

N° d'ordre : /2014/DM

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

MEMOIRE

Présenté

AU DEPARTEMENT DE MECANIQUE
FACULTE DE TECHNOLOGIE
UNIVERSITE HADJ LAKHDAR - BATNA
Pour l'obtention du diplôme

MAGISTER EN GENIE MECANIQUE
Option : Energétique

Par
Mme ZERGUINE NADIA

**ETUDE DE REFROIDISSEMENT DE L'AIR AU DESSOUS DE SA
TEMPÉRATURE HUMIDE À L'AIDE DUN ECHANGEUR DE CHALEUR
ÉVAPORATIF INDIRECT**

Soutenu le : 30 / 11 /2014

Devant le jury composé de:

Dr Hocine BENMOUSSA	Professeur	Université de Batna	Président
Dr Chérif BOUGRIOU	Professeur	Université de Batna	Rapporteur
Dr Si Abdellah MAYOUF	Professeur	Université de Msila	Examineur
Dr Samir RAHAL	Professeur	Université de Batna	Examineur
Dr Hakim MADANI	MC "A"	Université de Batna	Invité

ANNEE UNIVERSITAIRE 2014/2015

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

MES PARENTS ;

Mon Mari ;

La mémoire de ma Grand mère Messaouda ;

Toutes mes amies et collègues ;

Tous ceux qui me sont chers.

Remerciements

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

*J'ai été encadré par le Professeur **Cherif BOUGRIOU**, je tiens à le remercier pour la qualité de sujet qu'il m'a proposé, pour m'avoir fait bénéficier de ses connaissances scientifiques et ses conseils.*

*Je remercie le Professeur **Hocine BENMOUSSA**, de l'université de Batna, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.*

Je tiens à remercier :

*-Le Professeur **Si Abdellah MAYOUF**, de l'université de M'SILA*

*-Le Professeur **Samir RAHAL** de l'université de Batna*

*-Le Maitre de Conférences "A" **Hakim MADANI**, de l'université de Batna, qui ont accepté de juger ce travail.*

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

Je remercie également tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce modeste travail.

NOMENCLATURE

a	largeur de la paroi	(m)
BM	température de bulbe humide	(°C)
BS	température sèche	(°C)
Cp	chaleur spécifique de l'air sec	(kJ/kg.°C)
d	diamètre équivalent de passage d'air	(m)
DEC	échangeur évaporatif direct	
e	Espacement du canal	(m)
err	erreur de convergence numérique	
H	enthalpie du fluide	(J/kg)
h	coefficient de transfert de chaleur de canal sec	(W/m.°C)
hg	chaleur latente de vaporisation à pression constante	(J/kg)
hm	coefficient de transfert massique	(kg/m ² s)
IEC	échangeur évaporatif indirect	
L	longueur de canal	(m)
L_v	chaleur latente de vaporisation à température constante	(J/kg)
M	Masse d'eau évaporée dans l'unité de temps par l'unité de surface	(kg/m ² .s)
m	Mouillé	
\dot{m}	débit d'air	(kg/s)
r	rapport d'air de travail à l'air de l'entrée	
S	aire de la surface libre du liquide	(m ²)
T	Température	(°C)
T	Temps	(s)
u	la vitesse d'évaporation	(m/s)
z	hauteur du volume de contrôle	(m)

Lettres grecques

ε	Efficacité	
λ	conductivité thermique de la paroi	(W/m.K)
μ	viscosité dynamique	(kg /m.s)
ρ	masse volumique du fluide	(kg/m ³)
ω	humidité absolue	(kg _{eau} /kg _a)

Nombres adimensionnels

Le	nombre de Lewis
Nu	nombre de Nusselt
Pr	nombre de Prandlt
Re	nombre de Reynolds

Indices

<i>0</i>	Condition atmosphérique (initiale)
<i>a</i>	Air sec
<i>ah</i>	Air humide
<i>bh</i>	Bulbe humide
<i>cm</i>	Canal mouillé
<i>cs</i>	Canal sec
<i>in</i>	Entrée
<i>k</i>	Nombre d'itérations
<i>out</i>	Sortie
<i>p</i>	Interface de la paroi
<i>r</i>	Point de rosée
<i>S</i>	Condition de saturation
<i>T</i>	Total
<i>V</i>	Vapeur d'eau
<i>Z</i>	Hauteur de l'échangeur
<i>Z</i>	itération du système d'équation

TABLEAU DE MATIERE

NOMENCLATURE	iii
TABLEAU DE MATIERE	v
LISTE DES TABLEAUX	xi
INTRODUCTION GENERALE	2
1. CHAPITRE I : Rappels et Généralités	5
1.1.Confort thermique :	5
1.1.1 Facteurs affectant le bien-être physique de l'homme :	5
1.1.2. Conditions du confort :	6
1.2.Economie et énergie.	8
1.3. Ecologie.	8
1.4. Echangeur évaporatif.....	9
1.4.1. Définition.....	9
1.4.2. Hypothèses :.....	9
1.4.3. Différents types des climatiseurs par évaporation	9
a)- Humidificateur direct « à un étage » :	9
b)- Refroidissement indirect « à deux étages » :	10
c)- Refroidissement M-cycle « à point de rosée constant » :	10
1.5. Conception et fonctionnement des systèmes de refroidissement évaporatif indirect « IEC ».....	11
1.5.1. Systèmes « IEC »Conventionnel :	11
1.5.2. Système M-cycle «à point de rosée constante» :	13
1.6. Relations relatives de l'échangeur évaporatif (air humide)	16
1.7. Lecture des grandeurs caractéristiques d'un état de l'air sur le diagramme de l'air humide :.....	23
2. CHAPITRE II : Revue Bibliographique	26
2.1.Recherches et Réalisations Liées aux Systèmes IEC	26
2.1.1. Etude de la matière :	26
2.1.2. Etude analytique et simulation numérique :.....	27
- Travaux de modélisation numérique 1D.....	30
- Travaux de modélisation numérique 2D.....	30
2.1.3. Travaux expérimentaux et modèles de validation	31
2.1.4. Test de réalisation :	33

2.2. Les Systèmes M-Cycle « IEC » et leur Performance :.....	34
3. CHAPITRE III : Formulation mathématique et Résolution Numérique.	42
3.1. Développement du modèle de transfert de la chaleur et de la masse : ..	43
3.2. Hypothèses simplificatrices du modèle :	44
3.3. Modèle mathématique	45
3.3.1. Bilan du canal sec :	45
3.3.2. Bilan du canal mouillé :	46
3.3.3. Bilan thermique à l'interface de la paroi	47
3.3.4. Bilan massique :	47
3.4. Conditions initiales et aux limites	48
3.4.1. Conditions initiales :	48
3.4.2. Conditions aux limites :	48
3.5. Résolution de système d'équations	49
3.5.1. Principe de la Méthode des différences finies	49
3.5.2. Résolution du système d'équations	50
- Discrétisation des équations :	50
3.6. Programme et organigramme	51
4. CHAPITRE IV : Résultats et Discussions	55
4.1. Validation du Modèle :	55
4.2. Etude d'un échangeur évaporatif indirect :	58
4.2.1. Evolution de l'humidité d'air le long du canal	58
4.2.2. Evolution de l'air dans l'échangeur sur le diagramme psychométrique :	59
4.3. Influence des paramètres d'entrée (T_{in} et ω_{in})	60
4.3.1. Efficacité de bulbe humide :	60
4.3.2. Efficacité de point de rosée :	61
4.3.3. Humidité relative (confort thermique) :	62
4.3.4. Température de sortie :	62
4.4. Influence de la vitesse d'entrée	63
4.5. Influence d'autres paramètres :	64
4.5.1. Influence de l'espacement des canaux :	65
4.5.2. Influence de la longueur du canal :	66
4.5.3. Comparaison entre les études actuelles et précédentes	66

CONCLUSION GENERALE	69
REFERENCE :	71

LISTE DES FIGURES

Figure	Page
Figure I.1.a : Humidificateur direct [1]	9
Figure I.1.b : Refroidisseur par évaporation indirect [1]	9
Figure I.1.c : Refroidisseur M-cycle «à Point de rosée constant» [1]	10
Figure I.2 : Echangeur de chaleur et de masse « IEC » Conventiionnelle [6, 7,1]	11
Figure I.3 : Principe d'échange de chaleur et de masse basé sur M-cycle et leur diagramme psychométrique [8]	12
Figure I.4 : Schéma d'un échangeur de chaleur et de masse basés sur le M-cycle [10]	12
Figure I.5 : Structure et fonctionnement d'un échangeur de chaleur M-Cycle refroidissement par évaporation indirect à contre-courant [7]	14
Figure I.6 : Courbe P-T de l'air humide	15
Figure I.7 : Thermomètre humide pour mesurer température humide	17
Figure I.8 : Schématisation de la tension superficielle	19
Figure I.9 : Diagramme psychométrique de l'air humide	22
Figure 1.10 : Droites de volume massique.	22
Figure II.1 : Système de refroidissement par évaporation indirect [11]	24
Figure II.2 : PHE système de refroidissement par évaporation indirect [12]	25
Figure II.3 : Structure du modèle mathématique de l'échangeur thermique à surface humide [17]	27
Figure II.4 : Comparaison entre les résultats calculés et les différents modèles	28
Figure II.5 : Installation expérimentale [25]	32
Figure II.6 : Système assemblé [25]	32
Figure II.7 : Distribution de la température au cours de processus d'air le long du	36

canal [33]

Figure II.6 : a) Echangeur IEC à point de rosée constante, b) deux types de plaque [1]	37
Figure II.7 : Installation expérimental IEC à point de rosée constant [1]	37
Figure II.8 : Installation expérimental IEC à point de rosée constant [34]	38
Figure II.9 : Echangeur à contre-courant et à deux étages [35]	39
Figure II.10 : Conditions de l'air produit et l'air de travail sur le diagramme psychrométrique pour un échangeur à contre-courant et à deux étages	39
Figure III.1 : Installation expérimentale du système d'évaporation indirect à Point de rosée constant [1]	44
Figure III.2 : a) configuration de l'unité, b) volume de contrôle différentiel.	45
Figure IV.1 : Comparaison la distribution de température le long de l'échangeur entre (a) le travail de [33] et (b) [Notre étude].	54
Figure IV.2 : Comparaison de la distribution de température de l'air produit (T_a), l'air de travail (T_h) et le film d'eau (T_f) entre (a) le travail de [35] et (b) [Notre étude].	55
Figure IV.3 : Distribution de l'humidité absolue le long de l'échangeur ($T_{in} = 35^\circ\text{C}$ et $\omega_{in} = 8.5/21.1 \text{ g/kg}$)	56
Figure IV.4 : Distribution de l'humidité relative le long de l'échangeur ($T_{in} = 35^\circ\text{C}$ et $\omega_{in} = 8.5/21.1 \text{ g/kg}$)	57
Figure IV.5 : Présentation de processus de l'air sur le diagramme psychrométrique.	58
Figure IV.6 : Distribution de l'efficacité humide en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in} .	59
Figure IV.7 : Distribution de l'efficacité de point de rosée en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in}	59
Figure IV.8 : Distribution de l'humidité relative en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in} .	60

- Figure IV.9 :** Distribution de température de sortie en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in} . 61
- Figure IV.10 :** Influence de la vitesse d'entrée sur les efficacités humide et de rosé à ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\omega_{in} = 8.5 \text{ g/kg}$) 62
- Figure IV.11 :** Influence de la vitesse d'entrée sur les efficacités humide et de rosé à ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\omega_{in} = 21.1 \text{ g/kg}$) 63
- Figure IV.12 :** Influence de la variation de l'espacement du canal sur les efficacités humide et de rosé à ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\omega_{in,1} = 8.5 \text{ g/kg}$, $\omega_{in,1} = 15 \text{ g/kg}$, $\omega_{in,1} = 21.1 \text{ g/kg}$) 63
- Figure IV.13 :** Influence de la variation de longueur du canal sur les efficacités humide et de rosé à ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\omega_{in,1} = 8.5 \text{ g/kg}$, $\omega_{in,1} = 15 \text{ g/kg}$, $\omega_{in,1} = 21.1 \text{ g/kg}$) . 64

LISTE DES TABLEAUX

Tableau	Page
Tableau I.1 : Tableau de confort [ASHRAE]	6
Tableau III.1 : Données de base des paramètres utilisées dans l'expérimentale	43
Tableau IV.1 : Conditions de référence de fonctionnement pour la simulation et étude numérique [24]	54

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Le développement économique, les ressources énergétiques et l'environnement sont des termes fortement liés. En effet, le développement économique entraîne des exigences grandissantes de la société dans sa course vers l'amélioration de son bien-être. En parallèle, une sensibilisation sur l'épuisement des ressources énergétiques se développe dans cette même société, mais une utilisation intensive et souvent mal gérée des énergies, met en péril notre écosystème.

A l'échelle mondiale, la production de froid apparaît comme un enjeu énergétique majeur de ce nouveau siècle. L'enjeu est également de réduire la consommation en énergie primaire et de limiter les pics de puissance en électricité. Or actuellement, les solutions de production de froid reposent essentiellement sur des systèmes frigorifiques grands consommateurs en énergie électrique. Il convient alors de préparer des solutions acceptables économiquement et adaptées à la satisfaction de ces besoins futurs sans compromettre les engagements internationaux relatifs à la protection de l'environnement, en particulier pour la réduction des gaz à effet de serre (GES) par une diminution de la consommation en énergie fossile, et pour une meilleure protection de la couche d'Ozone par l'utilisation des fluides naturelle (air-eau).

La climatisation et le conditionnement de l'air sont des applications importantes du froid, les installations frigorifiques ont alors pour but de refroidir et éventuellement de déshumidifier l'air des locaux. Les installations peuvent être à refroidissement direct, l'évaporateur étant situé dans la pièce à refroidir. Le groupe de compression est placé à proximité de l'évaporateur pour limiter les pertes de charge et obtenir de bonnes performances de la machine. Les installations à refroidissement indirect abaissent la température de l'eau naturelle. Cette eau est pulsée vers des échangeurs qui refroidissent l'air ambiant.

Les actions de recherche s'inscrivent dans cet objectif d'amélioration des systèmes de refroidissement par évaporation indirect et de valorisation des fluides naturels (Air-Eau). Dans ce contexte, le travail proposé est un transfert de technologie qui vise à simuler mathématiquement un modèle de transfert de chaleur et de masse d'un échangeur de chaleur évaporatif indirect (IEC) pour refroidir de l'air au-dessous de sa température humide, ce que était impossible dans le passé récent.

Dans notre étude, on va valider nos résultats obtenus avec des résultats trouvés dans la littérature.

L'utilisation de l'échangeur de chaleur évaporatif pour le refroidissement supprime l'installation frigorifique fonctionnant avec compression de vapeur conventionnel (réfrigérant cher et nuisible à l'environnement), c'est à dire, cela permettra de faire des économies substantielles. Dans la plus part de littérature, ce système est appelé : M-cycle ou «dew point» de IEC peut réaliser 80 à 120% d'efficacité de refroidissement humide que le système conventionnel du IEC (15-30% d'efficacité).

Le problème auquel nous nous sommes attaqués est la simulation analytique de refroidissement de l'air au-dessous de sa température humide à l'aide d'un échangeur de chaleur évaporatif indirect. Pour ce faire nous avons divisé notre travail en quatre chapitres dont :

Chapitre I : Présente les points motivant de notre travail (confort thermique, économie d'énergie et écologie) et des rappels sur certaines notions de bases sur les systèmes de refroidissement par évaporation indirect IEC

Chapitre II : Ce chapitre est consacré à une étude bibliographique concernant les travaux scientifiques (analytiques, simulations numériques et expérimentaux) liés aux systèmes IEC et le système M- cycle de IEC en montrant l'influence des différents paramètres sur leurs performances.

Chapitre III : Ce chapitre comprend la formulation mathématique et la résolution numérique des équations régissant du problème abordé puis les étapes suivies dans la programmation (Implémentation informatique).

Chapitre IV : Ce chapitre est réservé aux résultats numériques et à leurs interprétations.

Ce mémoire est clôturé par, **une conclusion générale** qui présente une synthèse des principaux résultats obtenus ainsi que des perspectives futures dégagées de ce travail.

CHAPITRE I :

RAPPELS ET GENERALITES.

1. CHAPITRE I : Rappels et Généralités

1.1. Confort thermique :

C'est généralement dans notre logement que nous passons la partie la plus longue de notre vie par comparaison avec le temps passé à l'extérieur ou à notre poste de travail ; pour certaines personnes (petits enfants, personnes âgées ou malades) cette proportion peut même être proche de cent pour cent. Ainsi, le confort est la sensation de bien-être dans notre logement ou même dans les lieux où on séjournes (poste de travail ou autres locaux).

1.1.1 Facteurs affectant le bien-être physique de l'homme :

Les différents facteurs susceptibles d'avoir un effet direct sur les individus dans le cadre de leurs habitats sont :

a)- Substances toxiques : La présence, même à faible dose de substances nocives dans notre habitat doit être prise au sérieux ; sachant qu'un homme moyen respire entre 10 à 15 fois par minute et inhale à chaque fois **0.5 litre** d'air, ce qui signifie qu'il fait pénétrer chaque jour entre **7 à 11 m³** d'air dans son système respiratoire . La qualité de l'air dans l'habitat revêt donc une importance prépondérante.

b)- Humidité : l'humidité de l'air peut être favorable dans ces certaines limites aux voies respiratoires de l'homme. Cependant si une condensation local surgit du fait de la présence de surface trop froide celle-ci peut endommager la construction, détériorer les matériaux et favoriser la croissance des moisissures, il en résulte des mauvaises odeurs, voir des allergies.

c)- Sensation thermique : La sensation thermique de l'homme est intimement liée à son métabolisme. L'être humain est en fait un réacteur chimique qui achève la combustion de la nourriture absorbée et libère ainsi en continu une puissance métabolique de l'ordre de 100 W : valeur qui augmente évidemment en fonction de l'activité momentanée de l'individu. Cette puissance doit être évacuée, à défaut de quoi la mort serait imminente du fait de l'accroissement excessif de la température du corps qui en résulterait.

L'homme possède deux régulateurs l'un contrôlant la production de sueur et l'autre la température de la peau. Si la température ambiante est élevée, celle de la peau augmente proportionnellement afin d'assurer l'évacuation de la puissance métabolique susmentionnée. Cet état de fait est responsable de la sensation de « trop chaud ». Il existe donc une température désirée (ou confortable) en dehors de laquelle une sensation d'inconfort est perçue.

d)- Ventilation du local : pour évacuer les odeurs, l'humidité et poussières, la méthode la plus simple c'est de renouveler perpétuellement l'air, certaines personnes recourent à toute une série de produits artificiels (sprays, insecticides, produits de nettoyage, etc.) ; certaines de ces méthodes sont plus dangereuses que bénéfique.

La circulation d'air peut être favorable pour des vitesses inférieures à 0.2 m/s , il s'agit donc d'éviter les courants d'air qui causent la sensation d'inconfort pour l'homme.

e)- Niveau de bruit : le bruit ou pollution acoustique est un facteur influant sur le confort physique de l'homme ; car dépassant un certain seuil il devient très gênant.

f)- Eclairage : la lumière parait, au premier abord, un phénomène simple et évident puisque nous en sommes entourés et qu'elle constitue un élément de base de toute vie humaine, animale ou végétale. L'être humain doit être protégé contre le rayonnement invisible (l'infrarouge et l'ultraviolet) qui peut provoquer des inflammations, voir des lésions graves.

1.1.2. Conditions du confort :

Le confort de l'individu peut être modifié en fonction de différentes variables tels que :

- la santé
- l'âge
- l'activité
- les vêtements
- la position géographique
- l'isolation thermique du bâtiment
- La nourriture, etc.

Des règles rigides et fixes qui pourraient s'appliquer dans toutes les conditions et pour tous les individus sont impossibles à annoncer. Le mieux que l'on puisse faire c'est de donner les conditions pour lesquelles la majorité des occupants d'une salle éprouve une sensation confortable, le tableau ci-dessous récapitule ces conditions.

Tableau 1.1 : Confort thermique selon (ASHRAE)

Grandeur	Intervalle de confort
Température	18 à 26°C
Humidité relative	30% à 70%
Vitesse de l'air	Inférieur à 0.2 m/s

Remarque :

Le tableau 1.1, ne peut être utilisé que pour des occupations de moins de trois heures.

1.2. Economie et énergie.

La plupart des équipements de climatisation sont importés, ceci explique leur prix de vente relativement élevé, sans oublier leurs maintenance et la consommation d'énergie énorme, par conséquent le climatiseur classique n'est pas à la portée de toutes les bourses.

La problématique actuelle de l'énergie doit être résolue par l'utilisation de la diversification géographique et climatique, car elle présente une source d'énergie gratuite (biomasse, solaire, éolienne, etc.), il existe d'autres solutions diversifiées à puiser dans l'imagination et le réalisme, comme l'utilisation de la main d'œuvre locale et les matériaux disponibles sur le sol national, ce qui va permettre l'amélioration de niveau de vie, des populations pauvres tout en conservant l'environnement.

1.3. Ecologie.

Les pratiques énergétiques contribuent fortement à accroître la dégradation du milieu naturel à travers les phénomènes de déforestation, d'érosion des sols, etc. dû à l'ampleur du problème de pollution.

- Effet de la climatisation classique sur l'environnement :

La majorité des circuits frigorifiques des appareils de climatisation fonctionnent avec le fréon HCFC (Hydro chlorofluorocarbones), il n'est pas superflu de rappeler que ces substances contribuent à l'appauvrissement de l'ozone stratosphérique et à l'effet de serre.

La climatisation classique connaît plus d'inconvénients que d'avantages, donc la définition d'un nouveau mode de climatisation est nécessaire. La climatisation naturelle, c'est un procédé de conditionnement d'air (refroidissement + humidification) qui utilise les ressources naturelles (vent, air et eau) comme source d'énergie. Pour titre d'exemple nous allons voir les échangeurs de chaleur air-eau qui utilisent les ressources naturelles.

