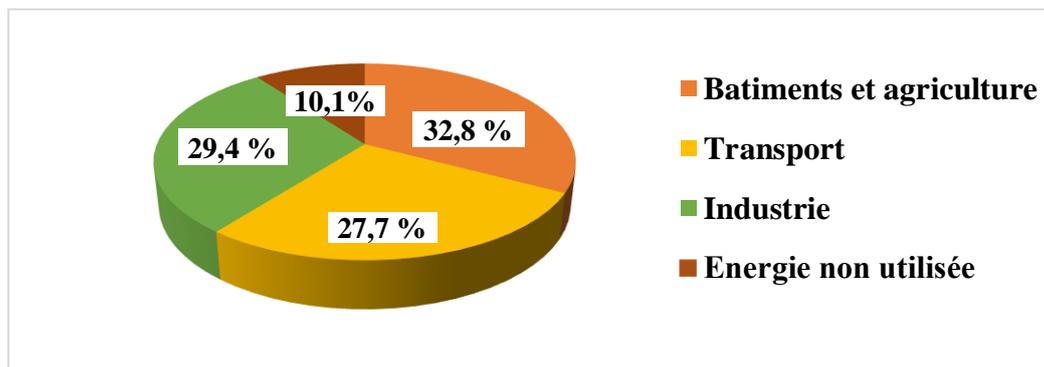
Selon les données de l'Agence de l'énergie, la consommation d'énergie primaire a montré une tendance à la hausse au cours des deux dernières décennies (1984-2004). La consommation moyenne d'énergie a augmenté de 10% par personne tandis que la population mondiale a continué d'augmenter de 27%. Ainsi, la consommation d'énergie primaire et les émissions de CO<sub>2</sub> ont augmenté respectivement de 49% et 43%, avec une augmentation annuelle moyenne de 2% et 1,8% respectivement [1].

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%. La majeure partie de l'énergie est essentiellement utilisée pour les applications de chauffage et

de refroidissement dans les bâtiments domestiques. Il est à noter que les besoins énergétiques pour le refroidissement ont atteint 14,6% par an entre 1990 et 2000 [1].

La demande énergétique des bâtiments continuera d'augmenter dans un avenir proche en raison de l'utilisation à long terme des bâtiments, de l'augmentation de la demande de confort des occupants et de la croissance de la population [1].

Dans ce contexte, il est essentiel de se concentrer sur les technologies et solutions écoénergétiques, non seulement dans les nouveaux bâtiments mais également dans les bâtiments existants. Il existe de nombreuses technologies pour atténuer la consommation d'énergie utilisée pour le refroidissement dans des conditions climatiques chaudes. L'une de ces technologies est le système de refroidissement par évaporation qui est une technologie très efficace pour les climats chauds et secs [1].



**Figure I.1 :** Consommation d'énergie finale totale par secteur en 2035 [1].

### I.3. Généralités sur le rafraîchissement d'air

Depuis les civilisations ancestrales, les architectes ont construit les habitations proches des points d'eau, notamment dans les régions de fortes chaleurs. Les Égyptiens, utilisaient déjà un système ingénieux qui consiste à mettre devant les portes de leurs maisons des linges mouillés qui leur permettant d'apporter le rafraîchissement nécessaire à l'intérieur des maisons. D'autre part, les pays situés en zone désertique ont employé ce procédé rafraîchissement depuis longtemps [2].

Dans ce contexte, on peut dire que par suite des nombreux avantages notamment économiques que présente le système de rafraîchissement d'air par effet d'évaporation d'eau, de considérables systèmes ont été inventés et encouragés, on cite trois types [3] :

### A. Le puits canadien

Le puits canadien, aussi appelé puits provençal ou échangeur air/sol, utilise un procédé de géothermie nécessitant très peu d'énergie. Le principe de ce système est d'amener de l'air dans un local après l'avoir fait transiter sous terre. L'inertie du sol permet de refroidir ou de réchauffer cet air. Les tuyaux sont enterrés à une profondeur d'environ 1,50 à 3 mètres de profondeur. À cette distance, le sol est chaud en hiver et froid en été. Ce type d'installation est très répandue en Amérique du Nord, participe également au développement durable par une consommation très faible d'électricité et des rejets limités des gaz à effet de serre [4].

#### ▪ Principe de fonctionnement

L'échangeur enterré air/sol géothermique est composé d'un ou de plusieurs tubes horizontaux à travers lesquels circule l'air destiné à la ventilation des bâtiments.

Il utilise l'inertie thermique du sol, ce qui permis de maintenir à une certaine profondeur une température constante, pour rafraîchir ou préchauffer l'air entrant dans le bâtiment. En hiver, dans le cas d'une température extérieure basse de  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , l'air neuf sera introduit dans le bâtiment à une température supérieure à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En été, si le bâtiment est bien protégé contre les apports solaires, la ventilation suffira à maintenir une température ambiante de  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour une température extérieure plus  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  [5].



Figure I.2 : Schéma caractéristique d'une maison équipée d'un échangeur air/sol [6].

## B. Echangeur de chaleur Air/MCP (matériau à changement de phase)

Par définition échangeur de chaleur Air – Matériau à changement de phase est un échangeur de chaleur dont la composition est constituée essentiellement d'un système de ventilation doté d'un certain type de matériau, dont l'intégration de ce type de matériau a pour objectif de stocker de l'énergie sous forme de chaleur latente [3].

### ▪ Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement est le suivant : les matériaux à changement de phase fondent et absorbent l'énergie thermique excédentaire lorsque la température de l'air dans le bâtiment dépasse leur température de fusion (en journée). Ce changement de phase permet de refroidir l'air concerné. La nuit, de l'air prélevé à l'extérieur du bâtiment amène à refroidir et solidifier ces MCP [7].

Koschenz et Lehmann ont développé un panneau contenant des MCP pour les plafonds dans les bâtiments à faible inertie. Ils utilisent des barrettes d'aluminium pour améliorer la conduction thermique dans les plaques de MCP épaisses [8].

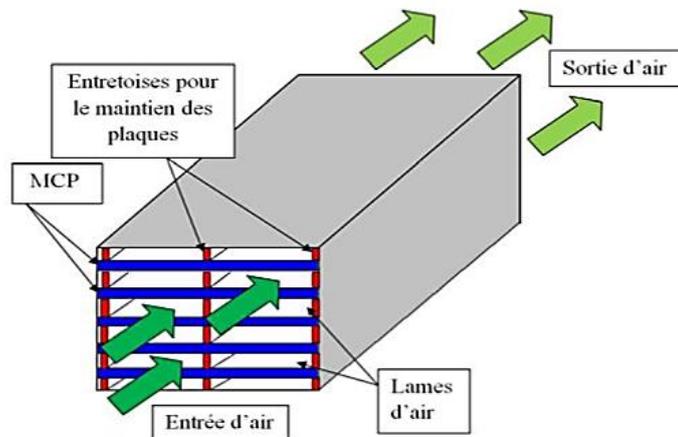


Figure I.3 : échangeur de chaleur air/MCP [3].

## C. Rafraîchissement d'air par évaporation d'eau

Notre étude est basée sur le système de rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau. L'énergie nécessaire à l'évaporation de l'eau est extraite de l'air qui en conséquence se refroidit. Ce système gagne en efficacité avec l'augmentation de la température extérieure. Au-delà de 30°C avec une humidité relative moins élevée, l'air peut se refroidir de plus de

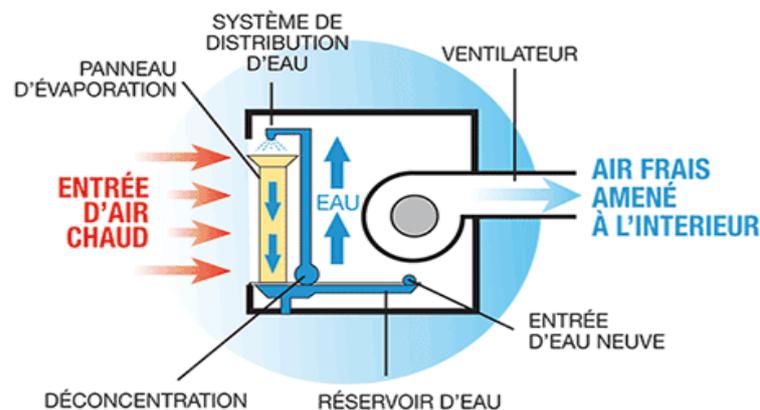
10°C, ce qui se traduit par un rendement de rafraîchissement très efficace. Les procédés actuels de refroidissement par humidification sont les ventilo-humidificateurs, les humidificateurs laveurs d'air et les atomiseurs centrifuges [2].

Dans les systèmes de rafraîchissement par évaporation d'eau, on peut distinguer trois majeurs types (directe, indirecte et mixte). La méthode directe consiste à faire subir de l'air en contact direct avec l'eau (système à pads), la méthode indirecte consiste au transfert sensible et latente de chaleur et de masse entre l'air et l'eau (système à plaques, à tubes).

Par ailleurs, le fonctionnement du système dit mixte se base principalement sur la réunion des deux méthodes citées auparavant [3].

#### ▪ Principe de fonctionnement

Le principe de refroidissement par évaporation est basé sur la technologie de refroidissement de l'air par évaporation de l'eau. Dès que l'eau s'évapore il conduit à une absorption de la chaleur de l'air proche en le refroidissant graduellement. Ensuite, cette évaporation entre sous forme de vapeur d'eau et transfère la chaleur absorbée lors de l'évaporation dans l'air sous forme de chaleur latente, après l'évaporation de l'eau. Et par voie de conséquence, l'humidité de l'air augmente et la température s'abaisse [9].



**Figure I.4 :** Principe du refroidissement évaporatif [10].

Dans ce procédé, l'humidité de l'air est garantie par une interface végétale, où l'air venant de l'extérieur se refroidit après avoir été filtré, lorsqu'il est en contact direct avec les

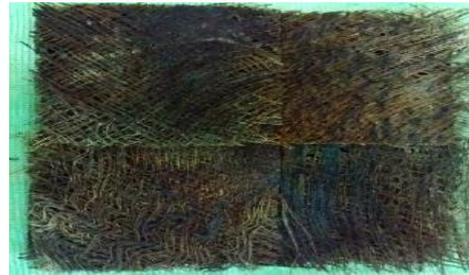
parois intérieures de l'enceinte humide, en cédant de la chaleur à l'eau qui s'évapore, permettant ainsi à l'air d'être refroidi très efficacement, ce qui le rend plus confortable.

Le rafraîchissement par évaporation d'eau est caractérisé par une diminution de la température et une augmentation de l'humidité due au phénomène de transfert de masse et de chaleur entre l'air et l'eau dans l'enceinte d'humidification [11].

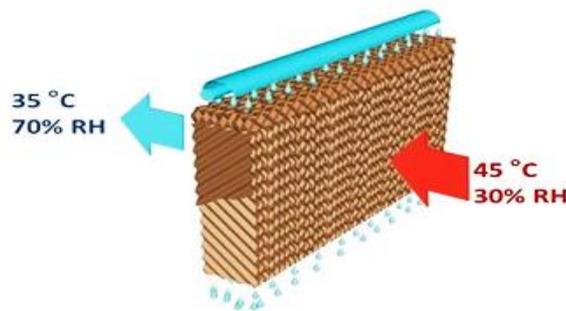
Où cette humidification à base végétale ce fait par de nombreux types des tampons (pads) parmi eux, nous mentionnons : les fibres de palmiers dattiers et les nids d'abeilles.



**Figure I.5 :** Tampon d'évaporation en forme de nids d'abeilles [12].



**Figure I.6 :** Tampon de refroidissement en fibre de palmier dattier (luffe) [13].



**Figure I.7 :** rafraîchissement évaporatif à nids d'abeilles [14].

### I.3.1. Techniques de rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau

Les systèmes évaporatifs peuvent être classés selon deux critères distincts. La première classification repose sur le critère de contact ou non entre l'air à traiter et l'eau évaporée avec trois techniques différentes. La seconde classification est basée sur le niveau de consommation énergétique de ces systèmes (utilisation ou pas d'éléments dissipateurs d'énergie tels que les ventilateurs, les pompes...etc.). Ces systèmes sont dits systèmes naturels, si leur consommation d'énergie est faible, par contre sont dits systèmes hybrides,

si leur consommation énergétique est inférieure devant celle d'un climatiseur traditionnel [15].

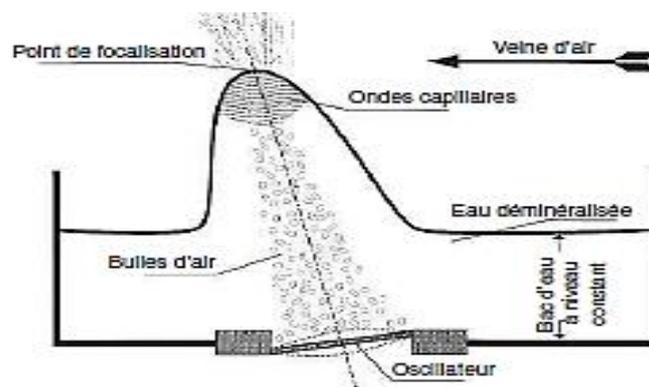
Les différents humidificateurs existants sont les suivants :

### I.3.1.1. Humidificateurs d'air à pulvérisation

Les différents types à pulvérisation rencontrés actuellement sont :

- Les buses à pulvérisation fixes ou rotatives tels que les humidificateurs à pulvérisation ou à gicleurs (humidificateurs laveurs).
- Les buses bi-fluides, qui pulvérisent de l'eau à l'aide d'air comprimé, sont principalement mises en place pour une humidification en direct de l'air des locaux.
- La pulvérisation mécanique à disques.
- La pulvérisation d'eau par ultrasons.

Toutes ces techniques de rafraîchissement de l'air par humidification sont destinées à la production d'aérosols, qui consiste à obtenir un flux d'air frais mélangé avec des particules très fines d'eau flottant dans l'air. Ces aérosols sont généralement d'une taille microscopique  $< 20 \mu\text{m}$  et sont 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 tailles plus importantes sont considérées comme des gouttes d'eau, sont piégées par des séparateurs de gouttelettes puis réintroduites dans le circuit d'humidification [16].



**Figure I.8 :** Représentation schématique du principe d'humidification par ultrasons [16].

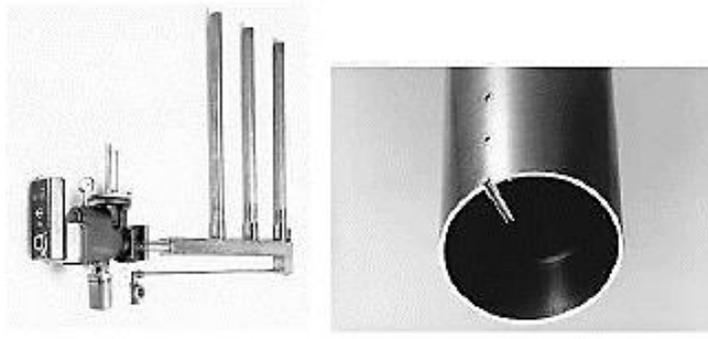
### I.3.1.2. Humidificateurs à vapeur

L'humidification de l'air des 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.

Les humidificateurs à vapeur se divisent en deux groupes principaux :

- Les humidificateurs à vapeur autonomes.
- Les humidificateurs à vapeur non autonomes.

Bien que les humidificateurs à vapeur autonomes puissent atteindre des puissances d'humidification jusqu'à 320 kg/h, il est cependant recommandé, pour des raisons économiques, de limiter la puissance à 180 kg/h. Dans le cas où l'on désire une puissance plus importante, il faut alors envisager d'installer des humidificateurs non autonomes qui ont un coût d'exploitation et de maintenance réduit malgré un coût d'investissement plus important [16].



**Figure I.9:** Humidificateur à vapeur non autonomes de type ouvert [16].

### I.3.1.3. Humidificateur à évaporation

L'air circule à contre-courant ou à courant croisé avec le circuit d'eau. Le contact de l'eau avec l'air permet sa vaporisation, cette vaporisation est plus au moins intense selon l'état de l'air et de sa température, son humidité et sa vitesse ainsi que la température de l'eau, dont les performances dépendent essentiellement :

- L'écart de température entre l'air et l'eau : il faut toujours que la température de l'air soit supérieure à celle de l'eau.
- La vitesse d'air qui doit être importants.
- L'humidité faible de l'air à l'entrée.

Il existe deux méthodes d'humidificateurs à évaporation d'eau qui sont :

- La méthode à eau recyclée.
- La méthode à eau perdue [17].

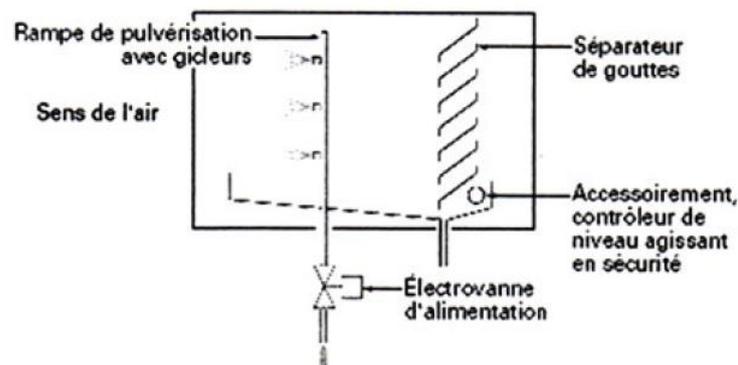


Figure I.10 : Humidificateur à eau perdue [17].

