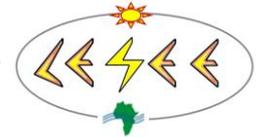




Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement  
International Institute for Water and Environmental Engineering



Laboratoire énergie solaire et économie d'énergie

# **REFROIDISSEMENT PAR EVAPORATION : POTENTIEL D'ECONOMIE D'ENERGIE ET CONFORT THERMIQUE**

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN INGENIERIE DE  
L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT-INGENIEURS-2iE**

**OPTION : ENERGIE ET GENIE DES PROCEDES**

**Présenté et soutenu publiquement le 13 Juin 2011 par**

**Gnénéfol KONE**

**Sous la direction de : Pr. Yézouma COULIBALY, enseignants-chercheurs 2ie, UTER GEI**

**M. Henri KOTTIN, enseignant au 2iE, UTER GEI**

**M. Philippe MONIER, directeur de la société ATLANTIS**

## **JURY D'EVALUATION DU STAGE**

**Président : M. Francis SEMPORE**

**Membres : Pr. Yézouma COULIBALY**

**Dr. Yao AZOUMA**

**Promotion 2009 - 2011**

## **REMERCIEMENTS**

Sans le soutien de certaines personnes, ce présent rapport ne serait peut être pas ce qu'il est actuellement, alors nous cherchons à les remercier.

Ainsi nos salutations vont à l'endroit de :

**Pr. Yézouma COULIBALY**, chef de l'UTER GEI, lui qui nous a proposé ce thème et a toujours été disponible pour nous et pour son encadrement constant.

**Dr. Yao AZOUMAH**, responsable du LESEE pour son aide, ses conseils et ses recommandations.

**M. Henri KOTTIN**, de nous avoir facilité notre insertion au LESEE et de nous faire sentir comme chez nous, pour sa disponibilité pour les stagiaires.

**M. Philippe MONIER**, directeur de la société ATLANTIS, revendeur des ventilo-humidificateurs, pour les informations qu'il nous a léguées.

**M. Ahmed BAGRE**, chef de site du 2iE Kamboinsé, lui qui sans hésiter et sans tarder nous a autorisé d'utiliser le ventilo-humidificateur de l'amphi 2.

**Les collègues stagiaires** du LESEE et du LBEB, pour leur disponibilité et l'intérêt qu'ils ont accordé à mon thème.

Nous ne saurions citer tout le monde, nous remercions très sincèrement tous ceux de loin ou de près, directement ou indirectement ont contribué à élaborer ce projet.

Grace à eux, nous avons beaucoup appris

*A vous nos remerciements les plus sincères.*

## DEDICACES

*A DIEU, le Tout Puissant pour sa grâce infinie sur moi*

*A mon père **Nogoton KONE** et ma mère **Gniénimakiyé OUATTARA**,*

*En vous mes très chers géniteurs je vois des parents dévoués pour leurs enfants et  
exemplaires en matière d'éducation, toujours prêts à se sacrifier pour le bonheur de leurs  
enfants,*

*A mes très chers grand-frère et grand-sœur **Kifory Souleymane** et **Sata**,*

*Votre sollicitude à mon égard me marquera à jamais,*

*A tous mes autres frères et sœurs de la grande famille **KONE**,*

*Vous qui avez cru en moi et m'avez toujours soutenu*

*A mes frères et sœurs en Islam,*

*A mes professeurs,*

*A mes très chers amis étudiants du 2iE et partout ailleurs,*

*Vos soutiens et conseils sans faille dans les moments de joie et de difficulté m'ont fait croire*

*en moi et au destin que me réserve le Tout Miséricordieux,*

***Que DIEU le Reconnaissant vous rétribue pour vos actes à mon égard.***

**LISTE DES ABBREVIATIONS**

**CCF : Centre Culturel Français**

**GES : Gaz à Effet de Serre**

**LESEE : Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie**

**MDP : Mécanisme de Développement Propre**

**PMV : Vote Moyen Prévisible**

**PPD : Pourcentage de Personnes Insatisfaites**

**TRI : Temps de Retour sur Investissement**

## RESUME

Les économies d'énergie dans le bâtiment sont de plus en plus d'actualité, cependant la climatisation qui est le plus grand consommateur d'énergie s'impose dans un pays très chaud comme le Burkina. Face à cette situation, plusieurs méthodes de climatisation passive ont vu le jour notamment le refroidissement par évaporation. Ainsi la présente étude s'articule autour des performances du refroidissement par évaporation comme solution passive de climatisation au Burkina et de ses potentialités de réduction de la facture énergétique.

Le refroidissement par évaporation est un processus adiabatique consistant à faire passer de l'air à travers un panneau hygroscopique. Cet air se charge en eau et donc baisse de température et est injectée dans la salle par des bouches de soufflage.

Les mesures qui ont été effectuées à la bibliothèque de l'institut français de surface 300 m<sup>2</sup> sur les ventilo-humidificateurs de marque Coolea de puissance nominale 1,5 kW pendant les mois de mars à mai nous ont donné des rabattements de température allant jusqu'à 18°C pendant les périodes les plus chaudes de la journée et une température du local variant de 28 à 31°C selon les périodes. Il est donc clair que ce système peut conférer le confort thermique au Burkina Faso pendant les mois les plus chauds et secs et donc remplacer les climatiseurs. Avec cette faible puissance de fonctionnement, il réduit à plus de 85% la facture énergétique de la climatisation et les émissions de gaz à effet de serre.

### Mots clés

1. Climatisation
2. Confort thermique
3. Evaporation
4. Réduction de la facture énergétique
5. Ventilo-humidificateur

## ABSTRACT

Energy saving in the building is more and more of topicality, however the air-conditioning which is the largest consumer of energy imposes in a very hot country like Burkina. In front of this situation, several passive methods of air-conditioning saw the day in particular the evaporation cooling. Thus the present study is articulated around the performances of the evaporation cooling as passive solution of air-conditioning in Burkina and its potentialities of reduction of the energy bill.

The evaporation cooling is an adiabatic process consisting in making pass from the air through a hygroscopic panel. This air head of water and thus lowers temperature and is injected into the room by mouths of blowing.

Measurements which were taken with the library of the French institute of surface 300 m<sup>2</sup> on the coolers of Coolea mark of input 1.5 kW during March to May gave us folding backs of temperature going until 18°C for the hottest periods of the day and a temperature of the room varying of 28 with 31°C according to the periods. It is thus clear that this system can confer thermal comfort on Burkina Faso during the hottest and dry months and thus replace the air-conditioners. With this low power of operation, it reduces to more than 85% the energy bill of air-conditioning and the gas emissions with greenhouse effect.

### **Keywords**

1. Air-conditioning
2. Cooler
3. Evaporation
4. Energy bill reduction
5. Thermal comfort

## **Sommaire**

I.	INTRODUCTION.....	4
I.1.	Contexte.....	4
I.2.	Objectifs de l'étude .....	5
I.3.	Procédure de travail.....	5
II.	ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	6
II.1.	Notion de confort thermique.....	6
II.1.1.	Définition.....	6
II.1.2.	Les principaux paramètres du confort thermiques .....	6
II.1.3.	Indices de confort thermique .....	7
II.1.4.	Détermination de la zone de confort .....	8
II.2.	Notion d'évaporation.....	10
II.2.1.	Principe de l'évaporation.....	10
II.2.2.	La pression de vapeur .....	10
II.3.	Conditions thermiques liées à l'architecture du bâtiment .....	11
II.3.1.	Températures intérieures à Ouagadougou .....	11
II.3.2.	Mieux gérer les apports thermiques par l'architecture du bâtiment.....	11
II.4.	Rafraîchissement par évaporation .....	12
II.4.1.	Historique sur le rafraîchissement par évaporation.....	12
II.4.2.	Principe de fonctionnement des rafraîchisseur par évaporation .....	13
II.4.3.	Avantages et inconvénients des ventilo-humidificateurs .....	14
II.4.4.	Composantes du ventilo-humidificateur.....	14
II.4.5.	Théorie sur les ventilo-humidificateurs.....	15
III.	ETUDES EXPERIMENTALES.....	18
III.1.	Matériels de mesure .....	18
III.2.	Présentation du ventilo-humidificateur.....	18
III.3.	Procédure de mesures .....	19
III.4.	Présentation des mesures.....	20
III.4.1.	Présentation globale des résultats .....	21
III.4.2.	Présentation des résultats pour deux journées différentes .....	22
III.4.3.	Autres résultats .....	22
IV.	ANALYSE ET DISCUSSION DES RESULTATS .....	23

IV.1	Résultats globaux .....	23
IV.2	Résultats pour deux journées différentes .....	24
IV.3	Variation de la température intérieure en fonction du débit .....	26
V.	DIMENSIONNEMENT DES VENTILO-HUMIDIFICATEURS .....	28
V.1.	Détermination de la méthode de dimensionnement du ventilo-humidificateur .....	28
V.2.	Ratios et comparaison .....	31
VI.	BILANS ECONOMIQUE, SOCIETAL ET ENVIRONNEMENTAL .....	33
VI.1.	Bilan économique .....	33
VI.1.1.	Coût d'installation du ventilo-humidificateur .....	33
VI.1.2.	Coût de fonctionnement du ventilo humidificateur .....	34
VI.1.3.	Comparaison financière du local expérimental entre climatiseur traditionnel et ventilo-humidificateur. ....	35
VI.1.4.	Temps de retour sur investissement .....	36
VI.2.	Bilan environnemental .....	37
VI.2.1.	Réduction de production de gaz à effet de serre .....	37
VI.2.2.	Elimination du risque de destruction de la couche d'ozone .....	37
VI.3.	Réduction des consommations électriques liées au rafraichissement par évaporation des bâtiments publics de la ville (Ouagadougou) .....	38
VI.4.	Retombées sociétales .....	38
VII.	CONCLUSION GENERALE .....	40
VIII.	PERSPECTIVES ET RECOMMANDATIONS .....	41
Bibliographie	.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
ANNEXES	.....	43

## Table des tableaux

<i>Tableau 1: températures internes en fonction de la température moyenne extérieure</i> .....	11
<i>Tableau 2: résultats théorique de l'air humidifié soufflé</i> .....	15
<i>Tableau 3: températures et humidités relatives moyennes mensuelles extérieures, intérieures et de soufflage</i> .....	21
<i>Tableau 4: mesures lors de la journée du jeudi 12 avril</i> .....	22
<i>Tableau 5: mesures lors de la journée du mercredi 11 mai</i> .....	22
<i>Tableau 6: valeurs mesurées à Kamboinsé</i> .....	22
<i>Tableau 7: ratios de quelques constructeurs</i> .....	31
<i>Tableau 8: caractéristiques du bâtiment de détermination de ratios</i> .....	32
<i>Tableau 9: ratios mensuels selon le type de local</i> .....	32
<i>Tableau 10: récapitulatif du fonctionnement optimal du ventilo-humidificateur du CCF</i> .....	34
<i>Tableau 11: comparaison financière</i> .....	35
<i>Tableau 12: TRI pour différents scénarios</i> .....	36
<i>Tableau 13: bilans carbonés des différents scénarios</i> .....	37

## Table des figures

<i>Figure 1: PPD en fonction de PMV (source: nesal.uni-siegen.de)</i> .....	8
<i>Figure 2: zone de confort en région tropicale sèche (source: claessens et al. 1996)</i> .....	9
<i>Figure 3 : processus de refroidissement par évaporation</i> .....	13
<i>Figure 4: évolution théorique des températures extérieure, intérieure sans refroidissement et de soufflage</i> .	16
<i>Figure 5: photo des matériels de mesure</i> .....	18
<i>Figure 6: rafraichisseur adiabatique installé en toiture</i> <i>Figure 7: bouches de soufflage par le côté</i> .....	19
<i>Figure 8: photo de la salle expérimentale</i> <i>Figure 9: plan points de mesure dans la salle</i> .....	20
<i>Figure 10: représentation moyenne mensuelle des grandeurs mesurées</i> .....	23
<i>Figure 11: Evolution des températures intérieures (Ti), extérieures (Te) et de soufflage au cours de la journée</i> <i>12 avril</i> .....	24
<i>Figure 12: Evolution des températures intérieures (Ti), extérieures (Te) et de soufflage au cours de la journée</i> <i>du 11 mai</i> .....	25
<i>Figure 13: évolution de la température en fonction du débit de soufflage</i> .....	26
<i>Figure 14: installation de ventilo-humidificateur permettant le bilan thermique</i> .....	29

## I. INTRODUCTION

### I.1. Contexte

Les économies d'énergie dans le bâtiment sont de plus en plus d'actualité. Des enquêtes montrent qu'avec le transport et l'industrie, le bâtiment est l'un des trois grands postes de consommation d'énergie dans le monde. En Afrique c'est la climatisation qui représente le poste de consommation le plus important en raison de son climat très chaud. De 50 à 70 % de l'énergie consommée suivant les immeubles [4] au Burkina Faso en particulier, un pays possédant un climat chaud et sec à température moyenne allant jusqu'à 35°C [8]. Face à cette consommation énergétique énorme de la climatisation dans le bâtiment et face au coût exorbitant du kilowattheure électrique dans les pays tropicaux dont l'énergie repose en grande partie sur les énergies fossiles dont le coût du baril de pétrole augmente de façon exponentielle, il est donc inévitable que la facture énergétique du bâtiment dans les pays dépendant en exclusivité des énergies fossiles, principales émettrices des gaz à effet de serre, ne soit pas supportable par toutes les couches sociales. C'est la raison pour laquelle tant de bâtiments en Afrique ne peuvent pas se permettre de climatiser et de procurer aux locaux le minimum de confort nécessaire contribuant à l'amélioration des conditions de vie et de travail. Pour réduire la facture énergétique du bâtiment en Afrique et aussi pour procurer un minimum de confort à faible coût et aux plus pauvres, le laboratoire énergie solaire et économie d'énergie (LESEE) s'est demandé s'il n'existe pas une solution passive, écolo-économique à savoir le refroidissement par évaporation.

Le refroidissement par évaporation consiste à faire passer un courant d'air chaud et sec à travers une surface perméable humide pour refroidir l'air par humidification adiabatique. Quand l'air en question est suffisamment sec, le refroidissement est conséquent et peut atteindre 10 voir 15°C. Plusieurs types d'appareils sont actuellement en fonctionnement au Burkina Faso parmi lesquels les bio-climatiseurs de la société ATLANTIS. Ils permettent tous d'avoir un flux d'air frais et humide pendant les périodes chaudes et sèches de l'année. C'est pour cette raison qu'il nous a été proposé le thème suivant : « **refroidissement par évaporation : potentiel d'économie d'énergie et confort thermique** ». Ainsi, le refroidissement par évaporation ne constituerait-il pas une alternative intéressante pour le Burkina Faso ? Cette problématique nous amène à nous fixer certains objectifs pour notre étude.

## I.2. Objectifs de l'étude

Les objectifs du travail demandé sont les suivants :

- L'étude du refroidissement par évaporation et de ses potentialités comme moyen de climatisation passive au Burkina Faso.

A partir d'un niveau de confort thermique jugé adéquat en température et en humidité,

- Proposer une méthode de dimensionnement de ce type de climatisation pour arriver à un niveau de température possible par type de locaux et climat de l'année
- Evaluer comment il est possible de réduire la facture énergétique d'un bâtiment ou d'une ville par utilisation de cette technologie à certaines périodes de l'année.

Notre étude va pour cela suivre une chronologie qui nous permettra de mener notre travail à bien et d'atteindre nos objectifs par des résultats illustrés et une procédure efficace.

## I.3. Procédure de travail

Les activités de ce mémoire de fin d'étude se sont déroulées par la chronologie suivante :

- **Etude bibliographique** : dans cette partie, les différentes notions liées à la compréhension de l'étude du thème ont été définies explicitement, toutes les informations liées à cette technologie innovante pour le Burkina Faso ont été établies puis vient une étude théorique nous permettant d'avoir un avant goût et une extrapolation des résultats de cette technologie.
- **Mesures** : cette phase a consisté à la prise de toutes les grandeurs à savoir températures, humidités relatives et vitesse du vent sur les mois de mars, avril et mai. Elle nous a permis de juger le niveau de confort que ces appareils peuvent générer, de procéder à leur dimensionnement pour différents types de locaux et d'effectuer les bilans socio-économique et environnemental.
- **Installation du système au laboratoire énergie solaire et économie d'énergie** : pour se familiariser avec le système et étoffer notre travail, une installation qui n'a pas eu lieu avait été prévue lors de notre mémoire.

## II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

### II.1. Notion de confort thermique

#### II.1.1. Définition

Le confort thermique qui est visé ici est en définitive celui de l'occupant de l'habitation. On peut le définir tout simplement comme étant la sensation agréable que le sujet a vis-à-vis de son environnement. Il peut être aussi défini de la façon suivante : un individu est en situation de confort thermique lorsqu'il ne ressent de sensation ni de chaud ni de froid. C'est un concept subjectif, qui connote une variabilité inter et intra-individuelle gênante pour un décideur. C'est la raison pour laquelle on a cherché à le remplacer par un autre plus objectif, qui en constituerait sinon un substitut totalement valide, du moins une approximation satisfaisante. Ce concept est la neutralité thermique qui se définit comme étant le bilan global, d'une part, locaux (têtes, tronc, mains,...) et d'autre part, de la production de chaleur par le métabolisme et des échanges de chaleur entre son corps et le milieu sont nuls ou proche de la nullité [1]. Cet équilibre doit être atteint sans mise en jeu des mécanismes thermorégulateurs. Cependant il dépend de plusieurs paramètres à savoir la température, l'humidité, le vêtement, l'activité,...

