

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université de Biskra  
Faculté des Sciences et de la  
Technologie  
Département de Génie Mécanique  
Réf : .....



كلية العلوم و التكنولوجيا  
قسم الهندسة الميكانيكية  
.....:

Mémoire présenté en vue de l'obtention  
Du diplôme de  
**Magister en : Génie mécanique**  
Option : système thermique et maîtrise d'énergie

**Etude expérimentale du rafraichissement de l'air par  
évaporation d'eau**

Présenté par :  
**Djamel BENAOUNE**

Soutenu publiquement le .....

**Devant le jury composé de :**

|                   |                         |            |                      |
|-------------------|-------------------------|------------|----------------------|
| Noureddine MOUMMI | Professeur              | Président  | Université de Biskra |
| Adel BENCHABANE   | Maître de Conférenc 'A' | Examineur  | Université de Biskra |
| Mebrouk HECINI    | Professeur              | Examineur  | Université de Biskra |
| Abdelhafid MOUMMI | Professeur              | Rapporteur | Université de Biskra |

# SOMMAIRE

|                   |   |
|-------------------|---|
| NOMENCLATURE..... | i |
|-------------------|---|

## Chapitre 1 : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUES

|                        |   |
|------------------------|---|
| 1.1 Introduction ..... | 1 |
|------------------------|---|

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| 1.2 Recherche bibliographe ..... | 1 |
|----------------------------------|---|

## Chapitre 2 : LE CONFORT THERMIQUE ET LE CONDITIONNEMENT D'AIR

|                        |    |
|------------------------|----|
| 2.1 L'air humide ..... | 17 |
|------------------------|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.2- Propriétés et grandeur de l'air humide ..... | 18 |
|---|----|

|                                      |    |
|--------------------------------------|----|
| 2.2.1- Température sèche en °C ..... | 18 |
|--------------------------------------|----|

|                                       |    |
|---------------------------------------|----|
| 2.2.2- Température humide en °C ..... | 18 |
|---------------------------------------|----|

|  |    |
|--|----|
| 2.2.3- Température adiabatique de saturation ..... | 18 |
|--|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.2.4- Température de rosée en °C ..... | 18 |
|---|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.2.5- Humidité spécifique ou humidité absolue ou teneur en eau ..... | 18 |
|---|----|

|                                    |    |
|------------------------------------|----|
| 2.2.6- Humidité relative en %..... | 18 |
|------------------------------------|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.2.7- Volume spécifique en m <sup>3</sup> /kg d'air..... | 19 |
|---|----|

|                       |    |
|-----------------------|----|
| 2.2.9- Enthalpie..... | 19 |
|-----------------------|----|

|  |    |
|--|----|
| 2.2.10- Chaleur sensible et chaleur latente..... | 19 |
|--|----|

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| 2.2.11- Pression de vapeur..... | 19 |
|---------------------------------|----|

|  |    |
|--|----|
| 2.2.12- Pression de vapeur saturante ( $P_{vs}$ )..... | 19 |
|--|----|

|  |    |
|--|----|
| 2.3- Echange de chaleur entre l'air et l'eau ..... | 19 |
|--|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.4- Le confort thermique et le conditionnement d'air ..... | 21 |
|---|----|

|  |    |
|--|----|
| 2.5- Synthèse des conditions d'évolution de l'air..... | 22 |
|--|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.6 - Les différents systèmes de rafraichissement ..... | 23 |
|---|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.6.1- Systèmes à humidification :..... | 23 |
|---|----|

|   |    |
|---|----|
| 2.6.2- Système d'évaporation direct ..... | 24 |
|---|----|

|  |    |
|--|----|
| 2.6.3- Système d'évaporation indirecte ..... | 24 |
|--|----|

|   |           |
|---|-----------|
| 2 6.4- Système mixte.....   | 27        |
| <b>Chapitre 3 : MODELES ANALYTIQUES GOUVERNANTS LE TRANSFERT DE CHALEUR ET DE MASSE DANS UNE ENCEINTE D'EVAPORATION A BASE DE FIBRES DE PALMIER</b> |           |
| <b>3.1. Hypothèses .....</b>  | <b>29</b> |
| <b>3.2. Analyse des bilans de transfert de chaleur et de masse dans l'enceinte d'évaporation ....</b>   | <b>31</b> |
| <b>3.3. Coefficient d'échange par convection dans l'enceinte d'évaporation:.....</b>  | <b>36</b> |
| <b>Chapitre 4 : ETUDE EXPERIMENTALE</b>   |           |
| <b>4 .1. Introduction.....</b>  | <b>38</b> |
| <b>4 .2. Le climat de la ville de Biskra.....</b>   | <b>38</b> |
| <b>4 .3. Dispositif expérimental.....</b>   | <b>39</b> |
| 4 .3 .1 Instruments de mesure .....   | 40        |
| <b>4 .4. Facteurs climatiques mesurés .....</b>   | <b>41</b> |
| <b>4 .5. Description de l'expérimentation.....</b>  | <b>42</b> |
| <b>4.6. Résultats expérimentaux obtenus.....</b>  | <b>42</b> |
| <b>4.7. Variation de la température de l'air intérieur.....</b>   | <b>45</b> |
| <b>4.8. Variation de la l'humidité de l'air.....</b>  | <b>47</b> |
| <b>4. 9. Pertes de charges.....</b>   | <b>48</b> |
| <b>4.10. Rendement du dispositif du rafraichissement.....</b>   | <b>48</b> |
| <b>4.11. Variation de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur en fonction de la température de l'eau.....</b>         | <b>49</b> |
| <b>4. 12. Variation du coefficient d'échange convectif avec le débit d'air .....</b>  | <b>50</b> |
| <b>5 : CONCLUSION GENERALE .....</b>  | <b>52</b> |
| <b>Références bibliographiques.....</b>   | <b>54</b> |
| <b>Annexes.....</b>   |           |
| Annexes 1 : Propriétés et grandeurs physiques de l'air humide   |           |
| Annexes 2 : Diagramme psychrométrique   |           |
| Annexes 3 : Température humide de l'air   |           |

# NOMENCLATURE

|   |                          |
|---|--------------------------|
| A : est la surface de transfert de chaleur                                    | m <sup>2</sup>           |
| Cp <sub>e</sub> = 4180, chaleur massique de l'eau                             | J/kgK                    |
| Cp : chaleur massique de l'air  | J/kgK                    |
| Cp <sub>s</sub> = 1000, chaleur massique de l'air sec                         | J/kgK                    |
| C <sub>pa</sub> La chaleur spécifique de l'air a pression constante           | J/kgK                    |
| C <sub>pv</sub> La chaleur spécifique de la vapeur d'eau a pression constante | J/kgK                    |
| D <sub>H</sub> : diamètre hydraulique   | m                        |
| m <sub>v</sub> : debit massique de vapeur d'eau                               | kg /S                    |
| h <sub>c</sub> : coefficient de transfert convectif entre le produit et l'air | W/m <sup>2</sup> K       |
| h <sub>m</sub> : coefficient de transfert de masse                            | m/s                      |
| h <sub>sa</sub> est l'enthalpie de l'air soufflé                              |                          |
| h <sub>a</sub> est l'enthalpie de l'air                                       |                          |
| h <sub>v</sub> est l'enthalpie de la vapeur de d'eau                          |                          |
| h <sub>Lvs</sub> est l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau                |                          |
| K <sub>α</sub> : est la conductivité thermique de l'air                       | (w /m <sup>2</sup> . °C) |
| L <sub>v</sub> : chaleur latente de vaporisation de l'eau humide              | J/kg                     |
| P= 101,325, pression atmosphérique  | kPa                      |
| p <sub>v</sub> : pression partielle de vapeur dans l'air                      | kPa                      |
| p <sub>sat</sub> : pression de vapeur saturante                               | kPa                      |
| Q : quantité de chaleur totale  | W/m <sup>2</sup>         |
| Q <sub>l</sub> : quantité de chaleur latente                                  | W/m <sup>2</sup>         |
| R <sub>v</sub> = 461 .5 constante caractéristique de l'eau                    | J/kgK                    |
| R <sub>a</sub> = 287 constante des gaz parfaits                               | J/Kg K                   |
| T : température de l'air au voisinage du panneau humide                       | °C                       |

|       |   |                   |
|-------|---|-------------------|
| $T_s$ | : température du fibre humide                   | °C                |
| $W_a$ | : teneur en humidité absolue de                 | kg eau/kg air sec |
| $W_s$ | : teneur en humidité absolue de du fibre humide | kg eau/kg air sec |

## LETTRES GRECQUES

|        |                         |                      |
|--------|-------------------------|----------------------|
| $\mu$  | : Viscosité dynamique   | [kg/m.s]             |
| $\nu$  | : Viscosité cinématique | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\rho$ | : Masse volumique       | [kg/m <sup>3</sup> ] |

## NOMBRES ADIMENSIONNEL

Pe: Nombre de Peclet

Pr: Nombre de Prandtl

Re: Nombre de Reynolds

$R_{Le}$ : le nombre de Lewis

# **CHAPITRE 1**

# **RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE**

## 1. Introduction :

En 2001 Faleh Al-Sulaiman [1] au département de génie mécanique KFUPM à Dhahran en Arabie Saoudite a réalisé une étude expérimentale pour évaluer la performance de trois types de fibres naturels pour être utilisé comme milieu humide dans un système de rafraîchissement d'air. Ces fibres sont des fibres de palmier, la jute et luffa, comme référence un milieu humide commercial largement utilisé est choisi.

Les critères de performances sont le coefficient d'efficacité, la performance du matériels et la dégradation du coefficient de performance, les résultats montrent que le coefficient de performance moyen le plus haut est pour la jute de l'ordre de 62.1 %, comparé à 55.1 % pour la luffa, 49.9 % pour la référence commercial et 38.9 % pour la fibre de palmier

Les tests de performance du matériel, comprennent la déposition de sel et biodégradation (mold forming). La Jute a la déposition de sel la plus lente, suivi par la fibre de palmier et les fibres luffa. Le type commercial a la plus haute déposition de sel. La luffa a la plus haute résistance à la dégradation suivi par le fibre de palmier, par contre le type commercial la jute a la plus faible performance.

Les résultats qui montrent la dégradation du coefficient de performance, indique que le luffa a de faibles avantages par rapport aux autres types de fibres. la fibre de palmier et le type commercial ont une réduction signifiante du coefficient de performance, tandis que la jute a la plus haute détérioration, dont la surface peut être traité pour donner une meilleure résistance à la dégradation qui serait la meilleur alternative tableau (I.1).

| Fiber      | Airspeed (m/s) |     | Dry mass (g) | Saturated mass (g) | Absorbed water (g) |
|------------|----------------|-----|--------------|--------------------|--------------------|
|            | Dry            | Wet |              |                    |                    |
| Jute       | 2.4            | 2.2 | 96.5         | 266.5              | 170                |
| Palm       | 2.4            | 2.2 | 67.5         | 120.25             | 52.75              |
| Luffa      | 2.4            | 2.2 | 65.7         | 154.59             | 88.89              |
| Commercial | 2.4            | 2.2 | 46.3         | 137.35             | 91.05              |

**Tableau (1-1) :** Propriétés physique de quelques fibres utilisées [1]

### 1.2. Critères de comparaison des performances thermiques :

L'évaluation des performances des fibres se fait selon trois critères, dont le premier critère est le coefficient de performance, décrit par l'expression suivante :

$$\eta_{cooling} = \Delta T / (T_d - T_w) \quad (1.1)$$

Où,  $\eta_{cooling}$  : est le coefficient de performance de la fibre.1

$\Delta T$  : Écart de température.

$T_d$  : Température de bulbe sec

$T_w$  : Température de bulbe humide.

Le second critère de performance, est la résistance à la dégradation du matériel, lors de la déposition de sels et la biodégradation (mold forming). Le test se fait en trompant une fibre dans l'eau pendant 24 heures, puis répété plusieurs fois afin de calculer une moyenne générale.

Le troisième critère, est la dégradation du coefficient d'efficacité avec le temps, qui se réalise par l'utilisation étendu des fibres sans les lavés de sels, après usage, le coefficient d'efficacité varie avec la quantité et l'aire de la fibre et le débit d'eau écoulé, la température et l'humidité relative de l'air ambiant.

Le ventilateur choisi pour assurer une vitesse de 6 m/s en l'absence de fibres, et une vitesse entre 3 m/s et 4 m/s en présence de fibres. La vitesse choisie est de 2.4 m/s, cette valeur permet d'avoir une densité de fibre similaire au model typique commercial.

D'après l'étude expérimentale, la réduction de la température à travers les surfaces humides illustrée d'après les figures (3 et 4), montrent clairement que la Jute a la meilleure performance suivi par luffa, le type commerciale et enfin le fibre de palmier.

En utilisant l'équation (1.1), on calcul le coefficient de performance moyen pour dix essai pour chaque type de fibre :

$$\eta_{Jute} = 62.1\%$$

$$\eta_{Luffa} = 55.1\%$$

$$\eta_{Com} = 49.5\%$$

$$\eta_{Palm} = 38.9\%$$



Les résultats de dégradation du matériel sont résumés dans le tableau (1.2), qui montrent la jute ayant le plus faible pourcentage de déposition de sel avec 4.8% (g de sel /g de fibre sèche), le fibre de palmier et la luffa ont 27.3% et 37.2% respectivement, la fibre commercial a le plus haut pourcentage de déposition de sel (82%).

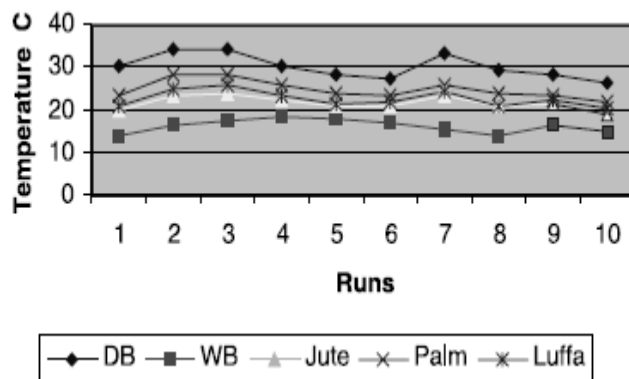


Figure (1.1) : variation de la température en fonction du temps [1]

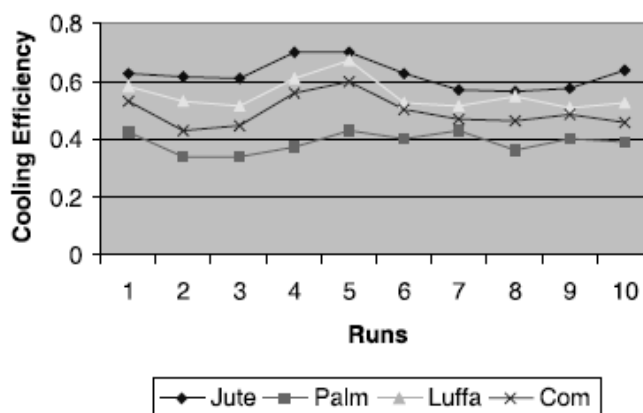


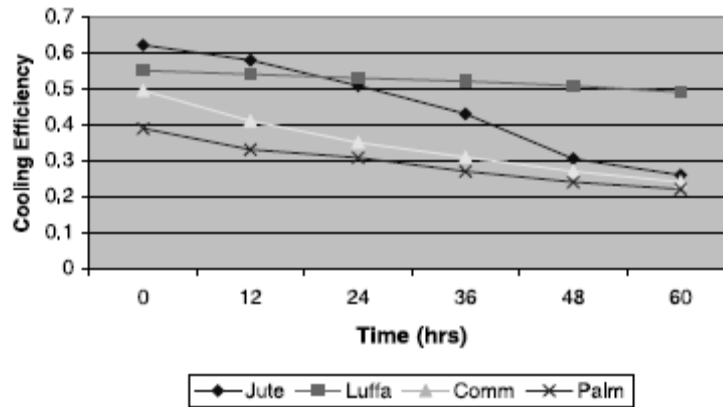
Figure (1.2) : variation du coefficient de performance en fonction temps [1]

| Fiber      | Dry mass (g) | Salt deposit (g) | Mold formation (%) |
|------------|--------------|------------------|--------------------|
| Jute       | 96.5         | 4.65             | 96.6               |
| Palm       | 67.5         | 18.42            | 52.6               |
| Luffa      | 65.7         | 24.44            | 8.62               |
| Commercial | 46.3         | 38.07            | 76                 |

Tableau (1.2) : dégradation des matériaux testés [1]

Les résultats de dégradation du coefficient de performance sont illustrés sur la figure (1.3), qui indiquent, que la luffa a un avantage sur les autres types de fibres, d'autre part, la Jute montre initialement de bonnes performance, cependant une rapide détérioration est enregistrée par la suite qui est due à la biodégradation. Si les fibres de jute peuvent être traitées pour avoir une bonne résistance à la formation de moisissure,

elle présente une excellente alternative, à l'exception de quelques inconvénients, principalement la difficulté de les garder uniformément distribuées dans la boîte de fibres après les avoir mouillées.



**Figure (1.3) :** évolution du coefficient de performance en fonction du temps des matériaux testés [1]

De ce point de vue, les fibres de luffa sont disposées en mèches de trois dimensions, et n'a besoin d'aucun effort pour garder sa forme durant l'expérience. Les résultats indiquent aussi que la performance des fibres de luffa est supérieure à celle du type commercial,

Metin Dagtekin et al en (2006) [2], ont étudié les performances d'un système de rafraîchissement pour un hangar de 85x12 m d'élevage avicole dans un climat méditerranéen, 05 panneaux ont été utilisés. Dans cette étude, le milieu humide utilisé est d'une épaisseur de 100 mm produite par la cellulose arrosée par de l'eau à une température de 18 °C à 19 °C .

Ce système utilise six ventilateurs, qui assurant un débit d'air de 42 m<sup>3</sup>/h. Dans cette étude, la prise de température se fait manuellement, les mesures se font sur la diagonale de chaque panneau, la formule utilisée pour le calcul de la performance du système est décrite par l'expression suivante :

$$\epsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s} \quad (1.2)$$

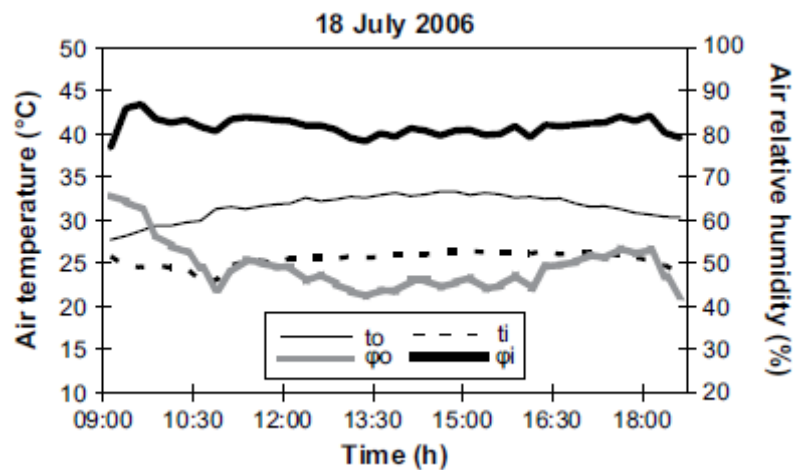
Où,  $\epsilon$  : est le coefficient de performance du système.

$T_1$  et  $T_2$  : sont respectivement les températures de l'air à bulbe sec et humide.

