



Université Mohamed Khider – Biskra  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département : Génie Mécanique  
Ref :.....

جامعة محمد خيضر بسكرة  
كلية العلوم و التكنولوجيا  
قسم: الهندسة الميكانيكية  
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention  
du diplôme de  
**Doctorat en sciences en : Génie Mécanique**

**Contribution à l'étude de l'efficacité d'un système  
géothermique (air-sol) placé dans une zone aride « cas  
de la région de Biskra »**

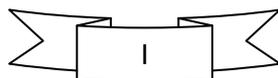
Présentée par :  
**Mr. Omar HAMDI**

Soutenue publiquement le : 05/11/2020  
**Devant le jury composé de :**

MOUMMI Abdelhafid.	Pr.	Président	U- Biskra
BRIMA Abdelhafid.	Pr.	Rapporteur	U- Batna2
BENMOUSSA Hocine.	Pr.	Examineur	U- Batna2
LABED Adnene.	MCA.	Examineur	U-Biskra

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail à toute personne qui  
m'aime, aime la science et ma poussé à  
reprendre mes études et aller  
jusqu'au bout.*



## Remerciements

« Après avoir remercié ALLAH le tout puissant »

En premier lieu, je voudrais remercier Monsieur **BRIMA Abdelhafid** pour avoir accepté de diriger ce travail et pour le temps consacré à l'évaluation de ce travail, ensuite pour les précieux conseils qu'il n'a cessé de me prodiguer tout au long de la réalisation de ce travail.

En second lieu, mes remerciements sont orientés à **Monsieur MOUMMI Noureddine** pour sa participation importante dans la direction de cette thèse.

Je tiendrais à remercier pour ces années étudiantes passées à l'université de **BISKRA**, tout le personnel du **Département de Génie Mécanique –BISKRA-**

J'aimerais remercier tout particulièrement **Mr. DAGUIANI Abdelhamid** pour sa participation dans la rédaction de l'article publié comme fruit de ce travail.

Je remercie **Mr. MOUMMI Abdelhafid** d'avoir accepté de présider le jury de soutenance, ainsi que :

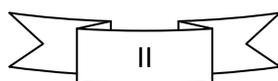
**Mr. BRIMA Abdelhafid,**

**Mr. BENMOUSSA Hocine**

**et Mr. LABED Adnene**

pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à notre travail et avoir accepté d'être membre de jury et participer dans l'enrichissement de ce modeste travail.

Je remercie toutes les personnes que je ne peux citer et qui m'ont aidé de près ou de loin, qu'ils trouvent tous ici, mes sincères remerciements et reconnaissances.



**TABLE DES MATIERES**

Dédicace .....	I
Remerciements .....	II
<b>Table des matières .....</b>	<b>III</b>
<b>Nomenclature .....</b>	<b>VI</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>XI</b>
<b>Liste des tableaux.....</b>	<b>XIV</b>
<b>Introduction générale .....</b>	<b>1</b>
– Mise en contexte .....	2
– Problématique.....	2
– Objectifs.....	3
– Organisation de la thèse.....	3
<b>Chapitre I : Etat de l’art .....</b>	<b>4</b>
Introduction.....	5
I-1 Généralités.....	6
I-1-1 Définition la Géothermie.....	6
I-2 Principe de fonctionnement d’un échangeur thermique air-sol (EAHE).....	6
I-3 Les 4 principaux éléments d'un puits canadien/provençal.....	8
I-4 Les avantages et les inconvénients de la géothermie pour la production de chaleur .....	11
a) Les avantages.....	11
b) Les handicaps.....	12
I-5-Etude bibliographique.....	12
a) Température du sol et l'effet des traitements de surface sur celle-ci.....	13
– Effet du tube EAHE sur la température du sous-sol.....	17
b) Etudes expérimentales.....	18
c) Etudes théoriques.....	26
d) Etudes basées sur des algorithmes.....	41
1. Algorithme de Puri.....	41
2. Algorithme de Santamouris.....	42
3. Algorithme de Boulard.....	43

4. Algorithme de Holmuller.....	43
5. Algorithme de Bojic.....	44
6. Algorithme de Zimmermann.....	44
7. Algorithme de Hanby.....	45
e) Conclusion.....	46
<b>Chapitre II : Etude théorique.....</b>	<b>49</b>
Introduction.....	50
II-1 Modélisation de la température en profondeur du sol.....	50
II.1.1 Examen et comparaison des deux approches.....	52
a) Équation de conduction thermique pour la température du sol.....	52
b) Équation de la température du sol couplée à la conduction thermique et au transfert de chaleur par la circulation d'eau.....	52
c) Comparaison théorique entre les deux équations de la température du sol.....	53
d) Résolution de l'équation.....	55
II-2 Modélisation de la température à la surface du sol.....	56
II-3 Modélisation de l'échangeur air-sol.....	57
a) Modèle de Hollmuller.....	60
b) Modèles de (AG Solar) de Rhénanie du Nord-Westphalie.....	62
II-2-2 Principaux paramètres de dimensionnement.....	65
1 Débit d'air total.....	65
2 Nombre et diamètre des tubes.....	66
3 Vitesse de l'air dans les tubes.....	66
4 Longueur des tubes.....	66
5 Distance entre tubes.....	66
6 Profondeur d'enfouissement des tubes.....	67
7 Nature du sol et son taux d'humidité.....	67
II.2.3 Autres paramètres de dimensionnement.....	68
1 Rugosité intérieure des tubes.....	68
2 Nature des tubes.....	68
3 Géométrie de l'échangeur.....	68
4 Rayonnement solaire.....	68
5 Influence de la présence d'un bâtiment proche.....	69
6 Influence de la présence d'une nappe phréatique proche.....	69
7 Humidité de l'air.....	69

## Table des matières

---

II.2.4 Synthèse.....	69
Conclusion.....	70
<b>Chapitre III : Etude expérimentale.....</b>	<b>71</b>
Introduction.....	72
III-1 Caractéristiques du site .....	72
III-2 Température du sol.....	72
III-3 Echangeur air-sol .....	73
III-4 Instrumentation.....	74
III-5 Exemples de résultats.....	77
Conclusion.....	80
<b>Chapitre IV : Résultats et discussion .....</b>	<b>81</b>
Introduction.....	82
III-1 Température ambiante et température de sortie de l'échangeur.....	82
III-2 Température de sortie moyenne.....	84
III-3 Effet de la longueur de l'échangeur.....	84
III-4 Effet de la durée de fonctionnement .....	85
III-5 Potentiel de refroidissement de l'EAHE et celui du sol.....	86
III-6 Efficacité de l'échangeur.....	90
III-7 Température de l'air à l'intérieur de l'échangeur.....	92
III-8 Température de sortie et température d'entrée.....	93
Conclusion.....	94
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>95</b>
<b>Références bibliographiques.....</b>	<b>98</b>
<b>Annexe : Production scientifique.....</b>	<b>121</b>
<b>Résumé.....</b>	<b>137</b>

**Nomenclature.**

$a$	Diffusivité du sol ( $m^2/s$ )
$A_p$	Superficie de la surface de la conduite ( $m^2$ )
$A_w$	Superficie de la surface de l'eau à l'intérieur de la conduite ( $m^2$ )
$A_1$	Amplitude de la température de surface annuelle (K)
$A_2$	Amplitude de la température du sol annuelle (K)
$b$	Longueur de nœud de taille $j$ du nœud (m)
$B_{i,j}$	Distance entre la conduite $i$ et la conduite $j$ (m)
$C_j$	Capacité thermique dans la direction radiale (J/K)
$C_p$	Capacité thermique de la conduite (J/K)
$C_s$	Capacité thermique du sol (J/K)
$C_{p,a}$	Capacité thermique massique de l'air (J/kg-K)
$C_{p,p}$	Capacité thermique massique de la conduite (J/kg-K)
$C_{p,s}$	Capacité thermique massique du sol (J/kg-K)
$D_t$	Diffusivité thermique de l'humidité ( $m^2/s-K$ )
$D_u$	Diffusivité iso thermique de l'humidité ( $m^2/s$ )
$D_{u,vp}$	Diffusivité iso thermique de l'humidité dans la vapeur ( $m^2/s$ )
$d_p$	Epaisseur de la paroi de la conduite (m)
$g$	Gradient de température (K/m)
$h_a$	Coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air ( $W/m^2.K$ )
$h_s$	Coefficient de transfert de chaleur par convection du sol ( $W/m^2.K$ )
$HL_p$	Coefficient de transfert de masse de la conduite ( $m^2/s$ )
$HL_a$	Coefficient de transfert de masse de l'air ( $m^2/s$ )
$k$	Conductivité thermique ( $W/m.K$ )
$k_d$	Coefficient total de déphasage thermique ( $W/K.m^2$ )
$k_j$	Conductivité thermique du côté $j$ ( $W/m-K$ )
$k_p$	Conductivité thermique de la conduite ( $W/m-K$ )
$k_{p,s}$	Conductivité thermique de l'interface conduite-sol ( $W/m-K$ )

## Nomenclature

---

$k_s$	Conductivité thermique du sol (W/m-K)
$k_{s,i}$	Conductivité thermique du cylindre intérieur du sol (W/m-K)
$k_{s,o}$	Conductivité thermique du cylindre extérieur du sol (W/m-K)
$L$	Dimension de l'élément parallèle de la conduite dans la direction du flux thermique (m)
$L_j$	Dimension de l'élément parallèle de la conduite dans la direction du flux thermique du côté j (m)
$l$	Longueur de la conduite (m)
$l_n$	Largeur du nœud (m)
$l_g$	Chaleur d'évaporation de l'humidité (J/kg)
$m_w$	Masse d'eau libre (kg)
$m_{w,t-1}$	Masse d'eau libre dans l'étape précédente du temps (kg)
$m_{w,lat}$	Masse d'eau libre évaporée (kg)
$m_{w,inf}$	Masse d'eau s'infiltrant dans les nœuds (kg)
$m_{w,in}$	Masse d'eau s'écoulant dans les nœuds (kg)
$m_{w,out}$	Masse d'eau éjectée des nœuds (kg)
$\dot{m}_a$	Débit massique de l'air (kg/s)
$\Delta P$	Perte de charge totale de l'échangeur thermique air-sol (Pa)
$Q$	Flux de chaleur (W/m <sup>2</sup> )
$Q_{in}$	Taux des gains internes d'énergie du sol (W)
$Q_{sen}$	Taux d'énergie de l'échangeur de chaleur sensible (W)
$Q_{lat}$	Taux d'énergie de l'échangeur de chaleur latent (W)
$Q_{s,a}$	Energie diffusée entre le sol et l'air (W)
$Q_{s,i}$	Energie diffusée de la conduite i vers le sol (W)
$Q_{s,j}$	Energie diffusée de la conduite j vers le sol (W)
$Q_{s,surf}$	Energie diffusée vers la surface (W)
$Q_{s,u}$	Energie diffusée dans la direction opposée de l'axe des x (W)
$Q_{s,v}$	Energie diffusée dans la direction opposée de l'axe des y (W)
$Q_{s,w}$	Energie diffusée dans la direction opposée de l'axe des z (W)
$Q_w$	Taux des pertes internes d'énergie d'eau libre (W)
$Q_{s,x}$	Energie diffusée dans la direction de l'axe des x (W)
$Q_{s,y}$	Energie diffusée dans la direction de l'axe des y (W)