#### II.1.2. Les principaux paramètres du confort thermique

-**la température** : le paramètre sur lequel il faut agir prioritairement est la température de l'air : il faut donc limiter les apports de chaleur à travers les murs et le toit des habitations. Elle se définit comme étant l'état sensible de l'atmosphère qui affecte nos sens. On peut la définir du point de vue microscopique comme étant l'agitation des molécules du milieu. Plus leurs vitesses sont grandes, plus la température est élevée. La température se mesure en plusieurs unités, mais celle que nous allons utiliser ici est le degré celsius (°C).

-**l'humidité** : en climatisation, en plus de la température, l'un des paramètres les plus contrôlés est l'humidité. On en distingue deux types à savoir **l'humidité absolue** qui est la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'unité de masse d'air exprimée en (kg/kg air sec) et **l'humidité relative (ou l'hygrométrie)** qui est celle qui nous intéresse le plus. C'est le rapport de l'humidité absolue de l'air à une température donnée et de l'humidité absolue maximale que pourrait avoir cet air à la même température. Elle est exprimée en pourcentage (%) et varie de 0 (air sec) à 100 (air saturé).

-**la vitesse relative air/sujet** : les mouvements d'air autour du corps humain modifient les transferts thermiques entre celui-ci et l'ambiance. En effet lorsqu'elle croît, le mécanisme de

transpiration diminue d'intensité alors la sensation de chaud diminue. Aussi, le coefficient d'échange par convection entre le corps et l'air croît, ce qui augmente la puissance échangée par convection de façon importante.

-**la température radiante moyenne** : c'est la moyenne de la température des parois. Lorsque des écarts importants sont observés entre la température des parois et de l'air, on assiste à un chauffage de l'air du local se faisant principalement par convection (température de l'air supérieure) ou principalement par rayonnement (température de l'air inférieure). Ce phénomène peut considérablement affecter la température du local, donc jouer positivement ou négativement sur le confort thermique du local.

-**le métabolisme thermique** : l'homme appartient à la minorité des êtres vivants dits à « sang chaud » ; c'est-à-dire qu'il conserve une température centrale assez stable (**entre 36,5°C et 37,5°C**)[1] dans un intervalle de température ambiante, indépendamment de l'activité physique. Le métabolisme thermique se définit donc comme un processus de dégénérescence de chaleur par les réactions chimiques cellulaires et le travail biologique constitué par les activités motrices et le travail continu des organes (cœur, muscles respiratoires). Alors la quantité de chaleur dégagée par un individu dépend fortement de son sexe, son activité, sa physiologie, etc...

-**la résistance du vêtement** : les vêtements jouent beaucoup sur la sensation thermique selon qu'on soit habillé léger ou lourd, la couleur des vêtements et leur nature (coton, nylon, etc...).

Tous ces paramètres ne permettent pas de mesurer l'effet sur l'organisme des apports et pertes de chaleur afin de comparer les différentes ambiances entre elles et évaluer leurs niveaux de confort. Alors pour se faire, il a été introduit différentes approches et indices de confort thermique relevés dans la littérature pouvant être divisés en trois catégories [11].

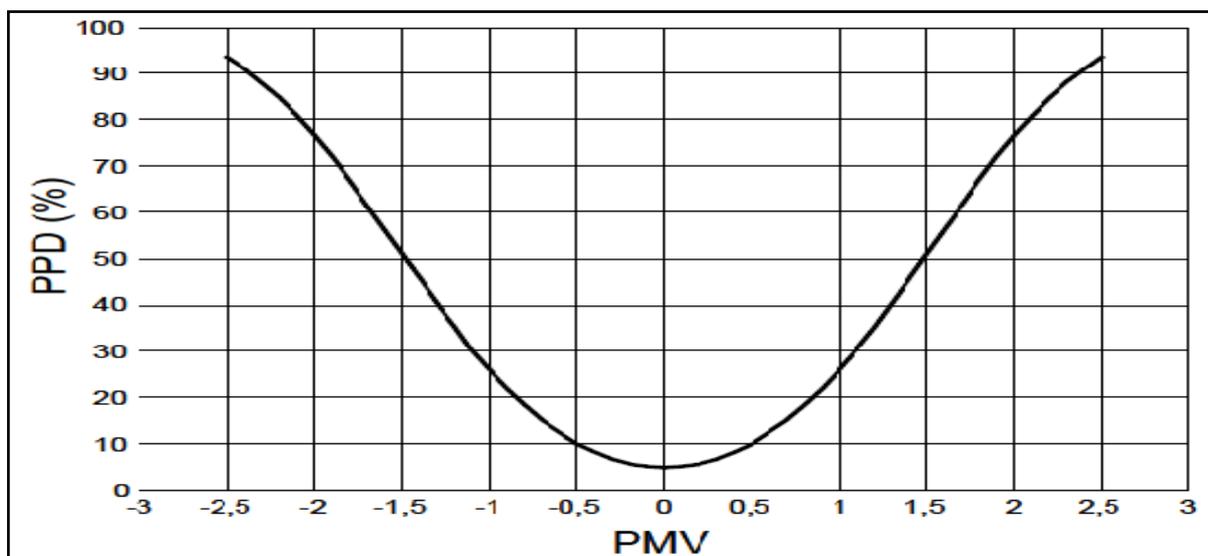
### II.1.3. Indices de confort thermique

- **Taux humidex** : c'est un indice nous permettant de déterminer la facilité avec laquelle notre corps va évacuer de la chaleur. Il se définit aussi comme étant la sensation que l'on a dans l'ambiance dans lequel on se trouve. Il dépend de deux paramètres: la température et l'hygrométrie et s'exprime en degré Celsius (°C). Les différentes valeurs de sensation selon la température et l'humidité relative sont données dans le tableau en **annexe 1**.
- **PMV (vote moyen prévisible)** : c'est l'indice permettant de déterminer la sensation thermique d'un individu de caractéristiques (métabolisme quelconque, résistance des vêtements quelconque) dans une ambiance donnée (température, température de rosée,

vitesse relative de l'air et humidité). Les travaux menés par **Fanger** permettent d'estimer la sensation thermique résultant des valeurs de ces six paramètres. Cette sensation s'exprime par le PMV dont la valeur permet d'évaluer la sensation thermique du sujet selon la correspondance indiquée sur la figure 1 et reconnue internationalement.

- **PPD (pourcentage de personnes insatisfaites) :** elle est fonction du **PMV**. L'expression du PMV a été établie par **Fanger** à travers des expérimentations sur des individus habitués à vivre sous un climat tempéré ou froid. La norme préconise de limiter le **PPD** à **10 %**, ce qui revient à limiter l'intervalle acceptable du PMV entre **-0,5** et **+0,5**.

Cette valeur n'est malheureusement pas adaptée à notre contexte car nous vivons dans des zones tropicales chaudes. Un sujet habitué à vivre dans des ambiances chaudes peut trouver supportable des niveaux de température plus élevés, comme l'a prouvé le travail de **Lawson** [7]. Nous considérons qu'un sujet acclimaté en zone tropicale peut trouver acceptable une ambiance correspondant à un **PMV inférieur à 1,5**.

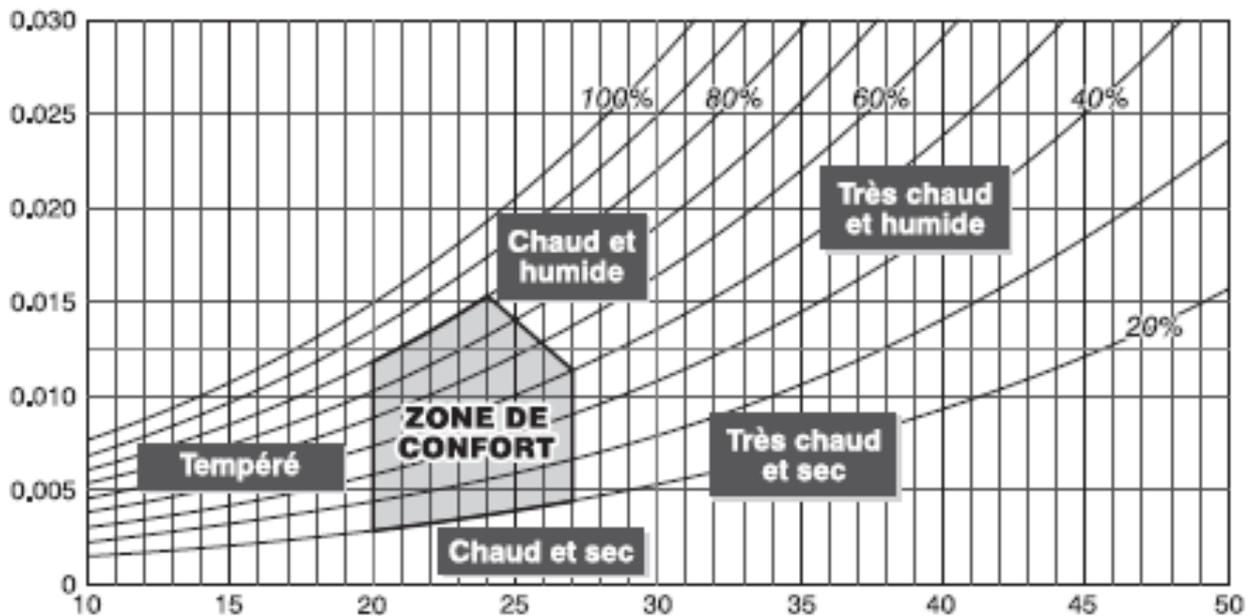


**Figure 1:** PPD en fonction de PMV [14]

#### II.1.4. Détermination de la zone de confort

On s'accorde pour définir une plage où la valeur moyenne des paramètres température, humidité et vitesse de l'air sont telles que la moyenne des personnes éprouve une sensation de bien être. Plusieurs plages ou zones de ce type sont ainsi proposées mais malheureusement, elles sont trop souvent en rapport avec le confort thermique dans les pays occidentaux. Celle

que nous proposons ici est tirée des travaux de **Givoni et Milne (1969)**. Ces auteurs proposent des limites aux paramètres de confort thermique, humidité et température pour les régions tropicales chaudes humides et sèches. La figure ci-contre (*température en abscisse, humidité absolue en ordonnée*) nous montre une zone de confort en région tropicale sèche.



**Figure 2:** zone de confort en région tropicale sèche [12]

On a pu à partir d'enquêtes menées dans différents endroits du globe définir une zone de confort représentée sur la figure ci-dessus acceptée à plus de 90% par les individus [1]. Cependant cette plage n'est malheureusement pas tout à fait la même que celles déterminées à Ouagadougou par **Latévi Florentin LAWSON en 1991**[7] et **MINANE Jacques Rémy en 2010 dans leurs rapports au 2iE**. Selon LAWSON, les états de confort correspondent à des températures intérieures comprises entre **28 et 35°C** avec une humidité relative comprise entre 30 et 68% tandis que MINANE a trouvé pour l'état de confort une plage de température de **[26-29]** [3]. On constate que ces deux plages de températures ne coïncident pas. Sans toute fois rentrer dans les détails, nous dirons que cette différence est due au fait que LAWSON n'a pas tenu compte du PPD et aussi avec nos enquêtes, on a constaté que pour une température de 34°C, la population commence à se plaindre du excessivement chaud. **Alors nous opterons pour la page de température de [26-29]**.

## II.2. Notion d'évaporation

### II.2.1. Principe de l'évaporation

Pour mieux comprendre cette notion, nous allons d'abord procéder par la définition de la notion de vaporisation. Celle-ci se définit comme étant le changement d'état d'un liquide à sa phase vapeur à son point d'ébullition. Les liquides peuvent également se changer en gaz à des températures inférieures à leur point d'ébullition. Ce processus est appelée **évaporation**. Elle se passe à n'importe quelle température lorsqu'un liquide est exposé dans un espace non confiné. Cependant, lorsque la surface est exposée dans un espace non confiné et que le liquide est en excès par rapport à la quantité nécessaire pour saturer l'espace avec de la vapeur, un équilibre est rapidement atteint entre le nombre de molécules de la substance sortant et entrant à la surface. Un changement de température perturbe cet équilibre, par exemple, il augmente l'activité des molécules à la surface et, par conséquent, le taux auquel elles s'envolent. **L'évaporation est donc un processus qui provoque le refroidissement de l'air environnant parce que les molécules d'eau puisent leur énergie dans l'environnement.**

Le mouvement thermique d'une molécule surmonte la tension superficielle du liquide et elle s'évapore, c'est-à-dire, son énergie cinétique excède le travail de la fonction de cohésion à la surface. Lorsque la température est maintenue au nouveau point pendant une courte période, un nouvel équilibre est établi rapidement. La présence des molécules d'eau dans l'air augmente alors la pression de celui-ci. Cette seconde pression qui vient s'ajouter s'appelle pression de vapeur.

### II.2.2. La pression de vapeur

La pression atmosphérique de l'air est la somme des pressions de tous les gaz qui composent l'atmosphère. Le gaz qu'est la vapeur d'eau exerce donc une partie de la pression atmosphérique totale. Au fur et à mesure que l'eau s'évapore, on détecte une faible augmentation de la pression de l'air au-dessus de la surface de l'eau. Cette augmentation de la pression est due aux mouvements des molécules d'eau qui sont ajoutées à l'air par l'évaporation. Cette fraction de la pression due à la vapeur d'eau est appelée « **pression de vapeur d'eau** ». A un certain moment, il y a tellement de molécules d'eau dans l'air qui se trouve au-dessus de la surface d'eau que le nombre de molécules qui retournent à l'état liquide devient égal au nombre de molécules qui s'évaporent. On dit alors que **l'air est saturé** : la pression de la vapeur d'eau a atteint son maximum et n'augmente plus. Lorsque l'air est saturé,

on ne peut plus y ajouter de vapeur d'eau. Toutefois, si on chauffe l'air encore plus, les molécules deviendront plus énergétiques et une plus grande quantité d'eau pourra s'évaporer avant que l'air ne soit saturé. Cela veut dire que : **à des températures plus élevées, il doit y avoir plus de vapeur d'eau dans l'air pour que la saturation soit atteinte.** .

### II.3. Conditions thermiques liées à l'architecture du bâtiment

#### II.3.1. Températures intérieures à Ouagadougou

Dans une localité donnée, les besoins pour un confort thermique sont liés aussi bien à l'architecture qu'aux choix des matériaux de construction. Pour évaluer ces besoins, les études doivent être menées dans des maisons représentatives de la construction locale. Dans le cas de la ville de Ouagadougou, les habitats tendent à s'uniformiser : maisons sans étage avec les murs en agglomérés ciment creux ou en terre comprimée, crépis à l'extérieur et à l'intérieur, toit en aluminium à faible pente avec faux plafond et de hauteurs variant autour de 2,75 mètres [2]. Ainsi il a été déterminé une relation entre température moyenne extérieure et températures internes des locaux dans la journée à Ouagadougou. Les résultats sont consignés dans le tableau 1 ci-dessous (voir **annexe 2** pour détails).

**Tableau 1:** températures internes en fonction de la température moyenne extérieure

heure	00h	01h	02h	03h	04h	05h	06h	07h	08h	09h	10h	11h
Ti-Te_moy	0,8	0,9	0,8	0,6	0,4	0,1	-0,6	-0,5	-0,1	-0,3	0,1	0,5
heure	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	19h	20h	21h	22h	23h
Ti-Te_moy	0,5	0,9	0,8	0,9	1,3	1,5	1,6	1,8	1,5	1,3	0,4	1,1

#### II.3.2. Mieux gérer les apports thermiques par l'architecture du bâtiment

L'architecture bioclimatique est l'architecture la plus ancienne : utilisation de matériaux locaux, volonté de se protéger des contraintes climatiques, recours à des systèmes ingénieux pour améliorer le confort, habitations troglodytes ou vernaculaires, etc. La standardisation actuelle tend à éloigner l'architecture de son environnement, mais le retour à de tels concepts apparaît inévitable dans des pays confrontés à un manque de moyens et à un problème d'accès à l'énergie ne leur permettant pas de disposer autrement de logements confortables. Ainsi, l'architecture bioclimatique répond en partie à cette problématique par l'intégration de concepts passifs permettant de minimiser le recours à la consommation énergétique

(notamment pour la climatisation dans les pays chauds) et l'impact sur l'environnement sans négliger le bien-être de l'occupant.