### I.3.2. Les différents types de rafraichissement d'air par évaporation

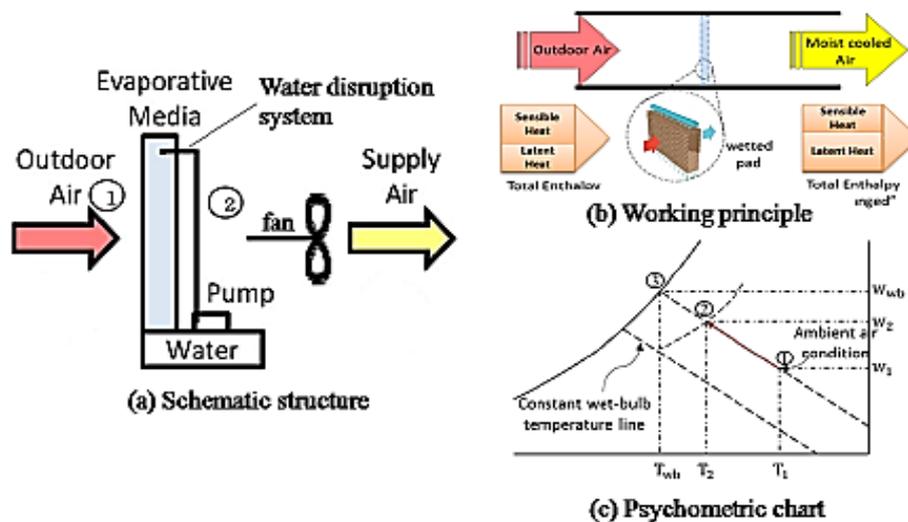
La moitié des besoins annuelles en matière de conditionnement d'air est fourni par les systèmes de traitement de l'air, où il existe trois types de système de rafraichissement d'air par évaporation d'eau [18] :

#### I.3.2.1. Système d'évaporation direct

Ce système est le type de rafraichissement par évaporation le plus ancien et le plus simple, dans lequel l'air extérieur est mis en contact direct avec l'eau. Ces systèmes à évaporation directe les plus couramment utilisés sont essentiellement des cubes métalliques ou des boîtes en plastique avec de grands filtres à air verticaux plats, appelés « tampons ». Ils sont composés d'un matériau poreux mouillable. L'air véhiculé est aspiré par des ventilateurs motorisés à l'intérieur des refroidisseurs. Après avoir été refroidi et humidifié dans les canaux à travers les tampons, l'air quitte le refroidisseur comme air lavé pour une utilisation de refroidissement. De nombreux refroidisseurs utilisent des ventilateurs à deux ou trois vitesses, de sorte que les utilisateurs peuvent moduler les états de l'air sortant au

besoin. La figure (I.11.a) est le diagramme schématique d'un RED de type goutte à goutte. L'eau est pulvérisée sur les bords supérieurs et distribuée davantage par gravité et capillarité. L'eau qui tombe est recyclée du bassin d'eau par la pompe à eau. Dans un système à RED, l'air de traitement entre directement en contact avec l'eau pulvérisée et se trouve refroidi et humidifié simultanément par l'évaporation de l'eau.

Généralement le rafraîchissement de l'air dans le RED est supposé adiabatique, par conséquent, le traitement peut être exprimé dans le tableau psychrométrique par les points 1 au point 3 comme le montre la figure (I.11.c). Le rafraîchissement de l'air suit des lignes d'enthalpie ou de température constantes. Le point 1 représente l'état de l'air entrant dans un refroidisseur, le point 2 représente l'état de l'air sortant du refroidisseur et le point 3 représente la température du thermomètre humide de l'air à l'entrée du refroidisseur et la température de l'eau de recirculation. Théoriquement, le processus se termine au point 3 plutôt qu'au point 2, cependant, l'état de saturation à 100% n'est jamais atteint dans les refroidisseurs à évaporation directe, à cause des tampons qui sont généralement mal calorifugés et des fuites de l'air de traitement à travers les tampons sans contact suffisant avec l'eau, d'autre part, le temps de séjour entre l'air et l'eau est insuffisant pour que le transfert de chaleur et de masse soit effectué correctement [19].



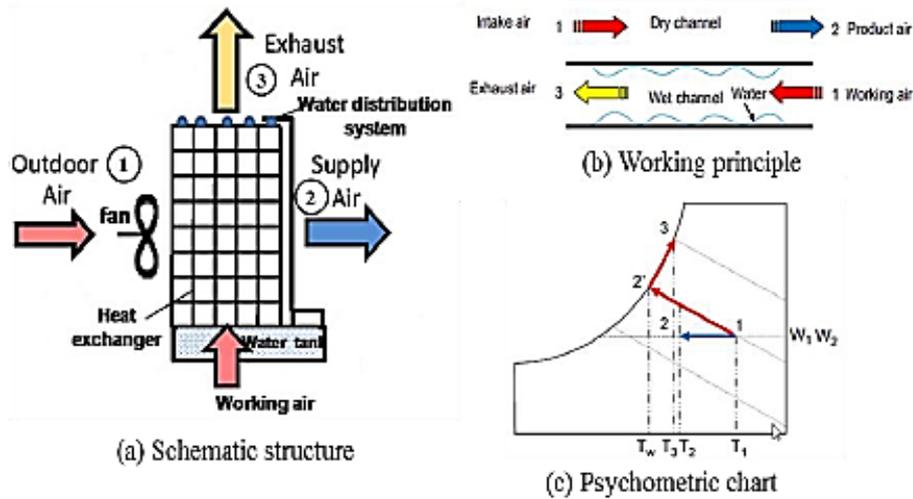
**Figure I.11** : Structure, principe de fonctionnement et diagramme psychrométrique d'un refroidisseur à évaporation directe [20].

### I.3.2.2. Système d'évaporation indirect

Le refroidissement par évaporation indirecte utilise un échangeur de chaleur air-air pour éliminer la chaleur du flux d'air primaire sans ajouter d'humidité. Dans une telle configuration, l'air extérieur chaud et sec passe à travers une série de tubes horizontaux qui sont mouillés à l'extérieur. Un flux d'air secondaire soufflé sur l'extérieur des serpentins et évacue l'air chaud et humide vers l'extérieur. L'air extérieur est refroidi sans ajouter d'humidité lors de son passage dans les tubes. Le refroidissement par évaporation indirecte a généralement une efficacité de 75%.

Le niveau élevé d'humidité produit par le refroidissement par évaporation directe est indésirable pour certaines applications. Le refroidissement par évaporation indirecte tente de résoudre ce problème en utilisant l'air frais et humide produit par évaporation pour refroidir l'air plus sec. L'air frais résultant est ensuite utilisé pour refroidir l'environnement souhaité. Ce transfert de la fraîcheur est obtenu à l'aide d'un échangeur de chaleur [21].

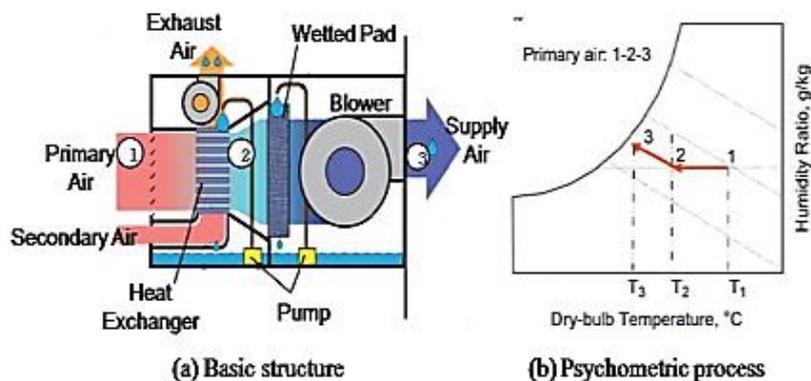
Généralement les procédés de refroidissement par évaporation indirecte nécessitent de l'énergie pour faire fonctionner une pompe à eau et des ventilateurs, pour ces raisons, les applications du refroidissement évaporatif indirect sont limitées, et principalement utilisés pour refroidir les logements et les pièces. Ces systèmes de refroidissement sont généralement moins chers à construire et à utiliser que les autres systèmes de climatisation conventionnels. D'autre part, le refroidissement évaporatif indirect ne peut pas être utilisé dans tous les environnements, et dont la diminution de température obtenue avec n'est pas aussi importante comparativement avec les systèmes de refroidissement mécaniques conventionnels [21].



**Figure I.12:** Structure, principe de fonctionnement et diagramme psychrométrique d'un refroidisseur à évaporation indirect [20].

**I.3.2.3. Système mixte**

Étant donné que le système RED a une efficacité plus élevée mais avec une humidité qui augmente à l'intérieur, tandis que le système REI a une efficacité plus faible et une humidité constante, une combinaison des deux systèmes avec d'autres technologies de refroidissement peut donner des meilleures performances obtenir de bonnes caractéristiques des deux systèmes pour la production de l'air d'alimentation plus frais avec une humidité relative acceptable et contrôlable et une efficacité plus élevée. Les principaux composants du système REDI sont l'échangeur de chaleur de l'unité REI, le tampon d'évaporation de l'unité RED, le système de recirculation d'eau, le réservoir d'eau et les ventilateurs comme illustré sur la Figure (I.13) [20].



**Figure I.13:** Système IDEC en deux étapes [20].

### I.3.3. Avantages et inconvénients de rafraîchissement d'air par évaporation

Il est évident que les humidificateurs de l'air n'ont pas les mêmes performances que les systèmes de conditionnement d'air à compression, cependant ils sont aussi performants surtout dans les climats tropicaux chauds et secs, en raison de leur faible consommation énergétique due à l'absence de compresseur. Ils présentent les avantages suivants :[2]

- Les rafraîchisseurs d'air par évaporation n'assèchent pas l'air, ce qui procure une meilleure sensation de confort par rapport à d'autres systèmes de rafraîchissement.
- Les coûts d'investissement et d'exploitation sont faibles.

Ces systèmes présentent également certains inconvénients qui sont :

- L'humidité apportée dans les locaux habités peut provoquer une gêne si elle met du temps à s'évacuer.
- Ces systèmes fonctionnent moins bien lorsque le climat extérieur est chaud et humide (climats tropicaux). En effet, si l'air est déjà chargé en eau, sa capacité à évaporer l'eau et donc à abaisser la température de l'air se trouve réduite [22].

### I.3.4. Domaines d'applications

La première application possible est de réaliser un système de refroidissement pour le confort dans les bâtiments des zones arides pour le refroidissement par évaporation directe, également avec le refroidissement par évaporation indirect ou indirect / direct. Le système doit également être équipé de machines de réfrigération conventionnelles pour intégrer l'effet de refroidissement gratuit, en particulier lorsqu'un contrôle précis de la température et de l'humidité est requis.

D'autres applications sont possibles pour produire des conditions acceptables dans des ambiances particulières où la climatisation est rarement fournie.

En été, l'ambiance industrielle peut être extrêmement inconfortable avec la seule atténuation de la ventilation. Le refroidissement par évaporation permet généralement d'atteindre des températures effectives plus basses.

En plus du système de ventilation requis pour le renouvellement de l'air, le refroidissement par effet d'évaporation d'eau est une méthode appropriée pour maintenir la plage correcte des conditions de température et d'humidité.

Le refroidissement par évaporation permet d'obtenir des conditions favorables à des coûts négligeables en termes d'investissement et de fonctionnement [23].

#### I.4. Recherches bibliographiques

Dans le présent travail on s'intéresse à la technique de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau. A cet égard une recherche bibliographique et revue de littérature a été menée afin d'avoir une idée optimale et exhaustive sur cette application thermique.

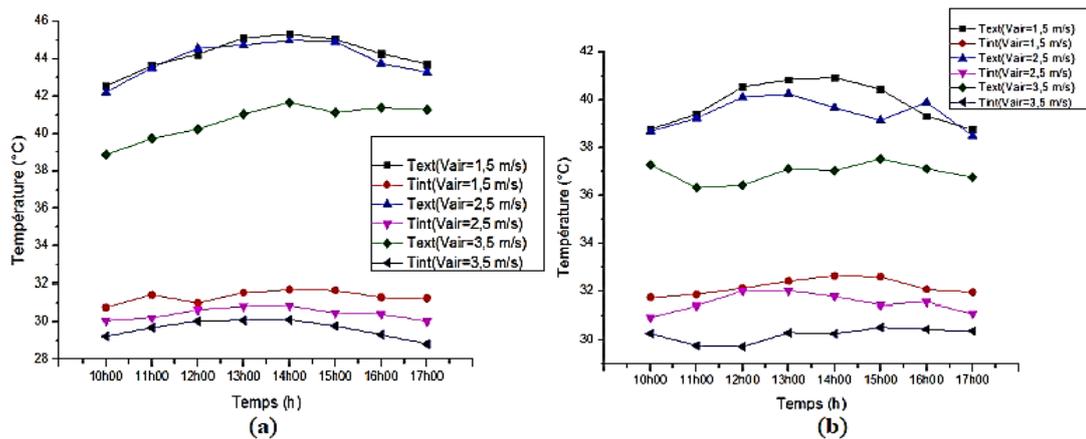
Plusieurs travaux de recherche ont été réalisés afin d'améliorer les performances des systèmes afin de garantir le confort thermique par le rafraîchissement d'air par évaporation d'eau, parmi ces travaux on cite essentiellement :

En 2017, **Sadam Houcine SELLAM et al [24]** ont étudié expérimentalement le rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau en utilisant la fibre de palmier dattier de la région de Biskra comme interface d'échange. Les résultats expérimentaux ont donné des performances encourageantes de ce système. Ce procédé de conditionnement d'air peut être comme alternatif à la climatisation conventionnelle dans les régions à climat chaud, arides ou semi-arides caractérisés par une période estivale assez prolongée soit pour l'habitat, l'industrie ou l'élevage. Leur but était d'évaluer l'efficacité énergétique et la performance thermique de ce système de rafraîchissement d'air dans la région de Biskra, également afin d'obtenir des conditions optimales de température, d'humidité relative et de la vitesse de l'air d'entrée. Pour cela, ils ont réalisé un banc d'essai au niveau du Hall technologique de l'université de Biskra (latitude 34°51' N, longitude 5°43' E) en Algérie, où ils ont réalisé une série de mesures pour évaluer l'effet de rafraîchissement de l'air avec humidification par le phénomène de transfert de chaleur et de masse par contact direct entre l'air pénétrant et l'eau à travers un pad constitué de fibres de palmier dattier.

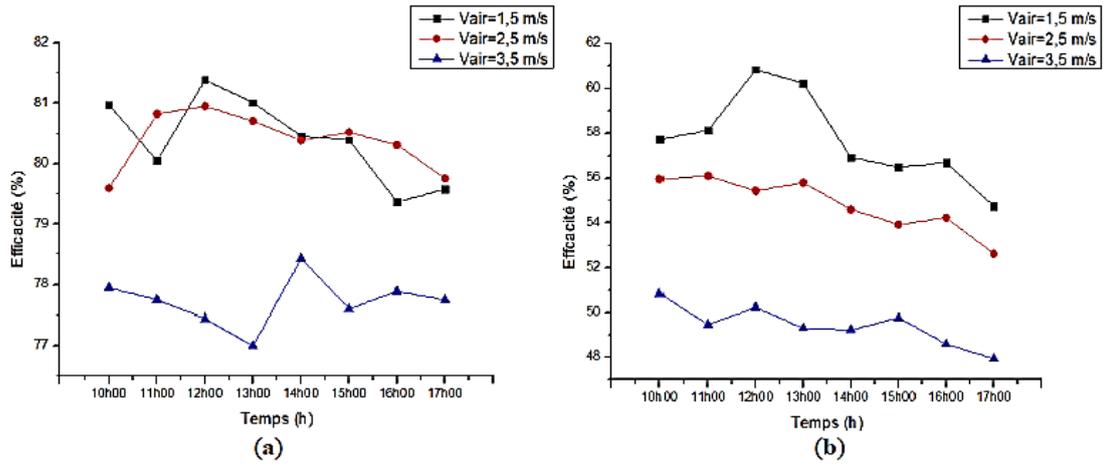
Ce système est constitué d'un tunnel rectangulaire en plexy-glass d'épaisseur 0,004 m, de dimensions (0,3 m x 0,3 m) et de longueur de 1,5 m, d'un ventilateur de soufflage en amont du tunnel afin d'assurer un débit d'air à une vitesse de confort ajustable, d'une interface contenant des fibres de palmier dattier, d'une pompe assurant la circulation d'eau

qui permet l'arrosage des fibres. Les paramètres mesurés affectant le rafraîchissement sont : la température, l'humidités relative, la vitesse de l'air à l'entrée et la quantité d'eau consommée respectivement pour plusieurs épaisseurs des interfaces contenant les fibres de palmier dattier [24].

L'analyse des résultats montre qu'il est possible d'obtenir une différence de température allant jusqu'à 14,5 °C entre la température extérieure (la température de l'air d'entrée) et la température intérieure pour une vitesse d'air entrant égale à 2,5 (m/s) avec une épaisseur de 3 cm de l'interface humide contenant les fibres de palmier Figure (I.14). A titre d'exemple, le 24 juillet 2017, une journée très chaude avec une température au voisinage de 43,7 ° C, une efficacité de rafraîchissement élevée est atteinte de l'ordre de 81 % Figure (I.15) [24].



**Figure I.14 :** Evolution des températures extérieures et intérieures en fonction du temps et de l'épaisseur de l'interface des fibres (a) 3 cm, (b) 2 cm [24].

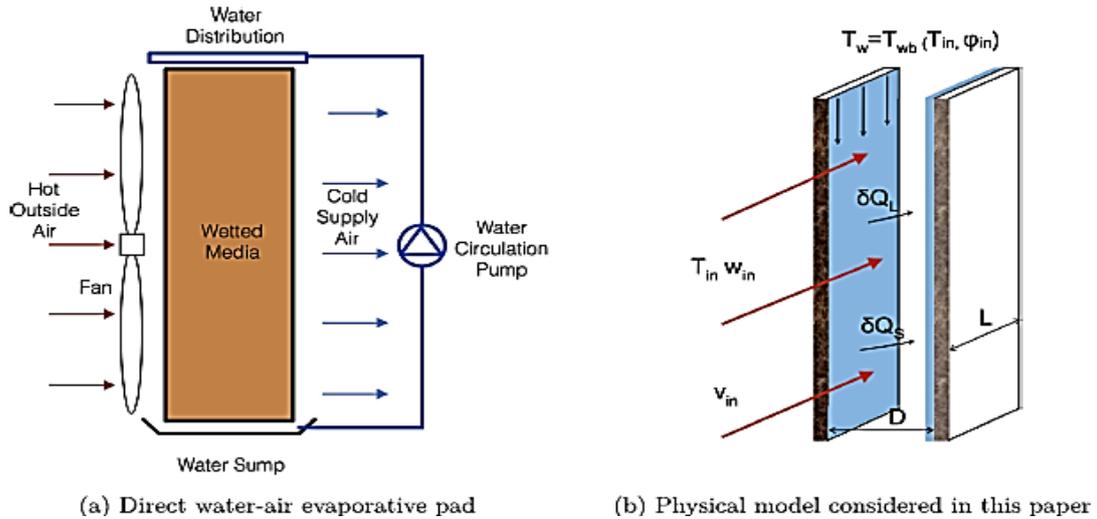


**Figure I.15 :** Evolution de l'efficacité en fonction du temps et de l'épaisseur de l'interface des fibres (a) 3 cm, (b) 2 cm [24].

En 2017, **Igor Kovac'evic'** et **Maarten Sourbron** [25] ont étudié un modèle numérique pour un échangeur de chaleur air / eau à écoulement transversal à contact direct compact, où l'eau d'évaporation refroidit dans un flux d'air et où un tampon d'évaporation directe métallique de conception innovante améliore l'interaction air-eau.