## Nomenclature

---

$Q_{s,z}$	Energie diffusée dans la direction des z (W)
$r$	Coordonnée polaire, distance radiale à partir de l'axe du tube
$r_i$	Rayon intérieur de la conduite (m)
$r_n$	Rayon de la couche du sol (m)
$r_o$	Rayon extérieur de la conduite (m)
$r_p$	Rayon de la conduite (m)
$r_{s,i}$	Rayon du cylindre intérieur due sol (m)
$r_{s,o}$	Rayon du cylindre extérieur du sol (m)
$r_{z,n}$	Distance du nœud de température de l'axe de la conduite (m)
$R_a$	Résistance thermique de l'air (K/W)
$R_{a,p}$	Résistance thermique à l'interface air-conduite (K/W)
$R_k$	Résistance thermique dans la direction radiale (K/W)
$R_{k+1}$	Résistance thermique dans la direction radiale dans la couche suivante (K/W)
$R_s$	Résistance thermique du sol (K/W)
$R_{s,surf}$	Résistance thermique de l'interface sol-surface (K/W)
$t$	Temps (s)
$t_o$	Constante de phase (s)
$T_a$	Température de l'air (°C)
$T_a(L)$	Température de sortie de l'air de l'échangeur EAHE après une longueur $l$ (°C)
$T_{a,eahe,o}$	Température de sortie de l'échangeur thermique air-sol (°C)
$T_{a,i}$	Température de l'air dans l'échangeur de chaleur $i$ (°C)
$T_{a,in}$	Température de l'air entrant au segment (°C)
$T_{a,ini}$	Température initiale de l'air (°C)
$T_{a,o}$	Température de l'air quittant le segment (°C)
$T_{a,seg}$	Température de l'air au segment courant (°C)
$T_{a,seg-1}$	Température de l'air au segment précédent (°C)
$T_{av,s}$	Température moyenne de surface (°C)
$T_i$	Température du côté $i$ de l'air (°C)
$T_{ini}$	Température initiale de l'élément (°C)
$T_j$	Température du côté $j$ de l'élément (°C)
$T_k$	Température de la courante couche (°C)
$T_{k+1}$	Température de la couche suivante (°C)

## Nomenclature

---

$T_{k-1}$	Température de la couche précédente (°C)
$T_{k,t+1}$	Température de la couche courante dans le pas du temps suivant (°C)
$T_{k+1,t+1}$	Température de la couche suivante dans le pas du temps suivant (°C)
$T_{k+1,t-1}$	Température de la couche précédente dans le pas du temps suivant (°C)
$T_o$	Température de sortie (°C)
$T_p$	Température de la conduite (°C)
$T_{p,i}$	Température de la conduite i (°C)
$T_{p,s}$	Température de la jonction conduite-sol (°C)
$T_{a,seg}$	Température du segment courant de la conduite (°C)
$T_s$	Température du sol (°C)
$T_{sur}$	Température de la surface du sol (°C)
$T_{s,t-1}$	Température du sol dans le pas de temps précédent (°C)
$T_{s,ini}$	Température initiale du sol (°C)
$T_f$	Élévation de température causée par le ventilateur (°C)
$T_r$	Température à l'intérieur de la chambre (°C)
$T_{win}$	Température de consigne en hiver (°C)
$T_{sum}$	Température de consigne en été (°C)
$T_m$	Température annuelle moyenne (°C)
$UA_i$	Conductance thermique couplée entre les deux conduites parallèles (W/K)
$UA_{i,j}$	Conductivité entre les deux conduites parallèles (W/K)
$U$	Coefficient de transfert de chaleur global (W/m <sup>2</sup> -K)
$U_p$	Coefficient de transfert de chaleur global à l'intérieur de la conduite (W/m <sup>2</sup> -K)
$U_{s,a}$	Coefficient de transfert de chaleur global entre le sol et l'air (W/m <sup>2</sup> -K)
$v_a$	Vitesse de l'air (m/s)
$V_s$	Volume du nœud du sol (m <sup>3</sup> )
$W$	Densité du flux d'eau
$X$	Teneur en humidité dans le sol (kg/kg)
$X_a$	Teneur en humidité dans l'air (kg/kg)
$X_p$	Teneur en humidité à la paroi de la conduite (kg/kg)
$y$	Distance à partir de l'entrée (m)
$z$	Profondeur sous sol (m)
$z_i$	Profondeur d'enfouissement de la conduite i (m)

## Nomenclature

---

$z_j$  Profondeur d'enfouissement de la conduite j (m)

### *Symboles Grecques*

$\alpha_{surf}$  Coefficient de transfert de chaleur d'interface de la surface du sol ( $W/m^2-K$ )

$\delta$  Profondeur de pénétration (m)

$\delta_{i,j}$  Delta Kronecker

$\varepsilon$  Température effective (k)

$\epsilon$  Emissivité de la surface du sol

$\phi$  Déphasage (rad)

$\rho_a$  Masse volumique de l'air ( $kg/m^3$ )

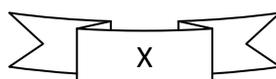
$\rho_m$  Masse volumique de l'humidité ( $kg/m^3$ )

$\rho_p$  Masse volumique de la pipe ( $kg/m^3$ )

$\rho_s$  Masse volumique du sol ( $kg/m^3$ )

$\omega$  Fréquence angulaire du signal sinusoïdal (rad/s)

$\theta_0$  Amplitude de la température d'air à l'entrée du tube (K)



## *Liste des figures*

### **Chapitre I :**

Figure : I.1 Schéma de principe d'un échangeur EAHE.....	8
Figure : I.2 Disposition des tubes (a) En méandre, (b) En boucle, (c) Faisceaux de tube.....	9
Figure : I.3. Distribution de la température du sol.....	15
Figure : I.4. Contours des températures du sol (K) en mode opératoire intermittent (en dessus) et continu (en dessous).....	17
Figure : I.5. Potentiel annuel du chauffage/refroidissement pour l'année 2013.....	20
Figure : I.6. Schéma d'un échangeur EAHE couplé à une cheminé solaire.....	24
Figure : I.7. Schéma d'un échangeur EAHE avec SAHD.....	28
Figure : I.8. Schéma d'un échangeur EAHE installé avec une turbine à gaz.....	31
Figure : I.9. Schéma d'un échangeur EAHEV et d'un EAHEH .....	34
Figure : I.10. Schéma d'un EAHE couplé à un tunnel de vent.....	35
Figure : I.11. Schéma d'un EAHE avec isolation thermique.....	35
Figure : I.12. Représentation Graphique du model de Zimmerman.....	44

### **Chapitre II :**

Figure : II.1 Structure du modèle d'échangeur air-sol.....	51
Figure : II.2. Représentation du comportement d'un signal de température sinusoïdal dans le sol.....	56
Figure : II.3. Bilan des flux thermiques à la surface du sol.....	56
Figure : II.4. Vue conceptuelle du (a) mode de refroidissement et (b) de chauffage de l'échangeur de chaleur air / sol.....	58
Figure II.5 : Schéma de principe pour la formulation analytique d'un échangeur EAHE.....	59

### **Chapitre III :**

Figure : III.1 Température du sol du site à 3m de profondeur.....	73
Figure : III. 2 Une partie de l'échangeur pendant la réalisation.....	73

Figure : III.3 Schéma du tube enterré avec les sondes de mesure de la température le long de l'échangeur.....	74
Figure : III.4 Ventilateur S&P TD-800.....	75
Figure : III-5 Anémomètre à hélice LV100 .....	75
Figure : III.6 Carte d'acquisition DAQ-9188 de (National Instruments).....	76
Figure : III.7 Température ambiante et température de l'air à la sortie de l'échangeur représentées par LabVIEW SignalExpress, V 5.0.....	76

### **Chapitre IV :**

Figure : IV-1 Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.....	82
Figure : IV-2 Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur pour deux jours types 09 Mai et 15 septembre de l'année 2013.....	83
Figure : IV-3 Température moyenne mensuelle de l'air à la sortie de l'échangeur .....	83
Figure : IV-4 Température de l'air à l'intérieur du tube en fonction de la longueur du tube...84	
Figure : IV-5 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et l'écart entre ces deux températures en fonction de la durée de fonctionnement pendant trois jours.....	85
Figure : IV-6 Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et l'écart entre ces deux températures en fonction de la durée de fonctionnement pendant cinq jours.....	86
Figure : IV-7 Potentiel moyen de refroidissement du sol et celui de l'échangeur air/sol durant la période des essais.....	86
Figure : IV-8 Potentiel mensuel moyen de refroidissement du sol et celui de l'échangeur air/sol durant la période des essais.....	87
Figure : IV-9 : Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de la température ambiante pour un jour type : 09 Juin.....	88
Figure IV-10 : Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de la température ambiante pour un jour type : 23 Juillet.....	88
Figure : IV-11 : Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de la température ambiante pour un jour type : 06 Aout.....	89
Figure : IV-12 Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de celui du sol.....	89
Figure : IV-13 Potentiel de refroidissement en fonction de la longueur du tube enterré.....	90
Figure : IV-14 Efficacité moyenne de l'échangeur durant le mois de Mai.....	90

## Liste des figures

---

Figure : IV-15 Efficacité moyenne de l’changeur durant le mois de Juin.....	91
Figure : IV-16 : Efficacité moyenne de l’échangeur durant 48 heures pendant le mois de juillet.....	91
Figure : IV-17 : Efficacité moyenne durant 72 heures pendant le mois d’Aout.....	91
Figure : IV-18 : Température de l’air à l’intérieur du tube enterré au cours du temps.....	92
Figure : IV-19 : Température de l’air à l’intérieur du tube enterré au cours du temps.....	93
Figure : IV-20 La température de sortie en fonction de la température d’entrée pendant la journée du 24 Juin.....	93

## *Liste des tableaux*

### **Chapitre 1**

Tableau : I.1 Relations empiriques de la température du sol $T(z, t)$ .....	14
Tableau : I.2 Logiciels et outils pour les modèles d'échangeurs de chaleur air-terre.....	41

### **Chapitre 2**

Tableau : II.1 Variation du paramètre $f$ en fonction de la nature du sol.....	57
--	----

### **Chapitre 3**

Tableau : III.1 : Données météorologiques de la ville de Biskra.....	72
Tableau : III.2 : Propriétés thermo physiques du sol du site .....	72
Tableau : III.3 : Résultats obtenus pour la journée du 21 Mai 2013, $u = 4,5$ m/s.....	78
Tableau : III.4 : Résultats obtenus pour la journée du 25-26 Mai 2013, $u = 3,5$ m/s.....	80

# INTRODUCTION GENERALE

## Introduction générale

### Mise en contexte

Au cours des dernières décennies, le monde a souffert de la consommation élevée en énergie électrique nécessaire à la climatisation. Cette forte consommation apparait clairement dans les zones sahariennes notamment pendant la période de refroidissement. Pour répondre à ces défis énergétiques, plusieurs techniques de refroidissement utilisant des énergies alternatives peuvent être mises en œuvre. La géothermie est l'une des énergies renouvelables qui désigne l'énergie calorifique stockée dans le sous-sol, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du sous-sol. Cette énergie géothermique peut être exploitée à l'aide de différents outils, la production d'électricité par l'extraction de l'eau chaude, le chauffage des serres agricoles et le confort thermique dans les bâtiments résidentiels et tertiaires en utilisant des échangeurs air-sol.