L'enjeu est de proposer des habitations confortables et économes énergétiquement en utilisant au maximum les ressources disponibles à proximité (ressources matérielles, main d'œuvre, valeurs culturelles également). Pour se faire il faut alors jouer sur :

- ✓ L'orientation du bâtiment : dans l'hémisphère nord, la façade doit être orientée vers le Nord pour être le moins exposé à la radiation directe.
- ✓ Limiter les apports internes des équipements électriques (éclairage notamment halogène, TV, ordinateurs) en utilisant les appareils performants.
- ✓ L'utilisation des matériaux massifs pour augmenter l'inertie thermique des murs.
- ✓ La suppression des points faibles tels que les ponts thermiques ou les balcons qui font corps avec le reste du bâtiment.
- ✓ La prévision des vitrages performants, il faut les protéger par des volets, les pare-soleil, des stores et des casquettes, tout en privilégiant l'éclairage naturel des espaces.
- ✓ Prendre en compte la topographie, la végétation et l'aération des locaux.
- ✓ L'utilisation des dispositifs de protection tels que toiture opaque, casquette, etc...

Ainsi, la performance thermique du bâtiment peut être améliorée par diverses méthodes de refroidissement passif, indépendamment des appareils de conditionnement d'air. Cependant, dans les zones tropicales chaudes (cas de Ouagadougou), les températures moyennes annuelles sont très élevées et donc quelque soit les dispositions prises lors de la construction des bâtiments, il s'avère indispensable de rafraîchir les locaux pour avoir un confort thermique. Alors après avoir exploité l'une des solutions passives qui n'est pas totalement satisfaisante, nous allons donc recourir à une autre solution passive et économe énergétiquement telle que le rafraîchissement par évaporation.

## **II.4. Rafrâichissement par évaporation**

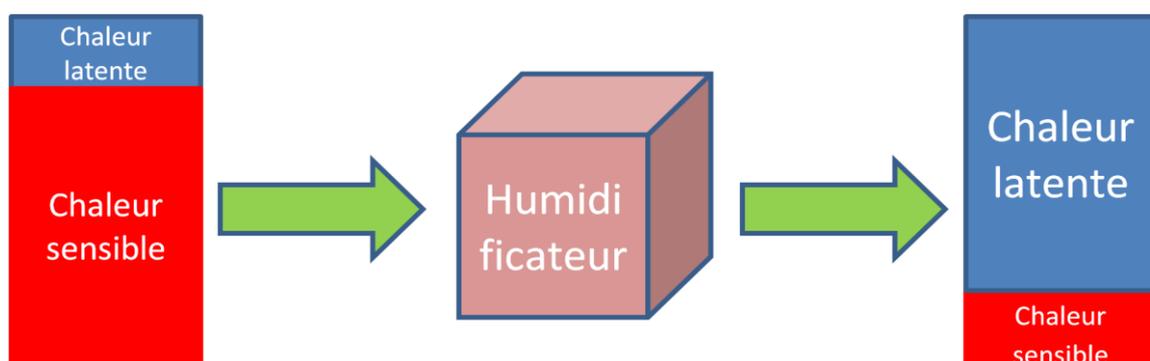
### **II.4.1. Historique sur le rafrâichissement par évaporation**

Nous avons tous tendance à nous rapprocher des points d'eau en cas de fortes chaleurs. Les Égyptiens, en leur temps, utilisaient déjà un système ingénieux consistant à mettre devant les portes de leurs maisons des linges mouillés leur permettant de rafraîchir l'intérieur de leurs constructions. Ensuite, les pays du sud situés en zone désertique ont pendant longtemps réutilisé ce système de rafraîchissement.

Aujourd'hui, grâce aux progrès technologiques, on est désormais capable d'adapter ce système à n'importe quel type de bâtiment en vue d'améliorer le confort des occupants. Le système de rafraîchissement de l'air par évaporation s'inspire d'une simple constatation : en période de forte chaleur, les gens ont tendance à se rapprocher des bordures des lacs et de la mer à la recherche de l'air frais. L'énergie nécessaire à l'évaporation de l'eau est extraite de l'air qui en conséquence se refroidit. Ce système gagne en efficacité avec l'augmentation de la température extérieure. Au delà de 30°C avec une humidité relative moins élevée, l'air peut se refroidir de plus de 10°C, ce qui se traduit par un rendement de rafraîchissement très efficace. Les procédés actuels de refroidissement par humidification sont les ventilo-humidificateurs, les humidificateurs laveurs d'air et les atomiseurs centrifuges. Voir détails en **annexe 3**. Cependant notre étude expérimentale va porter sur les ventilo-humidificateurs.

#### II.4.2. Principe de fonctionnement des rafraîchisseurs par évaporation

Le rafraîchissement par évaporation est un processus adiabatique. Il consiste à diminuer la chaleur que nous percevons (chaleur sensible) en augmentant la chaleur que nous ne percevons pas et que nous évacuons par ventilation (chaleur latente). C'est un processus qui ne demande pas de variation de chaleur. On fait circuler à basse vitesse à l'aide d'un ventilateur à travers un panneau hygroscopique irrigué par une pompe un débit d'air à une certaine température et une certaine hygrométrie relativement faible. Par ce processus, l'air évapore une partie de l'eau en transformant une partie de sa chaleur sensible en chaleur latente, sans aucune variation de l'enthalpie ou de la chaleur totale. A la sortie, la température de l'air diminue et son hygrométrie augmente.



**Figure 3 : processus de refroidissement par évaporation**

### II.4.3. Avantages et inconvénients des ventilo-humidificateurs

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

- Le renouvellement constant de l'air améliore le bien-être des occupants, car il permet l'évacuation efficace des odeurs et des fumées.
- L'eau n'est pas stockée (elle ne circule pas en circuit fermé), cela exclue tout risque de légionellose.
- L'air entrant est filtré, il est donc propre et sain.
- Les rafraîchisseurs d'air par évaporation n'assèchent pas l'air, ce qui procure une meilleure sensation de confort par rapport aux systèmes de rafraîchissement traditionnels (à compression).
- Les coûts d'investissement et d'exploitation sont faibles.
- On peut faire fonctionner le système en « free cooling » en mi-saison, c'est à dire que l'on fait fonctionner l'amenée d'air neuf sans faire tourner le circuit d'eau et en utilisant donc simplement le pouvoir rafraîchissant de l'air extérieur.
- Ces systèmes sont écologiques: ils n'utilisent aucun réfrigérant (très polluant en général). Ils n'ont besoin que d'eau potable pour fonctionner.
- Ils présentent une plus longue durée de vie grâce à l'absence de compression

Ces systèmes présentent également **certains inconvénients** qui sont:

- L'humidité apportée dans les locaux habités peut provoquer une gêne si elle met du temps à s'évacuer.
- Ces systèmes fonctionnent moins bien lorsque le climat extérieur est chaud et humide (climats tropicaux humides). En effet, si l'air est déjà chargé en eau, sa capacité à évaporer l'eau et donc à abaisser la température de l'air s'en trouve réduite.
- La température au soufflage est liée à celle de l'extérieure: on ne peut pas maintenir à 28°C une salle toute l'année par exemple.

### II.4.4. Composantes du ventilo-humidificateur

Plusieurs gammes et plusieurs marques de ventilo-humidificateurs existent, nous allons cependant donner les différentes composantes d'un système de marque Breezair et leur rôles. Les images et les caractéristiques techniques sont en **annexe 4**.

Le système Breezair comme tous les autres ventilo-humidificateurs, est muni d'une **carrosserie** renfermant un moteur à **entraînement direct Hushpower**, celui-ci entraîne un **ventilateur**. Il est également composé d'un **filtre de refroidissement chicel**, d'une **pompe tornado** pour arroser les filtres, d'un **vidangeur automatique** lorsque le refroidissement n'est pas utilisé et d'un **système d'étanchéité automatique** pilotant la fermeture automatique des conduits d'air pour éviter les courants d'air et la poussière. Cet ensemble est commandé par un **module de commande de puissance** assurant la permanence et un rendement optimum du système, Le microprocesseur analyse constamment la qualité de l'eau, la consommation d'eau et la puissance absorbée.

#### II.4.5. Théorie sur les ventilo-humidificateurs

Pour avoir une idée claire des performances de ce système, nous avons mené une étude dans les conditions suivantes : retenir une humidité relative de 80% au soufflage, l'air soufflé

$$\text{sera donc de : } T_s = T_e - H_r \times (T_e - T_{hum}) \quad [1]$$

Avec  $T_e$ , la température extérieure,

$T_{hum}$ , la température humide

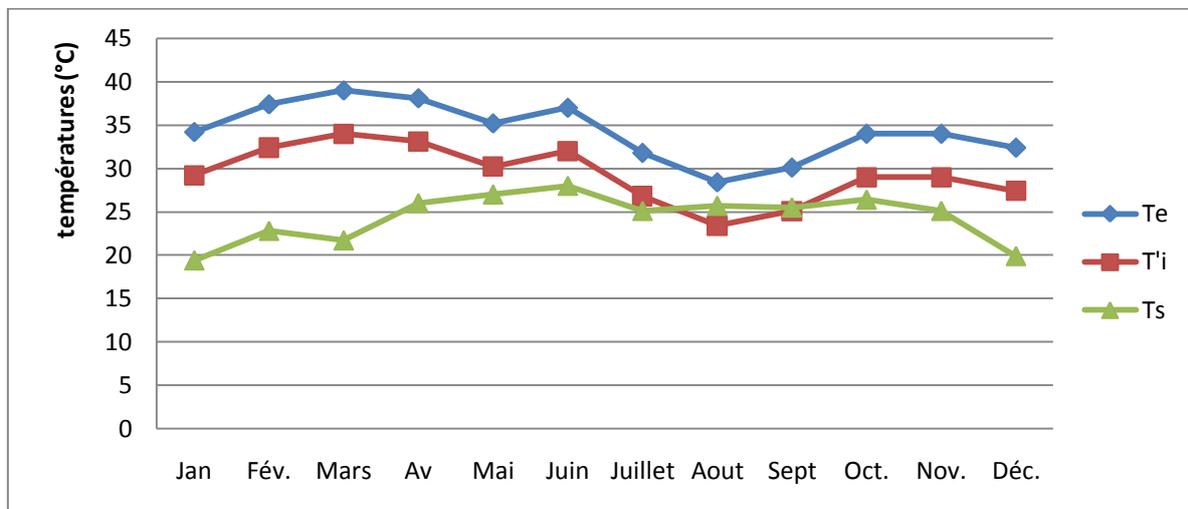
$H_r$ , l'humidité relative de soufflage.

Les températures et humidités relatives de l'année 2010 [13], en utilisant le *diagramme de l'air humide DAIKIN* pour calculer l'air soufflé nous donnent les valeurs de la température de soufflage suivantes (**tableau 2**). Aussi nous avons établi une feuille de calcul sur Excel nous permettant de retrouver directement la température de soufflage (souvent à quelque 1°C près), (Modèle en **annexe 5** et feuille de calcul sur la **feuille Excel**). Ainsi pour une région quelconque, il suffit d'avoir les températures et humidités relatives de l'air extérieur pour connaître facilement et rapidement les performances du système dans cette région précise.

**Tableau 2: résultats théorique de l'air humidifié soufflé**

Mois	Jan	Fév.	Mar s	Av	Mai	Juin	Juill et	Aout	Sept	Oct.	Nov.	Déc.
<b>Te</b>	34,2	37,4	39	38,1	35,2	37	31,8	28,4	30,1	34	34	32,4
<b>HRe</b>	13	17	11	30	49	43	57	72	66	52	42	19
<b>Te_hum</b>	16,2	19,3	18,2	23,5	26	26,2	24,8	24,3	24,9	25,2	23,7	16,8
<b>Ti</b>	29,2	32,4	34	33,1	30,2	32	26,8	23,4	25,1	29	29	27,4
<b>Ti_hum</b>	13,4	16,3	15,5	20	21,9	22	20,5	19,8	20,4	21	20	13,7
<b>Ts</b>	19,4	22,8	21,7	26	27,5	28,2	25,1	25,7	25,5	26,4	25,1	19,9

Les résultats de cette théorie sont encore plus visibles, plus nets et plus interprétables sur le graphe ci-dessous.



*Figure 4: évolution théorique des températures extérieure, intérieure sans refroidissement et de soufflage*

On constate que toutes les températures soufflées ( $T_s$ ) sont inférieures à la température maximale du domaine de confort thermique déterminé par **MINANE (rapport 2iE 2010)**. Cependant pendant les mois de Juillet à Janvier, à midi, la température intérieure sans refroidissement ( $T'i$ ) est dans la zone de confort thermique, c'est-à-dire comprise entre 26 et 29°C. Alors, pendant ces mois l'on n'a pas besoin de système de refroidissement. Cela est dû au fait que ces mois soient pluvieux ou de l'harmattan. Il serait alors plus judicieux de faire une simple ventilation pour donner du mouvement à l'air si nécessaire. Par contre, les mois qui nous intéressent le plus sont les mois de février à mai et quelque peu juin. Ces mois sont très chauds, alors il faut impérativement faire le rafraichissement et on constate que le ventilohumidificateur y est très efficace.

Pendant les nuits, la température extérieure devient plus basse que la température intérieure car pendant la journée, les murs et le toit emmagasinent de la chaleur et réchauffent les pièces la nuit. Le processus de l'humidification étant de refroidir l'air extérieur, alors il sera très efficace quelque soit la période de l'année. Les études faites par André TALLA et Yves JANNOT l'ont confirmé, en effet l'air extérieur étant déjà plus humide et plus frais, alors une ventilation nocturne (free cooling) suffirait à elle seule et serait très satisfaisante et économiserait de l'eau.

A partir de cette étude théorique dont les valeurs calculées sont vérifiées par les constructeurs Breezair et Coolea (voir **annexe 10**), nous pouvons dire que ce système possède une très grande efficacité de refroidissement pouvant faire espérer les populations les plus

démunies d'un probable confort thermique pendant les mois les plus chaud où l'on a le plus besoin de refroidissement.

Certes, il est vrai que théoriquement l'on n'a pas besoin de refroidissement dans les salles pendant l'harmattan, mais plusieurs locaux utilisent le refroidissement pendant la journée dans les mois de l'harmattan comme c'est le cas au 2iE où les systèmes de climatisation sont mises en marche à partir de 09 heure du matin et mis à l'arrêt à partir de 05 heure du soir.

Cependant, sans trop vite se réjouir, nous allons passer à la phase pratique de notre mémoire dans laquelle les mesures nous en diront plus sur la performance des ventilo-humidificateurs.

### III. ETUDES EXPERIMENTALES

Cette phase est la plus longue et la plus importante car elle couvre presque toute la durée du mémoire, alors pour se faire, nous présenterons dans un premier temps les matériels utilisés pour nos mesures, la méthodologie de mesure en un second temps et finalement nous donnerons les résultats de façon synthétique et explicite. Tout détail est à voir dans la partie mesure feuille Excel ci jointe.

#### III.1. Matériels de mesure

Les grandeurs mesurées sont les températures et hygrométries intérieures, extérieures et de soufflage des bouches de soufflage des humidificateurs et aussi les à certains endroits de la salle. Alors les matériels de mesures sont un thermocouple à deux sondes, un enregistreur ayant quatre entrées et deux sorties à deux calibres chacune, quatre sondes de température et deux sondes d'hygrométrie (**figure 5**).



**Figure 5:** *photo des matériels de mesure*

#### III.2. Présentation du ventilo-humidificateur

Le système retenu pour les expériences est le ventilo-humidificateur, c'est un rafraîchisseur d'air adiabatique fonctionnant sur le principe du rafraîchissement par évaporation d'eau. Il permet d'abaisser la température de 7 à 15 °C grâce au passage de l'air neuf par des médias filtrants en cellulose humidifiés et présente une alternative à la climatisation traditionnelle. Il

est particulièrement adapté aux grands volumes et aux bâtiments à forts apports calorifiques. Possibilité d'installation en toiture ou en façade pour traiter un poste de travail ou un volume complet. Disponible en trois versions à soufflage par le haut, le bas ou le côté. Régulation manuelle ou automatique, en mode cooling ou free-cooling. Tout type de diffusion (gaines textiles ou bouches de soufflage). Celui que nous avons utilisé est installé en toiture (**figure 6**) à soufflage par le côté avec bouches de soufflage (**figure 7**) et de marque Coolea.



*Figure 6: rafraîchisseur adiabatique installé en toiture*



*Figure 7: bouches de soufflage par le côté*

### III.3. Procédure de mesures

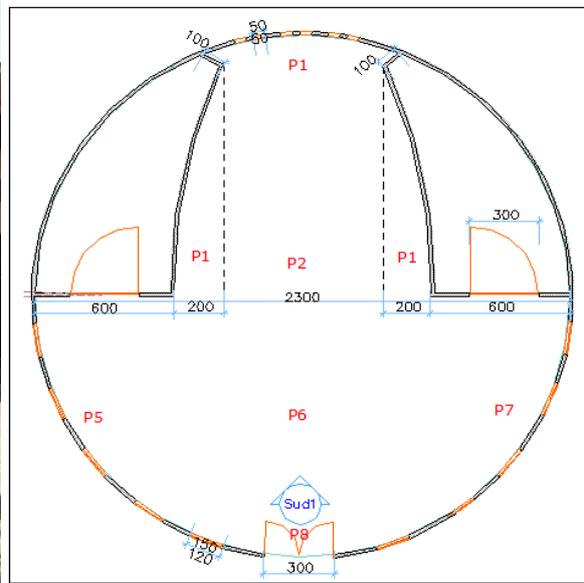
Les mesures devraient être étalées sur les mois de mars, avril et mai, cependant compte tenu du retard qu'a pris l'institut français pour répondre à la lettre du 2iE, nous n'avons pas pu couvrir tout le mois de mars mais on a pu prendre des mesures pendant la dernière semaine du dit mois. Aussi compte tenu du fait que nous ne soyons pas installés à Ouagadougou et que les équipements que le 2iE a commandé ne sont pas venus, alors il a été difficile de prendre les mesures tous les jours vu que nous ne disposions pas de moyens de déplacement. Cependant, on a fait l'effort de prendre les mesures deux à trois jours dans la semaine selon nos moyens et la stabilité de la ville.