1.4. Echangeur évaporatif

1.4.1. Définition

C'est un échangeur de chaleur de type (Air-Eau) sans paroi séparatrice, dans lequel les échanges de chaleur et de masse coexistent (l'eau s'évapore en contact avec l'air).

Pour évaporer de l'eau, il est nécessaire d'apporter de la chaleur, cette chaleur de vaporisation est prise à l'air d'entrée qui voit que sa température s'abaisse, l'eau subit aussi un refroidissement dû à sa vaporisation combiné, l'une dû à la chaleur extraite de l'air, et l'autre aux gradients de concentration en vapeur d'eau de l'air.

1.4.2. Hypothèses :

A mesure que l'air s'écoule à travers la surface d'évaporation, sa température de bulbe sec baisse et son humidité spécifique augmente. La baisse de température de bulbe sec de l'air est produite par une transformation de chaleur sensible en chaleur latente.

L'air perd la chaleur sensible ce qui fait baisser la température de bulbe sec, et gagne de la chaleur latente ce qui élève l'humidité spécifique. S'il n'ya ni gain ni perte de chaleur par les côtés de l'appareil, l'enthalpie de l'air qui quitte le refroidisseur est presque la même que l'enthalpie de l'air qui y entre. Dans ce cas, le processus de refroidissement par évaporation peut être considéré comme étant approximativement parallèle aux lignes de température de bulbe humide. Dans un refroidisseur comprenant une grande surface humide et une faible vitesse d'air, l'air doit "théoriquement" en sortir à l'état saturé (100% de saturation), les transferts thermiques sont isenthalpiques.

1.4.3. Différents types des climatiseurs par évaporation

Il existe trois procédés de climatisation utilisant l'humidification par évaporation

a)- Humidificateur direct « à un étage » :

Ce procédé consiste à envoyer de l'air extérieur dans l'espace à conditionner, l'efficacité de ce procédé est liée directement au débit d'air qui doit être important et d'une humidité faible, **Figure 1.1.a.**

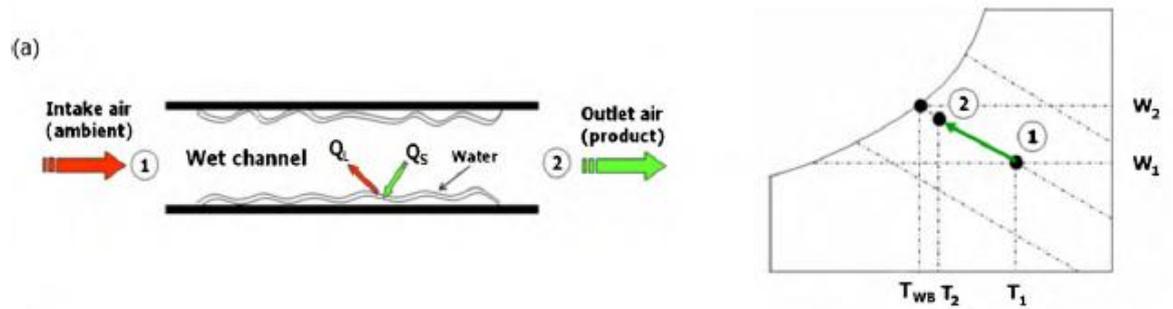


Figure 1.1.a : Humidificateur direct [1]

b)- Refroidissement indirect « à deux étages » :

Il peut être défini comme étant le résultat de deux humidificateurs directs, ce lieu est assuré par un échangeur (Eau–Air). Car l'évaporation adiabatique d'eau dans l'air sert à refroidir une réserve d'eau, cette dernière fait refroidir l'air d'entrée au second système à l'aide de l'échangeur de chaleur, **Figure 1.1.b**.

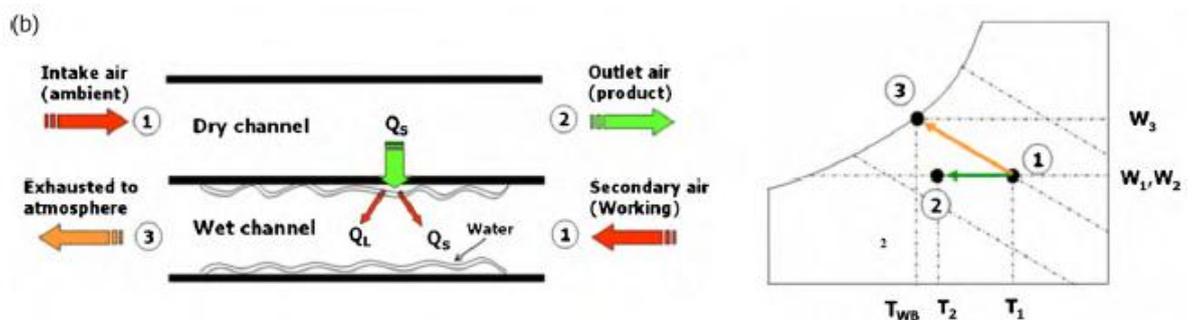


Figure 1.1.b : Refroidisseur par évaporation indirect [1]

c)- Refroidissement M-cycle « à point de rosée constant » :

Au cours des dernières années, un nouveau type de système de refroidissement par évaporation indirecte, connu sous le nom de « refroidissement à point de rosée constant », a été développé permettant le refroidissement de l'air en dessous de la température de bulbe humide de l'air d'entrée et s'approcher de son point de rosée, Figure 1.c, ce qui a été considéré comme un avancement contre le refroidissement traditionnel par évaporation direct/indirect. Les recherches sur ce type de système ont été signalés dans de nombreuses sources de la littérature [2, 3,4, 5].

Il est à noter que pour permettre le transfert de chaleur entre l'air sec contenu dans l'air humide (figure 1.1c), l'état 3 doit avoir une température plus basse que l'état 2 et du point de vue théorique, la diminution de l'enthalpie de l'air à l'intérieur du canal sec est égale à l'augmentation de l'enthalpie de l'air à l'intérieur du canal humide, c'est à dire : $h_1 - h_2 = h_3 - h_1$.

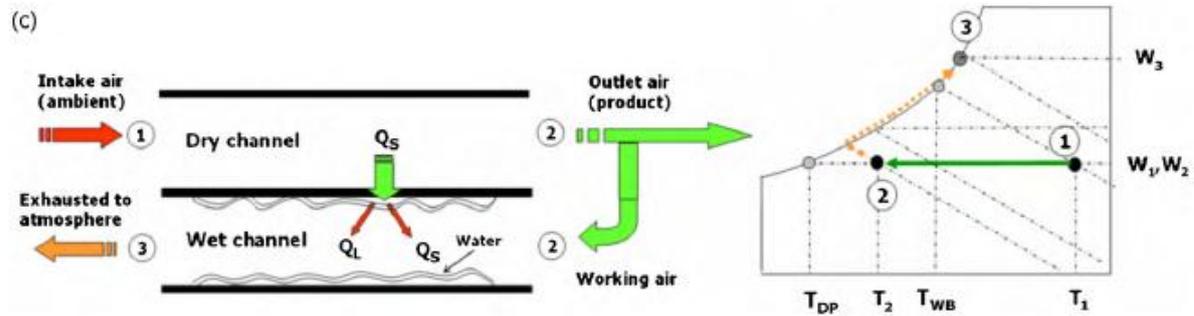


Figure 1.1.c : Refroidisseur M-cycle "à point de rosée constant" [1]

1.5. Conception et fonctionnement des systèmes de refroidissement évaporatif indirect « IEC »

1.5.1. Systèmes « IEC » Conventionnel :

Les systèmes de refroidissement par évaporation indirecte « IEC » **peut réduire la température de l'air sans ajouter de l'humidité dans l'air**. Dans un système d'IEC, l'air primaire (produit) passe par le côté sec de la plaque, et l'air secondaire (de travail) passe par le côté opposé humide. L'air humide absorbe la chaleur de l'air sec à l'aide de l'évaporation de l'eau sur la surface mouillée de la plaque et donc refroidit l'air sec; alors que la chaleur latente de l'eau vaporisée est transmise dans l'air de travail dans le côté humide, Figure 1.2.

Si l'air produit du système « IEC » se déplace d'une manière à contre-courant à l'air de travail à un rapport de débit d'air approprié et à travers une surface infinie, la température de l'air produit du côté sec de la plaque atteindra la température de bulbe humide de l'air du travail entrant.

La température de l'air de travail dans le côté humide de la plaque sera abaissée par rapport à sa température sèche entrant à la température de bulbe humide, Figure 1.2. L'effet réel est que seulement 40 à 80 % de la température de bulbe humide air entrant peut être atteint [6]. La littérature a étudié les raisons de l'efficacité de refroidissement réduite, donnant l'identification de plusieurs conclusions :

- (1) Surface d'échange de chaleur limité.
- (2) aucun modèle à contre-courant pur ne pourrait être réalisable.
- (3) distribution d'eau uniforme et même sur les parois humides de la plaque est difficile à obtenir.

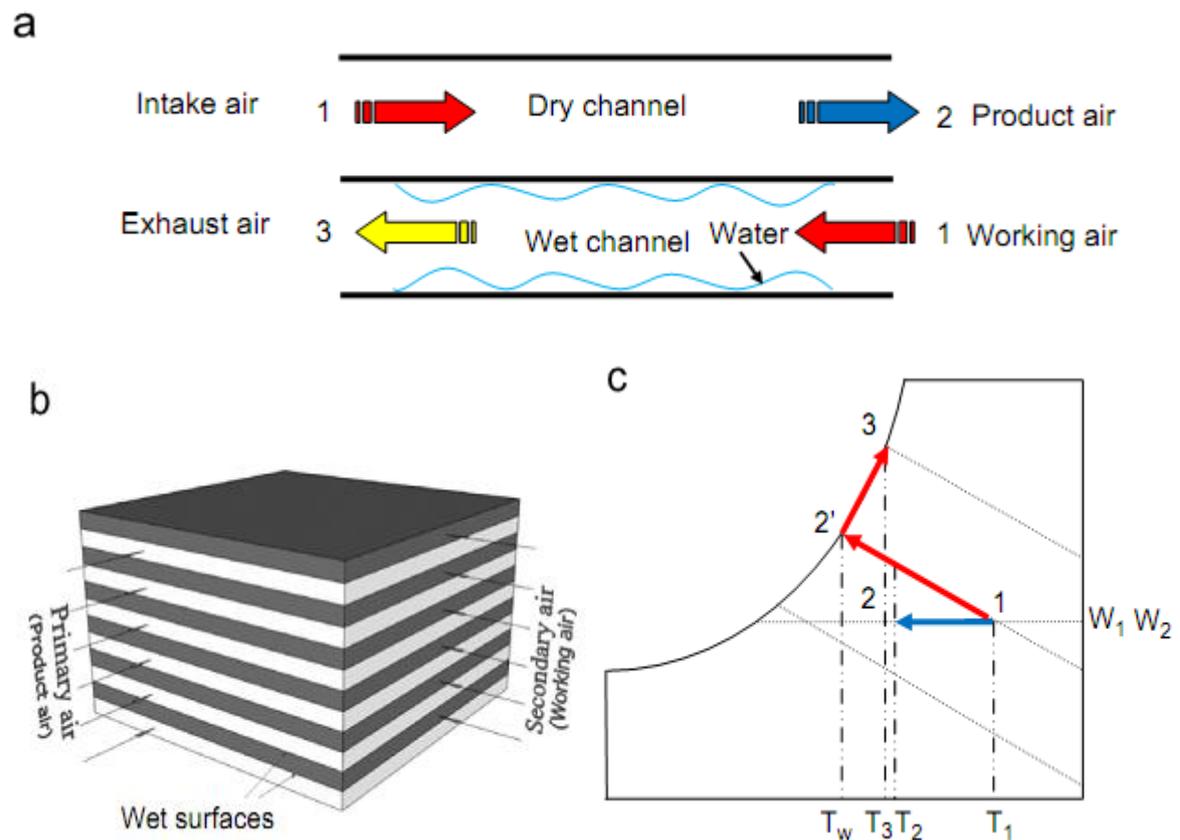


Figure 1.2 : Echangeur de chaleur et de masse « IEC » Conventionnel [6,7 et 1].

(a) Principe de fonctionnement de refroidisseur évaporatif indirect ; (b) configuration d'un type d'échangeur de chaleur et de masse « IEC » et (c) Diagramme psychrométrique illustre le processus de traitement d'air relative au refroidissement évaporatif indirect

La figure 1.2 représente le principe de fonctionnement et psychométrique et illustre le processus de traitement d'air relatif au refroidissement par évaporation indirecte.

Au cours de l'opération, l'air primaire (le produit) entre dans le canal sec tandis que l'air secondaire (fluide de travail) passe par le canal adjacent humide. L'air primaire est refroidi par la chaleur sensible perdu (échangé entre l'air primaire et la plaque), qui est causé par la chaleur latente relative à l'évaporation de l'eau sur la surface mouillée de la plaque à l'air secondaire.

Ainsi, l'air primaire (État "1") est refroidi à la teneur en eau (humidité absolue) constante et se déplace vers la température de bulbe humide à l'entrée de l'air secondaire, tandis que l'air secondaire de l'état "1" est peu à peu saturé et transformé dans l'état "2'", puis chauffé lors du déplacement le long de son passage et finalement évacué dans l'atmosphère à l'état saturé "3".

Il est à noter que, pour permettre le transfert de chaleur entre le canal d'air sec et humide, l'état "3" doit avoir une température plus basse que l'état "2" et du point de vue théorique, la diminution de l'enthalpie de l'air à l'intérieur du canal sec est égale à l'augmentation de l'enthalpie de l'air à l'intérieur du canal mouillé, c'est à dire : $h_1 - h_2 = h_3 - h_1$.

1.5.2. Système M-cycle «à point de rosée constante» :

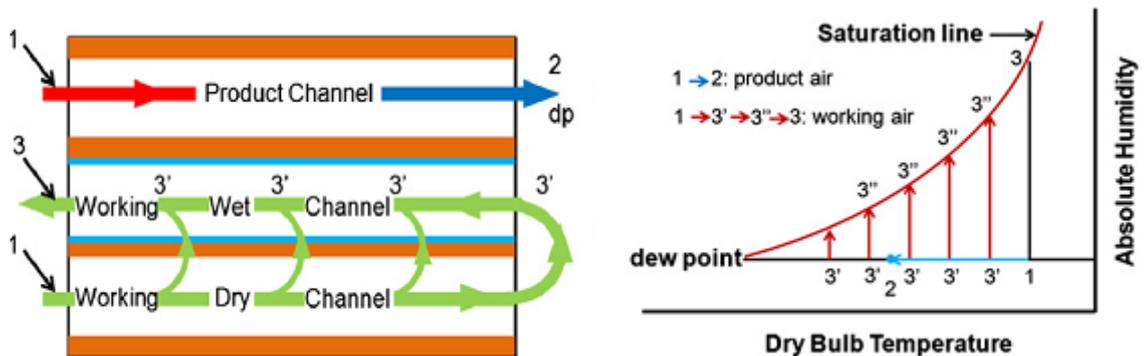


Figure 1.3 : Principe d'échange de chaleur et de masse basé sur M-cycle et leur diagramme psychométrique [8]

Pour améliorer les performances de refroidissement de l'échangeur de chaleur « IEC », un cycle thermodynamique appelé le M-cycle [9,10,8] a été proposé par le professeur **Valcriy Maisotcnko** comme une nouvelle approche de fabrication et d'utilisation d'un rafraichisseur "échangeur de chaleur". Ce cycle a été avancé pour permettre d'exploiter une quantité supplémentaire d'énergie de l'ambiance en utilisant une plaque plane, un échangeur de chaleur à plaque perforée et à courant croisé, comme le montre schématiquement les **Figures 1.3 et 1.4**.

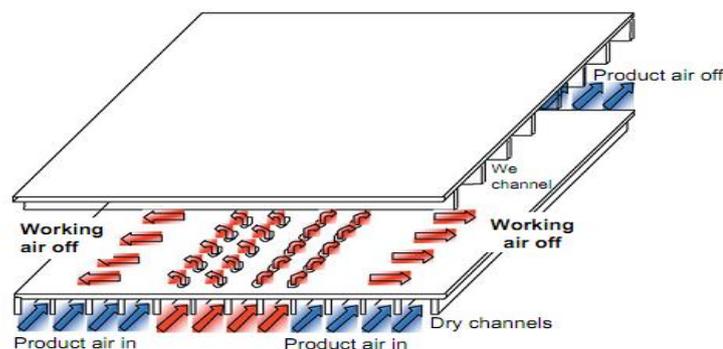


Figure 1.4 : Echangeur de chaleur et de masse basé sur le M-cycle [10]

En cours de fonctionnement, toute la partie de l'air est initialement introduite dans les canaux secs de l'échangeur de chaleur, et refroidit lors du son déplacement le long du son

chemin de passage en raison de la différence de température établie entre les côtés sec et humide des plaques de l'échangeur. Lors du passage à travers les trous perforés, une partie de l'air connue sous le nom "air de travail" (ou l'air secondaire), est déviée dans les canaux humides adjacents.

Dans les canaux humides, l'air se déplace perpendiculairement au canal sec emportant l'eau évaporée à partir de la surface humide saturée de la plaque et recevant la chaleur sensible transférée à travers la plaque. En conséquence, l'air de travail (secondaire) est progressivement chauffé et saturé en voyageant à travers les chemins d'écoulement, et finalement déchargé à la température ambiante, ce qui conduit à la modification de l'état du point 3', 3" à 3. Pendant ce temps, l'air restant dans le canal sec continu à se déplacer vers l'avant et à la fin de son passage, est refroidi à un état au-dessous de sa température humide relative et à proximité de son point de rosée.

Par rapport à l'échangeur de chaleur conventionnel « IEC », cet échangeur M-cycle produit un écoulement d'air plus froid dans la pièce à rafraîchir, de ce fait le rendement de refroidissement augmente.

En raison de son potentiel à atteindre le point de rosée de l'air produit. L'approche est également connue comme «refroidissement à point de rosée constant (M -cycle)». Un essai a indiqué que l'échangeur de chaleur à base de M-cycle pourrait obtenir une efficacité de bulbe humide de 81 à 91 % et l'efficacité du point de rosée de 50 à 60 % [10], qui est de 10 à 30% plus élevé que celui des échangeurs de chaleur classiques « IEC ».

Bien que l'échangeur de chaleur à courant croisé M-cycle a atteint une augmentation distinctive de l'efficacité de refroidissement par rapport à l'échangeur de chaleur classique IEC, son fonctionnement est toujours confronté à plusieurs limites :

- a. l'air secondaire n'est pas complètement refroidi en tant que proportion élevée de celui-ci est progressivement déviée dans les canaux humides adjacents au début de l'écoulement.
- b. la structure crée un modèle d'écoulement d'air à courant croisé qui est défavorable à l'échange de chaleur. Cela a limité son efficacité de refroidissement de point rosé et humide à l'ordre de 50 à 60 % et de 80 à 90 % [10], respectivement.

Afin d'améliorer encore l'efficacité de refroidissement des systèmes « IEC », un échangeur de chaleur à contre-courant M-cycle a été récemment mis au point par des auteurs,

La structure et le fonctionnement de ce type d'échangeurs est représenté schématiquement sur la **Figure 1.5** [7].

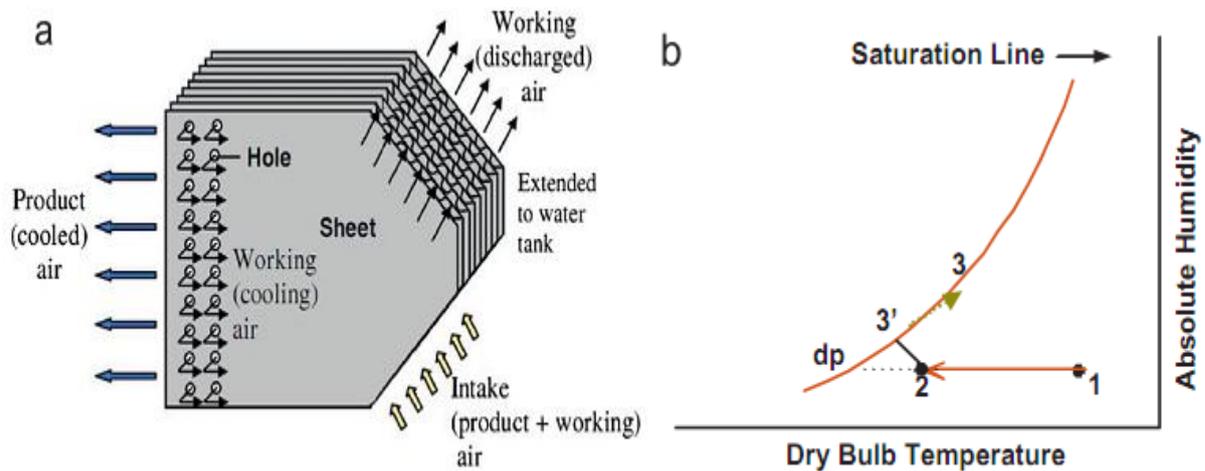


Figure 1.5 : Structure et fonctionnement d'un échangeur de chaleur M-Cycle [7].

(Refroidissement par évaporation indirect à contre-courant)

(a) illustration de la structure ; (b) diagramme psychrométrique

Contrairement à l'échangeur de chaleur à courant croisé M-cycle qui comporte les trous perforés s'est largement répandue à travers les chemins d'écoulement, le nouvel échangeur positionne ces trous à l'extrémité des canaux d'écoulement (extrémité latérale de la plaque d'échange).

Pendant le fonctionnement, à la fois l'air produit et l'air de travail sont dirigés dans les canaux secs, en perdant de la chaleur aux canaux humides adjacents et à la fin de chaque canal, toutes les parties de l'air sont refroidies à un niveau approchant le point de rosée de l'air d'entrée. A cette extrémité, une partie de l'air (air produit) est délivrée à l'espace d'immeuble et l'air restant (l'air de travail) est dévié vers les canaux humides adjacents, où il se déplace sur une direction opposée à l'air de canal sec.