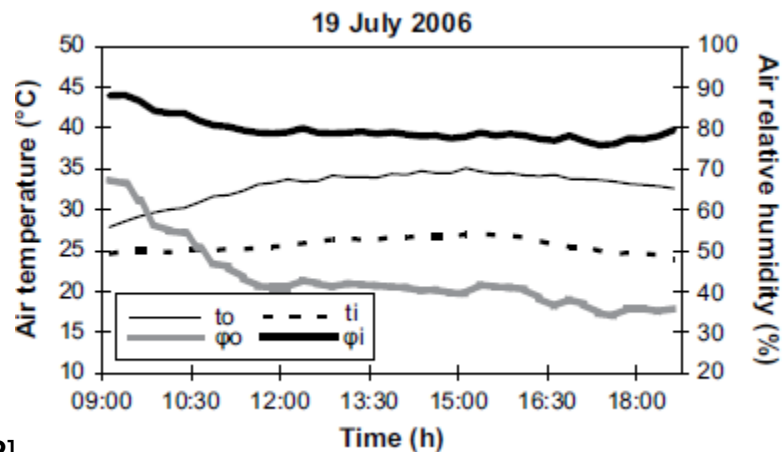
$T_i$  : est la température humide de l'air en ( $^{\circ}\text{C}$ )

Les mesures ont été effectuées entre le 18 juillet et le 03 août 2006, au départ, durant les deux premières journées de l'expérience, la vitesse de l'air soufflée est au minimum, mais pendant les jours qui suivent quand les mesures sont effectuées, la vitesse de l'air est au maximum.

La température et l'humidité relative de l'air entrant de l'extérieur et quittant le panneau, montrent des allures similaires pendant les deux jours, mais l'humidité était 5% plus élevée durant la première journée et la température de  $01^{\circ}\text{C}$  plus basse, comme on peut le voir sur les figures (1.4 et 1.5).



**Figure (1.4) :** Evolution de la température et de l'humidité relative de l'air en fonction du temps le 18 Juillet 2006

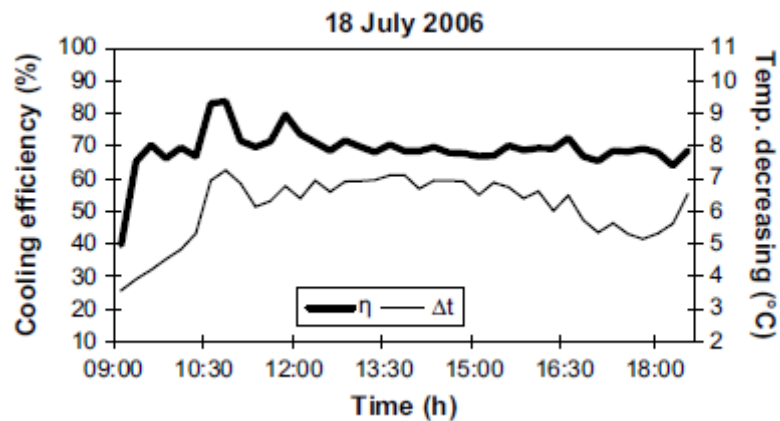


[2]

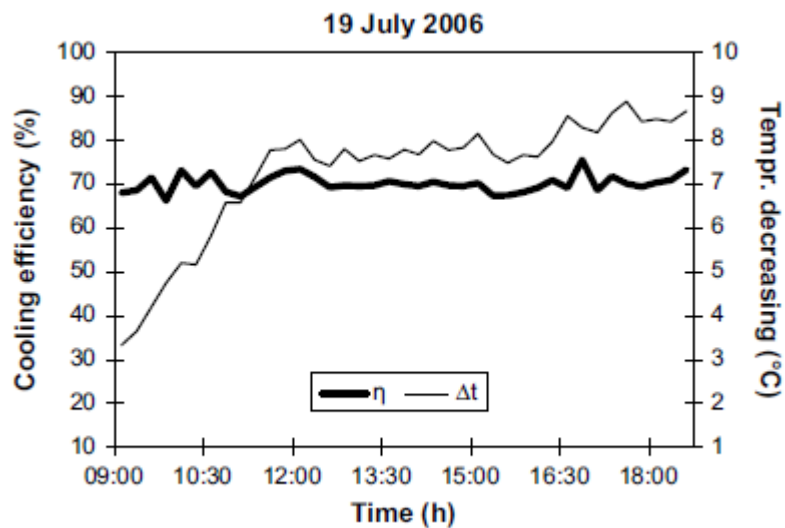
**Figure (1.5) :** Evolution de la température et de l'humidité relative de l'air en fonction du temps le 19 Juillet 2006 [2]

L'efficacité du système pendant ces jours a une moyenne de 70% comme le montrent les figures (1.6 et 1.7).

La variation de la température et de l'humidité relative de l'air avant et après le panneau le 25 juillet, montre qu'elle varie entre 27 °C et 33 °C, tandis que celle à l'intérieur, varie entre 25 °C et 27 °C. Alors que l'humidité relative varie entre 54% et 80% à l'extérieur et de 86 % à 92 % à l'intérieur, respectivement avec une diminution de température de 2 °C à 6 °C, tandis que l'efficacité du système varie entre 60 % et 70 % .

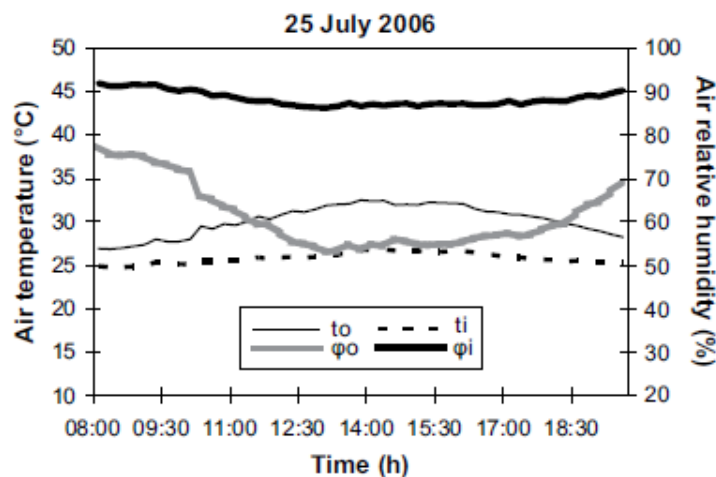


**Figure (1.6) :** Evolution du coefficient de performance et de l'écart de température le 18 Juillet 2006 [2]



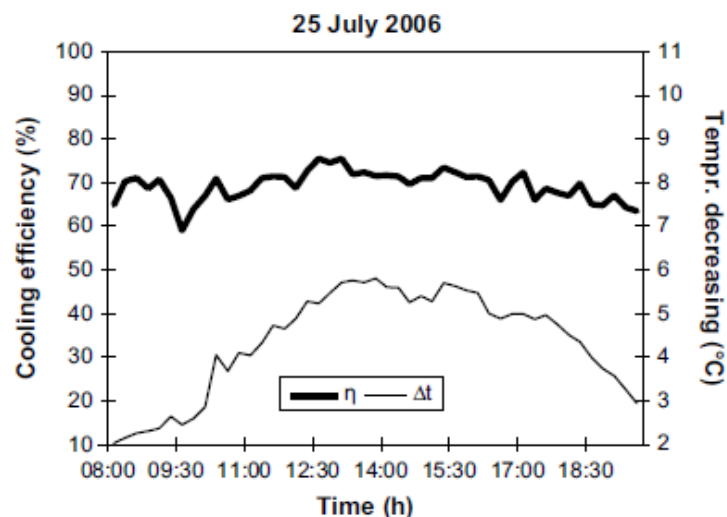
**Figure (1.7) :** Evolution du coefficient de performance et de l'écart de température le 19 Juillet 2006 [2]

La variation de la température et de l'humidité relative de l'air avant et après le panneau, le 29 juillet figure (1.8 et 1.9) montre quelle varie à l'entrée entre 26 et 34 °C, alors que celle à l'intérieur est située entre 25 °C et 27 °C. Par contre l'humidité relative varie initialement de 48 % à 58 % , puis à l'intérieur du panneau varie entre 53% à 96 % , respectivement avec une diminution de la température de 2 à 7 °C, tandis que l'efficacité du système varie entre 57% et 82 % figure (1.10 et 1.11) .



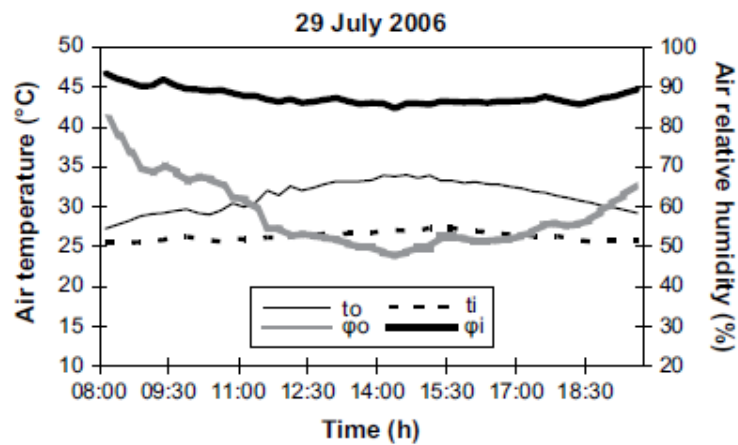
**Figure (1.8) :** Evolution de la température et d'humidité relative de l'air

le 25 Juillet 2006. [2]

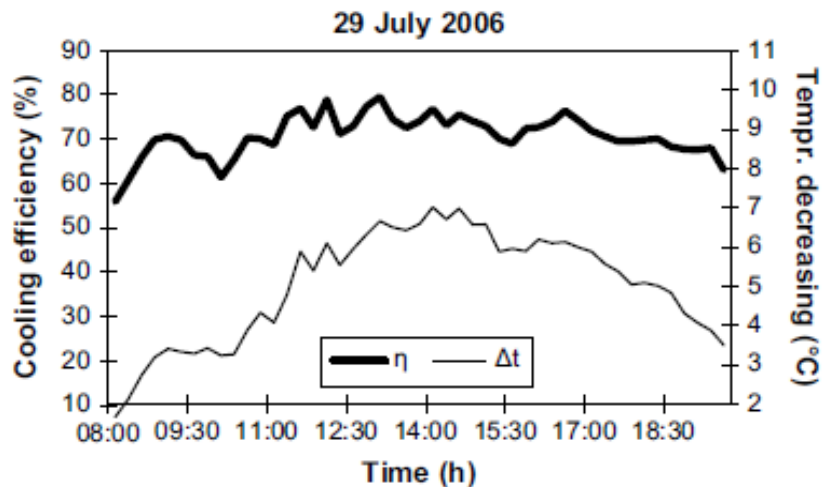


**Figure (1.9) :** Evolution du coefficient de performance et de l'écart de température

de l'air le 25 Juillet 2006. [2]



**Figure (1.10) :** Evolution de la température et d'humidité relative de l'air  
le 29 Juillet 2006 [2]



**Figure (1.11) :** Evolution du coefficient de performance et de l'écart de température  
de l'air le 29 Juillet 2006. [2]

Quant à la variation de la température et de l'humidité relative de l'air le 03 Aout 2006, la température varie entre 22 °C et 35 °C avant le panneaux comme le montre la figure (1.12), tandis que celle d'après elle varie entre 22 °C et 27 °C. Pour ce qui est de l'humidité relative de l'air avant et après le panneau du système figure (1.12), elle varie entre 39% à 85% et 82 % et 93 % respectivement, par contre l'efficacité du système varie de 47% à 84%, dont l'écart de température enregistré est de 2 °C à 9 °C figure (1.11 et 1.12).

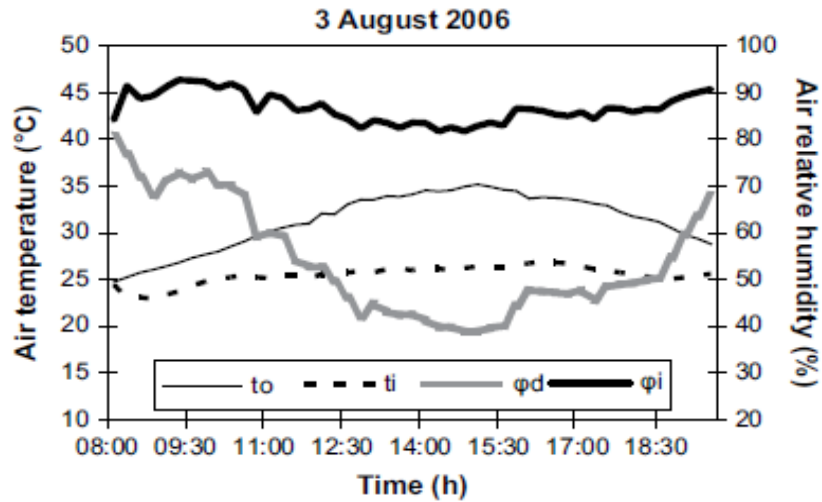


Figure (1.12) : Evolution de la température et d'humidité relative de l'air

le 03 Aout 2006. [2]

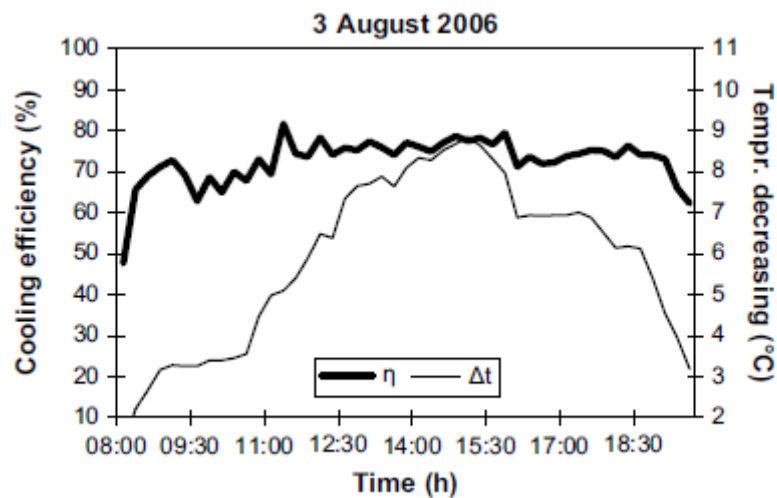


Figure (1.13) : Evolution du coefficient de performance et de l'écart de température

de l'air le 29 Juillet 2006. [2]

| Jour       | Efficacité (%) |         |         | Ecart de température |         |         |
|------------|----------------|---------|---------|----------------------|---------|---------|
|            | minimum        | Maximum | Moyenne | minimum              | Maximum | Moyenne |
| 18 juillet | 31.8           | 87.7    | 69.2    | 3.6                  | 7.3     | 6.1     |
| 19 Juillet | 67.3           | 75.5    | 70.1    | 3.3                  | 8.9     | 7.3     |
| 25 Juillet | 59.1           | 75.6    | 69.4    | 2.0                  | 5.8     | 4.4     |
| 29 Juillet | 58.0           | 79.6    | 70.8    | 1.7                  | 7.0     | 5.0     |
| 03 aout    | 47.7           | 81.7    | 72.0    | 1.3                  | 8.9     | 5.9     |

**Tableau (1.3) :** Variation de l'efficacité et de l'écart de température respectivement pour 05 jours de test [2]

En 2008 José Rui Camargo [3], a étudié trois méthodes pour évaluer la performance d'un système de rafraichissement par évaporation d'eau dans différentes régions du Brésil, caractérisés par des climats très variés. Dans une première étape, il présente le principe de base pour un système de rafraichissement par évaporation d'eau directe et indirecte, il détermine le coefficient de performance du système, ensuite il évalue parmi les trois méthodes lequel des systèmes est le plus efficace. Il conclut que le système de rafraichissement par évaporation d'eau, a un grand potentiel dans le confort thermique et peut être utilisé comme alternatif aux systèmes conventionnels dans les régions où la température de bulbe humide est inférieure à 24 °C.

Dans ce qui suit, nous représentons les trois méthodes considérées par l'auteur pour évaluer les performances d'un système de rafraichissement par évaporation d'eau.

**Première Méthode :** cette méthode est basée sur l'indice de faisabilité, désigné par FI est défini par l'expression suivantes :

$$FI = WBT - T \quad (1.3)$$

Avec,  $T = DBT - WBU$

Où, WBT et DBT sont respectivement les températures à bulbe humide et à bulbe sec de l'air extérieur.

Cet indice diminue si l'écart entre la température de bulbe sec et la température bulbe humide augmente, on remarque que si l'indice FI est faible, le système est plus efficace, donc il nous renseigne sur l'utilisation de ce système dans le domaine du confort thermique

**Deuxième Méthode :** l'évaluation des performances d'un système de rafraichissement par évaporation d'eau, est basée sur la représentation du processus sur le diagramme psychométrique, afin de déterminer la zone de confort thermique. Cette méthode détermine la zone, où il est possible d'utiliser un système de rafraichissement par évaporation d'eau directe ou indirecte.



Les données climatiques local sont reportés sur le diagramme, ce qui détermine les points donnant les vecteurs représentant les différents processus, telle que :

AB : système de rafraîchissement direct

AD : AC premier stade indirect, CD deuxième stade directe.

EF : système de conditionnement conventionnel

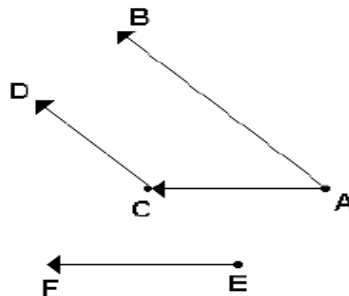


Figure (1.14) : vecteurs représentant les processus de traitement de l'air [3]

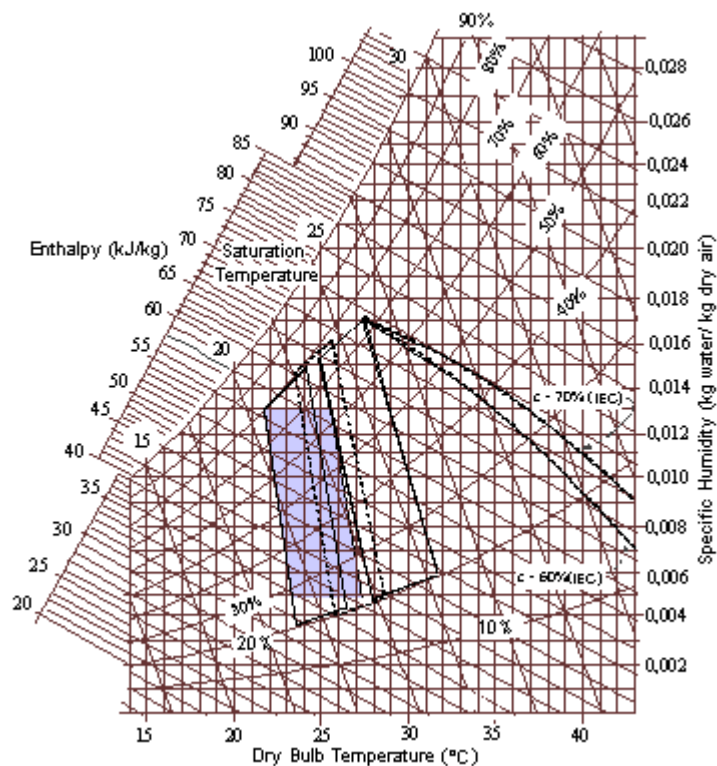


Figure (1.15) : Délimitation de la zone de confort [3]

**Troisième méthode :** Cette méthode est une adaptation de celle développée par **Watt et Brown** en 1997 [3], si à la fois les conditions intérieures finales et le processus sont connus

pour chaque région, la carte effective de température permis de déterminer la température de bulbe humide extérieure maximale pour le local et ceci pour une performance désirée.

La carte thermométrique, montre l'interaction pendant l'été, entre la température de bulbe sec et la température de bulbe humide et la vitesse de l'air.

Pour déterminer les conditions climatiques extérieures nécessaires pour assurer le confort désiré, on utilise le diagramme montré si dessous Figure (1.16) de la carte thermométrique.

En 2008 Torkia Assil [4], a réalisée un travail intitulé évaluation quantitative de la performance d'une tour à vent pour une ventilation naturelle et un rafraichissement passif dans les régions chaudes et semi arides, cas d'Ouled-Djellal à Biskra.

Dans son travail qui avait pour objectif, l'évaluation quantitative des potentialités de rafraichissement passif des tours à vent ajustées aux logements à caractères bioclimatiques situés à Ouled-Djellal caractérisé par un climat chaud et semi aride.