Les mesures ont été prises en huit points de la salle, à l'extérieure et au soufflage afin de savoir si les différentes grandeurs mesurées sont homogènes et d'avoir des grandeurs rassurantes car elles ne sont pas les mêmes aux différents endroits de la salle. Ceci n'a pas été facile car il fallait prendre en même temps les différentes valeurs au même moment. Il serait possible si la salle (**figure 8**) était de dimensions réduites car l'enregistreur est programmable, mais hélas. Les mesures ont donc été faites successivement à chaque heure (on commence les mesures 10 minutes avant et on termine le plus souvent 10 minutes après) depuis les ouvertures (9h ou 10h le matin et 15h le soir) jusqu'aux fermetures (12h le matin et 17h le soir). Trois centrales y sont installées, mais deux d'entre elles devaient subir des

modifications, pour cela une seule était en marche. Le plans de la salle est fait ci-dessous (**figure 9**). Les points P1, P2,...P8 sont les points de prise de températures et d'hygrométries.



*Figure 8: photo de la salle expérimentale*



*Figure 9: plan points de mesure dans la salle*

#### III.4. Présentation des mesures

Nous présenterons ici de façon succincte les résultats qui sont la base de cette étude, les analyses seront faites dans les parties qui suivront plus bas. Les mesures ont été prises au cours des mois de fin mars, avril et mai. Pour un jour, les mesures sont prises entre 09h et 10h et 12h puis entre 15h et 17h. En effet c'est pendant ces moments que nous avons accès à la salle. Cependant, nous avons pu négocier avec succès pour le dernier mois pour faire des mesures entre 12h et 15h.

$T_e$  : la température extérieure

$T_i$  : la température intérieure moyenne de la salle

$T_s$  : la température de soufflage du ventilo-humidificateur

$HRe$  : l'humidité relative de l'air extérieur

$HRi$  : l'humidité relative moyenne de l'air intérieur

$HRs$  : l'humidité relative de l'air de soufflage

### III.4.1. Présentation globale des résultats

Les résultats présentés dans le tableau ci-dessous (**tableau 3**) sont les moyennes par semaine des résultats horaires de nos mesures. Ainsi la dernière colonne représente la moyenne de chacune de nos grandeurs mesurées.

*Tableau 3: températures et humidités relatives moyennes mensuelles extérieures, intérieures et de soufflage*

semaines		09h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	moyenne
MARS- SEMAINE 4	Ti		29	30	30			31	31	30,2	30,1
	Te		38	39	40			40	40	35,8	38,6
	Ts		22	22	23			23	22	22,8	22,4
	HRi		38	38	36			37	36	35	36,7
	HRe		12	10	10			11	13	20,7	12,8
	HRs			57							57,4
AVRIL- SEMAINE 1	Ti	30	29	29	29			30	29	28,8	29,4
	Te	30	34	37	35			38	38	38,5	35,7
	Ts	24	22	23	23			23	23	21,5	22,9
	HRi	59	48	47	48			43	44	38	46,5
	HRe	47	26	21	26			17	18	12,5	23,9
	HRs		77					70	71		72,8
AVRIL- SEMAINE 2	Ti		28	28	29			30	29	28,8	28,7
	Te		36	38	38			39	39	38,5	38,1
	Ts		20	21	21			22	22	21,8	21,4
	HRi		38	39	36			38	37	38	37,7
	HRe		11	9,4	9,1			9	9,5	12,5	10,1
	HRs			62	62						62,1
AVRIL- SEMAINE 3	Ti		31	31	32			33	32	31,3	31,5
	Te		34	36	38			39	41	34,2	37,0
	Ts		26	27	27			27	27	24,9	26,4
	HRi		53	56	57			53	54	53,6	54,2
	HRe		40	37	37			31	27	41,2	35,2
	HRs										
AVRIL- SEMAINE 4	Ti		31	31	31			31	31	30,7	30,8
	Te		36	38	41			42	42	39	39,5
	Ts		26	26	25			25	25	25,5	25,5
	HRi		57	56	55			52	54	54,9	54,8
	HRe		37	29	24			21	23	26,6	26,7
	HRs										
MAI- SEMAINE 1	Ti		32	32	32			33	32	32	32,2
	Te		35	35	37			39	36	33,2	35,8
	Ts		29	28	28			28	28	27,2	28,0
	HRi		63	63	61			58	58	58,9	60,3
	HRe		47	48	46			37	43	50	45,0
	HRs										
MAI- SEMAINE 2	Ti	31	31	32	32	32	33	33	32	31,5	31,8
	Te	34	35	36	38	40	40	39	37	35,6	37,3
	Ts	25	27	28	28	28	27	28	27	26,7	27,0
	HRi	65	63	63	61	59	58	58	59	60,9	60,8
	HRe	40	42	43	42	35	32	35	38	43,5	38,8
	HRs	76	75	75	75	73	70	70	71	75	73,4

### III.4.2. Présentation des résultats pour deux journées différentes

Les deux tableaux ci-dessous présentent respectivement les grandeurs mesurées lors de la journée du jeudi 12 avril et de la journée du mercredi 11 mai. La raison pour laquelle nous présentons les mesures de ces deux journées sera connue plus tard dans la partie analyse et discussion.

**Tableau 4: mesures lors de la journée du jeudi 12 avril**

grandeurs	09H	10H	11H	12H	13H	14H	15H	16H	17H
Te		28,1	28,2	28,5			29,6	29	28,8
Ti		35,9	37,5	38,2			39,4	39	38,5
Ts		20,1	21,2	21,4			22,6	22,3	22
HRe		38	39,2	36,2			37,5	37	38
HRi		11,1	9,4	9,1			8,8	9,5	12,5
HRs									

**Tableau 5: mesures lors de la journée du mercredi 11 mai**

grandeurs	09H	10H	11H	12H	13H	14H	15H	16H	17H
Te	33,5	35,4	36	38,4	39,7	40,2	39,3	37,2	35,6
Ti	30,7	31,3	31,6	32,1	32,2	32,5	32,6	32	31,5
Ts	25	27,1	27,5	27,6	27,6	27,1	27,5	27,2	26,7
HRe	39,8	42	42,5	41,8	35,1	32	34,5	38,2	43,5
HRi	65	63	62,8	61,2	59,3	58,4	58,1	58,8	60,9
HRs	76,2	75,1	74,8	75	73	70	70	71,2	75

### III.4.3. Autres résultats

Ces résultats viennent des mesures effectuées à Kamboinsé avec un ventilo-humidificateur de l'amphi 2 de débit 4400 m<sup>3</sup>/h et de puissance de 185 watts pendant la fin du mois de mai. Il faut noter que cette étude devrait être faite au CCF si les deux autres appareils étaient en bon état, nous mettrions dans un premiers temps un seul, ensuite deux et enfin tous les trois pendant tous les trois mois de nos mesures. Avec le même appareil, nous avons pris des mesures dans trois locaux de superficies différentes.

**Tableau 6: valeurs mesurées à Kamboinsé**

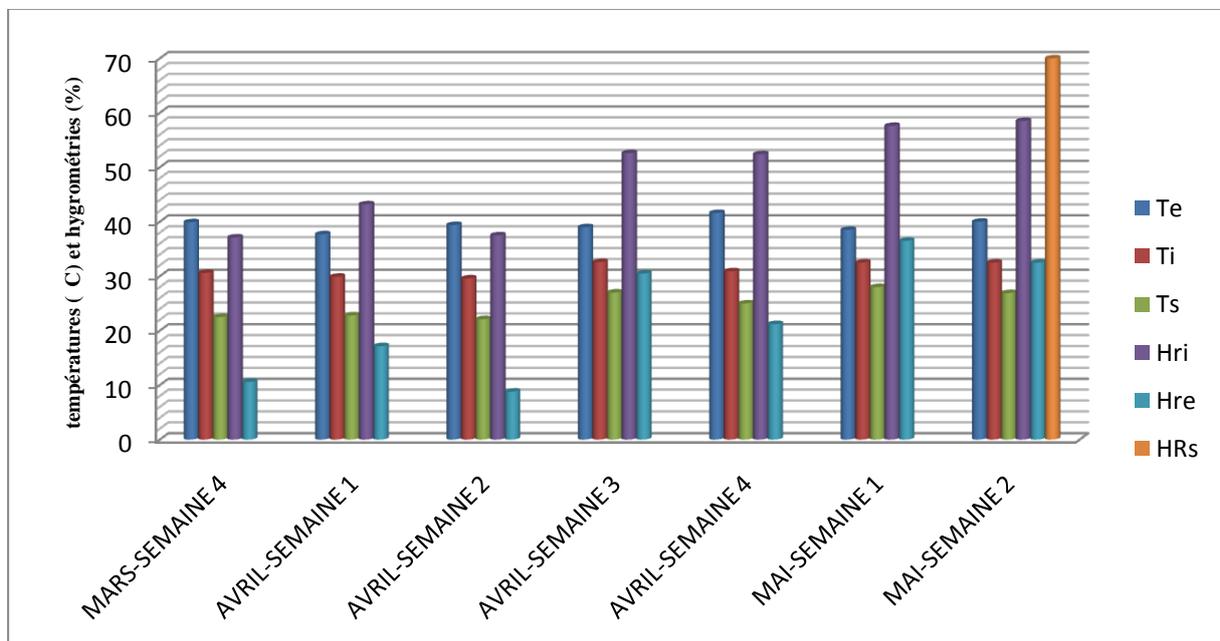
mesures	1	2	3
Te (°C)	39,2	38	37,5
Ti (°C)	31,6	32,8	33,3
T'i (°C)	34,5	34	35
Ts (°C)	27,1	27,1	27
Superficie (m <sup>2</sup> )	17,5	78	56,52
T'i - Ti (°C)	2,9	1,2	1,7

#### IV. ANALYSE ET DISCUSSION DES RESULTATS

Cette partie est consacrée à l'analyse et l'interprétation des résultats, tous les résultats seront représentés sous forme de graphiques afin de faciliter leurs analyses et discussions.

##### IV.1 Résultats globaux

L'objectif ici est d'une part de faire ressortir la corrélation existante entre les différentes grandeurs mesurées et d'autre part connaître les mois favorables pour le système afin de connaître le niveau de satisfaction de confort que peut générer cette technologie. Alors pour se faire, observons le graphe en bâtonnets ci-dessous (**figure 10**). Ce graphe montre seulement les résultats de 15h, cependant les interprétations seront faites pour toutes les heures.



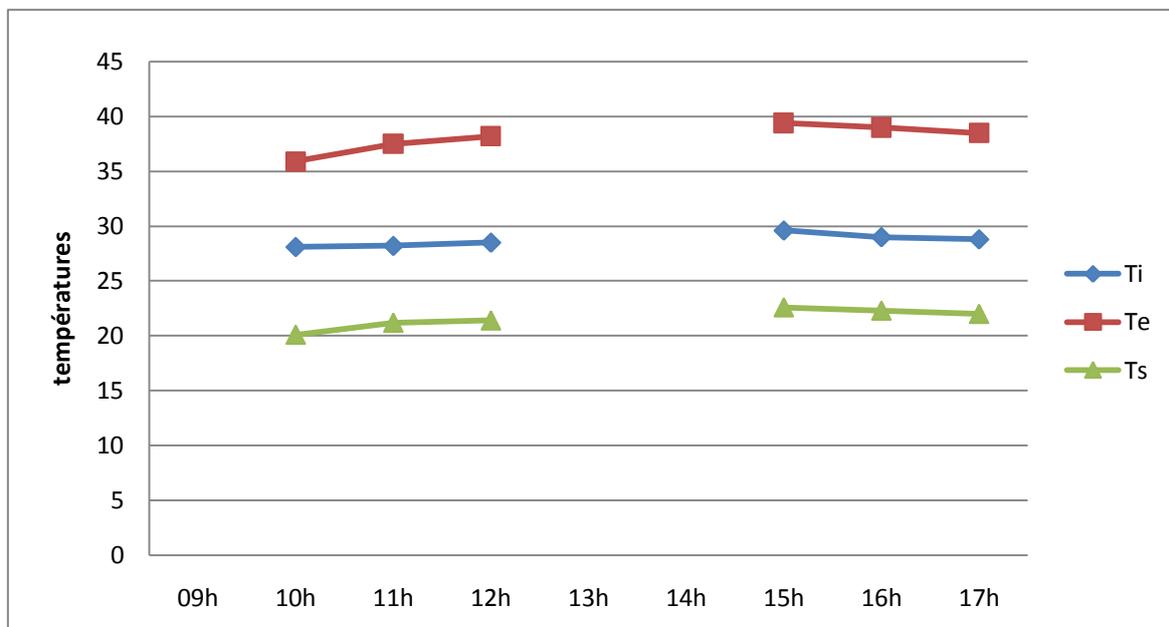
**Figure 10:** représentation moyenne mensuelle des grandeurs mesurées

Chaque ensemble de bâtonnets représente la moyenne des mesures d'une semaine et chaque couleur représente une grandeur. Ainsi, on constate que toutes les semaines ont presque les mêmes températures extérieures, cependant les températures intérieures, de soufflage, humidités extérieures, intérieures (satisfaisantes) et de soufflage différent. En effet les grandeurs du mois de mars sont inférieures à celles du mois d'avril et elles à leur tour inférieures à celles du mois de mai. Ici les deux grandeurs qui nous intéressent le plus sont la température de soufflage et celle de l'intérieure. Alors il est clair que pendant les trois premières semaines, la température de soufflage est beaucoup faible et avoisinant 22°C et donc les températures intérieures le sont aussi (29°C à 15h), et ceci est dû au fait que l'humidité de l'air extérieur est beaucoup faible. A partir de ces semaines, toutes les

températures de soufflage sont supérieures à 25°C, cela est dû au fait que les humidités des ces dernières semaines soient élevées (30% environ à 15h). Alors pour ce débit d'environ 16000 m<sup>3</sup>/h, il confère un état de confort satisfaisant ( $T_i < 30^\circ\text{C}$ ) pour des humidités inférieures à 20% (mars-avril) à 15h00, l'une des heures les plus chaudes. Cependant nous ne pouvons pas trop nous prononcer sur le mois de mai car il se peut que pour de grands débits nous atteignons le confort. Nous en saurons plus par certains calculs dans la suite de notre travail.

#### IV.2 Résultats pour deux journées différentes

Le but ici est d'établir de façon explicite l'évolution des températures extérieures et surtout intérieures et de soufflage. En effet il est important de savoir si ce système pourrait vaincre les grands apports de chaleur notamment ceux des heures les plus chaudes. Il faut noter que ces résultats sont spéciaux.