En comparant l'échangeur de chaleur à courant croisé, l'échangeur de chaleur à contre-courant M-cycle a plusieurs avantages :

- l'air de travail se déplace vers l'extrémité des canaux secs et donc pourrait être entièrement refroidie, ce qui conduit à une augmentation de la différence de température et le transfert de chaleur entre les deux flux d'air,

- la circulation de l'air à contre-courant est créée pour permettre le transfert de la chaleur accrue entre l'air produit et l'air de travail. La simulation et les expériences ont indiqué que l'échangeur M-cycle à contre-courant offre environ 20 % de plus de la capacité de refroidissement, et une plus grande efficacité de point de rosée et du bulbe humide (15-23 % de plus) que l'échangeur M-cycle à courant croisé de la même taille dans les mêmes conditions d'exploitation [6].

1.6. Relations relatives de l'échangeur évaporatif (air humide)

Représentons dans un diagramme (P, T) le point "1" représentatif de la vapeur d'eau de pression partielle P_v contenue dans de l'air de température T et de pression totale P , (voir Figure 1.6).

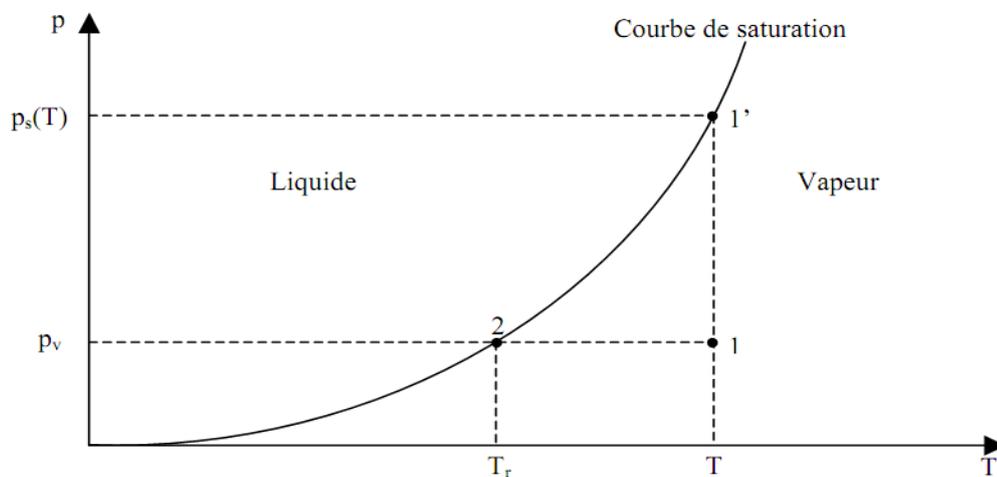


Figure 1.6 : Courbe p-T de l'air humide

$P_s(T)$: est la pression de saturation (équilibre liquide-vapeur) de la vapeur d'eau à la température T .

- Humidité relative « HR » :

La vapeur d'eau se présente dans l'air sous forme de vapeur si $p_v \leq p_s(T)$, on définit alors l'humidité relative HR de l'air par la relation :

$$HR = \frac{P_v}{p_s(T)} \cdot 100 \quad (I.1)$$

Si, on refroidit l'air à pression constante, son humidité relative va augmenter jusqu'à atteindre la valeur de 100% au point "2" sur la courbe de saturation. Il se produit un équilibre vapeur-liquide et les premières gouttes d'eau condensée vont apparaître, la température du point "2" est appelée **la température de rosée** T_r de l'air. Elle est définie par :

$$P_v = P_s(T_r)$$

- Température de rosée « T_r » :

On définit la température de rosée " T_r ", la température à partir de laquelle, la vapeur d'eau, contenue dans un air humide que l'on refroidit à pression constante, commence à se condenser (apparition de gouttelettes d'eau). (I.2)

- Humidité absolue « ω »

On définit une autre grandeur caractéristique de l'air humide : c'est l'humidité absolue ω [kg_v/kg_a] définie comme étant la masse de vapeur d'eau contenue dans l'air par kg d'air sec :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (I.3)$$

où :

m_v et m_a sont les masses de vapeur d'eau et d'air sec contenues dans un même volume d'air humide, $(1+\omega)kg$ d'air humide contient donc $1 kg$ d'air sec et ωkg de vapeur d'eau.

- Température sèche de l'air « T » :

C'est la température indiquée par un thermomètre standard (quelquefois appelée température du bulbe sec). Elle est notée T . On la mesure avec un thermomètre à mercure ou à alcool.

- Température humide de l'air « T_{bh} » :

On définit la grandeur caractéristique qui est la température humide T_{bh} de l'air : c'est la température d'équilibre d'une masse d'eau s'évaporant dans l'air dans le cas où la chaleur nécessaire à l'évaporation n'est prélevée que sur l'air, Figure 1.7.

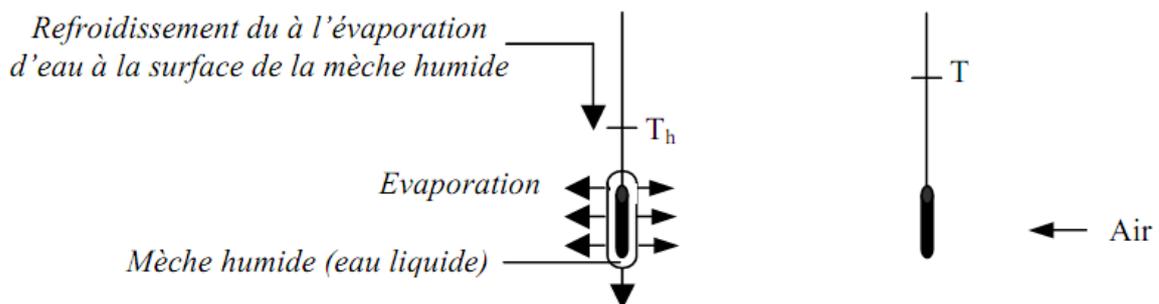


Figure 1.7 : Thermomètre humide pour mesurer la température humide

La différence $(T - T_{bh})$ est représentative de l'humidité relative HR de l'air car :

- Elle est nulle si l'air est saturé en vapeur d'eau soit si $HR = 100\%$: pas d'évaporation possible.

- Elle augmente avec la différence $P_s(T) - P_v$ qui est le terme moteur du transfert de masse donc elle diminue quand HR augmente (Eq. I.1).

L'ensemble thermomètre sec plus thermomètre humide est appelé psychromètre.

-Teneur en vapeur d'eau :

L'air atmosphérique, toujours humide contient une certaine quantité de vapeur d'eau, cette quantité est très variable :

- Soit par le rapport de mélange (Eq. I.3)
- Soit par la tension de vapeur d'eau exprimée au millibar.
- Soit par la température du point de rosée, exprimée en degrés de Celsius.
- Soit par l'humidité relative, exprimée en pourcentages (Eq. I.1).

- Chaleur latente de vaporisation :

La chaleur latente de vaporisation est la quantité d'énergie qu'il faut transmettre à l'unité de masse (1 kg) d'un corps (dans notre cas c'est l'eau) pour faire passer celui-ci de l'état liquide à l'état gazeux en restant à température constante ou pression constante.

On le note L_v dans le cas où la température du corps ne change pas, dans le cas contraire et pour des pressions constantes on le note par h_g .

- Couche superficielle du liquide :

Sur la surface de séparation de deux phases (liquide et vapeur saturée) il apparaît par suite de la différence d'interaction intermoléculaire des phases en contact, A l'intérieur d'un liquide, toutes les molécules constituant ce liquide sont en interaction. Elles s'attirent entre elles. L'attraction entre les molécules se compense à l'intérieur du liquide, par contre, les molécules qui sont à la surface ne peuvent réagir qu'avec leur voisines latérales ou inférieures. Il y a donc un déséquilibre entre les forces que subissent ces molécules.

Les molécules situées à la surface compensent ce déséquilibre en créant des liaisons fortes entre elles. Ce phénomène est appelé la tension de surface ou tension superficielle, et

permet de rétablir une structure stable. La couche superficielle du liquide agit comme une fine membrane élastique qui a tendance à se déformer.

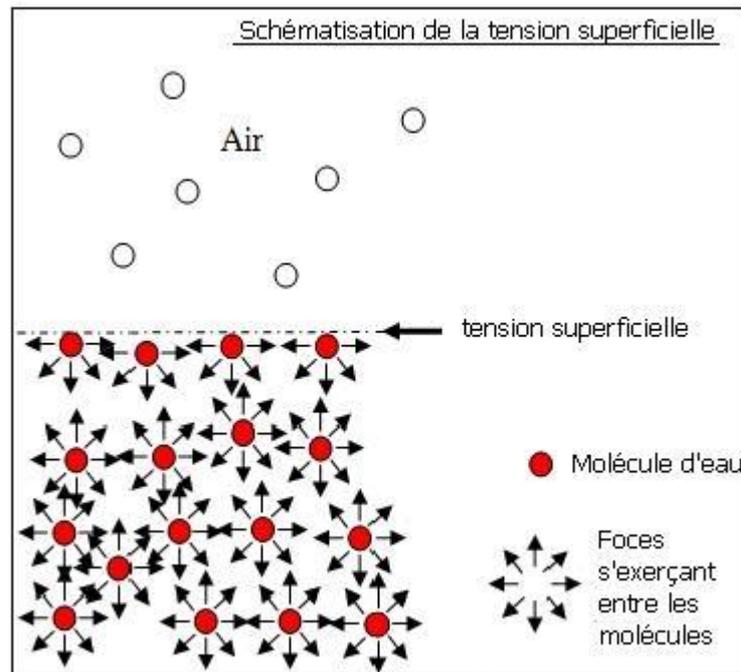


Figure I.8 : Schématisation de la tension superficielle

- Evaporation des liquides :

L'eau se compose de minuscules molécules. Bien que l'eau dans un verre semble immobile, en réalité les molécules qui la composent sont en mouvement constant. La température de l'eau varie selon la vitesse de mouvement de ces molécules. Plus la vitesse est grande, plus l'eau est chaude.

Toutes les molécules n'ont pas la même vitesse de mouvement. Certaines sont rapides. D'autres sont lentes. C'est la vitesse moyenne des molécules qui détermine la température de l'eau.

De temps en temps, certaines molécules s'échappent de la surface. Elles ne sont plus à l'état liquide mais sont passées à l'état gazeux, appelé « vapeur d'eau ». Ce phénomène s'appelle « l'évaporation ». Les molécules qui s'échappent le plus facilement de la surface ce sont les molécules plus rapides, celles qui contiennent le plus d'énergie. Par conséquent, la température de l'eau diminue puisque les molécules qui restent dans le liquide sont les plus lentes. C'est pourquoi l'évaporation entraîne un refroidissement.

La vitesse d'évaporation u ; autrement dit la quantité de liquide se transformant en vapeur en une seconde (1s), dépend de la pression extérieure et du mouvement de la phase gazeuse au-dessus de la surface libre du liquide :

$$u = \frac{C \cdot S}{P_0} (P_v - P) \quad (\text{I.4})$$

ou ;

C : constante

S : aire de la surface libre du liquide,

P_v : pression de la vapeur saturé.

P : pression de la vapeur liquide au-dessus de sa température de sa surface libre .

P_0 : La pression atmosphérique.

L'évaporation est caractérisée par des variations de température très faibles entre l'atmosphère, milieu chaud et l'interface liquide-air, ainsi que par des coefficients de transfert relativement faible. En utilisant de grandes interfaces bien ventilées, on peut atteindre des débits de vaporisation importants, mais la phase gazeuse engendrée fortement diluée dans l'air, doit être considérée comme irrécupérable, de sorte que malgré un cout très réduit, ce procédé de vaporisation a reçu très peu d'application industrielle (tours de refroidissement industrielles).

- Rendement de saturation :

C'est l'efficacité de l'échangeur évaporatif défini par la relation :

$$\varepsilon = \frac{T_{cs,in} - T_{cs,out}}{T_{cs,in} - T_{bh,in}} \cdot 100 \quad (\text{I.5})$$

avec :

$T_{cs,in}$: Température d'entrée de l'air du canal sec [°C]

$T_{cs,out}$: Température de sortie de l'air du canal sec [°C]

$T_{bh,in}$: Température de bulbe humide air entrant du canal sec [°C]

- Enthalpie de l'air « Δh_{ah} »:

C'est l'énergie cédée par l'air d'entrée ; pour évaporer une certaine quantité d'eau, l'enthalpie (énergie) échangé entre l'air et l'eau est donnée par la relation.

$$\Delta h_{ah} = C p_{ah} (T_{ag,in} - T_{ah,out}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\Delta \dot{H}_{ah} = \dot{m}_{ah} C p_{ah} (T_{in,ah} - T_{out,ah}) \quad [\text{kW}]$$

où :

$C p_{ah}$: Chaleur massique à pression constante de l'air, pour des températures entre 10°C et 40°C, $C p_a = 1.0058$ [kJ/kg K]

\dot{m}_{ah} : Débit d'air [kg/s]

$T_{ah,in}$: Température d'entrée de l'air [°C]

$T_{ah,out}$: Température de sortie de l'air [°C]

- Enthalpie de vaporisation « Δh_v »

C'est l'énergie cédée par l'eau sous forme de vapeur d'eau :

$$\Delta h_v = h_g (\omega_{ah,out} - \omega_{ah,in}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\Delta \dot{H}_v = \dot{m}_{ah} h_g (\omega_{ah,out} - \omega_{ah,in}) \quad [\text{kW}]$$

ou :

Δh_v : L'énergie responsable du refroidissement d'eau (l'énergie donné par l'eau à l'air).

h_g : Chaleur de vaporisation de l'eau à la pression atmosphérique, $h_g = 2557$ [kJ/kg]

ω : Humidité absolue de l'air (sortie et entrée)

- Sur enthalpie de l'eau « Δh_t » :

C'est l'énergie dépensée par l'eau pour maintenir l'équilibre (liquide/vapeur) dans les couches superficielles supérieures, elle est due aux gradients de concentration de vapeur d'eau dans l'eau, elle est définie par la relation :

$$\Delta h_t = \Delta h_a - \Delta h_v$$

1.7. Lecture des grandeurs caractéristiques d'un état de l'air sur le diagramme de l'air humide :

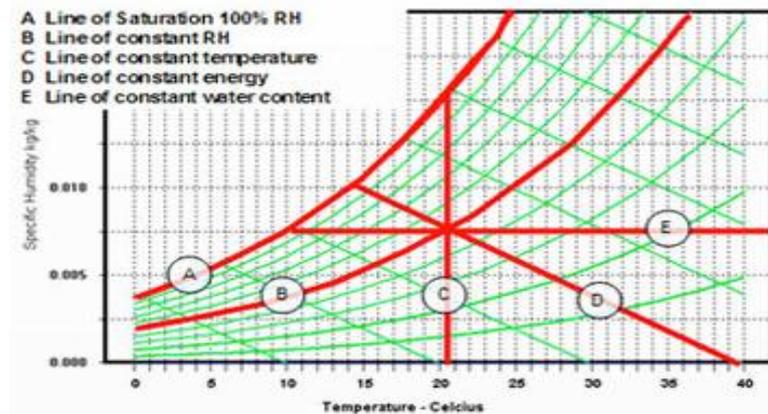


Figure 1.9 : Diagramme psychrométrique de l'air humide

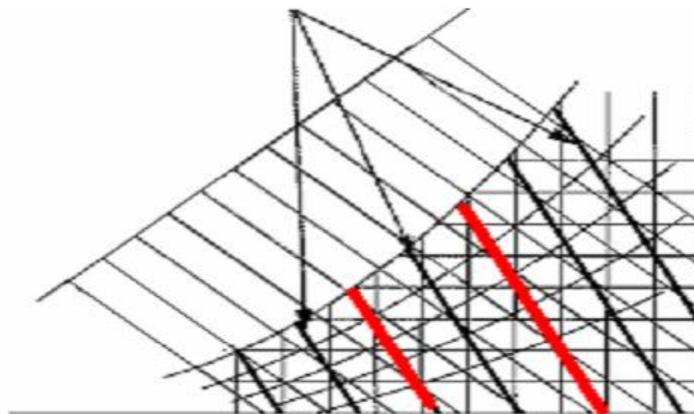


Figure 1.10 : Droites de volume massique.

(A) **courbe de saturation** (courbe d'humidité relative égale à 100%)

(B) **courbe de l'humidité relative** : [%] (le domaine de l'air non saturé)

(C) **échelle de température sèche** : [°C] se trouve tout à fait en bas, elle servira en même temps pour la lecture de la température humide (T_{bh}) et de la température de rosée (T_r). **Figure 1.8**

(D) **échelle d'enthalpie h [kJ/kg_{as}]** : est une oblique située en haut à gauche du diagramme. Les droites d'enthalpie et les droites de température humide thermodynamique (sur d'autres types de diagrammes : "température humide" tout court) sont presque confondues. **Figure 1.8**

(E) **échelle d'humidité absolue (humidité spécifique = teneur en eau) [kg_v/kg_{as}]** : est représentée par une droite presque perpendiculaire à l'échelle de température à l'extrême droite du diagramme, **Figure 1.8**.

(F) droites de volume massique (volume spécifique) : $[m^3/kg]$. Les volumes massiques sont représentés par des droites parallèles plus obliques que celles de l'enthalpie et de la température humide thermodynamique. **Figure 1.9.**

CHAPITRE II :

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

2. CHAPITRE II : Revue Bibliographique

2.1. Recherches et Réalisations Liées aux Systèmes IEC

De nombreux travaux de recherche sur le IEC ont été signalés et des axes ont été présentés pour : analyser le processus de transfert de chaleur et de masse, évaluer les performances des différents types de modèles d'écoulement sous diverses conditions de fonctionnement, optimiser les configurations et les géométries de l'échangeur de chaleur et distribution eau/air, sélectionner les matériaux appropriés pour la fabrication de l'échangeur de chaleur, déterminer les conditions opérationnelles préférées et évaluer les économies d'énergie et les potentiels de réduction de carbone.

Walter J. Ray [11] (1935) décrit dans son brevet du 01 janvier 1935, un processus où la température de l'air dans un système de conditionnement d'air peut être abaissée en dessous de la température humide de l'air entrant dans l'installation sans avoir recours à la réfrigération mécanique ou un moyen de refroidissement externe. Ceci a été réalisé par la combinaison d'un refroidisseur évaporatif indirect et un refroidisseur adiabatique, où l'eau du refroidisseur adiabatique est utilisée pour abaisser la température d'air entrant au refroidisseur évaporatif indirect.

2.1.1. Etude de la matière :

Les propriétés du milieu d'échange de chaleur/masse (matériau de paroi) sont importantes car elles ont un impact direct sur la performance du système IEC (refroidisseur évaporatif indirect).

Le premier type de matériau utilisé dans la fabrication de ce type des échangeurs est le plastique, employé par **Pescod D. (1979) [12]** (inventeur de l'unité PHE échangeur à plaques en plastique). Il est du faible poids et non corrosif. Cependant, la mauvaise conductivité thermique et la faible tension de force ont limité leur application large dans la fabrication des IEC.

Ces dernières années, les matériaux en fibres naturelles, y compris la cellulose, fibres de noix de coco, laine de bois, etc.[13,14], ont été utilisés dans les échangeurs de chaleur évaporatifs. Dans l'ensemble, les fibres ont une bonne perméabilité de l'eau répartie sur la surface mouillée, elles créent une bonne évaporation et un très bon effet sur le transfert de chaleur. Un revêtement étanche ou une feuille d'aluminium est accolée sur un côté de la feuille en fibre pour maintenir la sécheresse de l'air dans les canaux secs de l'échangeur de chaleur IEC, figure II.2.

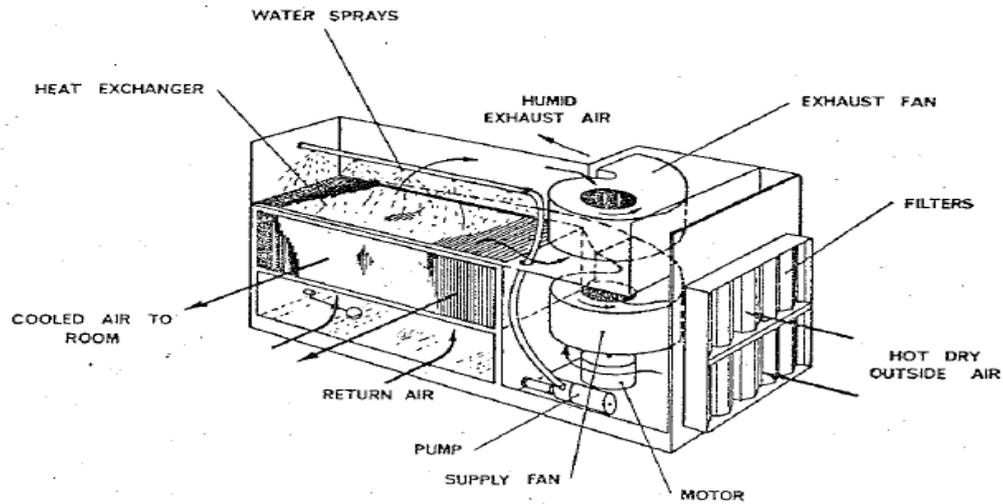


Figure II.1 : PHE système de refroidissement par évaporation indirect [12]

Zhao et al. [15] ont réalisé une étude comparative entre plusieurs matériaux disponibles dans les systèmes IEC, y compris les métaux, fibres, céramique, zéolithe et carbone. Il a suggéré que les propriétés thermiques des matériaux, c'est-à-dire : la conductivité thermique et la porosité ont un faible impact sur le transfert de chaleur/masse d'IEC, donc en termes de choix les matériaux ont un faible effet. Par contre, la durabilité, la compatibilité avec la couche imperméable à l'eau, le risque de contamination ainsi que le coût, restent les préoccupations les plus importantes à cette égard.

En générale, un bon matériau de transfert de chaleur et de masse pour le IEC devrait être un très bon transporteur de chaleur et d'humidité, permettant un refroidissement efficace de l'air en utilisant l'évaporation et le transfert thermique entre l'air "produit" et l'air de "travail". De plus, il devrait faciliter le nettoyage et éviter la croissance bactérienne sur la surface humide.