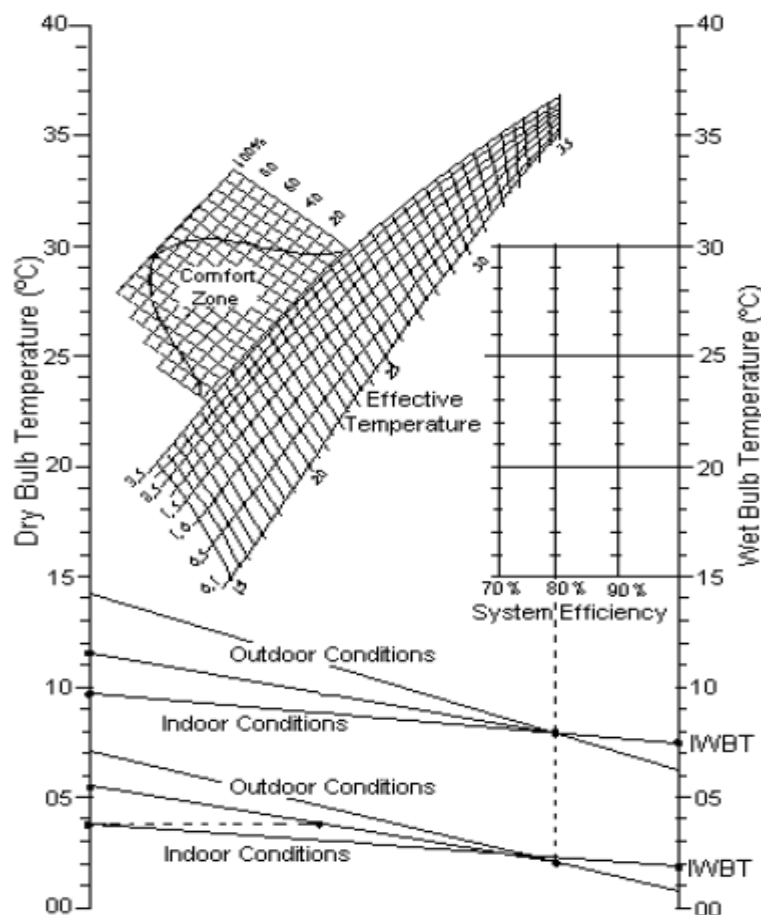


Figure (1.16) : carte thermométrique [3]

Ces tours à vent étaient totalement supprimés par les occupants au bout d'un certain temps par mesure de prévention et sécurité ainsi que pour éviter la pénétration de l'air froid en hiver.

De la campagne de mesure figures (1.17, 1.18 et 1.19) de la température, l'humidité relative et la vitesse de l'air effectuée en été durant la journée du 21 Juin 2008 de 8h à 16h (période où le besoin de climatisation est le plus convoité), ainsi que la simulation numérique établie par le code Fluent.6.2 sur la construction en R+1 dotée de tour à vent, il en ressort ce qui suit :

Durant toute la campagne de mesure entre 08 H et 16 H le 21 juin 2008, l'effet de rafraichissement par transfert de chaleur de l'air et de masse augmentait d'heure en heure, et l'écart entre les températures de l'air intérieur et extérieur de la tour à vent augmentait aussi, pour arriver à un maximum de 13 °C à 16 H. Cet écart de température est obtenu grâce à l'effet de transfert de chaleur entre l'air entrant dans le conduit de la tour à vent et les matériaux de construction de cette dernière, ainsi que la géométrie et la forme de la tour à vent.

Durant toute la période de mesure entre 08 H et 16 H, l'humidité relative de l'air moyenne mesurée au niveau des stations intérieures était de 30 %, ce taux est largement supérieur au taux d'humidité relative de l'air mesuré au niveau de la tête de la tour (14 %), car la toiture est exposée aux radiations solaires intenses pendant toute la journée, donc les températures sont très élevées et les humidités relatives sont très faibles. Les cinq taux sont inférieurs ou égaux à 30 % et le climat est considéré comme sec, Connaissant l'effet de rafraichissement par évaporation d'eau et le caractère semi aride de la ville d'Ouled Djellal.

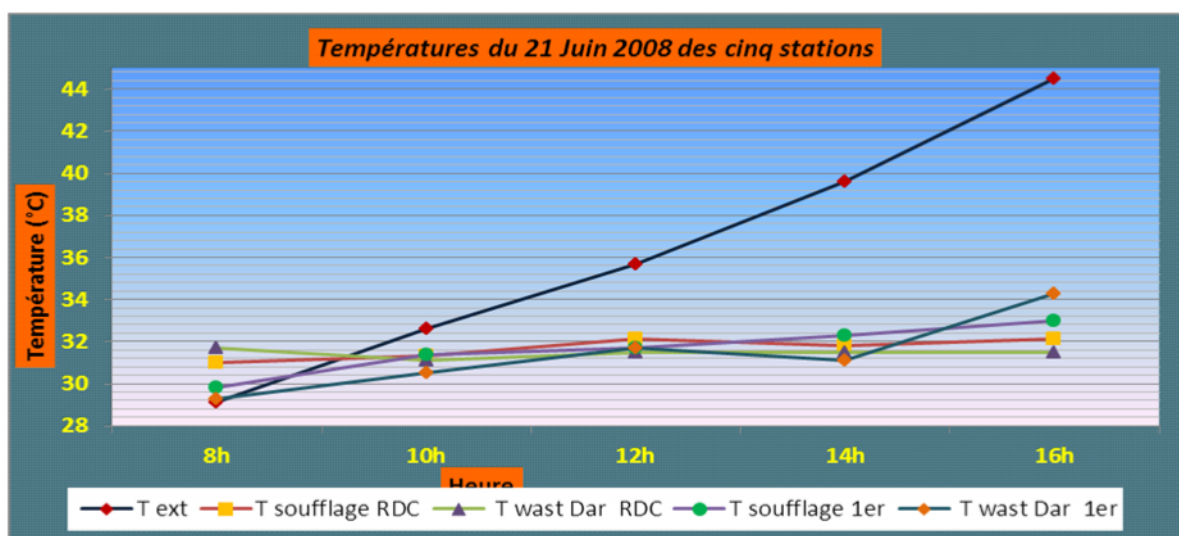


Figure (1.17) : Variation des températures des cinq stations de mesure [4]

La tour à vent a un effet de rafraîchissement par transfert de chaleur direct durant la journée entre 08 H et 16 H, cet effet de rafraîchissement augmente et la vitesse de l'air diminue. Cette vitesse diminue le long de cette période pour atteindre son minimum de 0 m/s à 12 H, là où la température de l'air extérieure s'approche à sa valeur maximale.

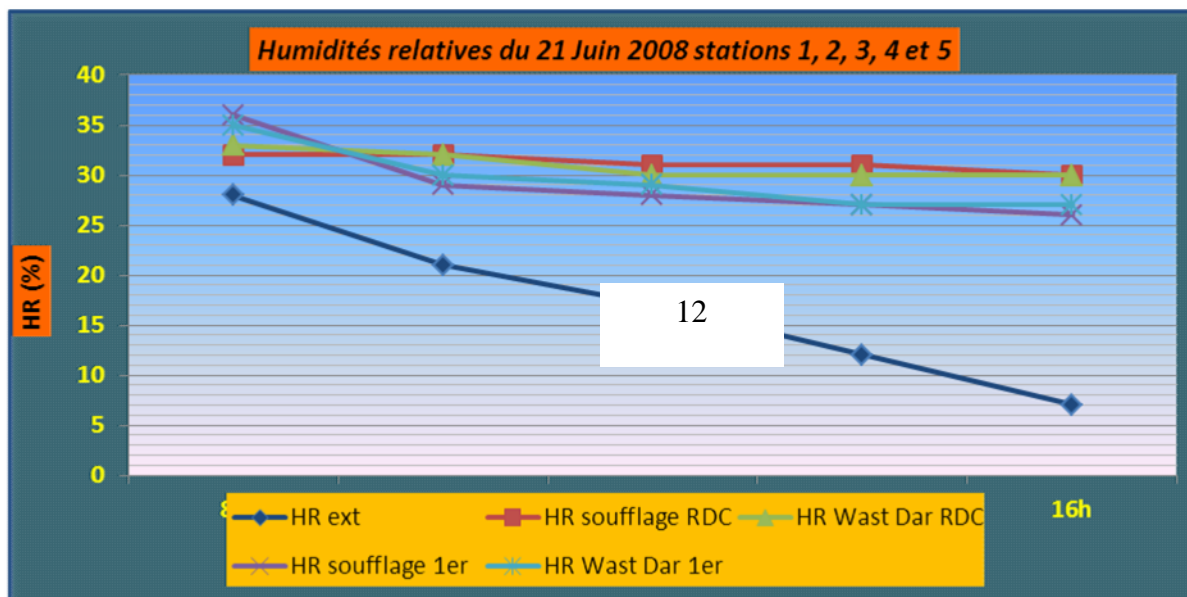


Figure (1.18) : Variation de l'humidité relative au niveau des stations (1, 2, 3, 4 et 5) [4]

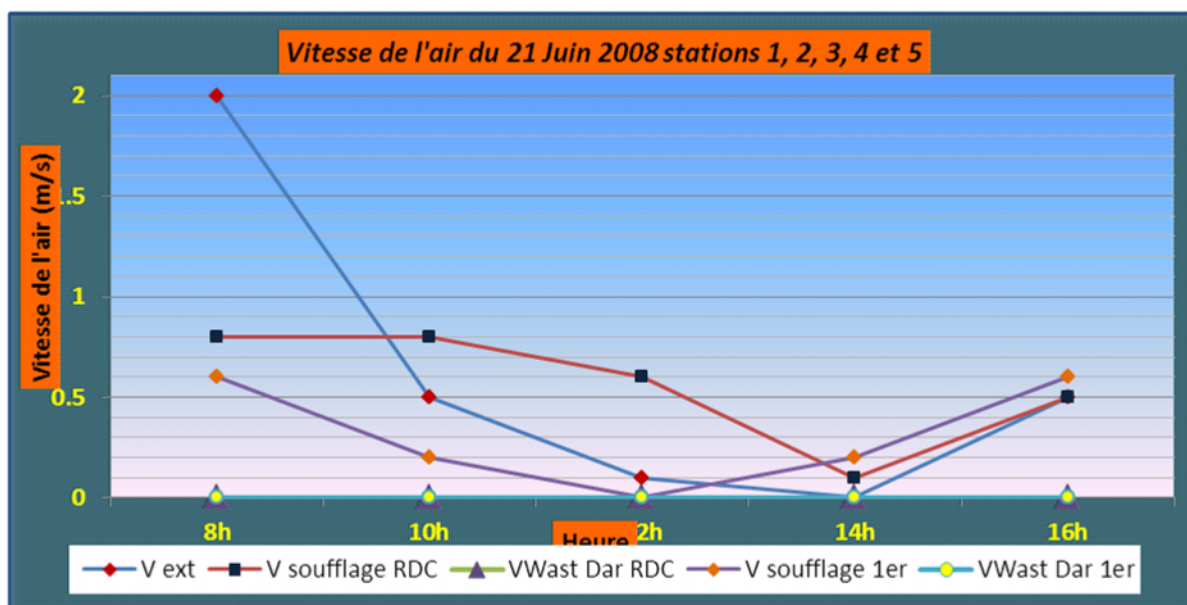


Figure (1.19) : Variation de la vitesse de l'air au niveau des stations (1, 2, 3, 4 et 5) [4]

Malgré l'écart important de la température de l'air  $T$  ( $T_{ext}-T_{int}$ ) dans les deux cas de figures, mesurée et calculée à l'intérieur du Wast dar et au niveau de la bouche de soufflage des deux niveaux (RDC et 1<sup>er</sup> étage), les résultats obtenus restent insuffisants pour assurer un confort thermique intérieur adéquat, car l'humidité relative à l'intérieur se

rapprochait de la limite inférieure du confort, la vitesse de l'air était nul au milieu de Wast dar et la température de l'air reste en dehors de la limite de confort thermique.

Le rendement de la tour à vent d'Ouled-Djellal, pour un rafraîchissement passif et une ventilation naturelle reste insuffisant. Le recours à la climatisation artificielle est toujours nécessaire pour assurer une température de confort à l'intérieur. Vu les limites en terme de performance, la tour à vent mérite plus d'intention, d'intérêt et d'amélioration dans sa technique de rafraîchissement, afin d'atteindre une performance thermique meilleure en introduisant d'autres techniques complémentaires comme, par exemple, l'humidification. Cette étude incite vivement à l'intégration de cette tour à vent écologique et à faible coût, ayant une stratégie à énergie renouvelable dans la conception architecturale des projets après amélioration.

En 2009 en Brésil, ROSA, José Francisco Vilela, [5], s'est intéressé à l'évaluation des performances d'un panneau poreux formé d'argile utilisé dans un système de rafraîchissement passif figure (1.21 - 1.22). Le Brésil est un pays qui a la plus grande production et exportation de produits animale, cela est dû probablement à la technologie très développée des systèmes de climatisation utilisés dans les hangars d'élevage

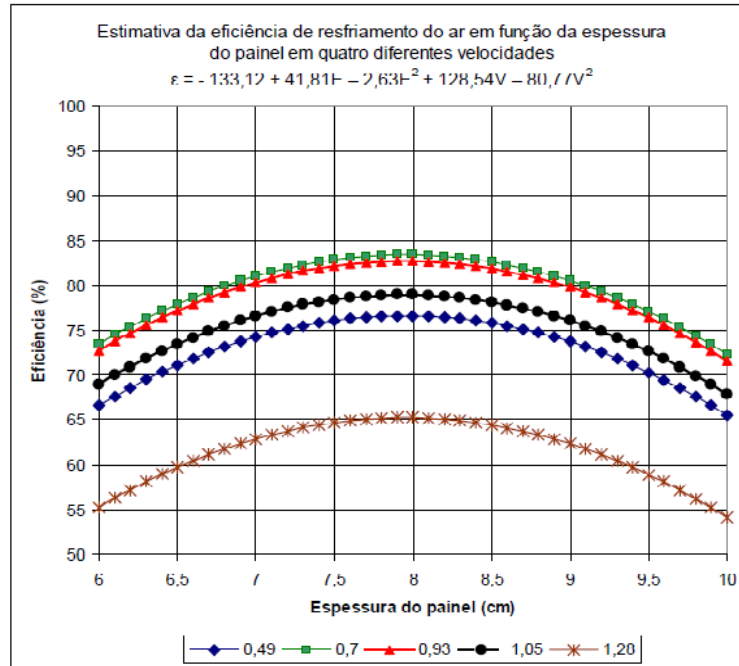
Le but de ce travail été de trouver un model qui permis de dimensionner le panneau en épaisseur et granulométrie formé d'argile figure (1.20), et le comparer avec les panneaux commerciales utilisés. Les résultats ont été analysés en utilisant deux granulométries à plusieurs épaisseurs.



**Figure (1.20) : structure granulométrique d'argile utilisée [5]**

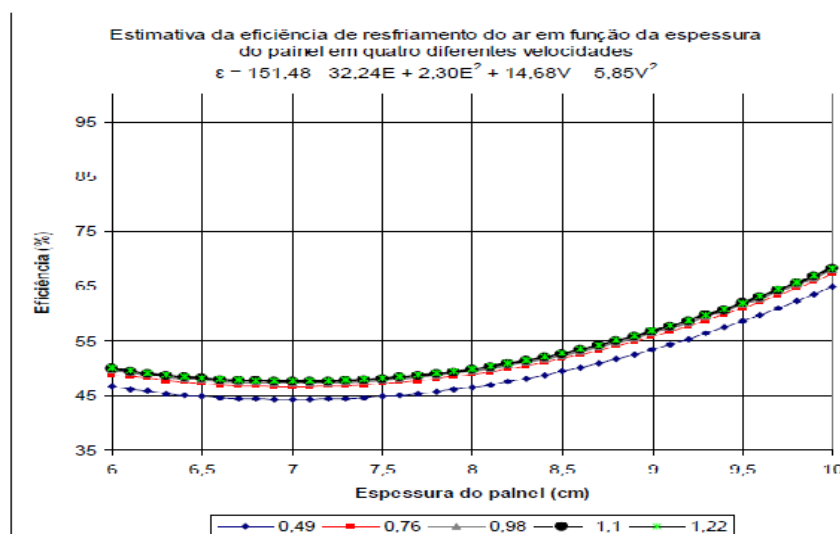
**Caractéristiques physique de l'argile étudié :**

- Masse spécifique apparente : 353 (kg/m<sup>3</sup>)
- Masse spécifique à sec : 345 (kg/m<sup>3</sup>)
- Masse spécifique à saturation : 610 (kg/m<sup>3</sup>)
- Diamètre maximal : 25 (mm)
- Absorption : 8,3 (% vol / 24h)



**Figure (1.21) :** Variation du coefficient de performance en fonction de l'épaisseur pour une granulométrie de type « 1 » [5]

Les résultats expérimentaux ont montrés que les meilleures performances ont été obtenues avec l'argile en granulométrie 1 figure (1.21), pour toutes les épaisseurs part rapport à la granulométrie 2 figure (1.22), tandis que pour la granulométrie 2, le meilleur résultat obtenu pour un coefficient de performance est réalisé avec une épaisseur de 10 cm pour la granulométrie de type 1, d'autre part, le meilleur résultat pour le coefficient de performance est également réalisé avec une épaisseur de 8.5 cm, pour une vitesse de l'air comprise entre 0.49 et 1.05 m/s.



**Figure (1.22) :** Variation du coefficient de performance en fonction de l'épaisseur pour une granulométrie de type « 2 » [5]

# CHAPITRE 2

LE CONFORT THERMIQUE ET  
LE CONDITIONNEMENT D'AIR



## 2.1- L'air humide

L'étude psychométrique de l'air et des propriétés thermodynamiques de l'air humide est largement utilisée pour l'analyse des changements des propriétés de l'air dans les processus de conditionnement de l'air.

La composition de l'air sec varie suivant la situation géographique, la quantité de la vapeur d'eau contenu dans l'air humide qui varie entre 0.05 et 3g en rapport massique a une température de 38 °C. La variation de la quantité de la vapeur d'eau dans l'air humide a une influence critique sur ces caractéristiques, l'équation d'état pour un gaz idéal qui décrit la relation entre les propriétés thermodynamiques de l'air sont gouvernés par la relation :

$$PV = M R T \quad (2.1)$$

Où,

- P : pression du gaz (Pa)
- V : volume spécifique ( $m^3$ )
- R : constante des gaz parfaits
- T : température absolue du gaz
- M : masse du gaz

L'équation des gaz parfaits est utilisée dans les calculs et le développement des diagrammes psychométrique. Bien que la contamination de l'air puisse sérieusement affecter la santé humaine, elle n'affecte pas les propriétés thermodynamiques de l'air humide.

L'air humide peut être traité comme un mélange d'air sec et vapeur d'eau, en appliquant la loi de dalton à l'air humide tel que :

$$P_{at} = P_a + P_w \quad (2.2)$$

Avec,

- $P_{at}$  : pression de l'air humide
- $P_a$  : pression de l'air sec
- $P_w$  : pression de la vapeur



## 2.2- Propriétés et grandeur de l'air humide :

En climatisation, il est d'usage de travailler avec les débits massiques  $q_m$  (en kg/s ou kg/h), que les débits volumiques  $q_v$  (en m<sup>3</sup>/s or m<sup>3</sup>/h) qui varient avec la température (1kg d'air augmente en volume avec la montée en température).

### 2.2.1- Température sèche en °C – « Dry bulb temperature » :

C'est la température réelle de l'air humide observée à l'aide d'un thermomètre ou d'un capteur de température, elle est indiquée par un thermomètre non affecté par l'humidité d'air.

### 2.2.2- Température humide en °C – « Wet bulb temperature » :

C'est la température enregistrée par un thermomètre où le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau. Les températures humides sont toujours inférieures aux températures sèches, le seul cas, où elles sont identiques est avec une humidité relative à 100 %.

### 2.2.3- Température adiabatique de saturation – « Adiabatic saturation temperature » :

Température à laquelle l'air humide peut être apporté à saturation adiabatique par l'évaporation d'eau, c'est à dire à la température humide (aucun gain ou perte de la chaleur aux environnements)

### 2.2.4- Température de rosée en °C – « Dew point temperature » :

C'est la température à partir de laquelle la vapeur d'eau contenue dans l'air humide commence à se condenser au contact d'une surface froide. Au cours d'un refroidissement, l'humidité spécifique et la pression partielle de la vapeur d'eau restent constantes.

