



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

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétiques

Réf. : ...

Présenté et soutenu par :
BOULTIF Soufounizia

Le : 10 septembre 2020

Etude des performances d'un échangeur air-sol enterré couplé à un humidificateur

Jury :

Mr	Messaoud Benmachiche	Pr	Université de Biskra	Président
Mr	Noureddine Belghar	Pr	Université de Biskra	Examineur
Mr	Abdelhafid Moummi	Pr	Université de Biskra	Rapporteur

Remerciement

Mes remerciements vont d'abord au dieu qui nous a doté d'intelligence, et nous a maintenu en santé pour mener à bien cette année d'étude.

*Ensuite, je tiens à témoigner toute ma gratitude et reconnaissance à mon directeur de mémoire et enseignant **Pr. MOUMMI Abdalhafid**, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils durant tous les jours qui ont contribué à la réalisation de ce travail.*

*J'adresse mes sincères remerciements aussi à Monsieur **Sellam Saddam Houcine** pour son aide et guidance permanente durant toute la période de ma rédaction de ce travail.*

J'exprime également mes vifs respects aux membres du jury et à tous les cadres pédagogiques du Département de Génie Mécanique de l'Université de Biskra.

Enfin un grand merci à ma famille, mes amis et collègues pour leurs soutiens et encouragement.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A ma chère et douce mère qui m'a toujours encouragée, qui a cru en moi et de m'avoir poussé à faire de mon mieux.

A mon père qui m'a soutenu et était toujours à mes côtés depuis jour un de l'école.

A mes gentils frères Idir, Massinissa et Amazigh.

A ma tante préférée Rachida et à toute la famille.

A mes deux meilleure amie Bech et Bochra et tous mes amies.

A mes collègues de la promotion de génie mécanique 2019/2020

Soufounizia Boultif

Sommaire

Remercîments

Dédicace

Nomenclature

Introduction Générale

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

I.1. Mise en contexte	4
I.2. La géothermie	5
I.2.1. Histoire de la géothermie	5
I.2.2. Définition	5
I.2.3. Les différents types de l'énergie géothermique	5
I.2.3.1. La géothermie à basse énergie	5
I.2.3.2. La géothermie à moyenne énergie	6
I.2.3.3. La géothermie à haute énergie	6
I.2.3.3. La géothermie à haute énergie	6.
I.3. L'échangeur air sol	6
I.3.1. Définition	6
I.3.2. Principe de fonctionnement	6
I.3.3. Les composants	7
I.3.4. Caractéristiques techniques d'un échangeur air sol	8
I.3.5. Les avantages et inconvénients	10
I.4. Généralités sur le rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau	10
I.4.1. Définition	10
I.4.2. Principe de fonctionnement	10
I.4.3. Les compositions	11
I.4.4. Système à humidification	12
I.5. Quelques travaux réalisés	13

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur

II.1. Introduction	17
Partie I : Echangeur air/sol enterré	17
II.2. Analyse du comportement thermique dans un échangeur air/ sol enterré	17
II.2.1. Modèle de température du sol	17

Sommaire

II.2.2. Modèle de température extérieure d'air ambiant	18
II.2.3. Modèle de température de sortie de l'air dans un échangeur air/sol enterré.....	19
II.3. Propriétés thermiques du sol	20
II.3.1. Conductivité thermique du sol λ	21
II.3.2. Evolution de la Température de sol	21
II.3.3. Capacité calorifique du sol	22
II.4. Propriétés de l'air véhiculé dans l'échangeur enterré	23
II.4.1. Débit d'air total	23
II.4.2. Vitesse de l'air dans le conduit échangeur air/sol	23
II.5. Calcul de l'efficacité	23
Partie II : l'humidificateur (Echangeur à évaporation direct	23
II.6. Propriétés de l'air humide	23
II.6.1. Température sèche en °C	23
II.6.2. Température humide en °C	23
II.6.3. Température de rosée en °C	24
II.6.4. Humidité absolue	24
II.6.5. Humidité relative	24
II.6.6. Enthalpie	24
II.6.7. Efficacité d'un échangeur évaporatif direct	25
II.6.8. Température de sortie dans une installation hybride (échangeur air/sol & échangeur évaporatif direct)	25
Chapitre III : Description et formulation mathématique des équations gouvernantes le système de rafraîchissement hybride	
III.1. Introduction	27
III.2. L'échangeur enterré air/sol.....	27
III.2.1. Description du dispositif expérimental « Echangeur Géothermique	27
III.3. L'humidificateur.....	28
III.3.1. Description du dispositif expérimental	28
III.3. Modèles mathématiques gouvernants l'installation hybride pour le de rafraîchissement de l'air	30
III.3.1. Modèle de température du sol	30

Sommaire

III.3.2. Modèle de température extérieure d'air ambiant.....	30
III.3.3. Modèle de température de sortie de l'air dans un échangeur air/sol enterré	30
III.3.4. L'efficacité de l'échangeur	31
III.3.5. L'efficacité d'un humidificateur	31
III.3.6. Modèle de la température de sortie dans l'installation hybride	31

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

IV.1. Introduction.....	34
IV.2. Température extérieure d'air ambiant	34
IV.3. Température de sol	35
IV.4. Evolution des Températures dans l'installation hybride	35
IV.4.1 : Premier cas, configuration (Tamb--DEC—EAHE)	35
IV.4.2: Deuxième cas : Configuration (Tamb—EAHE---DEC)	37
IV.5. Evolution des températures de sorties dans l'installation hybride	40

Conclusion Générale

Résumé

Bibliographie

Nomenclature

Nomenclature		
Symboles	Désignation	Unité
$C_{p_{air}}$	Capacité calorifique de l'air	$J.kg^{-1}.k^{-1}$
α	Diffusivité thermique	$m^2.jour.s^{-1}$
φ	Flux de chaleur	$W \cdot m^{-2}$
ω	Humidité absolue	%
ε	Efficacité	%
j	Humidité relative de l'air ambiant	%
Nu	Nombre de Nusselt	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
h_{conv}	Coefficient de convection de l'air	$w.m^{-2}.k^{-1}$
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
λ_{air}	Conductivité thermique de l'air	$w.m^{-1}.k^{-1}$
λ_{sol}	Conductivité thermique du sol	$w.m^{-1}.k^{-1}$
R_{sol}	Résistance thermique entre le tube et le sol	$m.k.w^{-1}$
R_{tube}	Résistance thermique du tube enterré	$m.k.w^{-1}$
R_{conv}	Résistance thermique par convection entre l'air et le tube enterré	$m.k.w^{-1}$
C_s	Capacité calorifique du sol	$J.kg^{-1}.k^{-1}$
X_i	Teneur totale du matériau	m^3/m^3
ρ_i	Masse volumique	Kg/m^3
C_i	Capacité calorifique de l'élément constituant	$J.kg^{-1}.k^{-1}$
m_v	Masse de vapeur d'eau	kg
m_a	Masse d'air sec	kg

Nomenclature

p_v	Pression partielle de vapeur d'eau	Pa
p_{vs}	Pression de saturation à la température bulbe sec	Pa
H	Enthalpie	kJ/mol
h_{lv}	Enthalpie spécifique de la vapeur d'eau	kJ/kg.mol
D_{int_tube}	Diamètre intérieur du tuyau d'échangeur enterré	m
V_{air}	Débit d'air moyen à l'intérieur de l'échangeur air / sol enterré	$m.s^{-1}$
r	Rayon interne du tube enterré	m
R	Rayon externe du tube enterré	m
U	Résistance thermique totale entre l'air et le sol	$w.m^{-1}.k^{-1}$
m	Débit massique de l'air en circulation dans la tuyauterie	$kg.s^{-1}$
Z	Profondeur d'enfouissement de l'échangeur air/sol enterré	m
t	Jour j de l'année qui varie de 1 jusqu'à 365	heure
t_0	Jour qui a la température maximale durant l'année	jours
T_1	Amplitude de la variation de la température de surface du sol	°C
T_2	Température moyenne annuelle	°C
T_{air_amb}	Température ambiante extérieure	°C
T_{air-s}	Température de sortie de l'air dans l'installation hybride	°C
t_1	Température de l'air entrant à l'humidificateur	°C
t_2	Température de sortie de l'air sortant de l'humidificateur	°C
t_s	Température de bulbe humide de l'air	°C
$(grad T) \rightarrow$	Gradient de la température	$K \cdot m^{-1}$

Introduction Générale

Le développement de la climatisation lié notamment à l'amélioration des conditions de vie entraîne l'augmentation de la consommation énergétique avec tous ses effets néfastes sur l'environnement. Il est donc urgent de trouver des alternatives viables à la climatisation traditionnelle. L'intégration de systèmes passifs ou semi-passifs de rafraîchissement dans les habitats est désormais indispensable pour la réduction de la consommation énergétique tout en améliorant le confort thermique.

Le concept de rafraîchissement hybride composé d'un échangeur air-sol enterré couplé à un humidificateur constitue une alternative fiable et éprouvée qui contribue à la préservation de l'environnement. Il est constitué d'un réseau de conduites enfouis à une profondeur de 03 m dans lesquels est véhiculé de l'air ambiant afin d'être rafraîchi au contact avec le sol, dont la température est quasi-constante durant toute l'année. L'air ainsi rafraîchi est soufflé dans le bâtiment. Le principe du rafraîchissement à l'aide de l'échangeur air-sol est bien établi, mais le comportement d'un tel système dépend des conditions climatiques et de la nature du sol, c'est pour cette raison qu'il semble adaptable pour les zones arides et semi arides où les températures extérieures sont élevées notamment en périodes d'été.

Le présent travail est subdivisé en deux parties essentielles :

La première partie est dédiée à une analyse théorique qui permis d'identifier les paramètres impliqués dans le comportement dynamique et thermique de l'échangeur, qui sont régis par trois modèles mathématiques qui décrivent les phénomènes physiques : à savoir le modèle de température ambiante, le modèle de la température du sol et le modèle de la température de sortie dans l'échangeur de chaleur air/sol enterré...

La deuxième partie est consacrée à une simulation numérique, un code de calcul a été développé sous Matlab 9.2, qui nous a permis de prédire la température de l'air de sortie dans un échangeur de chaleur air / sol en fonction des évolutions de température de l'air extérieur et du sol au 15ème jour de chaque mois pendant la période d'été dans la région de Biskra comme un cas particulier.

Le mémoire présenté dans ce travail est structuré en quatre chapitres :

Le premier inclue une synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification aussi une étude bibliographique. Le deuxième est une étude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur. Le troisième est consacré à la description du système hybride, deux configurations de dispositions ont été considérés. Le dernier chapitre comporte les principaux résultats obtenus par la simulation numérique avec discussions et interprétations.

CHAPITRE I :

Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

I.1. Mise en contexte

La demande énergétique mondiale pour le refroidissement des bâtiments a fortement augmenté au cours des dernières décennies, ce qui a entraîné des préoccupations concernant l'épuisement des ressources énergétiques et la contribution au réchauffement climatique. La demande énergétique actuelle est estimée entre 40 et 50% de la consommation totale d'énergie primaire [1]. Dans les pays à climat chaud, la plus grande part d'énergie dans les bâtiments, l'utilisation est principalement due à la climatisation des locaux utilisant des systèmes de CVC (chauffage, ventilation et climatisation). Par exemple, au Moyen-Orient, cela représente 70% de la consommation énergétique du bâtiment et environ 30% de la consommation totale [1]. De nos jours, le conditionnement des bâtiments est devenu une nécessité pour la vie des gens et joue un rôle essentiel pour assurer les niveaux de confort intérieur. Par conséquent, l'amélioration de l'efficacité des technologies de refroidissement sont essentiels, en particulier ceux qui ont le potentiel, c'est-à-dire performances, faible consommation d'énergie. Actuellement, les refroidisseurs à compression mécanique de vapeur (MVC) dominant commercialement malgré leur utilisation intensive d'énergie et faible performance en climat chaud. En revanche, Les systèmes de refroidissement évaporatif sont plus écologiques¹, car ils consomment moins d'énergie et leur performance s'améliore à mesure que la température d'air augmente et l'humidité diminue [1].

Le bâtiment est le secteur le plus énergivore dans le monde. Il représente à lui seul autour de 33% de la consommation d'énergie finale devant l'industrie et le transport qui consomment respectivement 29% et 28% de la consommation d'énergie finale [1].

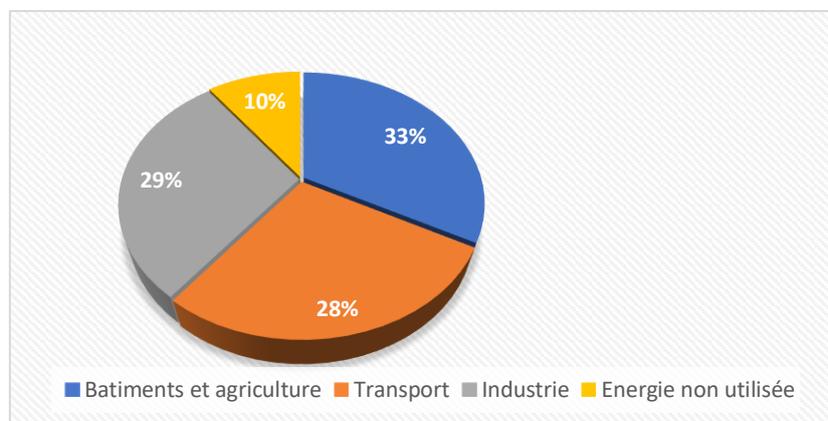


Figure I.1 : La consommation totale d'énergie en 2035[2].

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

L'utilisation d'échangeurs air/sol pour le préchauffage et le rafraîchissement des bâtiments remonte fort loin dans le temps, des civilisations anciennes utilisant déjà des hypocaustes [3]. Plus récemment, un regain d'intérêt pour cette technique s'observe dans le milieu de la construction et de l'énergétique, avec des utilisations variées telles que le stockage solaire (à court ou moyen terme), le puits canadiens (préchauffage /rafraîchissement du renouvellement d'air) ou encore le délestage thermique de pompes à chaleur air/air [3].

I.2. La géothermie

I.2.1. Histoire de la géothermie

À la fin du 17^{ième} siècle, à Paris, le physicien et chimiste Lavoisier observe la constance de la température dans le sol. En 1860, Lord Kelvin découvre que la variation de température à une profondeur de 8.1 mètres (26.6 pieds) est de 1/20 par rapport à la température de la surface et n'est que de 1/400 à une profondeur de 16.2 mètres (53.1 pieds) [4]. Le principe d'enterrer une tubulure dans le sol pour faire un échange thermique a été breveté en 1912. Mais la première installation opérationnelle de la géothermie a été réalisée en 1945 aux États-Unis, à Indianapolis. Cette installation fut effectuée à l'aide d'un compresseur de 2.2 kW reliée à un serpentín en expansion directe enterré dans le sol et qui fournissait de la chaleur à un système de chauffage à air pulsé [4].

I.2.2. Définition

La géothermie peut être définie comme la technique qui consiste à puiser dans le sol ou dans les roches les calories qui y sont contenues. Cette chaleur provient principalement du refroidissement du manteau, puis dans la croûte, de la désintégration des éléments radioactifs (potassium, uranium ...) contenus dans les roches et se propage soit par convection via des fluides ou des matériaux visqueux, soit par conduction dans la roche [5].

I.2.3. Les différents types de l'énergie géothermique

I.2.3.1. La géothermie à basse énergie

Appelée basse température ou basse enthalpie ou les sources sont des nappes profondes situées entre quelques centaines et quelques milliers de mètres. Le niveau de chaleur est idéal pour le chauffage ou la production d'eau chaude sanitaire car elles ont une température comprise entre 30 et 100°C [6].