2.1.2. Etude analytique et simulation numérique :

Cette partie où la recherche visait à dresser un système d'équations mathématiques du phénomène étudié et la conversion de celui-ci en modèle numérique afin de simuler le processus de transfert de chaleur et de masse qui se produisent dans l'échangeur de chaleur et le système entier du IEC.

Ceci a eu comme conséquence des solutions des caractéristiques opérationnelles de l'échange thermique crée par l'évaporation de l'eau, l'optimisation de la forme géométrique et la taille de l'échangeur et le système entier, la recommandation des conditions de

fonctionnement appropriées tels que les régions climatiques, aussi bien que la prévision de l'économie d'énergie et les chiffres de réduction de carbone.

En générale, les travaux de modélisation numérique et théoriques doivent être classés en trois catégories : résolution analytique, simulation numérique 1D et 2D. La modélisation analytique utilise la théorie traditionnelle de thermo-fluide pour développer des solutions générales aux paramètres opérationnels plus importants et établir la relation entre ceux-ci et d'autres paramètres associés. Un certain nombre de travaux analytiques choisis est donné ci-dessous :

MacLaine-cross et Banks [16] ont analysé les performances d'un échangeur de chaleur à surface humide en utilisant un modèle mathématique unidimensionnel. Ils ont fait leur calcul de transfert de chaleur et de masse pour la zone entière de la plaque sur la base des températures et rapport d'humidité moyens entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur en supposant les plaques complètement mouillées. L'efficacité trouvée est 20% plus élevée que les résultats expérimentaux édités.

Stoitchkov et Dimilrov [17] ont développé une méthode accélérée pour le calcul de l'efficacité des échangeurs thermiques à plaques humides à courants croisés en introduisant une correction de l'efficacité déterminée d'après la méthode de Maclaine-cross et Banks. Ils ont conçu un nouveau modèle à une couche d'eau s'écoulant verticalement qui correspond aux conditions réelles de ces échangeurs thermiques. La méthode de Maclaine-cross et Banks est perfectionnée par une approche pour la détermination de la température moyenne de la surface d'eau et par l'adaptation d'une équation de calcul du rapport de la chaleur totale à la chaleur sensible en tenant compte de la pression barométrique. Les performances évaluées d'après cette méthode de calcul des échangeurs à plaques humides sont en accord avec les solutions obtenues par la méthode des différences finies. L'écart entre les résultats de modélisation et les données expérimentales publiées est dans l'ordre de 2-4%, figure II.3.

Alonso et al. [18] ont développé un modèle de transfert de chaleur et de masse simplifié permettant d'analyser la performance thermique de l'échangeur de chaleur IEC à plaques planes à courant croisé y compris : la prédiction de la consommation énergétique du système, la conception du système, la configuration et l'optimisation des dimensions géométriques du système. Ce modèle présente une température d'eau équivalente qui a été utilisée dans le calcul du transfert thermique entre l'air primaire et secondaire. Un écart moyen de 0,54 °C dans la température de l'air d'alimentation prévu et testé a été trouvé dans la littérature [12, 19], Figure II.4.

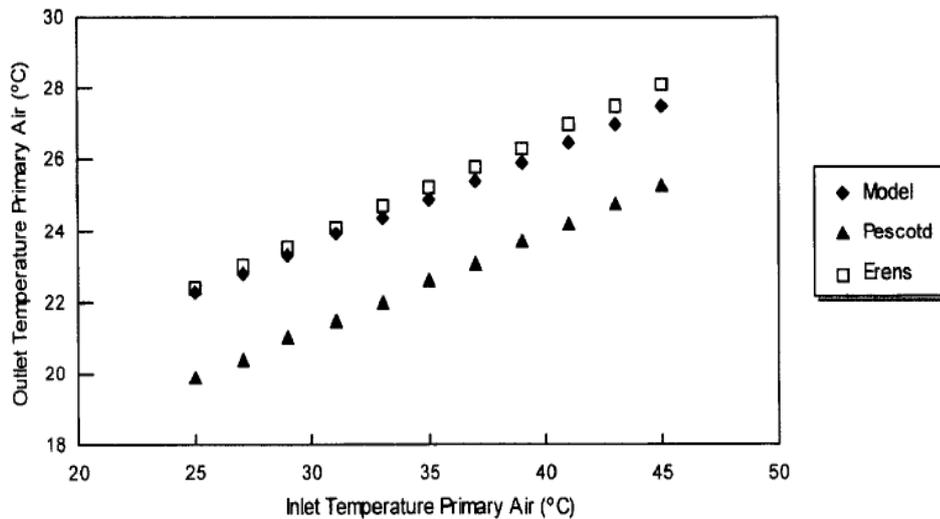


Figure II.2 : Comparaison entre les résultats calculés et les différents modèles

Erens and Dreyer [19] ont comparé trois méthodes analytiques et ils ont suggéré que :

1)- La méthode Poppe [20,5] est conçue pour la prédiction exacte en supposant que l'air secondaire est sursaturée en vapeur d'eau ;

2)- Méthode de Merkel [21] est la version simplifiée de la méthode Poppe, qui suppose que :

- le nombre de Lewis est constant et égal à l'unité
- l'eau pulvérisée a une température constante.
- l'air secondaire est saturé (plutôt que sursaturée) en vapeur d'eau, ce qui conduit à une réduction de la précision de la prédiction envers la mesure.

3)- Une méthode plus simple développée par **Erens and Dreyer[19]** convient pour l'évaluation des systèmes de plus petite tailles et le développement du système de conception initiale. Cette méthode est moins précise en raison de recalcul de la température de l'eau de pulvérisation à température constante tout au long de la surface de refroidissement et pendant toute la durée du processus.

- Travaux de modélisation numérique 1D

Un certain nombre de cas numériques unidimensionnels est donné ci-dessous :

Pour réduire l'écart entre la mesure et la modélisation, **Kettleborough et Hsieh [22]** ont développé un modèle unidimensionnel numérique pour l'unité de base de l'échangeur à plaques planes IEC à contre-courant sur la base des travaux réalisés par **Maclaine-Cross et banques [16]**.

Ce modèle a pris en compte les facteurs de mouillage incomplet et la variation de la température de l'eau pulvérisée sur la surface de la plaque d'échange de chaleur et réduit ainsi la différence entre l'efficacité expérimentale et de modélisation à 14 %.

Guo et Zhao [23] ont effectué une analyse numérique d'un refroidisseur évaporatif indirect à courant croisé, ils ont examiné divers paramètres influant sur la performance thermique de refroidisseur tel que ; vitesses d'air primaire et secondaire, largeur du canal, l'humidité relative d'entrée et la capacité de mouillabilité de la plaque à l'efficacité de refroidissement du système. Cela a donc contribué pour obtenir le taux le plus haut possible de transfert de chaleur et de masse et la basse perte de pression réduite à travers l'échangeur.

Il est constaté qu'une petite largeur de canal, une faible humidité relative de l'air à l'entrée de l'air secondaire, un rapport élevé de l'air secondaire à l'air primaire, donne une efficacité élevée de refroidissement de IEC.

- Travaux de modélisation numérique 2D

Ren et Yang [24] ont développé un modèle analytique amélioré capable de simuler le processus de transfert de chaleur et de masse dans l'échangeur de chaleur IEC parallèle et à contre-courant dans diverses conditions de fonctionnement.

Contrairement aux modèles unidimensionnels cités ci-dessus, ce modèle a résolu les équations couplées de transfert de chaleur et de masse en prenant en considération des variétés de nombre de Lewis, la condition de surface de mouillage, les effets de l'évaporation et des débits, la température et l'enthalpie de l'eau pulvérisée.

Par rapport aux solutions dérivées des modèles unidimensionnels, un petit écart a été obtenu en utilisant le modèle amélioré (0.17 % pour la température d'air d'alimentation, 0.64 % pour la température de sortie de l'air secondaire et 0,24 % pour l'humidité absolue à la sortie de l'air secondaire).

Hettiarachchi et al. [2] ont étudié l'influence de transfert de chaleur par conduction longitudinale à deux dimensions dans un échangeur à plaques planes compact à courant croisé en utilisant la méthode NTU.

Le transfert de chaleur par convection dans les canaux secs et humides et le transfert de masse dans les canaux humides a été examiné à l'aide d'un système d'équations, ces dernières ont été résolues à l'aide d'une méthode numérique itérative.

Cette étude a indiqué que la détérioration de l'efficacité de refroidissement de l'IEC par la conduction thermique longitudinale est d'environ 10% ou plus dans des conditions de fonctionnement habituelles, tandis que moins de 5% a été constatée dans certaines conditions conservatrices.

2.1.3. Travaux expérimentaux et modèles de validation

Cette partie est destinée aux tests des caractéristiques opérationnelles des échangeurs IEC dans des laboratoires de contrôles, les conditions climatiques utilisées sont réelles afin de vérifier ou modifier l'efficacité du modèle numérique sur la prédiction de la performance du système.

En ce qui concerne les travaux de laboratoire, des essais ont été réalisés pour comprendre le rendement des échangeurs IEC, y comprises l'efficacité de refroidissement, l'efficacité énergétique (EER et COP) et le potentiel de réduction de température, etc.

Le but des tests étaient :

- vérifier/modifier les modèles numérique établies.
- comprendre les performances opérationnelles des systèmes IEC dans des conditions contrôlées en laboratoire.
- établir la relation entre divers paramètres opérationnels relatifs à l'échangeur IEC.
- suggérer l'approche pour modifier ou optimiser la configuration géométrique du système IEC.
- recommander des conditions opérationnelles préférées de ce type de système.

Velasco Gomez et al. [25] ont effectué une étude expérimentale sur une unité de refroidissement par évaporation indirecte en polycarbonate selon deux modes de fonctionnement. Le premier mode utilise l'air évacué hors de la chambre climatique en tant que fluide secondaire de l'échangeur de chaleur et l'air extérieur comme fluide primaire, tandis que dans le deuxième mode, ils ont additionné en plus des conditions précédentes une mesure de pulvérisation d'eau dans le flux d'air sortant.

Les résultats expérimentaux indiquent que le prototype IEC pourrait obtenir une capacité de refroidissement plus élevée et aussi une plus grande efficacité de refroidissement lors de la pulvérisation de l'eau contre l'air de sortie.

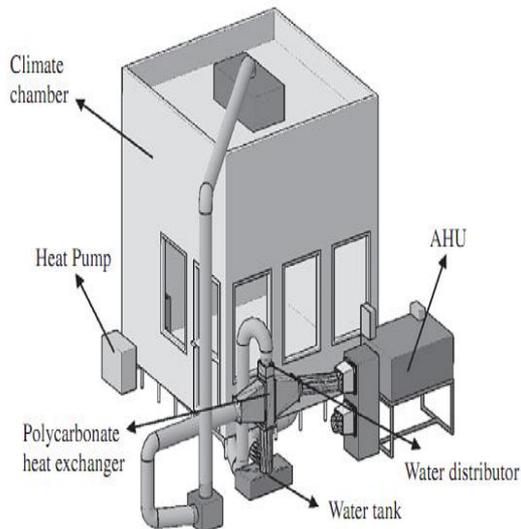


Figure II.3 : Installation expérimentale [25]



Figure II.4 : Système assemblé [25].

Costelloe et **Finn** [26] ont développé une méthode pour évaluer la disponibilité de refroidissement par évaporation pour une ville d'Europe du Nord et du Sud (Dublin et Milan) donc ils ont proposé une méthode d'analyse de ces données pour n'importe quel endroit vaste du monde en incorporant les résultats de la recherche expérimentale récentes et les données de l'année météorologique de référence.

En outre, ils ont étudié expérimentalement les impacts des principales variables opérationnelles (température humide ambiante, débit d'air de refroidissement, débits d'air primaire et secondaire) à l'efficacité de refroidissement d'un système expérimental comportant une tour de refroidissement ouverte et un échangeur de chaleur à plaques [27].

Ils ont constaté que le taux de flux d'air de la tour de refroidissement et le taux secondaire de flux d'eau ont un impact important sur l'efficacité de refroidissement du système. Ce résultat a permis d'obtenir une stratégie de contrôle efficace de l'énergie consommée par le ventilateur et la pompe dans le système qui permet l'adaptation aux diverses charges de refroidissement et les conditions climatiques rencontrées dans la pratique.

2.1.4. Test de réalisation :

La réalisation de cet échangeur et les essais ont été élaborés afin de comprendre la performance réelle de l'échangeur « IEC » et le comportement du tout le bâtiment sous une condition climatique réelle. L'objectif des essais ont été :

- Vérifier/modifier les modèles d'ordinateur établis.
- Comprendre les performances opérationnelles réelles des systèmes « IEC » dans les conditions climatiques véritables des bâtiments.
- Economie d'énergie et le potentiel de réduction des émissions de carbone relatif à l'application de IEC dans les bâtiments ;ce qui suggère l'approche pour modifier ou optimiser la configuration de l'échangeur IEC.
- Recommandant les conditions climatiques préférées adaptables au fonctionnement de l'échangeur « IEC ». Quelques tests effectués sur le bâtiment sont donnés ci-dessous :

Tulsidasani et al. [28] ont étudié la performance thermique d'un bâtiment non climatisé équipé d'un système de IEC. Ils ont étudié trois conditions climatiques différentes en Inde (sec/chaud, chaud/humide, tiède /humide), et leur influence sur divers paramètres de IEC au confort thermique de l'espace du bâtiment. Les résultats indiquent que le système IEC est efficace pour améliorer le confort thermique des bâtiments dans des conditions climatiques sèches et chaudes.

El-Dessouky et al. [29] ont élaboré une unité combinée de IEC /DEC installée sur un bâtiment de la ville de Koweït, où la température sèche ambiante en été est souvent supérieure à 45 °C. L'épaisseur de la garniture humide (pour l'échangeur DEC) et le débit d'eau dans l'ensemble ont un impact significatif sur la performance du système. Les résultats des tests indiquent que l'efficacité de refroidissement du système IEC/DEC était de 90 à 105 %, tandis qu'il était de 20 à 40% pour l'IEC en termes d'effet de rafraîchissant. Ces données ont servi à établir une corrélation du nombre de Nusselt pour les courants d'air à l'extérieur de l'échangeur de chaleur "IEC", qui s'est trouvé être de l'ordre de 150-450. Le coefficient de transfert de chaleur correspondant variait de 0,1 à 0,4 W/m².K.

Heidarinejad et al. [30] ont étudié expérimentalement un système IEC/DEC à deux étages qui a été exploité dans des conditions climatiques de l'Iran en se concentrant sur l'effet de l'air extérieur sur l'efficacité du système de refroidissement. Le système IEC/DEC constitué d'un échangeur de chaleur à plaques planes en matière plastique (500 x 500 x 400 mm³) et d'une épaisseur de 15 cm de la couche de cellulose et un espacement des canaux

de 7 mm. Au cours des essais, les débits d'air primaire et secondaire ont été ajustés à 1 700 et 850 m³/h respectivement.

Les résultats expérimentaux obtenus indiquent que sous les différents paramètres de l'air d'admission (température d'entrée sec/humide : 27 à 49 °C/15 à 33 °C), l'efficacité humide du système était dans l'ordre de 108 à 111 %, tandis que le système unique IEC avait une efficacité de refroidissement de 55 à 61 %.

La consommation moyenne d'eau du système est de 55% plus élevée que le simple système de refroidissement par évaporation directe, et l'efficacité énergétique (ou COP) du système est dans une plage de 8 à 9 par rapport aux systèmes de réfrigération à base de compression mécanique de vapeur typiques qui ont un COP de l'ordre de 3. Le système IEC/DEC en deux étapes peut obtenir plus de 60% d'économie sur la consommation d'énergie des combustibles fossiles.

2.2. Les Systèmes M-Cycle « IEC » et leur Performance :

Un nouveau système "M- cycle" d'IEC [31] a été développé pour permettre d'obtenir la meilleure efficacité de refroidissement, il réduit la température de l'air d'alimentation et augmente par unité de volume la capacité de refroidissement par rapport aux systèmes classiques d'IEC. Les configurations du système, les théories associées et les modèles numériques, les essais expérimentaux et les mesures d'évaluation des performances ont été largement étudiés au cours des dernières années [9,10,32,8,33].

Pacific Gas et Electric Company [10], ont effectué des essais expérimentaux sur une unité M-Cycle IEC à courant croisé dans un laboratoire de Colorado. Ils étaient intéressés par les effets de : températures de l'air d'entrée sèches et humides, pression de sortie, vitesse du ventilateur, débit d'air, efficacité de refroidissement, puissance frigorifique, capacité de refroidissement, efficacité énergétique et le taux d'évaporation de l'eau.

Les résultats des essais indiquent que l'efficacité humide de l'unité variait de 81 % à 91% sur l'ensemble des conditions des essais et qui est de 15 à 30 % plus élevée que des systèmes IEC.

Dans toutes les conditions de tests, l'unité pourrait fournir un air d'alimentation de 18,9 à 25,6°C en bulbe sec et de 30 à 80% d'humidité relative. L'efficacité énergétique moyenne (COP) de l'unité était de 8,8 qui conduisent à une réduction de 40 à 80% de la consommation d'énergie des combustibles fossiles par rapport au IEC.

Zhao et al. ont développé un modèle de IEC à contre-courant et ont effectué divers recherches sur sa performances en utilisant des méthodes théoriques et expérimentales [6, 7, 32, 3].

En termes de simulation numérique, les équations régissant le transfert de masse et de chaleur entre l'air, eau et plaques dans les canaux secs et humides de l'unité d'IEC ont été couplés et résolues en utilisant l'approche des différences finies.

La méthode itérative de Newton a été appliquée sur le processus de simulation. Le modèle prédit que l'efficacité humide de refroidisseur pourrait être supérieure à 130% dans la condition de l'air extérieure d'été au Royaume-Uni (28 °C bulbe sèche et 20 °C bulbe humide) si la surface humide de la plaque d'échange est complètement mouillée.

Ils ont également indiqué que la taille des canaux, les vitesses d'air et les rapports d'air secondaire au primaire ont un impact important sur l'efficacité de refroidissement et l'efficacité énergétique du refroidisseur, tandis que la température de l'eau d'alimentation a un faible impact. Plusieurs paramètres géométriques et opérationnelles ont été proposées pour aider à la conception de l'échangeur de chaleur ; il s'agit notamment de :

- espacement de canal doit être inférieur à 6 mm ;
- longueur des canaux doit être supérieure à 1 m ou 200 fois l'espacement de canal ;
- rapport d'air secondaire à l'air primaire doit être à 0,4 ;
- vitesse de l'air d'admission doit être réglé de 0,3 à 0,5 m/s.

Riangvilaikul et Kumar [33] ont présenté une étude numérique d'un refroidisseur «Point de rosée» par évaporation indirecte à contre-courant. Ils ont développé un modèle numérique pour simuler le processus de transfert de chaleur et de masse dans un refroidisseur évaporatif de point de rosée. Les équations régissantes ont été résolues en utilisant l'approche des différences finies et méthode itérative de Newton pour obtenir des valeurs de température et d'humidité de l'air dans le canal entier.

Les résultats de la modélisation ont été validés à l'aide des données expérimentales [1], (Figure II.9) dans diverses conditions d'arrivée d'air (couvrant généralement les climats secs, humides et modérés) et pour différentes vitesses de l'air d'entrée (1,5 à 6 m/s).

Un accord raisonnable a été obtenu entre les résultats numériques et expérimentaux, l'écart est de 5% en termes de température de sortie d'air et 10% pour l'efficacité.

L'étude a également montré que l'efficacité du point de rosée prédit de façon significative de 65 à 86 % lorsque l'humidité de l'air d'entrée varie de 6,9 g/kg à 26,4 g/kg quand la température d'entrée reste égale à 35 °C.

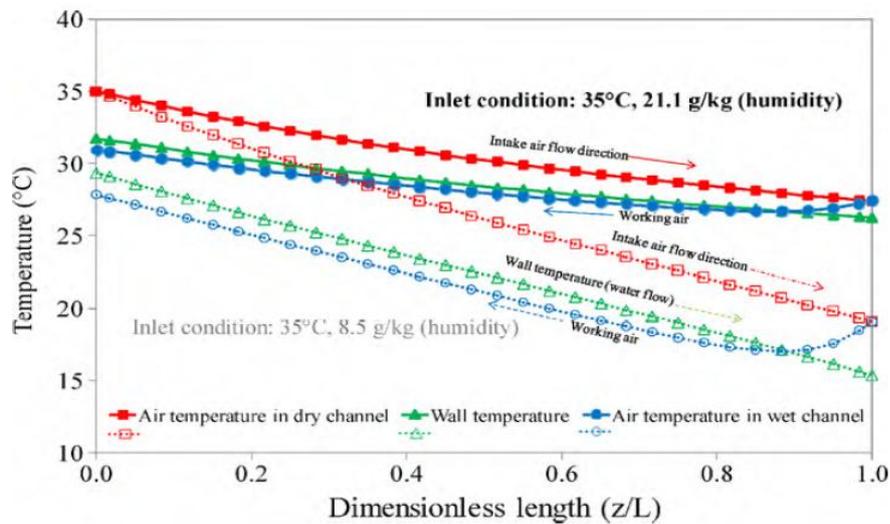


Figure II.5 : Distribution de la température au cours de processus d'air le long du canal [33]

Afin d'atteindre une efficacité humide supérieure à 100%, le refroidisseur doit être correctement configuré et utilisé dans des conditions favorables, c'est à dire :

- la vitesse de l'air d'admission doit être réglée en dessous de 2,5 m/s.
- l'espacement entre les canaux doit être inférieur à 5 mm.
- la longueur du canal doit être supérieure à 1 m.
- le rapport de l'air d'entrée à l'air de sortie doit être réglé entre 35 et 60%.