Le modèle numérique met en œuvre des équations de conservation de l'énergie et de la masse d'air et d'eau dans une géométrie unidimensionnelle, en appliquant des corrélations pour les coefficients de transfert de chaleur et de masse. Le système d'équations différentielles ordinaires est résolu par une discrétisation centrale finie utilisant Matlab. Le diamètre hydraulique effectif est isolé en tant que seul paramètre du modèle inconnu est déterminé par une estimation des paramètres à l'aide des données expérimentales disponibles avec un tampon d'évaporation directe.

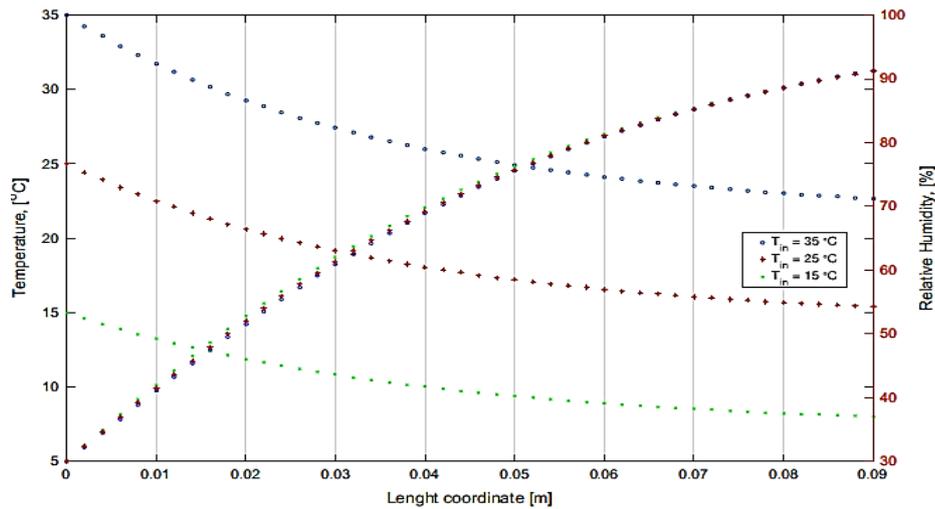
Le modèle physique est développé en utilisant le bilan énergétique de l'air humide et le bilan massique à l'interface air / eau. Le modèle est capable de calculer les propriétés de l'air humide à l'intérieur du refroidisseur. Les corrélations analytiques pour les coefficients de transfert de chaleur et de masse pour l'air circulant entre des plaques parallèles sont incorporées dans ce modèle. Le modèle est basé sur l'hypothèse que l'air circule entre des murs d'eau parallèles qui sont à température de bulbe humide de l'air entrant, le diamètre hydraulique particulier est déterminé par des expériences numériques [25].



**Figure I.16 :** Présentations schématiques du refroidisseur par évaporation et du modèle physique [25].

Les résultats numériques fournis par le modèle correspondent précisément aux données de mesure disponibles. Une haute efficacité est obtenue avec le tampon d'évaporation de 90 mm d'épaisseur. La vitesse de l'air détermine l'efficacité du tampon.

L'humidité relative influence considérablement le taux d'évaporation de l'eau mais aucune influence sur l'efficacité. La température de l'air à bulbe sec à l'entrée augmente légèrement, ce qui augmente l'efficacité et presque linéairement la consommation d'eau. Le modèle développé peut être utilisé comme outil d'optimisation des systèmes de réfrigération, où ce tampon d'évaporation directe est utilisé comme pré-refroidisseur pour les condenseurs refroidis par air et pour d'autres applications [25].



**Figure I.17:** Evolution de température et humidité relative avec variation de la température de l'air entrant, avec une humidité relative de 30% et une vitesse de l'air égale à 2 m/s respectivement à l'entrée [25].

En 2012, **Djamel BENAOUNE** [18] a réalisé une étude expérimentale sur le rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau. Son étude a porté sur un type de fibre de palmier dattier de la région de Biskra qui constitue l'interface d'humidification, 03 épaisseurs ont été considérées respectivement 01, 02 et 03 cm.

Les expériences ont été effectuées pendant les mois de Novembre Décembre et Janvier 2010, dans le Hall technologique du département de génie mécanique de l'université de Biskra. Le protocole expérimental est constitué d'un conduit en forme de tunnel. La chambre comprend un conduit creux rectangulaire de dimension (0,3m x 0,3m) d'une longueur de 1,50 m en feuilles de Plexy-glass transparent d'épaisseur 0,04m. Un ventilateur de soufflage est installé à l'extrémité avant du tunnel afin d'assurer un débit d'air constant réglable au moyen d'un potentiomètre Figure (I.18).

Le ventilateur est conçu pour fournir un courant d'air sans la présence de la surface mouillée et en respectant la vitesse de confort. L'enceinte en fibre de palmier dattier est faite de bois avec un grillage en plastique qui permet l'air de passer à travers la fibre disposée à l'intérieur. Une conduite de distribution d'eau reliée à une pompe, est montée sur le haut de la boîte de fibres pour assurer une distribution uniforme de l'eau tout au long de l'enceinte, des trous de drainage au fond de la boîte assurent la récupération de l'eau. Pour la quantification des paramètres, un anémomètre à hélice est utilisé pour mesurer la vitesse de l'air et d'un psychromètre pour mesurer l'humidité relative, et des thermomètres placés

respectivement à l'entrée à la sortie de l'enceinte d'humidification pour mesurer la température de l'air, également un troisième thermomètre est placé dans le bac d'alimentation d'eau pour mettre en évidence l'effet de sa température sur les performances du système [18].



Figure I.18: Banc d'essai expérimental avec ventilateur de soufflage de l'air [18].



Figure I.19 : Enceinte d'humidification en bois contenant des fibres de palmier dattiers local [18].

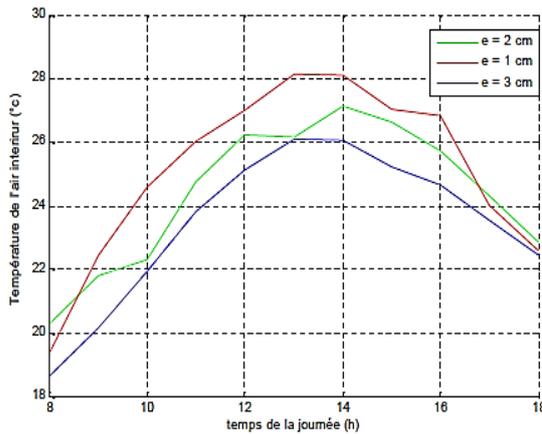


Figure I.20 : Variation de la température de l'air intérieur [18].

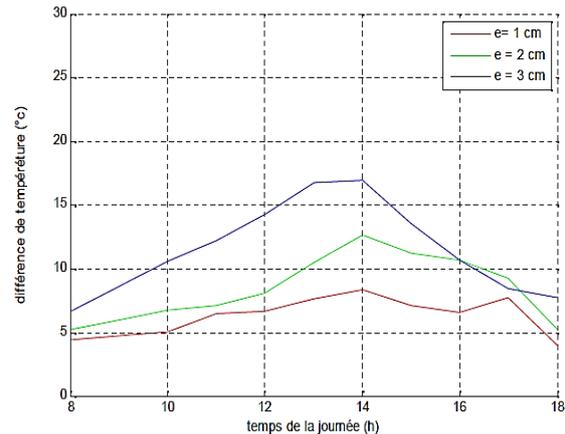
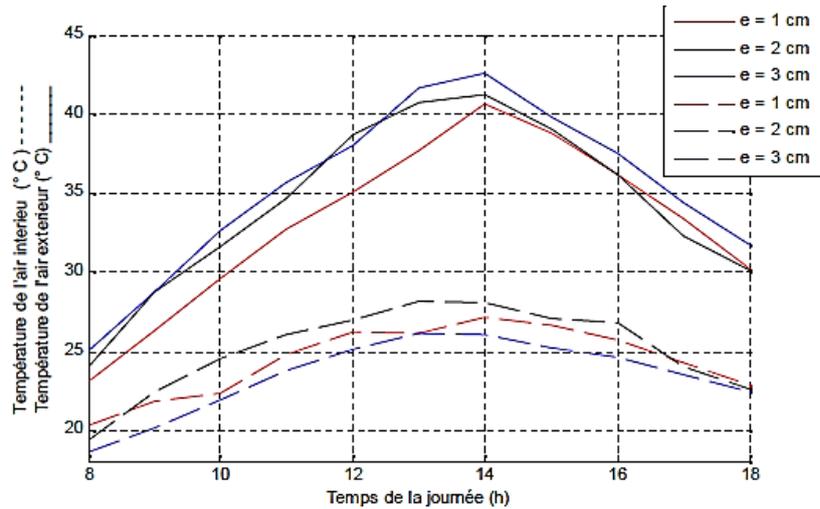


Figure I.21 : Variation de l'écart de température extérieure et intérieure de l'air [18].

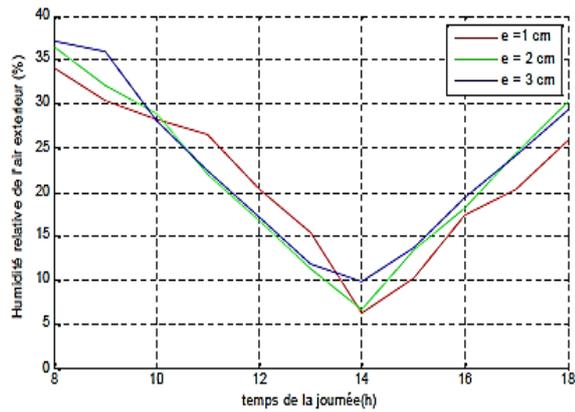


**Figure I.22 :** Variation de la température de l'air extérieur et l'air intérieur [18].

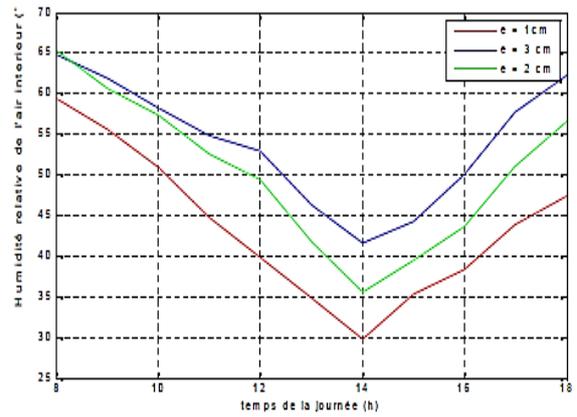
Les résultats montrent que pour les 03 épaisseurs des tampons utilisés, la température maximale atteinte à l'intérieur était de 28,27 °C pour 01 cm d'épaisseur, 29,13 °C pour 02 cm et 27,07 °C pour 03 cm respectivement, ce qui est montré d'après la figure (I.20). La différence de température extérieure et intérieure atteint son maximum à 14H (08,8 °C pour 01 cm, 12,55 °C pour 02 cm et 16,34 °C pour 03 cm), telle que représenté par la Figure (I.21) [18].

La variation de l'humidité relative au cours de la journée est inversement proportionnelle à la température d'après la Figure (I.23), où l'humidité de l'air extérieur diminue jusqu'à atteindre une valeur minimale de 06 % quand la température atteint son maximum durant la première journée d'essai, alors qu'elle est de 7% pour la deuxième journée et 10% pour la troisième journée respectivement.

Pour l'humidité intérieure, elle diminue et atteint son minimum quand la température est minimale pour l'épaisseur de 01 cm qui vaut 30%, alors que pour l'épaisseur de 02 cm, elle est de 36 %, et aux environ de 43 % pour une l'épaisseur de 03 cm Figure (I.24) [18].



**Figure I.23 :** Variation de l'humidité relative de l'air extérieur [18].



**Figure I.24 :** Variation de l'humidité relative de l'air intérieur [18].

## I.5. Conclusion

Le présent chapitre est consacré aux généralités théoriques et le principe de fonctionnement des systèmes de rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau. A cet effet, une recherche bibliographique sur les différents travaux réalisés par de nombreux chercheurs a été faite.

Le rafraîchissement d'air par évaporation d'eau est l'une des meilleures techniques utilisées pour la production de l'air frais et dans la climatisation l'habitat passif ou dans l'industrie, il est très économique et ne manifeste aucun rejet polluant pour l'environnement.

## **CHAPITRE II :**

# **Étude théorique et formulation mathématique**

## II.1. Introduction

L'air qui nous entoure est constitué essentiellement d'air sec et de vapeur d'eau. Son comportement thermodynamique est très proche de celui d'un gaz parfait.

L'air sec est, par définition, de l'air débarrassé de toute trace de vapeur d'eau, parfaitement desséché. Son humidité relative est donc nulle, de même que son rapport de mélange et tout apport d'eau liquide peut s'évaporer aussitôt en l'humidifiant.

Par ailleurs, l'air atmosphérique contient toujours de la vapeur d'eau. Sa masse est directement liée à sa pression partielle dans l'air.

L'être humain de par sa constitution physiologique, trouve des difficultés de s'adapter aux conditions climatiques hostiles et extrêmes. Il cherche toujours à utiliser des matériaux et des techniques qui lui assurent sa commodité.

Dans ce chapitre, on va montrer l'importance du confort thermique et du conditionnement d'air et les principales définitions.

## II.2. L'air humide

L'air humide renferme toujours une proportion d'eau sous forme de vapeur. Pour cette raison, il est qualifié d'air humide par opposition au cas idéal, l'air sec qui ne contient pas de vapeur d'eau.

L'air humide renferme une quantité de vapeur d'eau variable, mais limitée, lorsque cette quantité est maximale on dit que l'air est saturé.

La quantité maximale d'eau que peut renfermer un air saturé dépend des conditions de température et de pression dans lesquelles il se trouve [26].

$$\text{Air humide} = \text{Air sec} + \text{Vapeur d'eau}$$

## II.3. Grandeurs caractéristiques de l'air humide

L'air humide est caractérisé par plusieurs grandeurs [27] :

### II.3.1. Pression partielle de la vapeur d'eau

Dans le mélange de gaz que constitue l'air humide, la pression partielle de la vapeur d'eau ( $P_v$ ) est par définition, la pression qu'aurait la vapeur d'eau si elle occupait à elle seule tout le volume du mélange [28]. La pression partielle de la vapeur d'eau est exprimée par l'équation suivante [29] :

$$P_v = 462 \times T_h \times \rho_v = \frac{m_v \times 462 \times T_h}{v_h} \quad (\text{II.1})$$

### II.3.2. Pression de vapeur saturante

La pression de vapeur saturante ( $P_{sat}$ ) est la valeur maximale que peut atteindre la pression partielle de la vapeur à une température donnée [28], est exprimée par la relation empirique suivante selon la norme NF EN ISO 13788 :

$$P_{sat} = 610.5 \cdot \exp\left(\frac{17.269T - 4717.03}{T - 35.85}\right) \quad \text{Pour } T \geq 273,15 \text{ K} \quad (\text{II.2.a})$$

$$P_{sat} = 610.5 \cdot \exp\left(\frac{21.875T - 5975.16}{T - 7.65}\right) \quad \text{Pour } T < 273,15 \text{ K} \quad (\text{II.2.b})$$

### II.3.3. La température sèche en °C – « Dry bulb température »

La température d'air sèche ( $T_a$ ) est appelée aussi la température à bulbe sec, représente la température de l'air, mesurée avec un thermomètre ordinaire (appelé thermomètre psychrométrique). L'échelle de température est reportée horizontalement (voir diagramme psychrométrique), figure (II.1), les verticales représentent les isothermes [30].

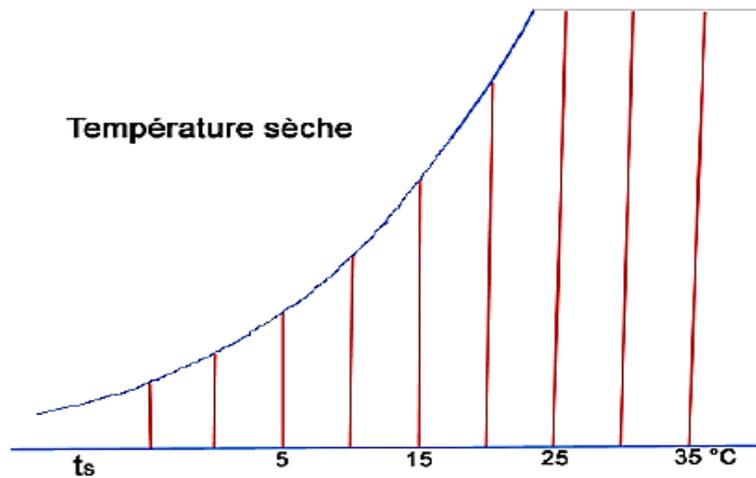


Figure II.1 : Température sèche dans le diagramme de l'air humide [31].

#### II.3.4. Température humide en °C « Wet bulb température »

La température humide ( $T_h$ ) est la température lue sur un thermomètre (appelé thermomètre psychrométrique) dont le bulbe est recouvert d'un coton saturé d'eau et placé dans un flux d'air.

L'air au contact avec le bulbe produit une évaporation qui engendre un abaissement de la température du bulbe qui se stabilise lorsque l'air se sature [32].

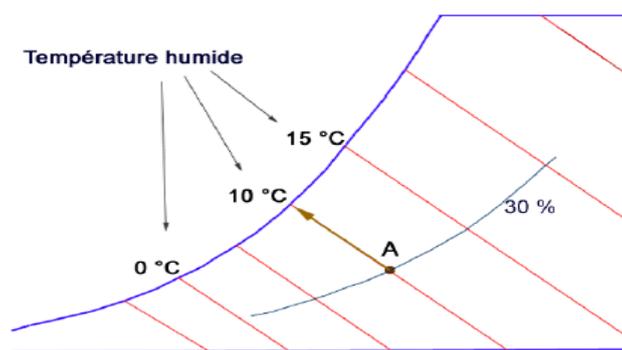
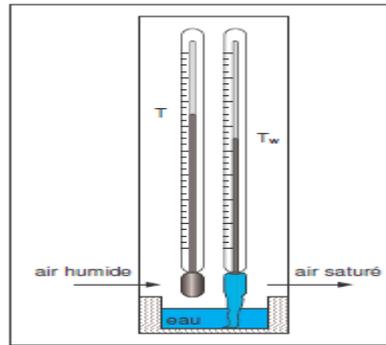


Figure II.2 : Schéma de diagramme de l'air humide [31].