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

I.2.3.2. La géothermie à moyenne énergie

Appelée moyenne enthalpie se présente sous forme de vapeur humide ou d'eau chaude. Elle se trouve dans les zones convenables à la géothermie à haute énergie, mais elle a une profondeur inférieure à 1000 m. Elle se situe également dans les bassins sédimentaires, à des profondeurs allant de 2000 à 4000 mètres avec une température jusqu'à 150°C pour produire de l'électricité [6].

I.2.3.3. La géothermie à haute énergie

La géothermie à haute énergie à des températures élevées et supérieures à 150°C est destinée pour l'exploitation des gisements profonds en général. L'électricité est produite au moyen de la vapeur géothermique. Des travaux de forage sont obligatoires pour atteindre les réservoirs de chaleur qui sont situés généralement à plus de 1500 mètres de profondeur [6].

I.3. L'échangeur air sol

I.3.1. Définition

L'échangeur de chaleur sol-air est un système souterrain de refroidissement qui consiste à un réseau de tuyaux enterrés à une profondeur raisonnable sous la surface du sol. L'alimentation en air de ventilation passe à travers les tuyaux et la différence de température entre la surface du tuyau et l'air pilote le chauffage / refroidissement de l'air de ventilation. L'échange entre l'air et le tuyau dépend de plusieurs facteurs tels que, la température du sol, la température de l'air, les dimensions des tuyaux, le débit d'air, la profondeur d'enfouissement des tuyaux et les propriétés thermiques du sol et des tuyaux [7].

I.3.2. Principe de fonctionnement

Le principe de travail peut être expliqué comme suit : Premièrement, l'air extérieur chaud est pompé à travers le tuyau enterré à l'aide d'un ventilateur adéquat. Par la suite, lors de son passage, l'air perd une quantité de chaleur échangée avec le tuyau et il se refroidit à mesure qu'il progresse. Enfin, l'air refroidi est injecté dans le bâtiment figure (I.2) [7].

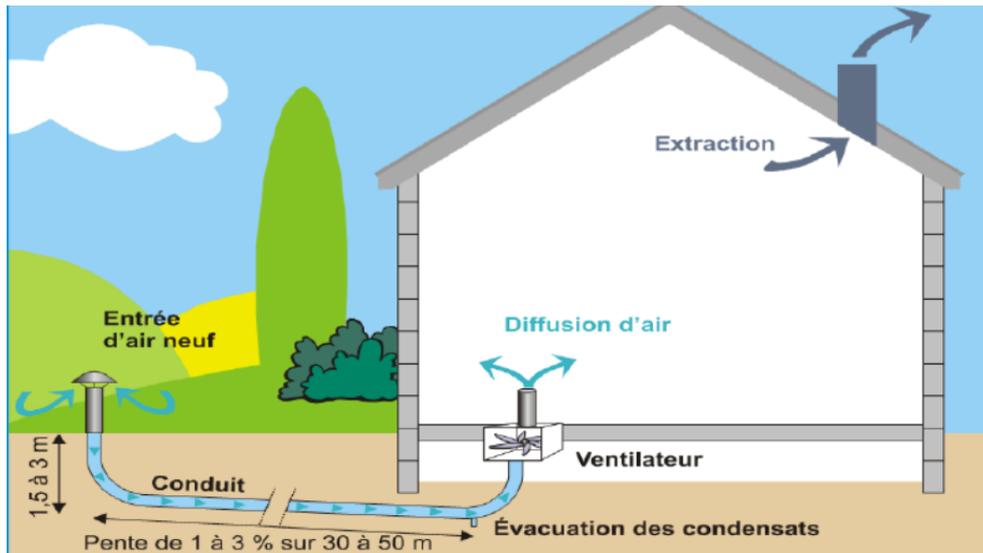


Figure I.2 : Schéma de principe d'un échangeur air/sol enterré [4].

I.3.3. Les composants

L'échangeur air/sol enterré est généralement composé des éléments suivants :

- Une entrée d'air neuf : une bouche d'aspiration de l'air avec une grille et un filtre.



Figure I.3 : Prise d'air [8].

- Des conduits enterrés récupérateurs : un ou plusieurs tuyaux pour le passage de l'air avec une pente supérieure à 2 % pour permettre l'évacuation des condensats et ainsi éviter les risques de moisissure et d'humidité résiduelle.
- Un by-pass pour court-circuiter le puits canadien à l'intersaison : Il peut en effet être plus intéressant de prendre directement l'air extérieur sans passer par le puits canadien. C'est à cet instant qu'entre en action le relais by-pass commandé par une sonde thermique extérieure.
- Un ventilateur pour forcer et réguler le débit de l'air à distribuer dans la maison.

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

- Un système de ventilation simple flux ou double flux en fonction des besoins énergétiques :

La ventilation mécanique contrôlée (VMC) est indispensable pour le fonctionnement des échangeurs air/sol. En effet, la VMC est un dispositif qui assure le renouvellement de l'air à l'intérieur des pièces, notamment pour les pièces humides (salles de bains, toilettes...), ce qui permet de réaliser des économies de climatisation. Le couplage du puits canadien avec une centrale double-flux (VMC) est donc recommandée. La centrale double-flux VMC permet de gérer les flux d'air entrant et sortant de l'habitation [8].

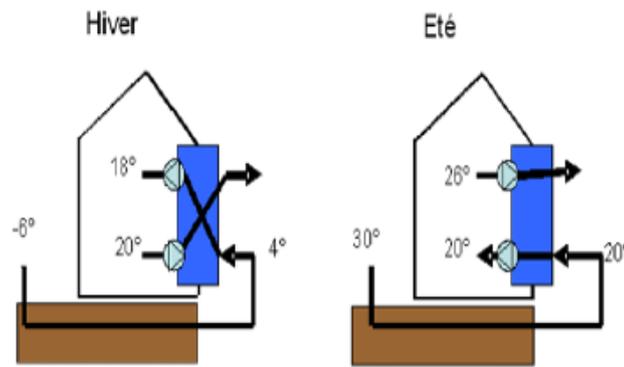


Figure I.4: Schéma d'une ventilation avec une VMC double flux [8].

I.3.4. Caractéristiques techniques d'un échangeur air sol

➤ Longueur des tubes :

Elle est habituellement de l'ordre de 30 à 50 m afin de limiter les pertes de charge. La longueur totale du conduit est calculée en fonction du débit d'air souhaité, de la nature du sol, de la zone géographique (température extérieure tout au long de l'année) et du type d'installation choisie.

➤ Diamètre des tubes

Pour optimiser les transferts thermiques sol/air, la vitesse de l'air au sein du puits doit être comprise entre 1 et 3 m/s. En fonction des débits d'air requis, le diamètre du conduit du puits est alors calculé pour respecter ces conditions de vitesse d'air.

➤ Disposition des tubes

Afin de minimiser les pertes de charge au sein du conduit et de faciliter son entretien, il est conseillé de limiter le nombre de coudes. Deux dispositions sont majoritairement utilisées lorsque le puits ne comporte qu'un seul tube.

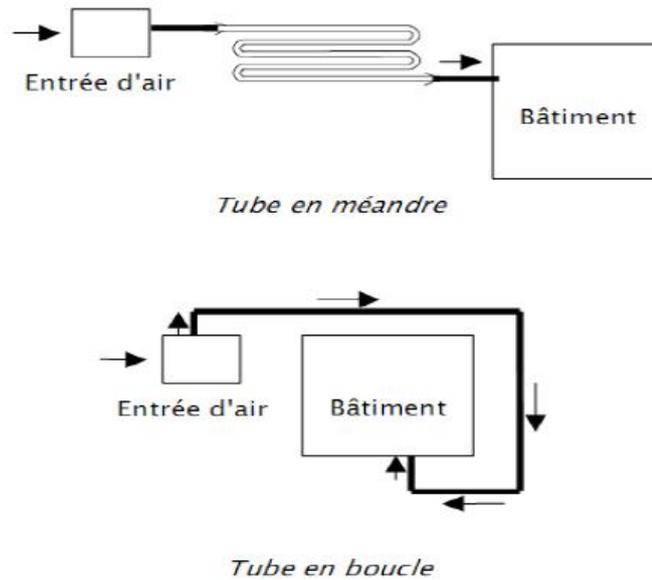


Figure I.5 : Différents circuits pour l'implantation des tubes [9].

➤ **Nombre de tubes**

Le conduit du puits peut être constitué d'un seul tube posé en méandre ou en boucle autour du bâtiment ou être organisé sous la forme d'un réseau de tubes parallèles installés entre des collecteurs afin d'augmenter le débit d'air circulant dans le puits.

➤ **Profondeur d'enfouissement des tubes**

La majorité des études effectuées disent que la profondeur préconisée est souvent comprise entre 1 et 4 m. A ces profondeurs, la température du sol varie moins que la température de l'air extérieur entre l'été et l'hiver. Il est cependant possible d'enfouir les tubes plus profondément mais cela augmente les contraintes de terrassement et de pose du conduit.

➤ **Pente du conduit**

Elle doit être comprise entre 1 et 3% pour favoriser l'évacuation des condensats qui peuvent se former dans le conduit lorsque l'air extérieur chaud est en contact avec les parois froides du puits.

➤ **Matériau constitutif des tubes**

Les matériaux utilisés doivent avoir une bonne tenue à l'enfouissement. Les tubes entrant dans la composition des puits canadiens/provençaux, actuellement en sont généralement en PVC, en polyéthylène ou en polypropylène souple ou rigide. Le choix du

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

matériau du tube n'est pas important car la performance thermique de l'échangeur est non affectée par le matériau du tube

➤ **Espacement entre les tubes**

La majorité des études effectuées disent qu'il est préférable qu'il soit supérieur à 3 fois le diamètre des tubes afin de garantir un bon échange thermique de chaque tube avec le sol [9].

I.3.5. Les avantages et inconvénients

a) Avantages d'un échangeur air/sol :

- Apporte de l'air frais en été.
- Apporte de l'air tempéré en hiver.
- Consomme peu d'énergie.
- Coût du matériel très faible.
- Apporte de l'air pur.
- Évite la climatisation.

b) Inconvénients d'un échangeur air/sol :

- Inutile à la mi saison.
- Peut apporter des micro-organismes ou des radons dans la maison.
- Technique de pose relativement délicate.
- Coût de terrassement important.
- Entretien délicat [10].

I.4. Généralités sur le rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau

I.4.1. Définition

Le refroidissement par évaporation est un concept qui se définit comme le refroidissement de l'air en augmentant sa teneur en vapeur d'eau, c'est-à-dire que l'air se refroidit tandis que son taux d'humidité augmente. Un système de refroidissement par évaporation est principalement attrayant dans les conditions climatiques chaudes et arides en termes de performances thermiques en raison du potentiel notable de l'augmentation de l'humidité d'air qui entraîne des réductions importantes de la température [11].

I.4.2. Principe de fonctionnement

Le refroidissement par évaporation est la technologie de refroidissement de l'air par évaporation de l'eau qui a été utilisée depuis l'antiquité. Lorsque l'eau s'évapore, elle

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

absorbe la chaleur de l'air ambiant et par conséquent l'air est refroidi. Après que l'eau s'évapore, s'ajoute avec l'air sous forme de vapeur d'eau et transmet la chaleur absorbée, lors de l'évaporation retour à l'air sous forme de chaleur latente figure (I.6) et (I.7). Par conséquent, l'air est humidifié et la chaleur totale ou l'enthalpie de l'air ne change pratiquement pas. Le refroidissement par évaporation refroidit l'air en convertissant la chaleur sensible à la chaleur latente. La force motrice pour le transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau sont les différences de température et de pression partielle de vapeur. On peut constater que l'eau est le fluide de travail dans le refroidissement par évaporation [12].

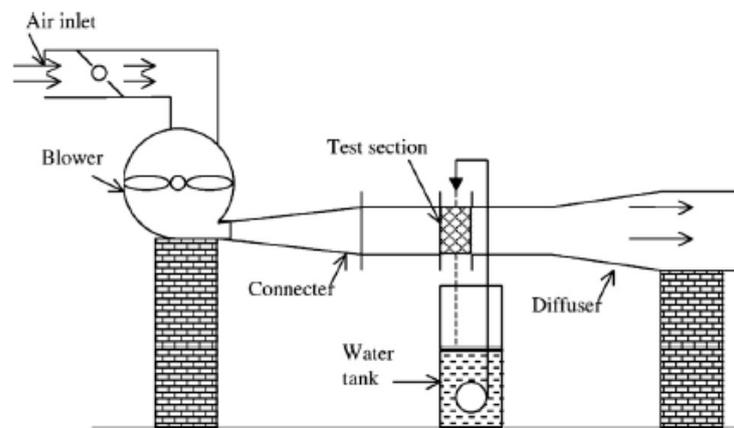


Figure I.6: Structure d'un humidificateur [13].



Figure I.7 : Schéma de principe et de fonctionnement d'un humidificateur [14].

I.4.3. Les compositions

Pour reproduire ce principe naturel, on utilise un ventilateur qui fait passer l'air chaud à travers un échangeur humide. Le fonctionnement est simple, il comprend un

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

tunnel, un ventilateur, un réservoir, une pompe de circulation et des échangeurs en (cellulose ou de fibre végétales formant le tampon...) [15].

I.4.4. Système à humidification

Il existe deux techniques de rafraîchissement évaporatif pour le bâtiment : l'évaporation directe et l'évaporation indirecte.

L'évaporation directe consiste à faire humidifier l'air intérieur du bâtiment de manière adiabatique (air neuf ou air intérieur). Cette humidification peut se faire par diffusion à travers une membrane, par brumisation sous pression ou ultrason. Les avantages de cette solution sont le faible coût de fonctionnement (consommation d'un ventilateur et de la pompe de circulation) et une performance proportionnelle à l'augmentation de la température à l'instar des climatiseurs. Cependant, le risque principal de cette solution est une sur-humidification de l'air augmentant l'inconfort.

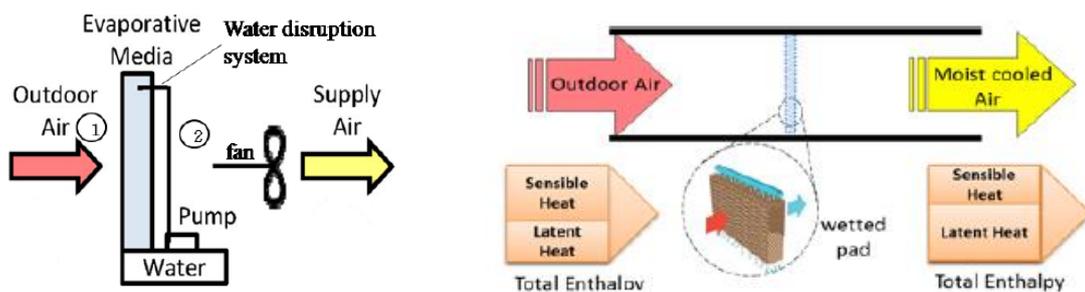


Figure I.8: Structure et principe de fonctionnement d'un système de rafraîchissement direct [1].

L'évaporation indirecte tend à résoudre cet inconvénient en humidifiant l'air extérieur ou vicié qui ensuite échange avec l'air soufflé par l'intermédiaire d'un échangeur ou un plafond rafraîchissant [16].

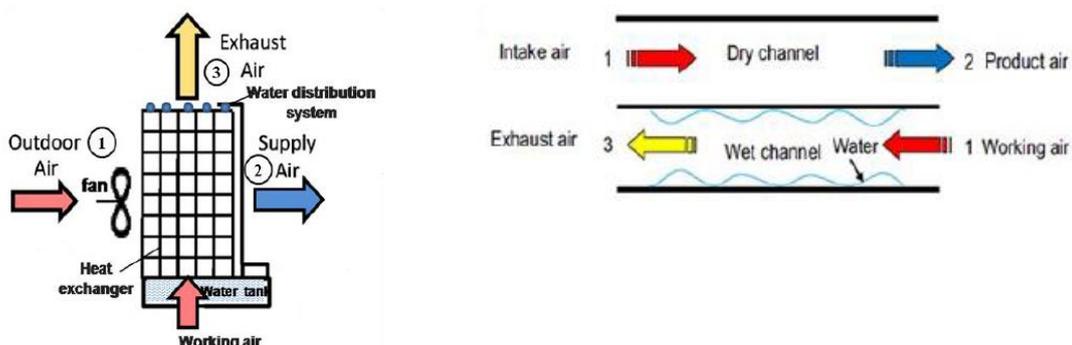


Figure I.9: Structure et principe de fonctionnement d'un système de rafraîchissement indirect [1].