### 2.2.5- Humidité spécifique ou humidité absolue ou teneur en eau – « Humidity ratio, moisture content, mixing ratio, or specific humidity » :

C'est la masse d'eau (liquide, solide, vapeur) contenue dans un kg d'air sec. Ce poids d'eau reste constant lorsque la température ambiante varie sous réserve qu'elle ne tombe pas en dessous de la température de rosée. Si la température tombe en dessous du point de rosée, une partie de cette masse d'eau va se condenser sous forme de gouttelettes sur les parois les plus froides.

### 2.2.6- Humidité relative en % - « Relative humidity » :

C'est le rapport de la masse de la vapeur d'eau contenue dans une certaine quantité d'air humide à la masse de vapeur qu'elle pourrait contenir si elle était saturée à la même température, à 100%, l'air est complètement saturé, à 50%, l'air contient la moitié de ce qu'il pourrait avoir s'il était saturé à la même température. Quand le taux d'humidité atteint 100% la formation de gouttelettes de liquide se produit sur les objets.

**2.2.7- Volume spécifique en m<sup>3</sup>/kg d'air – Specific volume :**

C'est le volume occupé par le poids d'un kilogramme d'air sec dans un ensemble de conditions spécifiques.

**2.2.8- Masse volumique en kg/m<sup>3</sup> d'air humide :**

C'est la masse d'un m<sup>3</sup> d'air humide, la pression du mélange (air sec + vapeur d'eau) est égale à la somme des pressions qu'aurait chacun des constituants s'il était seul à occuper le volume de l'ensemble. Donc dans un m<sup>3</sup> d'air humide, on retrouve la somme des masses de constituants, c'est la somme des masses volumiques de l'air sec et de la vapeur d'eau, aux pressions partielles et températures désignées.

**2.2.9- Enthalpie –« Enthalpy » :**

C'est l'énergie totale (chaleur) contenue dans le poids spécifique de l'air humide (par convention, considéré comme nul à 0°C). L'enthalpie inclut la chaleur sensible et la chaleur latente contenues dans l'air.

**2.2.10- Chaleur sensible et chaleur latente - « latent heat » :**

La chaleur sensible est la quantité de chaleur dans l'air dû à la température d'air. La chaleur latente est la chaleur dans l'air dû à l'humidité d'air. Après ceci, l'air avec la même quantité d'énergie peut être de l'air chaud sec (chaleur sensible élevée) ou de l'air humide rafraîchi (la chaleur latente élevée)

**2.2.11- Pression de vapeur – « Vapor pressure (P<sub>v</sub>) » :**

C'est la pression vapeur partielle dans l'air, cette pression est la même que la pression de vapeur saturante à la température de rosée.

**2.2.12- Pression de vapeur saturante (P<sub>vs</sub>) :**

C'est la pression de vapeur maximale que l'air peut supporter à une température donnée, la pression de vapeur saturante augmente avec la température.

**2.3- Echange de chaleur entre l'air et l'eau**

Quand de l'air est mis en contact avec l'eau à une température différente de la température de bulbe humide de l'air, il se produit un échange de chaleur en même temps que l'humidité entre l'air et l'eau.

Si l'eau est à une température supérieure à la température bulbe humide de l'air, sa température diminue et la température de bulbe humide de l'air monte parce que l'eau abandonne de la chaleur

dans l'air. De façon analogue, si l'eau est à une température inférieure au bulbe humide de l'air, la température de l'eau monte, tandis que la température de bulbe humide de l'air diminue.

Dans un échange de chaleur entre l'air et l'eau, la température de l'eau ne peut jamais descendre ou monter à la température de bulbe humide initial de l'air, quand de l'eau chaude et de l'air sont mis en contact, la température bulbe humide de l'air monte et la température de l'eau diminue ceci est indiqué par les courbe suivante :

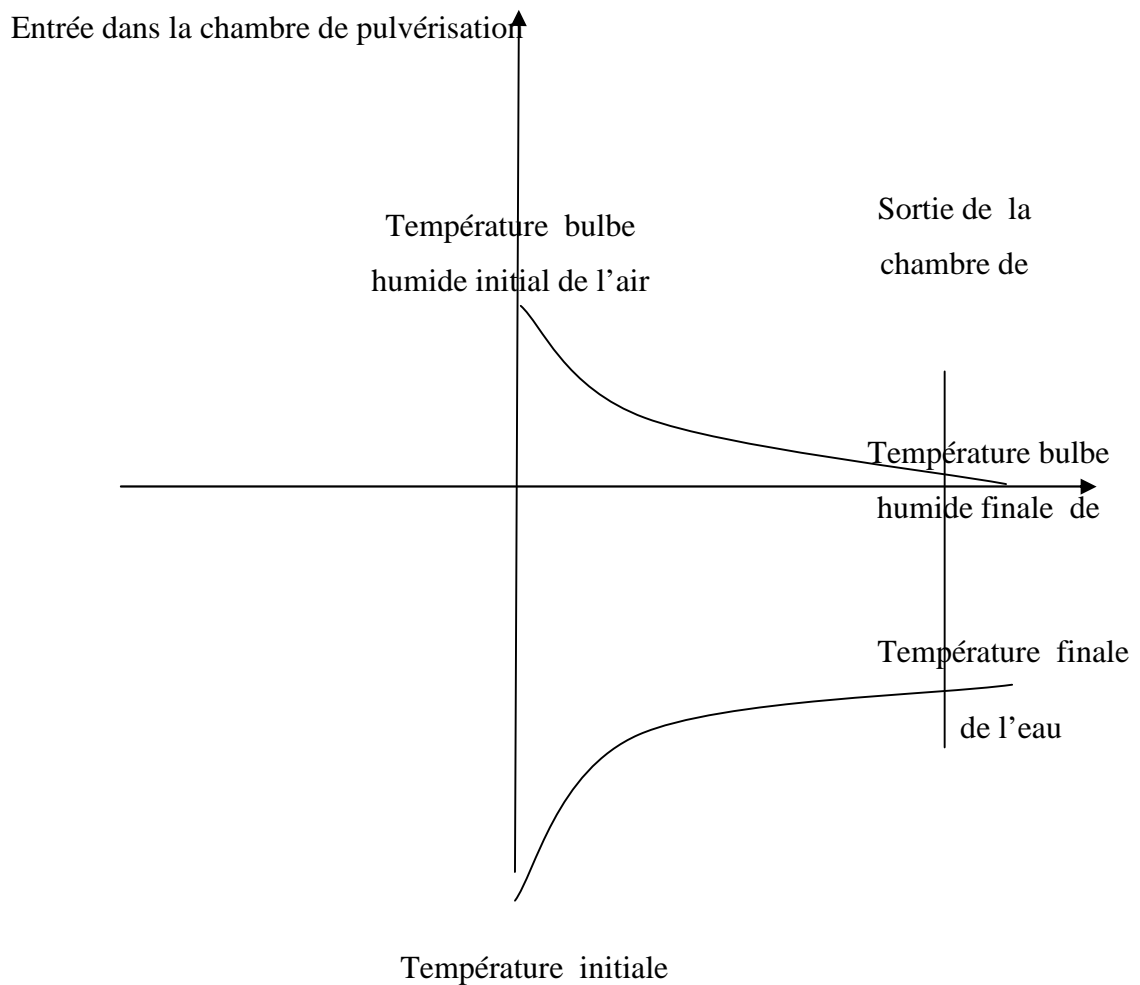
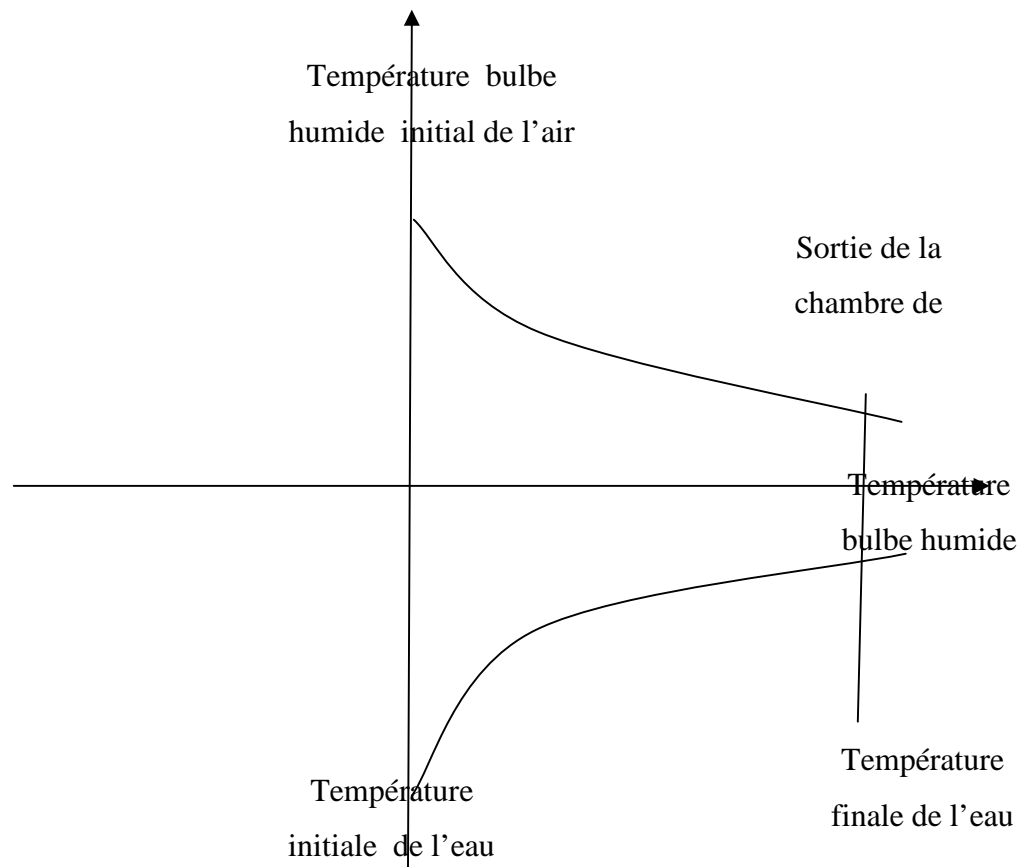


Figure (2. 1) : Réchauffement de l'air par pulvérisation de l'eau [6]

Entrée dans la chambre de pulvérisation



**Figure (2.2) :** Refroidissement de l'air par évaporation d'eau [6]

La température finale de l'eau est toujours plus élevée que la température de bulbe humide finale de l'air, inversement la température finale de l'eau doit aussi être supérieure à la température bulbe humide finale de l'air. Quand on refroidit de l'air avec de l'eau froide, la température de bulbe humide de l'air diminue et la température de l'eau monte, la température finale de l'eau est toujours inférieure à la température finale bulbe humide de l'air. Et par suite, la température finale de l'eau doit aussi être inférieure à la température bulbe humide initiale de l'air.

#### 2.4- Le confort thermique et le conditionnement d'air

Le conditionnement de l'air est le contrôle simultané de la température et de l'humidité, le déplacement et la quantité de l'air dans un espace déterminé. L'utilisation de l'espace conditionné détermine les paramètres de l'air à maintenir. Le conditionnement de l'air est capable de fournir des conditions atmosphériques très diverses quelque soit les variations des conditions atmosphériques extérieurs

Les gammes des températures et d'humidités utilisées pour le conditionnement de l'air dans un espace donné dépendent de la saison en cours. L'objet du conditionnement de l'air est d'aider le corps humain à contrôler son régime de refroidissement, cela est vrai aussi bien pour l'hiver que pour l'été qui s'efforce d'augmenter le régime de refroidissement en été et le diminuer en hiver.

Il est possible de déterminer un équilibre thermique pour le corps humain et d'étudier les façons dont le régime de refroidissement du corps peut être contrôlé avec des règles rigides et fixes qui pourraient s'appliquer dans toutes les conditions, pour que la majorité des occupants d'une salle éprouve une sensation de confort.

Le rafraîchissement évaporatif est un processus naturel qui entraîne l'abaissement de la température et l'augmentation de l'humidité par un phénomène de transfert de masse et de chaleur entre l'air et l'eau. Récemment le système de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau est utilisée en plusieurs applications, pour satisfaire le confort humain dans les grande surfaces l'humidification industriel, les hangars d'élevages caprins, d'ovins et d'avicole.

Ces système sont adaptés avec succès dans le domaine de conditionnement d'air avec des charges moins élevées comme pour l'utilisation industriel ou commercial ou l'utilisation du conditionnement d'air conventionnel qui impose des contraintes économique et écologique.

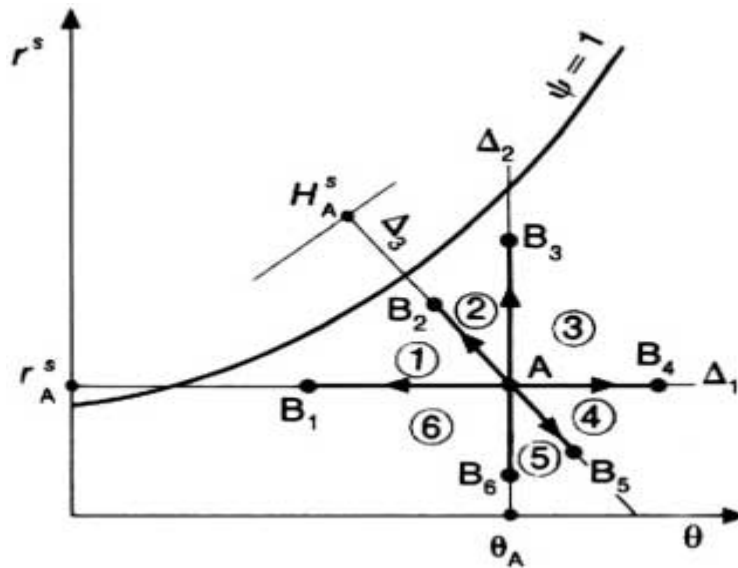
Autres avantages de l'utilisation de ces systèmes, est la faible consommation d'énergie part rapport au système conventionnels, le montage et la maintenance sont moins chers, les installations sont simples et peuvent être intégrés avec les systèmes existants facilement et ne présente aucun risque pour l'environnement, l'utilisation intégral de l'air frais permet de réduire le problème de bactéries et champignons.

## 2.5- Synthèse des conditions d'évolution de l'air

Les diverses évolutions possibles de l'air peuvent être représenté sur le diagramme psychométrique figure (2.3)

- ✓ au-dessus de la droite  $\Delta_1$  correspondant à  $r_A^S$ , il y a eu humidification de l'air
- ✓ au-dessous de la droite  $\Delta_1$ , il y a eu déshumidification de l'air
- ✓ à droite de la droite  $\Delta_2$ , correspondant à  $a$ , il y a eu élévation de température de l'air (échauffement)
- ✓ à gauche de la droite  $\Delta_2$ , il y a eu abaissement de température de l'air (refroidissement)
- ✓ au-dessus de la droite  $\Delta_3$ , correspondant à  $H_A^S$ , il y a eu apport de chaleur à l'air humide

- ✓ au-dessous de la droite  $\Delta_3$ , il y a eu prélèvement de chaleur à l'air humide



**Figure 2.3 :** Synthèse des conditions d'évolution de l'air [7]

Les transformations ci-dessus correspondent :

- ✓  $AB_1$  : au refroidissement purement sensible (qui peut se faire sur une batterie froide sèche)
- ✓  $AB_2$  : à l'humidification adiabatique (laveur adiabatique)
- ✓  $AB_3$  : à l'humidification isotherme (purement latente comme celle se produisant dans les humidificateurs à vapeur)
- ✓  $AB_4$  : à l'échauffement purement sensible (batterie chaude)
- ✓  $AB_5$  : à la déshumidification adiabatique (absorbant)
- ✓  $AB_6$  : à la déshumidification isotherme (purement latente)

Si le point final B résultant de l'évolution de l'air est :

- ✓ dans l'angle ①, il y a eu humidification avec prélèvement de chaleur et refroidissement.
- ✓ dans l'angle ②, il y a eu humidification avec apport de chaleur mais refroidissement de l'air
- ✓ dans l'angle ③, il y a eu humidification avec apport de chaleur et échauffement.
- ✓ dans l'angle ④, il y a eu déshumidification avec apport de chaleur et échauffement
- ✓ dans l'angle ⑤, il y a eu déshumidification avec soustraction de chaleur mais échauffement
- ✓ dans l'angle ⑥, il y a eu déshumidification et refroidissement.

## 2.6 - Les différents systèmes de rafraîchissement

### 2.6.1- Systèmes à humidification :

Le rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau est un processus de traitement de l'air qui utilise l'évaporation de l'eau pour refroidir l'air chaud directement ou indirectement.

On distingue les systèmes à évaporation directe dans lesquels l'air est en contact direct avec l'eau (systèmes à pads ou à buses), et à évaporation indirecte à travers un échangeur évaporatif (échangeur à plaques, à tubes et rotatif), dont le principe de cette méthode est basé sur les transferts sensibles et latents de chaleur.

Dans un humidificateur direct, l'écoulement d'air non saturé est mis en contact avec de l'eau froide. Ainsi, l'eau s'évapore et puise sa chaleur latente dans l'air qui voit sa température sèche décroître et son humidité augmenter tout en conservant une enthalpie quasiment constante. La température minimale qui peut être atteinte est la température humide de l'air entrant.

Dans un échangeur évaporatif indirect, l'air soufflé est séparé de l'air repris dans lequel de l'eau est vaporisée, dans ce cas, cet air transmet de la chaleur à l'air refroidi et son enthalpie diminue.

L'efficacité d'un système évaporatif, est le rapport entre la variation réelle de température et la variation théorique maximale que la température sèche peut subir. Dans ce dernier cas, la température de sortie sera égale à la température humide de l'air entrant.

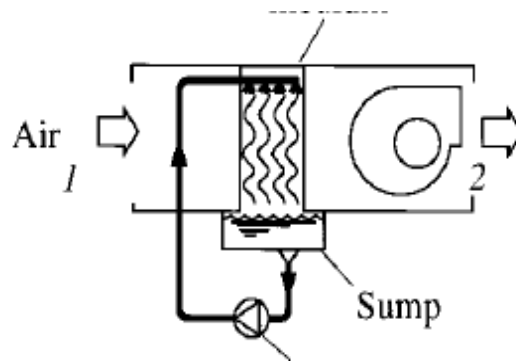
L'efficacité d'un évaporatif direct est de l'ordre de 90% alors que celle d'un système évaporatif indirect varie entre 70 % et 80%. En cas de contact avec l'eau, l'air chaud cède sa chaleur sensible à l'eau, ce qui entraîne la diminution de sa température qui à son tour reçoit cette chaleur qui sert à évaporer une quantité d'eau, donc chaleur latente de vaporisation.