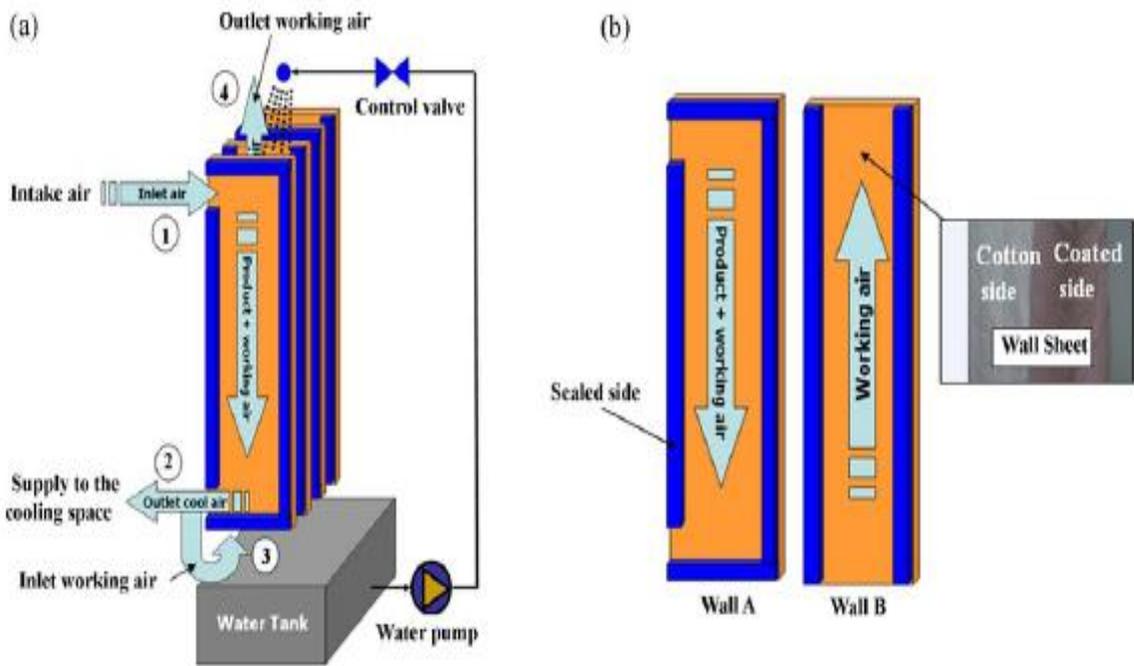


Figure II.6 : a) Echangeur IEC à point de rosée constant et b) deux types de plaque [1]

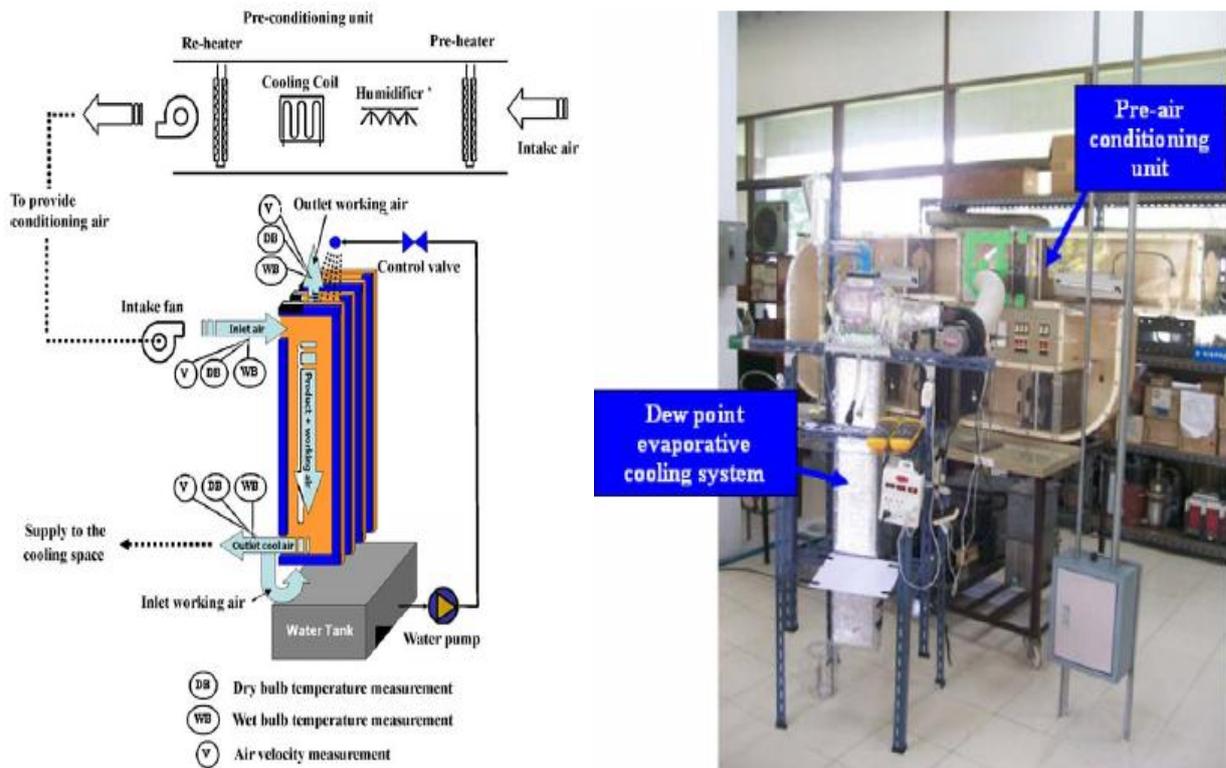


Figure II.7 : Installation expérimentale IEC à point de rosée [1]

Bruno [34] a effectué une étude expérimentale sur les caractéristiques de fonctionnement d'une unité d'IEC à point de rosée constante équipée d'un échangeur à plaques planes à circulation à contre-courant [8]. Ce dispositif est similaire au pré-refroidisseur d'un climatiseur dans l'application commerciale, le système de point de rosée

IEC pourrait atteindre une efficacité humide de 93 à 106% lorsque la température moyenne de l'air de sortie est de 17,3 °C. Pour l'application résidentielle, l'efficacité humide dans l'ordre de 118 à 129%.

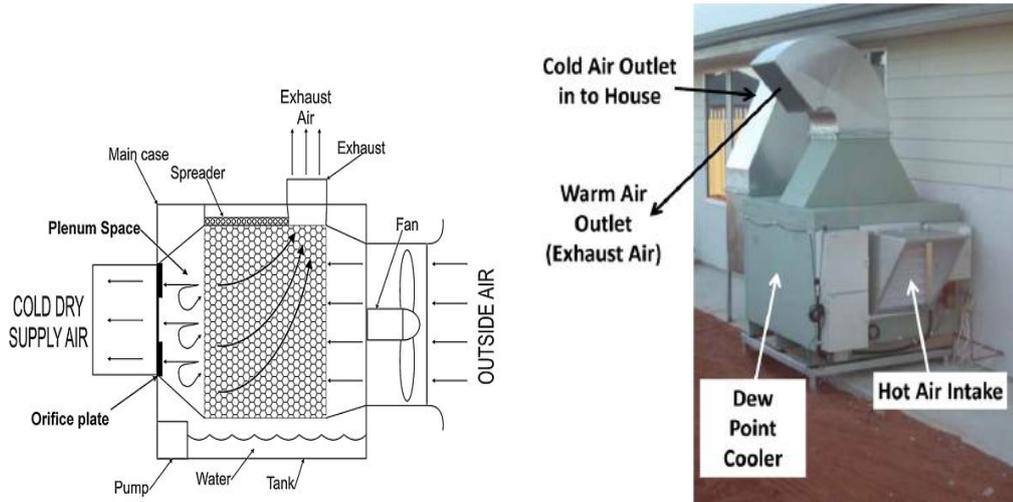


Figure II.8 : Installation expérimentale IEC "à point de rosée constant" [34]

Hasan A (2010) [35] a développé un modèle numérique d'un refroidisseur évaporatif indirect basé sur l'analyse mathématique de processus de transfert de chaleur et de masse. Les résultats du modèle sont en très bon accord avec les données expérimentales disponibles dans la littérature. Quatre types de refroidisseurs sont étudiés : trois refroidisseurs à deux étages (un refroidisseur à contre-courant (figure II.11), à co-courant et un refroidisseur combiné régénératif à courant parallèle) et un refroidisseur régénératif à contre-courant à un seul étage.

L'efficacité de refroidissement humide (ε_{bh}) pour les exemples étudiés est de 1,26, 1,09 et 1,31 pour le contre-courant à deux phases, l'écoulement parallèle et le refroidisseur parallèle-régénératif combiné, respectivement.

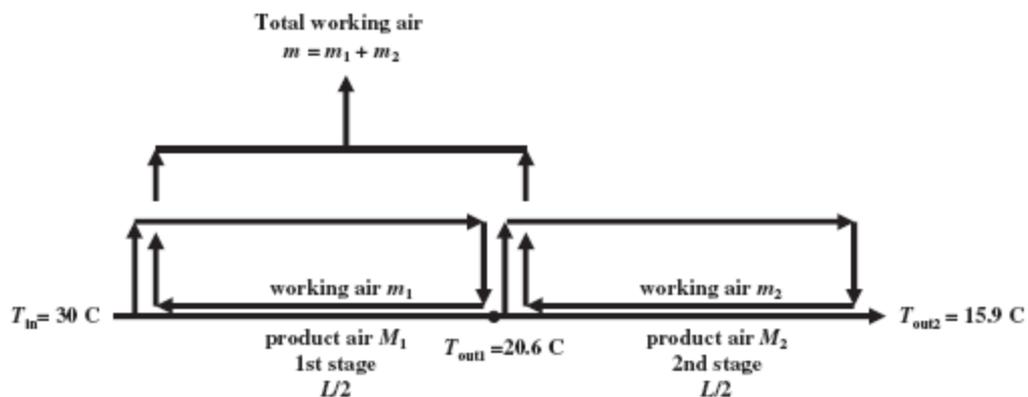


Figure II.9 : Echangeur à contre-courant et à deux étages [35]

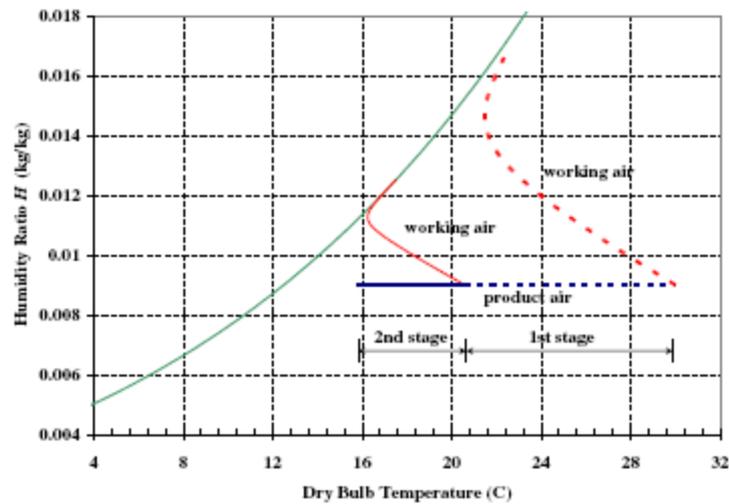


Figure II.10 : Conditions de l'air produit et l'air de travail sur le diagramme psychrométrique pour un échangeur à contre-courant et à deux étages [35]

Conclusion

Sur la base des études antérieures [15,36], une étude comparative des échangeurs de chaleur à circulation à contre-courant basé sur M-cycle a été réalisée par l'auteur [37] pour le refroidissement par évaporation à point de rosée constant [6].

Les deux configurations d'échangeurs de chaleur étaient théoriquement et expérimentalement étudiées pour identifier la différence dans l'efficacité de refroidissement dans les conditions opérationnelles, structurels parallèles, optimiser les dimensions géométriques de les échangeurs et suggèrent leurs conditions opérationnelles préférés.

L'auteur a réalisé une recherche paramétrique de la performance de refroidisseur à circulation à contre-courant et les échangeurs de chaleur à courant croisé. La comparaison entre la simulation et les résultats expérimentaux indique une marge d'erreur acceptable de 2 à 10%. Les résultats ont montré que l'échangeur à contre-courant a offert une plus grande capacité de refroidissement (environ 20% plus élevée), mais aussi une plus grande efficacité du point de rosée et humide (15 à 23% plus élevée) lorsqu'il est égal à la taille physique et dans les mêmes conditions opérationnelles. Cependant, le système à courant croisé avait une grande efficacité énergétique (10 % plus élevé).

En résumé, le refroidissement par évaporation point de rosé constant « M-cycle » peut réaliser 80 jusqu'à 120% d'efficacité humide. Le système est plus performant que le refroidisseur conventionnel "IEC" 15 à 30%. Le système a pu atteindre un COP élevé égal à 8

jusqu'à 20, de ce fait une réduction de 10 à 20% de la consommation d'énergie de combustible fossile relativement au système normal du IEC.

Pour un échangeur de chaleur typique à courant croisé, ses limites de calcul sont :

- la vitesse d'air aspiré devrait être en-dessous de $v = 2.5$ m/s.
- l'espacement du canal devrait être moins de $e = 5$ mm.
- la longueur de canal devrait être plus grande que 1 m.
- rapport d'air primaire au secondaire devrait être entre 35% et 60%.

L'échangeur de à circulation à contre-courant offre une plus grande capacité de rafraîchissement (autour 20% plus élevée), de plus grande efficacité de point de rosé et humide (15 à 23% plus élevée) et abaisse l'efficacité énergétique (autour de 90%) que l'échangeur de chaleur à contre-courant.

La méthode numérique des différences finies et la méthode itérative de newton ont été largement employées et comparées avec les résultats expérimentaux. L'écart est raisonnable (moins de 10%) pour l'installation IEC.

Dans notre étude on va valider notre modèle en comparant avec des résultats de la littérature.

CHAPITRE III :

**FORMULATION MATHÉMATIQUE ET RESOLUTION
NUMÉRIQUE.**

3. CHAPITRE III : Formulation mathématique et Résolution Numérique.

Introduction

Notre travail est un transfert de technologie ; on a développé un programme numérique utilisant le modèle de B. Riangvilaikul et S. Kumar [33], avec les mêmes hypothèses, conditions initiales et les équations. Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec les résultats antérieurs.

L'examen des travaux antérieurs révèle que l'interaction entre les courants d'air et le film d'eau dans un refroidisseur d'air par évaporation indirecte est très complexe et une étude approfondie des différents effets sur son rendement n'a pas encore été effectuée.

Le but de ce travail est double : d'une part, on doit acquérir une meilleure compréhension du processus de transfert de chaleur et de masse dans les canaux verticaux étroits du refroidisseur évaporatif indirect et d'autre part, on doit illustrer l'influence des différents paramètres sur la performance thermique d'un refroidisseur d'air à évaporation indirecte.

Le schéma détaillé du montage expérimental d'une nouvelle configuration verticale du système de refroidissement par évaporation à point de rosée constant est illustré sur la figure 1. Cette installation sera simulée par un code que nous allons développer. L'installation expérimentale comprend :

- Un système de refroidissement par évaporation "à point de rosée constant".
- Une unité de traitement d'air.
- Les appareils de mesures, installés au Laboratoire de Technologie d'Energie "Institut asiatique de technologie (AIT), Thaïlande".

Les parois des canaux sont réalisées par des feuilles minces en coton revêtues de polyuréthane afin d'éviter le transfert d'humidité entre le côté sec et humide. Pour créer un transfert de chaleur et de masse au niveau de l'échangeur, les parois A et B sont empilées avec différents dispositifs d'étanchéité sur les bords (espacement de 5 mm) pour former quatre canaux fermés secs et cinq canaux humides (voir **Figure III.1 et Tableau III.1**).

Tableau III.1 : Grandeurs géométriques et débit de fonctionnement utilisés dans le banc d'essais

Grandeur	Spécification / valeur
Matière de la paroi	Nappe de coton recouvert du polyuréthane
Epaisseur de paroi	0.5 mm
Longueur du canal « L »	1200 mm
Largeur du canal « a »	80 mm
Espacement du canal « e »	5 mm
Débit d'eau fourni	60 g/h

3.1. Développement du modèle de transfert de la chaleur et de la masse :

Les équations décrivant le changement de température et d'humidité du refroidissement par évaporation à point de rosée constante sont les équations de transfert de chaleur et de masse simultanée. Dans le canal sec, l'air de processus est refroidi sans changement d'humidité absolue, alors que la température et l'humidité absolue de l'air de travail varie le long de la voie humide.

Afin d'analyser le mécanisme de transfert de chaleur et de masse qui se déroulent le long de passage de l'air à l'intérieur du système de refroidissement par évaporation à point de rosée constant est divisée en volumes de contrôle identique comme le montre la **Figure III.2**.

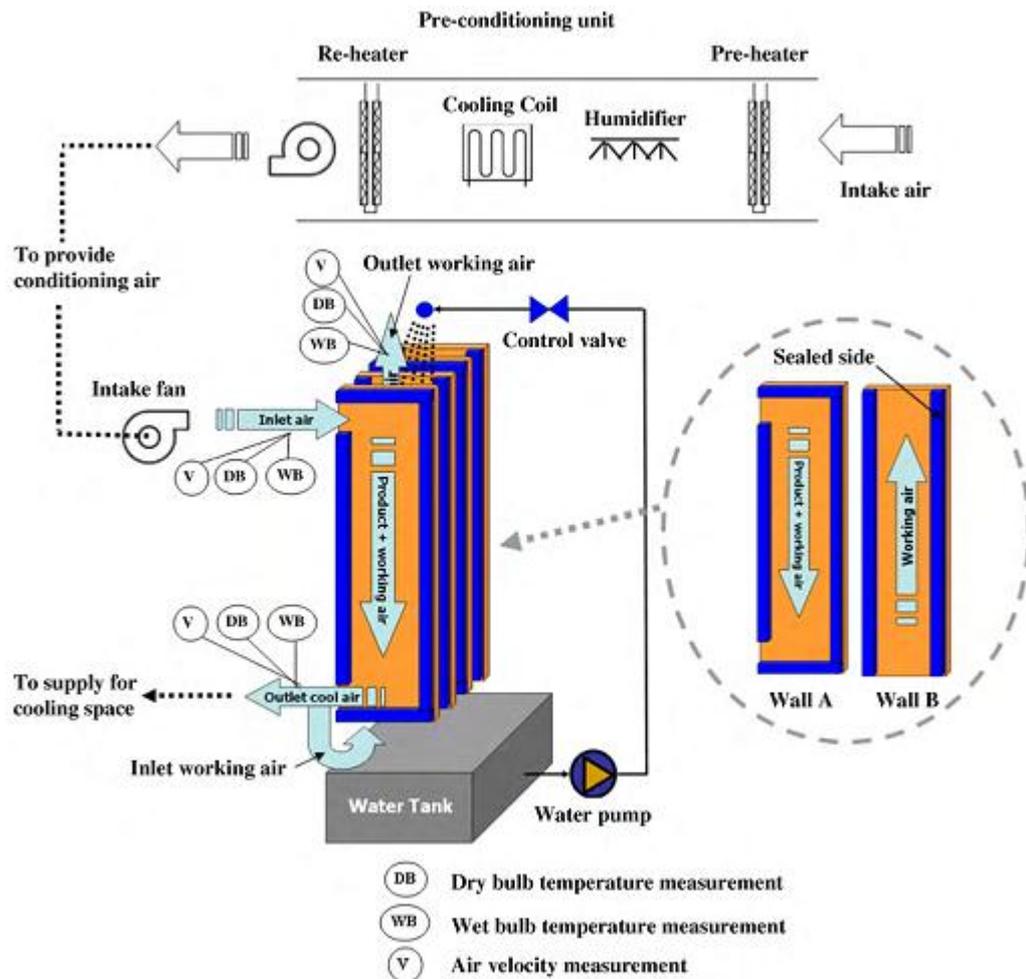


Figure III.1 : Installation expérimentale du système d'évaporation Indirecte à point de rosé constant [1]

3.2. Hypothèses simplificatrices du modèle :

Le modèle mathématique développé est réalisé sous les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Pour le bon transfert de chaleur et de masse, l'écoulement de tous les fluides (air et eau) est à contre-courant
- La vitesse et les propriétés thermophysiques de tous les liquides sont considérées uniformes dans un volume de contrôle différentiel.
- Condition adiabatique pour la surface extérieure de l'échangeur de chaleur et pas de perte de chaleur pour l'air de travail à l'entrée de la voie humide.
- L'air transfère de la chaleur uniquement suivant la direction perpendiculaire à la paroi de l'échangeur de chaleur.

- La surface mouillée est entièrement et uniformément saturé en eau.
- En raison de l'épaisseur relativement faible (0,5 mm) des plaques de l'échangeur de chaleur, on peut négliger la résistance thermique par conduction des plaques de l'échangeur de chaleur (séparant les côtés sec et humide) peut être négligée, [29,30].
- Le long du canal sec, il n'y a que le transfert de chaleur sensible.

3.3. Modèle mathématique

Le modèle mathématique est tiré des échanges de chaleur et de masse simultanés dans les canaux secs et humides, ces transferts sont schématisés pour des volumes infinitésimaux de la figure III-2.

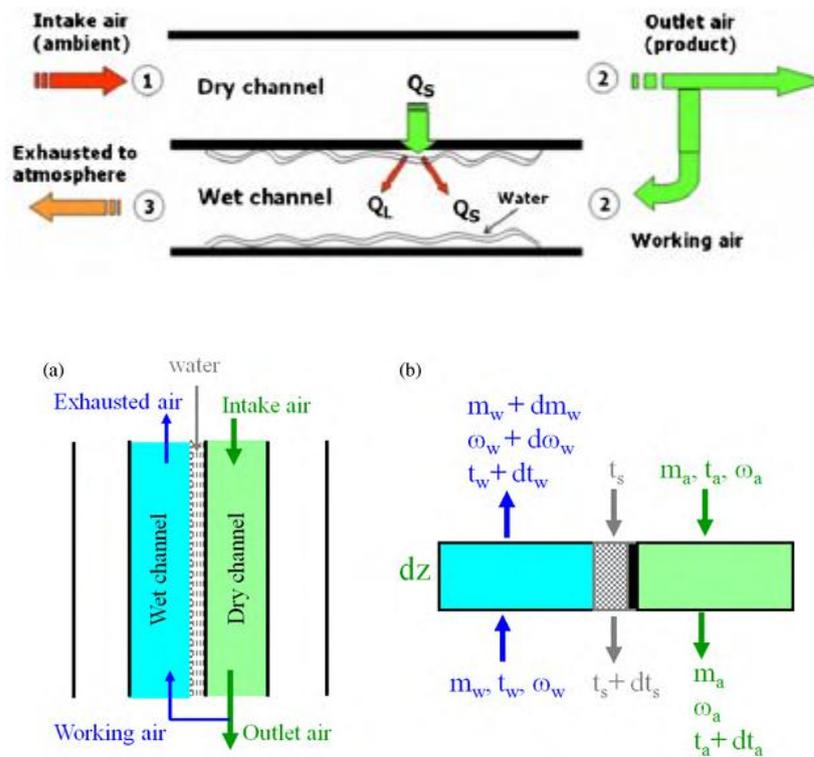


Figure III.2 : a) Elément de l'unité b) Volume de contrôle différentiel.