I.5. Quelques travaux réalisés

En 2009, Vikas Bansal and Jyotirmay Mathur [17] ont réalisés une étude expérimentale pour le rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau. Un modèle thermique a été développé pour étudier le potentiel d'utilisation de la capacité de stockage du sol pour le refroidissement à l'aide d'un système d'échangeur de chaleur air/sol (ECAT) intégré à un refroidisseur évaporatif. Les études paramétriques réalisées pour l'EAHE couplé au refroidisseur évaporatif illustrent les effets de la longueur des tuyaux enterrés, du diamètre des tuyaux, du débit volumétrique de l'air, du nombre de tuyaux et le rapport surface / volume (S/V) sur la température de sortie de l'ECAT. Une solution analytique a été dérivée en considérant l'équation fondamentale de l'énergie, du transfert de chaleur et de la psychrométrie, pour prédire la température à la sortie d'ECAT. Les résultats de l'ECAT couplé au refroidissement par évaporation sont comparés à ceux de l'ECAT sans refroidissement par évaporation pour différents rapports S/V et bypass facteur. Ils ont observé que la longueur du tuyau ECAT est considérablement réduite jusqu'à 93,5% pour obtenir la température souhaitée à la sortie de l'ECAT par l'intégration du refroidissement par évaporation avec ECAT. Une réduction de la longueur du tuyau enterré est également notée avec une diminution du facteur de dérivation du refroidisseur de l'évaporateur [18].

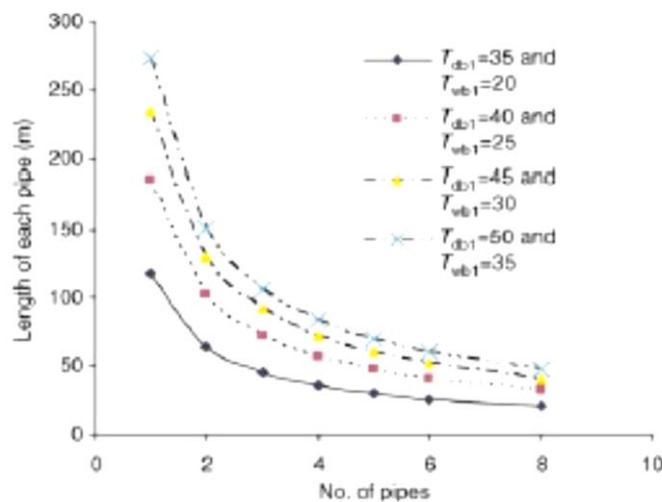


Figure I.10 : Longueur de tuyau requise pour obtenir une température de sortie de 30 C pour différents nombres de tuyaux (sans refroidissement par évaporation) et pour différentes conditions à refroidisseur évaporatif [18].

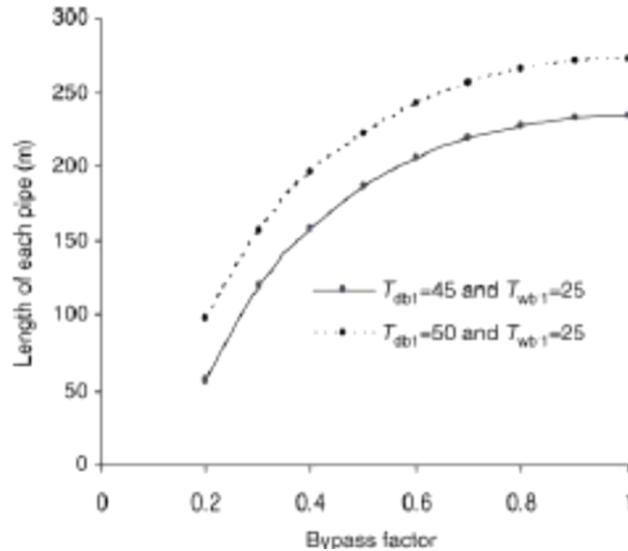


Figure I.11 : Longueur de tuyau requise pour obtenir une température de sortie de 30C pour différents facteurs de dérivation [17].

En 2011 Vikas Bansal et al [18] ont réalisés une étude expérimentale et analytique sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur hybride en forme de tunnel à air. Ou les performances d'un simple échangeur de chaleur enterré air/sol (ECTTA) sont améliorées par l'intégration d'un refroidisseur évaporatif à la sortie. Une analyse horaire annuelle du système intégré a été réalisée pour les conditions climatiques principalement chaudes et sèches, en utilisant la dynamique des fluides pour le calcul polyphasique (CFD) et la modélisation avec le logiciel FLUENT (version 6.3). L'analyse a été effectuée individuellement pour toutes les 8760 heures de l'année pour la ville d'Ajmer (Inde), considérant la température et l'humidité de l'air ambiant comme condition d'air d'admission. Les résultats montrent qu'un simple système ECTTA fournit 4500 MJ d'effet de refroidissement pendant la période d'été, alors que 3109 MJ d'effet de refroidissement supplémentaire peuvent être obtenus en intégrant le système évaporatif qui permis d'obtenir de l'air plus frais avec le ECTTA. Bien que la saison d'hiver dans la plupart des villes des zones climatiques chaudes et sèches soit très brève, l'analyse des 8760 heures montre que le système EATHE est capable de fournir 4856 MJ équivalent d'effet de chauffage à ces endroits. Pour chaque heure, l'état de l'air de sortie a également été adapté avec la zone de confort thermique spécifiée par ASHRAE-55. Les résultats montrent une amélioration significative de l'efficacité du système ECTTA lorsqu'il est intégré à un refroidisseur par effet d'évaporation d'eau dans des conditions climatiques chaudes et sèches [18].

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

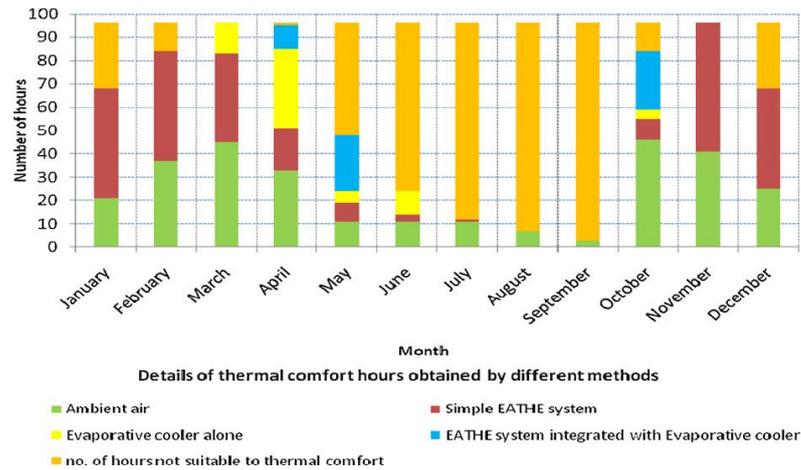


Figure I.12: Détail des heures de confort obtenues sur 96 Heures de chaque mois [18].

En février 2012 Tarun Aseri et al [19] ont étudié expérimentalement l'évaluation des performances thermiques d'un échangeur de chaleur hybride constitué d'un tunnel à air pour augmenter le coefficient de performance du climatiseur avec un condenseur refroidi par air dans les zones où les conditions météorologiques sont assez chaudes. Ils ont montré que les performances des climatiseurs à base de systèmes de compression de vapeur conventionnels peuvent être considérablement améliorées en couplant ces systèmes de refroidissement actifs à des systèmes de refroidissement passifs moins énergivores. Dans leur recherche, une tentative a été faite pour améliorer les performances du système de refroidissement actif en le couplant avec ECTTA en quatre différents modes hybrides et les performances thermiques du système de refroidissement hybride développé ont été étudiés expérimentalement. La consommation électrique d'un climatiseur de type fenêtre 1.5 TR conventionnel s'est avéré réduite de 18,1% lorsque l'air froid de ECTTA est complètement utilisé pour le refroidissement du condenseur du climatisation [20].

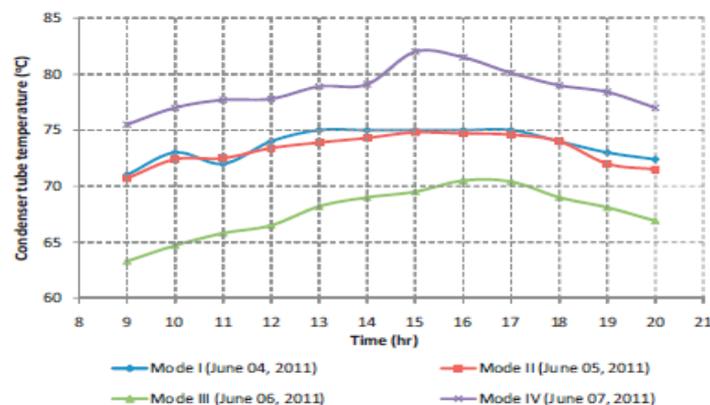


Figure I.13: Température du tube du condenseur enregistrée pour quatre types hybride [19].

Chapitre I : Synthèse sur la géothermie et le rafraîchissement de l'air par l'humidification

En Aout 2012, Vikas Bansal et al [20] ont étudié expérimentalement l'évaluation des performances et l'analyse économique d'un échangeur de chaleur enterré air/sol intégré à un système de refroidissement par évaporation. Pour leur analyse, un modèle transitoire et implicite basé sur la dynamique des fluides CFD a été utilisé pour évaluer les économies d'énergie obtenues grâce à l'utilisation du système ECTAT intégré au refroidissement par évaporation. Quatre cas de base des systèmes existants, à savoir le climatiseur et le radiateur électrique ont été pris en considération pour la réalisation de l'analyse économique. De plus, trois types différents de ventilateurs économiques en énergie sont utilisés, un ventilateur standard et un ventilateur inefficace ont été pris en compte pour évaluer économie d'énergie et la viabilité financière du système proposé. Leurs résultats de calcul montrent que le climatiseur et les radiateurs existants sont efficaces, leur remplacement par le projet ECTAT n'est pas une option techniquement et économiquement viable. On constate que la valeur TRI (taux de rendement interne) dépend fortement du tarif électrique et de l'efficacité énergétique du ventilateur utilisé dans le projet ECTAT [20].

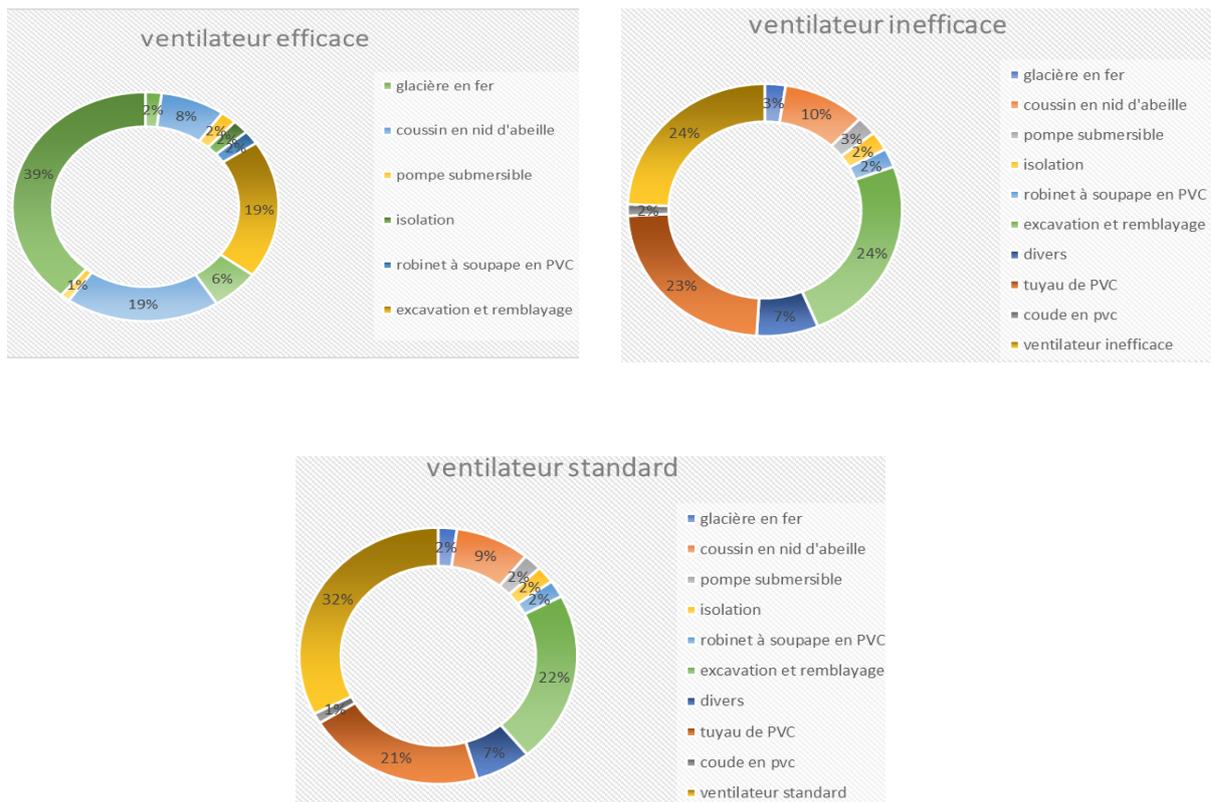


Figure I.14 : Investissement sur l'installation du système ECTAT intégré à un refroidisseur évaporatif [20].

CHAPITRE II :

Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présentera les modèles mathématiques existants qui ont été développés et qui ont été utilisés dans de nombreuses études de simulation numérique pour suivre l'évolution des principaux facteurs qui décrivent le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré intégré à un humidificateur, à savoir l'évolution des profils des températures de l'air ambiant, du sol et de l'air à la sortie de l'échangeur air/sol enterré.

Partie I : Echangeur air/sol enterré

II.2. Analyse du comportement thermique dans un échangeur air/sol enterré

II.2.1. Modèle de température du sol

L'évaluation du potentiel d'utilisation de l'énergie géothermique de surface à l'aide de la technologie des échangeurs air/sol enterrés nécessite la détermination des changements au cours de l'année de la température du sol à différentes profondeurs. Ces variations sont obtenues par une modélisation simple, qui prend en compte les propriétés du sol et les températures ambiantes. L'évolution de la température extérieure ambiante est également fonction du temps (jour), décrit par une relation semi-empirique. Le modèle de température du sol adopté dans ce travail considère que le transfert de chaleur vers le sol est unidimensionnel, se déroulant uniquement par une conduction dominante, tout en considérant qu'il s'agit d'un milieu homogène. La relation régissant la variation de la température dans le sol est donnée par l'expression suivante [21] :

$$T_{sol}(z,t) = T_2 + T_1 \cdot e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \left[\cos \left(\frac{2\pi}{365} \cdot (t - t_0) - \frac{z}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}} \right) \right] \quad (\text{II.1})$$

Avec :

t_0 : étant le jour qui a la température maximale durant l'année [jours].

t : le jour j de l'année qui varie de 1 jusqu'à 365.

Z : la profondeur d'enfouissement de l'échangeur de chaleur air/sol [m].

α : la diffusivité thermique [$\text{m}^2 \cdot \text{jour} \cdot \text{s}^{-1}$].