Ce système de traitement de l'air peut fournir la moitié des besoins annuels de conditionnement d'air, on distingue trois types de système de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau

1. système d'évaporation direct
2. systèmes d'évaporation indirecte
3. systèmes mixtes

### **2.6.2- Système d'évaporation direct**

Dans ce processus, l'air chaud en provenance de l'extérieur vient directement en contact avec le milieu humide ou l'eau pulvérisée. L'air entre directement par le point 1 et sort par le point 2 figure (2.4), la chaleur latente de vaporisation absorbée par l'eau pour s'évaporer abaisse la température de l'air et augmente son humidité

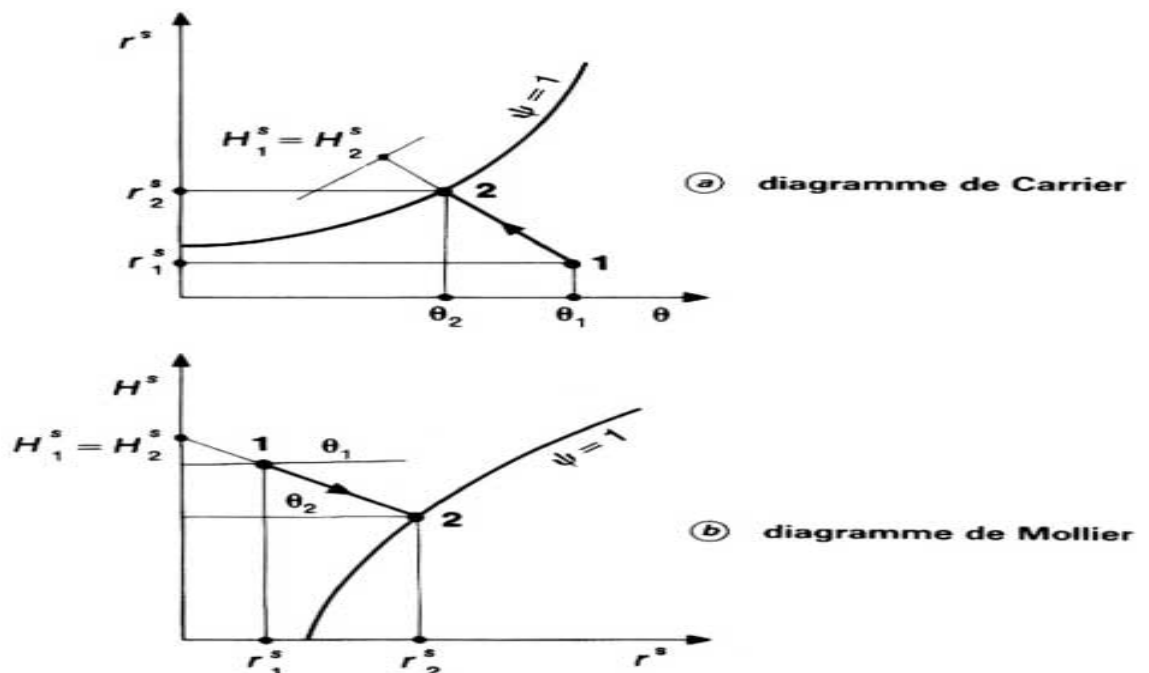


**Figure 2.4 :** système de rafraîchissement direct [8]

### 2.6.3- Système d'évaporation indirecte

Dans ce processus, l'air primaire à refroidir est séparé du milieu humide par une plaque ou un tube, et n'entre pas en contact directe avec le liquide qui s'évapore, un air secondaire traverse le milieu humide, l'eau s'évapore et extrait la chaleur de l'air primaire à travers une paroi. Le rôle de l'air secondaire est de refroidir la surface humide et d'absorber la vapeur d'eau figure (2.6).

Dans ce système, l'humidité de l'air primaire demeure constante, car il n'entre pas en contact directe avec le liquide qui s'évapore, ce processus est représenté par la ligne ((1\_\_\_\_2) sur le diagramme psychométrique décrit par la figure (2.5).



**Figure 2.5 :** schématisation du processus de rafraîchissement direct sur le diagramme psychométrique de l'air [7]



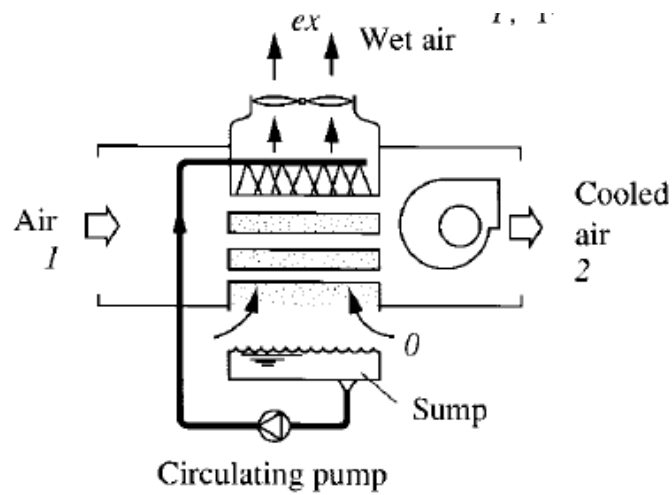


Figure 2.6 : principe de fonctionnement d'un système de rafraîchissement indirect [8]

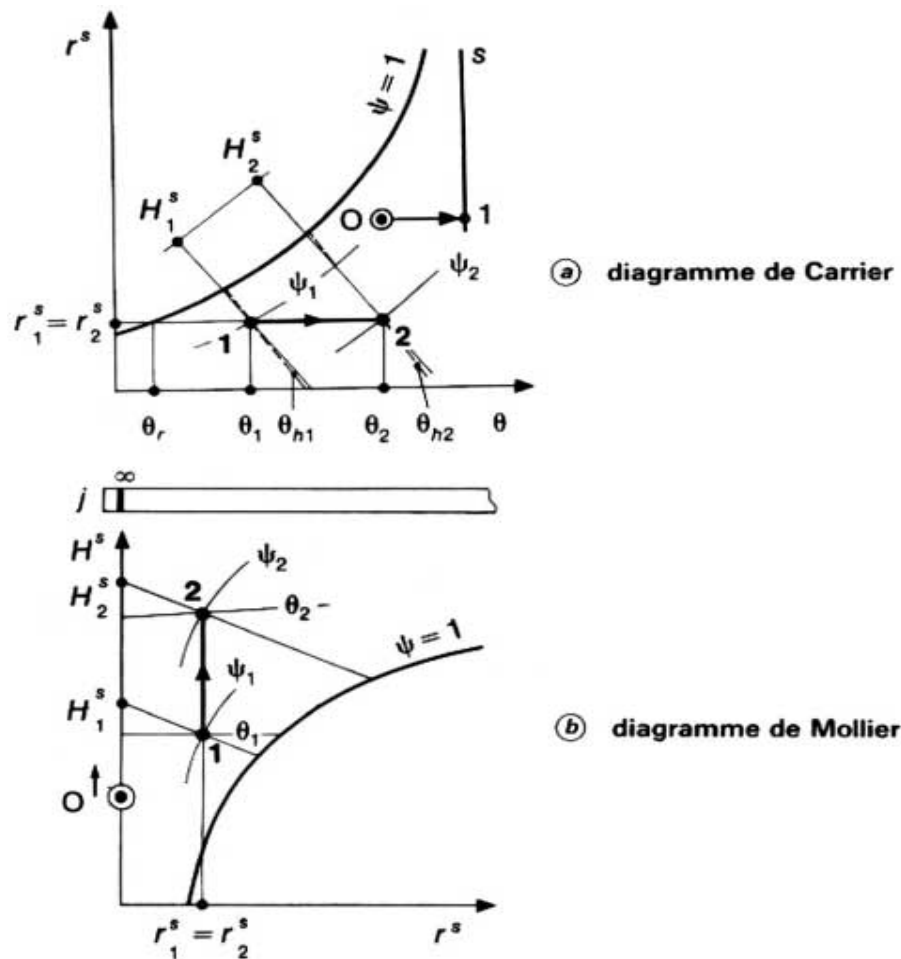
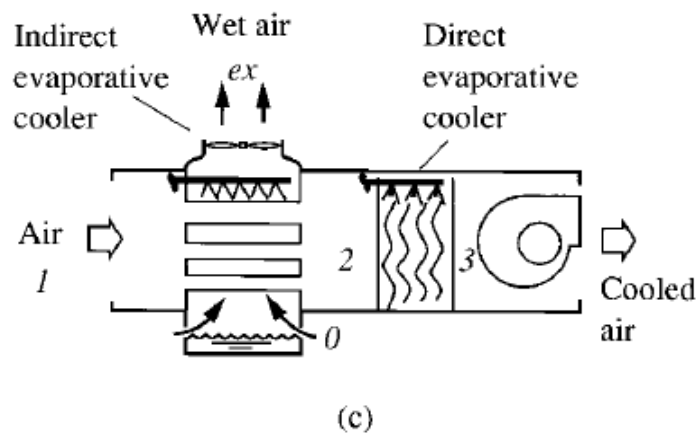


Figure 2.7 : Représentation du processus de rafraîchissement directe sur le diagramme psychométrique de l'air [7]

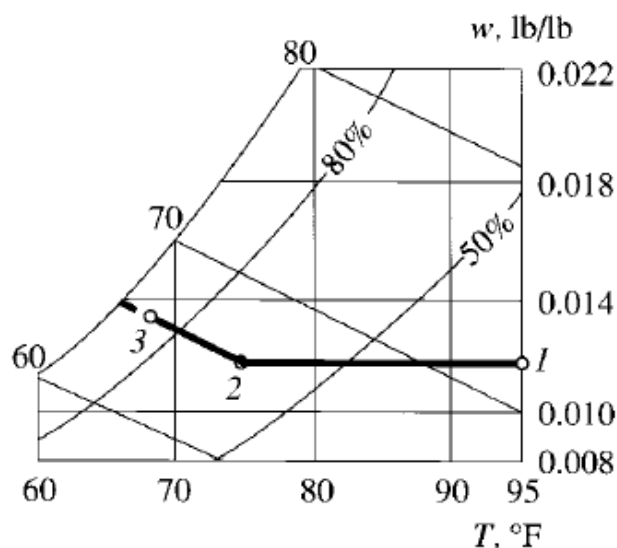
**2 6.4- Système mixte**

Il s'agit d'un système de rafraîchissement d'air par évaporation à deux étape indirecte-directe. Quand de l'air froid à la sortie d'un système de rafraîchissement d'air par évaporation est à une température de 21 °C et une humidité relative de 60 à 80 %, il est intéressant d'en ajouter un système de rafraîchissement d'air dans le but d'abaisser la température de l'air froid et une augmentation de l'humidité relative. L'humidité relative élevée d'un air froid soufflé peut être acceptable pour une température élevée.

Par rapport à un système indirect, avec une seule étape, le système indirect à deux étapes, dans un système de rafraîchissement d'air par évaporation à deux étapes, on a toujours un système directe connecté en série après un système indirect pour former un système de rafraîchissement d'air par évaporation à deux étapes avec le quel on peut obtenir une température de 19.5 °C est une humidité relative de 95 %, quand l'air d'entrée a une température bulbe sec de 33 °C et 21 °C de température bulbe humide .



**Figure 2.8 :** principe de fonctionnement d'un système de rafraîchissement mixte [8]



**Figur 2.9 :** Représentation du processus de rafraîchissement direct sur le diagramme

Psychrométrique de l'air [8]

Dans un système de rafraîchissement d'air par évaporation indirecte-directe à deux étapes, l'air est fourni à une température au voisinage de  $19.4^{\circ}\text{C}$ , et à avec une humidité relative de 95 % quand l'air extérieur est à une température de  $33.9^{\circ}\text{C}$  est une humidité relative de 66 %.

Pour ce système de rafraîchissement, le fonctionnement peut être suivant les deux modes directs ou indirects dans les conditions de température extérieure.

Parmi les avantages d'un système du rafraîchissement d'air par évaporation à deux étapes indirect-direct on cite :

- Alternative prometteuse des systèmes à réfrigération classiques quand les conditions climatiques extérieures sont favorables
- Un débit d'air extérieur important peut être traité
- L'humidité intérieure et mieux contrôler en hiver quand elle très basse à l'intérieur.

## CHAPITRE 3

Modèles analytiques régissant le transfert de chaleur  
et de masse dans une enceinte d'humidification  
d'air par évaporation d'eau (**evaporative pad**)

### 3. MODELES ANALYTIQUES GOUVERNANTS LE TRANSFERT DE CHALEUR ET DE MASSE DANS UNE ENCEINTE D'EVAPORATION A BASE DE FIBRES DE PALMIER

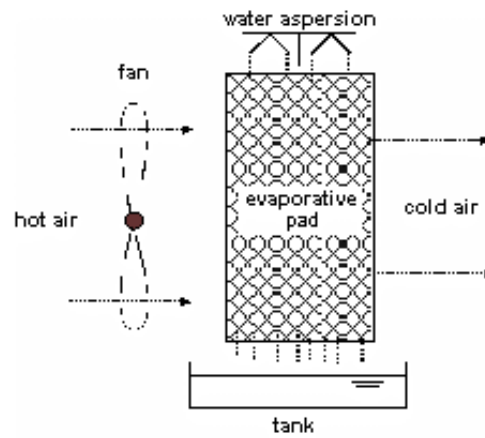
**3.1. Hypothèses :** dans cette présente étude, le modèle analytique admet les hypothèses simplificatrices suivantes :

- ✓ L'épaisseur de la cellulose étant faible, on considère que l'inertie thermique de l'enceinte (evaporative pad) fig(3.1) contenant les fibres de palmier est négligeable dans les régimes d'échanges considérés, par conséquent les transferts de chaleur et de masse ne concernent que l'eau et l'air.
- ✓ Les deux fluides circulent à courants croisés sur toute la longueur de l'enceinte (evaporative pad). Fig(3.1)
- ✓ Le transfert de chaleur et de masse est bidimensionnel, avec une invariance dans le sens de la largeur « y »
- ✓ Dans le bilan de conservation de l'énergie, on néglige la chaleur sensible associée au débit d'eau évaporée devant les autres flux d'énergies mis en jeu.
- ✓ Les parois de l'enceinte (evaporative pad) sont protégées du rayonnement extérieur par un isolant, seuls interviennent les échanges convectifs avec l'air ambiant.

On retiendra qu'il s'agit d'une configuration d'écoulement pour l'air qui est analogue à celle des liquides qui traversent des échangeurs à plaques industriels de type corrugations croisés. Les coefficients d'échanges sont extraits des données de mesures expérimentales sous la forme d'une corrélation entre nombre de Nusselt et nombres de Reynolds et de Prandtl.

Le principal phénomène dans un système de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau, est la conversion de la chaleur sensible en chaleur latente, l'air est refroidi par le transfert de masse et de chaleur, en forçant l'air à travers le milieu humide en utilisant un ventilateur de soufflage, une partie de la chaleur sensible de l'air est transmise à l'eau et se transforme en chaleur latente en évaporant une partie de cette eau.

Dans un système de rafraîchissement d'air par évaporation d'eau, le transfert de masse et de chaleur abaisse la température et augmente l'humidité, en gardant son enthalpie constante (rafraîchissement adiabatique). Dans un processus idéal, la température la plus basse qu'en peut atteindre est la température bulbe humide de l'air entrant, le rendement de ce système est défini comme le rapport entre l'abaissement réel de la température de bulbe sec de l'air et l'abaissement de température théorique maximal, si le rendement était à 100 et l'air soufflé était saturé.



**Figure : (3.1) :** schéma du système de rafraîchissement par évaporation d'eau contenant les fibres de palmier (*evaporative pad*) [8]

Dans l'étude du processus psychométrique, l'air sec est considéré comme un seul gaz et l'air humide comme mélange d'air sec et de vapeur d'eau.

L'humidité relative de l'air humide est exprimée par la relation :

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (3.1)$$

Où,

$P_v$  : étant la pression partielle de vapeur d'eau

$P_{vs}$  : est la pression de saturation à la température bulbe sec.

D'autre part l'humidité absolue est donnée par l'équation :

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.2)$$

Avec,  $PV = mRT$

$$w = \frac{\left(\frac{P_v \cdot V}{R_v \cdot T}\right)}{\left(\frac{P_a \cdot V}{R_a \cdot T}\right)}$$

Sachant, que la pression totale de l'air humide est exprimée par la somme de la pression partielle de la vapeur d'eau et celle de l'air sec :

$$P = P_v + P_a ,$$

Avec,  $R_v = 461,5 \text{ J/Kg K}$

$$R_a = 287 \text{ J/Kg K}$$

D'où on aura :

$$W = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (3.3)$$

L'Enthalpie de l'air humide est exprimée par :

$$H = C_p T + w \cdot h_{1v} \quad (3.4)$$

### 3.2. Analyse des bilans de transfert de chaleur et de masse dans l'enceinte d'évaporation

Les équations régissant les différents échanges sont déduits des bilans d'énergie et de masse. Les flux élémentaires d'enthalpies échangés entre l'air et l'eau ; est la somme du flux de chaleur sensible, dont le moteur est le gradient de température, et du flux de chaleur latente dont le moteur est le gradient de tension de vapeur

Considérons le débit d'air qui traverse la surface humide, le transfert de chaleur se passe si les températures de l'air et celle de la surface humide sont différentes  $T_a$  et  $T_s$ , de même, un transfert de masse a lieu si il ya une différence de concentration en vapeur d'eau entre l'air et le milieu humide  $w_a$  et  $w_s$

La chaleur sensible élémentaire échangée est donnée par :

$$\delta Q_s = h_c dA (T_s - T) \quad (3.5)$$

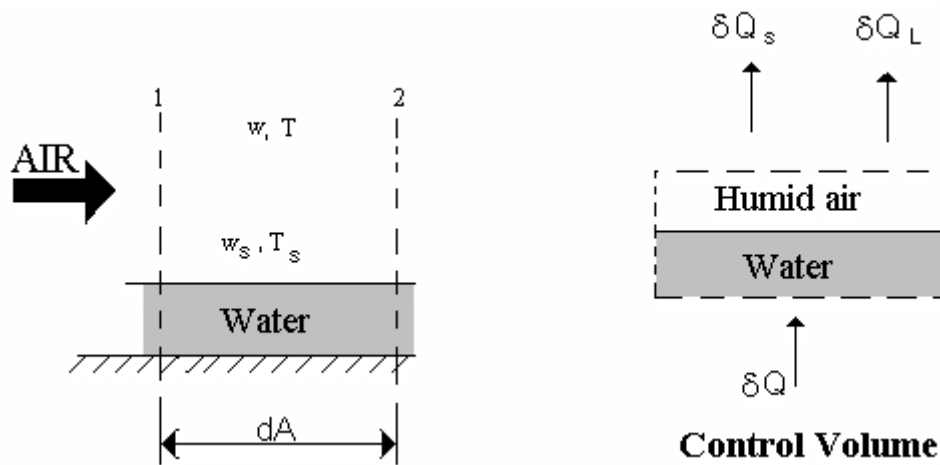
Où,  $h_c$  : est le coefficient de transfert de chaleur par convection.

A : la surface de transfert de chaleur mise en jeu.

$T_s$  : la température de la surface humide.

$T$  : la température de l'air au voisinage de la surface humide.

Le coefficient d'échange convectif  $h_c$  est déterminé à partir du nombre de Nusselt (Nu) qui peut être exprimé en fonction du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de Prandtl (Pr).



**Figure (3.2)** : schématisation des bilans énergétiques dans un volume de contrôle dans l'enceinte d'humidification par évaporation d'eau [8]

De la même manière, le flux de vapeur d'eau  $dm_v$  échangé entre le milieu humide et l'air est estimé par la relation suivante :

$$dm_v = h_m \cdot \rho_a \cdot dA \cdot (w_s - w) \quad (3.6)$$

Où,  $h_m$  : étant le coefficient de transfert de masse par convection.

$\rho_a$  : est la masse volumique de l'eau.

En analysant l'interface eau-air, la chaleur latente de vaporisation est déterminée par la loi de conservation d'énergie suivante :

$$\delta Q_l = \delta Q - \delta Q_s = h_{Lvs} \cdot dm_v \quad (3.7)$$

Où,  $\delta Q$  : est le flux de chaleur total.



$h_{Lvs}$  : l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau.

Par réarrangement des équations (3.5) ; (3.6) et (3.7) on obtient :

$$\delta Q = [h_c (T_s - T) + h_m \rho_a h_{Lvs} (W_s - W)] . dA \quad (3.8)$$

L'équation (3.8) montre que la chaleur totale transférée est la combinaison de deux parties, une originaire de la différence de température, l'autre de la différence d'humidité absolue. Le transfert de chaleur est causé par deux potentiels, ces deux potentiels peuvent être combinés par la relation de Lewis, donc le flux de chaleur total peut être exprimée par un seul potentiel qui est la différence d'enthalpie entre l'air au voisinage de la surface humide et le courant d'air frais

En utilisant l'enthalpie spécifique du mélange comme une seule enthalpie, **Moreira** a développé la formule suivante :

$$h_s - h = (h_{sa} - h_a) + (w_s \cdot h_{vs} - w \cdot h_v) \quad (3.9)$$

Où,  $h_{vs}$  : est l'enthalpie de la vapeur d'eau à température au voisinage de la surface humide.