Dans cette étude, on met en évidence le refroidissement et le réchauffement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat par l'exploitation de l'inertie thermique du sol à l'aide d'un échangeur de chaleur air-sol. L'air aspiré de l'extérieur passe par un tube enterré dans le sol à une profondeur bien déterminée, récupérant au cours de la longueur du tube l'énergie thermique du sol par convection forcée pour se refroidir ou se réchauffer suivant qu'on est en hiver ou en été.

A l'échelle nationale, notre travail s'inscrit dans le cadre des projets nationaux de recherches (PNR), code projet : U07/10/05 dans le domaine de l'énergie géothermique, intitulé : Etude expérimentale d'un échangeur air-sol dans une zone aride : Application au site de Biskra. C'est dans ce sens que notre laboratoire de génie mécanique (LGM) a réalisé une plateforme expérimentale d'une surface totale environ 85 m<sup>2</sup>, deux tubes en PVC sont enterrés à 2 et 3m de profondeur au niveau du site de l'université de Biskra.

### Problématique

Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont modélisé les échangeurs géothermiques air-sol horizontaux et verticaux pour différentes géométries de l'échangeur, différentes natures de sol et pour différentes zones climatiques. Toutefois, l'étude de l'utilité de ce genre d'échangeur dans notre zone et sa confirmation expérimentalement s'avère indispensable d'où vient l'exploitation du site expérimental à l'université de Biskra.

### **Objectifs**

Cette thèse doit répondre aux objectifs suivants :

- Présenter une étude sur la variation de la température du sol du site durant, au moins, la période des essais.
- Evaluer expérimentalement le potentiel de refroidissement de l'échangeur air-sol pendant la période d'été.
- A partir des mesures relevées du dispositif expérimental, proposer de solutions susceptibles d'améliorer le potentiel de refroidissement de l'échangeur air-sol.

### **Organisation de la thèse**

Cette étude s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre de cette thèse dresse un état de l'art de notre thématique. Les notions physiques de base de l'échangeur géothermique air-sol et les différentes conditions de son fonctionnement ainsi que l'analyse des travaux antérieurs réalisés à travers le monde feront l'objet de cette partie.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation de l'étude théorique de l'échangeur air-sol. Pour se faire, la modélisation théorique de la température du sol en fonction de la profondeur ainsi que la modélisation théorique de l'échangeur air-sol seront abordées dans ce chapitre.

L'étude expérimentale réalisée dans le site de l'université de Biskra durant la période de refroidissement est exposée dans le troisième chapitre. Les différents dispositifs de mesure utilisés, les caractéristiques thermiques du sol et du tube enterré et les différentes dimensions du système (sol, échangeurs air-sol) sont illustrés dans ce chapitre.

Le quatrième chapitre est réservé à l'exposition, l'évaluation et l'interprétation des différents résultats obtenus durant notre étude expérimentale.

# CHAPITRE I

# ETAT DE L'ART

## CHAPITRE I : ETAT DE L'ART

### Introduction

L'énergie est d'une grande importance du fait qu'elle est indispensable dans la quasi-totalité des activités humaines. Dans un large prospectif, l'énergie joue un rôle important dans le développement des secteurs technologique, industriel, économique et social de la société. C'est un rôle déterminant dans la création de richesses pour un pays. Ces derniers temps, l'ampleur de la consommation mondiale d'énergie semble être supérieure à la demande normale. Il faut y remédier avec soin en mettant en œuvre des techniques de conservation de l'énergie et de gestion de l'énergie. En fait, il est impératif et urgent de rechercher des sources d'énergie alternatives (énergies propres) pour remplacer les carburants classiques qui ont un impact sur l'environnement [1]. Sur la demande énergétique mondiale totale, les sources d'énergie renouvelables représentent jusqu'à 14%. L'énergie renouvelable comprend la biomasse, l'énergie solaire, l'énergie océanique, l'énergie éolienne, l'hydroélectricité, l'énergie géothermique, etc.... [2]. Dans les pays en développement, le secteur de l'énergie est considéré comme un secteur crucial, car la demande de consommation est en augmentation par rapport à sa production.

Le confort thermique à l'intérieur des bâtiments est produit par les systèmes de Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC), qui sont des gloutons énergétiques et contribuent fortement à rendre le secteur bâtiment responsable d'environ 40% de la consommation énergétique mondiale [3]. Cette consommation d'énergie effroyable du secteur bâtiment augmente non seulement les crises énergétiques, mais constitue également un défi majeur pour l'environnement. De plus, la demande en énergie du secteur bâtiment a considérablement augmenté ces dernières années en raison de l'augmentation de la population, de la croissance économique et du niveau de vie. Environ 32 à 33% de l'énergie totale consommée par le secteur du bâtiment est utilisée pour le chauffage/refroidissement des locaux [4]. Pour abaisser la consommation d'énergie de chauffage/refroidissement dans les bâtiments et pour réduire la taille, ou même éliminer, les systèmes CVC conventionnels, des techniques passives ont été introduites. Ces dernières utilisent des sources d'énergie naturelles, sauf quelques entrées d'énergie classiques (généralement pour faire fonctionner un petit ventilateur afin de faire circuler l'air), pour refroidir/chauffer les bâtiments

à l'intérieur. L'utilisation de l'énergie géothermique est devenue l'une des sources les plus attrayantes pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments par des moyens passifs. Elle est utilisée depuis plus de trois décennies après la crise pétrolière de 1973 [5].

## **I-1 Généralités**

### **I-1-1 Définition de la Géothermie**

La géothermie : du grec géo « la Terre » et thermos « la chaleur », désigne à la fois la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre et la technologie qui vise à l'exploiter. Par extension, la géothermie désigne aussi parfois l'énergie géothermique issue de l'énergie de la Terre qui est convertie en chaleur.

L'énergie Géothermique: c'est principalement due à la différence de températures entre le centre de la terre et la surface.

### **I-1-2 Différents types de gisements géothermiques**

Les gisements peuvent être classés selon plusieurs critères: Le contexte géologique, le niveau de température, le mode d'exploitation et le type d'utilisation. Si on considère la classification en fonction de la température, on peut citer :

- **Géothermie haute énergie ( $T > 150^{\circ}\text{C}$ )**

Qui permet la production d'électricité grâce à la vapeur qui jaillit avec assez de pression pour alimenter une turbine.

- **Géothermie moyenne énergie ( $90^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$ )**

Par laquelle la production d'électricité nécessite une technologie utilisant un fluide intermédiaire.

- **Géothermie basse énergie ( $30^{\circ}\text{C} < T < 90^{\circ}\text{C}$ )**

Géothermie des nappes profondes (entre quelques centaines et plusieurs milliers de mètres) aux températures situées entre 30 et 100 °C. Principale utilisation : les réseaux de chauffage urbain.

- **Géothermie très basse énergie ( $T < 30^{\circ}\text{C}$ )**

Géothermie des faibles profondeurs aux niveaux de température compris entre 10 et 30°C. Principales utilisations : le chauffage et la climatisation.

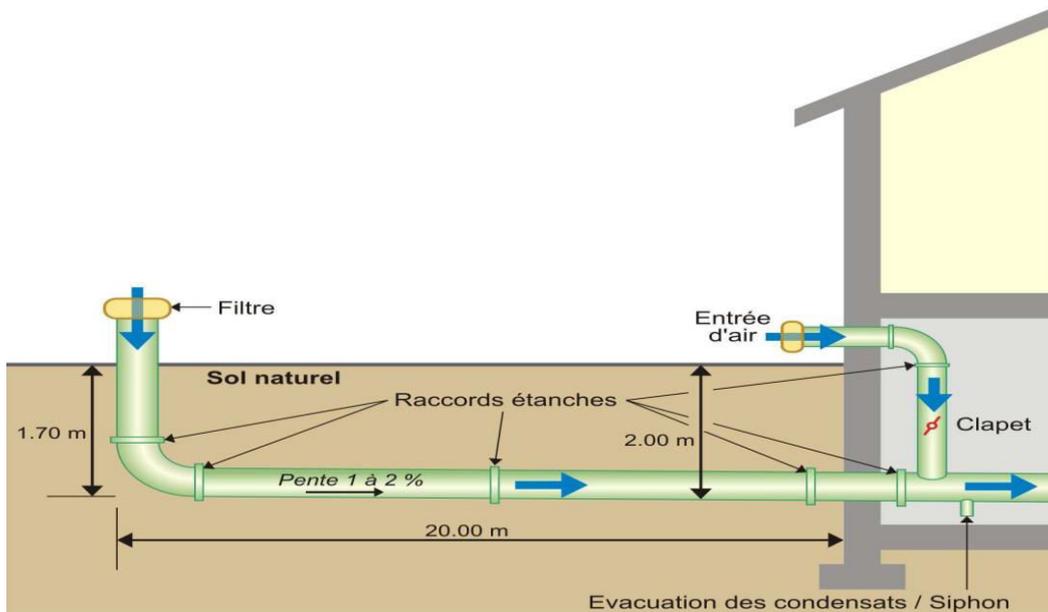
Principalement, trois scénarios de base sont utilisés pour exploiter l'énergie thermique du sol « très basse énergie » dans les applications de chauffage et de refroidissement à savoir :

- pompes à chaleur géothermiques (Ground Source Heat Pumps : GSHP) [6, 7].
  - intégration directe à la terre de l'enveloppe du bâtiment [8, 9].
  - système d'échangeur de chaleur air-sol (Arth Air Heat Echanger : EAHE), appelés aussi système de tunnel air-terre (Earth Air Tunnel : EAT) ou chez certains auteurs (Earth Air Tunnel Heat Echanger : EATHE) [10–12].
- a) **Pompes à chaleur géothermiques** : Dans cette voie, l'échangeur de chaleur du sol utilisé en association avec un système GSHP en boucle fermée consiste en de longs tuyaux (généralement en PVC) enterrés verticalement ou horizontalement dans le sol. La chaleur extraite du sol est également utilisée pour le chauffage des locaux, le refroidissement et la production d'eau chaude sanitaire [13-16], ainsi que pour la fonte de la neige / glace sur la surface des chaussées et des ponts en hiver [17, 18].
- b) **Intégration directe de l'enveloppe du bâtiment dans la terre** : Selon cette méthode, les bâtiments eux-mêmes échangent de la chaleur avec le sol en les construisant entièrement ou partiellement sous terre [19, 20]. Cette technique nécessite d'importants travaux d'évacuation des sols et peut augmenter les coûts de construction.
- c) **Systèmes d'échangeur de chaleur air-sol (EAHE)** : EAHE est une nouvelle technologie passive efficace pour économiser de l'énergie qui utilise l'inertie thermique du sol pour assurer le confort thermique à l'intérieur d'un espace occupé. Le système EAHE peut être utilisé à la fois pour le refroidissement en été et le chauffage en hiver. Du fait que la température du sol reste relativement constante à une profondeur de 2,5 à 3 m [21], pendant l'hiver, la température du sol est supérieure à la température ambiante et inférieure à cette dernière pendant l'été [22- 24]. Avant de le faire entrer dans le bâtiment, l'air de renouvellement est fait passer à travers un tube enterré dans le sol à une profondeur 2,5 à 3 m. En s'écoulant dans le tube, l'air échange de la chaleur avec le sol. Pendant l'été, le transfert de chaleur s'effectue à partir de l'air vers le sol et à partir du sol vers l'air pendant l'hiver. En conséquence, l'air est pré-refroidi par le sol en été et préchauffé en hiver. L'air sortant de l'échangeur EAHE peut être directement / indirectement utilisé pour des applications de chauffage / refroidissement d'espace à l'intérieur des bâtiments.