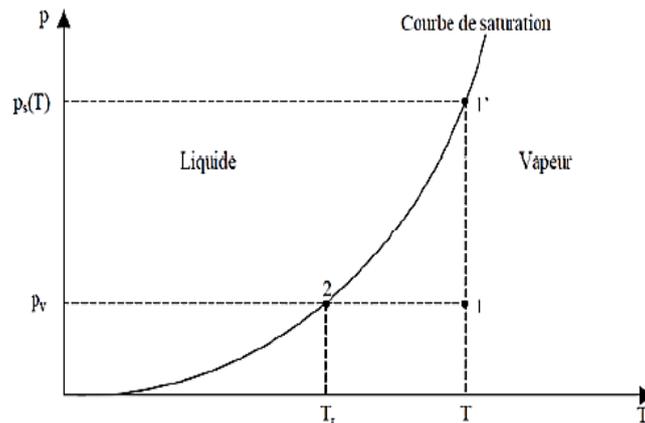


**Figure II.3 :** Température humide, principe du psychromètre [33].

### II.3.5. Température de rosée en °C « Dew point température »

Si on refroidit l'air, à partir de l'état 1 figure (II.4), à pression et humidité absolue constantes, son humidité relative augmente jusqu'à atteindre la valeur 100%, à l'état 2, sur la courbe de saturation. Il se produit un équilibre vapeur-liquide et les premières gouttes d'eau condensée vont apparaître, la température du point 2 est appelée température de rosée ( $T_r$ ) de l'air.

Dans ce cas la pression partielle de vapeur est égale à la pression de vapeur saturante correspondant à la température de rosée [34].



**Figure II.4 :** Température de rosée [34].

### II.3.6. Température adiabatique de saturation « Adiabatic saturation temperature »

La température à laquelle l'air humide peut être apporté à saturation adiabatique par l'évaporation d'eau, qui correspond à la température humide où aucun gain ou perte de la chaleur par rapport à son environnement [18].

### II.3.7. Humidité spécifique ou humidité absolue ou teneur en humidité –

« Humidity ratio, moisture content, mixing ratio, or specific humidity »

L'humidité absolue, également connue sous le nom de rapport de mélange notée ( $\omega$ ) et exprimée en (kg d'eau/kg d'échantillon sec) est définie comme le rapport de la masse de vapeur d'eau ( $m_v$ ) contenue dans un volume d'air humide, sur la masse d'air sec ( $m_{as}$ ), contenue dans ce même volume, désigné par l'expression [35] :

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} \quad (\text{II.3})$$

### II.3.8. Humidité relative ou degré hygrométrique en % « Relative humidity »

Il s'agit du rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air et la pression de saturation de cette vapeur d'eau à la même température ( $T$ ), désignée par :

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(T)} \quad (\text{II.4})$$

Elle est généralement exprimée en % ( $\phi = 100\%$  : air saturé ;  $\phi = 0\%$  : air totalement sec) [36].

### II.3.9. Enthalpie – « Enthalpy »

L'enthalpie de l'air humide décrit l'état thermodynamique de son contenu énergétique. C'est la somme de deux composants, air sec et vapeur d'eau [37] :

$$\text{Enthalpie} = \text{Chaleur perceptible} + \text{Chaleur latente}$$

### II.3.10. Chaleur sensible et chaleur latente « latent heat »

#### II.3.10.1. Chaleur sensible

Il s'agit de la chaleur sensible qui peut se mesurer avec un thermomètre sec, c'est la chaleur ressentie par le corps humain [37].

#### II.3.10.2. Chaleur latente

C'est la quantité de chaleur nécessaire pour changer l'état d'un corps sans altérer sa température, cette chaleur n'est pas perceptible par le corps humain [37].

### II.3.11. Volume spécifique en (m<sup>3</sup>/kg d'air) « Specific volume »

Le volume spécifique est le volume d'air humide que contient l'unité de masse d'air sec, désigné par ( $v^*$ ) s'exprime en mètre cube par kilogramme d'air sec [m<sup>3</sup>/kg<sub>as</sub>] [38], définit par la relation :

$$v^* = \frac{v_h}{m_{as}} \quad (\text{II.5})$$

D'autre part la relation de la masse volumique de l'air sec (II.6) est

$$\rho_a = \frac{m_{as}}{v_{as}} = \frac{P_{as}}{287 \cdot T_a} \quad (\text{II.6})$$

Dans laquelle :

$P_{as}$  : pression partielle de l'air sec [Pa].

$T_a$  : température absolue de l'air sec [K].

$m_{as}$  : masse correspondante de l'air sec [Kg].

$v_{as}$  : volume que l'air sec [m<sup>3</sup>] occupe sous la pression de l'air sec ( $P_{as}$ ).

Par conséquent :

$$m_{as} = v_{as} \cdot \frac{P_{as}}{287 \cdot T_a} \quad (\text{II.7})$$

Reportons la valeur de  $(m_{as})$  dans la relation de définition. Nous obtenons :

$$v^* = \frac{287 \cdot T_a}{P_{as}} = \frac{287 \cdot T_a}{P - P_v} \quad (\text{II.8})$$

Or, la pression partielle de la vapeur d'eau de l'air humide :

$$P_v = \frac{\omega \cdot P}{0.622 + \omega} \quad (\text{II.9})$$

Dans laquelle :

$P$  : pression totale de l'air humide [Pa].

$\omega$  : humidité spécifique [kg d'eau / kg<sub>as</sub>].

On obtient l'expression simplifiée :

$$v^* = \frac{287 \cdot T_a}{P - \frac{\omega \cdot P}{0.622 + \omega}} = 462(0.622 + \omega) \cdot \frac{T_a}{P} \quad (\text{II.10})$$

#### II.4. Diagramme de l'air humide

Les diagrammes de l'air humide ou diagrammes psychrométriques constituent des outils privilégiés afin de représenter graphiquement l'état de l'air et ses évolutions dans le système de climatisation. Ils permettent de placer un état ou une évolution quelconque de l'air humide sur le diagramme, et d'en déduire toutes les autres caractéristiques. En effet, il existe de nombreux diagrammes dans ce stade dont la différence entre eux consiste dans le choix de des deux grandeurs (abscisse et ordonnée), parmi lesquelles on cite :

- **Température « T » Teneur en humidité « ω » :**

Il s'agit des diagrammes de Carrier, Veron, Casari, Porche, dites diagrammes à coordonnées rectangulaires.

- **Teneur en humidité «  $\omega$  » Enthalpie «  $h$  » :**

Il s'agit des diagrammes de Mollier, Ramzine, Ashrae (American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineer), Costic dites diagrammes à coordonnées rectangulaires ou obliques.

- **Température «  $T$  » Enthalpie «  $h$  » :**

Il s'agit du diagramme de Missenard [29].

Tous les diagrammes sont établis pour 01 kilogramme d'air sec et pour une pression totale indiquée. Dans le but est de construire un diagramme qui permet, par simple lecture et sans effectuer aucun calcul, de déterminer la valeur de toutes les grandeurs caractérisant l'air humide connaissant deux d'entre elles [34].

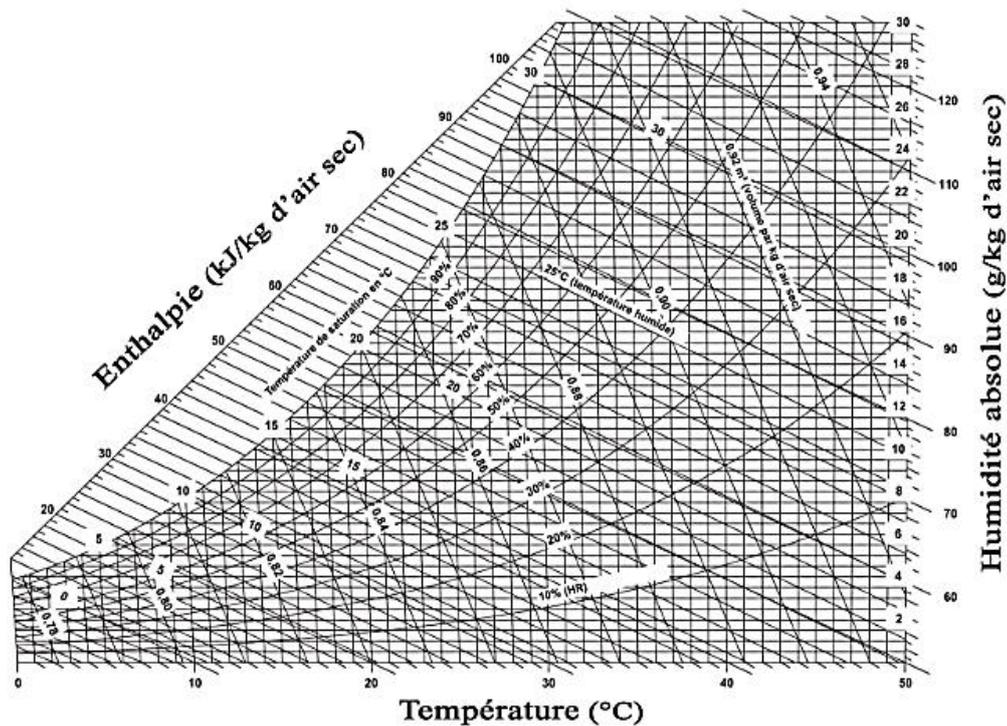


Figure II.5 : Diagramme de l'air humide (psychrométrique) [39].

## II.5. Le confort thermique et le conditionnement d'air

### II.5.1. Notion sur le conditionnement d'air

Le conditionnement de l'air est défini comme le contrôle simultané dans un espace déterminé des paramètres suivants ; la température et de l'humidité, le déplacement et la quantité de l'air. Ce contrôle a pour finalité de produire des nouvelles conditions atmosphériques quelles que soit les variations et les changements des conditions atmosphériques extérieurs [18].

### II.5.2. Notion sur le confort thermique

Bien que l'homme puisse s'adapter aux conditions climatiques extérieures en perpétuel changement, il existe une zone définie par la zone de confort, dans laquelle l'être humain se sent le mieux [16].

Le mot confort est dérivé du mot anglais « Comfort », qui signifie selon Depecker (1989), le bien-être des individus par la commodité de la vie, matérielle, intellectuelle et sociale.

Tandis que le confort thermique se définit comme la satisfaction exprimée à l'égard de l'ambiance thermique du milieu environnant. Selon Roulet (2004) Il peut être défini par :

- L'absence de plaintes pour inconfort.
- Une sensation de bien-être.
- Les conditions pour lesquelles les mécanismes du corps sont à un niveau minimum d'activité [40].

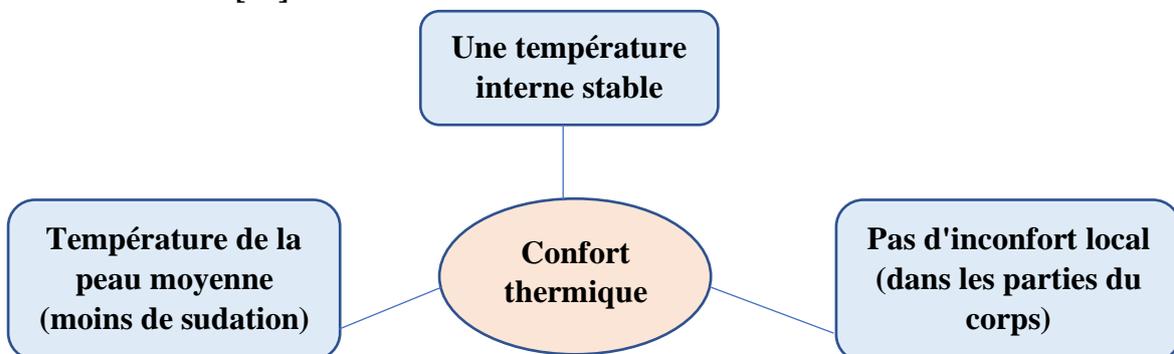


Figure II.6 : Conditions physiologiques du confort thermique [40].

### II.5.2.1. La thermorégulation

La thermorégulation est une notion qui signifie la régulation de la température sous l'effet des mécanismes corporels. Le corps humain, comme un objet, a une capacité d'échangé de la température avec l'environnement par conduction, convection, rayonnement, par vaporisation d'eau (évaporation et transpiration) et par respiration, ce qui lui permet de maintenir une température moyenne proche de 37°. Cette température est stable grâce à une thermorégulation « physique », à travers la sueur dans des conditions climatiques chaudes, ou grâce à une thermorégulation « chimique », là où le corps humain produit plus de chaleur interne dans les ambiances froides. [40].

### II.5.2.2. Mesure du confort thermique

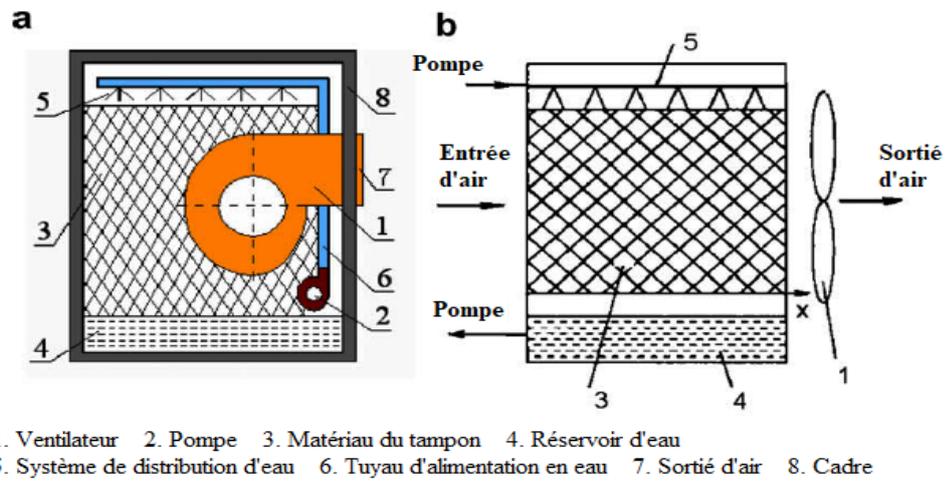
Afin de mesurer le confort thermique, deux approches se distinctes ; analytique et adaptative. L'approche analytique consiste à déterminer l'ensemble des conditions du confort thermique par des modèles physiques et physiologiques qui prévoit la sensation et l'état thermique du corps humain. Ces modèles, en principe, adoptent un ensemble de grandeurs physiques qui sont liés directement à l'ambiance thermique. Il s'agit plus particulièrement de la température de l'air, la température de rayonnement, l'humidité relative et la vitesse de l'air. Ces modèles adoptent également les caractéristiques de l'individu à savoir ; la taille et le poids de l'individu, indice d'habillement et le taux métabolique, les gains thermiques internes et l'activité. L'approche adaptative traite la subjectivité du confort et l'adaptation de l'être humain après son exploitation de l'espace [40].

## II.6. Analyse théorique de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau dans une interface d'un refroidisseur par évaporation directe

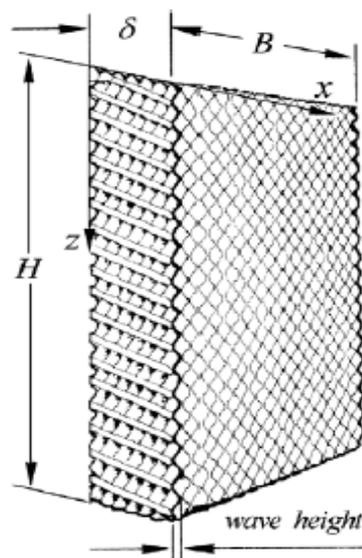
L'analyse théorique suivante se concentrera sur le transfert de chaleur et de masse d'un refroidisseur à évaporation directe montrée par la figure (II.7.a) de type goutte à goutte, dans lequel les canaux d'écoulement d'air sont formés par des couches alternées de deux types de papiers mouillables avec des angles d'onde différents.

Le schéma de principe simplifiée d'un refroidisseur à évaporation directe est représenté sur la figure (II.7.b). La figure (II.8) montre la configuration d'un module de

tampon, qui suivant l'axe (x) on montre la direction du flux d'air, par contre l'axe (z) donne la direction d'arrosage de l'eau [41].



**Figure II.7 :** Schéma de la configuration intérieure (a), et principe d'un refroidisseur évaporatif direct de type goutte à goutte (b) [41].



**Figure II.8:** Configuration d'un module pad [41].

Pour simplifier l'analyse de transfert de chaleur et de masse, on impose les hypothèses suivantes :

- Le matériau du tampon est mouillé uniformément et pleinement.

- Le coefficient de transfert de chaleur convectif ( $h_c$ ) et le coefficient de transfert de masse ( $h_m$ ) de l'humidité de l'air à la surface du film d'eau sont constants.
- Les propriétés thermiques de l'air et de l'eau sont constantes.
- La température de l'interface eau-air est supposée uniforme et constante.
- Le nombre de Lewis ( $Le = 1$ ).
- Le flux de chaleur transféré de l'environnement est négligé.
- L'air près de l'interface eau-air est saturé, sa température est supposée être celle de l'eau aspergée.
- La température de l'air ne change que dans le sens de l'écoulement indiqué par (x).

Ainsi, la chaleur sensible véhiculée par l'air à travers le matériau du tampon à l'intérieur de l'élément (dx) dans la direction du flux d'air s'écrit **[41]**:

$$d\phi_x = -G_a \cdot c_p \cdot dt = h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF \quad (\text{II.11})$$

Avec,

$G_a$  : débit massique d'air (kg / s).

$c_p$  : chaleur spécifique de l'air (J / kg. K).

$dt$  : différence de température (°C).

$h_c$  : coefficient de transfert de chaleur par convection (W / m<sup>2</sup>.K).

$T_a$  : température du bulbe sec à l'air (°C).

$T_w$  : température du film d'eau (°C).

$F$  : surface (m<sup>2</sup>).

Où, (dF) est déterminé par le facteur ( $\xi$ ) comme le montre l'équation **(II.12)**. ( $\xi$ ) désigne le coefficient de surface des pores par unité de volume de tampon, en fonction de la configuration du module pad **[41]**.

$$dF = \xi \cdot B \cdot H \cdot dx \quad (\text{II.12})$$

Où,

$B$  : largeur du module de pad (m).

$H$  : hauteur du module de pad (m).

$dx$  : pas de l'épaisseur.

Ainsi, l'équation (II.11) peut être modifiée comme suit [41]:

$$d\phi_x = h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF = h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot dx \quad (\text{II.13})$$

Le taux d'eau évaporée dans l'air à l'intérieur de l'élément ( $dx$ ) peut être déterminé par Loi de Fick [41], telle que :

$$dG_w = G_a \cdot d\omega = h_m \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{II.14})$$

Avec,

$d\omega$  : différence du taux d'humidité de l'air (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).