$h_{sa}$  : enthalpie de l'air soufflé.

$h_a$  : enthalpie de l'air.

$h_v$  : enthalpie de la vapeur d'eau.

Avec l'hypothèse que l'air et la vapeur d'eau sont des gaz parfaits, on aura :

$$h_s - h = C_{pu} \cdot (T_s - T) + h_{vs} \cdot (w_s - w) \quad (3.10)$$

Où la chaleur spécifique de l'air humide ;  $C_{pu} = C_{pa} + w \cdot C_{pv}$

Où,  $C_{pa}$  : est la chaleur spécifique de l'air à pression constante.

$C_{pv}$  : La chaleur spécifique de la vapeur d'eau à pression constante

Sachant que dans les conditions normales nous avons :

$$C_{pa} = 1.006 \text{ KJ/Kg K} \quad \text{et} \quad C_{pv} = 1.805 \text{ KJ/Kg K}$$

De l'équation (3.10) on obtient :

$$T_s - T = \frac{(h_s - h) - h_{vs} \cdot (w_s - w)}{C_{pu}} \quad (3.11)$$

La combinaison de l'équation (3.7) et (3.11) donne :

$$\delta Q = \frac{h_c \cdot dA}{C_{pu}} \left[ (h_s - h) + \frac{(w_s - w)}{R_{Le}} \cdot (h_{Lvs} - R_{Le} \cdot h_{vs}) \right] \quad (3.12)$$

Où,  $R_{Le}$  : étant le nombre de Lewis adimensionnel donné par la relation suivante :

$$R_{Le} = \frac{h_c}{h_m \cdot C_{pu} \cdot \rho} \quad (3.13)$$

En supposant que la densité de l'air sec est proche de celle de l'air humide et tenant compte de la relation de Lewis, on obtient :

$$(h_{Lvs} - h_{vs}) \approx h_{Ls}$$

C'est aussi vérifier que le terme  $(w_s - w)$  est négligeable en présence de la différence de potentiel d'enthalpie spécifique  $(h_s - h)$ , donc, pour le terme entre crochet seulement le premier terme est significatif dans le même ordre du flux de chaleur total qui est causé par la différence d'enthalpie spécifique de l'air et de l'air saturé au voisinage de la surface humide qui est donné par :

$$\delta Q = \frac{h_c \cdot dA}{C_{pu}} [(h_s - h)] \quad (3.14)$$

La chaleur sensible transférée est donnée par :

$$\delta Q_s = m_a c_{pu} dT \quad (3.15)$$

Avec,  $\dot{m}_a$  : étant la masse du flux d'air des équations (3.5) et (3.15) on aura par conséquent :

$$\delta Q_s = h_c \cdot dA \cdot (T_s - T) = \dot{m}_a \cdot C_{pu} \cdot dT \quad (3.16)$$

En intégrant les deux parties de l'équation (4.16) :

$$\int_0^A \frac{h_c}{\dot{m}_a \cdot C_{pu}} \cdot dA = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(T_s - T)} \quad (3.17)$$

On obtient après intégration :

$$1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s} = e^{-\frac{hc}{\dot{m}_a \cdot C_{pu}}} \quad (3.18)$$

Le coefficient de performance étant défini par rapport :

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s} \quad (3.19)$$

Ou encore exprimé par la relation :

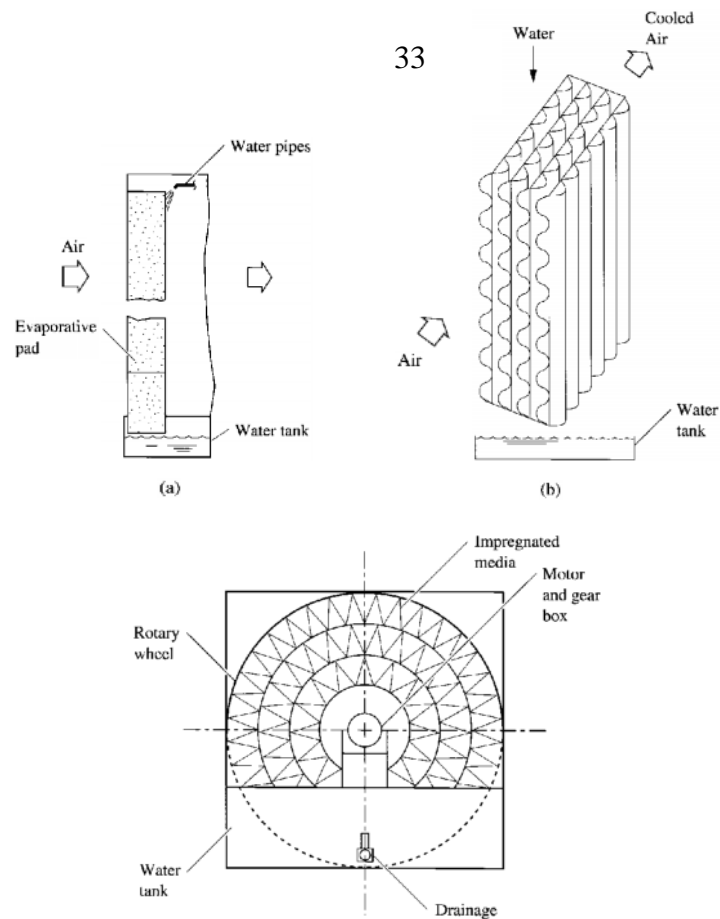
$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s} = 1 - e^{-\frac{hc}{\dot{m}_a \cdot C_{pu}}} \quad (3.20)$$

En analysant l'expression du coefficient de performance  $\varepsilon$  (3.20), on peut vérifier que pour un coefficient de performance de 100 %, l'air quittant l'enceinte d'humidification par effet d'évaporation d'eau (evaporative pad) a la température de bulbe humide de l'air entrant, pour cela on a besoin d'une large surface d'échange et un coefficient d'échange de chaleur très élevé et un bas transfert de masse.

### 3.3. Coefficient d'échange par convection dans l'enceinte d'évaporation:

Pour estimer le coefficient d'échange par convection dans l'interface d'humidification constituée de fibres végétales de palmier, par analogie aux échangeurs de chaleur rotatifs figure (3.3), on a employé une expression simple pour le calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection de la forme  $h_{air} = f(Re^{0.8} Pr^{0.33})$ , tel que :

$$h_{air} = 0.023 \left( \frac{K_a}{D_h} \right) Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.21)$$



**Figure (3.3) :** Modèle utilisé pour le calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection

[8]

Où,

$K_a$  : est la conductivité thermique de l'air ( $w / m^2 \cdot ^\circ C$ )

$D_h$  : le diamètre hydraulique d'un pore (m),

$$D_h = \frac{4A}{P}$$

Avec,  $A$  : la surface du passage de l'air frais ( $m^2$ )

$P$  : est le périmètre du passage de l'air frais (m)

Re : nombre de reynolds  $Re = \frac{v}{\nu} D_h$

Pr : nombre de prandtl  $Pr = \frac{c_p}{\lambda} \mu$

# CHAPITRE 4

Etude expérimentale

## 4.1. Introduction

Les données actuelles sur les différents composants des micro-climats (température ; humidité ; vitesse de l'air) proviennent principalement des mesures sur cite.

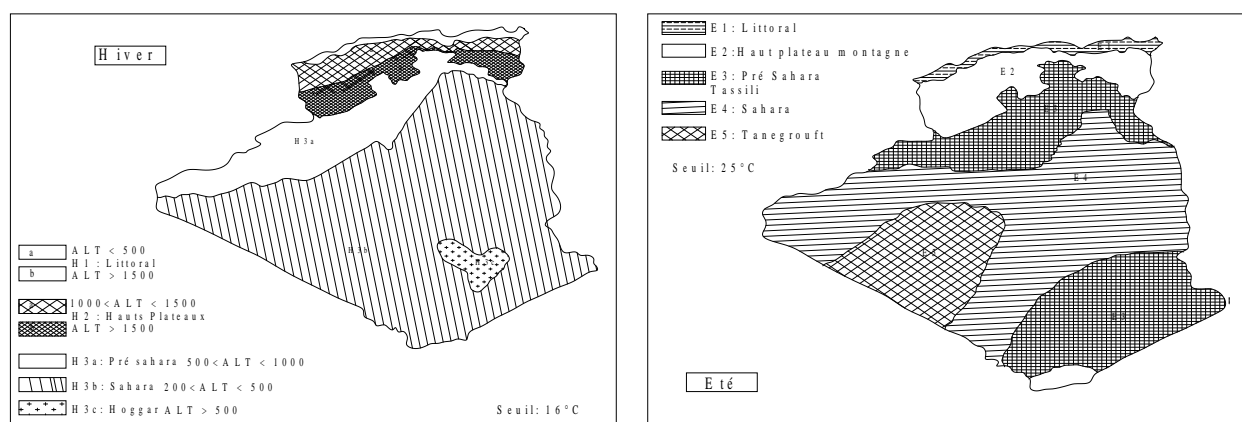
Sous la plupart des climats, les énergies naturelles qui chauffent, refroidissent, humidifient sont disponibles tout au long de l'année. L'astuce consiste à faire appel à ces énergies aux moments où elles participent au confort. Et puisque le temps ne s'adapte pas exactement à nos besoins, ce sont nos systèmes de conditionnement d'air qui doivent faire cet effort d'adaptation.

La prise de conscience de l'importance d'adapter nos systèmes aux contraintes climatiques par des moyens économiques nous a incitées à se référer aux principes de rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau à travers une interface d'humidification à base de fibre végétale d'origine de palmiers dattiers.

L'expérimentation et l'exploration des performances du système de rafraîchissement par humidification, fait l'objet de ce chapitre où seront définis, les critères du choix du cas d'étude. L'objectif de l'expérimentation, la description du modèle et la stratégie de la prise de mesure, ainsi que les outils utilisés pour la campagne de mesure. Ceci dans le but d'avoir des données sur les paramètres de confort analysés (température, humidité relative et vitesse de l'air) pour vérifier l'effet de rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau.

## 4.2. Climat de la ville de Biskra

La ville de Biskra, par sa situation géographique entre une latitude de  $34^{\circ}25' N$  et une longitude de  $05^{\circ}4' E$ . Elle s'élève à une altitude de 80 m figure (4.1), constitue le début du désert Algérien caractérisée par un climat semi aride très chaud et sec en été et un hivers très froid la nuit par rapport au jour appartenant à la zone E3 d'après la classification du ministère de l'habitat [9]



**Figure (4.1) : zones climatiques en Algérie Hiver/Eté ENAG, (1993). [9]**

### 4.3. Dispositif expérimental

Les expériences ont été effectuées pendant les mois de Novembre, Décembre et Janvier, dans le Hall technologique du département génie mécanique.

Pour le déroulement du protocole expérimental, un conduit en forme de tunnel est conçu et construit. La chambre comprend un conduit creux rectangulaire de dimension (0.3 m x 0.3m) sur une longueur de 1.50 m en feuilles de Plexy-glass transparent d'épaisseur 0.04 m (Figure 4.2).

Un ventilateur de soufflage est installé à l'extrémité avant du tunnel afin d'assurer un débit d'air réglable au moyen d'un potentiomètre.

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 (Figure 4.3) 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 à mesurer l'humidité relative et des thermomètres placés respectivement à l'entrée et 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.







**Figure (4.2) :** Banc d'essai expérimental avec ventilateur de soufflage de l'air



**Figure (4.3) :** enceinte d'humidification en bois  
Contenant des fibres végétales de palmier dattiers local

#### 4.3.1. Instruments de mesure utilisés

L'acquisition des paramètres climatiques (température, humidité relative et vitesse de l'air) est effectuée par le biais d'instruments de mesures à affichage digitale de type KIMO, il s'agit d'un anémomètre à hélice KIMO LV 110 pour mesurer la vitesse de l'air (0,25 à 35 m/s), et d'un hygro-

thermomètre pour mesurer l'humidité relative et la température de l'air avant et après la boîte ou l'enceinte d'évaporation de type KIMO HD 100 dont la plage de mesure pour l'humidité relative est compris entre 5 à 95 % et la température entre -20 à +70°C .



**Figure (4.4) :** Hygromètre type KIMO HD 100 (mesure de la température et l'humidité relative)

L'anémomètre est combiné d'un afficheur et une sonde anémométrique à hélice à double fonction de diamètre 10 cm, sert à mesurer les vitesses de l'air et la température exactement au point de mesure de la vitesse de l'air à la sortie du tunnel expérimental.



**Figure (4.5) :** anémomètre à hélice de type KIMO LV 110

#### 4.4. Facteurs climatiques mesurés :

Dans cette étude expérimentale, on s'intéresse à mesurer les facteurs climatiques à l'avant et après le panneau humide placé au milieu du tunnel d'écoulement de l'air destiné pour le rafraîchissement, le panneau qui est le siège du procédé d'humidification par effet d'évaporation d'eau est constitué de plusieurs couche de fibres de palmier dattier figure (4.6).

Les paramètres climatiques mesurés sont :

- La température de l'air à l'entrée du tunnel (avant le panneau de fibres) à la sortie du panneau en °C.

- L'humidité relative en %, respectivement avant et après le panneau de fibre à travers des orifices circulaire réalisées sur le coté latéral du tunnel.
- La vitesse de l'air en m/s, mesurée à la sortie du tunnel à travers un orifice circulaire dont le diamètre correspond à celui de l'hélice de l'anémomètre.

#### 4.5. Description de l'expérimentation

L'objectif de cette étude expérimentale est l'évaluation quantitative des performances pour un rafraîchissement avec une ventilation forcée. Les mesures sont effectuées en mois de décembre janvier et février, et vu la température basse de l'air ambiant on a chauffé l'air par le biais de deux séchoirs d'une puissance 1200 watts chacun, l'air chauffé extérieurement, est ensuite soufflé à travers le dispositif expérimental et on fait correspondre les températures aux différents moments de la journée chaque demi- heures, pour chaque épaisseur du fibre de palmier une fois le régime thermique est établie, on effectue une dizaine de mesures puis on calcul une moyenne.



**Figure (4.6) :** Structure de la fibre végétale du palmier dattier

Pour déterminer le diamètre hydraulique équivalent de la structure fibreuse végétale, on a déterminé expérimentalement le pourcentage du vide, en projetant l'image sur une feuille de papier millimétré, le calcul effectué sur un échantillon montre que la surface du vide moyenne représente approximativement 18,8 % de la surface totale.

#### 4.6. Résultats expérimentaux obtenus

Les manipulations effectuées sur le banc expérimental réalisé ont permis d'obtenir les tableaux de mesures suivants (4.1, 4.2 et 4.3) :

| Temps(h) | T <sub>e</sub> ( °C) | T <sub>i</sub> ( °C) | T <sub>h</sub> ( °C) | ϕ <sub>e</sub> (%) | ϕ <sub>i</sub> (%) | T <sub>eau</sub> (°C) | V (m/s) | ΔP( Pa) | ε    |
|----------|----------------------|----------------------|----------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|---------|---------|------|
| 8        | 23,48                | 18,13                | 15,21                | 38,07              | 59,33              | 15,33                 | 4,80    | 18,00   | 0,61 |
| 9        | 26,3                 | 19,81                | 17,43                | 30,50              | 54,93              | 16,67                 | 5,03    | 18,33   | 0,64 |
| 10       | 29,63                | 21,31                | 19,67                | 26,27              | 51,77              | 16,67                 | 5,10    | 18,67   | 0,74 |
| 11       | 32,72                | 22,77                | 21,57                | 20,43              | 47,87              | 17,00                 | 5,10    | 18,83   | 0,75 |
| 12       | 35,08                | 23,22                | 22,2                 | 15,20              | 41,87              | 17,67                 | 5,20    | 21,67   | 0,77 |
| 13       | 37,71                | 25,17                | 24,57                | 15,43              | 39,87              | 17,00                 | 5,10    | 18,83   | 0,72 |
| 14       | 41,63                | 27,14                | 25,67                | 11,27              | 31,57              | 16,77                 | 5,10    | 18,67   | 0,70 |
| 15       | 38,8                 | 26,63                | 24,43                | 16,54              | 38,77              | 16,67                 | 5,03    | 18,33   | 0,65 |
| 16       | 36,22                | 25,74                | 22,36                | 21,35              | 42,31              | 17,87                 | 5,20    | 21,67   | 0,66 |
| 17       | 33,43                | 24,31                | 21,41                | 24,86              | 47,89              | 17,07                 | 5,13    | 18,67   | 0,66 |
| 18       | 30,19                | 22,85                | 21,53                | 32,65              | 52,22              | 16,47                 | 5,15    | 18,33   | 0,64 |

**Tableau (4.1) :** paramètres climatiques mesurés en fonction du temps pour une épaisseur des fibres de palmier  $e = 03$  cm.

Avec,

T<sub>e</sub> : étant la température de l'air extérieur en °C.

T<sub>i</sub> : la température de l'air intérieur en °C.

T<sub>h</sub> : la température humide de l'air en °C.

ϕ<sub>e</sub> : l'humidité relative de l'air extérieur %

ϕ<sub>i</sub> : l'humidité relative de l'air intérieur %

T<sub>eau</sub> : température de l'eau d'arrosage (°c)

V : vitesse de l'air soufflé ( m/s )

ΔP : perte de charge ( pa)

ε : rendement du système



| Temps(h) | T <sub>e</sub> ( °C) | T <sub>i</sub> ( °C) | T <sub>h</sub> ( °C) | ϕ <sub>e</sub> (%) | ϕ <sub>i</sub> (%) | T <sub>eau</sub> (°C) | V (m/s) | ΔP( Pa) | ε    |
|----------|----------------------|----------------------|----------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|---------|---------|------|
| 8        | 24,07                | 17,2                 | 13,21                | 38,07              | 65,33              | 15,33                 | 4,80    | 18,00   | 0,63 |
| 9        | 28,8                 | 18,83                | 15,43                | 33,50              | 57,93              | 16,67                 | 5,03    | 18,33   | 0,75 |
| 10       | 33,63                | 3,17                 | 18,68                | 29,27              | 54,77              | 16,67                 | 5,10    | 18,67   | 0,70 |
| 11       | 35,7                 | 24,83                | 20,66                | 23,43              | 49,87              | 17,00                 | 5,10    | 18,83   | 0,72 |
| 12       | 38,7                 | 27,23                | 23,22                | 17,20              | 44,87              | 17,67                 | 5,20    | 21,67   | 0,74 |
| 13       | 40,77                | 29,13                | 25,57                | 15,43              | 39,87              | 17,00                 | 5,10    | 18,83   | 0,77 |
| 14       | 41,23                | 28,12                | 25,67                | 11,27              | 32,77              | 16,67                 | 5,10    | 18,67   | 0,74 |
| 15       | 39,04                | 29,23                | 25,21                | 21,50              | 37,93              | 16,67                 | 5,03    | 18,33   | 0,71 |
| 16       | 36,22                | 27,23                | 24,43                | 29,63              | 41,12              | 16,67                 | 5,10    | 18,67   | 0,76 |
| 17       | 32,34                | 25,14                | 22,43                | 32,08              | 47,84              | 17,67                 | 5,20    | 21,67   | 0,73 |
| 18       | 30,12                | 24,56                | 21,43                | 35,75              | 51,58              | 16,67                 | 5,03    | 18,33   | 0,64 |