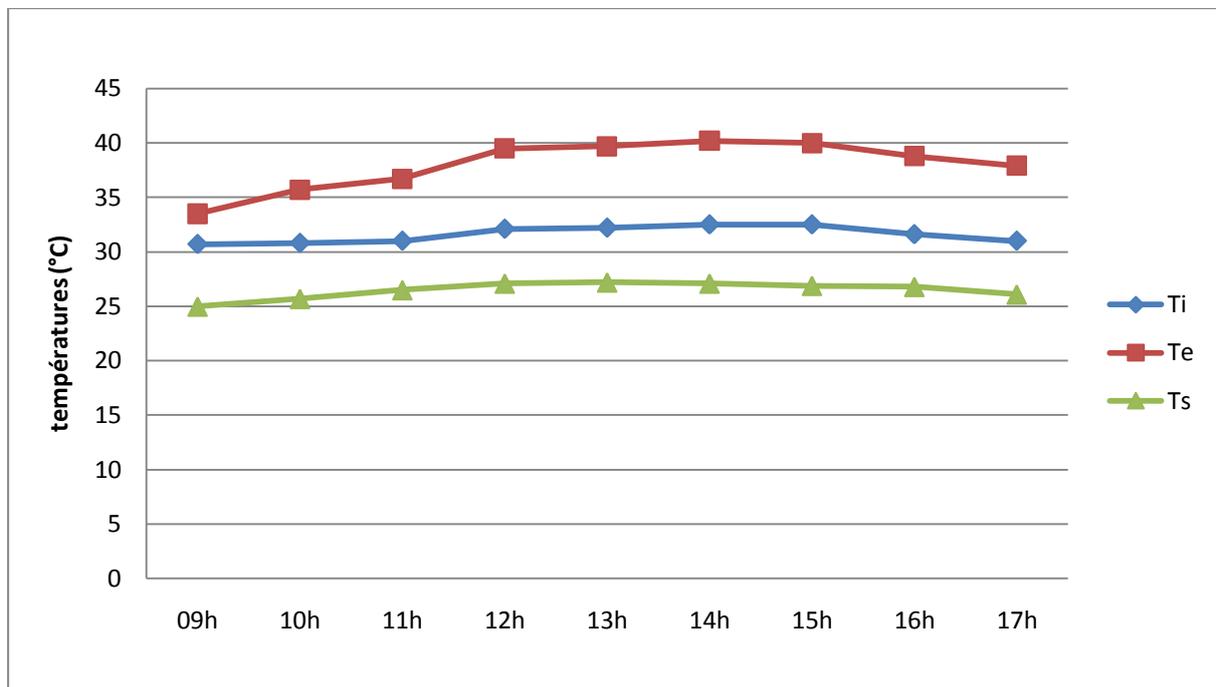


**Figure 11:** Evolution des températures intérieures ( $T_i$ ), extérieures ( $T_e$ ) et de soufflage au cours de la journée 12 avril

Sur ce graphique, on constate que les températures intérieures sont toutes en dessous de 30°C, ce qui veut dire que le confort thermique est atteint, on a une différence d'environ 18°C entre les températures extérieures et celle de soufflage, ce résultat est plus que satisfaisant. Considérant que l'inertie des murs du bâtiment baisse la température de 5°C à 12h00 comme l'a montré nos mesures dans d'autres bâtiments (voir **annexe 2**), alors la température intérieure a été rabattue de 5°C environ par le système. Nous croyons que nous pourrions avoir mieux que ça si les trois centrales étaient en marche. On peut donc qualifier cette

journee de favorable. Ceci étant, toutes les journées ressemblent-elles à celle-là ? Cette question nous renvoie donc au graphique ci-dessous présenté par la **figure 12**.

Les températures intérieures sur ce graphe sont toutes supérieures à 30°C, alors nous pouvons dire que le confort thermique n'est pas atteint pour ce débit de soufflage. Quant aux températures de soufflage, elles sont basses mais ne le sont pas assez car elles sont toutes au dessus de 25°C, alors le rabattement de température est donc d'environ 12°C entre températures extérieure et de soufflage. Avec les mêmes considérations que le graphe ci-dessus, le rabattement entre températures intérieures sans refroidissement et avec refroidissement est de 3,4°C à 12h00.

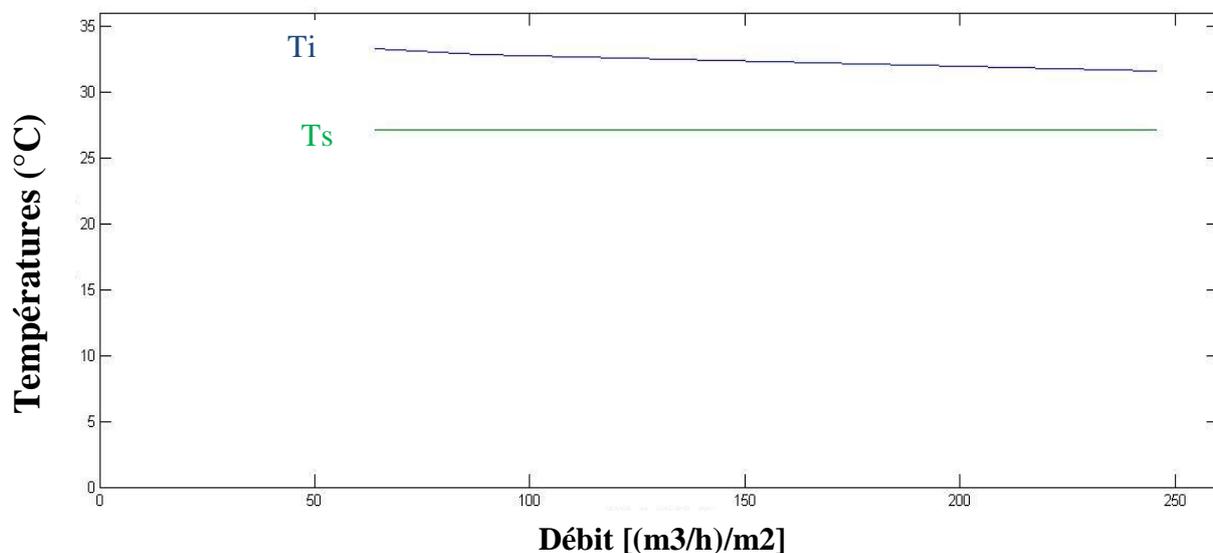


**Figure 12:** Evolution des températures intérieures (Ti), extérieures (Te) et de soufflage au cours de la journée du 11 mai

Les résultats que nous venons de voir et d'interpréter sont pour nous satisfaisant pendant certaines périodes notamment le mois de mars et d'avril. Alors la température de soufflage est étroitement liée aux conditions de température et d'humidité de la période. Une remarque très satisfaisante est à soulignée : les résultats de nos mesures sont presque les mêmes que les valeurs théoriques pour de mêmes humidité et température. Alors nous pourrions donc extrapoler nos résultats expérimentaux par les théoriques afin de prendre en compte toute l'année. Alors de nos données du mois de février : températures élevées et humidités faibles, ce mois est aussi à prendre en compte. Le système aura donc les mêmes performances que pendant le mois de mars.

### IV.3 Variation de la température intérieure en fonction du débit

L'objectif ici est de voir l'influence qu'a le débit de soufflage sur la température interne. C'est-à-dire de combien celle-ci va se rabattre et de combien elle se rapprochera de la température de soufflage. La difficulté ici réside dans le fait que les trois bâtiments de l'expérience ne soient pas exposés de la même manière aux charges et les conditions extérieures ne soient pas les mêmes d'un jour à un autre ou d'une heure à une autre. Les mesures devraient se faire sur une longue durée sur chaque mois et avec les trois appareils de l'institut français. Mais compte tenu du fait que les deux autres appareils étaient en panne et que nous espérons qu'ils seraient dépannés le plus vite possible, nous n'avons donc pas pu faire des mesures que pendant la dernière semaine de mai au 2iE Kamboinsé et avec un autre appareil moins performant. Le tracé de l'allure de la courbe nous donne la figure ci-dessous (**figure 13**). A partir de cette courbe nous pouvions donc déterminer des ratios par mesure, par type de local et par saison. Les mesures n'étant prises que pendant la dernière semaine de mai après plusieurs protocoles. Nous ne pouvons donc pas trop nous fier sur ces résultats. Cette partie pourra faire l'objet d'une étude afin d'étoffer les expériences.



**Figure 13:** évolution de la température en fonction du débit de soufflage

La température intérieure diminue faiblement et tend très lentement vers la température de soufflage lorsque le débit augmente. Cette lenteur est due au fait que les humidités soient très élevées et donc une température de soufflage de 27°C. Alors pour atteindre des températures satisfaisantes, il faudra souffler à de grands débits, ce qui procurera de la gêne.

Aussi il faut noter que le ventilo-humidificateur en question est portatif et est installée dans le local à la fenêtre. Alors en aspirant l'air chaud de l'extérieur, une partie de cet air n'est pas

captée et alors elle pénètre dans le local et se mélange donc à l'air intérieur plus froid. Ce mélange peut donc influencer significativement la température intérieure du local, c'est-à-dire l'augmenter. Ces valeurs de températures intérieures ne sont donc pas fiables et pourraient être beaucoup erronées.

Vu que le ventilo-humidificateur peut nous conférer le confort thermique et remplacer entièrement le climatiseur pendant les mois chauds dans les climats chauds et secs comme le cas du Burkina, alors il faudra chercher à savoir comment se dimensionne-t-il. La partie qui va suivre nous en dira plus.

## V. DIMENSIONNEMENT DES VENTILO-HUMIDIFICATEURS

Le but ici est de trouver si possible un ratio pour différents types de bâtiments et de trouver une méthode de dimensionnement de ces systèmes. La difficulté ici réside dans le fait que le système crée un confort thermique mais à des températures de soufflage et du local différentes de celles des systèmes traditionnels. Alors le dimensionnement devrait se faire par mesures, c'est-à-dire faire varier le débit de soufflage comme il a été dit dans la partie précédente, dans chaque type de local pour chaque mois afin de trouver les ratios conférant le confort thermique au Burkina Faso. Cette méthode de dimensionnement ne sera pas possible car nous avons connu des difficultés lors des mesures. En effet seul un appareil était en bon état lors de nos mesures et les équipements prévus pour le LESEE pour nos expériences ne sont finalement pas venus. Alors pour étoffer notre travail, nous allons essayer de procéder par calcul, ce qui ne sera pas du tout facile car il faut souligner que la porte reste ouverte ou du moins une ouverture est faite pour le renouvellement d'air dans le local dû à la surpression qu'il crée. Alors dans ce cas le calcul de bilan thermique y est impossible.

Cependant il faut remarquer que ce système de ventilation ressemble beaucoup aux systèmes de climatisation centrale tout air [5] ou à batterie froide [6]. Nous nous servirons donc de certaines formules et méthodes pour trouver une méthode de dimensionnement si nécessaire.

Pour se faire, nous allons trouver tout d'abord la formule et la méthode de dimensionnement qui ne sera possible que dans le cas ci-dessous (**figure 14**), trouver ensuite des ratios pour différents types de locaux puis finalement faire des comparaisons avec les ratios de quelques constructeurs.

### V.1. Détermination de la méthode de dimensionnement du ventilohumidificateur

Les hypothèses sont les suivantes :

**Température extérieure** : 39°C comme en climatisation classique

Température intérieure souhaitée : 28°C ou au lieu de 26 ou 24, en effet la vitesse de l'air de soufflage est un peu plus élevée.

**Température de soufflage** : dépend de la période (23°C en février et mars, 25°C en avril et 27,5°C en mai). Nous prendrons 27°C pour pouvoir couvrir toutes les périodes.

**Stratification (St)** : 2°C c'est-à-dire que l'air sortira à 30°C. Elle n'est valable que pour des locaux de grandes hauteurs (plus de 3 m). Elle varie donc généralement de 0 à 2°C.

La charge frigorifique sensible d'un local à refroidir à la température  $T_i$  par une batterie froide sachant que la température de soufflage est  $T_s$  s'évalue par la formule suivante [6] :

$$Q = 0,34 \times q_v \times (T_i + S_t - T_s) \quad \text{D'où} \quad q_v = Q / [0,34 \times (T_i + S_t - T_s)] \quad [2]$$

$0,34$  : la capacité calorifique de l'air en  $Wh / (m^3.K)$  ;

$q_v$  le débit volumique de ventilation en  $m^3/h$  ;

$Q$  la puissance frigorifique sensible en Watts ;

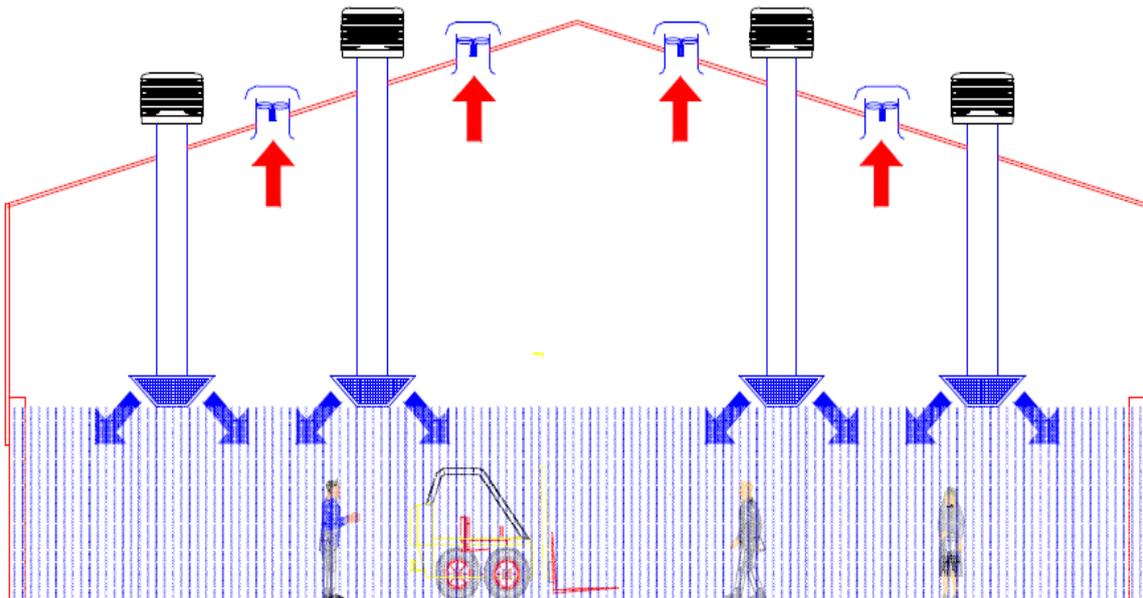
Nous utiliserons donc cette formule pour la détermination du débit de soufflage.

Une fois le débit trouvé, alors il ne reste qu'à choisir le(s) ventilo-humidificateur(s) qui satisfait le débit à partir des catalogues.

### Calcul des charges

Pour le calcul des charges, le système ayant pour principale fonction de transformer la chaleur sensible en chaleur latente par un processus adiabatique, il est donc évident que dans le bilan des charges, **nous ne prenons pas en compte les chaleurs latentes**. Alors, le calcul se fera de la manière suivante : par un programme de calcul de charges [10] ou par la méthode simplifiée [1].

Le calcul de charge n'est possible que dans un cas semblable à celui-ci (figure 14). Alors il faut insister sur le fait que dans les cas où les fenêtres et portes sont ouvertes, le bilan thermique est impossible ou du moins n'est pas valable.



**Figure 14:** installation de ventilo-humidificateur permettant le bilan thermique

➤ **Apports par conduction**

Les calculs se font à partir de la relation :

$$Q1m = km * Sm * \Delta T \quad [3]$$

$$Q1v = kv * Sv * \Delta T \quad [4]$$

Avec :

- $Q1m$  : Flux transmis à travers les murs au local en [W] ;
- $Q1v$  : flux transmis à travers les vitres en [W]
- $km$  : coefficient de transmission thermique des murs en [W/m<sup>2</sup>.K] ;
- $kv$  : coefficient de transmission thermique des vitres en [W/m<sup>2</sup>.K] ;
- $Sm$  : Surface de la paroi des murs considérée en [m<sup>2</sup>] ;
- $Sv$  : Surface de la paroi des vitres considérée en [m<sup>2</sup>] ;
- $\Delta T$  : différence de température entre les deux faces de la paroi considérée en [°C]

➤ **Apports par rayonnement**

Les calculs se font à partir des relations suivantes :

$$Q2m = a * F * S * Rm \quad [5]$$

$$Q2v = a * g * S * Rv \quad [6]$$

Avec :

- $Q2m$  : Flux de chaleur transmis par rayonnement solaire sur les parois en [W] ;
- $Q2v$  : Flux de chaleur transmis par rayonnement solaire sur vitres en [W] ;
- $a$  : coefficient d'absorption de la paroi ou du vitrage recevant le rayonnement ;
- $F$  : Facteur de rayonnement solaire ;
- $g$  : Facteur de réduction qui est fonction du mode de protection du vitrage ;
- $S$  : Surface du mur ou du vitrage considéré en [m<sup>2</sup>] ;
- $Rm$  : Rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en [W/m<sup>2</sup>] ;
- $Rv$  : Intensité du rayonnement solaire sur le vitrage en [W/m<sup>2</sup>] ;

➤ **Apport par infiltration**

Les mouvements d'air externe font que l'air chaud de l'extérieur s'infiltré régulièrement à l'intérieur des locaux dans le cas des systèmes à compression. L'infiltration se fait par les cadres des fenêtres, les portes et par toutes autres ouvertures pratiquées dans les murs. Cet air externe apporte à la fois des gains sensibles et des gains latents. Cependant, dans le cas de la figure 14 en particulier et des ventilo-humidificateurs en général, les mouvements d'air se font de l'intérieur vers l'extérieur à cause de la surpression créée dans le local. Alors il n'y a donc pas d'apport par infiltration et renouvellement d'air.

➤ **Apport sensible interne Q3**

C'est les apports par les occupants, l'éclairage, moteurs, divers appareils. Ils se calculent par :

$$Q3i = ni * fi * \Delta T \quad [7]$$

Avec

-*ni* : le nombre d'éléments *i* ;

-*fi* : le facteur d'apport sensible de chaque élément intérieur *i* pouvant générer les apports thermiques [W/°C] ;

Et Q3 est la somme des Q3i.

➤ **Apport total Qt**

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad [8]$$

**NB : ne pas tenir compte des apports latents dans le calcul des charges**

## V.2. Ratios et comparaison

Le ratio le plus simple à déterminer est celui du débit soufflé par unité de surface. Etant donné que le débit n'est pas proportionnel linéairement à la puissance électrique du ventilateur, principal consommateur d'énergie du ventilo-humidificateur, la détermination d'un ratio en watts électrique par unité de surface ne sera donc pas aisée.