## I-2 Principe de fonctionnement d'un échangeur thermique air-sol (EAHE)

Le principe de l'échangeur air-sol EAHE, appelé aussi puits canadien/provençal, est de faire circuler l'air neuf de ventilation dans un conduit enterré grâce à un ventilateur, avant de l'insuffler dans le bâtiment (voir figure : I.1).

En hiver, l'air se réchauffe au cours de son parcours souterrain, les besoins de chauffage liés au renouvellement d'air des locaux sont alors réduits et le maintien hors gel du bâtiment peut être assuré. L'échangeur est alors dit puits canadien.



**Figure .I.1** Schéma de principe d'un échangeur EAHE [25]

En été, l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour se refroidir et arriver dans le bâtiment durant la journée à une température inférieure à la température extérieure. L'échangeur est alors dit puits provençal.

### I-3 Eléments principaux d'un puits canadien/provençal [26]

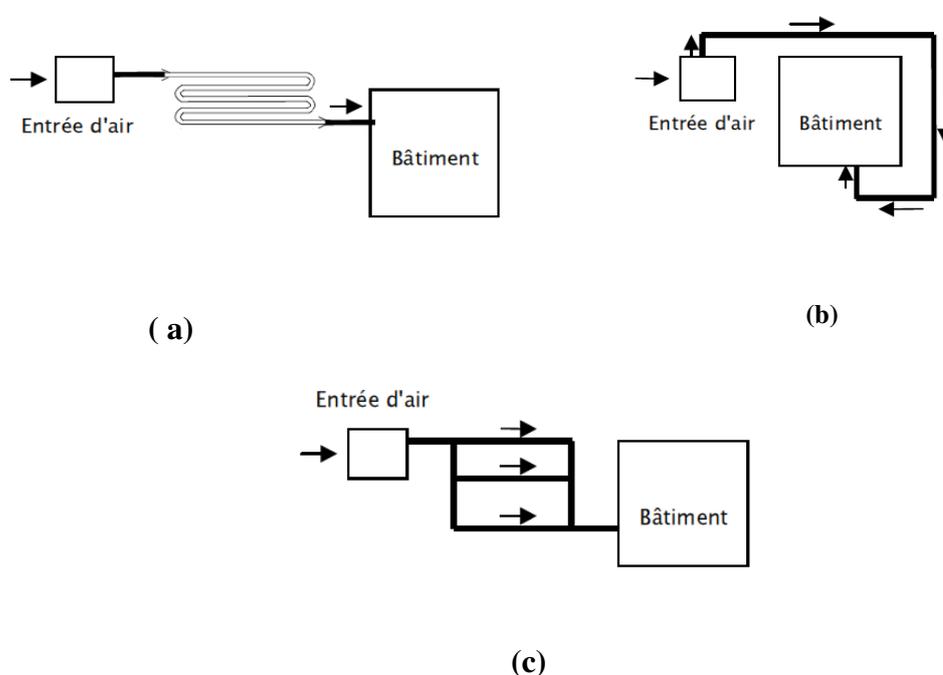
#### 1) Entrée d'air neuf

- ❖ Type d'entrée: il s'agit généralement d'une bouche extérieure pour le secteur résidentiel et d'un plénum pour le secteur tertiaire nécessitant de plus gros volumes de renouvellement d'air.
- ❖ Hauteur de la prise d'entrée d'air neuf : elle doit être supérieure à 1,10 m pour limiter l'encrassement.
- ❖ Chapeau de protection : il permet d'éviter les infiltrations d'eau de pluie à l'intérieur du puits.
- ❖ Grille de protection à fin maillage: elle est indispensable pour éviter l'intrusion de rongeurs, oiseaux, insectes. Elle doit être facilement accessible pour le nettoyage.
- ❖ Filtres: les entrées d'air des puits canadiens/provençaux sont munies d'un filtre. La classe du filtre à utiliser dépend de la densité et du type de poussières à proximité de l'entrée d'air.

- ❖ Positionnement de l'entrée d'air neuf: celle-ci doit être implantée loin des sources de pollution (voirie, parking, poubelles) et loin de toute végétation pouvant produire des pollens allergisants.

### 2) Conduits

- ❖ 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.
- ❖ Longueur de chaque tube: elle est habituellement de l'ordre de 30 à 50m 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 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.2** Disposition des tubes (a) En méandre, (b) En boucle, (c) Faisceaux de tubes [26]

- ❖ Profondeur d'enfouissement des tubes: la profondeur préconisée est souvent comprise entre 1,5 et 3m. A ces profondeurs, la température du sol varie bien 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.

- ❖ Espacement entre les tubes: 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.
- ❖ 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 plus froides du puits.
- ❖ Matériau constitutif des tubes: le choix du matériau est important car il influe directement sur les échanges thermiques sol/puits. L'utilisation de parois compactes à conductivité thermique élevée doit être favorisée car elle permet d'augmenter les échanges et ainsi de réduire la longueur du puits. Les matériaux utilisés doivent également avoir une bonne tenue à l'enfouissement. Les tubes entrant dans la composition des échangeurs air-sol actuellement en fonctionnement sont généralement en polyéthylène ou en polypropylène souple ou rigide. Certains tubes sont constitués de matières plastiques emprisonnant des bulles d'air, ce qui diminue l'échange thermique sol/conduit. Le recours à ce type de tube est donc déconseillé.
- ❖ Type de tuyaux
  - Polychlorure de vinyle (PVC): le moins cher, pas très écologique. Il peut "éventuellement" dégager des vapeurs nocives dues au mode de fabrication.
  - Polyéthylène (PE): le plus écologique à prix équivalent au PVC.
  - Tuyau annelé de Protection de Câbles électriques (TPC): très bon marché pour des petits diamètres. Annelé à l'extérieur, mais lisse à l'intérieur. Toutefois, ce type de tuyau n'est pas prévu à l'origine pour être enterré à forte profondeur, ce qui peut nuire à leur tenue dans le temps.
  - Tuyaux de béton: utilisé pour des diamètres supérieurs à 300 mm. Les raccords sont difficiles à étanchéifier. L'échange thermique est plus important (la conductivité du béton est plus élevée que celle des tuyaux en plastique, relativement isolants). Le principal problème de ce type de tuyau (outre la mise en œuvre complexe), est qu'ils ne garantissent pas une véritable étanchéité sauf avec une mise en œuvre particulièrement soignée. Le radon du sol s'il y en a peut donc s'infiltrer dans le tuyau, et aller contaminer ensuite la maison.
  - Tuyaux en fonte: Sa rigidité, sa résistance mécanique et sa conductivité thermique élevée font de ce matériau une solution très compatible pour un puits canadien. Il faut veiller à ce

que le revêtement extérieur du tuyau résiste à la corrosion (type zingage anticorrosion), ainsi que l'utilisation de joints en acier inoxydable.

- ❖ Etanchéité du réseau (tubes et raccords): elle est indispensable pour empêcher la pénétration de racines ainsi que les phénomènes d'infiltration d'eau et de radon au sein du conduit.

### 3) Système d'évacuation des condensats

La vapeur d'eau contenue dans l'air qui circule dans le conduit enterré peut se condenser en gouttelettes fines lorsque celui-ci est en contact avec les parois intérieures froides du puits. La stagnation de cette eau de condensation au sein du puits favorise le développement de germes et de bactéries, peut perturber la circulation et altérer la qualité de l'air neuf dans l'échangeur. Afin d'éviter ces phénomènes, le puits, dont le conduit est incliné, doit impérativement être muni d'un système d'évacuation des condensats. Si le bâtiment possède un sous-sol, la récupération des condensats peut alors se faire dans ce dernier. Dans le cas d'absence de sous sol, Un regard doit être placé à l'endroit le plus bas du puits (sous la bouche d'entrée d'air si le conduit est montant, à l'extrémité du conduit côté bâtiment si celui-ci est descendant) afin d'évacuer les condensats soit par infiltration dans le sol à l'aide d'un lit de cailloux, soit en utilisant une pompe de relevage. Ce regard permet également d'inspecter visuellement le conduit afin de déceler d'éventuels problèmes et de procéder à l'entretien du puits.

### 4) Système de régulation et ventilateur

La régulation permet d'envisager un fonctionnement du ventilateur du système EAHE sur toute l'année. Le ventilateur fonctionnera avec un thermostat placé à l'extérieur de l'habitation et fera varier à l'aide d'un by-pass l'air de l'échangeur et l'air extérieur.

Le ventilateur doit être dimensionné en fonction du débit d'air neuf nécessaire. Il doit avoir un rendement suffisant pour ne pas dégrader le facteur de performance de l'échangeur.

## I-4 Avantages et inconvénients de la géothermie [26]

### a) Avantages

Les avantages de l'utilisation des techniques de la géothermie sont énormes en termes de performance énergétique et d'impact écologique :

- Performance énergétique : les coefficients de performance peuvent atteindre des valeurs entre 10 et 20 (entre 2 à 4 pour des climatisations classiques).
- Maintenance restreinte.

- Coût de maintenance : très faible par rapport à une climatisation classique.
- Intégration possible avec d'autres systèmes de climatisation.
- Coût énergétique : très faible par rapport à une climatisation classique.
- Capacités de production importantes comparées aux autres énergies renouvelables.
- Énergie de base, indépendant des conditions climatiques (fonctionne 24hx24h, 365j/an).
- Economies d'énergie : très faible consommation électrique, uniquement le ventilateur.
- Ecologie : aucun impact écologique, (pas de déchet, émissions gazeuses très réduites).
- Ressource énergétique renouvelable locale préservant l'environnement et qui ne nécessite pas de transport (de risques de pollution) [26].