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

II.2.2. Modèle de température extérieure d'air ambiant

Pour suivre l'évolution de la température de sortie de l'air dans un échangeur air / sol enterré pendant une journée entière, il est important de connaître la variation quotidienne de la température ambiante, qui représente, dans notre cas, l'entrée d'air dans l'échangeur géothermique, le comportement thermique dépend sensiblement de ce paramètre en fluctuation continue.

La température ambiante extérieure, également connue sous le nom de température sèche extérieure, est affectée par plusieurs facteurs, tels que le rayonnement solaire incident sur le site, la durée de la journée, la latitude et l'altitude du lieu considéré, les conditions météorologiques environnantes, Vent, proximité du site de la mer et des lacs ainsi que des montagnes et de la végétation.

Afin de simuler la température ambiante extérieure pendant une journée, un modèle de prédiction a été adopté, basé essentiellement sur les données de température minimale T_{\min} et les températures maximales T_{\max} qui sont généralement basées sur des investigations expérimentales menées sur plusieurs ans par les stations météorologiques d'un site géographique considéré.

Dans le travail réalisé par F. Chabane et al [21], un modèle semi-empirique a été utilisé et récemment publié en 2016. Ce modèle permet d'observer les variations de la température ambiante, dont les valeurs sont, déterminées numériquement heure par heure en utilisant les valeurs minimales et maximales de la température ambiante, dont les valeurs sont données par des stations de mesure sur le web. L'équation de la température d'air ambiant est donnée par :

$$T_{air-amb}(t) = T_2 + T_1 \cos\left(\frac{(14-t)\pi}{12}\right) \quad (II.2)$$

Avec :

T_1 : L'amplitude de la variation de la température de surface du sol calculée comme suit :

$$T_1 = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (II.3)$$

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

T_2 : la température moyenne annuelle calculée comme suit :

$$T_2 = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (\text{II.4})$$

t : Variation de temps en heure.

II.2.3. Modèle de température de sortie de l'air dans un échangeur air/sol enterré.

L'évolution de la température à la sortie de l'air transporté à l'intérieur de l'échangeur air / sol enterré est obtenue à partir du bilan thermique élémentaire à travers une section de longueur dx du tube échangeur. L'intégration de l'entrée à la sortie donne l'expression de la température théorique de l'air à une certaine distance parcourue par le fluide, qui est décrite par le modèle mathématique suivant [21] :

$$T_{\text{air-sortie}}(L) = T_{\text{sol}} + (T_{\text{air-amb}} - T_{\text{sol}}) \cdot e^{\frac{-U \cdot L}{m \cdot C_{p\text{air}}}} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

$T_{\text{air-amb}}$: correspond à la température ambiante extérieure [k]

m : débit massique de l'air dans en circulation dans la tuyauterie [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

$C_{p\text{air}}$: La capacité calorifique de l'air [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$]

U : Résistance thermique totale entre l'air et le sol [$\text{w} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$], calculée par l'expression suivante:

$$U = \frac{1}{R_{\text{sol}} + R_{\text{tube}} + R_{\text{con}}} \quad (\text{II.6})$$

Avec :

R_{sol} : résistance thermique entre le tube et le sol [$\text{m} \cdot \text{k} \cdot \text{w}^{-1}$], exprimée par :

$$R_{\text{sol}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{sol}}} \ln\left(\frac{r}{R}\right) \quad (\text{II.7})$$

R_{tube} : résistance thermique du tube enterré [$\text{m} \cdot \text{k} \cdot \text{w}^{-1}$] donnée par la relation suivante:

$$R_{\text{tube}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{R}{r}\right) \quad (\text{II.8})$$

R_{con} : résistance thermique par convection entre l'air et le tube enterré [$\text{m} \cdot \text{k} \cdot \text{w}^{-1}$], est exprimée par l'équation suivante :

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

$$R_{conv} = \frac{1}{2.\pi.r.h_{conv}} \quad (\text{II.9})$$

Avec :

r : rayon interne du tube enterré [m]

R : Rayon externe du tube enterré [m]

R_{sol} : Rayon de la couche de sol adiabatique [m]

λ_{tube} : Conductivité thermique du tube enterré [$\text{w.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$]

λ_{sol} : Conductivité thermique du sol uni par [$\text{w.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$]

h_{conv} : coefficient de convection de l'air [$\text{w.m}^{-2}.\text{k}^{-1}$], est calculé à partir du nombre de Nusselt, pour un écoulement turbulent à l'intérieur d'une section de conduit circulaire, exprimé par:

$$h_{conv} = \frac{N_U . \lambda_{air}}{2\pi} \quad (\text{II.10})$$

Où le nombre de Nusselt est donné par la relation suivante [21] :

$$Nu = 0.026.Re^{0.8} . Pr^{0.33} \quad (\text{II.11})$$

Avec :

Re: est le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_{air} . V_{air} . D_{int-tube}}{\mu_{air}} \quad (\text{II.12})$$

Pr: est le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu_{air} . Cp_{air}}{\lambda_{air}} \quad (\text{II.13})$$

Avec :

V_{air} : Débit d'air moyen à l'intérieur de l'échangeur air / sol enterré [m.s^{-1}].

$D_{int-tube}$: Diamètre intérieur du tuyau d'échangeur enterré [m]

μ_{air} : viscosité dynamique de l'air [$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$].

λ_{air} : conductivité thermique de l'air [$\text{w.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$].

II.3. Propriétés thermiques du sol

La capacité de l'échangeur de chaleur air/sol à réchauffer ou rafraîchir l'air plus ou moins efficacement dépend essentiellement de la capacité de conduction thermique du sol (λ) et de sa capacité calorifique (C_s).

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

II.3.1. Conductivité thermique du sol λ

Lors de l'intégration du bilan thermique d'un échangeur de chaleur air/sol, il est généralement nécessaire de connaître le type de sol, via son coefficient de conductivité thermique λ [22] qui est définie par la vitesse d'écoulement de la chaleur, au travers d'un corps, sous un gradient thermique unitaire (Figure II.1). Elle est tirée directement de la loi de Fourier et exprimée par : [23]

$$\lambda = \frac{\varphi}{\overline{\text{grad}T}} \quad (\text{II.14})$$

Avec :

φ : est le flux de chaleur [$W \cdot m^{-2}$].

T : est la température [K].

$\overline{\text{grad}T} = \Delta T/e = (T_1 - T_2)/e$ [$K \cdot m^{-1}$].

L'efficacité d'un échangeur de chaleur air/sol augmente lorsque la conductivité du sol est plus élevée [22].

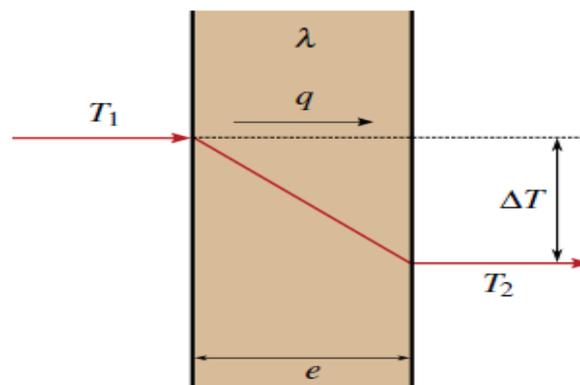


Figure. II.1 : définition de la conductivité thermique du sol [23].

II.3.2. Evolution de la Température de sol

Le figure (II.2) décrit l'évolution de la température dans le sol en fonction de la profondeur. Il apparaît clairement que plus la profondeur est grande, plus les fluctuations de la température du sol diminuent (diminution de l'influence de la température extérieure). Ce graphique montre que le conduit enterré doit être placé à une profondeur minimale pour que le sol environnant ne dépende pas trop de la température extérieure [22].

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

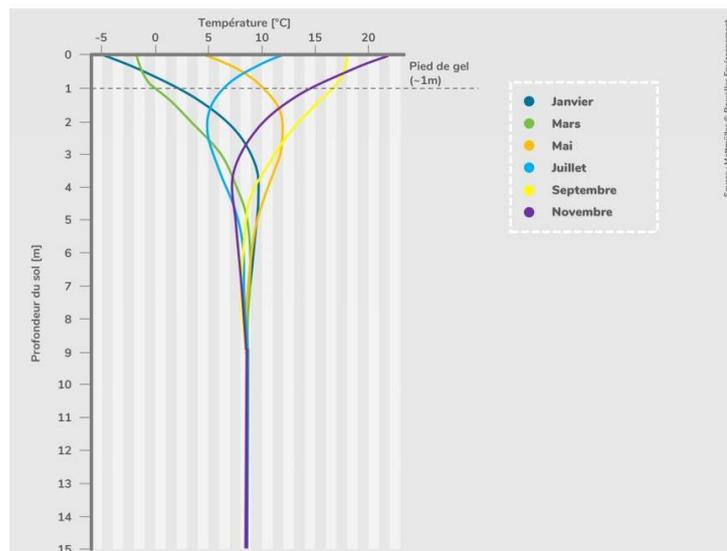


Figure II.2 : Température du sol en fonction de la profondeur et du temps durant l'année [22].

II.3.3. Capacité calorifique du sol

La capacité calorifique C_s d'un sol s'exprime par la moyenne pondérée des capacités calorifiques de ses constituants : minéraux, matière organique, eau et air.

$$C_s = \sum_i X_i \rho_i C_i \quad (\text{II.15})$$

Où X_i, ρ_i, C_i représentent respectivement la teneur (en m^3/m^3 total) du matériau, la masse volumique et la capacité calorifique de chaque constituant. Comme l'eau et la matière organique ont une capacité calorifique supérieure à celle des éléments minéraux, un sol humide stockera mieux la chaleur qu'un sol sec, cet effet est parfois utilisé pour accroître la performance des échangeurs air/sol enterrés [24]. Le tableau (II.1) montre les propriétés thermiques des principaux constituants d'un sol [25].

	Masse Volumique ρ (kg/m^3)	Capacité calorifique C ($\text{kJ}/\text{K} \cdot \text{kg}$)	Conductivité thermique λ ($\text{W}/\text{K} \cdot \text{m}$)
Minéraux (moyenne)	2 650	0,80	2,90
Sable et gravier	1 700 à 2 200	0,91 à 1,18	2,00
Argile et limon	1 200 à 1 800	1,67 à 2,50	1,50
Matière organique	1300	1,90	0,25

Tableau II.1 : Les propriétés thermiques des principaux constituants d'un sol [25].

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

II.4. Propriétés de l'air véhiculé dans l'échangeur enterré

II.4.1. Débit d'air total :

Le débit d'air véhiculé à travers l'échangeur enterré intervient simultanément sur l'échange convectif entre l'air et la canalisation et sur la puissance thermique apportée. Il impose le type d'écoulement laminaire ou turbulent et influe donc non seulement sur la valeur du coefficient d'échange convectif entre l'air et les tubes, mais aussi sur les pertes de charge mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur [26].

II.4.2. Vitesse de l'air dans le conduit échangeur air/sol :

La vitesse de l'air ne constitue pas un paramètre indépendant, puisqu'elle découle directement du choix des trois paramètres le nombre et diamètre des tubes, le débit d'air total. Néanmoins, elle impose le régime d'écoulement et influe sur les pertes de charge mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur. Afin de limiter les pertes de charge, cette vitesse est le plus souvent maintenue au-dessous de 3 à 4 m/s[10].

II.5. Calcul de l'efficacité

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théorique possible avec les mêmes conditions d'entrée de fluide (nature, débit...) dans l'échangeur. Son expression est donnée par [27].

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{reel}}{\varphi_{max}} = \frac{\Delta T_{reel}}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T_{sol}} \quad (II.16)$$

Partie II : l'humidificateur (Echangeur à évaporation direct)

II.6. Propriétés de l'air humide

II.6.1. Température sèche en °C

C'est la température réelle de l'air humide observée à l'aide d'un thermomètre ou d'un capteur de température, elle est indiquée par un thermomètre non affecté par l'humidité de l'air [28].

II.6.2. Température humide en °C

C'est la température enregistrée par un thermomètre où le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau. Les températures humides sont toujours inférieures aux

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

températures sèches, le seul cas, où elles sont identiques est lorsque l'humidité relative atteint la saturation à 100 % [28].

II.6.3. Température de rosée en °C

C'est la température à partir de laquelle la vapeur d'eau contenue dans l'air humide commence à se condenser en contact avec une surface solide froide. Au cours d'un refroidissement, l'humidité spécifique et la pression partielle de la vapeur d'eau restent constantes[29].

II.6.4. Humidité absolue

C'est la quantité de vapeur d'eau contenue dans un environnement d'air humide par rapport à un 01 kilogramme d'air sec, désigné par le rapport :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{II.16})$$

Où : m_v et m_a sont respectivement les masses de vapeur d'eau et d'air sec contenues dans un même volume V de mélange d'air humide, autrement (1+n) kg d'air humide contient 01 kg d'air sec et n kg de vapeur d'eau [30].

II.6.5. Humidité relative

C'est la quantité d'eau sous forme de vapeur que contient un environnement d'air humide. C'est une valeur comprise entre 0 et 100 % qui indiquent le degré de saturation. Le brouillard apparaît à partir de la valeur $\phi=100\%$, est exprimé par le rapport :

$$\phi = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (\text{II.17})$$

Avec :

p_v : étant la pression partielle de vapeur d'eau [Pa].

p_{vs} : la pression de saturation à la température bulbe sec [Pa].

II.6.6. Enthalpie

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

$$H = C_p T + \omega h_{lv} \quad (\text{II.18})$$

Avec :

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

C_p : chaleur massique de l'air (J/Kg K)

ω : Humidité absolue.

h_{lv} : est l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau [30].

II.6.7. Efficacité d'un échangeur évaporatif direct :

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

L'efficacité d'un système évaporatif est le rapport entre la variation réelle de température et la variation théorique maximale que la température sèche peut subir. Dans ce dernier cas, la température de sortie sera égale à la température humide de l'air entrant. L'efficacité d'un évaporatif direct est de l'ordre de 90%, l'air chaud cède sa chaleur sensible à l'eau, ce qui entraîne la diminution de sa température qui à son tour reçoit cette chaleur qui sert à évaporée une quantité d'eau qui n'est d'autre que la chaleur latente de vaporisation.

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s} \times 100\% \quad (\text{II.19})$$

Où t_1 température de l'air entrant à l'humidificateur (échangeur évaporatif).

t_2 : température de sortie de l'air sortant de l'humidificateur

t_s : température de bulbe humide de l'air [31].

II.6.8. Température de sortie dans une installation hybride (échangeur air/sol & échangeur évaporatif direct)

En vue d'améliorer les performances et la qualité de l'air dans un système de traitement hybride composé d'un échangeur air/sol enterré et d'un échangeur à effet d'évaporation à eau de type direct, il est important de connaître le comportement de la température de l'air traversant l'installation hybride. Deux configurations peuvent être envisagées suivant l'ordre du couplage ;

Chapitre II : Etude théorique sur l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur.

- L'air est initialement introduit dans l'échangeur air/sol enterré (entrée), ensuite véhiculé à travers l'échangeur évaporatif direct (sortie).
- L'air est introduit dans l'échangeur évaporatif (entrée), ensuite traverse l'échangeur air/sol enterré (sortie).

En fonction du l'ordre du couplage, Il est nécessaire d'utilisé un modèle d'analyse qui permet de prévoir la température de l'air à la sortie de l'installation hybride en fonction de l'efficacité de l'installation combinée et de la teneur en humidité.

Pour cela, on a employé une relation empirique qui a été mentionnée dans les travaux de Waleed A.A.F et al. [32], ce modèle a donné les mêmes résultats de l'équation de Parish et Putnam [32], qui couvre une plage d'humidité relative comprise entre 0 et 100% et une plage des températures comprises entre 10 et 60 ° C qui s'adaptent aux conditions de fonctionnement de notre installation hybride en vue d'améliorer les conditions de confort thermique dans les régions arides et semi-arides. Cette relation empirique est donnée par l'expression suivante.

$$T_{air-s} = T_{air-e}(1 - \varepsilon) + \varepsilon[(-2.21 \cdot 10^{-6} \cdot T_{air-e}^{1.724} + 7.87 \cdot 10^{-5})\varphi^2 + (9.58 \cdot 10^{-4} \cdot T_{air-e}^{1.549} + 6.91 \cdot 10^{-2})\varphi + 1.5924 \cdot T_{air-e}^{0.727} - 7.843] \quad (II-20)$$

Avec :

T_{air-s} : Température de sortie de l'air dans l'installation hybride.