Par calcul (voir **feuille Excel**), on trouve pour le CCF dans le mois de mars ( $T_s = 23^\circ\text{C}$ ) un ratio de **51,8 m3/h/m2 de surface traitée (un appareil)**, de **62,2 m3/h/m2 de surface traitée (un appareil)** en avril ( $T_s = 25^\circ\text{C}$ ) et de **103 m3/h/m2 de surface traitée (deux appareils)** pendant le mois de mai. Les constructeurs donnent les ratios suivants dans le tableau ci-dessous

**Tableau 7: ratios de quelques constructeurs [15]**

Type	Surface à traiter	débit d'air	ratio (m3/h)/m2 surf
Marino	10-15	461	30,73 - 46,1
Magicool	10-15	688	45,87 - 68,8
Silver	10-15	508	33,87 - 50,8
Mastercool	17-30	1011	33,7 - 59,47
EA120SVM	250	9500	38
Armoirebio	100	4200	42
breezair	200	10800	54

Tous ces ratios varient entre 30 et 60 m3/h d'air frais par unité de surface traitée. Alors le ratio du mois de mai n'est pas dans la plage des constructeurs qu'on a pu sélectionner. Etant

donné que nous ne savons pas dans quels contextes ces plages ont été choisies, alors nous nous gardons de tout commentaire. Cependant ce ratio de 103 m<sup>3</sup>/h est bien valable pour les ratios établis par traitement d'air service (TAS) (voir **annexe 6**).

Pour déterminer des ratios pour tout type de local et à toutes périodes, nous utiliserons un autre local dont les caractéristiques sont dans le **tableau 8**.

Le calcul de charges de ce local pour plusieurs scénarios donne les résultats suivants : (**tableau 9**). Pour les détails de calcul, (voir **feuille Excel**).

**Tableau 8: caractéristiques du bâtiment de détermination de ratios**

<b>L</b>	<b>l</b>	<b>h</b>	<b>TeM</b>
<b>6,5</b>	<b>4,1 m</b>	<b>2,7 m</b>	<b>39°C</b>
<b>Ti</b>	<b>HRe</b>	<b>HRi</b>	<b>Stratification</b>
<b>28°C</b>	<b>Dépend de la période</b>	<b>60</b>	<b>2°C</b>

**Tableau 9: ratios mensuels selon le type de local**

<b>Type de local</b>	<b>charge (W)</b>	<b>débit en mars (m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>)</b>	<b>débit en avril (m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Débit en mai (m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Plage de débit (m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>)</b>
<b>non exposé au soleil avec léger apport interne</b>	<b>3234</b>	<b>51</b>	<b>71</b>	<b>119</b>	<b>51-119</b>
<b>non exposé au soleil avec apport interne</b>	<b>5195</b>	<b>82</b>	<b>115</b>	<b>191</b>	<b>82-191</b>
<b>exposé avec léger apport interne</b>	<b>4619</b>	<b>73</b>	<b>102</b>	<b>170</b>	<b>73-170</b>
<b>exposé avec apport interne</b>	<b>6578</b>	<b>104</b>	<b>145</b>	<b>242</b>	<b>104-242</b>

Le volume de la pièce s'élève à 72 m<sup>3</sup> environ. Alors le débit de soufflage s'évalue de 18 à 90 fois le volume de la pièce selon le type de local et la saison.

Les apports internes sont :

- 15 personnes dont 8 hommes et 7 femmes
- 5 ordinateurs de 60 W
- 5 lampes fluorescentes de 36 W chacune

Le léger apport interne est estimé à 15% des apports internes.

## VI. BILANS ECONOMIQUE, SOCIETAL ET ENVIRONNEMENTAL

C'est la partie la plus intéressante, disons que c'est ce pourquoi nous faisons cette étude. Pour se faire, nous allons d'abord calculer le bilan de la réduction des charges. L'objectif est de montrer combien on économiserait en finance et en émission CO2.

### VI.1. Bilan économique

Il s'agit de calculer la puissance électrique du climatiseur pour ensuite la comparer avec celle du ventilo-humidificateur pendant les mois de février, mars, avril et mai.

#### VI.1.1. Coût d'installation du ventilo-humidificateur

Le coût d'installation d'un ventilo-humidificateur dépend de la gamme de ventilo-humidificateur, de la marque, de la longueur du réseau de gaine et de la bouche de soufflage selon qu'elle soit un diffuseur à huit voies, par faux plafond ou sur le côté, cependant la différence ne doit pas être assez grande. Dans le cas du Burkina, le fournisseur est la société ATLANTIS. Nous allons nous spécifier sur la bibliothèque de l'institut français où nous avons fait notre expérimentation. Le coût d'installation est de six millions par appareil d'où **dix-huit millions de francs CFA (18 000 000 FCFA)** pour les trois appareils. Nous estimons qu'étant donné qu'un appareil confère le confort pendant les mois secs et que deux appareils peuvent conférer le confort pendant les mois de transition (mai et octobre), alors il y a un appareil de trop d'où le coût d'installation devrait être de **12 000 000 FCFA**. Nous procéderons donc dans la suite de ce chapitre par deux cas et chacun deux scénarios.

**Cas 1-scénario1** : c'est celui du CCF, trois appareils en fonctionnement pendant quatre mois (de février à mai).

**Cas 1-scénario 2** : trois appareils en fonctionnement pendant les huit mois secs de l'année (de janvier à mai et d'octobre à décembre).

**Cas 2-scénario 1** : solution optimale, deux appareils installés et quatre mois de fonctionnement dans l'année (février à mai). Ne faire fonctionner tous les deux que pendant le mois de transition (mai)

**Cas 2-scénario 2** : deux appareils installés et huit mois de fonctionnement (janvier à mai et d'octobre à décembre). Ne faire fonctionner tous les deux que pendant les mois de mai et d'octobre, mois de transition.

En effet, les mois les plus chauds sont de février à mai, ensuite viennent les mois pluvieux et enfin des mois plus ou moins frais, c'est-à-dire d'octobre à janvier. Nous avons fait ce

découpage car certaines personnes utilisent le rafraîchissement pendant les mois de l'harmattan comme c'est le cas au 2iE tandis que d'autres ne l'utilisent pas.

### VI.1.2. Coût de fonctionnement du ventilo humidificateur

Le coût de fonctionnement dépend aussi bien de la puissance du ventilo-humidificateur que de son taux de maintenance et de la quantité d'eau utilisée pour le refroidissement du système. Dans cette partie, nous prendrions 124 FCFA pour le kilowattheure et de 1040 FCFA pour le mètre cube d'eau hors taxes (voir **annexe 7**).

Par calcul, la quantité d'eau est égale au produit du débit d'air de refroidissement par la différence de vapeur d'eau présente entre l'air au soufflage et l'air extérieur. Elle peut être définie par la formule suivante :

$$V = \dot{m}_{eau} \times t = \dot{m}_{air} \times (x_i - x_e) \times t \quad [9]$$

$\dot{m}_{air}$  est le débit massique de l'air (en kg d'air sec/s)

$\dot{m}_{eau}$  est le débit massique de l'eau (en kg d'eau/s)

$x_e$  est l'humidité absolue de l'air avant humidification (en g d'eau/kg d'air sec)

$x_i$  est l'humidité absolue de l'air après humidification (en g d'eau/kg d'air sec)

Par mesure, dans le cas de l'institut français, nous n'avons pas pu déterminer la quantité d'eau utilisée par jour car un raccordement est fait depuis la source d'approvisionnement jusqu'au système et non plus nous n'avons pas eu accès au compteur d'eau. Alors nous utiliserons la quantité d'eau utilisée par notre second système expérimental. Elle correspond de 14h à 18h à un volume d'eau de 20 litres pour un débit d'air de 5000 m<sup>3</sup>/h pendant le mois de mai (HRs = 81% et Ts = 27°C pour HRe = 35% et Te = 38°C) en raison d'un millilitre par m<sup>3</sup>/h d'air. Il est clair que cette quantité d'eau sera un peu plus élevée pendant les autres mois, mais nous n'en tiendrons pas compte dans nos calculs.

Les calculs du coût de fonctionnement du ventilo humidificateur du domaine expérimental pour différents scénarios sont récapitulés dans le tableau ci-dessous. (Voir **annexe 8**)

**Tableau 10: récapitulatif du fonctionnement optimal du ventilo-humidificateur du CCF**

scénarios	cas CCF		cas optimal	
	scénario 1	scénario 2	scénario 1	scénario 2
Energie (kWh)	2880	5760	1200	2400
Coût (FCFA)	357120	714240	148800	297600
Volume d'eau (m3)	30,72	61,44	12,8	25,6
Coût d'eau (FCFA)	31949	63898	13312	26624
<b>Coût de fonctionnement (FCFA/an)</b>	<b>389069</b>	<b>778138</b>	<b>162112</b>	<b>324224</b>

Le temps de fonctionnement est de huit heures par jour en raison de 20 jours par mois.

Alors pour un fonctionnement avec les trois appareils, le coût de fonctionnement pendant les mois de février à mai est de 389 069 FCFA.

Pour toute l'année en dehors des quatre mois pluvieux, le coût de fonctionnement sera donc égal à 778 138 FCFA.

Cependant pour un fonctionnement optimal, les coûts de fonctionnement seront réduits jusqu'à 162 112 FCFA pour le scénario 1 et de 324 224 FCFA pour le deuxième.

Alors il est donc clair que les ventilo-humidificateurs du CCF ont été surdimensionnés. Cela a donc une répercussion nette et négative sur le coût de fonctionnement. C'est malheureusement une énorme perte. Elle est de 226 957 FCFA pour le scénario 1 et de 439 914 FCFA pour le deuxième. Cependant on pourra y remédier en ne mettant en marche qu'un appareil ou deux selon les mois (fonctionnement optimal).

### VI.1.3. Comparaison financière du local expérimental entre climatiseur traditionnel et ventilo-humidificateur.

Il est question de comparer chacun des scénarios avec le climatiseur traditionnel.

**Tableau 11: comparaison financière**

systèmes	ventilo-humidificateur				climatiseur traditionnel	
	cas CCF		cas optimal		scénario 1	scénario 2
scénarios	scénario 1	scénario 2	scénario 1	scénario 2		
Puissance installée (kW)	4,5	4,5	3	3	18	18
Puissance de fonctionnement (kW)	4,5	4,5	1,5-3	1,5-3	18	18
Energie totale consommée (kWh/an)	2880	5760	1200	2400	11520	23040
économie d'énergie (kWh/an)	8640	17280	10320	20640		
Coût de fonctionnement (FCFA/an)	389069	778138	162112	324224	1428480	2856960
économie (FCFA/an)	<b>1039411</b>	<b>2078822</b>	<b>1266368</b>	<b>2532736</b>		
nombre de fois économique	3,7	3,7	8,8	8,8		

L'utilisation de tous les trois appareils est économique de 3,7 fois soit 72,8%. Ces chiffres sont bons mais pourrait l'être encore plus pour un fonctionnement optimal comme le montre le tableau ci-dessus.

#### VI.1.4. Temps de retour sur investissement

Celui que nous calculons ici est le temps de retour sur investissement du local expérimental. Pour le calcul du TRI, nous ne prendrions pas en compte les coûts d'entretien des ventilo-humidificateurs et des climatiseurs. Nous nous limiterons seulement au coût d'investissement pour l'installation (frais d'acquisition et d'installation). Les résultats sont consignés dans le tableau 12 ci-dessous

$$\text{On a } TRI = \frac{\text{coût d'investissement}(FCFA)}{\text{gain économique}(FCFA/\text{an})}$$

**Tableau 12: TRI pour différents scénarios**

scénarios	cas CCF		cas optimal	
	scénario 1	scénario 2	scénario 1	scénario 2
coût d'installation (FCFA)	18000000	18000000	12000000	12000000
économie (FCFA/an)	1039411,2	2078822,4	1266368	2532736
TRI (années)	<b>17,3</b>	<b>8,7</b>	<b>9,5</b>	<b>4,7</b>

Le temps de retour des équipements du CCF varie entre **8,7** et **17,3 ans**. Ce TRI est aussi élevé à cause du coût d'installation des équipements. S'ils adoptent un fonctionnement optimal comme nous l'avons recommandé, ils auront un TRI réduit. Il variera dans ce cas de **7,1** à **14,2 ans**. Ce TRI pourrait encore être plus réduit pour une installation optimale, dans ce cas, il peut aller jusqu'en dessous de **cinq ans** comme le montre le tableau ci-dessus.

Il est vrai qu'il semble que les frais d'acquisition de ces appareils soient un peu élevés, cependant il faut savoir qu'ils sont encore plus moins chers que les systèmes traditionnels. Alors pour toutes nouvelles installations de système de refroidissement, il est impératif d'installer les ventilo-humidificateurs au vu de leur faible coût d'installation et de fonctionnement. En effet pour un bon dimensionnement, les économies d'énergie et donc financières peuvent aller jusqu'à 90% pour le fonctionnement.

Autrement, lorsqu'on parle d'économie d'énergie, il y a évidemment réduction de gaz à effet de serre (GES). La partie qui va suivre sera donc consacrée à l'étude environnementale, c'est-à-dire la quantité de tonnes équivalent CO2 que ces systèmes permettront d'éviter par an.

## VI.2. Bilan environnemental

### VI.2.1. Réduction de production de gaz à effet de serre

L'économie d'énergie a double avantages. Un avantage financier et un avantage environnemental. Il faut noter que la production de CO<sub>2</sub> due à la production d'énergie électrique dépend de la source de production, ainsi au Burkina Faso, l'énergie électrique produite par la SONABEL dans les centrales thermiques à fuel en **2009** est de **567 492 164 kWh** et la quantité de CO<sub>2</sub> rejetée quant à elle vaut **348 932 324 kg**.

Ce qui conduit à une production de **0,61 kg** de CO<sub>2</sub> par kWh contre **0,67 kg de CO<sub>2</sub>** par kWh en 2008 puisque SONABEL a augmenté ses importations par les interconnexions avec les pays voisins qui sont dotés d'un fort potentiel hydroélectrique (Côte d'ivoire, Ghana). [4]

**Tableau 13: bilans carbonés des différents scénarios**

systèmes	ventilo-humidificateur				climatiseur traditionnel	
	cas CCF		cas optimal		scénario 1	scénario 2
scénarios	scénario 1	scénario 2	scénario 1	scénario 2		
Energie totale consommée (kWh/an)	2880	5760	1200	2400	11520	23040
bilan carbone (kg CO <sub>2</sub> /an)	1756,8	3513,6	732	1464	7027,2	14054,4
économie CO <sub>2</sub> (kg CO <sub>2</sub> /an)	<b>5270,4</b>	<b>10540,8</b>	<b>6295,2</b>	<b>12590,4</b>		
pourcentage économisée (%)	75	75	89,6	89,6		

L'installation des ventilo-humidificateurs au CCF permet d'éviter le rejet de **5,27 à 10,54 tonnes équivalent CO<sub>2</sub>**. Cette valeur n'est certainement pas grande donc pas éligible au projet MDP. Pour voir l'efficacité des ventilo-humidificateurs à réduire les émissions des GES, il faut voir qu'ils permettent une réduction d'environ **90%** pour un bon fonctionnement.

### VI.2.2. Elimination du risque de destruction de la couche d'ozone

En plus de cette contribution environnementale directe, les climatiseurs ont des impacts environnementaux indirects dus au fluide frigorigène. En cas de fuite dans les conduites, ces fluides s'échappent dans la nature et s'attaquent directement à la couche d'ozone. Ils détruisent la couche d'ozone protectrice de la terre contre les rayons ultraviolets (UV-B) dangereux pour la santé.

Le grand avantage des ventilo-humidificateurs est qu'ils n'utilisent pas de fluides frigorigènes, alors ils éliminent le risque de destruction de la couche d'ozone et donc contribuent à la préservation de la nature et diminuent le risque d'attraper les maladies liées à la destruction de la couche d'ozone telles que le cancer de la peau.

### **VI.3. Réduction des consommations électriques liées au rafraîchissement par évaporation des bâtiments publics de la ville (Ouagadougou)**

Les bâtiments publics de la ville (Ouagadougou) comptent au total 7531 climatiseurs en 2010 avec des puissances de 1,5 CV ou 2 CV et un temps de fonctionnement de 08h par jour et, consommant 77,6 MWh par jour. Avec les hypothèses faites plus haut, l'énergie consommée par mois par cet ensemble de climatiseurs est de **1,6 GWh par mois** soit **12,8 GWh** pendant huit mois avec des émissions de **7 808 tonnes CO<sub>2</sub>**. [4]

Il a été montré que les ventilo-humidificateurs économisent jusqu'à **90% d'énergie électrique**, alors on économiserait en installant ces systèmes une énergie de **11,52 GWh** soit **1 407,846 millions de FCFA** contre **1 587,2 millions** et une quantité de **7 027,2 tonnes de CO<sub>2</sub>** (supérieur à **5 000 tonne CO<sub>2</sub>**) pendant les huit mois par an, donc **éligible au projet MDP**. La quantité d'eau utilisée pendant ces quatre mois sera donc égale à :

$(12,8 - 11,52) \text{ GWh} * 12,8 \text{ m}^3 / 1200 \text{ kWh} = 13 654 \text{ m}^3$  soit un montant de **14 200 000 FCFA** hors taxes.