### b) Handicaps

L'inconvénient de l'exploitation de l'énergie géothermique réside dans son installation :

- Ressource naturelle du sous-sol dont l'extraction nécessite la réalisation de forages.
- Coût d'investissement important comparé aux autres énergies renouvelables (travaux d'exploration, réalisation de forages).
- Délai important dans la mise en valeur d'une ressource géothermique.
- Comme le fluide utilisé est de l'air, la croissance de micro-organismes peut devenir l'un des inconvénients de l'utilisation d'un système de ventilation couplé à un échangeur EAHE. Cela provoque une diminution de la qualité de l'air.
- La condensation se produit dans les tubes. L'eau condensée doit être extraite régulièrement [26].

## I-5 Etude bibliographique

L'exploitation de l'énergie de la terre est connue déjà depuis les anciens temps. Les architectes iraniens utilisaient des tunnels souterrains pour le refroidissement et le chauffage des bâtiments en 3000 avant notre ère [21, 29, 30], mais les premières études commencèrent à apparaître vers le milieu du vingtième siècle. Après le choc pétrolier de 1973, la recherche sur les échangeurs air-sol a pris de l'ampleur surtout pendant les trois dernières décennies [5,31].

De nombreux chercheurs ont rendu compte des progrès réalisés dans le domaine de l'échangeur EAHE sur différents aspects pour accélérer la recherche, adapter et optimiser l'utilisation de la technologie. Récemment, Kaushal [1], Leyla Ozgener [21], Singh et al. [28], Bisoniya et al. [32], Tittlein et al. [33], et Bordoloi et al. [34] ont publié de notables articles de synthèse (reviews). Leyla Ozgener [21] s'est principalement intéressée aux analyses expérimentales et analytiques des systèmes EAHE en Turquie, tandis que Bisoniya et al. [32] se sont intéressés aux études réalisées

sur les systèmes EAHE en Inde. Tittlein et al. [33] ont examiné les caractéristiques de conception possibles afin de les coupler aux systèmes de climatisation classiques. Kaushal [1] a examiné les études expérimentales et analytiques et a également présenté différents algorithmes mathématiques utilisés par de nombreux chercheurs pour modéliser les systèmes EAHE. Singh et al. [28] a porté principalement sur le principe de conception du système EAHE, avec un intérêt particulier pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments afin de garantir le confort thermique intérieur. Bordoloi et al. [34] ont abordé une description élaborée des études analytiques et expérimentales sur les différentes combinaisons d'EAHE et ont analysé les résultats de la performance thermique. Ils ont pris également en compte l'aspect de l'environnement dans le domaine des économies d'énergie. Pour une bonne présentation des travaux réalisés dans la thématique, on va présenter notre analyse et notre critique selon les approches suivantes :

- température du sol et l'effet des traitements de surface sur cette dernière
- études expérimentales
- études théoriques et numériques
- études numériques basées sur des algorithmes

### **I.5.1 Température du sol et l'effet des traitements de surface sur cette dernière.**

Du fait que les performances des EAHE sont régies par la température du sol, plusieurs chercheurs ont étudié expérimentalement la température du sol [35-38], tandis que d'autres l'estimaient à l'aide de modèles empiriques [39-40]. La température de la surface du sol influe sur la température du sol et peut varier considérablement avec les conditions climatiques, les saisons et les conditions de la surface du sol. De plus, l'inertie thermique du sol amortit et retarde les fluctuations de température à la surface.

Mihalakakou et al. [42] ont étudié l'impact de divers facteurs intervenant dans l'équation du bilan énergétique à la surface du sol sur la distribution de la température du sol. La température à la surface et à différentes profondeurs a été prédite avec une précision suffisante. En fait, les propriétés thermo-physiques du sol ont un impact significatif sur la température du sol. Derbel et Kanoun [43] ont étudié l'influence de la conductivité thermique, de la chaleur spécifique et de la densité du sol sur la température du sol à différentes profondeurs. L'étude a révélé un effet négligeable (moins de 1 °C) des propriétés du sol pour les faibles profondeurs.

De plus, diverses études numériques et expérimentales ont été réalisées pour estimer la variation de la température du sol avec la profondeur [44,39,40,9,23,41,36,37,45,46,42,47,48,35]. Kusuda et Achenach [39]; Kusuda et Bean [40] et Lab [23] ont estimé la température du sol non

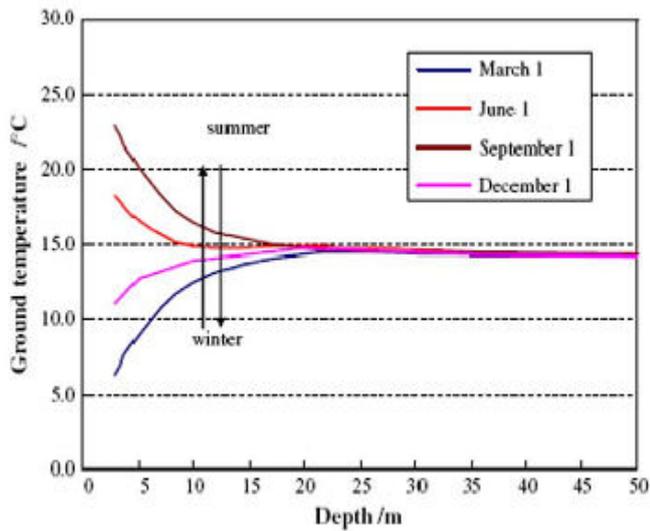
perturbé,  $T(z, t)$ , à la profondeur  $z$  dans le sol et au temps  $t$  selon différentes relations empiriques présentées dans le tableau I.1.

Modèle	Termes	Réf
$T(z, t) = T_m + A_s e^{-z \left( \frac{\pi}{8760a} \right)^{0.5}} \times \cos \left[ \frac{2\pi}{8760} (t - t_0) - \frac{z}{2} \left( \frac{8769}{\pi a} \right)^{0.5} \right]$	$T_m$ : température annuelle moyenne	[39]
$T(z, t) = T_m + A_s e^{-z \left( \frac{\pi}{365a} \right)^{0.5}} \times \cos \left[ \frac{2\pi}{365} (t - t_0) - \frac{z}{2} \left( \frac{365}{\pi a} \right)^{0.5} \right]$	$a$ : diffusivité thermique du sol $A_s$ : amplitude de la fluctuation de la température de la surface	[40]
$T(z, t) = T_m + A_s \cos \left[ \omega(t - t_0) - \frac{z}{\delta} \right] \times e^{-\frac{z}{\delta}}$	$t_0$ : le déphasage $\delta = \sqrt{\frac{2a}{\omega}}$ : profondeur de pénétration	[43]

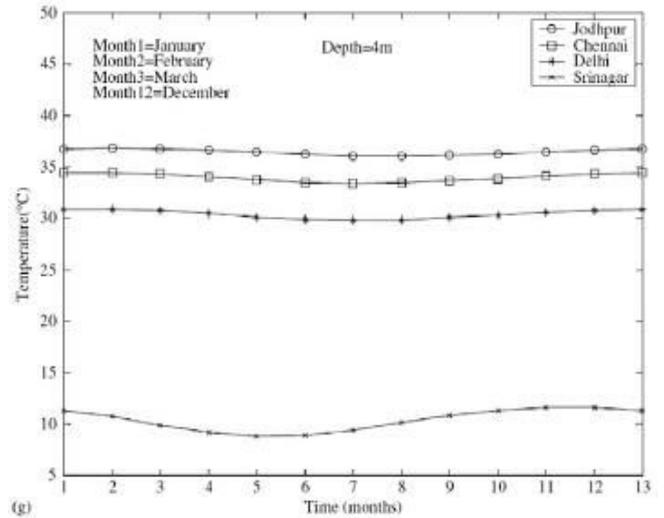
**Tableau : I.1** : Relations empiriques de la température du sol  $T(z, t)$  [28].

Quelques études basées sur des mesures sur site indiquent que la variation diurne de la température de surface ne pénètre pas plus profondément que 0,5 m et la variation annuelle ne dépasse pas 4,0 m [41, 49–52]. À Bangkok, la température du sol à une profondeur de 1 m a été mesurée entre 27 °C et 28 °C durant toute l'année [53]. Wu et al. [54] ont évalué les variations mensuelles moyennes de la température du sol à différentes profondeurs à Guangzhou, dans le sud de la Chine. Ils ont indiqué que la température du sous-sol augmente régulièrement et en douceur avec la profondeur. Popiel et al. [37] ont pris des mesures pour deux surfaces différentes du sol, à savoir un parking et une pelouse, à Poznan, en Pologne à des profondeurs différentes entre 0 et 7 m et entre 0 et 17 m. La température du sol pour la surface nue (parking) en-dessous de 1 m était environ 4 °C plus élevée que la surface couverte de gazon (pelouse). De plus, les variations de température à court terme disparaissent à une profondeur d'environ 1 m. La figure : I.3 montre le schéma général des distributions saisonnières et annuelles de la température du sol pour quelques sites.

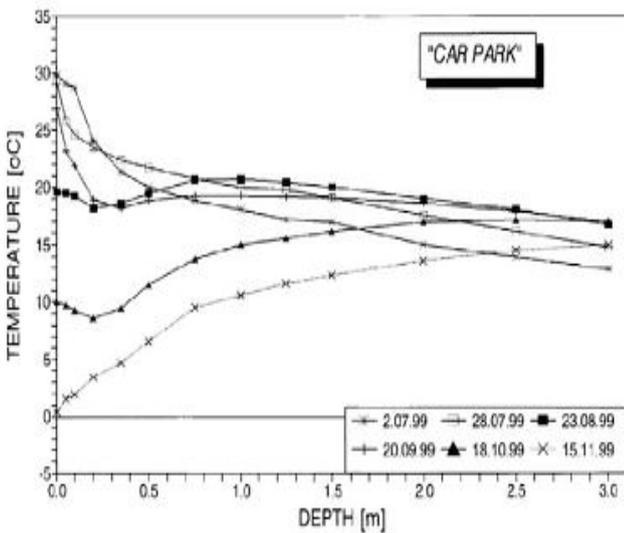
Lorsque la température du sous-sol pour des conditions de surface de terre nues/normales (ensoleillement sec) n'est pas dans la plage souhaitable (18 - 30 °C) pour le confort thermique, les conditions de surface sont modifiées pour amener la température dans la plage de chauffage/refroidissement des bâtiments. Les températures de surface ainsi que celles du sous-sol peuvent être considérablement modifiées en négligeant ou en améliorant les processus pris en compte dans l'équation du bilan énergétique. Bien que les stratégies de traitement pour la modification de la surface varient en fonction des conditions climatiques.