T_{air-e} : Température d'entrée de l'air ambiant.

ε : Efficacité du système hybride (%)

φ : Humidité relative de l'air ambiant (%)

|^

CHAPITRE III :

**Description et formulation mathématique des
équations gouvernantes le
système de rafraîchissement hybride**

III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la description et à la formulation des équations mathématiques décrivant le fonctionnement du système hybride constitué d'un échangeur de chaleur air-sol enterré couplé à un humidificateur destiné pour du rafraîchissement de l'air dans les locaux situés en zones arides et semi-aride spécifiquement dans la région de Biskra.

Les propriétés géométriques et thermo physiques du sol, du tube de l'échangeur géothermique enterré et de l'air comme fluide de travail caloporteur sont données d'après le tableau (III.1) suivant :

	$\rho_{sol}(\text{kg/m}^3)$	$\lambda_{sol}(\text{w/m.k})$	$Cp_{sol}(\text{j/kg.k})$	$\alpha (\text{m}^2/\text{jours})$	Z (m)	
Sol argileux	1800	1.5	1340	0.0537	3	
	$\lambda_{tube}(\text{w/m.k})$	$\lambda_{tube}(\text{w/m.k})$	r (m)	R (m)	$R_{sol}(\text{m})$	L (m)
Tube	0.17	1.5	0.055	0.113	0.125	55
	$\lambda_{air}(\text{w/m.k})$	$\mu_{air}(\text{w/m.k})$	$Cp_{air}(\text{J/kg.K})$	$\rho_{air}(\text{kg/m}^3)$	$v_{air}(\text{m/s})$	
Air	0.0262	$1.85 \cdot 10^{-5}$	1006	1.177	4.5	

Tableau III.1: Les propriétés géométriques et thermo- physiques du sol argileux, tube de l'échangeur géothermique et de l'air dans la région de Biskra [21].

III.2. L'échangeur enterré air/sol

III.2.1. Description du dispositif expérimental « Echangeur Géothermique »

Dans cette investigation concernant un échangeur air /sol enterré à une profondeur de 03 m. l'échangeur géothermique est fabriqué d'un conduit tubulaire en PVC de haute pression de diamètre intérieur égal à 110 mm avec une longueur de 47 mètres, il comporte quatre tranches, la distance entre une tranches et une autre est 02m. Cette installation est destinée pour le réchauffement en hiver et le rafraîchissement en été. L'échangeur air sol enterré conçu et réalisé est expérimenté à l'université de Biskra est représenté d'après la figure (III.1) [33].

Chapitre III : Description et formulation mathématique des équations gouvernantes le système de rafraîchissement hybride



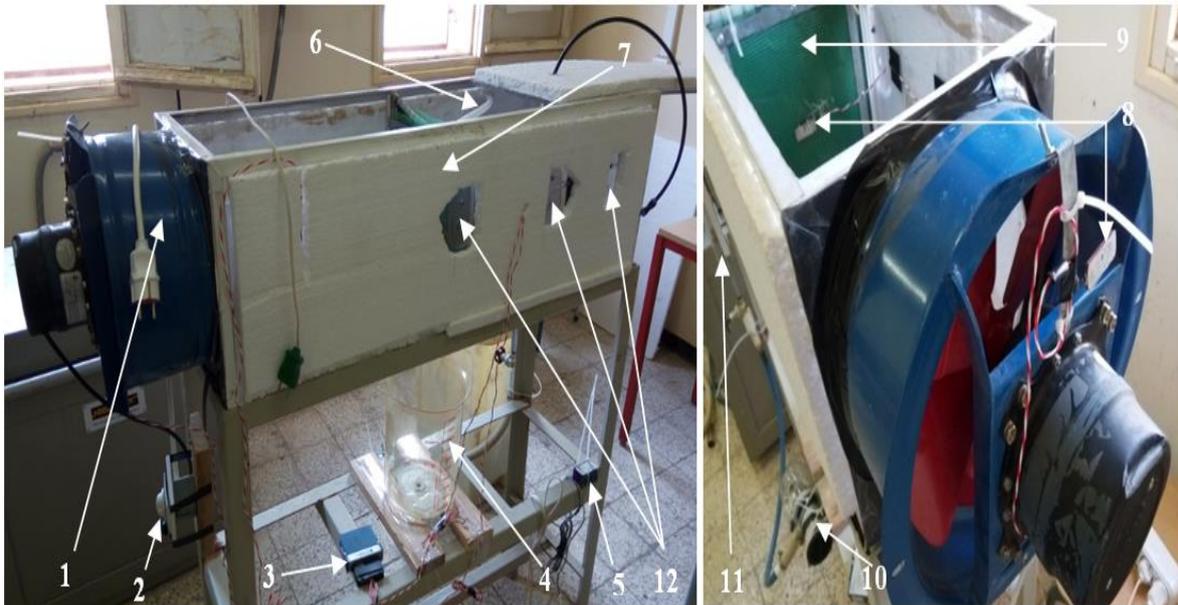
Figure III.1 : Site expérimental constitué des tranches pour l'installation de l'échangeur air sol enterré à l'université de Biskra [33].

III.3. L'humidificateur

III.3.1. Description du dispositif expérimental

Le système de rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau étudié a été installé au niveau du Hall technologique de l'université de Biskra. Ce système est constitué d'un tunnel rectangulaire en plexiglass d'épaisseur 0,004 m Figure (III.2), de dimensions (0,3 m x 0,3 m) et de longueur de 1,5 m, avec un ventilateur de soufflage en amont du tunnel afin d'assurer un débit d'air à une vitesse de confort avec une interface contenant des fibres de palmier dattier, une pompe assurant la circulation d'eau qui permet l'arrosage des fibres. Les paramètres mesurés affectant le rafraîchissement sont des mesures de températures, d'humidités relatives, des quantités d'eau consommées ainsi que la vitesse de l'air près de la bouche de soufflage d'entrée d'air pour plusieurs épaisseurs des interfaces contenant les fibres de palmier dattier [34].

Chapitre III : Description et formulation mathématique des équations gouvernantes le système de rafraîchissement hybride



1. Ventilateur
2. Variateur de vitesse d'air entrant
3. Carte d'acquisition
4. Réservoir d'eau gradué
5. Sonde de température d'eau
6. Circuit d'arrosage
7. Tunnel d'air
8. Thermomètre à capteur à résistance
9. Pad contenant les fibres de palmier dattier
10. Pompe à eau
11. Débitmètre à flotteur
12. Orifice de mesure d'humidité relative



Enceinte d'évaporation contenant plusieurs couches minces constituées de fibres végétales de palmier dattier

Figure III.2 : Description du dispositif expérimental destinée au rafraîchissement de l'air « humidificateur » 1 [34].

III.3. Modèles mathématiques gouvernants l'installation hybride pour le rafraîchissement de l'air

Ce sont des modèles mathématiques qui ont été adoptés pour décrire les phénomènes physiques et le comportement thermique du dispositif hybride. Ces modèles analytiques nous permettent d'entamer une étude de simulation numérique et la prédiction des températures de sortie de l'air acheminé à travers l'échangeur air/sol enterré et l'humidificateur, suivant différentes configurations de disposition, dans n'importe quel site géographique et en fonction du temps durant toute l'année.

Ces modèles analytiques et empiriques permettent de mettre en évidence l'effet de l'humidité relative et l'efficacité de l'échangeur enterré, le débit massique, la résistance thermique totale entre l'air et le sol, la différence de température entre le sol et l'air entrant par rapport au débit véhiculé à travers l'échangeur air / sol :

III.3.1. Modèle de température du sol : il permet d'estimer l'évolution de la température de sol en fonction de la profondeur et du temps en jours de l'année, qui prend en considération les propriétés thermo physiques du sol et les températures ambiantes du site géographique.

$$T_{sol}(z,t) = T_2 + T_1 \cdot e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \left[\cos \left(\frac{2\pi}{365} \cdot (t - t_0) - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}} \right) \right] \quad (III.1)$$

III.3.2. Modèle de température extérieure d'air ambiant : il s'agit d'une équation qui nous servira de connaître la variation quotidienne de la température ambiante, qui représente, dans notre cas, l'entrée d'air dans l'échangeur géothermique.

$$T_{air-amb}(t) = T_2 + T_1 \cos \left(\frac{(14-t)}{12} \pi \right) \quad (III.2)$$

III.3.3. Modèle de température de sortie de l'air dans un échangeur air/sol enterré : Il décrit l'évolution de la température à la sortie de l'air transporté à l'intérieur de l'échangeur air / sol enterré qui tient compte de la longueur d'échange enterré, des propriétés thermo physiques du sol, du tube échangeur et du fluide caloporteur employé

$$T_{air-sortie}(L) = T_{sol} + (T_{air-amb} - T_{sol}) \cdot e^{\frac{-U \cdot L}{m \cdot Cp_{air}}} \quad (III.3)$$

Chapitre III : Description et formulation mathématique des équations gouvernantes le système de rafraîchissement hybride

III.3.4. L'efficacité de l'échangeur : En fonction des conditions de fonctionnement de l'installation correspond à une efficacité de l'échangeur géothermique pour diminuer la température de l'air ambiant acheminé à travers le conduit enterré.

$$E = \frac{\varphi_{reel}}{\varphi_{max}} = \frac{\Delta T_{reel}}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T_{sol}} \quad (III.4)$$

III.3.5. L'efficacité d'un humidificateur : qui correspond à également à une certaine puissance de marche pour des conditions de fonctionnement déterminées.

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s} \times 100\% \quad (III.5)$$

III.3.6. Modèle de la température de sortie dans l'installation hybride : une relation empirique qui a été développé par Waleed A.A.F et al. [32], qui s'adapte aux conditions de fonctionnement de notre installation hybride dans les régions arides et semi-arides

$$T_{air-s} = T_{air-e}(1 - \varepsilon) + \varepsilon[(-2.21 \cdot 10^{-6} \cdot T_{air-e}^{1.724} + 7.87 \cdot 10^{-5})\varphi^2 + (9.58 \cdot 10^{-4} \cdot T_{air-e}^{1.549} + 6.91 \cdot 10^{-2})\varphi + 1.5924 \cdot T_{air-e}^{0.727} - 7.843] \quad (III.6)$$

Durant l'étude de simulation numérique ont a utilisé l'outil informatique Matlab 9.2, où on a considéré deux configurations de disposition qui sont décrites d'après les figures (III.3) et (III.4).

Première disposition : air ambiant \dashrightarrow EAHE \dashrightarrow air sortie du DEC

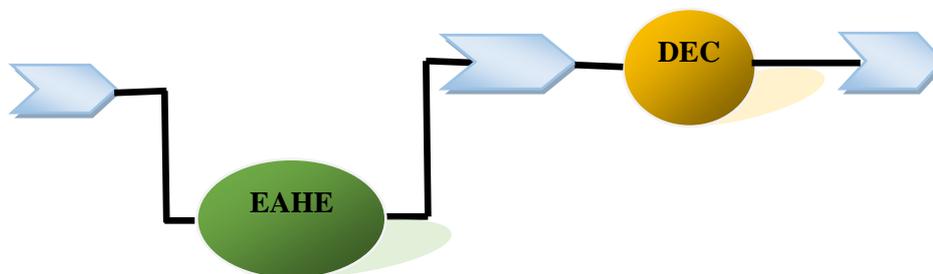


Figure III.3 : Schéma de principe de la première configuration de disposition de l'installation hybride

Deuxième disposition : air ambiant \dashrightarrow DEC \dashrightarrow air sortie de EAHE

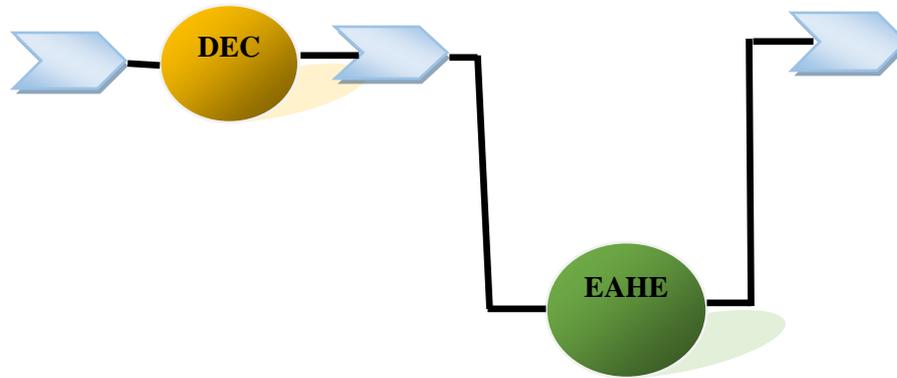
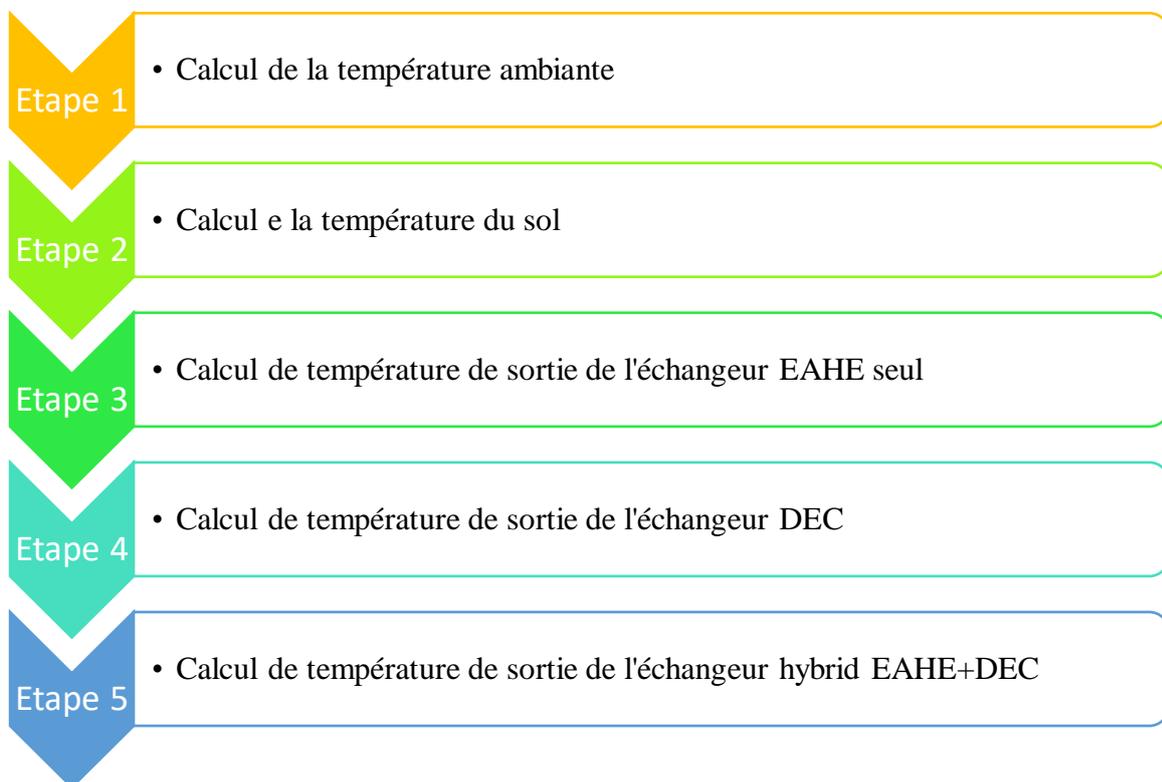