**Tableau (4. 2) :** paramètres climatiques mesurés en fonction du temps pour une épaisseur des fibres de palmier  $e = 01$  cm

| Temps(h) | T <sub>e</sub> ( °C ) | T <sub>i</sub> ( °C ) | T <sub>h</sub> ( °C ) | ϕ <sub>e</sub> (%) | ϕ <sub>i</sub> (%) | T <sub>eau</sub> (°C) | V (m/s) | ΔP( Pa) | ε    |
|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|---------|---------|------|
| 8        | 25,07                 | 18,67                 | 16,22                 | 39,07              | 66,33              | 15,33                 | 4,80    | 18,00   | 0,72 |
| 9        | 27,8                  | 20,07                 | 17,43                 | 36,50              | 60,93              | 16,67                 | 5,03    | 18,33   | 0,75 |
| 10       | 31,63                 | 21,93                 | 18,67                 | 30,27              | 64,77              | 16,67                 | 5,10    | 18,67   | 0,75 |
| 11       | 35,7                  | 24,82                 | 21,13                 | 25,43              | 59,87              | 17,00                 | 5,10    | 18,83   | 0,75 |
| 12       | 38                    | 25,47                 | 20,84                 | 20,20              | 44,87              | 17,67                 | 5,20    | 21,67   | 0,73 |
| 13       | 40,7                  | 26,3                  | 21,57                 | 15,43              | 39,87              | 17,00                 | 5,10    | 18,83   | 0,75 |
| 14       | 42,63                 | 27,07                 | 21,27                 | 12,34              | 34,27              | 16,67                 | 5,10    | 18,67   | 0,73 |
| 15       | 37,8                  | 25,21                 | 20,32                 | 16,50              | 40,93              | 16,47                 | 5,03    | 18,33   | 0,72 |

|    |       |       |       |       |       |       |      |       |      |
|----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|------|
| 16 | 35,56 | 24,64 | 19,87 | 22,74 | 46,31 | 17,20 | 5,10 | 18,83 | 0,70 |
| 17 | 32,44 | 23,54 | 19,44 | 30,21 | 50,09 | 16,87 | 5,08 | 18,67 | 0,68 |
| 18 | 29,73 | 22,44 | 19,16 | 34,85 | 57,11 | 16,57 | 5,06 | 18,33 | 0,69 |

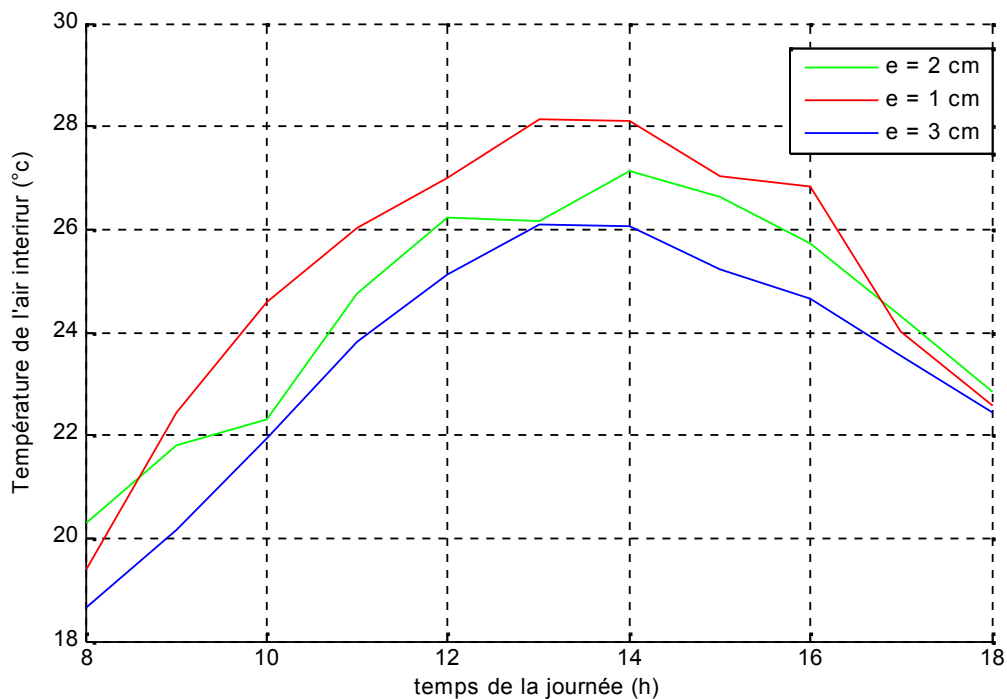
**Tableau (4.3) :** paramètres climatiques mesurés en fonction du temps pour une épaisseur des fibres de palmier  $e = 02$  cm

#### 4.7. Variation de la température de l'air intérieur

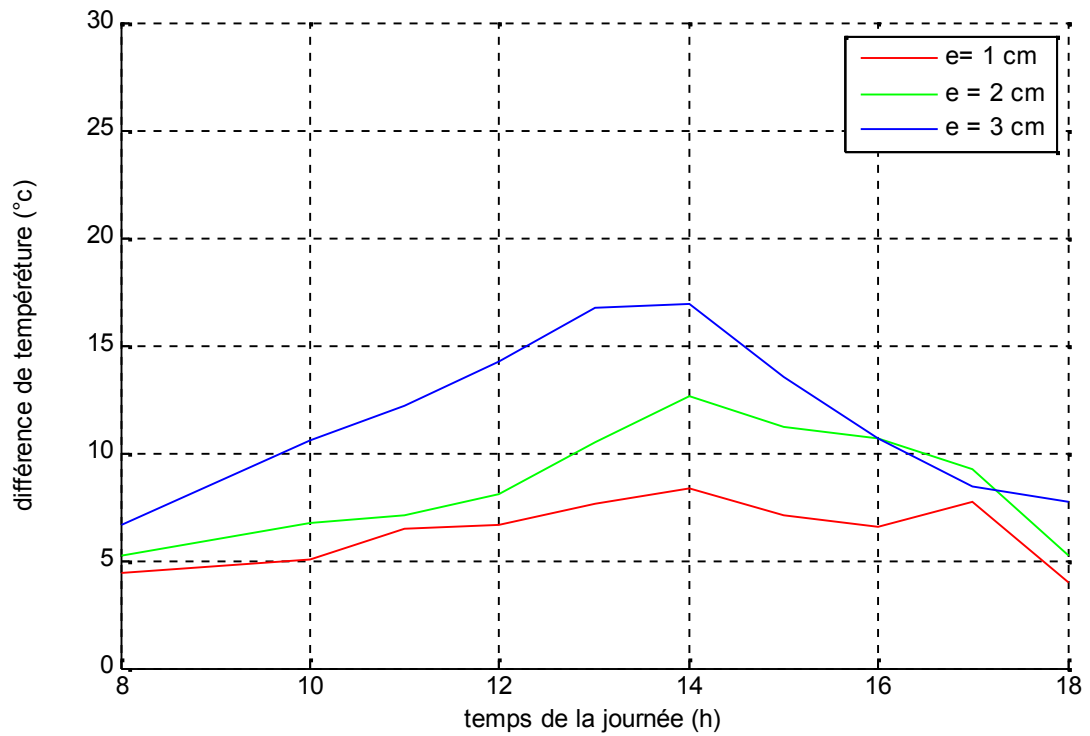
D'après les résultats indiqués dans le tableau (4.1), il a été remarqué qu'au fur et à mesure que le temps s'écoulait, la température de l'air intérieur augmente en même temps que celle de l'air extérieur. L'écart entre les températures extérieure et intérieure augmente pour atteindre son point culminant à 14h et diminue par la suite.

L'évolution de la température de l'air intérieur telle que représenté par la figure (4.7), montre que pour une épaisseur des fibres correspondant à 01 cm, la valeur de la température maximale est atteinte au point culminant de  $28,27^{\circ}\text{C}$ , alors qu'elle est  $29,13^{\circ}\text{C}$  pour l'épaisseur de 02 cm, tandis que pour l'épaisseur de 03 cm la température atteinte est  $27,07^{\circ}\text{C}$ .

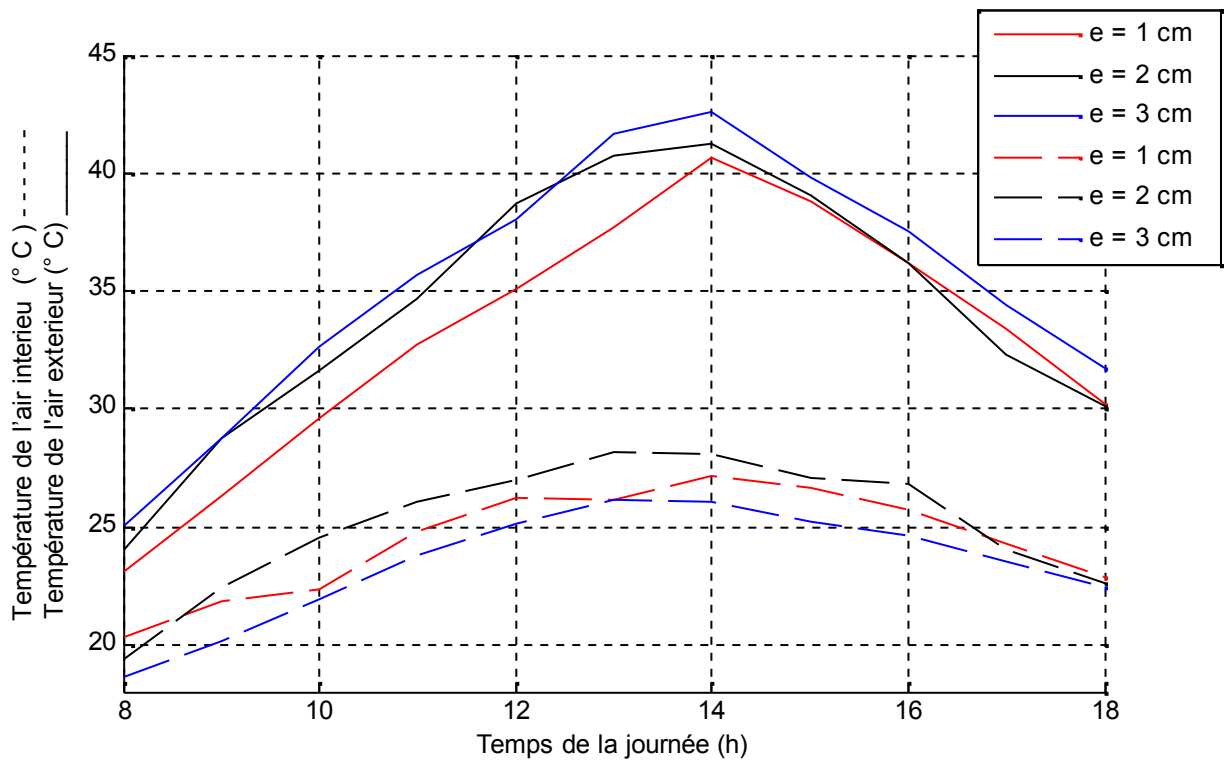
La différence de température atteint son maximum à 14H pour l'épaisseur de la fibre de palmier de 01 cm elle est de  $8,8^{\circ}\text{C}$  pour l'épaisseur de 2 cm elle est de  $12,55^{\circ}\text{C}$  pour l'épaisseur de 3cm elle est de  $16,34^{\circ}\text{C}$  ceci est représenté par la Figure (4.8).



**Figure (4.7) :** Variation de la température de l'air intérieur



**Figure (4.8) :** Variation de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur

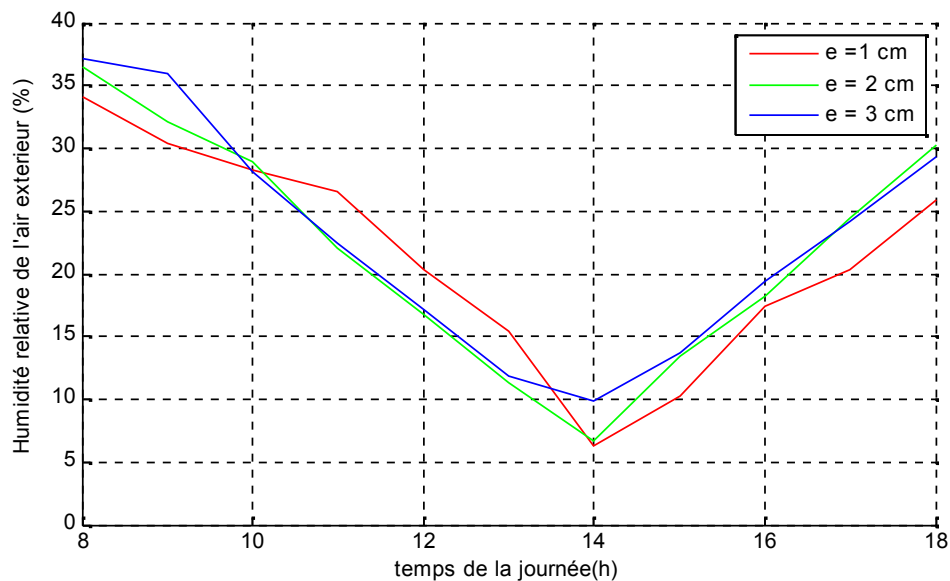


**Figure (4.9) :** Variation de la de température de l'air extérieur et l'air intérieur

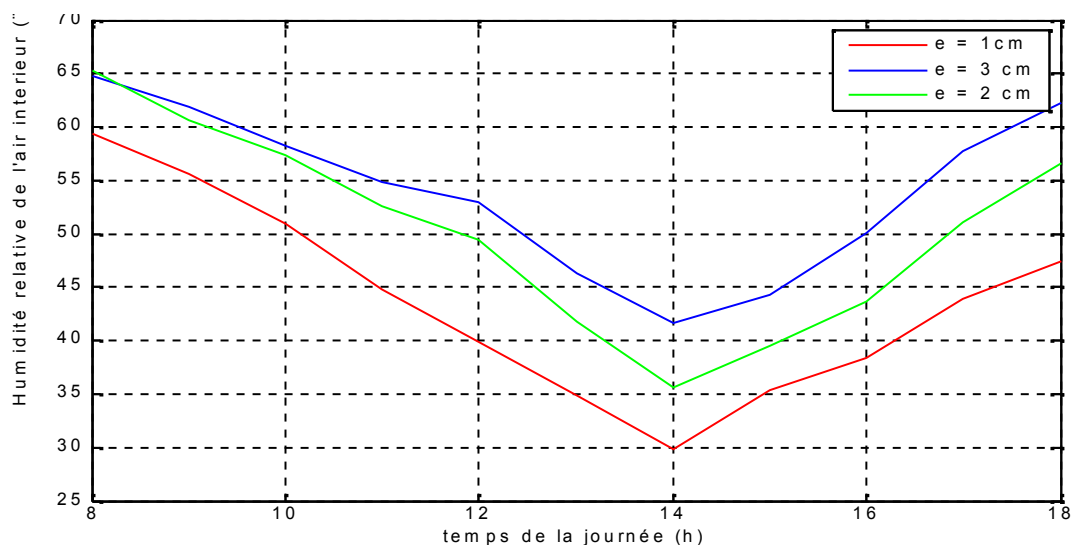
#### 4.8. Variation de la l'humidité de l'air

L'humidité est inversement proportionnelle à la température, l'humidité de l'air extérieur diminue jusqu'à atteindre un minimum quand la température est maximale pour atteindre 6 % pour la première journée d'essai, 7% pour la deuxième journée et 10% pour la troisième journée ceci est représenté par la Figure (4.10).

De même pour l'humidité de l'air intérieur, qui diminue jusqu'à atteindre un minimum quand la température est minimale pour l'épaisseur de 01cm de l'ordre de 30 %, alors que pour l'épaisseur de 02 cm, elle est de 36 %, finalement au environ de 43% pour l'épaisseur de 03 cm, ceci est représenté par la Figure (4.11).



**Figure (4.10) :** variation de l'humidité relative de l'air extérieur



**Figure (4.11) :** variation de l'humidité relative de l'air intérieur



#### 4. 9. Pertes de charges

Les pertes de charge augmentent avec l'épaisseur des fibres de palmier aussi bien qu'avec le débit d'air comme le montre la figure (4.12), pour l'épaisseur de 01 cm les pertes de charge varient de 26,3 Pa pour un débit d'air de 1,38 m<sup>3</sup>/h jusqu'à 30,5 Pa pour un débit d'air de 1,56 m<sup>3</sup>/h, alors que pour l'épaisseur de 02 cm, les pertes de charge varient de 30,7 Pa pour un débit d'air de 1,38 m<sup>3</sup>/h jusqu'à 36,5 Pa pour un débit d'air de 1,56 m<sup>3</sup>/h, enfin pour l'épaisseur de 03 cm les pertes de charge sont plus importantes qui varient de 32,4 Pa pour un débit d'air de 1,38 m<sup>3</sup>/h jusqu'à 37,8 Pa correspondant à un débit d'air de 1,56 m<sup>3</sup>/h.

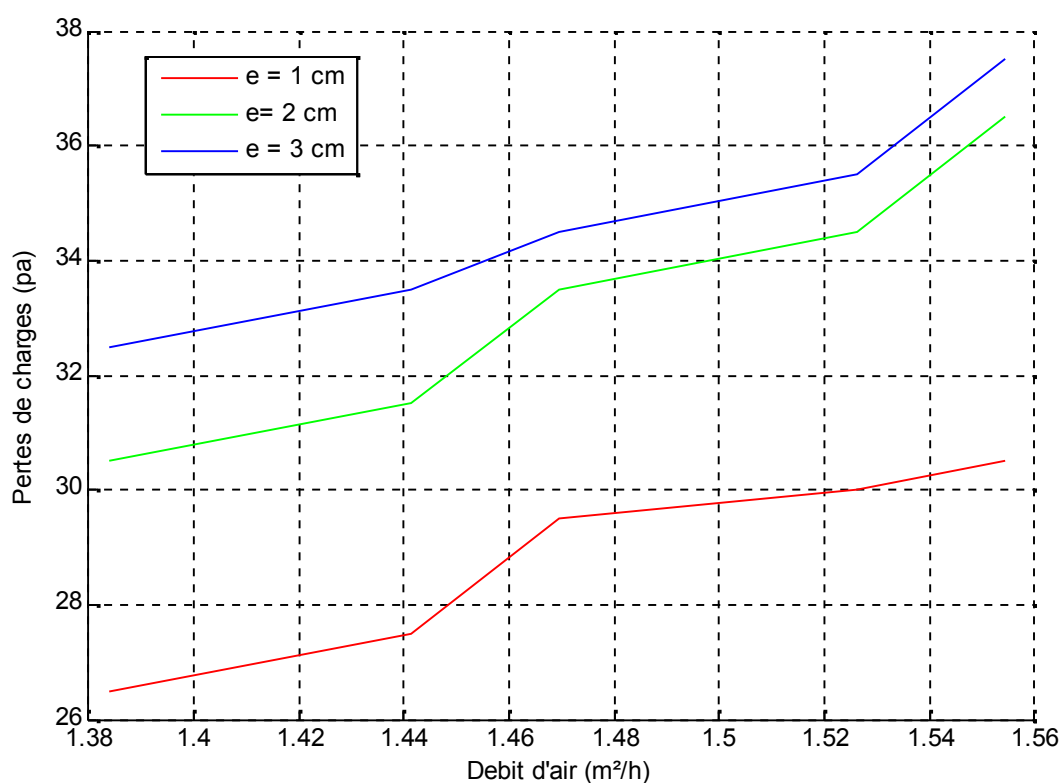
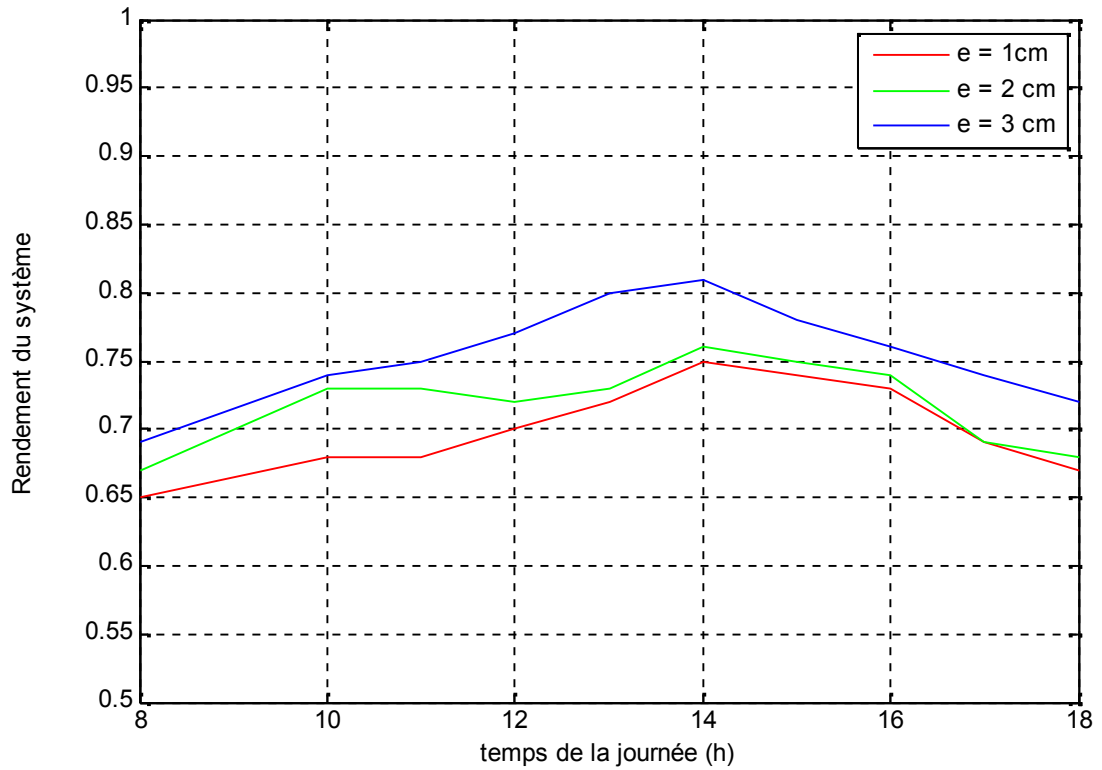


Figure (4.12) : variation des pertes de charge en fonction du débit

#### 4.10. Rendement du dispositif du rafraichissement

Pour le rendement du système, il atteint son maximum au environ de 14 Heure, quand la température de l'air extérieur est maximale, pour l'épaisseur de 01 cm le rendement varie de 0,65 pour atteindre 0,75 puis diminue jusqu'à 0,67, alors que pour l'épaisseur de 02 cm, le rendement varie de 0,67 à 0,76 puis diminue jusqu'à 0,68, finalement pour l'épaisseur de 03 cm, le rendement varie de 0,69 à 0,81 puis diminue jusqu'à 0,73 fig (4.13).