### **VI.4. Retombées sociétales**

Les bâtiments publics de la ville de Ouagadougou à eux seuls permettent d'économiser plus de **1,4 milliards par an**. Cependant la cherté de l'installation du système pourrait créer une réserve quant à l'investissement pour son installation. Mais il faut savoir que son coût d'installation est plus faible que celui du climatiseur à compression. Par contre pour toutes nouvelles installations, il est obligatoire d'installer ce système en vu d'un intérêt individuel et commun et étant donné que la durée de vie maximale des climatiseurs traditionnels est au plus égale à 15 ans, alors ce projet devrait être étalé sur les 15 ans, c'est-à-dire que d'ici 15 ans l'Etat pourra remplacer tous les climatiseurs par les ventilo-humidificateurs s'il existe une volonté d'économie financière et énergétique chez les autorités. En effet Il existe une corrélation nette et positive entre les économies d'énergies et la croissance d'un pays. En économisant l'énergie on peut augmenter les volumes de consommation puisqu'on met à la disposition des autres usagers l'énergie qu'on ne consomme pas, ce qui à son tour réduirait les coûts du kilowattheure.

Au Burkina Faso, si chacun à son niveau (Etat ou particulier) faisait un effort pour installer ou remplacer son système de climatisation conventionnelle par un ventilo-humidificateur, on aboutirait à une réduction de puissance souscrite, une réduction ou annulation du délestage et donc une industrialisation plus poussée du pays. En effet la puissance électrique mobilisée

pour ces 7531 climatiseurs est de : **1,6 GWh / (8h\*20) = 10 MW**. Alors avec près de 90% d'économie d'énergie électrique, on économiserait environ **9 MW soit 1,44 GWh** par mois. Considérant les bâtiments publics de tout le pays, l'Etat pourrait économiser des sommes colossales qui serviront à d'autres fins pour la construction et le développement du pays. Quant aux particuliers, ils effectueront des économies énormes d'énergie et donc financières d'où le développement de l'entreprise. Alors les ventilo-humidificateurs peuvent être aussi un grand outil de lutte contre le délestage au Burkina Faso s'il parvenait à remplacer le climatiseur. Cependant il est à noter que la consommation d'eau par ces systèmes peu s'avérer importante et créer des déficits s'il n'est pas prévu ou s'il y a une mauvaise gestion par les utilisateurs des ventilo-humidificateurs dans un pays sahélien comme le Burkina Faso où l'eau est une ressource rare et très précieuse.

En définitif, les ventilo-humidificateurs peuvent donc avoir des impacts financiers et environnementaux positifs et énormes sur la gestion énergétique du Burkina Faso. Ils permettent à eux seuls une réduction énorme de près de 85% de la facture énergétique du bâtiment d'où l'avantage de les installer.

## VII. CONCLUSION GENERALE

Au terme de notre étude, nous pouvons dire que le ventilo-humidificateur constituerait une solution beaucoup intéressante pour les pays tropicaux chauds et secs en particulier le Burkina Faso. En effet les expériences ont montré que le système peut atteindre des rabattements de température allant jusqu'à 18°C pendant les mois de février, mars et avril et procurer dans le local des températures intérieures de 28°C à 30°C. Cependant le système devient moins efficace pour des humidités élevées (plus de 30%) comme c'est le cas dans le mois de mai de cette année et donc il faut des débits de soufflage très élevés pour atteindre le confort thermique. Ces débits très élevés pourraient être gênants pour les occupants ou consommateurs de plus d'énergie, alors nous avons trouvé une méthode de dimensionnement pour avoir le débit de soufflage optimal pour un type de local et une saison donnée. Les calculs faits nous permettent de trouver des ratios variant selon le type de local et la saison entre 18 et 90 fois le volume de la salle par heure.

L'absence de compresseur dans ces systèmes permet une réduction énorme de l'énergie consommée par rapport au système traditionnel. Il permet donc une réduction d'environ 90% d'énergie et d'émission de gaz à effet de serre et une réduction de plus de 85% d'économie financière soit plus de huit (8) fois plus économique. Alors il est clair que nos objectifs sont atteints car le système est très efficace pendant les mois où l'on a le plus besoin de refroidissement dans les locaux. Cependant il ne faut pas perdre de vue la quantité d'eau utilisée par ces systèmes car ils sont performants et seulement utilisables dans les pays où l'eau est une ressource rare et chère.

## VIII. PERSPECTIVES ET RECOMMANDATIONS

Bien que nous ayons effectué assez d'efforts et de recherches pour l'élaboration de ce mémoire, il reste encore et comme toujours quelques choses à faire. Pour cela nous donnons les recommandations et perspectives que voici, en vu d'améliorer et d'approfondir ce travail:

- Il faudra reprendre les mesures en vu de trouver des ratios par mesures. En effet ceux que nous avons trouvés ne sont valables que dans le cas où les portes et les fenêtres sont fermées. Etant donné que la majorité des personnes utilisant ce système ici au Burkina Faso n'utilisent pas la configuration avec laquelle nous avons fait nos calculs, il est donc impératif de trouver des ratios pour eux, sinon il faudra faire des modifications sur les constructions pour leur installation. Il suffira alors de faire varier le débit de soufflage dans le local afin de trouver pour chaque type de local, le débit lui conférant le confort.
- Etant donné qu'au Burkina Faso, l'ensoleillement est favorable, alors pourquoi ne pas penser à faire une alimentation par des modules photovoltaïques. Cette idée pourrait faire l'objet d'une étude afin de savoir si une telle alimentation serait plus économique du point de vu financier. Cependant, les modules photovoltaïques étant moins émettrices de gaz à effet de serre que les groupes électrogènes, utilisateurs d'énergie fossile, il est clair que les émissions de gaz à effet de serre seraient encore plus réduites.
- Bien que le ventilo-humidificateur ait un coût d'acquisition plus faible que celui des climatiseurs, nous trouvons qu'il est un peu cher au vu de sa simplicité. Nous nous sommes donc dit pourquoi ne pas essayer d'en fabriquer avec des matériaux locaux. Ceci réduirait considérablement son coût d'acquisition et d'installation.

## **Bibliographie**

- [1] Alexis KEMAJOU, Ing.-Dr. *de l'initiation à la maîtrise de la climatisation et du conditionnement de l'air*. Masseu 2007.
- [2] TALLA, A. (1994). *confort thermique dans la ville de Ouagadougou*. Ouagadougou: rapport pour l'obtention du diplôme d'ingénierie EIER-ETSHER.
- [3] MINANE, J. (2010). *Détermination de la zone de confort thermique à Ouagadougou*. Ouagadougou: mémoire pour l'obtention de master en ingénierie de l'eau et de l'environnement option: génie civile.
- [4] NGOULA, U. (2010). *réduction des coûts de la climatisation par l'utilisation du puits canadien*. Ouagadougou: mémoire pour l'obtention du master en ingénierie de l'eau et de l'environnement option: énergie et génie des procédés-ingénieurs-2iE.
- [5] SEMPORE, Ing. *cours aéraulique*. Ouagadougou: polycopie EIER-ETSHER.
- [6] SEMPORE, Ing. *cours de climatisation tome II*. Ouagadougou: polycopié EIER-ETSHER.
- [7] LAWSON, L. (1991). *évaluation du confort thermique dans l'habitat individuel à Ouagadougou*. Ouagadougou: mémoire d'obtention d'ingénierie EIER-ETSHER.
- [8] Institut de l'énergie et de l'environnement de la francophonie; architecture bioclimatique
- [9] Yézouma COULIBALY, Pr. (2001). *cours de climatisation*. ouagadougou: polycopié de l'EIER-ETSHER.
- [10] SEMPORE, Ing. *cours de technologie frigorifique bilan thermique tropicalisé: utilitaire*. Ouagadougou: EIER.
- [11] Pigeon 2009

## **Web graphie**

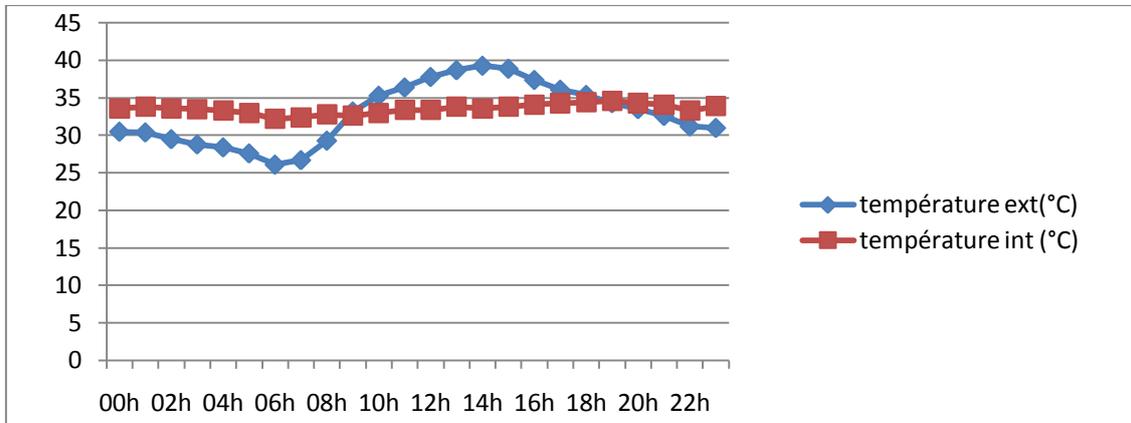
- [12] claessens et al. 1996
- [13] meteociel.fr Ouagadougou visité le 2 mars 2011
- [14] nesal.uni-siegen visité le 5 mars 2011
- [15] bioclimas.com visité le 6 mars 2011

**ANNEXES**

Annexe 1 : taux humidex.....	44
Annexe 2 : évolution de la température intérieure d'un local sans refroidissement au cours d'une journée.....	44
Annexe 3 : différents types de procédés d'humidification.....	45
Annexe 4 : différents composants d'un ventilo-humidificateur Breezair.....	47
Annexe 5 : ratios établis par TAS.....	48
Annexe 6 : grandeurs moyennes mensuelles mesurées.....	49
Annexe 7 : tarifs de l'ONEA.....	50
Annexe 8 : bilans économiques et environnementaux.....	51
Annexe 9 : quantité d'eau utilisée.....	53
Annexe 10 : comparaison entre valeurs théoriques et des constructeurs.....	54



<b>Te-Ti</b>	4,4	4,9	5,7	5,1	3,3	1,8	1,0	-0,3	-0,8	-1,5	-2,1	-2,9	-0,7
<b>Ti-Te_moy</b>	0,5	0,9	0,8	0,9	1,3	1,5	1,6	1,8	1,5	1,3	0,4	1,1	

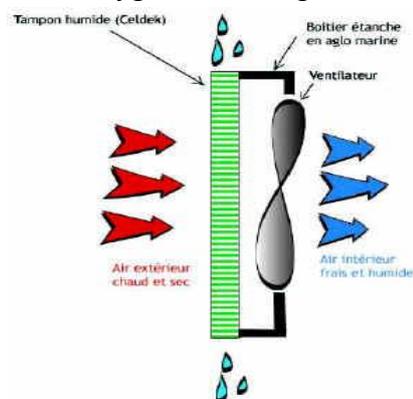


### Annexe 3 : différents types de procédés d'humidification

Il existe trois types d'humidificateurs qui sont le ventilo-humidificateur, l'humidificateur laveur d'air et l'atomiseur centrifuge.

- **Principe de fonctionnement du ventilo-humidificateur**

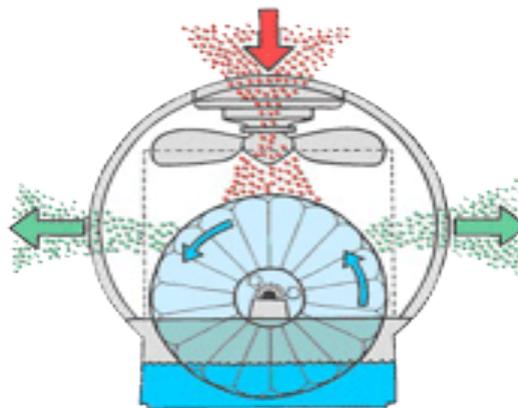
Le rafraîchissement par évaporation est un processus adiabatique à température constante. Il consiste à diminuer la chaleur que nous percevons (chaleur perceptible) et augmenter la chaleur que nous ne percevons pas et que nous évacuons par ventilation (chaleur latente). C'est un processus qui ne demande pas de variation de chaleur. On fait circuler à basse vitesse à l'aide d'un ventilateur à travers un panneau hygroscopique irrigué par une pompe un débit d'air à une certaine température et une certaine hygrométrie relativement faible. Par ce processus, l'air évapore une partie de l'eau en transformant une partie de sa chaleur sensible en chaleur latente, sans aucune variation de l'enthalpie ou de la chaleur totale. A la sortie, la température de l'air diminue et son hygrométrie augmente.



**Figure 1 : Principe de base du refroidissement par évaporation**

- **Principe de fonctionnement de l'humidificateur laveur d'air**

Le laveur d'air a pour principale fonction de nettoyer et humidifier l'air sans l'aide de filtres, permettant ainsi de faire des économies d'entretien. Des disques d'humidification spéciaux tournent constamment dans de l'eau. Cette méthode permet d'enlever beaucoup d'impuretés de l'air (poussières, pollens et odeurs liées à des particules en suspension par exemple) ; tout comme dans la nature, lorsque l'air est nettoyé par la pluie. Le laveur d'air fonctionne selon le principe de l'évaporation autorégulée (l'air évapore uniquement la quantité d'eau nécessaire) et ainsi il ne nécessite pas de système de régulation additionnel pour assurer une humidification optimale de l'air. En produisant un niveau sain d'humidité, l'électricité statique dans l'atmosphère est réduite et la poussière est supprimée, ce que de simples filtres à air ne peuvent pas faire.



***Figure 2 : Principe de fonctionnement du laveur d'air AOS***

- **Principe de fonctionnement de l'atomiseur centrifuge**

Le principe de cet appareil perfectionné est simple. Se présentant sous forme de cage cylindrique grillagée et ayant pour principale fonction d'humidifier l'air, il tourne à grande vitesse et grâce à la force centrifuge, fractionne l'eau en fines gouttelettes de 20 à 40 microns de diamètre. Celles-ci sont ensuite éparpillées dans l'air par la tête de pulvérisation, entraînée en rotation par un moteur de faible puissance, piloté lui-même par un variateur de fréquence. Celui-ci fonctionne en effet sans air comprimé, ni eau sous pression. L'atomiseur centrifuge produit une brume visible rapidement absorbée par l'air. Ainsi l'air s'humidifie.