$h_m$  : coefficient de transfert de masse convectif (kg / m<sup>2</sup>.s).

$\omega_s$  : taux d'humidité de l'air saturé (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).

$\omega_a$  : taux d'humidité de l'air (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).

Par conséquent, la chaleur latente véhiculée par l'air par l'évaporation d'eau est comme suit [41]:

$$d\phi_q = r \cdot dG_w = r \cdot h_m \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{II.15})$$

Avec,

$r$  : chaleur latente de vaporisation de l'eau (J / kg).

En considérant l'hypothèse (II.12), la chaleur sensible évacuée de l'air est égale à la chaleur latente dégagée par l'évaporation de l'eau, c'est-à-dire [41]:

$$d\phi_x = d\phi_q$$

Où :

$$h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF = r \cdot h_m \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{II.16})$$

Sur la base de l'hypothèse du nombre de (Le = 1), on aura par conséquent [41] :

$$\frac{h_c}{h_m} = c_p \quad (\text{II.17})$$

Les conditions aux limites d'entrée pour les équations (II.13) et (II.14) sont [41]:

$$T_a = t_1; \omega_a = \omega_1; x = 0 \quad (\text{II.18})$$

Avec,

$t_1$  : température du bulbe sec de l'air entrant (°C).

$\omega_1$  : taux d'humidité d'entrée (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).

La résolution des équations. (II.13) - (II.18), en considérant les changements de température et d'humidité, le rapport de l'humidité de l'air avec (x) est obtenu [41]:

$$T_a = T_h + (t_1 - T_w) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{G_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{II.19})$$

$$\omega_a = \omega_s - \frac{c_p}{r} \cdot (t_1 - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{G_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{II.20})$$

L'efficacité de refroidissement (efficacité de saturation) est généralement définie comme suit [41]:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_h} \times 100\% \quad (\text{II.21})$$

Où,  $(t_1)$  est la température du bulbe sec de l'air entrant,  $(t_2)$  est la température de sortie (température du bulbe sec à l'air sortant),  $(T_h)$  est la température du bulbe humide de l'air entrant. [41].

Comme indiqué ci-dessus, le processus de refroidissement et d'humidification de l'air est approximativement isenthalpique. La température du film d'eau  $(T_w)$  est approximativement égale à  $(T_h)$ . Ensuite, l'efficacité de refroidissement peut être dérivée par l'équation (II.22) basé sur l'équation (II.19) [41].

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V \cdot \rho_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{II.22})$$

Avec,

$\rho_a$  : densité de l'air (kg /m<sup>3</sup>).

Où les conditions aux limites ( $G_a = V \cdot \rho_a \cdot B \cdot H$ ) et  $(T_a = t_2)$  à  $(x = \delta)$  sont utilisés [41].

L'équation (II.22) montre que l'efficacité de refroidissement dépend du coefficient de transfert de chaleur convectif ( $h_c$ ) entre l'air et l'eau, de l'épaisseur du tampon ( $\delta$ ), de vitesse frontale d'entrée du flux d'air ( $V$ ), des propriétés thermiques de l'air et de facteur ( $\xi$ ). Pour un écoulement turbulent, le coefficient ( $h_c$ ) peut être calculé par Nombre de Nusselt exprimé par l'équation (II.23) [41].

$$Nu = \gamma \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{II.23})$$

Avec,

Re : Nombre de Reynold.

Pr : Nombre de Prandtl.

Où, ( $\gamma$ ) est une constante qui dépend de la nature du matériau et de la configuration du tampon comme ( $\xi$ ). Ainsi, l'efficacité de refroidissement peut être exprimée comme suit [41] :

$$\eta = 1 - \exp\left(-\beta \frac{\delta}{V^{0.2}}\right) \quad (\text{II.24})$$

Où :

$$\beta = \frac{\gamma \cdot \xi \cdot \nu^{0.2} \cdot \text{Pr}^{4/3}}{L^{0.2}} \quad (\text{II.25})$$

Avec,

$\nu$  : viscosité cinématique de l'air ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$L$  : dimension caractéristique du canal d'air dans le module de pad (m).

## II.7. Conclusion

Dans ce chapitre, on a essayé d'étudier théoriquement les systèmes de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau. Cette étude théorique permet de présenter en premier lieu les propriétés thermodynamiques de l'air humide et en deuxième lieu ses caractéristiques thermodynamiques et physiques qui permettent de mettre en relation l'efficacité de refroidissement et les facteurs d'influence sur un système de rafraîchissement de l'air par évaporation directe.

D'autre part, il faut noter que lors de la conception d'un projet de rafraîchissement de l'air par humidification, il est important de déterminer au préalable les conditions d'installation projetée qui assurent un fonctionnement correct et optimal.

## **CHAPITRE III**

**Modélisation thermique des équations de  
transfert de chaleur et de masse d'un échangeur  
évaporatif à base de fibres végétales**

### III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation thermique des équations de transfert de chaleur et de masse, et analyse numérique d'un échangeur évaporatif à base de fibres végétales. Cette étude numérique se base sur les mesures des différentes variables liées au sujet, tel que ; la température, l'humidité, et l'efficacité, pour vérifier l'effet de rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau.

### III.2. Hypothèses considérées

Dans cette étude, le modèle théorique admet les hypothèses suivantes :

- Le matériau du tampon est mouillé uniformément et pleinement.
- La température de l'interface eau-air, le coefficient de transfert de chaleur convectif ( $h_c$ ) et le coefficient de transfert de masse ( $h_m$ ) de l'humidité de l'air à la surface du film d'eau sont constants.
- Les propriétés thermiques de l'air et de l'eau sont constantes.
- Le nombre de Lewis ( $Le = 1$ ).
- Le flux de chaleur transféré de l'environnement est négligé.
- L'air près de l'interface eau-air est saturé, sa température est supposée être celle de l'eau aspergée.
- La température de l'air ne change que dans le sens de l'écoulement indiqué par ( $x$ ).

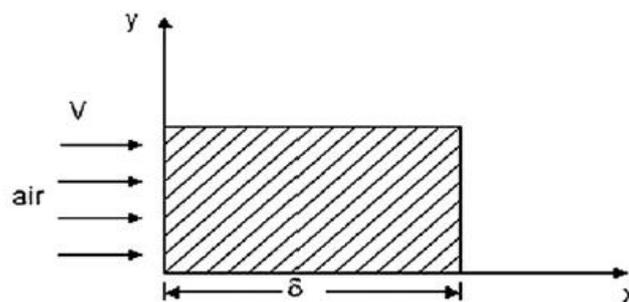


Figure III.1: Description physique du problème [42].

### III.3. Modèles mathématiques

Pour entamer le processus de calcul d'efficacité, de la température du bulbe sec de l'air et de l'humidité d'un tel système, il est important au préalable de mettre une analyse des

différents bilans de transfert de chaleur et de masse au niveau de l'enceinte d'évaporation. Cette opération consiste d'analyser étape par étape la formulation mathématique et les équations [3]. on adopté deux modèles mathématiques pour analyser la température de sortie de système évaporatif et valider les résultats expérimentaux.

### III.3.1. Calcul de la température du bulbe sec à l'air sortant ( $T_a$ ) (la température de sortie de l'échangeur ( $t_2$ ))

La chaleur sensible véhiculée par l'air à travers le matériau du tampon à l'intérieur de l'élément ( $dx$ ) dans la direction du flux d'air s'écrit comme suit [41]:

$$d\phi_x = -G_a \cdot c_p \cdot dt = h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF \quad (\text{III.1})$$

Avec,

$G_a$  : débit massique d'air (kg/s).

$c_p$  : chaleur spécifique de l'air (J/kg. K).

$dt$  : différence de température (°K).

$h_c$  : coefficient de transfert de chaleur par convection ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ).

$T_a$  : température du bulbe sec à l'air sortant (°K).

$T_w$  : température du film d'eau(°K).

$F$  : surface ( $\text{m}^2$ ).

Où, ( $dF$ ) est déterminé par le facteur ( $\xi$ ) comme le montre l'équation (II.2). ( $\xi$ ) désigne le coefficient de surface des pores par unité de volume de tampon, en fonction de la configuration du module pad [41].

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

Où,

$B$  : largeur du module de pad (m).

$H$  : hauteur du module de pad (m).

$dx$  : pas de l'épaisseur.

Et, ( $G_a$ ) peut être exprimée comme suit [41]:

$$G_a = V \cdot \rho_a \cdot B \cdot H \quad (\text{III.3})$$

Où,

$V$  : vitesse frontale de l'air du module de tampon (m/s).

$\rho_a$  : densité de l'air (kg/m<sup>3</sup>).

Ainsi, l'équation (III.1) peut être modifiée comme suit [41] :

$$d\phi_x = -G_a \cdot c_p \cdot dt = h_c \cdot (t_a - t_w) \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot dx \quad (\text{III.4})$$

Où, le coefficient d'échange convectif ( $h_c$ ) peut être calculé à l'aide de Nombre de Nusselt exprimé par l'équation [43].

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

Avec,

$D_h$  : Diamètre hydraulique (m).

$\delta$  : Épaisseur du module de tampon (m).

$Re_{D_h}$  : Nombre de Reynold.

$Pr$  : Nombre de Prandtl.

Avec :

$$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho_a}{\lambda} \text{ et } \text{Re}_{D_h} = \frac{V \cdot D_h}{\nu}$$

Où,

$\nu$  : viscosité cinématique de l'air ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$\lambda$  : Conductivité thermique de l'air ( $\text{W} / \text{m.k}$ ).

Donc,  $h_c$  est donné par l'équation suivante :

$$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} \quad (\text{III.6})$$

Selon l'équation (III.4), on obtient :

$$\frac{dt}{T_a - T_w} = - \frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{G_a \cdot c_p} \cdot dx \quad (\text{III.7})$$

Cette équation (III.7) peut être intégrée sur les deux parties, avec les conditions aux limites suivantes [41]:

$$T_a = t_1 = T_{amb} ; x = 0$$

Avec,

$t_1$ : température du bulbe sec de l'air entrant ( $^{\circ}\text{K}$ ) (température ambiante extérieure).

Afin de simuler la température ambiante extérieure ( $T_{amb}$ ) au cours d'une journée, un modèle de prédiction a été adopté, basé essentiellement sur les données de température minimale ( $T_{\min}$ ) et les températures maximales ( $T_{\max}$ ) qui sont généralement basées sur des levés expérimentaux réalisés sur plusieurs années par des stations météorologiques dans un site géographique considéré [44].

$$T_{air-amb}(i) = T_2 + T_1 \cdot \cos\left(\frac{(14-i) \cdot \pi}{12}\right) \quad (III.8)$$

Avec,

$$T_1 = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad \text{Désigne l'amplitude de la variation de température de surface du sol} \\ (\text{°K}). \quad (III.9)$$

Et,

$$T_2 = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad \text{Désigne la température annuelle moyenne (°K)}. \quad (III.10)$$

Où,

$T_{\max}$  : Température ambiante quotidienne maximale (°C).

$T_{\min}$  : Température ambiante quotidienne minimale (°C).

Donc,

$$\int_{t_1}^{T_a} \frac{dt}{T_a - T_w} = \int_0^x -\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{G_a \cdot c_p} \cdot dx \quad (III.11)$$

Dont la solution après intégration est de la forme :

$$\frac{T_a - T_w}{t_1 - T_w} = \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{G_a \cdot c_p} \cdot x\right) \quad (III.12)$$

Donc :

$$T_a = (t_1 - T_w) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H}{G_a \cdot c_p} \cdot x\right) + T_w \quad (III.13)$$

Où,

$$T_w = T_h ; \text{ par approximation}$$

Comme indiqué ci-dessus, le processus de refroidissement et d'humidification de l'air est approximativement isenthalpique, pour cela la température du film d'eau ( $T_w$ ) est approximativement égale à ( $T_h$ ).

Finalement l'expression sera de la forme [41]:

$$T_a = T_h + (t_1 - T_w) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{G_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{III.14})$$

Avec,

$T_h$  : température du bulbe humide de l'air entrant (°K).

D'autre part, on peut également calculer la température de sortie ( $t_2$ ) en fonction de l'expression générale de la température de bulbe humide ( $T_h$ ) [45]:

$$T_h = (-2.21 \cdot 10^{-6} t_1^{1.724} + 7.87 \cdot 10^{-5}) \phi^2 + (9.58 \cdot 10^{-4} t_1^{1.549} + 6.91 \cdot 10^{-2}) \phi + 1.5924 t_1^{0.727} - 7.843 \quad (\text{III.15})$$

Avec,

$\phi$  : humidité relative ambiante (%).

Selon l'équation (III.15), on aura l'expression de la température de sortie de l'échangeur [45]:

$$T_a = t_1(1 - \eta) + \eta(T_h) \quad (\text{III.16})$$

Avec,

$\eta$  : l'efficacité de refroidissement (%).

### III.3.2. Calcul l'efficacité de refroidissement (efficacité de saturation $\eta$ )

Le rapport des écarts de températures désigne l'efficacité d'un équipement de rafraîchissement par évaporation directe définie comme suit :

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_h} \times 100\% \quad (\text{III.17})$$

Où,

$t_2$  : température de bulbe sec de l'air sortant (°K).

Pour optimiser le calcul de l'efficacité, on déduit l'expression de ( $t_2$ ) à partir de l'équation (III.14), sachant que les conditions aux limites ( $G_a = V \cdot \rho_a \cdot B \cdot H$ ) et ( $T_a = t_2$ ) à ( $x = \delta$ ) sont utilisés [41].

$$t_2 = T_h + (T_a - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V \cdot \rho_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{III.18})$$

En remplaçant l'expression de ( $t_2$ ) (III.18) et ( $t_1 = T_a$ ), dans l'équation (III.17) on aura :

$$\eta = \frac{T_a - \left(T_h + (T_a - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V \cdot \rho_a \cdot c_p}\right)\right)}{T_a - T_h} \quad (\text{III.19})$$

Finalement on aura une deuxième forme optimisée de l'équation d'efficacité [41]:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot \delta}{V \cdot \rho_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{III.20})$$

L'analyse de l'expression du coefficient de performance (III.20), permet de vérifier que pour un coefficient de performance égal à 100 %, l'air sortant de l'enceinte d'humidification sous l'effet d'évaporation d'eau (évaporative pad) a la température de

bulbe humide de l'air entrant. A cet effet, une large surface d'échange ainsi qu'un coefficient d'échange de chaleur très élevé et un bas transfert de masse sont recommandés [18].

### III.3.3. Calcul du taux d'humidité de l'air sortant ( $\omega_a$ ) (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec)

La chaleur latente véhiculée par l'air par l'évaporation d'eau est décrite par l'expression suivante [41]:

$$d\phi_q = r \cdot dG_w = r \cdot h_m \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{III.21})$$

Avec,

$r$  : chaleur latente de vaporisation de l'eau (J / kg).

$h_m$  : coefficient de transfert de masse convectif (kg / m<sup>2</sup>.s).

$\omega_s$  : taux d'humidité de l'air saturé (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).

$\omega_a$  : taux d'humidité de l'air (kg de vapeur d'eau / kg d'air sec).

En considérant l'hypothèse (III.2), la chaleur sensible évacuée de l'air est égale à la chaleur latente dégagée par l'évaporation de l'eau, c'est-à-dire [41]:

$$d\phi_x = d\phi_q$$

Où :

$$h_c \cdot (T_a - T_w) \cdot dF = r \cdot h_m \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot dF \quad (\text{III.22})$$

Sur la base de l'hypothèse du nombre de (Le = 1), on aura par conséquent [41] :

$$\frac{h_c}{h_m} = c_p \quad (\text{III.23})$$

Où, le coefficient de transfert de masse convectif ( $h_m$ ) peut être calculé par l'équation suivante [43] :

$$h_m = \frac{Nu \cdot D_{va}}{D_h} \quad (\text{III.24})$$

Avec,

$$D_{va} = \frac{\lambda}{\rho_a \cdot c_p} \quad \text{Désigne la diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air (m}^2/\text{s)}. \quad (\text{III.25})$$

Selon l'équation (III.22) on obtient :

$$(T_a - T_w) = \frac{r}{c_p} \cdot (\omega_s - \omega_a) \quad (\text{III.26})$$

Où,  $T_w = T_h$  ; par approximation

Donc :

$$(T_a - T_h) = \frac{r}{c_p} \cdot (\omega_s - \omega_a) \quad (\text{III.27})$$

Par conséquent, on déduit l'expression de ( $\omega_a$ ) telle que :

$$\omega_a = \frac{(T_h - T_a)}{r} \cdot c_p + \omega_s \quad (\text{III.28})$$

D'autre part de l'équation (III.14) on obtient :

$$(T_h - T_a) = -(t_1 - T_w) \cdot \exp\left(\frac{-h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{G_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{III.29})$$

En remplaçant l'équation (III.29), dans l'équation (III.28) on aura [41]:

$$\omega_a = \omega_s - \frac{c_p}{r} \cdot (t_1 - T_h) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot \xi \cdot B \cdot H \cdot x}{G_a \cdot c_p}\right) \quad (\text{III.30})$$

### III.4. Description du programme de calcul

Cette étude numérique prévoit l'utilisation du programme informatique Matlab (abréviation de **MA**Trix **LAB**oratory) qui est un logiciel conçu afin de fournir un environnement de calcul numérique avancé. Le Matlab est une plateforme qui dispose des capacités graphiques intéressantes pour la visualisation des objets mathématiques complexes. Il repose sur un langage de programmation interprété qui permet un développement rapide [46].