3.3.1. Bilan du canal sec :

Le bilan énergétique d'un volume de contrôle différentiel de canal sec en tenant compte de la chaleur sensible perdue donne l'équation suivante :

$$\dot{m}_{cs} C_{p_{ah}} dT_{cs} = h_{cs} a (T_{cs} - T_p) dz \tag{III-1}$$

où :

a : largeur de la paroi

Cp_{ah} : chaleur spécifique de l'air humide est défini comme suit :

$$Cp_{ah} = Cp_a + \omega Cp_v \quad (III-2)$$

\dot{m}_{cs} : le débit d'air du canal sec est défini comme suit :

$$\dot{m}_{cs} = \rho_{cs} v_{cs} S \quad \text{avec : } S = e.a \quad (III-3)$$

L'arrangement de l'équation (III-1) nous donne le gradient de température dans le canal sec sur toute sa longueur par l'équation suivante :

$$\frac{dT_{cs}}{dz} = \frac{h_{cs} a (T_{cs} - T_p)}{\dot{m}_{cs} Cp_{ah}} \quad (III-4)$$

3.3.2. Bilan du canal mouillé :

Pour le volume de contrôle différentiel du coté humide le bilan d'énergie s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{cm} Cp_{am} dT_{cm} = h_{cm} a (T_p - T_{cm}) dz \quad (III-5)$$

où

m_w : débit massique de l'air de travail à l'intérieur du canal mouillé définie comme :

$$\dot{m}_{cm} = r \dot{m}_{cs} \quad (III-6)$$

où :

r : rapport d'air de travail à l'air d'entrée

L'équation (III-5) après réarrangement donne :

$$\frac{dT_{cm}}{dz} = \frac{h_{cm} a (T_p - T_{cm})}{\dot{m}_{cm} Cp_{cm}} \quad (III-7)$$

3.3.3. Bilan thermique à l'interface de la paroi

L'évaporation au niveau de l'interface canal sec et canal mouillé est décrite par le bilan thermique suivant :

$$h_{cs} a (T_{cs} - T_p) = h_{cm} a (T_p - T_{cm}) - \dot{m}_v h_g \quad (\text{III-8})$$

$$\dot{m}_v = h_m A (\rho_{p,s} - \rho_{cm}) = h_m \rho A (\omega_{p,s} - \omega_{cm}) \quad (\text{III-9})$$

3.3.4. Bilan massique :

Le transfert de masse a lieu seulement à la surface mouillée sous l'impulsion de la différence de pression partielle de la vapeur. Le bilan de matière est décrit par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{cm} d\omega_{cm} = h_m a (\rho_p - \rho_{cm}) dz \quad (\text{III-10})$$

L'arrangement de l'équation (III-10) donne :

$$\frac{d\omega_{cm}}{dz} = \frac{h_m a (\omega_p - \omega_{cm})}{\dot{m}_{cm}} \quad (\text{III-11})$$

Ces équations montrent les profils de la température de l'air et de l'humidité le long de du canal mouillé qui dépendent des forces motrices de la température et de la différence de concentration massique, respectivement.

Pour les mélanges de vapeur, l'air et l'eau dans le passage humide, on utilise l'analogie de **Chilton-Colburn** [38] pour calculer le coefficient de transfert de masse, cette analogie donne le coefficient de transfert de masse en fonction du coefficient de transfert de chaleur et du nombre de Lewis [38] :

$$\frac{h}{h_m} = \rho C p_{ah} Le^{2/3} \quad (\text{III-12})$$

En raison de la résistance thermique de la paroi négligeable, le flux thermique de surface et la température de la surface sont présumés uniformes pour chaque petit volume de contrôle. Le nombre de Nusselt d'une paroi plane pour les écoulements laminaire et turbulent sont données par [38], respectivement :

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{0.33} \text{ et } Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (\text{III-13})$$

Les conditions sur l'air à l'entrée et à la sortie du système de refroidissement par évaporation à point de rosée constante sont utilisées pour indiquer la performance de refroidissement à l'aide de deux indices connus sous : l'efficacité de bulbe humide et l'efficacité de point de rosée. L'efficacité de bulbe humide est définie comme le rapport de la différence entre la température de l'air à l'entrée et à la sortie du système à la différence entre la température d'air d'entrée et la température de bulbe humide :

$$\varepsilon_{bh} = \frac{T_{cs,in} - T_{cs,out}}{T_{cs,in} - T_{bh,in}} \quad (\text{III-14})$$

Puisque le système de refroidissement par évaporation à point de rosée constante peut évidemment refroidir la température de sortie d'air en dessous de la température ambiante humide, l'efficacité de point rosée est utilisé pour indiquer

- Sa performance de refroidissement par rapport à sa limite théorique.
- la proximité de la température de la sortie d'air à la température du point de rosée de l'air d'entrée (ambiante)

L'efficacité de point rosée est exprimée par [7] comme suit:

$$\varepsilon_r = \frac{T_{cs,in} - T_{cs,out}}{T_{cs,in} - T_{r,in}} \quad (\text{III-15})$$

3.4. Conditions initiales et aux limites

3.4.1. Conditions initiales :

- Température initiale dans les deux canaux, $T_0 = 35^\circ\text{C}$.
- Température initiale de l'interface (air -eau) est égale à celle de l'eau d'alimentation, $T_{s,0} = 28^\circ\text{C}$.
- Humidité absolue initiale dans les deux canaux, $\omega_0 = 0.0085 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$
- Vitesse initiale de l'air dans le canal sec, $v_{cs,0} = 2.4 \text{ m/s}$
- Vitesse initiale de l'air dans le canal mouillé, $v_{cm,0} = r.v_{cs,0}$
- Pression totale le long de deux canaux, $P_t = 101325 \text{ [Pa]}$

3.4.2. Conditions aux limites :

- La température d'entrée du canal sec est égale à la température initiale ; l'humidité absolue du canal sec est la même le long du canal.

$$T_{cs,in} = T_{initiale} \text{ et } \omega_{cs} = \omega_{initiale}$$

- La température à la sortie du canal sec sont décrites par :

$$\frac{dT_{cs}}{dz} = 0$$

- La température et l'humidité absolue d'entrée du canal mouillé sont égales au température et l'humidité absolue à la sortie du canal sec

$$T_{ch,in} = T_{cs,out} \text{ et } \omega_{ch,in} = \omega_{cs,out}$$

- La température et l'humidité absolue à la sortie du canal mouillé sont décrites par :

$$\frac{dT_{ch}}{dz} = 0 \text{ et } \frac{d\omega_{ch}}{dz} = 0$$

3.5. Résolution de système d'équations

Le système d'équations régissant le fonctionnement de refroidisseur par évaporation indirecte à point de rosée constant se compose de trois équations différentielles du premier ordre :

$$\begin{cases} \frac{dT_{cs}}{dz} = \frac{h_{cs} a (T_{cs} - T_p)}{\dot{m}_{cs} C p_{ah}} \\ \frac{dT_{cm}}{dz} = \frac{h_{cm} a (T_p - T_{cm})}{\dot{m}_{cm} C p_{ah}} \\ \frac{d\omega_{cm}}{dz} = \frac{h_m a (\omega_p - \omega_{cm})}{\dot{m}_{cm}} \end{cases} \quad \text{(III-16)}$$

Dans ce travail, on a utilisé la méthode des différences finies et Euler modifiée pour la résolution des équations discrétisées.

3.5.1. Principe de la Méthode des différences finies

Cette méthode est basée sur la technique du développement en séries de Taylor qui permet d'approximer la valeur d'une fonction en un point voisin en espace ou en temps. Cette technique permet de développer pour remplacer les dérivées premières et secondes des EDP pour pouvoir envisager une solution numérique par un ordinateur.

Pour obtenir une solution numérique, il faut tout d'abord définir un domaine numérique constitué par un ensemble de points discrets appelé grille de calcul. Les valeurs instantanées et locales des variables dépendantes du problème sont définies sur l'ensemble des points de la grille de calcul. La différence entre cette vue numérique à travers un certain

nombre de points et la distribution continue exacte représente l'erreur commise par la méthode numérique. Il est tout à fait logique de penser que plus le nombre de points est important plus la visualisation est claire, un peu comme les pixels d'une photo numérique.

L'étape suivante consiste à approximer ou remplacer toutes les dérivées partielles par des schémas discrets (différences finies). L'EDP est transformée en équation algébrique. Cette équation algébrique est ensuite appliquée sur l'ensemble des nœuds de la grille de calcul. Le résultat sera un système d'équations comportant autant d'équations que d'inconnues (nœuds). Ce système sera ensuite résolu par une méthode appropriée (méthode d'Euler modifié pour notre cas). Le résultat sera une distribution discrète de la solution sur l'ensemble des points du domaine de calcul.

3.5.2. Résolution du système d'équations

- Discrétisation des équations :

- Discrétisation de l'équation de bilan énergétique du canal sec (équation III-4)

$$\begin{aligned}
 -\dot{m}_{cs} C p_{ah} \frac{T_{cs}^{z+1} - T_{cs}^z}{\Delta z} &= -2 a h_{cs} (T_{cs}^z - T_p^z) \\
 T_{cs}^z &= T_{cs}^{z+1} - \Delta z \frac{2 a h_{cs}}{\dot{m}_{cs} C p_{ah}} (T_{cs}^z - T_p^z)
 \end{aligned}
 \tag{III-17}$$

- Discrétisation de l'équation de bilan énergétique du canal mouillé (équation III-7)

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{cm} C p_{ah} \frac{T_{cm}^z - T_{cm}^{z-1}}{\Delta z} &= 2 a h_{cm} (T_p^z - T_{cm}^z) \\
 T_{cm}^z &= T_{cm}^{z-1} + \Delta z \frac{2 a h_{cm}}{\dot{m}_{cm} C p_{ah}} (T_p^z - T_{cm}^z)
 \end{aligned}
 \tag{III-18}$$

- Discrétisation de l'équation de bilan massique du canal mouillé (équation III-11)

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{cm} \frac{\omega_{cm}^z - \omega_{cm}^{z-1}}{\Delta z} &= 2 a h_m (\omega_p^z - \omega_{cm}^z) \\
 \omega_{cm}^z &= \omega_{cm}^{z-1} + \Delta z \frac{2 a h_m}{\dot{m}_{cm}} (\omega_p^z - \omega_{cm}^z)
 \end{aligned}
 \tag{III-19}$$

Après la discrétisation des équations, on obtient un système d'équations algébriques linéaires :

$$\begin{cases} T_{cs}^z = T_{cs}^{z+1} - \Delta z \frac{2ah_{cs}}{m_{cs} Cp_{ah}} (T_{cs}^z - T_p^z) \\ T_{cm}^z = T_{cm}^{z-1} + \Delta z \frac{2ah_{cm}}{m_{cm} Cp_{ah}} (T_p^z - T_{cm}^z) \\ \omega_{cm}^z = \omega_{cm}^{z-1} + \Delta z \frac{2ah_m}{m_{cm}} (\omega_p^z - \omega_{cm}^z) \end{cases} \quad (III-20)$$

On utilise la méthode d'Euler modifié pour résoudre le système d'équations résultant de la discrétisation des équations ci-dessus pour trouver une solution approchée partir d'une solution initiale.

La condition de convergence est : $\sum |T_{cm}^{k+1} - T_{cm}^k| \leq err$

3.6. Programme et organigramme

Le programme développé en langage Fortran (Compaq Visual Fortran 6.6) est constitué d'un programme principal « **IEC dew point** », 4 subroutines et 19 fonctions. Ces fonctions résument les propriétés thermo-physiques de l'air humide, de l'air sec et de la vapeur saturé, on les considère comme une base de données.

La première subroutine est « **airhumide** », qui calcul l'humidité relative HR, le nombre de Prandtl Pr, le nombre de Lewis Le, la masse volumique de l'air sec ρ_a , la masse volumique de l'air humide ρ_{ah} , la conductivité thermique de l'air humide k_{ah} , la capacité thermique de l'air humide Cp_{ah} et la viscosité dynamique de l'air humide μ_{ah} avec une température T, une pression totale P_t et une humidité absolue ω à l'entrée.

La deuxième subroutine est appelée « chaleur », qui calcul la chaleur latent h_g , l'enthalpie de vapeur saturée et l'enthalpie de liquide saturé avec la température T a l'entrée.

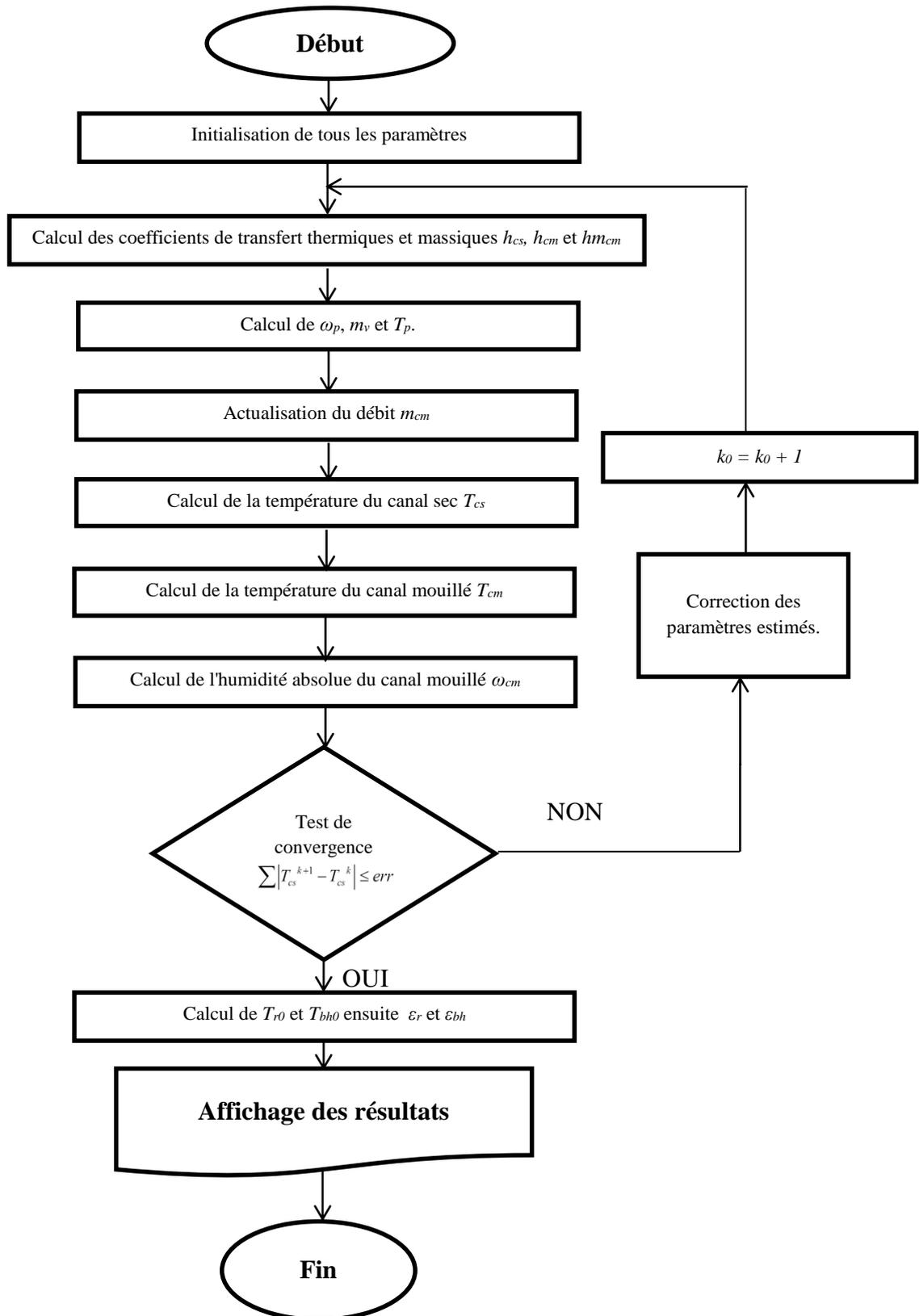
La troisième subroutine est appelée « Pvap » qui calcul la pression de vapeur P_v et le gradient de la pression de vapeur dP_v/dT .

La quatrième subroutine est appelée « Trosee » qui calcul la température de rosée en fonction de la pression total du mélange P_t , la pression de vapeur P_v et le titre molaire de vapeur Y_v .

Le programme est réalisé pour le calcul de la performance thermique d'un refroidisseur d'air à évaporation indirecte à point de rosé constant ; c.-à-d. le calcul de la distribution : des températures de l'air le long du canal sec et du canal mouillé, des humidités absolue et relatives des deux types de canaux et les efficacités de rosée et de bulbe humide afin de voir

l'influence des conditions initiales, l'espacement et la longueur du canal sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Afin de réaliser ce code numérique on a suivi l'algorithme suivant :



Organigramme de calcul

Chapitre IV :

Résultats et Discussions

4. CHAPITRE IV : Résultats et Discussions

Introduction

Dans le chapitre précédent, les équations régissant le processus de transfert de chaleur et de masse dans un échangeur de chaleur par évaporation indirecte à point de rosée constant « M-cycle », ont été résolues afin de prévoir le comportement de celui-ci, lorsqu'on fait varier les paramètres d'entrée. On a étudié l'influence de la température et de l'humidité absolue à l'entrée de l'échangeur de chaleur sur la distribution de température de l'air dans les canaux, la température à l'interface, l'efficacité de rosée et l'efficacité humide respectivement.

Dans ce chapitre, les résultats obtenus sont présentés et discutés. Ces résultats nous montrent les capacités du modèle mathématique qui répond aux différentes conditions aux limites. Un programme a été réalisé pour obtenir les profils de température en fonction de la longueur adimensionnelle dans le canal mouillé et le canal sec, la distribution d'humidité absolue dans les deux canaux, l'influence des grandeurs initiales (température d'entrée et humidité absolue) sur les efficacités humide et de point de rosée et l'influence d'autres paramètres tel que la longueur et l'espacement du canal.

4.1. Validation du Modèle :

On a effectué des calculs avec des corrélations générales pour résoudre les équations régissant le processus de transfert de chaleur et de masse d'un échangeur évaporatif indirect « à point de rosée constant » à circulation contre-courant. Les calculs sont réalisés en considérant comme conditions initiales :

- Température d'air d'entrée initiale de $T_{cs0} = 35$ [°C].
- Variation de l'humidité absolue de l'air d'entrée entre $\omega_{cs0} = 21.1$ et 8 [g/kg].

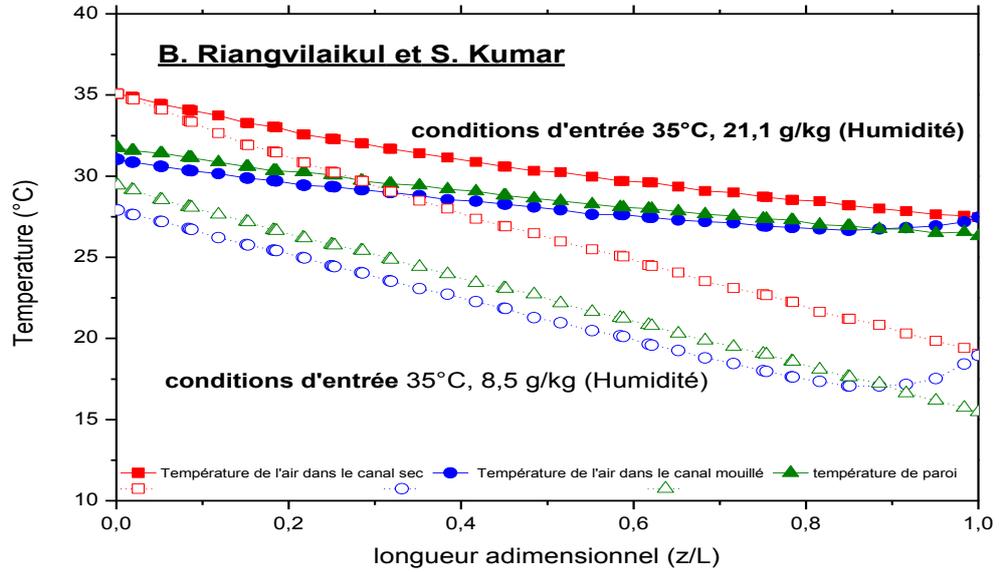
Les autres paramètres de fonctionnement sont définis comme condition de référence indiquée dans le **Tableau IV-1**.

Les résultats obtenus ont été validés par comparaison à l'étude numérique de **Riangvilaikul et al. [33]** et celle de **Hasan et al. [35]**. La courbe ci-dessous montre une bonne concordance entre les résultats calculés et les résultats de l'auteur [33], (voir la **figure IV-1**). Les petites différences sont dues au choix de corrélations utilisées pour le calcul du nombre de Nusselt.