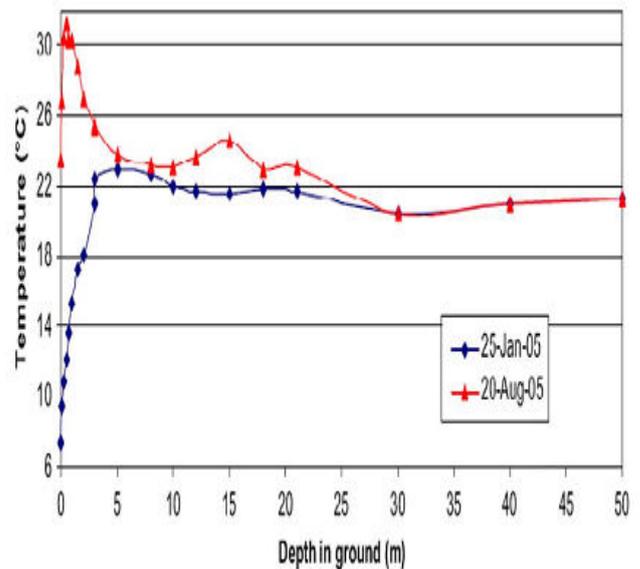
(a) Jinghai, Tianjin



(c) India



(b) Poznan



(d) Nicosia, Cyprus

**Figure : I.3** Distribution de la température du sol (a) [52], (b) [37], (c) [48], (d) [36].

Bansal et al. [49] ont estimé la température du sous-sol, sous différentes surfaces du sol recouvertes, à une profondeur de 4 m pour le climat composite de Delhi en Inde. La température maximale a été estimée à environ 53 °C pour un sol noir sec recouvert d'une feuille de verre, et la température minimale était d'environ 17,3 °C pour une surface de sol humide et ombragé.

Ghosal et al. [48] ont mesuré les variations journalières et mensuelles de la température du sol sous serre et à l'état de surface nue à Delhi. La température du sol à différentes profondeurs à l'intérieur de la serre a été observée 7 à 9 °C et 3 à 6 °C plus élevée que la surface nue pour les variations journalières et mensuelles, respectivement. Peu d'autres études ont suggéré d'ombrer,

d'humidifier et de recouvrir la surface de la terre avec des cailloux blancs ou de la chaux pour abaisser la température du sous-sol [9, 55,56]. De plus, l'irrigation nocturne de la surface du sol recouverte d'une couche de galets épais de 12 cm abaissait la température du sous-sol de 9 °C en été [55], tout en noircissant la surface du sol et/ou en la recouvrant de feuilles de plastique bon marché ont été suggérées pour augmenter la température [8]. De plus, l'effet d'autres traitements de surface (recouverts de chaux, de pierre et d'arbres) a été étudié de manière expérimentale [35].

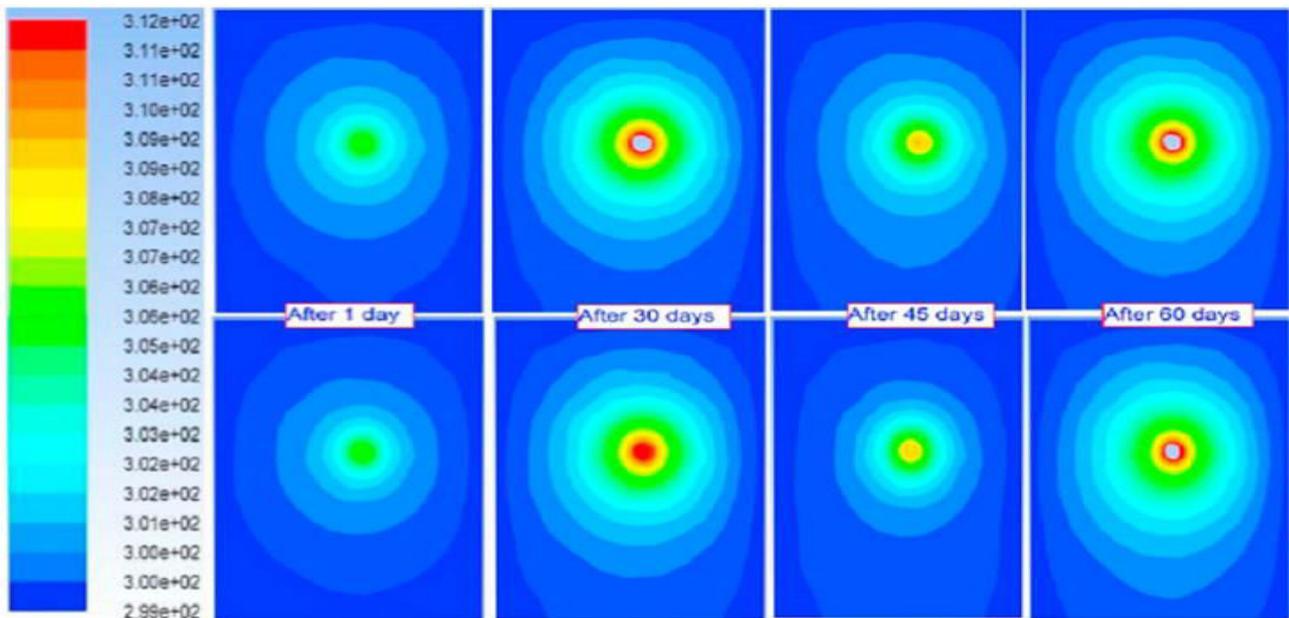
Récemment, Nassar et al. [38] ont mesuré la température du sol à une profondeur de 4,0 m à Tripoli en Libye pour des sols nus et secs recouverts de verre. Les températures moyennes pour les systèmes secs et recouverts de verre sec étaient respectivement de 21 et 46 ° C. Les températures maximales observées en Décembre et en Janvier ont été observées à 21,5 °C et 47 °C respectivement, alors que les températures minimales étaient de 19 °C et 44 °C en Mai et Juin respectivement.

Nur et al. [57] ont étudié la capacité du sol malaisien à appliquer l'EAHE. Cette recherche visait à prédire la température du sol pour différentes conditions de surface du sol. L'expérience a été mise en place sur le campus de l'Université islamique internationale de Malaisie à Gombak. Trois conditions de surface différentes du sol ont été prises en compte. Les conditions du sol étaient les suivantes: herbe nue et courte, protégées par des couches de bois recyclé et des couches isolées de pneus usés. Une analyse paramétrique estimait que la température du sol à une profondeur optimale a été réalisée pour déterminer l'état de surface du sol approprié. La simulation de cette étude a été réalisée dans le logiciel Energy Plus. La température du sol a été étudiée et il a été observé que la température du sol se situait entre 21,5 et 34,1 °C. Pour les sols ombragés avec une palette de bois et isolés avec des pneus usés, la température du sol était la plus froide des trois types. Lors de l'exécution de la simulation pour toutes les 3 conditions de surface du sol en tenant compte du rayonnement solaire, un sol ombragé avec une palette en bois et isolé avec des pneus usés donne les meilleurs résultats. Ainsi, une température du sol basse donne un meilleur échange thermique et une température de refroidissement plus élevée. Le refroidissement par l'EAHE est donc réalisable dans le climat de la Malaisie.

Derbel et Kanoun [58] ont étudié expérimentalement la température du sol à différentes profondeurs à Sfax en Tunisie. Un modèle thermique a été développé en tenant compte de toutes les propriétés du sol et d'autres facteurs météorologiques. Dans cette étude, différentes conductivités thermiques du sol ont été testées. Les résultats du modèle ont été validés par rapport à un montage expérimental [59]. Il a donc été conclu qu'à une certaine profondeur d'inhumation, la température du sol devient stable.

**Effet du tube EAHE sur la température du sous-sol:**

Anuj Mathur et al. [60] ont étudié et comparé la saturation thermique et la capacité d'auto-récupération du sol en mode de fonctionnement continu et intermittent. Leurs résultats ont indiqué que la température du sol peut être récupérée dans les deux cas en utilisant une conduction naturelle de la chaleur (transfert de chaleur du voisinage immédiat du tuyau) et une convection (recharge par air de purge traversant EAHE, c.-à-d en utilisant de l'air ambiant nocturne à basse température). De plus, la pénétration de la chaleur dans le sol était estimée davantage en fonctionnement intermittent qu'en continu (voir figure : I.4), tandis que la récupération de la température du sol était plus visible en mode de fonctionnement continu lorsque la température ambiante chutait. Les résultats de la figure : I.4 concernent un sol situé à 5 m de longueur de l'entrée du tuyau, en fonctionnement intermittent et continu après 1, 30, 45 et 60 jours d'opération.



**Figure : I.4** Contours des températures du sol (K) en mode opératoire intermittent (en dessus) et continu (en dessous) [60].

Niu et al. [61] ont utilisé la méthode du volume transitoire de contrôle pour étudier le mécanisme de transfert de chaleur en 2D. Le domaine informatique a été divisé en unités de contrôle et le bilan thermique a été appliqué. Il a été observé que la température du sol près du tube fluctuait plus que celui plus loin. La capacité de récupération diminue avec le temps et la distance.

Pfafferott [62] a analysé son système EAHE en Allemagne pendant un an. La température du tuyau entouré par le sol a été considérée comme un paramètre d'entrée de conception. Et il a été prédit que la récupération thermique du sol était suffisante pour conserver le niveau de performance. Trzaski et al. [63] ont simulé les mêmes résultats expérimentaux et prédit qu'il y avait peu de changement de température autour du sol après un an de fonctionnement continu.

## I.5.2 Etudes expérimentales

Nous allons présenter ci-dessous quelques études expérimentales sur les échangeurs de chaleur air-sol.

Goswami et al. [64] ont mené leur étude expérimentale à l'Université de Floride aux états unis d'Amérique. Le dispositif expérimental consistait en un tuyau en PVC de 30,5 m de longueur, enfoui à une profondeur de 2,75 m et d'un diamètre de 300 mm. Un ventilateur de 2000 W est utilisé pour transporter l'air dans un système EATHE en boucle ouverte. D'après cette étude, il a été suggéré qu'un diamètre de 30 mm pour un tuyau et de 200 à 250 mm pour plusieurs tuyaux pourrait permettre d'atteindre des performances optimales. De plus, il a été observé que les tuyaux de diamètre inférieur permettaient une chute de température plus importante, mais que la consommation de puissance du ventilateur était plus élevée.

Dubey et al. [65] ont présenté le résultat d'un système d'échangeur thermique air-sol avec des tuyaux en parallèle à Bhopal, en Inde. La configuration expérimentale consiste en trois nombres de tuyaux GI de 3 m de long chacun et de 0,064 m de diamètre interne. Les trois tuyaux sont connectés en parallèle à l'entrée et à la sortie communes. Les auteurs ont prédit que la différence de température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'EAHE varie de 8,6 à 4,1°C, lorsque la vitesse de l'air varie de 4,1 à 11,6 m/s et que le COP varie de 6,4 à 3,6. Ainsi, il a été observé qu'à des vitesses d'air inférieures, il en résulte une chute de température et un COP supérieur.

Bansal et al. [66, 67] ont mené leur expérience à Ajmer en Inde. Le dispositif expérimental consiste en deux tuyaux cylindriques horizontaux de 150 mm de diamètre chacun, d'une longueur et d'une profondeur d'enterrement de 23,42 m et de 2,7 m respectivement. Un tuyau cylindrique est en chlorure de polyvinyle (PVC) tandis que l'autre est en acier galvanisé. Les résultats expérimentaux montrent que les performances du système n'étaient pas affectées par le matériau du tuyau enterré ni en été ni en hiver. Cependant, le coût du projet était supérieur de 20 à 25% si de l'acier galvanisé était utilisé.