### III.5. Organigramme principal

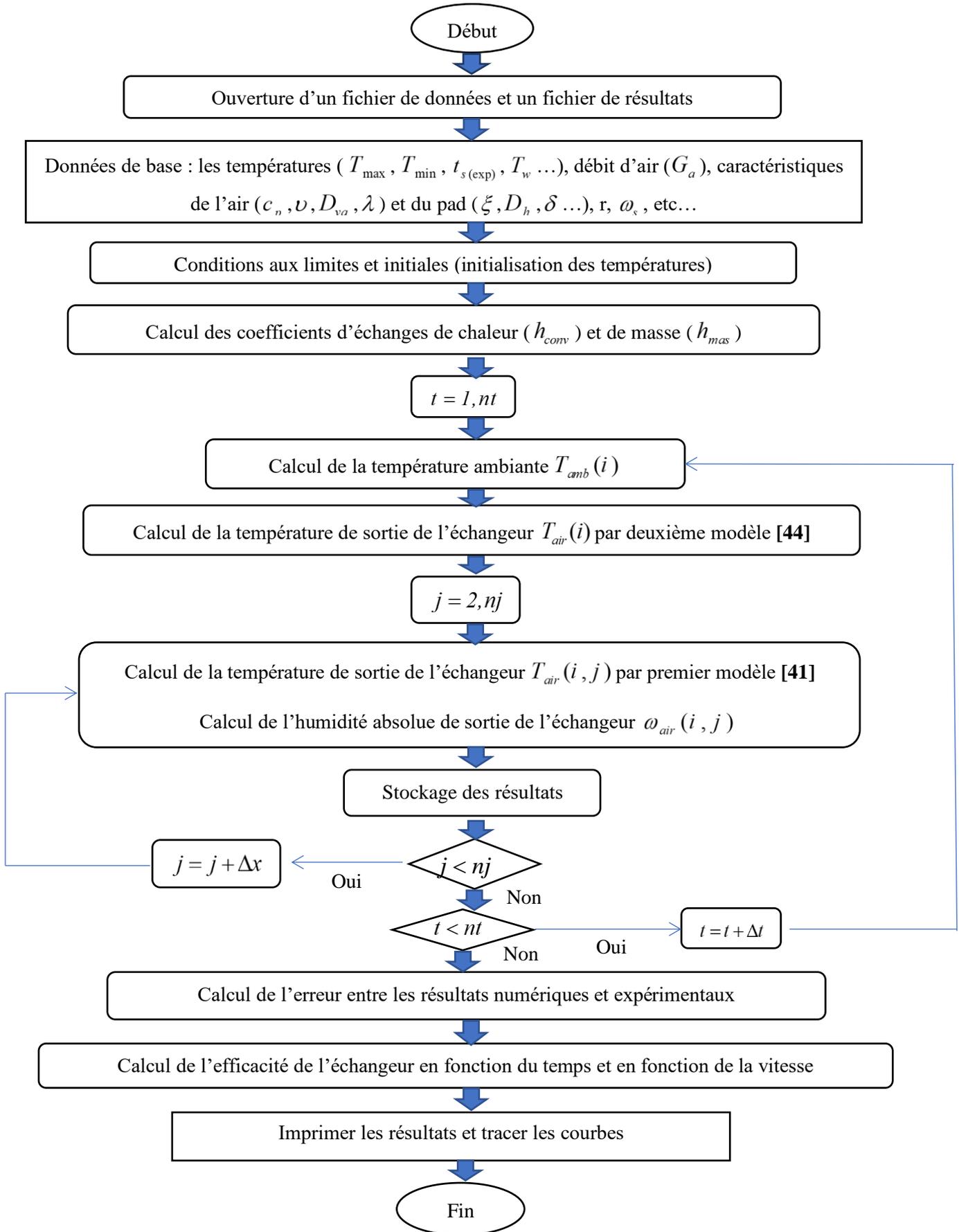
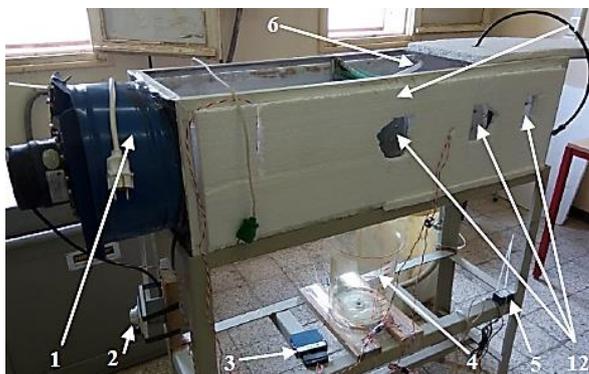


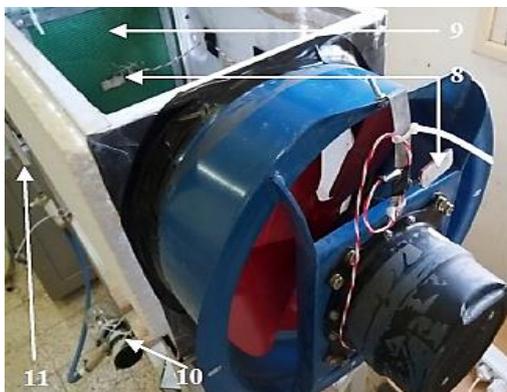
Figure III.2 : Organigramme de calcul.

### III.6. Description du dispositif expérimental

Dans cette étude, le système de rafraîchissement de l'air par évaporation est installé au niveau du Hall technologique de l'université de Biskra. Sa structure est basée sur un tunnel rectangulaire de dimensions (0.3 m x 0.3 m) et de longueur de (1.5 m). Fabriqué en plexy-glass d'épaisseur (0.004 m) comme indiqué dans la figure (III.4) avec des pads en fibres de palmier dattier figure (III.6). Les expériences ont été réalisées avec des interfaces de 30 mm d'épaisseur et de surface de (0.3x0.3 m<sup>2</sup>). Le flux d'air ambiant est transféré vers le tunnel rectangulaire par un ventilateur et les débits sont contrôlés à l'aide d'un variateur de vitesse. Ceci permet d'assurer une vitesse d'air d'entrée comprise entre [1.5 à 4.5 m/s]. En plus, pour pulvériser l'eau uniformément et perpendiculairement à la section d'essai, de l'eau rafraîchissante a été pulvérisée sur le dessus du tampon en fibre de palmier dattier. Le tube collecteur est équipé d'une valve qui permet de contrôler le débit d'eau et une pompe a été également utilisée pour faire circuler l'eau du réservoir collecteur d'eau et du tube collecteur. L'eau de drainage est recueillie dans le réservoir et remise en circulation à l'aide d'une pompe [13].



1. Ventilateur
2. Variateur de vitesse de l'air entrant
3. Carte acquisition
4. Réservoir d'eau gradué
5. Sonde de température de l'eau
6. Circuit d'arrosage



7. Tunnel d'air
8. Thermocouples
9. Interface humide contenant des fibres de palmier
10. Pompe d'eau
11. Débitmètre
12. Orifices de mesure de l'humidité

**Figure III.3 :** Description du dispositif expérimental [13].



**Figure III.4 :** Tampon de refroidissement en fibre de palmier dattier [13].

### III.7. Facteurs climatiques à calculés

Dans ce travail numérique, on s'intéresse à calculer les différents facteurs climatiques à la sortie du tunnel, qui sont :

- La température de sortie de l'échangeur en (°C).
- L'humidité absolue de sortie de l'échangeur en (g de vapeur d'eau / kg d'air sec).
- L'efficacité de refroidissement en (%).

### III.8. Conclusion

Dans ce chapitre, on présente dans la première partie, l'analyse théorique du transfert de chaleur et de masse entre le film d'air et d'eau dans un système de rafraîchissement de l'air à évaporation directe avec des fibres végétales durables humides constituant les modules du pad. La deuxième partie est consacrée à la présentation du banc d'expérimentation qui a été conçu et réalisé dans le hall technologique à l'université de Biskra, destiné pour le rafraîchissement de l'air chaud et sec par l'effet d'évaporation d'eau.

# **CHAPITRE IV**

## **Résultats et discussions**

## IV.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la discussion et à l'interprétation des résultats qui ont été calculés et obtenus à partir de notre étude numérique et comparés aux résultats expérimentaux pour le même système de rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau. Ces résultats ont été organisés dans des tableaux et présentés sous forme de graphes à l'aide du logiciel Origin afin de calculer et de déterminer les paramètres influés (température, humidité absolue, coefficients de transfert de chaleur et de masse...etc.) sur les performances thermiques du système de rafraîchissement de l'air dans la région de Biskra, caractérisée par un climat chaud et aride.

## IV.2. Climat de la ville de Biskra

La ville de Biskra comme exemple, est située à l'Est Algérien entre 34° 48' de latitude Nord et 5° 44' de longitude avec une altitude de 81 mètres. La ville par sa position dans la latitude Nord 15° à 35° reçoit un éclaircissement considérable de rayonnement solaire [47]. Selon l'office national de la météorologie (ONM), la ville de Biskra a un climat semi-aride caractérisé par un été chaud et sec, et un hiver froid. Cette caractéristique du climat en été est adéquate pour tester les performances thermiques du système de rafraîchissement d'air chaud par la technique d'évaporation d'eau [3].

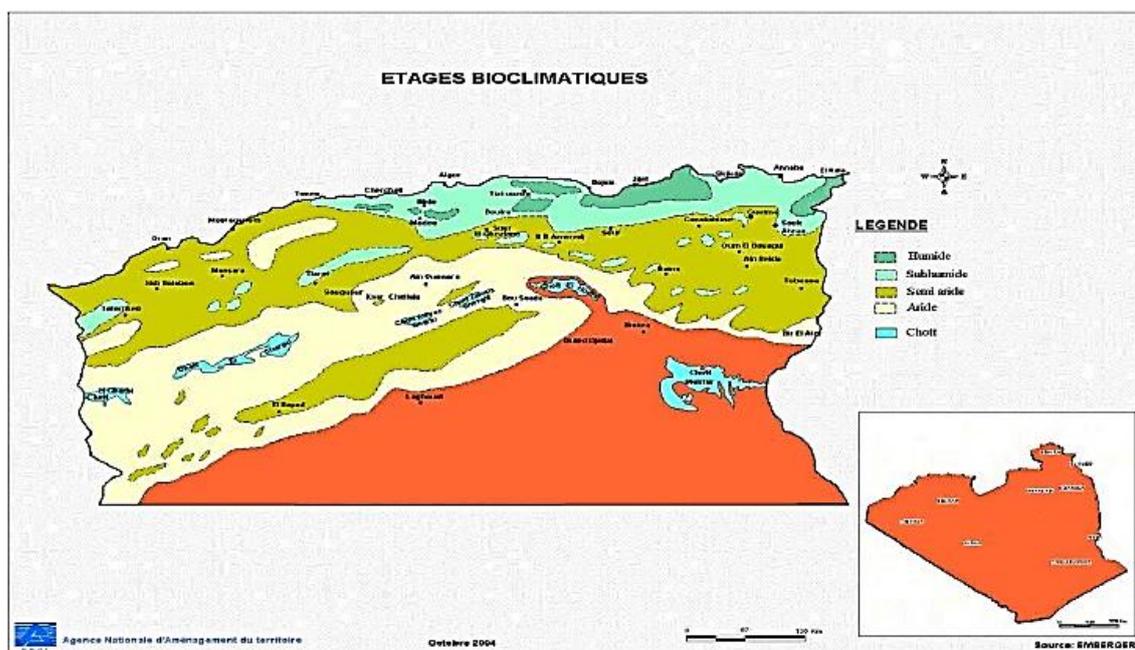


Figure IV.1 : Etages bioclimatiques en Algérie [3].

### IV.3. Résultats expérimentaux obtenus

Le tableau (IV.1) représente toutes les données expérimentales utilisées dans notre étude numérique et obtenues par une expérience effectuée le 27 juin 2017, en présence d'une interface humide de fibres de palmier dattier (luffe) d'épaisseur égale à 30 mm et avec des débits d'air et d'eau de 0,331 kg/s et 0,2 litre/min respectivement (**Sellam**), et le tableau (IV.2) représente les données obtenues par le diagramme psychrométrique.

	$t_1$ [°C]	$t_2$ [°C]	$\phi_e$ [%]	$\phi_s$ [%]	$T_w$ [°C]	$T_h$ [°C]	$\eta_{exp}$ [%]
<b>09h00</b>	36,97	28,27	24,8	47,4	28,2	21,48	56,17
<b>10h00</b>	38,55	27,74	23,8	46,7	23,9	22,25	66,32
<b>11h00</b>	39,65	27,5	21,6	48,6	22,8	22,29	69,99
<b>12h00</b>	40,29	27,89	20,8	43	22,8	22,45	69,51
<b>13h00</b>	41	28,11	19,2	42,6	22,8	22,37	69,19
<b>14h00</b>	45,37	29,37	13,2	38,9	23,1	22,71	70,61
<b>15h00</b>	43,41	29,09	14	41,3	23,5	21,92	66,64
<b>16h00</b>	42,29	28,86	18,5	44,2	23,2	22,93	69,37
<b>17h00</b>	38,9	27,86	21,3	44,6	22,6	21,72	64,26

**Tableau IV.1** : Paramètres mesurés en fonction du temps.

	$\omega_a$ [g/kg]	$\omega_s$ [g/kg]
<b>09h00</b>	9,73	41,21
<b>10h00</b>	10,18	45,16
<b>11h00</b>	9,8	48,11
<b>12h00</b>	9,76	49,92
<b>13h00</b>	9,35	51,1
<b>14h00</b>	8,06	66,72
<b>15h00</b>	7,72	59,68
<b>16h00</b>	9,65	55,98
<b>17h00</b>	9,27	46,08

**Tableau IV.2** : Paramètres calculés psychrométriquement.

Avec :

$t_1$  : Température du bulbe sec de l'air entrant en ( $^{\circ}\text{C}$ ) ;

$t_2$  : Température du bulbe sec de l'air sortant en ( $^{\circ}\text{C}$ ) ;

$\phi_e$  : Humidité relative de l'air entrant en (%) ;

$\phi_s$  : Humidité relative de l'air sortant en (%) ;

$T_w$  : Température du film d'eau en ( $^{\circ}\text{C}$ ) ;

$T_h$  : Température du bulbe humide de l'air entrant en ( $^{\circ}\text{C}$ ) ;

$\omega_a$  : Taux d'humidité de l'air en (g de vapeur d'eau / kg d'air sec) ;

$\omega_s$  : Taux d'humidité de l'air saturé en (g de vapeur d'eau / kg d'air sec) ;

$\eta_{exp}$  : Efficacité expérimentale de rafraîchissement en (%).

Les propriétés thermo physiques de l'air et les caractéristiques de l'enceinte d'évaporation utilisée sont présentées dans les tableaux (IV.3) et (IV.4) respectivement.

	$\rho_a(\text{kg} / \text{m}^3)$	$\nu(\text{m}^2 / \text{s})$	$c_p(\text{J} / \text{kg} \cdot \text{k})$	$\lambda(\text{w} / \text{m} \cdot \text{k})$	$D_{va}(\text{m}^2 / \text{s})$
<b>Région de Biskra</b>	1,177	$1,57 \times 10^{-5}$	1006	0,0262	$2,22 \times 10^{-5}$

**Tableau IV.3** : Propriétés thermo physiques de l'air.

Avec :

$\rho_a$  : la masse volumique de l'air sec ( $\text{kg} / \text{m}^3$ ).

$\nu$  : viscosité cinématique de l'air ( $\text{m}^2 / \text{s}$ ).

$c_p$  : chaleur spécifique de l'air ( $\text{J} / \text{kg} \cdot \text{K}$ ).

$\lambda$  : conductivité thermique de l'air ( $\text{w} / \text{m} \cdot \text{k}$ ).

$D_{va}$  : diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air ( $\text{m}^2 / \text{s}$ ).

	$B(m)$	$H(m)$	$D_h(m)$	$\delta(m)$	$\xi(m^2 / m^3)$
Fibres végétales de palmier dattier	0,3	0,3	0,6	0,03	1422

**Tableau IV.4 :** Caractéristiques du pad.

Avec :

$B$  : largeur du module de pad (m).

$H$  : hauteur du module de pad (m).

$D_h$  : diamètre hydraulique (m).

$\delta$  : épaisseur du module de tampon (m).

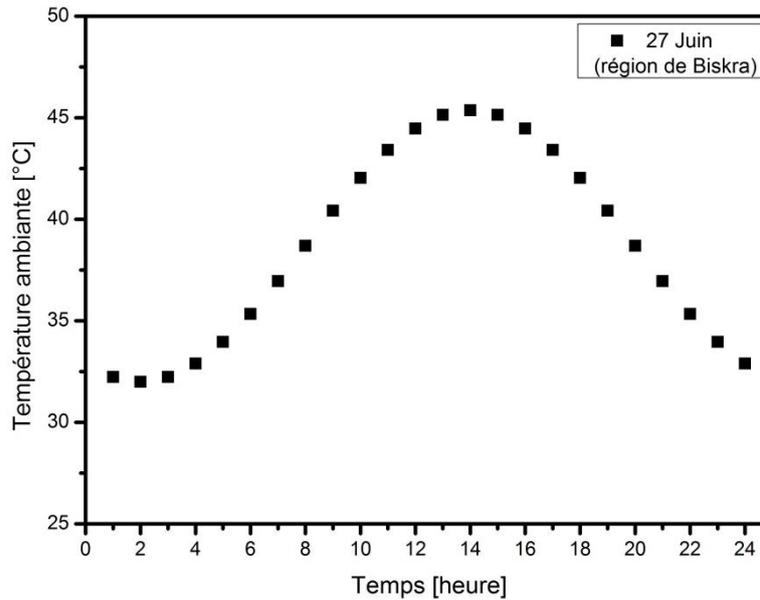
$\xi$  : coefficient moyenne de surface des pores par unité de volume de tampon, en fonction de la configuration du module pad ( $m^2 / m^3$ ).

## IV.4. Résultats obtenus, comparaison et interprétation

### IV.4.1. Variations des températures

#### IV.4.1.1. Variations de la température ambiante

Pour suivre l'évolution de la température de l'air de sortie dans un système de rafraîchissement de l'air chaud par effet d'évaporation d'eau pendant une journée entière, il est important de connaître la variation journalière de la température ambiante qui représente, dans notre étude, l'entrée de l'air dans l'échangeur évaporatif. Le comportement thermique de l'échangeur évaporatif dépend principalement de ce paramètre qui fluctue constamment. La température ambiante extérieure (également appelée température sèche extérieure) est affectée par plusieurs facteurs (le rayonnement solaire incident sur le site, la durée de la journée, la latitude et l'altitude du lieu considéré, les conditions météorologiques environnantes,...etc.).



**Figure IV.2 :** Evolution de la température ambiante extérieure en fonction du temps.

La figure (IV.2) représente l'évolution de la température ambiante extérieure en fonction du temps qui est déterminée numériquement heure par heure à partir du modèle semi-empirique (III.8) avec une température de l'air entrant maximale et minimale de 45.37 °C et 32 °C respectivement, il a été remarqué qu'au fur et à mesure que le temps s'écoulait, la température ambiante extérieure augmente pour atteindre son point culminant à 14h00 et diminue par la suite. Généralement, les températures ambiantes extérieures varient entre 25 et 50 °C en été, surtout pendant les mois de juin, juillet et août. Pour cela, il est nécessaire d'utiliser un dispositif de rafraîchissement de l'air chaud comme notre échangeur évaporatif pour assurer des conditions de refroidissement favorables à l'intérieur des bâtiments situés dans les zones arides et semi-arides caractérisées par un climat chaud et sec, notamment pendant la période estivale et fournir de l'air frais à des températures constantes tout au long de la journée. D'après les résultats expérimentaux (tableau IV.1), il est évident que lorsque la température ambiante extérieure augmente, l'humidité relative ambiante diminue.