Tableau IV.1 : Conditions de référence de fonctionnement pour la simulation [33]

Vitesse d'air d'entrée v_{cs} [m/s]	Espacement du canal e [mm]	Longueur du canal L [mm]	Fraction de l'air de travail r	Température de l'eau d'alimentation [°C]
2.4	0.005	1.2	0.33	28

a)



b)

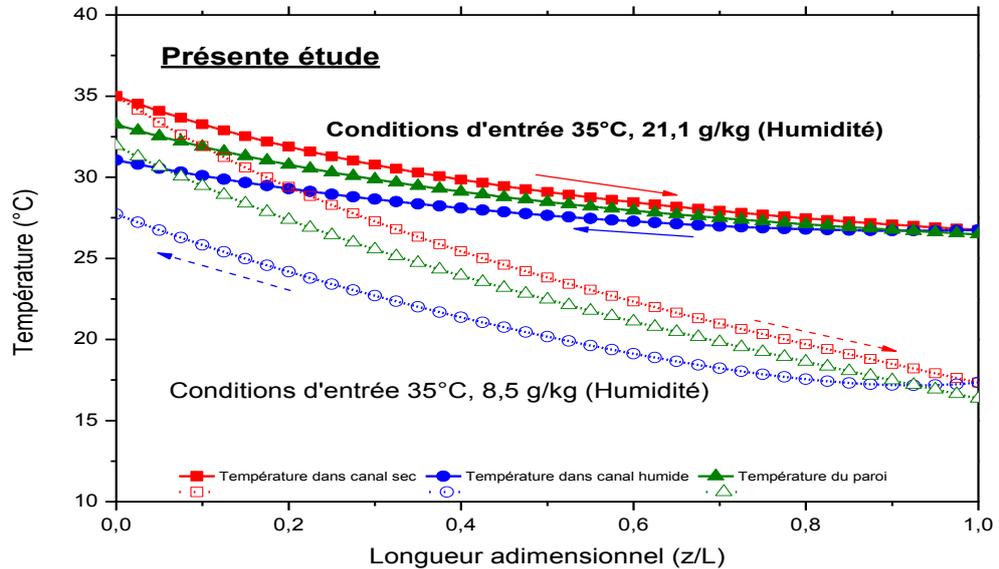
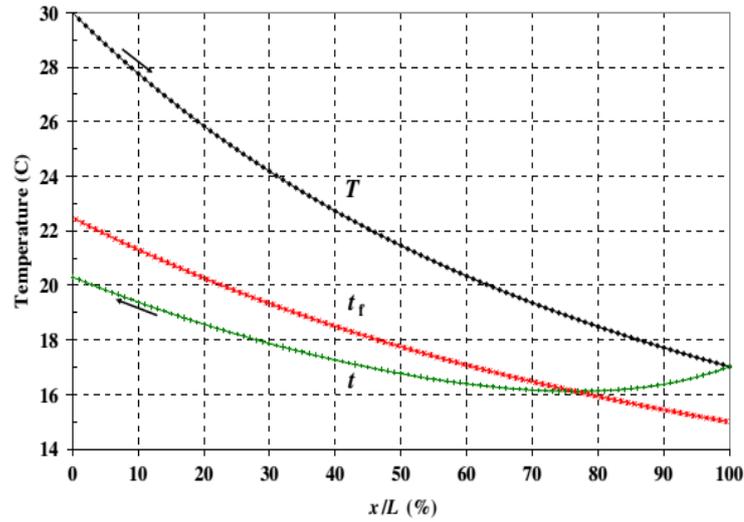


Figure IV.1 : Comparaison de la distribution de température le long de l'échangeur de chaleur entre (a) Riangvilaikul et al. [33] et (b) Notre étude.

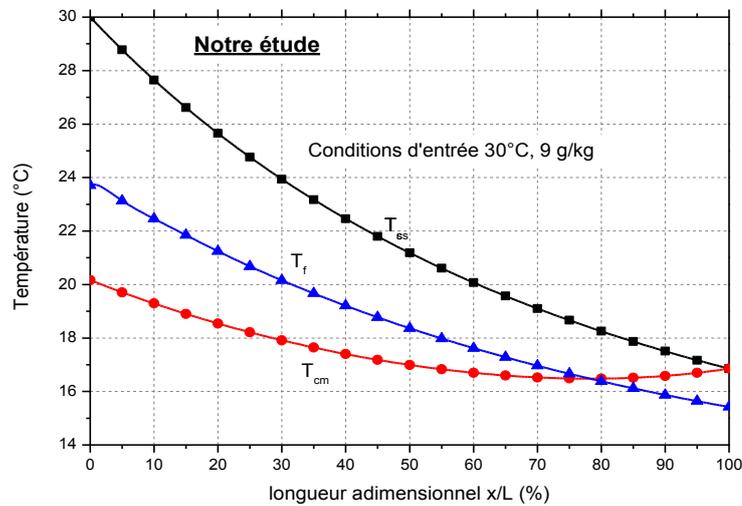
Après on a validé notre modèle avec des données analytiques de **Hasan** et al. [35] pour les conditions initiales suivantes :

- Température d'entrée initiale, $T_{cs0} = 30$ [°C].

- Humidité absolue, $\omega_{cs0} = 9 \text{ [g/kg]}$.
- Fraction d'air de travail à l'air d'entrée, $r = \frac{\dot{m}}{M} = 0.7$
- Les dimensions de l'échangeur sont :
 - ✓ Longueur du canal, $L = 0.5 \text{ [m]}$.
 - ✓ Largeur du canal, $a = 0.5 \text{ [m]}$.
 - ✓ Espacement entre canaux, $e = 0.0035 \text{ [m]}$.



a)



b)

Figure IV.2 : Comparaison de la distribution de température de :
 L'air produit (T_{cs}), l'air de travail (T_{cm}) et le film d'eau (T_p) -
 a) **Hasan et al. [33]** et b) **Notre étude**.

La courbe ci-dessus montre une bonne concordance entre nos résultats calculés et les résultats de **Hasan et al. [33]**. On remarque que les deux graphes sont similaires, les petits écarts entre les deux graphes sont dues aux méthodes numériques, le critère de convergences et les corrélations utilisées différentes entre notre travail et la littérature.

4.2. Etude d'un échangeur évaporatif indirect :

4.2.1. Evolution de l'humidité d'air le long du canal

On remarque que le facteur majeur déterminant affectant l'état de l'air de sortie est l'humidité absolue de l'air d'entrée, **Figures IV.3 et IV.4**. Ceci peut être expliqué en considérant deux points de condition d'entrée ayant la même température d'entrée d'air ($35\text{ }^{\circ}\text{C}$) mais d'humidités absolues différentes (21.1 et 8.5 g/kg). Ainsi, on conclut que le refroidisseur (climatiseur) par évaporation indirecte est plus efficace dans le cas où l'humidité absolue est faible (zones arides), car le confort humain est réalisé pour une humidité relative allant de 30 à 70% environ.

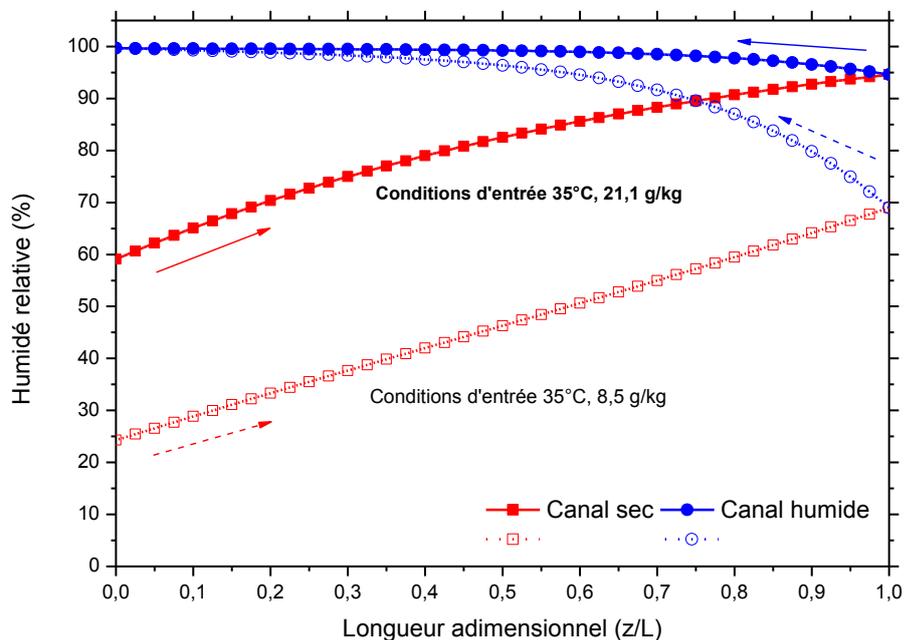


Figure IV.3 : Distribution de l'humidité relative le long de l'échangeur à évaporation indirecte ($T_{in} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $\omega_{in} = 0.0085$ et 0.0211 kg/kg)

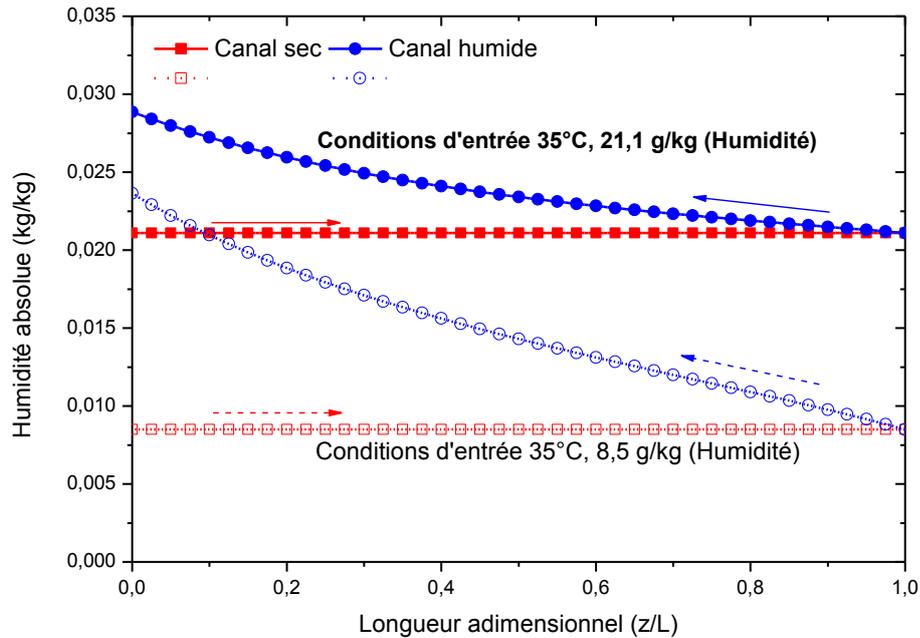


Figure IV.4 : Distribution de l'humidité absolue le long de l'échangeur à évaporation indirecte ($T_{in} = 35 [^{\circ}C]$ et $\omega_{in} = 8.5$ et $21.1 [g/kg]$)

4.2.2. Evolution de l'air dans l'échangeur sur le diagramme psychométrique :

Au niveau de diagramme psychométrique, l'air d'entrée est fourni au système de refroidissement par évaporation indirecte à point de rosée constant dans les mêmes conditions de référence de fonctionnement, les températures de l'air de sortie obtenues sont relativement différentes tel qu'il apparaît dans le diagramme psychométrique (diagramme de Carrier). On voit bien que ce système est plus adapté aux régions sèches et arides, la température de sortie de l'air est d'environ $17^{\circ}C$, c'est-à-dire un abaissement de température d'environ $18^{\circ}C$ par contre dans les régions humides, la température de sortie est d'environ $27^{\circ}C$ et l'abaissement est seulement de $8^{\circ}C$, on conclut que l'utilisation de ce système de rafraichissement est très avantageuse en Algérie, voir figure IV-5.

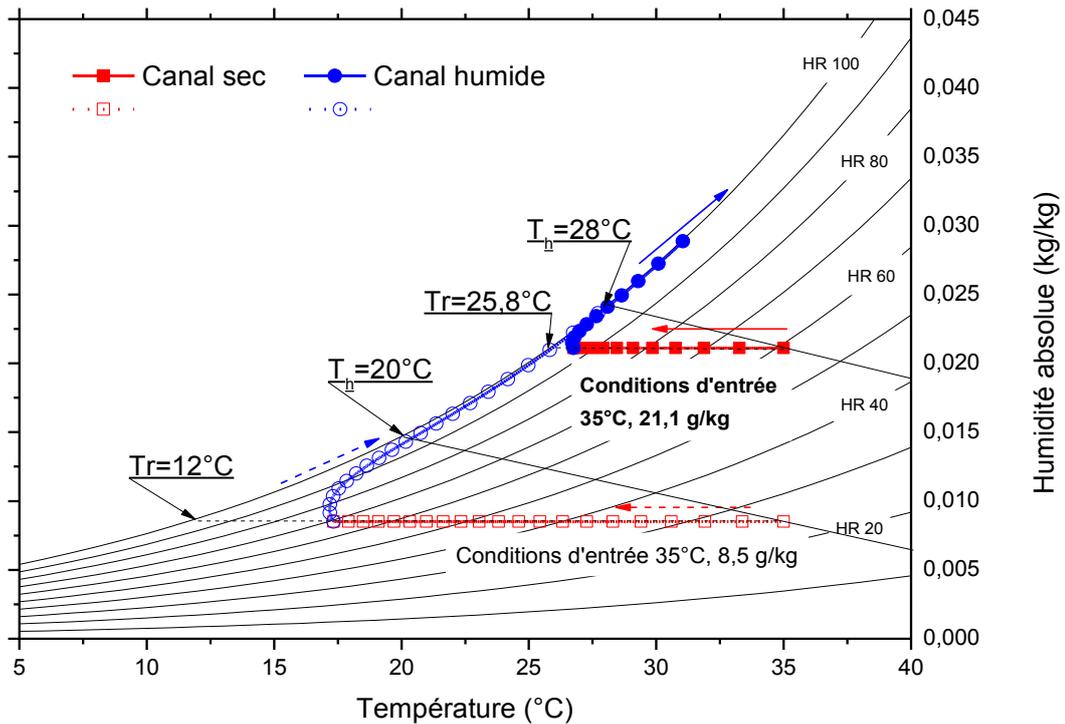


Figure IV.5 : Evolution de l'air de refroidissement sur le diagramme psychrométrique.

4.3. Influence des paramètres d'entrée (T_{in} et ω_{in})

Pour étudier la performance de notre échangeur de chaleur (refroidisseur évaporatif indirect), on a tracé les figures IV-6 à IV-9, qui représentent l'efficacité humide, l'efficacité de point de rosé et la température de sortie en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiales ω_{in}

4.3.1. Efficacité de bulbe humide :

D'après les résultats obtenus et présentés sur la **Figure IV.6**, on conclut que l'efficacité de bulbe humide augmente avec l'augmentation de la température et l'humidité absolue à l'entrée de l'échangeur évaporatif indirect.

Ainsi, ce type d'échangeur de chaleur est plus performant dans les régions chaudes et sèches (humidité absolue faible), qui correspond à l'ensemble du territoire algérien si ce n'est pas toute la région de l'Afrique du nord.

On voit clairement que pour des raisons environnementaux, écologiques, technologiques et économiques, on doit utiliser ce système pour la climatisation de nos différents locaux en Algérie.

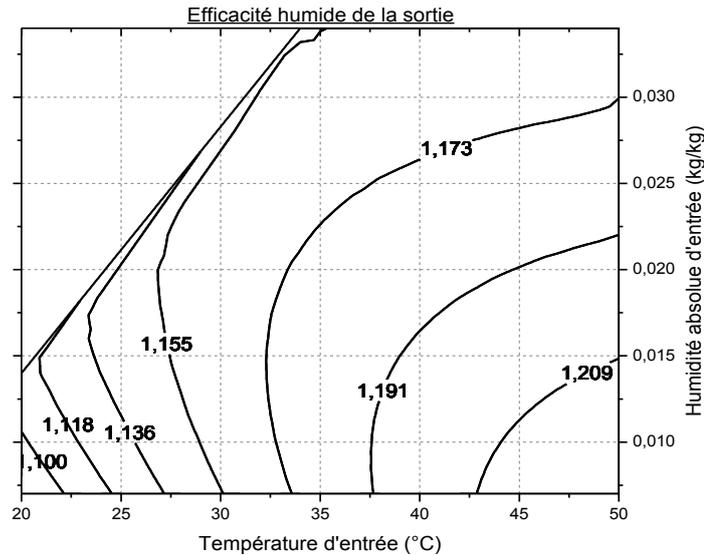


Figure IV.6 : Distribution de l'efficacité humide en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in} .

4.3.2. Efficacité de point de rosée :

Il apparait nettement sur la **Figure IV.7** qu'à une température donnée, plus l'humidité absolue augmente plus l'efficacité de point de rosée augmente et vice versa. Généralement, l'efficacité de point de rosée augmente avec l'augmentation de la température et l'humidité absolue. L'allure de l'efficacité de point de rosée en fonction de l'humidité absolue et la température sèche est sous forme d'une cloche et pour chaque couple (température, humidité absolue) existe une efficacité de point de rosée pour laquelle les autres humidités sont plus petites que celle du couple et correspondent à des températures plus ou moins élevées que celle du couple.

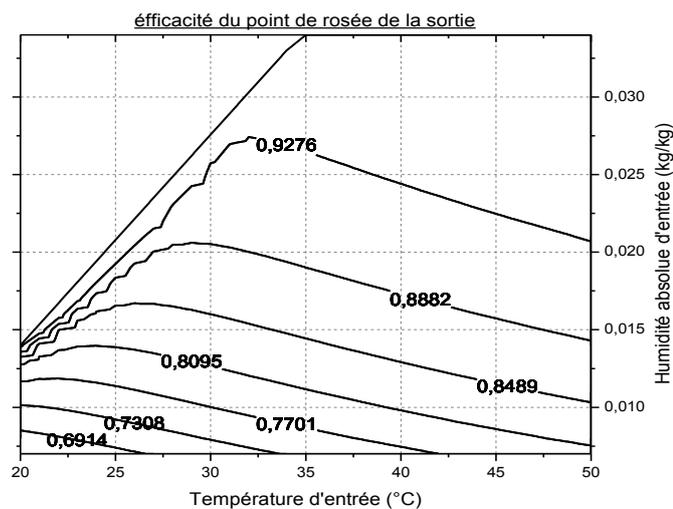


Figure IV.7 : Distribution de l'efficacité de point de rosée en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in}

4.3.3. Humidité relative (confort thermique) :

D'après les résultats de la figure IV.8 relatifs au facteur majeur de la performance «l'humidité relative» que plus la température d'entrée augmente, on doit avoir une humidité absolue plus faible à l'entrée de l'air dans le canal. On constate que les données qu'elles appartiennent au domaine de grand confort se présentent au-dessous de contour de l'humidité relative 70 % (température supérieure à 23 °C et une humidité absolue inférieure à 12 g/kg). C'est pour cela qu'on doit ajouter une centrale de traitement d'air «CTA» pour déshumidifier l'air avant son passage dans l'échangeur de chaleur pour qu'on puisse utiliser ce type d'échangeur dans les zones humides.

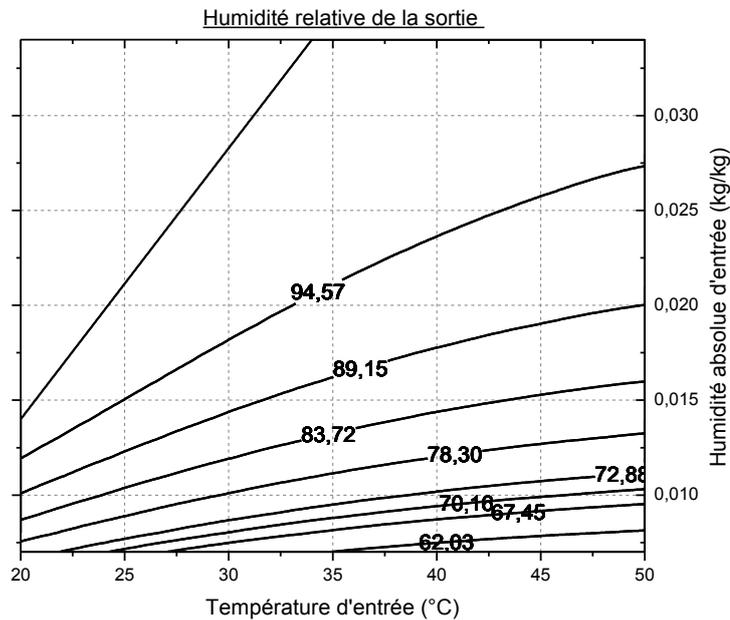


Figure IV.8 : Distribution de l'humidité relative en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et l'humidité absolue initiale ω_{in} .

4.3.4. Température de sortie :

Des résultats obtenus, on remarque que plus l'humidité absolue diminue pour une température d'entrée fixe et plus la température de sortie de l'échangeur de chaleur est froide (basse). Cela est bien sûr très intéressant pour penser à utiliser ce procédé pour la climatisation des locaux de notre pays, car cette technique fonctionne bien là où on aura le plus de besoins en froid et d'humidité (zone sèche et chaude), figure IV-9.

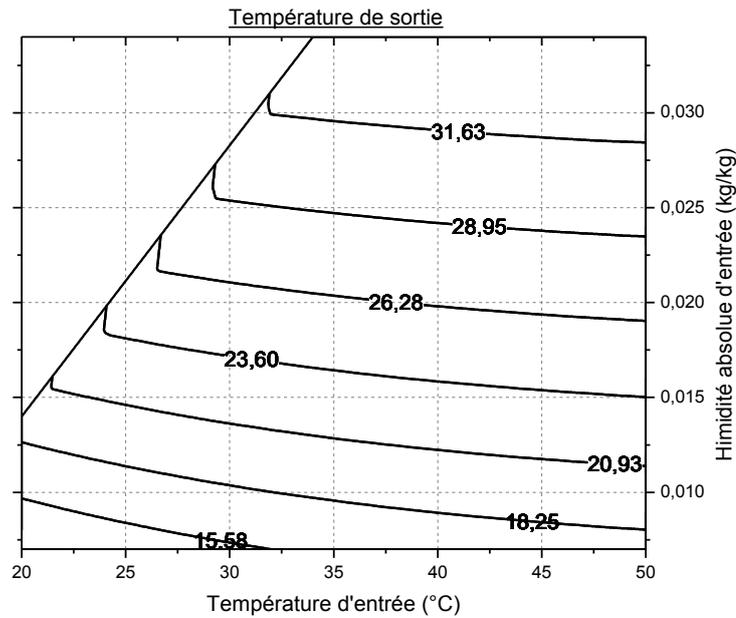


Figure IV.9 : Distribution de la température de sortie de l'air de l'échangeur de chaleur en fonction de la température d'air d'entrée T_{in} et de l'humidité absolue initiale ω_{in} .