Figure III.4 : Schéma de principe de la deuxième configuration de disposition de l'installation hybride

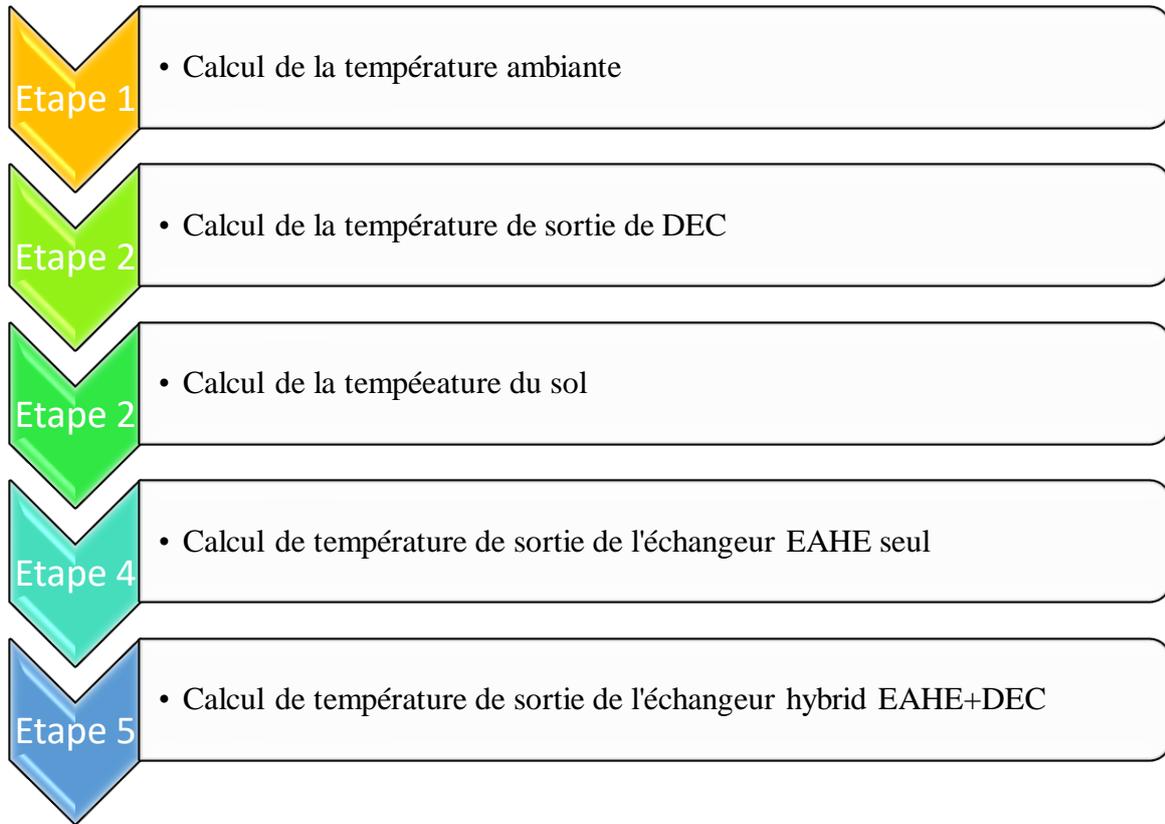
On a considéré un algorithme de calcul qui est décrit par l'organigramme suivant :

Première la première configuration de disposition de l'installation hybride



Chapitre III : Description et formulation mathématique des équations gouvernantes le système de rafraîchissement hybride

Première la deuxième configuration de disposition de l'installation hybride



CHAPITRE IV :

Simulation Et Interprétation Des Résultats

IV.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la prévision de la température de sortie d'air dans un échangeur de chaleur air-sol enterré couplé à un humidificateur dans la région de Biskra. Pour suivre l'évolution de la température de sortie de l'air dans l'installation hybride, un modèle théorique simple (éq. (II-5)) est adopté. La simulation numérique a été réalisée à l'aide du logiciel Matlab 9, ce qui a permis de développer un code calcul et d'observer l'évolution en fonction du temps la température de sortie de l'air, en fonction de la température ambiante et des températures du sol, durant des journées types de la période estivale, le 15^{ième} jours des mois de Juin, Juillet et Aout respectivement dans la région de Biskra, comme un cas particulier des zones arides et semi-arides, où le débit massique de l'air est $m=0,05$ kg/s, la longueur d'échange air/sol $L = 55$ m, la profondeur d'enfouissement $Z = 03$ m sont maintenus constants dans cette investigation.

IV.2. Température extérieure d'air ambiant :

Pendant la période estivale, on remarque que la température la plus élevée est enregistrée au mois de Juillet de l'ordre de 48 °C, celle du mois d'Aout est de 40.5 °C, alors que celle du mois de Juin est aux environs de 42 °C, sont situées entre le midi et 15 H respectivement Figure (VI.1).

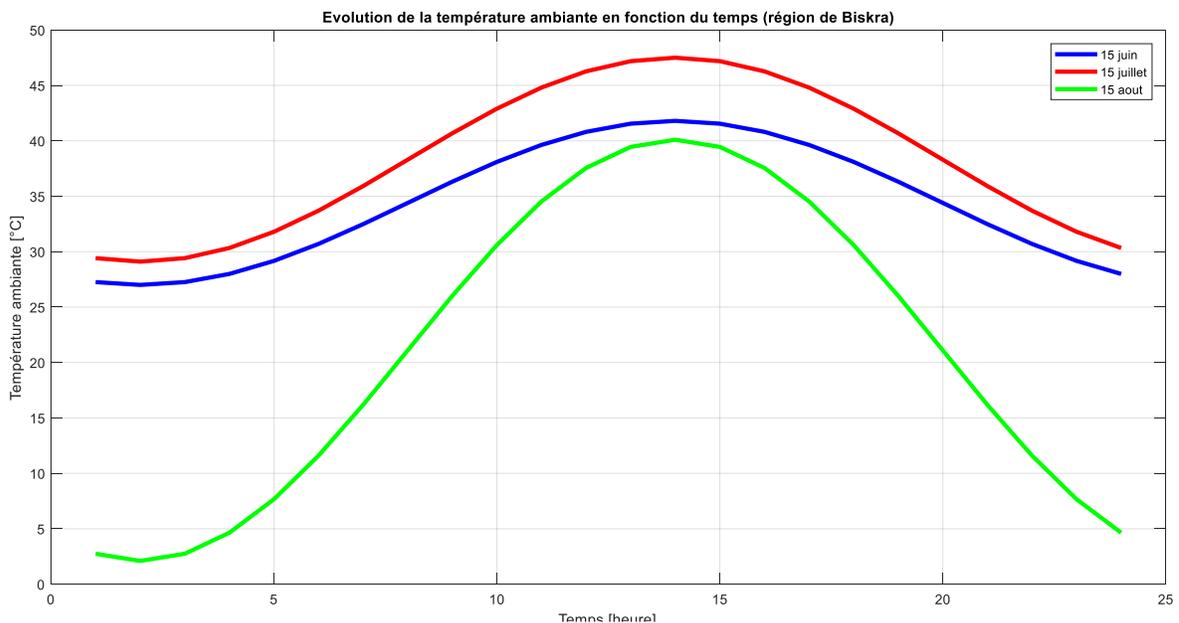


Figure IV.1 : Evolution de la température ambiante en fonction du temps durant l'été a Biskra.

IV.3. Température de sol :

La figure IV.2 montre que le profile de la température estimée à une profondeur de 03 mètres pour un sol argileux dans la région de Biskra suit une évolution périodique sinusoïdale, elle atteint sa valeur minimale moyenne de 21 °C durant la période d’hivers, après elle augmente pour atteindre son apogée en été, puis elle diminue une autre fois durant l’automne et ainsi de suite.

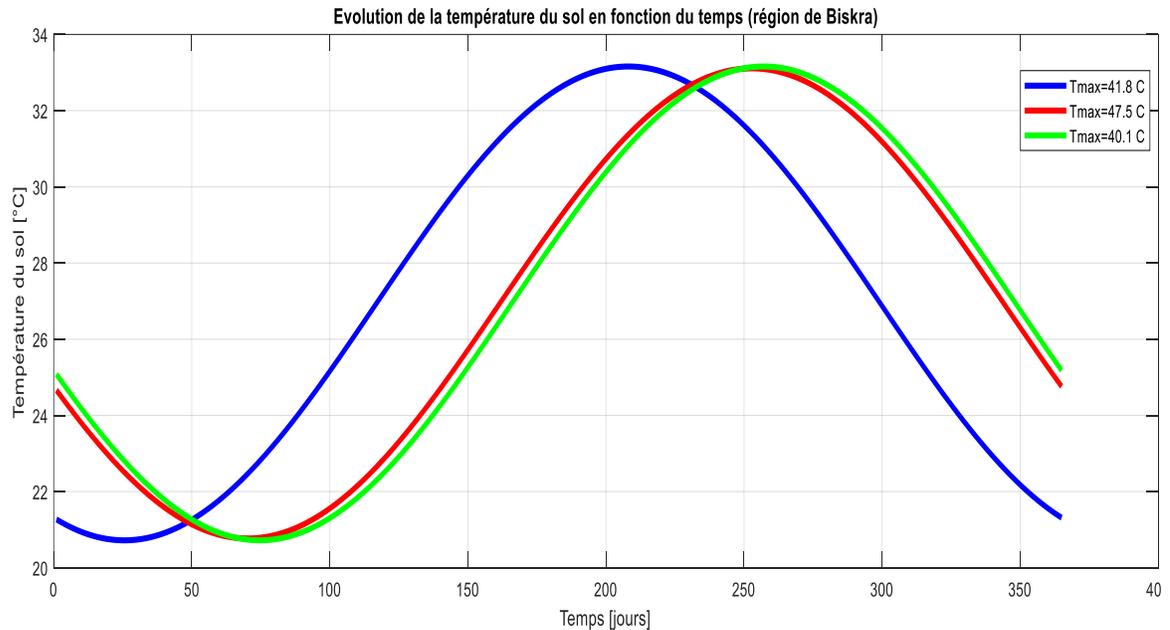


Figure IV.2 : Evolution de la température du sol argileux à une profond de 03 mètres en fonction du temps à Biskra.

IV.4. Evolution des Températures dans l’installation hybride :

IV.4.1 : Premier cas, configuration (Tamb--DEC—EAHE) :

L’exécution du code de calcul suivant l’organigramme décrit dans le chapitre III, pour la première configuration de disposition a permis de suivre l’évolution des températures de sortie de l’air en fonction du temps durant le 15^{ième} jours des mois de Juin, juillet et Aout respectivement dans la région de Biskra. Dont l’installation hybride est constituée d’un échangeur air/sol enterré à une profondeur de 03 mètres de texture argileuse, avec une diffusivité thermique égale à 0.0537 (m^2 /jours). A savoir que l’échangeur enterré est couplé à un humidificateur, telles que représentés par les figures (VI.3), (VI.4) et (VI.5).

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

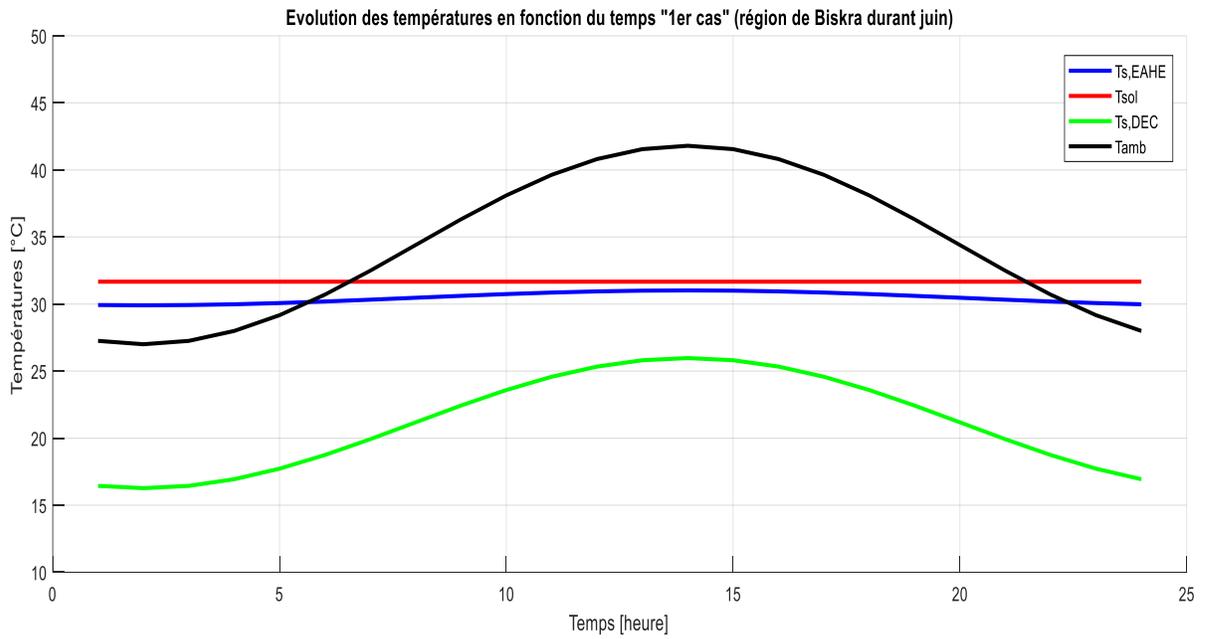


Figure IV.3 : Evolution des températures en fonction du temps à une profondeur de 03 mètres, une diffusivité thermique de $0.0537 (m^2/jours)$ durant le mois de Juin à Biskra, cas de la première configuration de l'installation Hybride

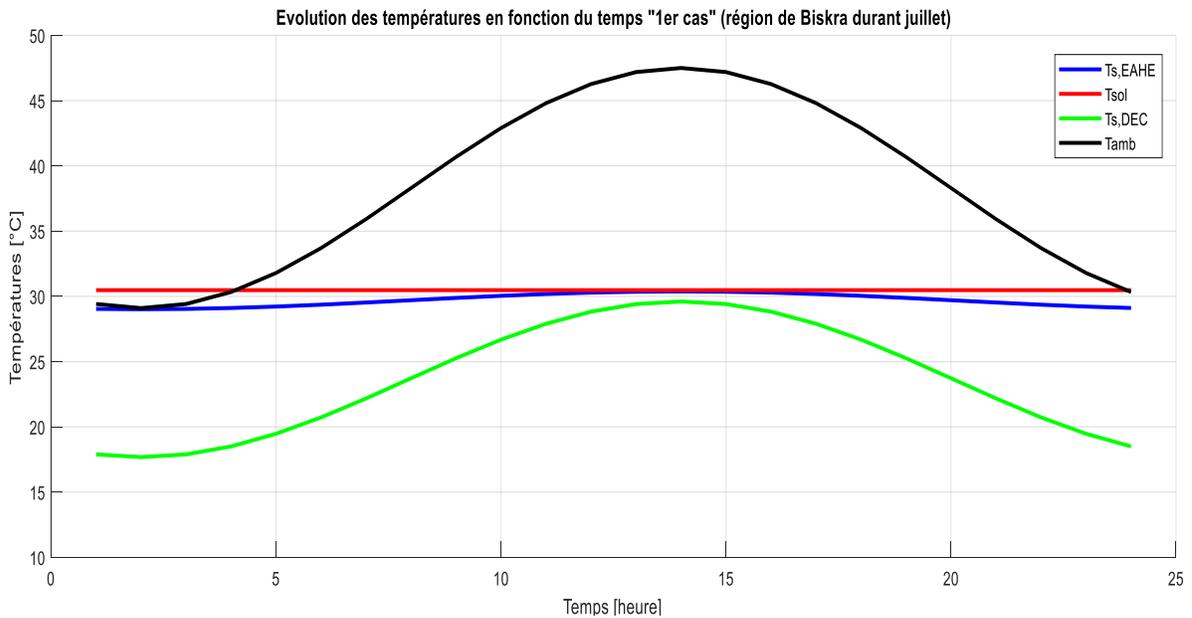


Figure IV.4 : Evolution des températures en fonction du temps à une profondeur de 03 mètres, une diffusivité thermique de $0.0537 (m^2/jours)$ durant le mois de Juillet à Biskra, cas de la première configuration de l'installation Hybride