#### IV.4.1.2. Variations de la température de sortie de l'échangeur évaporatif

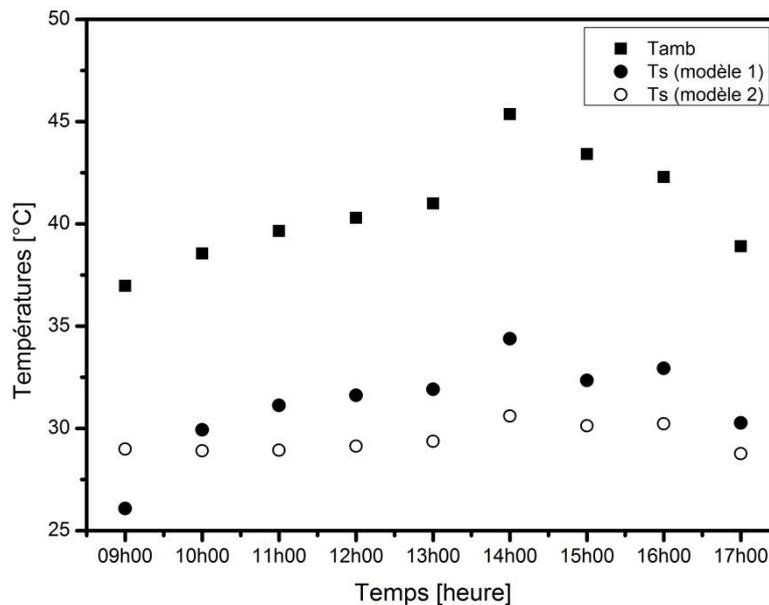
La figure suivante (IV.3) montre la variation en fonction du temps de la température mesurée de l'air extérieur et la température calculée à la sortie du système de rafraîchissement, selon deux modèles numériques différents (éq (III.14) pour le modèle 1 et éq (III.16) pour le modèle 2).

On remarque que la température du bulbe sec de l'air sortant augmente avec le temps pour atteindre son point culminant de  $34,38^{\circ}\text{C}$  pour le modèle (1) et de  $30,60^{\circ}\text{C}$  pour le modèle (2) à 14h00, puis elles diminuent les deux par la suite.

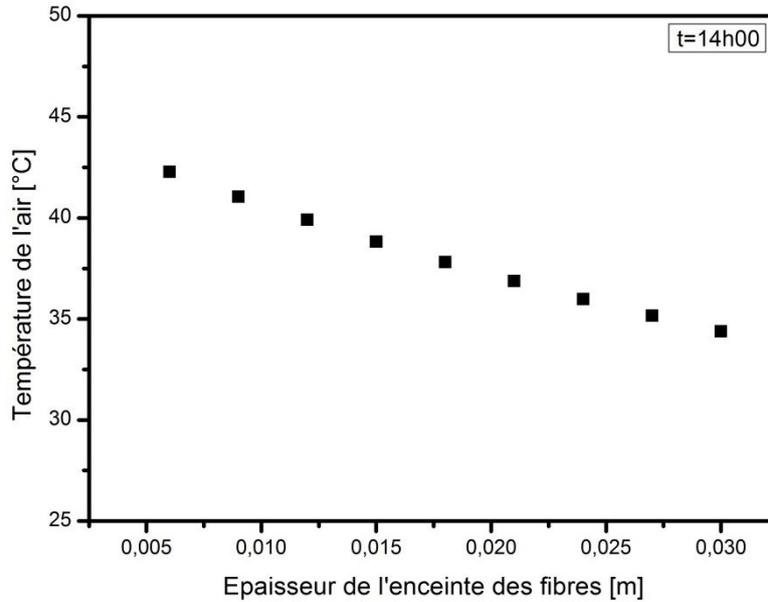
Le même comportement est observé pour la température mesurée de l'air extérieur qui atteint un maximum de  $45,37^{\circ}\text{C}$  à 14h00 et diminue après.

Ces résultats proviennent du processus de rafraîchissement de l'air chaud sous l'effet de l'évaporation de l'eau, ce qui entraîne une diminution de la température de l'air lors de son passage à travers de l'enceinte mouillée de fibres végétales de palmier dattier, comme le montre la figure (IV.4). Cette diminution est due à l'augmentation du contact direct entre les surfaces humides et l'air en circulation, il est possible d'obtenir une différence de température allant jusqu'à  $08^{\circ}\text{C}$ .

Par conséquent, la figure (IV.4) explique l'existence du phénomène de transfert de chaleur entre l'air et l'eau dans l'enceinte d'humidification (système à pad).



**Figure IV.3 :** Evolution de la température de sortie de l'échangeur (modèles 1 et 2) et la température ambiante extérieure en fonction du temps.



**Figure IV.4 :** Evolution de la température de sortie de l'échangeur (modèle 1) à l'intérieur de l'enceinte des fibres.

#### IV.4.1.3. Comparaison entre les températures de sortie de l'échangeur

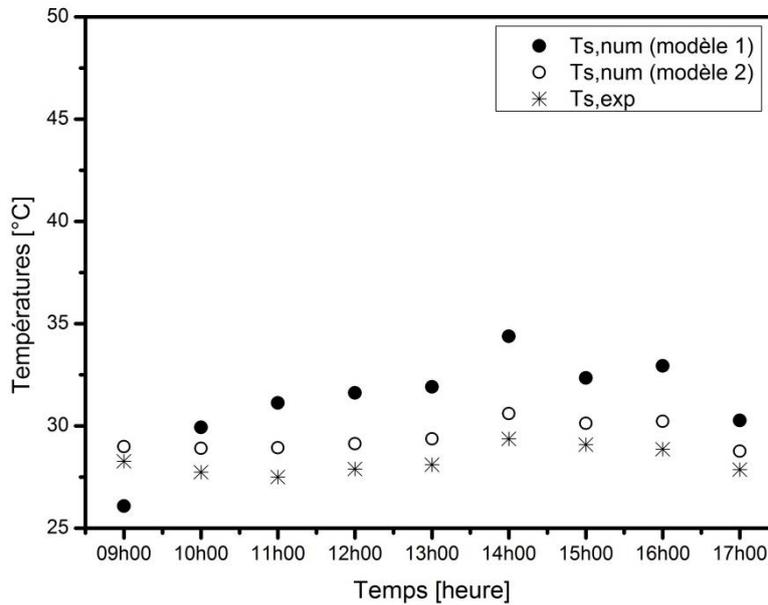
La figure (IV.5) présente une comparaison entre les résultats calculés suivant les deux modèles (1) et (2) et ceux obtenus expérimentalement pour la température de sortie de l'échangeur en fonction du temps.

Le but de cette comparaison est de vérifier la fiabilité des résultats de l'expérimentation effectuée dans un banc d'essai de rafraîchissement de l'air, en présence d'une interface humide de fibres végétales d'épaisseur égale à 30 mm et avec des débits d'air et d'eau de 0,331 kg/s et de 0,2 litre/min respectivement.

On constate un écart acceptable de température de sortie de l'échangeur entre les résultats de deux modèles numériques et les résultats expérimentaux, où nous avons marqué une différence entre 2,2 et 5 °C pour le modèle 1 et entre 0,06 et 0,18 °C pour le modèle 2, ce qui nous confirme la validité et la fiabilité des résultats expérimentaux mesurés.

D'autre part, on observe qu'au fil du temps, les courbes de température de sortie calculées sont supérieures à la courbe expérimentale. On note également que les températures atteignent leurs valeurs maximales à 14h00 (30,60 et 34,38°C pour les

modèles (1) et (2) respectivement et  $29,37^{\circ}\text{C}$  pour la température mesurée), puis commencent à baisser par la suite.

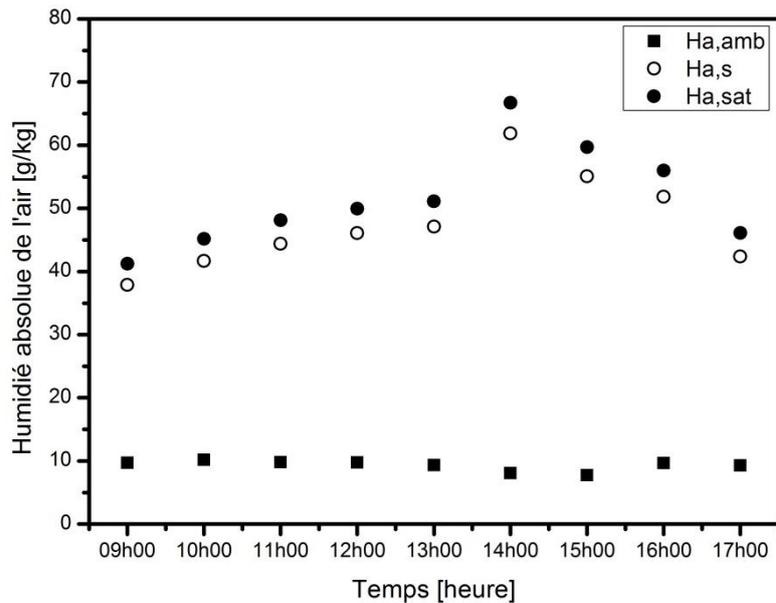


**Figure IV.5 :** Evolution des températures de sortie de l'échangeur (expérimentale, modèles 1 et 2) en fonction du temps.

#### IV.4.2. Variations de l'humidité absolue de l'air

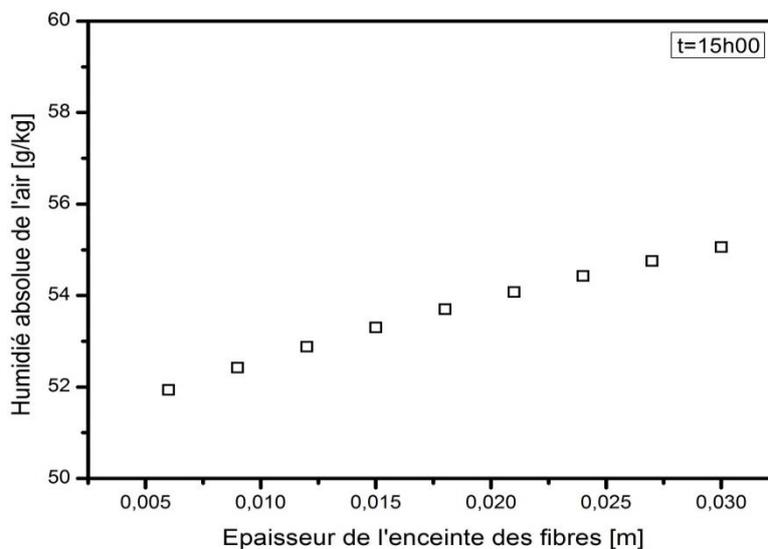
La figure (IV.6) représente, en fonction du temps, l'humidité absolue de l'air à la sortie du tunnel, calculée selon le modèle (éq III.30), et l'humidité absolue de l'air ambiant et saturé, mesurée expérimentalement et à l'aide d'un diagramme psychométrique respectivement.

On observe que les deux courbes de l'air sortant et de l'air saturé ont exactement la même allure. Par contre, l'humidité absolue de l'air ambiant a un profil assez constant pendant la journée. Au début du calcul (09h00), l'humidité absolue de l'air avait la valeur minimale de  $37,88$  (g/kg), puis elle augmente graduellement pour atteindre la valeur maximale de  $61,85$  (g/kg) à 14h00. Ensuite, on constate une baisse de l'humidité pour arriver à une valeur de  $42,39$  (g/kg) à 17h00. Ce comportement s'explique par la variation de la température de l'air entrant au cours de la journée. Cependant, pour la courbe de l'humidité de l'air saturé, la valeur maximale était de  $66,72$  (g/kg). L'écart entre les trois courbes s'explique par l'accroissement du contact direct entre les surfaces humides et l'air circulant.



**Figure IV.6 :** Evolution de l'humidité absolue de l'air (ambient, saturé et sortant) en fonction du temps.

La figure (IV.7) montre l'effet de l'épaisseur de l'interface humide sur l'évolution de l'humidité absolue de l'air sortant en fonction du temps (à 15h00). À partir de cette figure, l'analyse de courbe a montré qu'avec l'augmentation de l'épaisseur des interfaces humides, l'humidité absolue de l'air sortant augmentait. L'augmentation de l'épaisseur induit une augmentation des surfaces de contact direct entre l'interface humide contenant les fibres végétales et l'air transversal.

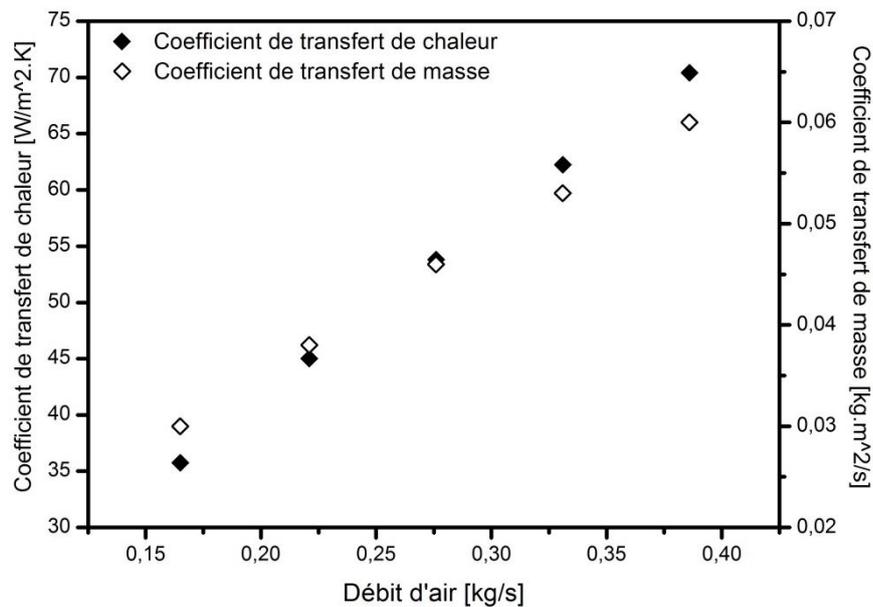


**Figure IV.7 :** Evolution de l'humidité absolue de sortie de l'échangeur à l'intérieur de l'enceinte des fibres végétales.

#### IV.4.3. Variations des coefficients de transfert de chaleur et de masse

À partir de la figure (IV.8) qui montre l'évolution du coefficient de transfert de chaleur par convection ( $h_c$ ) en fonction du débit d'air, on remarque que la courbe augmente constamment avec l'augmentation du débit d'air. Ceci s'explique par l'importance de la quantité de chaleur échangée entre l'air en circulation et l'interface humide quand la vitesse d'air augmente.

D'autre part, à partir de la figure (IV.8) qui présente aussi le changement du coefficient de transfert de masse ( $h_m$ ) en fonction du débit d'air, Il apparaît clairement que l'évolution de ce coefficient de transfert est linéaire. Cela est dû au fait que l'augmentation du débit massique de l'air provoque une augmentation du coefficient de transfert de masse à l'intérieur des surfaces de l'enceinte des fibres, ce qui se traduit par une consommation d'eau importante.



**Figure IV.8 :** Evolution des coefficients de transfert de chaleur par convection et de masse en fonction du débit d'air.

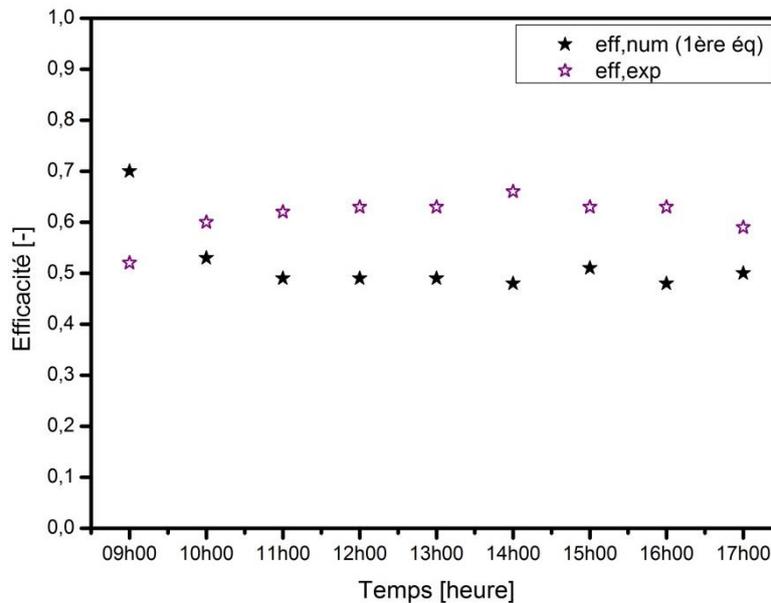
#### IV.4.4. Variations de l'efficacité du système (RED)

##### IV.4.4.1. Evolution de l'efficacité du système (RED) en fonction du temps

La figure (IV.9) montre l'évolution, en fonction du temps, de l'efficacité du système de rafraîchissement de l'air calculée à l'aide de l'équation numérique (III.17) en comparant aussi avec des mesures expérimentales, afin de valider ces dernières.

On remarque que les courbes n'ont pas la même apparence, et il est clair qu'il existe une différence inversement proportionnelle entre elles. L'efficacité de rafraîchissement calculée par l'équation (III.17) est diminuée à partir sa valeur maximale de 0,70 à 09h00 avec le temps croissant jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur minimale de 0,48 à 14h00 et à 16h00, puis revient à augmenter à 15h00 et 17h00. Par contre, l'efficacité de rafraîchissement expérimentale est augmentée à partir sa valeur minimale de 0,52 à 09h00 avec l'augmentation du temps jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur maximale de 0,66 à 14h00, ensuite diminue après cela.