Mongkon et al. [68] ont présenté les résultats expérimentaux d'un système d'échangeur de chaleur horizontal air-sol destiné pour le refroidissement d'une serre agricole en Thaïlande. Les résultats de l'EAHE ont été obtenus pendant des jours typiques d'été, d'hiver et de mousson. Le dispositif expérimental consiste en un tuyau horizontal de 38,5 m de long et de 80 mm de diamètre, enterré à 1 m de profondeur. Les valeurs de COP étaient de 3,56, 2,04 et 0,77 pendant les jours d'été, d'hiver et de mousson respectivement. Les résultats expérimentaux indiquent que le COP du refroidissement était supérieur au COP du chauffage.

Abbaspour Fard et al. [69] ont mené leur étude expérimentale en Iran pour analyser la performance de l'échangeur EAHE en fonction des paramètres tels que la vitesse, la longueur, le diamètre, la profondeur et le matériau du tuyau de l'échangeur. Les essais expérimentaux ont touché tous les paramètres et ont conduit à un coefficient de performance pour le refroidissement et le chauffage de 5.5 et 3.5 respectivement.

Bisoniya et al. [70] ont testé leur installation expérimentale d'un EAHE à Bhopal en Inde. L'installation est composée de deux conduites en PVC de longueur de 9.114 m chacune et de diamètre intérieur de 101.6 mm montées en série. Pour une variation de la vitesse d'écoulement de 2 m/s à 5 m/s, la chute de la température variait de 12.9 °C à 11.3 °C. Il a été conclu qu'une vitesse de l'air plus faible entraînait une chute de température plus grande.

Rodrigues et al. [71] ont mené leur expérience sur un échangeur air-sol hybride avec un matériau à changement de phase (MCP) comme une alternative à la climatisation conventionnelle. Il a été conclu que l'effet combiné du système hybride augmente le rythme de refroidissement jusqu'à 47%.

La configuration expérimentale de Misra et al. [72] consiste en un système hybride EATHE avec un climatiseur de fenêtre. Le dispositif expérimental consiste en une conduite en PVC de 60 m de long et 100 mm de diamètre, enfouie dans le sol à une profondeur de 3,7 m. De l'air issu du EAHE était fourni aux serpentins du condenseur du climatiseur. Il a été conclu que ce mode hybride pouvait économiser une quantité d'énergie considérable.

Mogharreb et al. [73] ont achevé leur analyse expérimentale sur le système d'échangeur de chaleur air-sol en prenant deux variables indépendantes à savoir la superficie de la serre et le pourcentage de végétation couvrant l'échangeur EAHE. Le COP du système EAHE était plus élevé en mode refroidissement (4,32) qu'en mode chauffage (1,01). Il a été conclu que la couverture végétale avait un effet positif sur les performances de l'échangeur EAHE enterré pendant le chauffage et un effet négatif pendant le refroidissement.

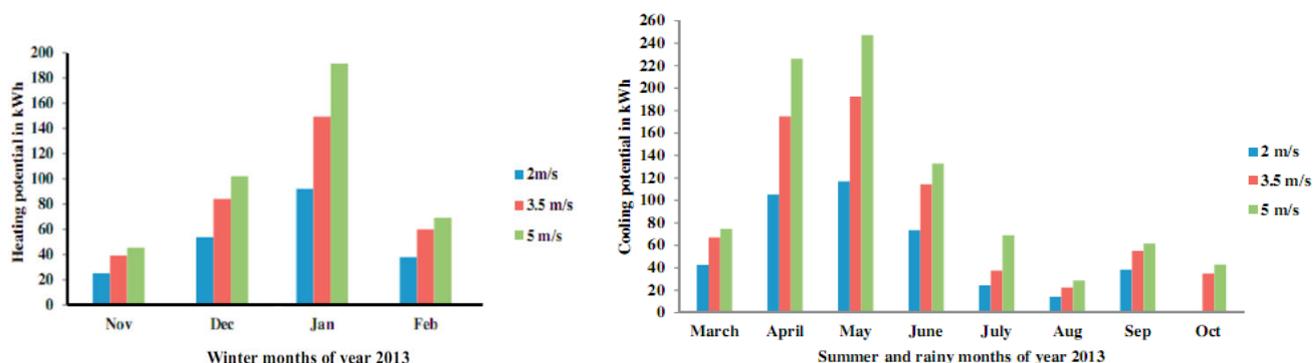
Shukla et al. [74] ont testé leur configuration expérimentale sur des maisons en adobe. Dans les conditions chaudes et sèches de New Delhi, le système EAHE a refroidi la pièce à 3 °C. Tandis que par temps froid, le système EAHE a chauffé la pièce à 6,5 °C mieux que les conditions normales. Cependant, la pièce avec ventilation croisée a fourni une température nettement inférieure à celle des pièces non traitées en l'absence du soleil pendant l'été ou de pointe en hiver. Ainsi, des modifications appropriées telles que la ventilation transversale, la configuration des murs, la surface de la terre, etc. améliorent les performances de l'échangeur EAHE.

Ascion et al. [75] et sur la base de leurs expériences ont conclu que l'on pouvait obtenir les meilleures performances énergétiques pour les sols humides en introduisant des tuyaux de plus de

50 m de long et enterrés à une profondeur de 3 m. Par ailleurs, Haghghi et al. [76] utilisaient un système hybride EATHE avec cheminée solaire et leurs résultats prédisent qu'un système EAHE de 500 mm de diamètre et de 25 m de long avec un entrefer de 200 mm dans une cheminée solaire améliorerait les performances du système de chauffage hybride air-sol.

Balghouthi et al. [77] ont étudié expérimentalement le comportement thermique et hydrique des sols secs et humides chauffés par des tubes capillaires enfouis. Ils ont conclu que l'amplitude de la température de surface était supérieure dans un sol humide par rapport à un sol sec. Aussi Chel et al. [78] ont terminé leurs expériences sur le système EAHE intégré au système d'énergie photovoltaïque de 2320 W dans le parc d'énergie de New Delhi, en Inde. Ces intégrations avaient un potentiel d'économie d'énergie allant jusqu'à 50%.

Bisoniya et al. [79] prédisent les matrices d'énergie d'un système d'échangeur de chaleur air-sol pour les conditions climatiques chaudes et sèches en Inde. Ils ont conclu que les potentiels maximum de chauffage et de refroidissement d'un échangeur EAHE obtenus en janvier et en mai, respectivement, sont illustrés à la figure : I.5. La production annuelle totale d'énergie du système EAHE pour une vitesse d'écoulement de l'air de 5 m/s a été trouvée 1290,53 kWh. Et le retour sur investissement du système EAHE a été calculé à 1,29 an (15 mois et 15 jours).



**Figure : I.5** Potentiel annuel du chauffage/refroidissement pour l'année 2013, [79]

Jakhar et al. [80] ont trouvé que le potentiel de chauffage d'un système EAHE augmente de 1217 kWh à 1280 kWh quand il est couplé avec un tube solaire de chauffage avec une élévation de température de la chambre de 1.1-3.5 °C. Le COP du système a augmenté jusqu'à 4.57 quand il est couplé avec un tube solaire de chauffage.

Woodson et al. [81] ont mené une étude expérimentale sur un système EAHE à Ouagadougou, au Burkina Faso. Le dispositif expérimental était un système en boucle ouverte d'une longueur de 25 m et d'un diamètre de 0,125 m, posé de manière incurvée à une profondeur de 1,5 m. Ce système avait deux entrées d'air situées à 15 et 25 m de la sortie de l'échangeur de chaleur air-sol. Il a été

démonstré que l'EAHE étudié peut refroidir l'air aspiré de plus de 7,5 °C. De plus, malgré les températures extérieures extrêmes, qui variaient de 25 °C à 43 °C, la température du sol à une profondeur de 1,5 m est restée à environ 30,4 °C. Les auteurs ont élaboré un modèle théorique qui a pu prédire avec précision la température du sol souterrain, mais il n'a pas pu prédire avec précision la différence entre la température dans le tube et l'air extérieur.

Misra et al. [82] ont prédit que le rapport d'efficacité énergétique minimum pour le modèle prototype était d'environ 3,78. Et ce rapport était équivalent au classement Energy Star 5, qui est le système le plus efficace. Le potentiel d'économie d'énergie du modèle avant et après l'intégration de l'échangeur EAHE a été analysé et a été trouvé aux alentours de 5000 et 20 000 Wh / semaine, respectivement. Cette augmentation du potentiel d'économie d'énergie du modèle grâce à l'échangeur EAHE entraîne une réduction des émissions de CO<sub>2</sub> si elle est mise en œuvre dans les bâtiments résidentiels, commerciaux et industriels. Ainsi, le crédit annuel de carbone de ces bâtiments peut être réduit considérablement. L'analyse du coût du cycle de vie du modèle montre également que le temps de retour sur investissement est d'environ 3 à 4 ans pour l'investissement dans le système EAHE.

Sodha et al. [83] ont mené une étude sur les effets expérimentaux de divers traitements de surface de la terre sur les performances thermiques du système EAHE couplé à une salle occupée en Inde. Le traitement de surface de la terre a été effectué par ombrage et mouillage. Il a été prédit que les traitements de surface de la terre pourraient économiser une énorme quantité d'énergie. Alors que Li et al. [84] ont testé leur configuration expérimentale en Chine. Il a été constaté que les conditions géographiques et climatiques affectaient les performances des échangeurs de chaleur air-sol.

Ozegener et al. [21] ont réalisé une installation expérimentale d'un tunnel d'air souterrain pour le refroidissement d'une serre en Turquie. Avec une température ambiante de 18,67 °C et une humidité relative de 48,16%, il a été constaté que la température moyenne dans les serres était de 21,5 °C et l'humidité relative de 40%. Les résultats ont montré que le potentiel de chauffage moyen obtenu à partir de l'installation était de 7,67 kW. Ainsi, les auteurs ont conclu qu'une utilisation efficace de l'EAHE avec une technologie appropriée est bénéfique pour le climat de la Turquie.