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

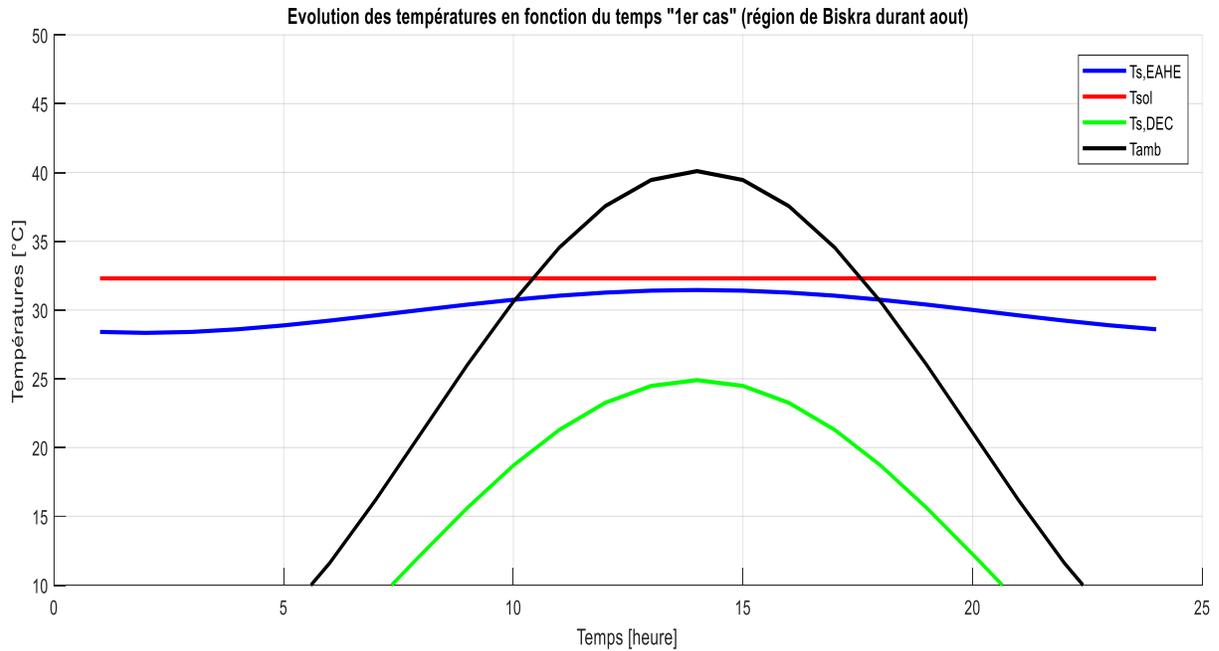


Figure IV.5 : Evolution des températures en fonction du temps à une profondeur de 03 mètres, une diffusivité thermique de $0.0537 (m^2/jours)$ durant le mois d’Aout à Biskra, cas de la première configuration de l’installation Hybride

IV.4.2: Deuxième cas : Configuration (Tamb—EAHE---DEC) :

De la même façon que pour le premier cas, on a pu obtenir les courbes qui décrivent l’évolution des températures de sortie en fonction du temps de l’air véhiculé à travers l’installation hybride suivant la deuxième configuration de disposition (voir chapitre III), durant le 15^{ième} jours des mois de Juin, juillet et Aout dans la région de Biskra, comme le montre les figures (VI.6), (VI.7) et (VI.8) respectivement.

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

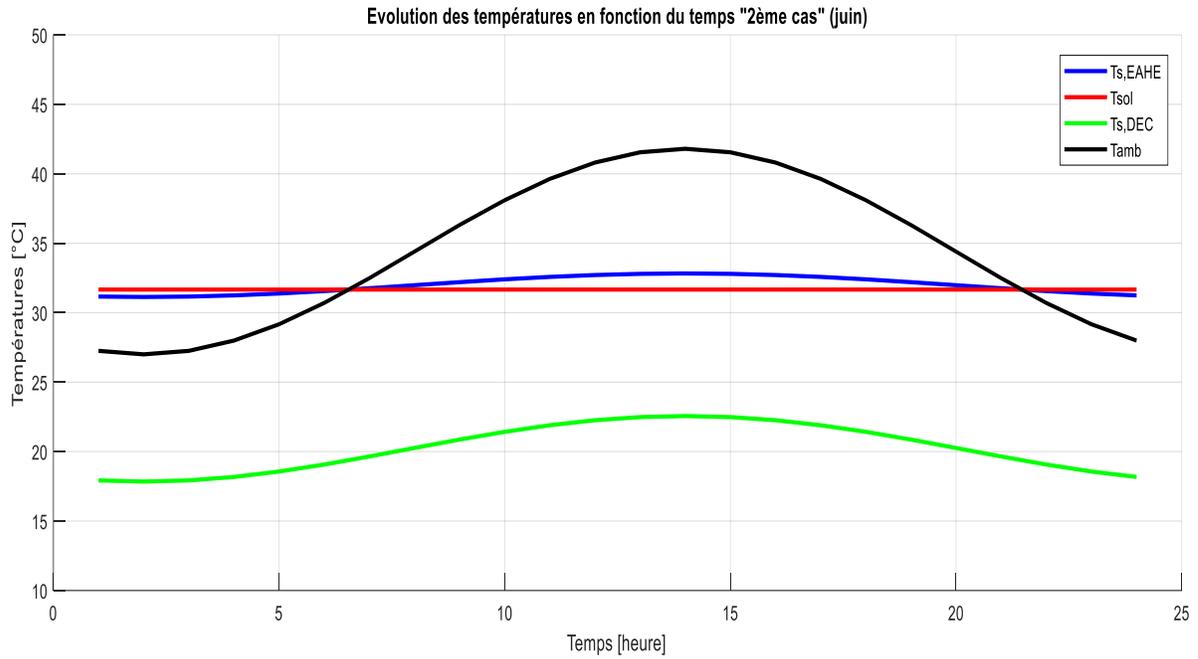
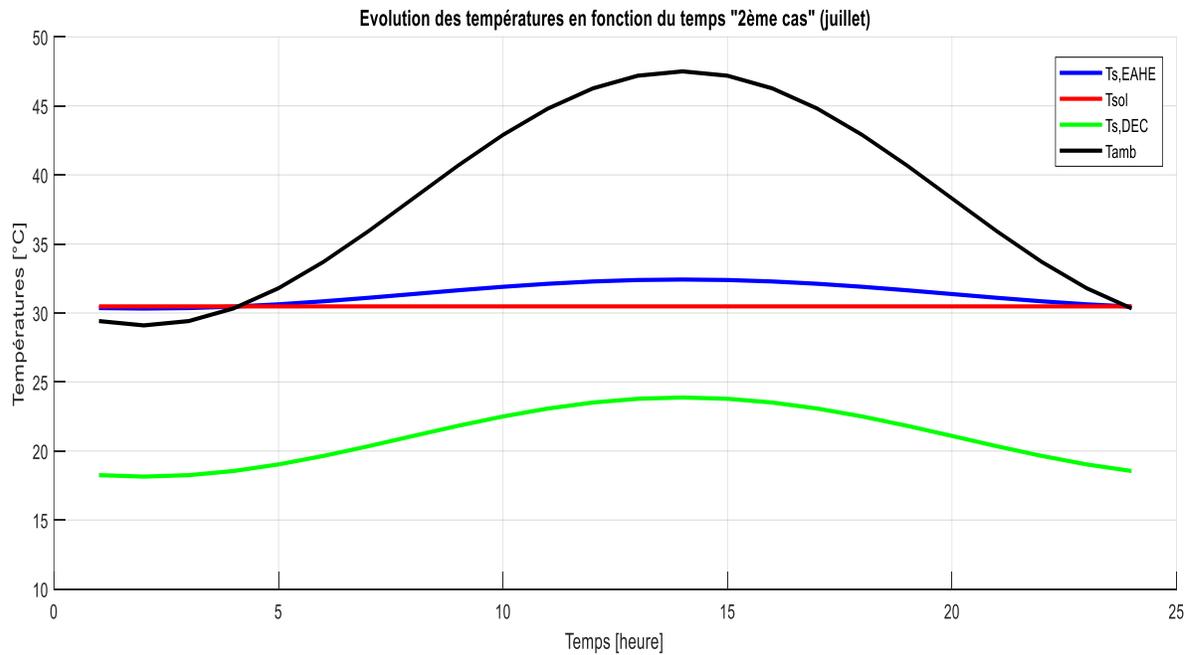


Figure IV.6 : Evolution des températures en fonction du temps à une profondeur de 03 mètres, une diffusivité thermique de $0.0537 (m^2/jours)$ durant le mois de Juin à Biskra, cas de la deuxième configuration de l'installation Hybride



IV.7 : Evolution des températures en fonction du temps à une profondeur de 03 mètres, une diffusivité thermique de $0.0537 (m^2/jours)$ durant le mois de Juillet à Biskra, cas de la deuxième configuration de l'installation Hybride

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

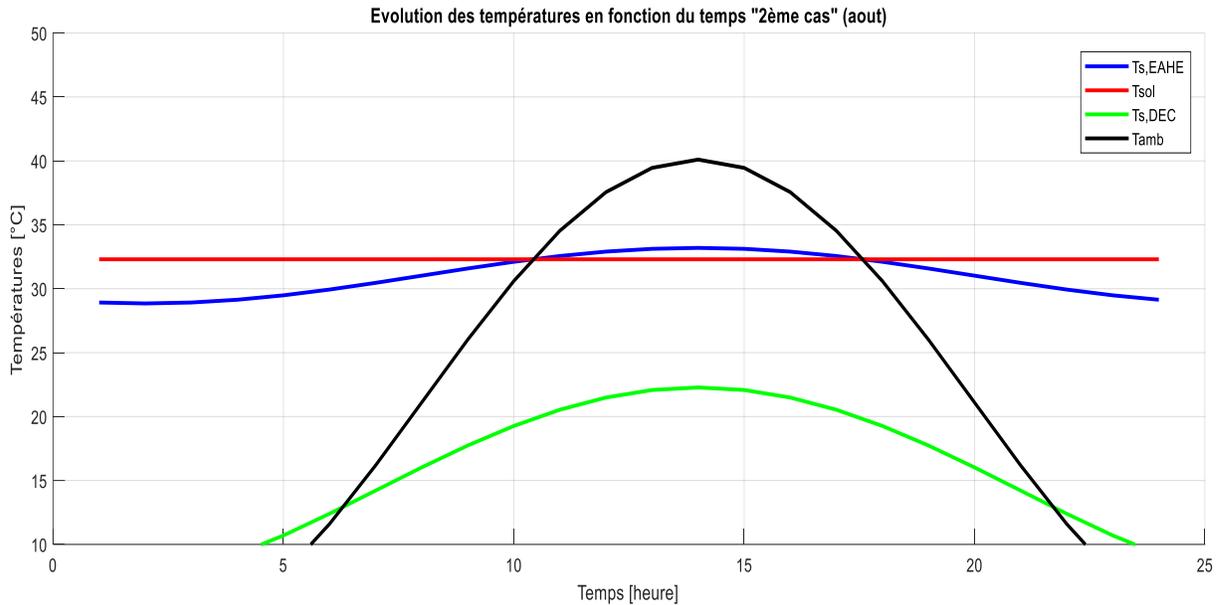


Figure IV.8 : Evolution des températures en fonction du temps à une profondeur de 03 mètres, une diffusivité thermique de $0.0537 \text{ (m}^2\text{/jours)}$ durant le mois d'Aout à Biskra, cas de la deuxième configuration de l'installation Hybride

L'analyse des courbes décrivant l'évolutions des températures en fonction du temps, montre que le couplage d'un humidificateur à un échangeur air sol enterré permis d'abaisser sensiblement la température de sortie de l'air durant toute la journée, notamment en période matinale et à la fin de l'après-midi.

Pour des conditions de fonctionnement maintenues constantes, pour les deux configurations de l'installation hybrides, en mi-journée ou la température extérieure atteint sa valeur maximale en mois de juin, l'air acheminé à travers l'installation entre à 42 °C , sort aux environs de 26 ° en présence de la première configuration Figure (VI.3), alors qu'il est récupéré à 23 °C à la sortie avec la seconde configuration de disposition Figure (VI.6).

Au mois de Juillet, qui est le plus chaud durant toute l'année, l'air extérieur entre à 47°C , sort à 28 °C avec la première configuration Figure (IV.4), alors qu'avec la seconde disposition l'air est rafraichi jusqu'à 24 °C Figure (IV.7).

Les mêmes constatations sont également observés au mois d'Aout Figures (IV.5) et (VI.8) pour les deux cas étudiés de l'installation, on remarque que le rafraichissement de l'air est mieux

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

réalisé avec la deuxième configuration de disposition, ou les températures de sortie de l'air sont inférieures durant le 15^{ième} jours types des trois mois considérés.

IV.5. Evolution des températures de sorties dans l'installation hybride :

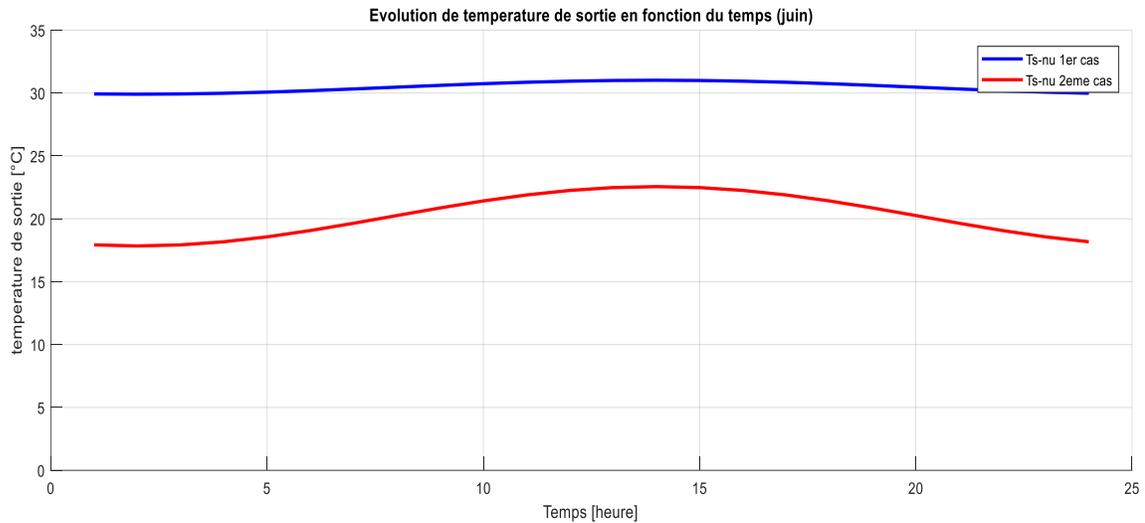


Figure IV.9 : Evolution des températures de sorties en fonction du temps pour le 15^{ième} jour du mois de Juin pour les deux configurations de l'installation hybride

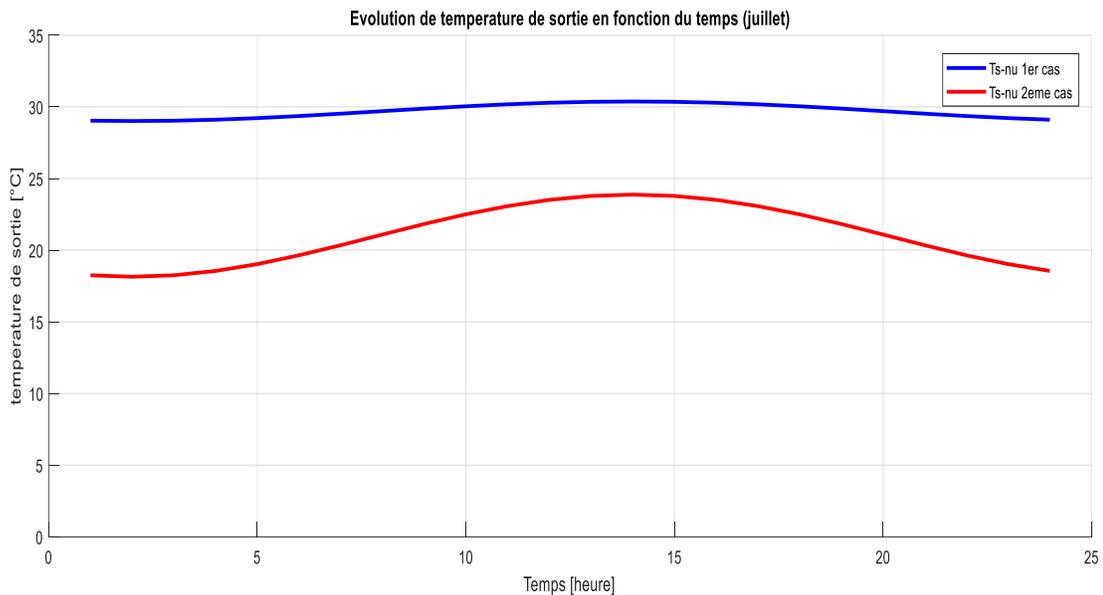


Figure IV.10 : Evolution des températures de sorties en fonction du temps pour le 15^{ième} jour du mois de Juillet pour les deux configurations de l'installation hybride.