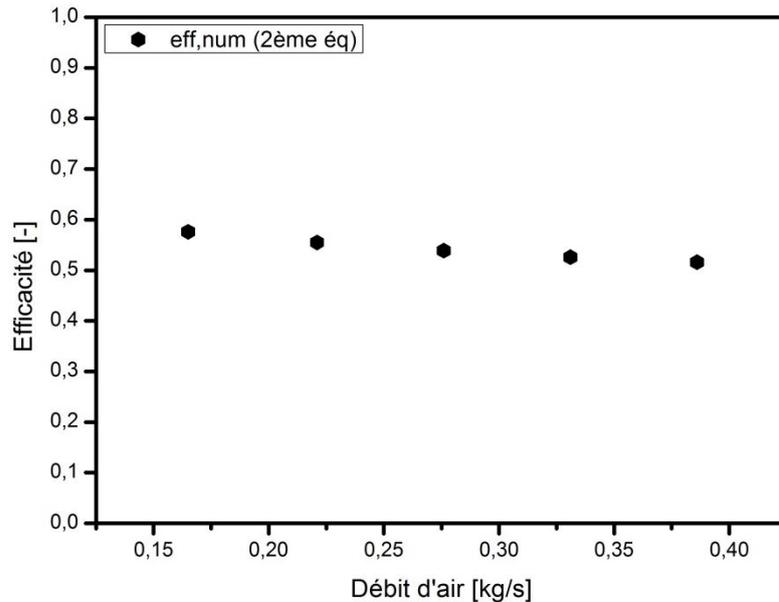
D'autre part, à partir de la figure (IV.9), nous pouvons confirmer la validité et la fiabilité des résultats expérimentaux pour l'efficacité du système de rafraîchissement de l'air chaud par effet d'évaporation d'eau en raison de l'écart acceptable enregistré entre eux et les résultats numériques.



**Figure IV.9 :** Evolution de l'efficacité du système (RED) (numérique et expérimentale) en fonction du temps.

#### IV.4.4.2. Evolution de l'efficacité du système (RED) en fonction du débit d'air

La figure (IV.10) indique que l'efficacité de rafraîchissement de l'air, calculée selon l'équation numérique (III.20) diminue avec l'augmentation du débit massique de l'air entrant entre 0,165 à 0,386 (kg/s). La raison est qu'avec l'augmentation de la vitesse de l'air d'entrée, le temps de transfert de chaleur et de masse entre l'eau et l'air dans l'enceinte d'évaporation est réduit.



**Figure IV.10 :** Evolution de l'efficacité du système (RED) en fonction du débit d'air.

### IV.5. Conclusion

Dans ce chapitre, on a essayé d'analyser les résultats numériques obtenus par une modélisation thermique des équations de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau dans l'enceinte d'évaporation contenant plusieurs fibres végétales, afin de vérifier et d'évaluer l'évolution des différents paramètres liés au sujet, tel que la température, l'humidité absolue et l'efficacité de rafraîchissement, et les comparer à ceux expérimentaux obtenus par une série de manipulation effectuée sur un système de rafraîchissement de l'air chaud par effet d'humidification d'eau. Nous avons constaté que les courbes des paramètres concernés se comportent de façon identique pour les deux méthodes (numérique et expérimentale).

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

L'objectif de notre étude est d'évaluer numériquement le système de rafraîchissement de l'air chaud par humidification, avec l'utilisation des fibres végétales comme des enceintes d'évaporation, ce qui réduit la température de l'air tout en augmentant l'humidité relative, sous les conditions climatiques des zones arides et chaudes, cas de la région de Biskra.

Pour cela, notre travail repose en premier lieu sur la modélisation thermique des équations de transfert par contact direct de chaleur et de masse entre l'air et l'eau pour étudier les différents paramètres essentiels, telles que la température de l'air à la sortie de l'échangeur, l'humidité absolue de l'air sortant ainsi que l'efficacité du système (RED) à l'aide d'un programme de simulation exécuté sous le logiciel Matlab. En deuxième étape, les résultats de calculs ont été comparés avec ceux obtenus expérimentalement pour le même système de rafraîchissement conçu est réalisé dans le hall technologique de l'université de Biskra.

D'après les résultats, le processus de rafraîchissement de l'air chaud entraîne une diminution de la température et une augmentation de l'humidité absolue de l'air lors de son passage à travers de l'enceinte mouillée de fibres végétales, il est possible d'obtenir une différence de température allant jusqu'à 08 °C. La différence maximale de température et d'humidité absolue est obtenue entre 14h00 et 15h00, ce qui correspond à une température ambiante élevée. Pour cela, nous pourrions conclure que les performances thermiques de notre système de rafraîchissement dépendent étroitement des conditions ambiantes (température et humidité relative), de même que le temps pendant le fonctionnement n'a pas d'effet significatif sur les performances.

Le débit d'air et l'épaisseur de l'enceinte des fibres végétales sont des facteurs très importants affectant les coefficients de transfert de chaleur et de masse ainsi que l'efficacité du système de rafraîchissement. Les modèles numériques donnent des résultats qui correspondent étroitement à ceux obtenus expérimentalement.

Cette technique de rafraîchissement de l'air représente une solution adéquate pour assurer des microclimats confortables avec un meilleur coût. L'intérêt de ce système est son économie d'énergie, son développement durable et sa prévention de l'environnement.

# **Références bibliographiques**

## Références bibliographiques

- [1] **CUCE, Pinar Mert et Saffa RIFFAT.** "A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 54, pp. 1240-1249, 2016.
- [2] **KONE, Gnénéfol.** « Refroidissement par évaporation : potentiel d'économie d'énergie et confort thermique », mémoire de master en ingénierie de l'eau et de l'environnement-ingenieurs-2ie, Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement, Laboratoire énergie solaire et économie d'énergie, (2011).
- [3] **HACHAICHI, Abdelkader.** « Etude de l'effet de la température de l'eau et du débit d'air sur les performances d'une installation de rafraîchissement par humidification », mémoire de master, Université Mohamed Khider de Biskra, Algérie (2018).
- [4] **ABOU OUBAIDA, Sedairia.** « Architecture bioclimatique Traitement de microclimat intérieur des bâtiments industriels », mémoire de master en Architecture, Université Larbi Tébessi de Tébessa, Algérie (2016).
- [5] Puits canadien : récupération d'énergie et confort. [Document électronique]. XPair.com, pp 1-41, (Juillet 2011), [https://media.xpair.com/pdf/SF/puits\\_canadien\\_recuperation\\_energie.pdf](https://media.xpair.com/pdf/SF/puits_canadien_recuperation_energie.pdf) le 10/12/2019.
- [6] Puits canadien Puits provençal. [Document électronique]. (Aout 2017), [https://www.infoenergie38.org/wp-content/uploads/puits\\_canadien.pdf](https://www.infoenergie38.org/wp-content/uploads/puits_canadien.pdf) le 10/12/2019.
- [7] **EKOMY ANGO Serge, BRUNEAU Denis, JAUPART Dimitri, SOMMIER Alain et LIZINCZYK Adrien.** "Rafraîchissement d'air passif : Conception-dimensionnement-réalisation d'un échangeur air-matériau à changement de phase," 2010.
- [8] **BORDERON Julien, VIRGONE Joseph et CANTIN Richard.** "Etude paramétrique d'un échangeur thermique air/matériaux a changement de phase pour le rafraîchissement des bâtiments," *proceedings conference SFT*, Vol. 2010, 2010.
- [9] **BELLOUFI, Yousef.** « 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 (2017).

[10] Principe du refroidissement évaporatif. [Image en ligne] <http://delta-neu.fr/images/principe-de-fonctionnement.gif> (consulté le 11/12/2019).

[11] **LAHLOUHI, Zohra.** « Étude expérimentale du rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau », mémoire de master, Université Mohamed Khider de Biskra, Algérie (2018).

[12] Tampon d'évaporation en forme de nids d'abeilles. [Image en ligne] <https://file.chodocu.com//2019/06/19/20190619142311-e154.jpg> (consulté le 11/12/2019).

[13] **SELLAM Sadam Houcine, MOUMMI Abdelhafid, BENCHABANE Adel, MEHDID Charaf-eddine et BEN MACHICHE Abdelmoumen Hakim.** " Experimental performance of a direct evaporative cooler during summer in Biskra Region," 2018.

[14] Rafrâichissement évaporatif à nids d'abeilles. [Image en ligne] <http://www.greenfieldsustainability.com/admin/ckfinder/userfiles/images/Cooling%20pad.jpg> (consulté le 11/12/2019).

[15] **MAALOUF, CHADI.** « Étude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire », thèse de doctorat, Université de La Rochelle, (2006).

[16] **RECKNAGEL Hermann, SPRENGER Eberhard et SCHRAMEK Ernst-Rudolf.** Génie climatique-5e éd. Dunod, 2013.

[17] **NABECHE, Nadia et Farid BOUNSIAR.** « Etude de refroidissement du l'air par brumisation », mémoire de master Académique en Génie Mécanique, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, Algérie (2015).

[18] **BENAOUNE, Djamel.** « Etude expérimentale du rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau », mémoire de magister, Université Mohamed Khider de Biskra, Algérie (2012).

- [19] **XUAN, Y.M., XIAO, F., NIU, X.F., HUANG, X. et WANG, S.W.** "Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 3535-3546, 2012.
- [20] **AMER, O., BOUKHANOUF, R. et IBRAHIM, H.G.** "A Review of Evaporative Cooling Technologies," *International Journal of Environmental Science and Development*, Vol. 6, No. 2, February 2015.
- [21] **LAL BASEDIYA Amrat, SAMUEL, D. V. K. et BEERA Vimala.** "Evaporative cooling system for storage of fruits and vegetables - a review," *J Food Sci Technol*, Vol. 50, No. 3, pp. 429-442, May–June 2013.
- [22] **LOPEZ DIAZ, Maria.** Maitrise des ambiances 3 thermiques. [Document électronique]. PARIS LA VILLETTE, 6 décembre 2013, <http://www.paris-lavillette.archi.fr/uploads/file/cours/c9%20c10.pdf> le 15/12/2019.
- [23] **LAZZARIN, Renato.** " Technical note on evaporative cooling," pp. 1-5, 2015. <https://iifir.org/fr/fridoc/142042> le 15/12/2019.
- [24] **SELLAM Sadam Houcine, MOUMMI Abdelhafid, BENMACHICHE Abdelmoumen Hakim et MEHDID Charafeddine.** "Rafrachissement de l'Air par Effet d'Evaporation d'Eau en utilisant la Fibre de Palmier Dattier, Application dans les Zones Arides et Semi-Arides," First Arab Conference on Mechanical Engineering (ARCME'17), Biskra, Algeria, December 10-11, 2017.
- [25] **KOVAC'EVIC', Igor et Sourbron MAARTEN.** "The numerical model for direct evaporative cooler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 113, pp. 8-19,2017.
- [26] **LOUNI, Madjid.** « Elaboration d'un code de calcul des propriétés thermodynamiques de l'air humide en contact de l'eau de mer et de la glace », mémoire de master en génie mécanique, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou, Algérie (2012).
- [27] **ARIBI, Yacine.** « Etude de performance des fibres de palmiers dattiers utilisées dans un système de rafraîchissement de l'air chaud dans différentes conditions », mémoire de master, Université Mohamed Khider de Biskra, Algérie (2019).

- [28] **ABELE Charlotte, ABRAHAM Bernard, SALAGNAC Jean-Luc, FONTAN José, QUENARD Daniel, GILLIOT Stéphane et POMPEO Claude.** Transferts d'humidité à travers les parois - évaluer les risques de condensation. [Document électronique]. Guide technique, Septembre 2009, [https://www.effnergie.org/web/images/attach/base\\_doc/1397/09%2009%2017%20CSTB%20Transferts\\_humidit%C3%A9\\_sept2009\\_web%20\(2\).pdf](https://www.effnergie.org/web/images/attach/base_doc/1397/09%2009%2017%20CSTB%20Transferts_humidit%C3%A9_sept2009_web%20(2).pdf) le 09/01/2020.
- [29] Climatisation de Confort Psychrométrie – Air Humide. [Document électronique]. Module EE.1.2, [http://jltimin.free.fr/STI2D/doc/EE1\\_2/EE\\_1\\_3\\_Psychrometrie.pdf](http://jltimin.free.fr/STI2D/doc/EE1_2/EE_1_3_Psychrometrie.pdf) le 09/01/2020.
- [30] Grandeurs caractéristiques de l'air humide. [Document électronique]. <https://tmsec.pagesperso-orange.fr/Clim2-GrandeursAH.pdf> le 09/01/2020.
- [31] Diagramme psychrométrique – Utilisation. [Document électronique]. Mai 2002, [https://abitor2.files.wordpress.com/2013/11/diagramme\\_20psychrom\\_c3\\_a9trique\\_201-3.pdf](https://abitor2.files.wordpress.com/2013/11/diagramme_20psychrom_c3_a9trique_201-3.pdf) le 09/01/2020.
- [32] DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE (diagramme psychrométrique). [Document électronique]. Version 003-2013, <http://talbourdel.yves.free.fr/resources/DOC/v3-diagramme-de-lair-humide.pdf> le 09/01/2020.
- [33] **CARPENTIER, Vincent.** « Etude pour le développement d'un générateur d'air humide », thèse de doctorat, Chimie théorique et/ou physique. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, Français (2005).
- [34] **KHALFOUNI, Louiza.** « Etude paramétrique d'une tour de refroidissement d'eau », mémoire de master académique en génie mécanique, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou, Algérie (2012).
- [35] **RIBEYRE, Quentin.** « Influence de l'humidité de l'air sur la perte de charge d'un dépôt nanostructure », thèse de doctorat, Université de Lorraine - CNRS, UMR 7274, France (9 juin 2015).
- [36] Air humide : propriétés thermodynamiques, opérations unitaires et technologie associées à son emploi. [Document électronique]. Université de Pau et des Pays De L'Adour, 2003, <http://tifi2006.free.fr/logiciels/humidite%20cours.pdf> le 10/01/2020.

- [37] Rafraichisseurs adiabatiques AERDIMOL. [Document électronique]. Janvier 2018, <https://www.aer-direct.com/app/uploads/2019/02/Documentation-Rafraichissement-Aerdimol.pdf> le 10/01/2020.
- [38] **PORCHER, Gérard.** "Cours de climatisation : bases du calcul des installations de climatisation," (1987).
- [39] Diagramme psychrométrique. [Document électronique]. <http://tonepi.com/wp-content/uploads/Diagramme-psychrométrique-diagramme-de-lair-humide.pdf> le 10/01/2020.
- [40] **BEN AMEUR, Okba.** « Etude de l'impact du rafraichissement des fontaines d'eau dans les maisons à patio, cas des zones sahariennes », mémoire de magister, Université Mohamed Khider de Biskra, Algérie (2016).
- [41] **WU, J.M., HUANG, X. et ZHANG, H.** "Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 980-984, 2009.
- [42] **FOUDA, A. et Z. MELIKYAN.** " A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 932-936, 2011.
- [43] **CAMARGO, J. R., EBINUMA, C. D. et CARDOSO, S.** " A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system," thèse de doctorat, Université de Taubaté Brésil, Engenharia Térmica, No.4, pp. 30-34, 2003.
- [44] **HAMDANE, Samia et Abdelhadid MOUMMI.** " Systematic Prediction of Outlet Temperature of a Buried air/soil Heat Exchanger In arid and semi-arid regions," First Arab Conference on Mechanical Engineering (ARCME'17), Biskra, Algeria, December 10-11, 2017.
- [45] **WALEED, A. Abdel-Fadeel et A. Hassanein SOUBHI.** " Calculations of the outlet air conditions in the direct evaporative cooler," *Journal of Engineering Sciences, Assiut University*, Vol. 40, No 5, pp.1351-1358, September 2012.

[46] **TAOUSSI, Mohammed.** MATLAB & SIMULINK Cours et Travaux Pratiques. [Document électronique]. Université Sidi Mohamed Ben Abdellah de FES, Ecole Supérieure de Technologie, <http://www.est-usmba.ac.ma/coursenligne/SE-S2-M5.2-%20Programmation%20Matlab-CRS-%20Taoussi.pdf> le 18/04/2020.

[47] **HAMOUDA, A., ABDOU, S. et BENYAHIA, L.** "Etude de la performance thermique en été d'une maison préfabriquée à Biskra," *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 21, No. 3, pp. 341-353, 2018.

## Résumé

**Titre : Dimensionnement d'un échangeur à effet d'évaporation d'eau à base de fibres végétales.**

Le travail représente une étude numérique d'un système de rafraîchissement de l'air chaud par effet d'évaporation d'eau, avec l'utilisation des fibres végétales comme des enceintes d'évaporation, sous les conditions climatiques des zones arides et chaudes, cas de la région de Biskra. Notre étude repose en premier lieu sur la modélisation thermique des équations de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau pour évaluer les différents paramètres essentiels (la température, l'humidité absolue et l'efficacité) à l'aide d'un logiciel de simulation Matlab. En deuxième étape, les résultats de calculs ont été comparés avec ceux obtenus expérimentalement pour le même rafraîchisseur conçu et réalisé à l'université de Biskra. Les modèles numériques reflétant l'évolution de ces différents paramètres donnent des résultats qui correspondent étroitement à ceux obtenus expérimentalement.

**Mots clés :** Rafraîchissement de l'air, Evaporation d'eau, Fibres végétales, Efficacité, Simulation numérique.

## Abstract

**Title: Dimensioning of a water evaporation exchanger based on vegetable fibres.**

The work represents a numerical study of an evaporative cooling system, with the use of vegetable fibers as evaporation pads, under the climatic conditions of dry and hot zones, case of the Biskra region. Our study is based primarily on thermal modeling of heat and mass transfer equations between air and water to evaluate the various essential parameters (temperature, absolute humidity and efficiency) using Matlab simulation software. In the second step, the calculation results were compared with those obtained experimentally for the same cooler designed and produced at the University of Biskra. The numerical models reflecting the evolution of these various parameters give results which correspond closely to those obtained experimentally.

**Keywords:** Air cooling, Water evaporation, Vegetable fibers, Efficiency, Numerical simulation.

## الملخص

**عنوان :** تحجيم مبادل حراري بتأثير تبخر الماء بوجود الألياف النباتية.

يمثل العمل دراسة رقمية لنظام تبريد الهواء الساخن بتأثير تبخر الماء، مع استخدام الألياف النباتية كغرف تبخير، في ظل الظروف المناخية للمناطق الجافة والحارة، حالة منطقة بسكرة. تعتمد دراستنا بشكل أساسي على النمذجة الحرارية لمعادلات انتقال الحرارة والكتلة بين الهواء والماء لتقييم المعلمات الأساسية المختلفة (درجة الحرارة والرطوبة المطلقة والكفاءة) باستخدام برنامج محاكاة ماتلاب. في الخطوة الثانية، تمت مقارنة نتائج الحساب مع تلك التي تم الحصول عليها تجريبياً لنفس المبرد المصمم والمركب في جامعة بسكرة. النماذج العددية التي تعكس تطور هذه المعلمات المختلفة أظهرت نتائج تتوافق بشكل وثيق مع تلك التي تم الحصول عليها تجريبياً.

**كلمات البحث :** تبريد الهواء، تبخر الماء، ألياف نباتية، كفاءة، محاكاة عددية.