4.4. Influence de la vitesse d'entrée

La vitesse d'air d'entrée croissante pour la même configuration et autres paramètres de fonctionnement du système refroidissement par évaporation à point de rosée constant peut fournir la plus grande disponibilité de débit d'air pour un espace climatisé.

Ainsi, le coût de conception et la taille du système peuvent être essentiellement réduits pour répondre au débit air exigé pour le refroidissement d'un local. Cependant, la chaleur et le taux de transfert de masse entre le côté sec et le côté humide de l'échangeur de chaleur influenceront les efficacités de refroidissement. L'efficacité de point de rosée et l'efficacité de bulbe humide chutent avec l'augmentation de la vitesse de l'air à l'intérieur de l'échangeur de chaleur, figures IV.10 et IV.11. L'efficacité de point de rosée est toujours plus élevée de 100%.

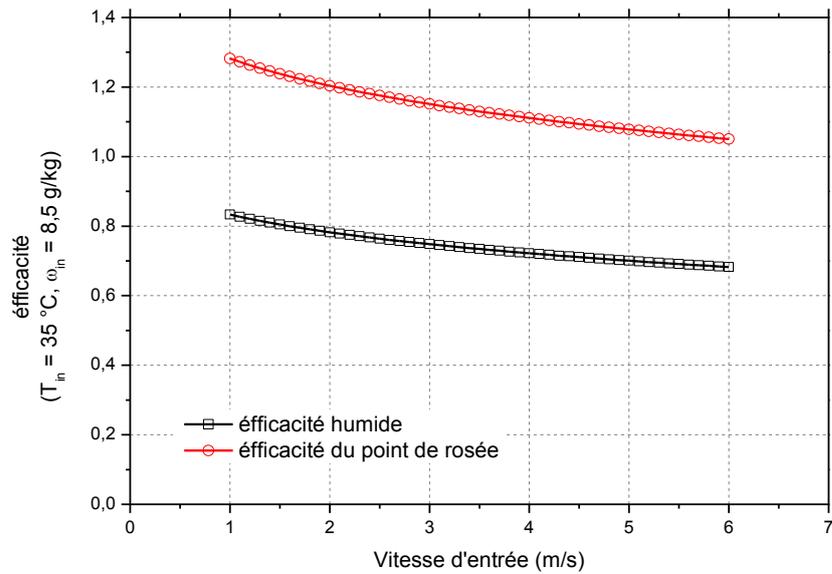


Figure IV.10 : Influence de la vitesse d'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur sur les efficacités humide et de rosée ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ et $\omega_{in} = 8.5 \text{ g/kg}$)

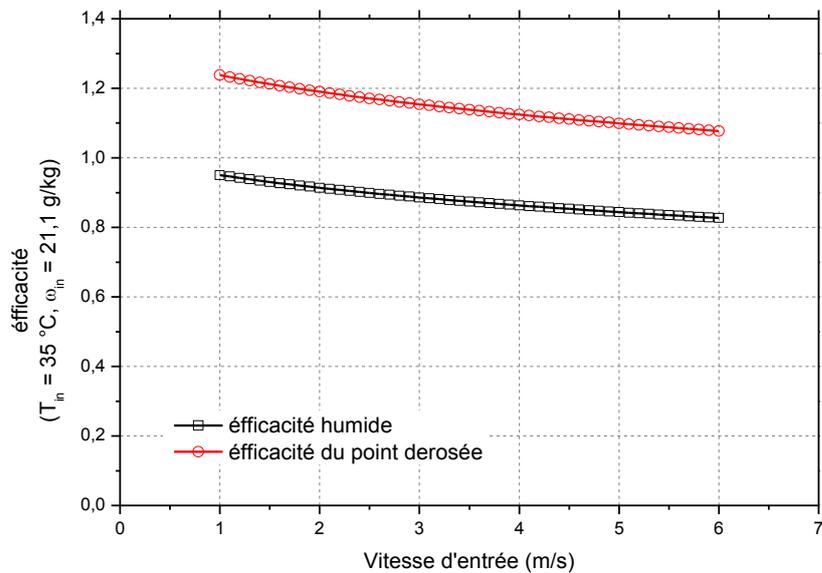


Figure IV.11 : Influence de la vitesse d'entrée sur les efficacités humide et de rosée ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ et $\omega_{in} = 21.1 \text{ g/kg}$)

4.5. Influence d'autres paramètres :

Dans cette section, l'influence de deux facteurs, à savoir l'espacement des canaux et la longueur du canal sur l'efficacité de refroidissement pour différentes valeurs d'humidité de l'environnement (climat : humide, modéré et sec) est étudiée. Deux cas sont investigués sur l'efficacité de refroidissement, comme il est indiqué ci-dessous :

- Influence de l'espacement des canaux (1 à 10 mm).
- Influence de la hauteur du canal (0,3 à 3.0 m).

Pour les deux cas étudiés, la température de l'air d'entrée est fixée comme précédemment à $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ et la valeur de l'humidité absolue varie en changeant la température d'entrée de bulbe humide de 20 à $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\omega = 8,5$ à $21,2\text{ g/kg}$). Tous les autres paramètres de fonctionnement sont maintenus à l'état de référence ($v_{cs} = 2,4\text{ m/s}$, $L = 1,2\text{ m}$ et $r = 0,33$).

4.5.1. Influence de l'espacement des canaux :

La **Figure IV.12** montre l'effet de la variation de l'espacement des canaux sur les efficacités de bulbe humide et de point de rosée pour des conditions d'entrée d'air différentes. Les deux valeurs d'efficacité chutent avec l'espacement entre canaux consécutifs. A l'inverse de l'efficacité de bulbe humide, l'efficacité de point de rosée est meilleure pour la zone aride pour un espacement entre deux canaux consécutifs inférieur à 6 mm . Au-delà de cet espacement de 6 mm les deux efficacités sont plus performantes en zone humide. L'efficacité de bulbe humide en région humide peut atteindre le 100% pour écart entre canaux inférieur à 3 mm .

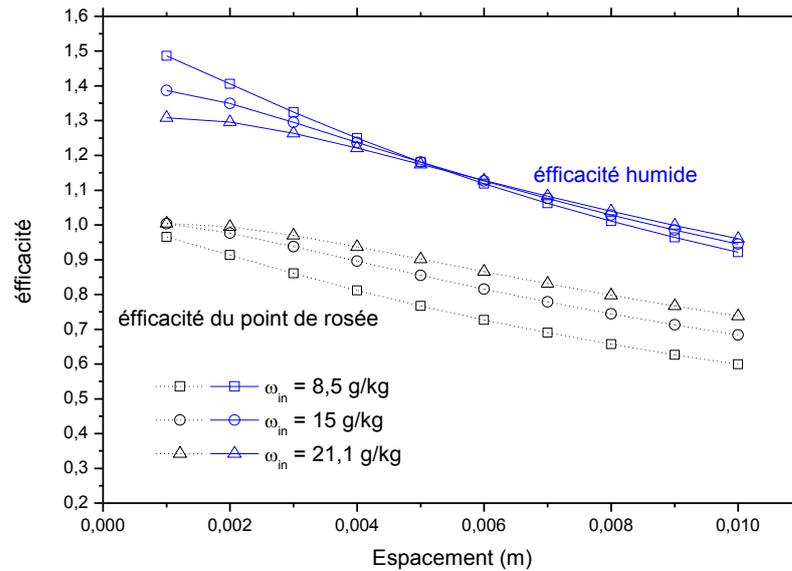


Figure IV.12 : Influence de la variation de l'espacement des canaux sur les efficacités humide et de rosée à ($T_{in} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\omega_{in} = 8,5\text{ g/kg}$, $\omega_{in} = 15\text{ g/kg}$ et $\omega_{in} = 21,1\text{ g/kg}$)

Cependant, la plus grande valeur de l'efficacité du point de rosée ne veut pas dire que la température de l'air de sortie obtenue sera plus basse, étant donné que la température du point de rosée de l'air humide est essentiellement plus élevée que l'air sec. Ainsi, l'efficacité du point de rosée implique la limitation théorique que la température d'air de sortie peut être atteinte. L'efficacité humide ne varie pas beaucoup avec l'humidité de l'air d'entrée.

Pour obtenir la grande efficacité de refroidissement du système, l'espacement entre canaux doit être sélectionné en dessous de 5mm pour obtenir une efficacité humide supérieure à 100%.

4.5.2. Influence de la longueur du canal :

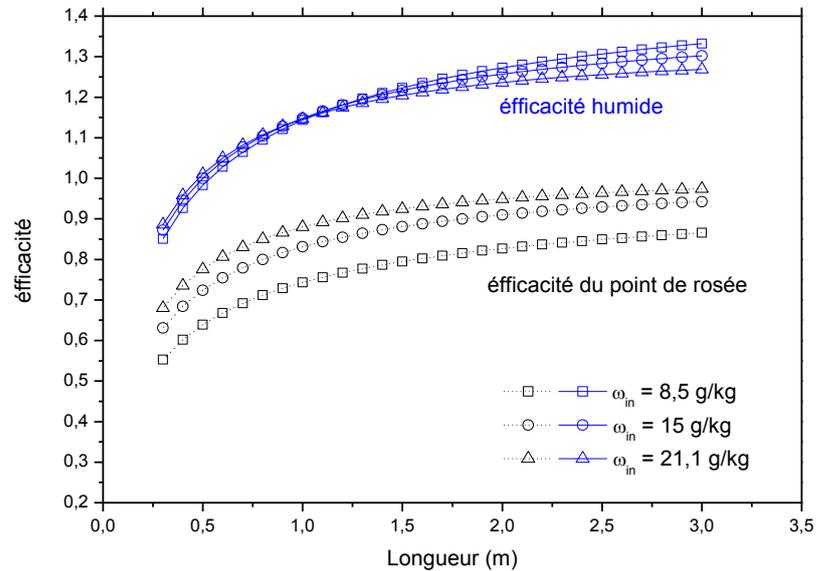


Figure IV.13 : Influence de la longueur du canal sur les efficacités humide et de rosée ($T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $\omega_{in} = 8.5 \text{ g/kg}$, $\omega_{in} = 15 \text{ g/kg}$ et $\omega_{in} = 21.1 \text{ g/kg}$).

Les deux valeurs de l'efficacité varient significativement avec la longueur de l'échangeur de chaleur jusqu'à un mètre puis atteindront des valeurs limites au-delà de 3m, Figure IV.13. L'augmentation de la longueur peut conduire à l'amélioration des processus des transferts de masse et de chaleur.

Cependant, le coût initial (plus grande taille) et le coût de fonctionnement (plus des pertes de charge) doivent être considérés pour l'optimisation du système. La longueur supérieure à 1 m peut donner une efficacité de bulbe humide supérieure à 100% pour tous les environnements de l'air d'entrée.

4.5.3. Comparaison entre les études actuelles et précédentes

Bien que les types directs et indirects du système de refroidissement par évaporation aient été étudiés intensivement, un peu de la littérature est observée sur la performance du système de refroidissement par évaporation à point de rosée constant.

L'efficacité, le paramètre principal de fonctionnement. Généralement, les présents résultats montrent une tendance similaire des effets des paramètres de fonctionnement, à savoir la vitesse de l'air, la largeur de passage d'air dans le canal, la hauteur du canal et le taux

de l'air "de travail" à l'air d'entrée, voir Zhao [7]. Toutefois, le principal résultat trouvé dans cette étude est la relation de l'efficacité du point de rosée à la température de l'air d'entrée et l'humidité. En revanche, l'efficacité de bulbe humide varie peu avec la variation de l'humidité de l'air d'entrée.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Nous avons recherché les procédés capables d'améliorer le confort thermique dans l'habitat en tenant en compte des ressources disponibles localement (climat, air, eau et matériaux de construction) ce que nous a conduit à privilégier le procédé de refroidissement évaporatif. Ce système est très simple techniquement, écologique et très économique, on utilise que de l'eau, de l'air et un peu d'énergie électrique pour écouler de l'air dans des canaux qui sont fabriqués localement.

Après avoir fait une étude bibliographique, en rapport au thème étudié, pour envisager la solution la plus appropriée au travail qui m'a été proposé, j'ai opté pour la solution qui me semble la plus pertinente, adaptée et réaliste à savoir, la modélisation numérique du processus de transfert de chaleur et de masse d'un échangeur de chaleur évaporatif indirect qui refroidit l'air au-dessous de sa température humide, ce que était impossible dans le passé récent. L'objectif de notre travail est de voir l'influence des paramètres de fonctionnement tel que la vitesse de l'air, la température de l'air d'entrée, l'humidité absolue d'entrée, l'espacement, la hauteur du canal sur la performance (l'efficacité) de ce système. Les équations régissant le problème ont été résolues afin de prévoir le comportement de celui-ci. Un programme en fortran basé sur la méthode de différences finies a été réalisé pour simuler le système de refroidissement des locaux. Les résultats obtenus montrent une bonne concordance avec les résultats de littérature.

On voit bien que ce système est plus adapté aux régions sèches et arides, la température de sortie de l'air est d'environ 17 °C, c'est-à-dire un abaissement de température d'environ 18 °C par contre dans les régions humides, la température de sortie est d'environ 27°C et l'abaissement est seulement de 8°C, on conclut que l'utilisation de ce système de rafraichissent est très avantageuse en Algérie.

En revanche, l'efficacité de bulbe humide est moins sensible, allant de 100 à 120% pour la même condition d'entrée. Basé sur l'analyse des paramètres influant sur les performances du système de réfrigération. Il doit être conçu et exploité à : vitesse inférieure à 2,5 m/s, espacement du canal moins de 5 mm, hauteur de canal plus de 1 m, pour obtenir l'efficacité de bulbe humide supérieure à 100 % pour toutes les conditions d'air d'entrée typiques.

Notre échangeur est écologique car il n'utilise aucune substance chimique susceptible de produire un effet néfaste sur l'environnement. Il fonctionne avec de l'air et un peu d'eau.

Pour en terminer, il est signalé que le système de refroidissement par évaporation indirecte à point de rosée constant utilisée dans ce modeste travail est conçu pour des climats sec et chaud, il est intéressant de faire une étude expérimentale dans un travail futur dans le cadre d'une thèse de doctorat et pourquoi pas avec une nouvelle géométrie.

REFERENCE :

- [1] Riangvilaikul B, Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings* 2010; 42(5): 637-44.
- [2] Hettiarachchi HDM, Golubovic D, Mihajlo F, Worek WM. The effect of longitudinal heat conduction in cross flow indirect evaporative air coolers. *Applied Thermal Engineering*. 2007; 27(11-12): 1841-8.
- [3] Zhao X, et al. Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application. *Building and Environment* 2009; 44(9): 1990-1999.
- [4] Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: analysis using a modified c-NTU method. *Applied Energy*. 2012;89(1): 237-245.
- [5] Merkel F. Verdunstungskulilung: *VDI-Zeitchrift* 1925;70:123-8.
- [6] Zhan C, et al. Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling Paving the path toward sustainable cooling of buildings. *Energy*. 2011; 36(12): 6790-805.
- [7] Zhao X, Li J.M, Riffal SB. Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28(14-15): 1942-1951.
- [8] Maisotsenko V, Gil Ian LE, Heaton TL, Cillan AD., Method and Apparatus for Dew Point Evaporative Product Cooling. In: Patent US, Eds. United States: Ida lex Technologies, Inc.; 2004. 10.
- [9] Maisotsenko V, Gillan LE, Heaton II, Gillan AD. Method and Plate Apparatus for Dew Point Evaporative Cooler. F25D 17/06; F28C 1/00;F28D 5/00 ed. United States 2003.
- [10] Elberling L Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. Pacific Gas and Electric Company; 2006.
- [11] Walter J.Ray .conditioning liquids and air and other gases; United States patent office; serial N°. 540,422 12, Patented Jan. 1, 1935
- [12] Pescod D. A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant: *ASHRAE. Transactions* 1979; 85: 238-51.
- [13] Malli A, et al. Investigating the performance of cellulosic evaporative cooling pads. *Energy Conversion and Management*. 2011; 52(7): 2598-603.
- [14] Barzegar M, et al. Experimental evaluation of the performances of cellulosic pads made out of Kraft and NSSC corrugated papers as evaporative media. *Energy Conversion and Management*. 2012; 54(1): 24-9.
- [15] Zhao X, Liu S, Riffal SB. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment* 2008; 43(11): 1902-11.
- [16] Maclainecross I, Banks PJ. A general-theory of wet surface heat-exchangers and its application to regenerative evaporative cooling. *Heat Transf-Trans ASME* 1981; 103: 579-85.
- [17] Stoitchkov NJ, Dimitrov GI. Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling: efficacite des échangeurs thermiques à plaques, à courants

- croisés pour refroidissement indirect évaporatif. *International Journal of Refrigeration* 1998; 21(6): 463-71.
- [18] Jose A, San JF, et al. Simulation model of an indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings* 1998; 29(1): 23-7.
- [19] Erens PJ, Dreyer AA. Modelling of indirect evaporative air coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993; 36(1): 17-26.
- [20] Halasz B. A general mathematical model of evaporative cooling devices. *Revue Generate de Thermique*. 1998; 37(4): 245-55.
- [21] Poppe M, Rogener H., Berechnung von Ru'ckkullilwerken: VDI-Wa'rmeatlas (1991) Mi 1-Mi 15.
- [22] Kettleborough C, Hsieh CS. The thermal performance of the wet surface plastic plate heat exchanger used as an indirect evaporative cooler. *Journal of Heat Transfer* 1983; 105: 366-73.
- [23] Guo XC, Zhao TS. A parametric study of an indirect evaporative air cooler. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1998; 25(2): 217-226
- [24] Chengqin R, Hongxing Yang. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006; 49(3-4): 617-27.
- [25] Velasco Gomez E, Tejero Gonzalez A, Rey Martinez FJ. Experimental characterisation of an indirect evaporative cooling prototype in two operating modes. *Applied Energy* 2012; 97(0): 340-6.
- [26] Costelloe B, Finn D. Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates. *Energy and Buildings*. 2003; 35(6): 573-91.
- [27] Costelloe B, Finn D. Thermal effectiveness characteristics of low approach indirect evaporative cooling systems in buildings. *Energy and Buildings*. 2007; 39(12): 1235-43.
- [28] Tulsidasani T, Sawhney RL, Singh SP, Sodha MS. Recent research on an indirect evaproative cooler (IEC) part 1: optimization of the COP. *International Journal of Energy Research*. 1997:21.
- [29] El-Dessouky H, Ettouney H, Al-Zeefari A. Performance analysis of two-stage evaporative coolers. *Chemical Engineering Journal*. 2004; 102(0): 255-66.
- [30] Heidarinejad G, et al. Experimental investigation of two-stage indirect/ direct evaporative cooling system in various climatic conditions. *Building and Environment* 2009; 44(10): 2073-9.
- [31] Peterson J. An effectiveness model for indirect evaporative coolers. *ASHRAE Transactions* 1993; 99: 392-9.
- [32] Zhao X, et al. Dynamic performance of a novel dew point air conditioning for the UK buildings. *International Journal of Low-Carbon Technology* 2009; 4: 27-35.
- [33] Riangvilaikul B, Kumar S. Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings* 2010; 42(11): 2241-50.

- [34] Bruno F. On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler. *Energy and Buildings* 2011; 43(12): 3475-83.
- [35] Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2010; 30(16): 2460-8.
- [36] Zhan C, et al. Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*. 2011; 46(3): 657-668.
- [37] Maisotsenko V. I.R., The Maisotsenko cycle for electronics cooling. *Proceedings of the ASME/Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems*. San Francisco, C.A., USA (2005) 415–424
- [38] Y.A Cengel, *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*, McGraw-Hill Companies, Inc., Singapore, 2006.

Résumé :

L'objectif de cette étude est la modélisation numérique du processus de transfert de chaleur et de masse d'un échangeur de chaleur évaporatif indirect qui refroidit l'air au-dessous de sa température humide , ce que était impossible dans le passé récent. Les équations régissant le problème ont été résolues afin de prévoir le comportement de celui-ci. Un programme en fortran basé sur la méthode de différences finies a été réalisé pour simuler le système d'équations. Les effets des paramètres de fonctionnement, à savoir la vitesse de l'air, la largeur de passage d'air dans le canal et la hauteur de ce dernier ont été étudiés afin de voir leur performance sur ce système. Les résultats obtenus tendent à satisfaire l'aspect pratique.

Mots clés : Conditionnement d'air, Echangeur de chaleur évaporatif, Refroidissement, Température humide, Point de rosée, Economie, Ecologie.

Abstract

The objective of this study is the numerical modeling of the heat and mass transfer process for indirect evaporative heat exchanger that cools the air below the wet temperature (What that was impossible in recent past). The governing equations are resolved with a program written in FORTRAN, based on finite differences method, this program was created to simulate the refrigeration system. The effects of the operating parameters: air velocity, width of the air passage channel and channel length were studied to see the performance of this system. The obtained results tend to satisfy the experimental results.

Keywords: Air conditioning, Evaporative heat exchanger, Cooling; Wet temperature, Dew point, Economy, Ecology.

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو النمذجة العددية لعملية نقل الحرارة والكتلة لمبادل حراري مبخر غير مباشر. أذ يبرد الهواء تحت درجة حرارة رطبة. يتم حل المعادلات التي تحكم ببرنامج FORTRAN، استنادا إلى طريقة الفروق المحدودة تم إنشاء هذا البرنامج لمحاكاة نظام التبريد. الآثار المترتبة على معايير التشغيل، وهي سرعة الهواء، وعرض القناة مرور الهواء والارتفاع لرؤية أداء هذا النظام. النتائج التي تم الحصول عليها تميل إلى تلبية التطبيق العملي .

كلمات البحث: تكييف الهواء، مبادل حراري مبخر، التبريد، درجة الحرارة الرطبة، نقطة الندى، الاقتصاد، البيئة