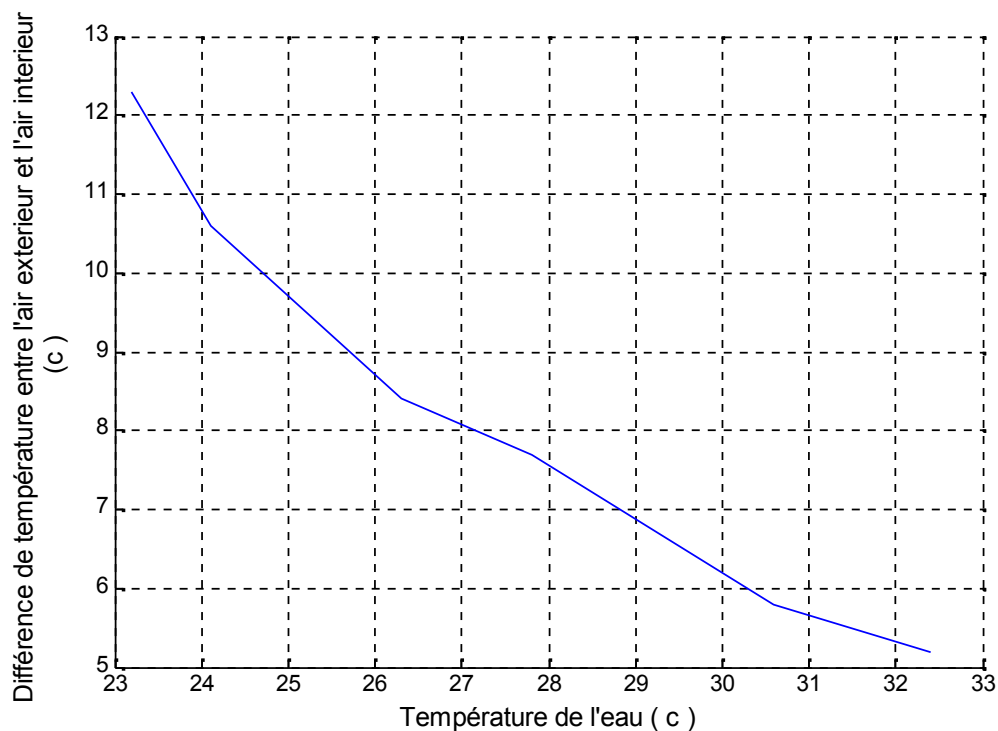
**Figure (4.13) :** variation du rendement en fonction du temps

#### 4.11. Variation de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur en fonction de la température de l'eau

| $\Delta T$ ( $^{\circ}\text{C}$ ) | $T_e$ ( $^{\circ}\text{C}$ ) |
|-----------------------------------|------------------------------|
| 12.3                              | 23.2                         |
| 10.6                              | 24.1                         |
| 8.4                               | 26.3                         |
| 7.7                               | 27.8                         |
| 5.7                               | 30.6                         |
| 5.2                               | 32.4                         |

**Tableau (4. 4) :** différence de température entre l'air extérieur

et l'air intérieur en fonction de la température de l'eau



**Figure (4.14) :** Variation de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur en fonction de la température de l'eau

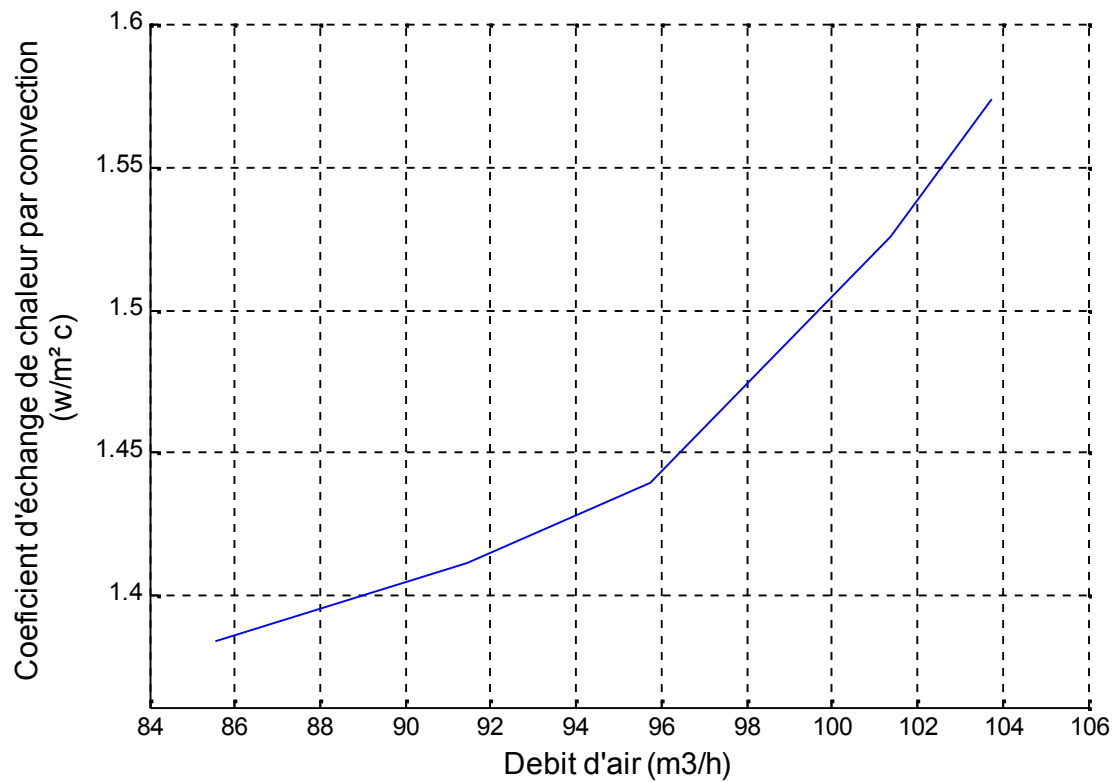
La différence entre la température de l'air extérieur et la température de l'air soufflé diminue avec l'augmentation de la température de l'eau de pulvérisation, Il sera plus efficace d'avoir de l'eau à une température assez fraîche pour améliorer le rendement du système

#### 4. 12. Variation du coefficient d'échange convectif avec le débit d'air

Le calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection se fait en fonction de la surface de passage de l'air déterminer comme suit Le calcul du pourcentage du vide a été déterminé expérimentalement en projetant l'image sur une feuille de papier millimétré la surface du vide représente 18 ,8 de la surface total

| Q ( $m^3/h$ ) | h (w / $m^2\cdot C$ ) |
|---------------|-----------------------|
| 1.3843        | 85.55                 |
| 1.41126       | 91.43                 |
| 1.43952       | 95.72                 |
| 1.52604       | 101.38                |
| 1.5743]       | 103.75                |

**Tableau (4. 5) :** coefficient d'échange h en fonction du débit d'air soufflé



**Figure (4.15) :** Variation du coefficient d'échange convectif avec le débit d'air

Le coefficient d'échange de chaleur par convection  $h$  augmente avec le débit d'air soufflé vu la quantité é de chaleur échangée qui devient de plus en plus importante quand le débit d'air soufflé augmente.

## **Conclusion générale**

Notre études a comme objectif d'évaluer la performance thermique du système de rafraichissement de l'air par évaporation d'eau ; dans la région de Biskra à climat chaud et semi aride.

Ce travail d'expérimentation menée sur un banc d'essai réalisé a l'université de Biskra avec les moyens disponibles.

Ce travail a pour but d'obtenir des conditions de température et d'humidité à l'intérieur des constructions ; a usage d'habitat d'industrie ou dans les hangars d'élevage ; par le système de rafraichissement passif ce qui permet de réduire les frais de la consommation de l'énergie vis-à-vis a celle consommé en climatisation artificielle largement utilisée au sud, ainsi contribuer a préserver cette énergie et protéger l'environnement .

Pour cela on a réalisé un banc d'expérimentation constitué d'un tunnel rectangulaire en plexy- glass d'épaisseur 0.04 m de dimensions (0.30m x 0.3m) de longueur 1.5m avec un ventilateur de soufflage en amant du tunnel afin d'assurer un débit d'air a une vitesse de confort avec la boîte en bois contenant les fibres de palmier dattier ;une pompe assurant la circulation d'eau par un conduit qui permet l'arrosage de ce dernier

Vu le moment de réalisation de l'expérimentation l'air est chauffé par deux séchoirs a cheveux qui ont une puissance de 1200watt chacun ; en suite soufflé a travers le tunnel les mesures de température et d'humidité sont effectuées de part et d'autre de la fibre de palmier dattier

L'évaluation est réalisée au moyen de séries de tests et de mesures dont on prend une moyenne pour les différentes épaisseurs de la fibre de palmier dattier

Les paramètres testés et mesurés affectant le rafraichissement passif sont des mesures de température, d'humidité relative ainsi que de la vitesse de l'air près de la bouche de soufflage d'entrée d'air

Cette campagne de mesure a permis l'évaluation du rendement de ce système et sa participation dans la réduction de la température qui représente un des facteurs dominants pour le maintien du confort.

Le but de cette campagne de mesures était d'évaluer, vérifier et confirmer l'effet de rafraichissement passif avec humidification par notre système par le transfert de chaleur direct entre l'air pénétrant et le fibre de palmier imbibé d'eau

Les résultats de la campagne de mesure présentés dans le chapitre (chapitre 04) étaient très encourageants.

L'effet de rafraîchissement a augmenté avec l'accroissement de la température de l'air à l'extérieur où l'écart ( $T$ ) était maximal avec une augmentation d'humidité qui provoque une sensation de fraîcheur pour les différentes épaisseurs de la fibre de palmier dattier.

Pour l'épaisseur de 1cm  $T$  était maximale est égale à 14 .49 avec un rendement du système de 70% avec une humidité relative de 31.57%

Pour l'épaisseur de 2cm  $T$  était maximale est égale à 13 .11 avec un rendement du système de 74% avec une humidité relative de 32.27%

Pour l'épaisseur de 3cm  $T$  était maximale est égale à 15 .56 avec un rendement du système de 73% avec une humidité relative de 34.77%

L'utilisation de l'énergie pour le chauffage et la climatisation dans l'habitat ou dans l'industrie peut être réduite par le choix du système adaptés à chaque climat.

Le système de rafraîchissement par évaporation d'eau nécessite plus, d'intérêt pour l'amélioration de cette technique de rafraîchissement afin d'atteindre des performances thermiques meilleures dans le but d'améliorer son rendement thermique

Cette technique de rafraîchissement par humidification représente la solution la plus adéquate pour assurer des microclimats confortables ou plus ou moins acceptables avec un meilleur coût dans les régions à climat chaud et aride.

Les chercheurs doivent s'intéressés aux systèmes utilisant les énergies renouvelables vis-à-vis a leur apport en moyen de sauvegarde de l'environnement et du développement durable.

Le système de rafraîchissement passif illustre l'un des procédés d'adaptation aux conditions difficiles du climat chaud aride et semi aride

L'étude expérimentale sur le rafraîchissement passif a prouvé les performances encourageantes de ce système pour un rafraîchissement passif aussi bien dans les espaces intérieurs à usage divers qu'aux espaces extérieurs.

La généralisation de l'utilisation du système rafraîchissement passif à dans les régions chaudes arides et semi arides en Algérie dépend de la prise de conscience des autorités et chercheurs dans le domaine de leurs importances. Il faudra prendre en considération les possibilités d'introduire les systèmes de refroidissement passif qui conduisent a l'utilisation des énergies propres.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Faleh Al-Sulaiman** , Evaluation of the performance of local fibers in evaporative cooling, Energy conversion and management , vol .43 , pp 2267–227 ( 2002).
- [2] **Metin Dagtekin, Cengiz Karacab, Yılmaz Yıldızb**, Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate, biosystem engineering , vol .103, pp.100 – 104; ( 2009) .
- [3] **J. R. Camargo**, A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system, these de doctorat Université de Taubaté brésil , (2009).
- [4] **TORKIA ASSIL**, Evaluation quantitative de la performance d'une tour a vent pour ventilation naturelle et un rafraichissement passif dans les régions chaudes et semi arides, cas de oueled djellal , mémoire de magistère, Université Mohamed Khider de Biskra, Algérie (2009).
- [5] ] **JOSÉ FRANCISCO VILELA ROSA**, évaluation d'un panneaux constitué d'argile dans un système de rafraichissement adiabatique, thèse de doctorat, Université de Taubaté , Brésil , (2003).
- [6] **TRANE COMPANY**, Trane air conditioning manual, The Trane Company, 456 p, (1987).
- [7] **MAXIME DUMINIL** , Air humide, technique de l'ingénieur, B 3 230, pp. 1-27.
- [8] **ULRIK JORK** , La maison passive en climat méditerranéen, mémoire de fin de stage, école d'architecture de Lyon, (2007).
- [9] **CAPDERAU MICHEL**, Atlas solaire de l'Algérie : aspect énergétique. Tome 3, Office des publications universitaires, Alger (1981)
- [10] **SHAN K. WANG et ZALMAN LAVAN**, Air-Conditioning and Refrigeration, Mechanical Engineering Handbook, Ed. Frank Keith , pp 1- 34 , (1999)
- [11] **J. F. SACADURA**, Initiation aux transferts thermiques, Ed. Technique et documentation, Paris (1980)
- [12] **T Kippan** , Heat exchanger handbook, Hemisphere edition Allemagne (1983)

- [13] **NICOLAS HUDON**, Initiation au Matlab , Ecole Polytechnique de Montréal (2004)
- [14] **JEAN- FRANCOIS COLLOBERT et MICHEL METAY**, Conditionnement, ambiance et climatisation, technique de l'ingénieur, F 1 270, pp. 1-12.
- [15] **CHADI MAALOUF**, Étude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire, thèse de doctorat, université de la rochelle, (2006).
- [16] **PIEERE LE CLOIREC** , Introduction aux traitements de l'air technique de l'ingénieur, G 1 700 , pp. 1-8 .
- [17] **P. STABAT, D. MARCHIO**, Humidificateur par ruissellement à recirculation d'eau, journal Humidia , PARIS, Centre d'Energétique, 11p (2001)
- [18] **G.PORCHER**, Cours de climatisation , Ed Parisienne 185 p (1977)
- [19] **Recknagel Sprenger human** , Manuel pratique de génie climatique Pyc Ed 914p (1986).
- [20] **A. CHRAIBI et S. MaKHLOUF** , Refroidissement évaporatif de l'air des serres : mesures et modélisation Journal de physique ,pp 1039-1053 ,(1995)



## **Abstract**

An experimental study of evaporative cooling system is presented in this document

This study considers the potential of evaporative cooling system using the palm fibers as a wet pad in dry and hot climate characterised with an long summer as alternative to the conventional system in residential commercial and cattle farming this technique is economic and without pollution in other way

We realized a system for experimentation and effected some tests and calculate the average value for different thickens of palm fiber

The parameters tested affect the passive cooling are temperature, and relative humidity as well the speed of air

also good that have been important gap of temperature  $T$  ( $T_{aout} - T_{int}$ ) and output obtained for passive cooling the results stay not enough to provide the suitable thermal comfort because the inside relative humidity is a little raise then the break even of comfort.

. this system need more, interest and improvement for this technique of cooling in order to reach better performances

Key words: refreshment Humidification air evaporation Habitation environment Filtration palm fiber

## **Résumé**

Ce travail a pour but l'étude expérimentale de la technique de rafraichissement de l'air par humidification basé sur le principe d'évaporation d'eau, en utilisant une enceinte constituée d'une matière biologique local comme milieu humides, les fibres de palmier dattiers.

Ce procédé de conditionnement de l'air comme alternatif a la climatisation conventionnelle dans les régions a climat chaud aride et semi aride, caractérisé par une période estival assez prolongée , soit pour l'habitat, l'industrie, ou l'élevage, cette technique est très économique et ne manifeste aucun rejet polluant pour l'environnement .

D'autre part le passage de l'air a travers une interface de filtration permis la purification de l'air en prévenance extérieur

On a réalisé uu banc d'expérimentation avec le quel nous avons effectué une campagne de mesure dont on prend une moyenne pour les différentes épaisseurs de la fibre de palmier dattier

Les paramètres testés et mesurés affectant le rafraichissement passif sont la température, L'humidité relative ainsi que la vitesse de l'air près de la bouche de soufflage de l'air

Aussi bien qu'ils soient l'écart important de la température de l'air T (Text-Tint) et Le rendement obtenus pour un rafraichissement passif les résultats restent insuffisants pour assurer un confort thermique intérieur adéquat car l'humidité relative à l'intérieur est peut élevé au seuil de confort.

. ce système mérite plus, d'intérêt et d'amélioration dans sa technique de rafraichissement afin d'atteindre des performances meilleures

Mots clés : Rafrachissement Humidification Air Evaporation Filtration Habitat Environnement Fibre de palmiers dattier

: هذا العمل يهدف الى دراسة تطبيقية لتقنية تبريد الهواء عن طريق تبخر الماء باستعمال مادة بيولوجية محلية كوسيط الماء و هي ليف نخل التمر

لاستغلال هذه الطريقة لتكييف الهواء كبديل عن طريقة تكييف الهواء المتعارف عليها وذلك في المناطق ذات المناخ الساخن والجاف والشبه جاف المتميز بطول فترته الصيفية سواء في البنايات ذات الاستعمال السكني الصناعي او لتربية الحيوانات

هذه طريقة اقتصادية وغير ملوثة للبيئة ومن جهة اخرى يتم تصفية الهواء عند مروره بالوسيط المستعمل

قمنا بانجاز نموذج حيث اجرينا من خلاله التجارب وكانت العوامل المراد التحكم فيها هي درجة الحرارة و الرطوبة النسبية و كذا سرعة الهواء عند نقطة الانطلاق

بالرغم من ان الفرق في درجة الحرارة و مردودية الجهاز كانا معتبرين إلا ان هذه النتائج تبقي غير كافية من اجل راحة مثالية نظرا لارتفاع نسبة الرطوبة قليلا

مستقبلا هذا الجهاز يحتاج لاهتمام و عناية اكثر من اجل تطويره وتحسين ادائه