Chapitre IV : Simulation Et Interprétation Des Résultats

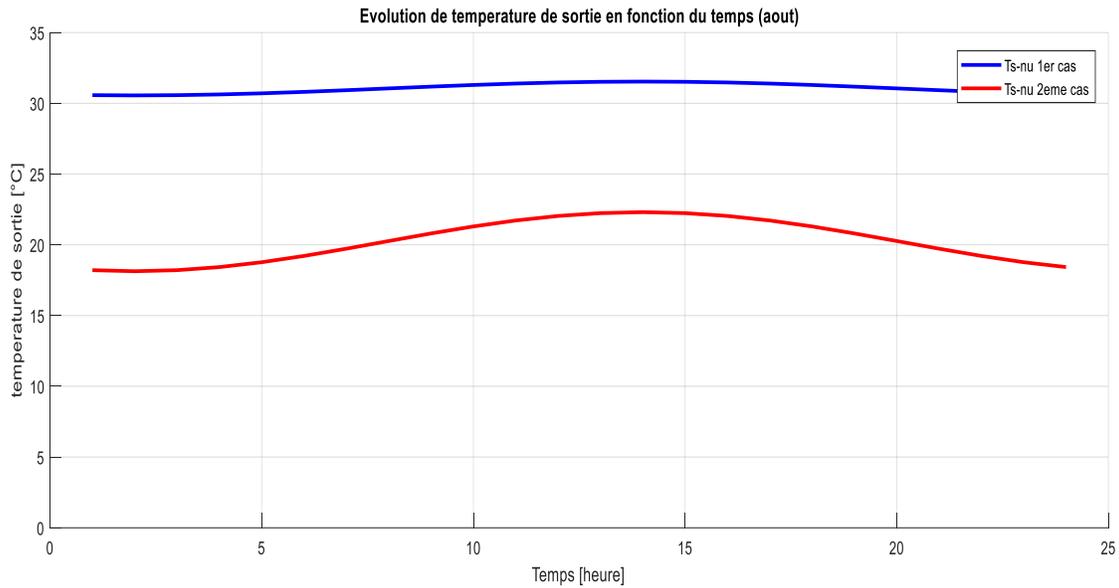


Figure IV.11 : Evolution des températures de sorties en fonction du temps pour le 15^{ième} jour du mois d'Aout pour les deux configurations de l'installation hybride.

La comparaison entre les profils des températures de sorties de l'air véhiculé à travers l'installation de rafraîchissement hybride Figures (IV.9), (IV.10) et (IV.11), montre que c'est la deuxième configuration (**Tamb—EAHE---DEC**) qui permis d'obtenir le l'air plus frais située entre 18 à 23 °C en moyenne durant toute la journée (15^{ième} jours des mois de juin, Juillet et Aout), par conséquent, c'est la configuration la plus souhaitable pour le rafraîchissement des habitats, en effet elle permet d'obtenir un écart de température sensible entre l'air extérieur et l'air récupéré à la sortie de l'installation, où le système fonctionne comme un dispositif de rafraîchissement de l'air qui correspond aux conditions de confort thermique à l'intérieur des maisons, particulièrement situées dans les zones arides et semi arides en périodes d'été où la chaleur est souvent insupportable.

Conclusion Générale

En vue de réduire la consommation et d'économiser de l'énergie, des nouvelles approches de conception et de recherche sur les systèmes de refroidissement hybrides ont été inventées. Le refroidissement confortable consomme des quantités substantielles d'énergie dans les climats chauds. Des conditions météorologiques difficiles peuvent fortement affecter l'efficacité des systèmes de climatisation. L'efficacité chute de manière significative à des températures ambiantes élevées, et où la demande de refroidissement des bâtiments est le plus élevé.

Le système de refroidissement par échangeur géothermique air/sol enterré intégré à un humidificateur augmente la durée de confort pendant laquelle le système est capable de produire de l'air frais à une température confortable et d'humidité relative acceptable. Il est efficace, fiable et rentable pour assurer des conditions du confort thermique et d'améliorer les performances énergétiques notamment dans le secteur du bâtiment dans les régions chaudes et sèches comme Biskra

Grâce à des études théoriques et numériques, il a été démontré que ce système favorise le confort des individus en limitant la consommation énergétique, permettant une ambiance plus homogène en termes de température. Il préserve la santé des occupants, car la température de sortie de l'échangeur est modérée et favorable au corps humain.

Dans cette étude de simulation numérique, on a pu exploiter trois modèles analytiques qui traduisent le comportement thermique du dispositif hybride considéré, ce qui nous a permis de suivre l'évolution de la température de sortie de l'air véhiculé en fonction des principaux paramètres environnantes, tels que la température et l'humidité relatives ambiantes, la nature du sol et du conduit échangeur, la profondeur d'enfouissement, vitesse d'écoulement ...etc.

Les modèles adoptés dans cette étude pourront servir en absence de données expérimentales à dimensionner un échangeur air/sol et l'humidificateur, où on a choisi une profondeur de 03 m à partir de laquelle on peut installer ce type d'échangeur pour bénéficier du

rafraichissement grâce à l'inertie du sol. La longueur de l'échangeur doit être suffisamment longue pour favoriser l'échange thermique.

Ce système hybride peut être considéré comme une solution très efficace pour le traitement d'air tout au long de l'été. Il assure les conditions de confort thermique en milieu des régions arides et semi-arides, dont les conditions sont défavorables et sévères. Ce système est également très économique et non polluant par rapport aux autres procédés conventionnels.

Bibliographie

- [1] O. Amer, R. Boukhanouf, and H. G. Ibrahim, A Review of Evaporative Cooling Technologies. *International Journal of Environmental Science and Development*, Vol. 6, No. 2, February. (2015).
- [2] Pinar MertCuce, SaffaRiffat, A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54,1240–1249.(2016).
- [3] Pierre HOLLMULLER, Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments, Mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique thèse de doctorat, Genève, Suisse. (2002).
- [4] Belloufi Yousef, Modélisation d'un échangeur air/sol dont le but de rafraichissement des locaux Mémoire de master, Université de Biskra, Algérie, (2012).
- [5] Ahmed Kayad Moussa, Influence de la température sur l'activité microsismique dans un réservoir fracturé lors d'injections de longue durée. Application aux données du site de Rosemanowes (UK). Première approche d'un site potentiel dans le rift d'Asal (Djibouti) thèse de doctorat, institut des sciences ettechnologie, paris, France. (2013).
- [6] Ahmed Alami, Etude et modélisation d'un système thermique alimenté par énergie géothermique thèse de doctorat, Université Djilali Liabès de Sidi Bel-Abbès, Algérie. (2018).
- [7] Mohammed Benhamou, Belkacem Draoui, Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 44,348–355. (2015).
- [8] Mohamed Saaddine, Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré, Mémoire de magistère, Université de Biskra, Algérie, (2013).
- [9] Belloufi Yousef, Etude théorique et expérimentale de l'exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat, thèse de doctorat, Université de Biskra, Algérie, (2017).
- [10] Satara Elbouti, Mabrouk Abdelhakim, Etude d'un échangeur de chaleur air/sol, Mémoire de Master, Université de Biskra, Algérie, (2016).
- [11] Pinar Mert Cuce, Saffa Riffal, A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications.*Renewable and Sustainable Energy Reviews*,Volume 54, Pages 1240-1249, (2016).
- [12] Y.M. Xuan, F. Xiao, X.F. Niu, X. Huang, S.W. Wang, Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 ,3535– 3546. (2012).

Bibliographie

- [13] J.K. Jain, D.A. Hindoliya, Experimental performance of new evaporative cooling pad materials. *Sustainable Cities and Society*,1,252– 256. (2011).
- [14] www.rafraichisseurdair.fr, site web consulté le 18/12/2019 à 14 :39 :36
- [15] www.bluetek.fr consulté le 22-12-2019 à 14 :30
- [16] Fabien Rouault, Système intégré de rafraîchissement d'air pour le bâtiment à base de matériaux à changement de phase, thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, France. (2014).
- [17] Vikas Bansal and Jyotirmay Mathur, Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling. *Mechanical Engineering Department, Malaviya National Institute of Technology, Jaipur 302017, India.* (2009).
- [18] Vikas Bansal, Rohit Mishra, Ghanshyam Das Agarwal, Jyotirmay Mathur, Performance analysis of integrated earth–air–tunnel–evaporative cooling system in hot and dry climate, *Energy and Buildings*, 47,525–532.(2012).
- [19] Rohit Misra, Vikas Bansal, Ghanshyam Das Agarwal, Jyotirmay Mathur, Tarun Aseri, Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger, *Energy and Buildings*, 49 ,531–535. (2012).
- [20] Vikas Bansal*, Rohit Misra, Ghanshyam Das Agrawal, Jyotirmay Mathur, Performance evaluation and economic analysis of integrated earth–air–tunnel heat exchanger–evaporative cooling system, *Energy and Buildings* 55,102–108. (2012).
- [21] Samia Hamdane, Systematic Prediction of Outlet Temperature of a Buried air/soil Heat Exchanger, *Memoire de Master, Université de Biskra, Algerie*, (2017).
- [22] <https://www.guidebatimentdurable.brussels/fr/determiner-les-caracteristiques-du-sol.html?IDC=8946>, consulté le 31/01/2020 à 17 :10.
- [23] Youness Berraha, Caractérisation expérimentale des propriétés thermiques de granulats de verre post consommation et analyse par simulation numérique du comportement thermique d'une structure de chausse avec couche de verre post consommation, *Mémoire de master, Ecole de technologie supérieur université de Québec, Canada*, (2017).
- [24] Pierre Hollmuller, le puits canadien ou puits provençal, développement durable dans la construction publique, *Centre d'études et techniques de l'équipement de Lyon*.
- [25] Chebana Abdel basset, Contribution à l'étude de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur en « U » à usage géothermique, *Mémoire de magistère, Université de El-hadj Lakhdar, Batna*. (2016).

Bibliographie

- [26] Abdelkader Hachaichi, Etude de l'effet de la température de l'eau et du débit d'air sur les performances d'une installation de rafraîchissement par humidification mémoire de master, Université de Biskra, Algérie, (2018).
- [27] Djamel Benaoune, Etude expérimentale du rafraîchissement de l'air par évaporation d'eau, Mémoire de magistère, Université de Biskra, Algérie.
- [28] Lahlouhi Zohra, Étude expérimentale du rafraîchissement de l'air par effet d'évaporation d'eau, Mémoire de master, Université de Biskra, Algérie, (2018).
- [29] J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang, Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Applied Thermal Engineering* 29,980–984, (2009).
- [30] Walled A. Abdel-Fadeel and Soubhi A. Hassanein, Calculations of the outlet air conditions in the direct evaporative cooler, *Journal of Engineering Sciences, Assiut University*, Vol. 40, No 5, pp.1351-1358 - (2012).
- [31] Samia Hamdane, Abdelhafid Moummi, Systematic Prediction of Outlet air Temperature of a Buried air/soil Heat Exchanger In arid and semi-arid regions, First Arab Conference on Mechanical Engineering (ARCME'17) Biskra, Algeria, December 10-11, (2017).
- [32] Saddam Houcine Sellem, Abdelhafid Moummi, Abdelmoumen Hakim Benmachiche, et Charafeddine Mehdid, Rafrachissement de l'Air par Effet d'Evaporation d'Eau en utilisant la Fibre de Palmier Dattier, Application dans les Zones Arides et Semi-Arides, First Arab Conference on Mechanical Engineering (ARCME'17) Biskra, Algeria, December 10-11, (2017).

Résumé :

L'étude que nous présentons dans ce travail s'intéresse à la prévision méthodique de la température de sortie de l'air dans une installation hybride composée d'un échangeur air/sol enterré à une profondeur de 03 m couplé avec un humidificateur. Le système est destiné au rafraîchissement de l'air en été dans les régions arides et semi arides. Le comportement dynamique et thermique du système est gouverné par trois modèles mathématiques, modèle de la température ambiante, du sol et le modèle de la température de sortie de l'air dans l'échangeur enterré. L'étude numérique est faite par Matlab 9.2. Ce qui a permis de suivre l'évolution de la température de sortie de l'air en fonction des températures de l'ambiance et du sol durant des journées types en période d'été dans la région de Biskra.

Mots clés : échangeur air/sol, humidificateur, rafraîchissement, air, simulation, arides et semi-arides.

Abstract:

The study we present in this work is concerned with the methodical forecasting of the air outlet temperature in a hybrid installation composed of an air / ground exchanger buried at a depth of 03 m coupled with a humidifier. The system is intended for air cooling in summer in arid and semi-arid regions. The dynamic and thermal behavior of the system is governed by three mathematical models, the ambient temperature model, the soil temperature model and the model of the air outlet temperature in the buried heat exchanger. The digital study is done by Matlab 9.2. This made it possible to follow the evolution of the air outlet temperature as a function of ambient and ground temperatures during typical days in the summer period in the Biskra region.

Keywords: air / soil exchanger, humidifier, cooling, air, simulation, arid and semi-arid.

ملخص :

تهتم هذه الدراسة في هذا العمل بالتنبؤ المنهجي لدرجة حرارة مخرج الهواء في تركيب هجين يتكون من مبادل هواء /تربة مغمور تحت التراب على عمق 03 م موصل بمكثف هواء. هذا النظام مخصص لتبريد الهواء في الصيف في المناطق الجافة وشبه الجافة. يحكم السلوك الديناميكي والحراري للنظام ثلاثة نماذج رياضية، نموذج درجة الحرارة المحيطة، نموذج درجة حرارة التربة ونموذج درجة حرارة منفذ الهواء في المبادل الحراري. تم إجراء الدراسة الرقمية بواسطة برنامج Matlab 9.2. حيث أصبح من الممكن متابعة تطور درجة حرارة منفذ الهواء كدالة لدرجات الحرارة المحيطة الخارجية و التربة خلال أيام نموذجية في فترة الصيف الحارة بمنطقة بسكرة.

الكلمات المفتاحية : مبادل هواء/تربة، مكثف هواء، التبريد، الهواء، المحاكاة، الجافة وشبه الجافة.