***Figure 3 : Atomiseur centrifuge***

Annexe 4 : différents composants d'un ventilo-humidificateur Breezair



Pompe



Carrosserie



système automatique



vidangeur automatique



Moteur à entrainement



module de commande



filtre



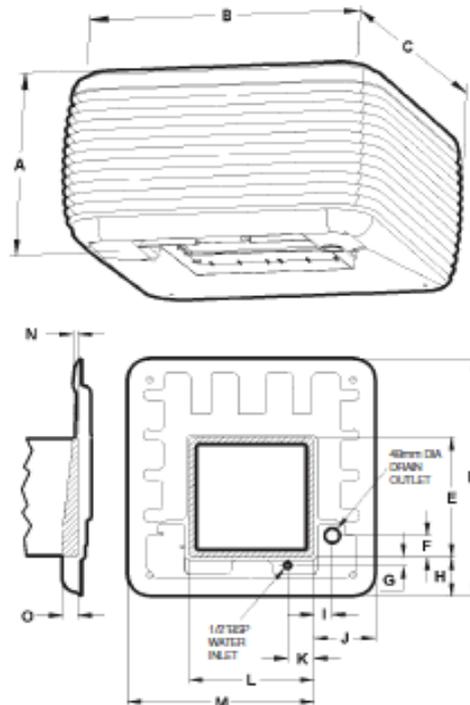
distributeur d'eau optimal

Breezair **Icon** Series Evaporative Coolers  
**Technical specifications**

Specifications		EXH 170	EXH190
<b>Airflow</b>	High Speed at 80pa L/sec(m <sup>2</sup> /h)	2319 (8350)	2583 (9300)
<b>Cooling Capacity*</b>	kW	12.6	14.4
<b>Power Consumption (estd)</b>	Watts max	1350	1745
	Watts min	70	70
<b>Total Max Cooler Current</b>	Amps	5.8	7.3
<b>Fan</b>	Dia x Width	460 x 380	460 x 380
	Variable Speed Range rpm	170 to 556	170 to 584
<b>Motor</b>	Output Watts max/min	750/60 @200-264V	1150/60 @200-264V
	Type	Direct Drive	Direct Drive
	Variable Speed Range rpm	170 to 556	170 to 584
<b>Controller</b>	Voltage/Phases/Hz (input)	230/1/50	230/1/50
	Voltage/Phases/Hz (output)	(75-220)/3/(29-110)	(75-220)/3/(29-110)
<b>Pump</b>	Type	Centrifugal	Centrifugal
	Motor	Synchronous	Synchronous
	Rating Watts (input)	30	30
	Flow Rate L/Min	23	23
	Voltage/Phases/Hz	230/1/50	230/1/50
<b>Cooling Pad Chilled™</b>	Size mm	90 x 800 x 635(H)	90 x 800 x 635(H)
	Number of Pads	4	4
	Pad Area m <sup>2</sup>	2.05	2.05
	Maximum Velocity m/sec	1.13 (@80pa)	1.26 (@90pa)
	Saturation Efficiency %	88.5	89.1
<b>Water</b>	Tank Capacity litres	11	11
	Inlet inches	1/2" Male BSP	1/2" Male BSP
	Drain mm	40 Male BSP	40 Male BSP
<b>Shipping</b>	Dimensions (inc pallet) mm	1160 x 1160 x 975 (-H)	1160 x 1160 x 975 (-H)
	Volume m <sup>3</sup>	1.31	1.31
	Mass - Shipping Kg	77	77
	Mass - Nett Unit Kg	68	68
	Mass - Operating Kg	84	84

\*Cooling capacity calculated to Australian standard AS 2013 - 2000, ambient of 38°C dry bulb & 21°C wet bulb, with room exit temperature of 27.4°C

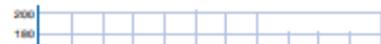
**Cabinet Details**



Model	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
<b>170/190</b>	800	1100	1160	1108	555	100	38	182	81	274	118	555	834	38	84

Note: All dimensions are in mm

**Fan Curves**



**Annexe 5 : ratios établis par TAS**

**TRAITEMENT AIR SERVICE**

ETUDE ET REALISATION D'INSTALLATION  
 DE TRAITEMENT D'AIR

Le Mas des Entreprises – 15-17 rue Emile Zola  
 69150 DECINES – CHARPIEU

Tél : 04.78.26.85.48 Fax : 04.78.26.85.55

**Caractéristiques techniques :**



**Mobile SE 12 M**

- Carrosserie polyester et inox 304
- Réservoir d'eau en polyester avec dispositif de vidange automatique
- Panneaux CELdeck de 50 mm
- Ventilateur hélicoïde avec grille de protection
- Coffret de commande



**SC - V / VS**

- Carrosserie polyester et inox 304
- Réservoir d'eau en polyester avec dispositif de vidange automatique
- Panneaux CELdeck de 50 mm
- Ventilateur centrifuge
- Armoire de commande



**SC - V / VS**

- Carrosserie inox 304
- Réservoir d'eau inox avec dispositif de vidange automatique
- Panneaux CELdeck de 50 mm
- Ventilateur centrifuge
- Armoire de commande

Rafratchisseur d'air		Mobile		Fixe : 2 types : V sortie d'air dessous - VS sortie d'air dessus							
		SE 12 M	SC 10	SC 14	SC 20	SC 30	SC 35	SC 40	SC 55	SC 70	
Debit d'air	m <sup>3</sup> /h	12 480	10 000	14 000	18 000	30 000	35 000	40 000	55 000	63 000	
Pression dispo	mm CE	2	15	10	10	12	13	15	15	20	
Alim. électrique	V	Mono 230	Tri 400								
Moteur	Kw	0.98	1.5	1.5	2.2	3	4	5.5	9.2	18	
Ventilateur	A	4.9	3.5	3.5	5.1	6.58	8.8	11.7	18.6	37	
Pompe à eau	Kw	0.016	0.016	0.016	0.075	0.075	0.075	0.075	0.153	0.153	
	A	0.17	0.17	0.17	0.7	0.7	0.7	0.7	1.15	1.15	
Largeur	Mm	1130	1130	1130	1130	1500	1500	1500	2185	2185	
Profondeur	Mm	825	825	1130	1130	1500	1500	1500	2185	2185	
Hauteur	Mm	1400	1105	1125	1395	1560	1720	2000	2000	2000	
Poids vide	Kg	150	118	152	158	308	325	365	555	645	
Poids en charge	Kg	215	183	240	246	488	505	545	915	1005	
Surface traitée	M <sup>2</sup>	150	100	150	250	350	400	500	650	750	
Section sortie	M <sup>2</sup>		0.9	1.7	2.6	3.4	4.0	5.0	5.5	5.8	

**Recommandation d'utilisation :**

Pour un utilisation optimale du rafraichisseur, il est recommandé d'assurer soit une ouverture permanente des locaux ventilés, soit une extraction mécanique de l'air intérieur.

Le fonctionnement avec recyclage n'est pas conseillé, il diminue l'efficacité de l'appareil et augmente la valeur de l'humidité relative.

**Annexe 6 : grandeurs moyennes mensuelles mesurées**

mois	grandeurs	09H	10H	11H	12H	13H	14H	15H	16H	17H	moyenne
MARS	Te		37,5	38,5	40,3	fermeture		39,9	39,5	35,8	38,6
	Ti		29,1	30,1	30,3		30,6	30,5	30,2	30,1	
	Ts		22	21,8	22,8		22,5	22,3	22,8	22,4	
	HRe		11,8	10,2	10		10,6	13,2	20,7	12,8	
	HRi		37,9	37,6	36,2		37,1	36,3	35	36,7	
	HRs			57,4						53,7	

AVRIL	Te	30,1	35,2	37,3	38,1	fermeture		39,7	39,5	38,8	38,1
	Ti	29,8	29,9	30,0	30			30,4	30,2	29,8	30,0
	Ts	24	24,4	24,5	24			23,9	24,2	23,5	24,1
	HRe	47,2	31,1	25,0	24,7			19,2	20,5	19,6	23,4
	HRi	58,7	52,2	51,3	51,2			47,8	49,0	46,5	49,7
	HRs		77,4					70	71		72,8
MAI	Te	33,5	35,4	36	38,4	39,7	40,2	39,3	37,2	35,6	37,7
	Ti	30,7	31,3	31,6	32,1	32,2	32,5	32,6	32	31,5	32,0
	Ts	25	27,1	27,5	27,6	27,6	27,1	27,5	27,2	26,7	27,3
	HRe	39,8	42	42,5	41,8	35,1	32	34,5	38,2	43,5	38,7
	HRi	65	63	62,8	61,2	59,3	58,4	58,1	58,8	60,9	60,3
	HRs	76,2	75,1	74,8	75	73	70	70	71,2	75	73,0

## Annexe 7 : tarifs de l'ONEA

### Branchements

#### Catégories particuliers et retraités : tarif ménage

- Tranche de 0 à 8 m3.....188 FCFA/m3
- Tranche de 9 m3 à 15 m3.....430 FCA/m3
- Tranche de 16 m3 à 30 m3..... 509FCFA/m3
- Tranche de plus de 30m3.....1040 FCFA/m3
- Redevance service des abonnés...1 000 FCFA/facture
- Redevance assainissement autonome.....21 FCFA/m3
- Redevance assainissement collectif .....60 FCFA/m3
- TVA : 18% (redevance, redevance assainissement autonome, redevance assainissement collectif et consommation eau >50 m3)

#### Catégorie grands maisons, industries, communes, collectivités, administrations : tarif société

- Tarif unique (sans tranche).....1 040 FCFA/m3
- Redevance service des abonnés....1 000 FCFA/facture
- Redevance assainissement autonome.....21 FCFA/m3
- Redevance assainissement collectif.....90 FCFA/m3
- TVA de 18% sans abattement

### Bornes-fontaines/Poste d'eau autonome/Eau brute

#### Particuliers s'approvisionnant directement aux bornes-fontaines et postes d'eau autonome

- Le seau de 20 litres.....5 FCFA
- La bassine de 40 litres.....10 FCFA
- Le fût de 220 litres.....60 FCFA
- **Bornes-fontaines : 188 FCFA/m3 (sans limitation de plafond)**

Redevance assainissement (sans limitation de plafond) : 10 FCFA/m3

- **Postes d'eau autonome : 95 FCFA/m3 (sans limitation de plafond)**

Redevance assainissement (sans limitation de plafond) : 10 FCFA/m3

- **Eau brute : 439 FCFA/m3 (sans limitation de plafond)**

Redevance assainissement (sans limitation de plafond) : 10 FCFA/m3

**N.B :** La redevance assainissement collectif concerne tous les clients raccordables au réseau d'égouts et la redevance autonome concerne ceux non raccordables, c'est-à-dire situés dans la zone non desservie par le réseau d'égouts.

### Vos nouvelles factures en fonction des tarifs en vigueur

(Ménages non raccordés au réseau d'assainissement collectif)

Votre consommation mensuelle (m3)	Exemple de calcul du montant des factures d'eau potable (sans timbre quittance)								
	Eau				Assainissement	Redevance	TVA		Montant facture
	188	430	509	1 040	21	1 000	Base	Tva	
6	1 128		-	-	126	1 000	1126	202	2 456
8	1 504			-	168	1 000	1168	210	2 882
10	1 504	860		-	210	1 000	1210	217	3 791
11	1 504	1290		-	231	1 000	1231	221	4 246
15	1 504	3010		-	315	1 000	1315	236	6 065
25	1 504	3010	5090	-	525	1 000	1525	274	11 403
30	1 504	3010	7635	-	630	1 000	1630	293	14 072
35	1 504	3010	7635	5200	735	1 000	1735	312	19 396
40	1 504	3030	7635	10400	840	1 000	1840	331	24 720
50	1 504	3010	7635	20800	1050	1 000	2050	369	35 368
55	1 504	3010	7635	26000	1155	1 000	7355	1323	41 627
60	1 504	3010	7635	31 200	1260	1 000	12660	2278	47 887

## Annexe 8 : bilans économiques et environnementaux

### Cas 2 (optimal)-scénario 2

mois	janvier	février	mars	avril	mai	octobre	novembre	decembre	total
E_clim (KWh)	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	23040
E_ventilo (KWh)	240	240	240	480	480	240	240	240	2400
économie_E (KWh)	2640	2640	2640	2400	2400	2640	2640	2640	20640
coût_clim (FCFA)	357120	357120	357120	357120	357120	357120	357120	357120	2856960
coût_ventilo (FCFA)	29760	29760	29760	59520	59520	29760	29760	29760	297600
économie_coût (FCFA)	327360	327360	327360	297600	297600	327360	327360	327360	2559360

Refroidissement par évaporation : potentiel d'économie d'énergie et confort thermique

CO2_clim (kg CO2)	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	14054,4
CO2_ventilo (kg CO2)	146,4	146,4	146,4	292,8	292,8	146,4	146,4	146,4	1464
économie_CO (kg CO2)	1610,4	1610,4	1610,4	1464	1464	1610,4	1610,4	1610,4	12590,4
pourcentage_économie (%)	91,7	91,7	91,7	83,3	83,3	91,7	91,7	91,7	89,6
nombre de fois économique	12	12	12	6	6	12	12	12	9,6

Cas 2-scénario 1

mois	février	mars	avril	mai	total
E_clim (KWh)	2880	2880	2880	2880	11520
E_ventilo (KWh)	240	240	240	480	1200
économie_E (KWh)	2640	2640	2640	2400	10320
coût_clim (FCFA)	357120	357120	357120	357120	1428480
coût_ventilo (FCFA)	29760	29760	29760	59520	148800
économie_coût (FCFA)	327360	327360	327360	297600	1279680
CO2_clim (kg CO2)	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	7027,2
CO2_ventilo (kg CO2)	146,4	146,4	146,4	292,8	732
économie_CO (kg CO2)	1610,4	1610,4	1610,4	1464	6295,2
pourcentage_économie (%)	91,7	91,7	91,7	83,3	89,6
nombre de fois économique	12	12	12	6	9,6

Cas CCF-scénario 1

mois	février	mars	avril	mai	total
E_clim (KWh)	2880	2880	2880	2880	11520
E_ventilo (KWh)	720	720	720	720	2880
économie_E (KWh)	2160	2160	2160	2160	8640
coût_clim (FCFA)	357120	357120	357120	357120	1428480
coût_ventilo (FCFA)	89280	89280	89280	89280	357120
économie_coût (FCFA)	267840	267840	267840	267840	1071360
CO2_clim (kg CO2)	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	7027,2
CO2_ventilo (kg CO2)	439,2	439,2	439,2	439,2	1756,8
économie_CO (kg CO2)	1317,6	1317,6	1317,6	1317,6	5270,4
pourcentage_économie (%)	75,0	75,0	75,0	75,0	75,0
nombre de fois économique	4	4	4	4	4,0

Cas CCF-scénario 2

mois	janvier	février	mars	avril	mai	octobre	novembre	décembre	total
E_clim (KWh)	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	23040
E_ventilo (KWh)	720	720	720	720	720	720	720	720	5760
économie_E (KWh)	2160	2160	2160	2160	2160	2160	2160	2160	17280
coût_clim (FCFA)	357120	357120	357120	357120	357120	357120	357120	357120	2856960

Refroidissement par évaporation : potentiel d'économie d'énergie et confort thermique

coût_ventilo (FCFA)	89280	89280	89280	89280	89280	89280	89280	89280	714240
économie_coût (FCFA)	267840	267840	267840	267840	267840	267840	267840	267840	2142720
CO2_clim (kg CO2)	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	1756,8	14054,4
CO2_ventilo (kg CO2)	439,2	439,2	439,2	439,2	439,2	439,2	439,2	439,2	3513,6
économie_CO (kg CO2)	1317,6	1317,6	1317,6	1317,6	1317,6	1317,6	1317,6	1317,6	10540,8
pourcentage_économie (%)	75,0	75,0	75,0	75,0	75,0	75,0	75,0	75,0	75,0
nombre de fois économique	4	4	4	4	4	4	4	4	4

Annexe 9 : quantité d'eau utilisée

Cas 1-scénario1

mois	février	mars	avril	mai	total
débit de soufflage (m3/h)	48000	48000	48000	48000	
quantité d'eau [ml/(m3/h)]	1	1	1	1	
quantité totale d'eau (m3)	7,68	7,68	7,68	7,68	30,72
coût d'eau (FCFA)	7987,2	7987,2	7987,2	7987,2	31948,8

Cas 1-scénario 2

mois	janvier	février	mars	avril	mai	octobre	novembre	decembre	total
débit de soufflage (m3/h)	48000	48000	48000	48000	48000	48000	48000	48000	
quantité d'eau [ml/(m3/h)]	1	1	1	1	1	1	1	1	
quantité totale d'eau (m3)	7,68	7,68	7,68	7,68	7,68	7,68	7,68	7,68	61,44
coût d'eau (FCFA)	7987,2	7987,2	7987,2	7987,2	7987,2	7987,2	7987,2	7987,2	63897,6

Cas CCF-scénario 1

mois	février	mars	avril	mai	total
débit de soufflage (m3/h)	16000	16000	16000	32000	
quantité d'eau [ml/(m3/h)]	1	1	1	1	
quantité totale d'eau (m3)	2,56	2,56	2,56	5,12	12,8
coût d'eau (FCFA)	2662,4	2662,4	2662,4	5324,8	13312

Cas CCF-scénario 2

mois	janvier	février	mars	avril	mai	octobre	novembre	decembre	total
débit de soufflage (m3/h)	16000	16000	16000	32000	32000	16000	16000	16000	
quantité d'eau [ml/(m3/h)]	1	1	1	1	1	1	1	1	
quantité totale d'eau (m3)	2,56	2,56	2,56	5,12	5,12	2,56	2,56	2,56	25,6
coût d'eau (FCFA)	2662,4	2662,4	2662,4	5324,8	5324,8	2662,4	2662,4	2662,4	26624

### Annexe 10 : comparaison entre valeurs théoriques et des constructeurs

**Cooler Discharge Air Temperature Chart**

Ambient Dry Bulb Temperature	Ambient Relative Humidity %								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
10	3.3	4.0	4.8	5.6	6.4	7.2	8.0	8.8	9.4
15	6.6	7.8	8.8	9.8	10.8	11.7	12.6	13.4	14.3
20	10.1	11.4	12.8	13.9	15.2	16.2	17.2	18.2	19.2
25	13.4	15.0	16.6	18.0	19.4	20.6	21.8	22.9	24.0
30	16.6	18.6	20.4	22.0	23.6	25.0	26.4	27.7	28.9
35	19.8	22.2	24.2	26.2	28.0	29.6	31.0	32.4	33.7
40	23.0	25.6	28.1	30.4	32.3	33.9	na	na	na
45	25.9	29.2	32.0	34.4	na	na	na	na	na
50	29.0	32.7	35.8	na	na	na	na	na	na

This chart represents approximate air temperatures based on 80% saturation efficiency at sea level. From tests carried out to Australian Standard 2913

### Températures de soufflage trouvées par la feuille de calcul Excel

	humidités (%)					
		10	20	30	40	50
températures (°C)	10	3,1	4,2	5	5,7	6,4
	15	6,2	7,7	8,9	9,8	10,7
	20	9,4	11,3	12,7	13,9	15
	25	12,5	14,9	16,6	18,1	19,3
	30	15,6	18,4	20,5	22,2	23,6
	35	18,7	22	24,3	26,3	28
	40	21,9	25,6	28,1	30,4	32,3
	45	25	29,2	32,1	34,5	36,6
	50	28,1	32,7	36	38,6	40,9