Vaz et al. [12] ont envisagé une étude expérimentale et une simulation numérique pour réduire la consommation d'énergie conventionnelle. L'expérience a été mise en place à Viamas, au Brésil. La solution numérique a été obtenue sur la base de la méthode des volumes finis et la turbulence a été traitée avec le modèle de contraintes de Reynolds. La modélisation numérique a été réalisée à l'aide de GAMBIT et FLUENT. Les solutions numériques ont été validées par rapport aux résultats expérimentaux. La variation de la température des trois conduits montre que lors du déplacement

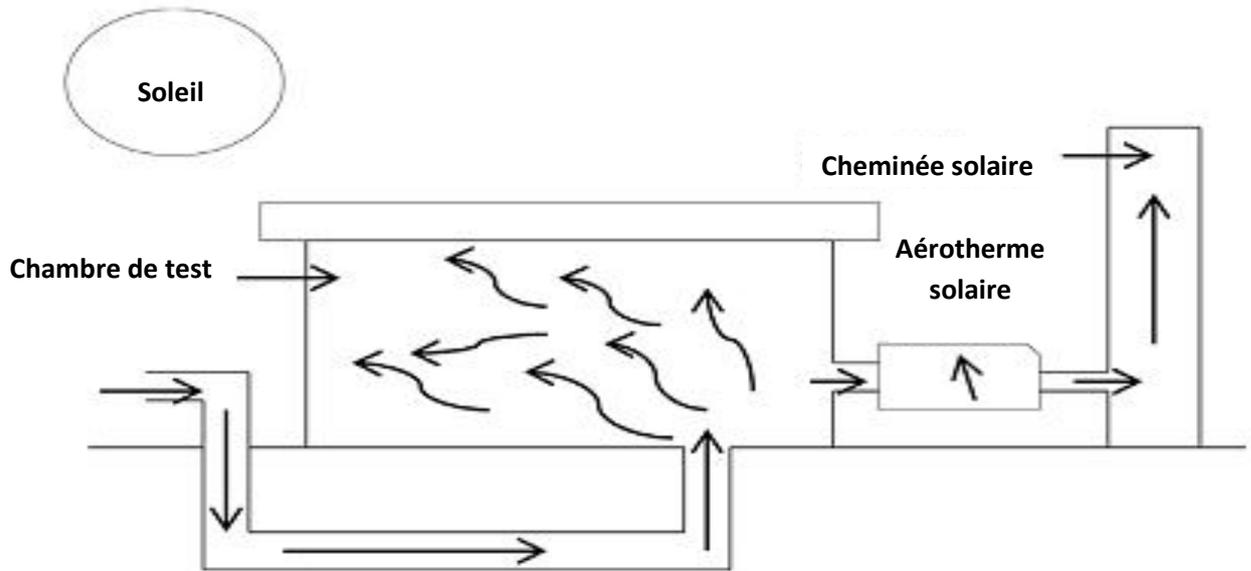
sur toute la longueur, la magnitude de la température de l'air dans la même température du sol diminue. Il y avait une différence de 15% avec le modèle numérique proposé lors de la validation. En outre, il a été constaté que si la profondeur était supérieure à 2 m, le potentiel de chauffage et de refroidissement était supérieur de 8 °C et 4 °C respectivement.

Vaz et al [85] ont étudié expérimentalement le potentiel thermique d'un échangeur EAHE en vue d'un placement à Viamão, au sud du Brésil. Trois conduits indépendants sont enfouis dans le sol, les conduits A et B sont installés à une profondeur de 1,60 m et à une distance de 0,60 m, tandis que le conduit C est installé à une profondeur de 0,50 m. Les conditions thermiques d'un bâtiment nommé Casa Ventura sont améliorées avec l'EAHE. Les températures du sol, de l'air extérieur et dans les conduits enterrés dans plusieurs positions sont acquises le long d'une année (2007). L'objectif principal était la présentation du comportement transitoire de la température pour l'air extérieur, le sol et les conduits enterrés, ainsi que les meilleures périodes d'utilisation du dispositif. Les résultats ont montré que les mois de mai et février étaient les meilleurs pour chauffer et refroidir l'air utilisé à Casa Ventura, respectivement. De plus, il a été développée une base de données complète sur les températures transitoires du sol, de l'air extérieur et à l'intérieur du bâtiment.

Yu et al. [86] ont étudié un tube enterré couplé avec une cheminée solaire à Omaha, USA. Trois tests expérimentaux ont été menés en série (passive, active et passive). Dans cette expérience, l'analyse a permis de déterminer les conditions de l'air intérieur, la température du sol et le potentiel de refroidissement. La conception de la charge de refroidissement a été réalisée à l'aide du logiciel TRACE 700. Ce système hybride a été conçu pour assurer le refroidissement et la ventilation des installations d'essais de recherche sur l'énergie solaire. L'expérience surveillait les modes de refroidissement naturel (passif) et forcé. Pendant les modes de refroidissement passifs, le débit d'air variait de 0 à 500 m<sup>3</sup>/h. Ainsi, un collecteur solaire couplé à la cheminée solaire est capable de fournir une force de refroidissement suffisante pour un système géothermique couplé à cette cheminée. Pour les modes de refroidissement forcé, le débit d'air était constant avec une valeur de 2750 m<sup>3</sup>/h. Pour l'analyse du confort thermique, le vote moyen prédit (PMV) et le pourcentage de personnes prédites dissipées (PPD) ont été évalués. Le résultat montre que la condition de l'air intérieur en mode d'écoulement d'air passif était plus agréable que le mode d'écoulement d'air forcé. Pour l'analyse de la température du sol, le profil de température à différentes profondeurs a été étudié et il a été observé que pendant le mode de circulation d'air forcé, la température du sol augmente quelle que soit la profondeur. Ainsi, la condition intérieure était plus stable pour les modes de refroidissement passifs que les modes de refroidissement actifs.

Li et al. [87] ont réalisé dans la région de Harbin une expérience portant sur un système de climatisation pour zones froides fournissant directement l'énergie froide stockée dans le sol. La période de fonctionnement a eu lieu en été 2006. Les paramètres de performance tels que la profondeur moyenne du taux de rejet de chaleur du trou de forage et le facteur de performance saisonnière de refroidissement (CSPF) ont été étudiés. Le système comprend un échangeur de chaleur au sol et un ventilo-convecteur intérieur. Le fluide en circulation considéré était de l'eau. Afin de réduire l'influence thermique du bâtiment sur le sol, le forage a été réalisé à 7 m à l'extérieur des murs. Le taux de rejet de chaleur par unité de profondeur de forage variait entre 40 et 100 W/m. Les caractéristiques de refroidissement sont divisées en caractéristiques de refroidissement quotidiennes et en caractéristiques de refroidissement saisonnières. Sur une base quotidienne, la capacité de refroidissement maximale est atteinte le deuxième jour. La température du sol augmente rapidement au début mais devient stable à un stade ultérieur. Il y a eu une augmentation du refroidissement de 0,75 °C au cours des 45 derniers jours. Toutes les heures, la puissance frigorifique maximale est atteinte à la première heure et la capacité frigorifique minimale à la dixième heure avec un rapport de 0,81. Ainsi, l'augmentation de la température du sol est initialement faible à différentes profondeurs et devient progressivement plus rapide.

Li et al. [88] ont étudié un EAHE couplé à une cheminée solaire. Le schéma de principe de l'installation expérimentale est présenté à la figure : I.6. Le collecteur solaire est utilisé pour connecter la cheminée solaire au bâtiment. Le système consiste en un tuyau EAHE dont une extrémité est exposée à l'extérieur et l'autre extrémité au côté intérieur. La configuration expérimentale a été réalisée sur une installation de test à l'Université de Nebraska. La cheminée solaire a été conçue de manière à compenser les pertes de charge dues à EAHE. On a constaté que moins de fluctuations de température étaient observées pour les profondeurs plus grandes. La différence de température maximale a été observée à 2,9 m de profondeur. Au cours du test de l'écoulement naturel d'air, le système couplé a été en mesure de maintenir les conditions de confort thermique intérieur ambiant dans une plage favorable conforme à la norme ASHRAE en matière de confort thermique. La température de l'air intérieur a été maintenue dans une plage allant de 21,3 à 25,1 °C, tandis que le taux d'humidité intérieure a été maintenu dans une plage allant de 50 à 78%. Le système couplé offrait un potentiel de refroidissement acceptable. Le potentiel de refroidissement maximal de l'EAHE au cours de cet essai était de 3308 W, tandis que celui du système couplé était de 2582 W, ce qui couvrait presque la charge de refroidissement du bâtiment. En mode d'écoulement naturel d'air, il est constaté que l'augmentation de la température de l'air extérieur et du rayonnement solaire augmente le tirage naturel de la cheminée solaire et le débit d'air dans le bâtiment, ce qui accroît la capacité de refroidissement du bâtiment.



**Figure : I.6.** Schéma d'un échangeur EAHE couplé à une cheminée solaire [88].

Khabbaz et al. [89] ont introduit le système EAHE pour le refroidissement d'un immeuble résidentiel situé à Marrakech (Maroc). Le système était composé de trois tuyaux en PVC parallèles d'une longueur de 72 m et d'un diamètre de 15 cm, enterrés à une profondeur de 2,2 à 3,2 m. Ils ont supposé que le système produisait une température de l'air de 25 °C avec une température extérieure de 40 °C. Il a été constaté que la réduction des amplitudes annuelles et quotidiennes de la température de l'air diminuait de manière exponentielle en fonction de la longueur de la conduite et de la longueur caractéristique. Encore une fois, des simulations pour ce système ont également été effectuées pour le système EAHE dans TRNSYS. Il y avait un bon accord entre les résultats expérimentaux et simulés. Les résultats simulés indiquaient une chute de température maximale de 19,5 °C. Il a donc été conclu que le système EAHE était avantageux pour l'utilisation dans les conditions climatiques de Marrakech (Maroc).

Darkwa et al. [90] ont installé un système EAHE dans le centre pour les technologies énergétiques durables (CSET) de l'université de Nottingham afin d'étudier théoriquement et expérimentalement l'efficacité de ce système. L'étude a également examiné les autres facteurs susceptibles d'affecter les performances du système en climat chaud et humide. D'après les résultats, il a été conclu que ce système était efficacement utilisé dans les bâtiments pour des économies d'énergie. Il a également été observé qu'en mars et juillet 2010, le système EAHE a été en mesure de contribuer respectivement de 62% et 86% des pics de charge de chauffage et de climatisation et a également atteint les COP correspondants 3,2 et 3,53. Le taux d'humidité relative moyen pendant la période de chauffage a été réduite de 10%, tandis qu'en été, le taux d'humidité moyen a augmenté de 15% et a été attribué à un niveau élevé d'échanges de chaleur latente dans l'EAHE.

Serres et al. [91] ont enquêté sur un bâtiment en France doté de deux dispositifs permettant d'économiser de l'énergie, à savoir un échangeur EAHE et un toit ventilé. Le toit ventilé était composé d'un revêtement en fer avec un matériau isolant de 0,08 m d'épaisseur. Le deuxième appareil était un EAHE enfouie à 1,7 m de profondeur. Les tubes étaient en plastique ayant des diamètres différents. Pendant les hivers, l'air provenant du toit ventilé fait circuler l'EAHE avant d'être soufflé dans le bâtiment. En été, l'air était directement extrait du toit ventilé ou du système de canalisations enterré pour être expulsé à l'extérieur. Il a été démontré que l'optimisation de l'introduction d'air dans le gymnase n'a aucune influence sur la consommation d'énergie du bâtiment pour un climat plutôt froid. Par contre, avec un climat plus chaud, des économies d'énergie considérables peuvent être obtenues.

Singh et al. [92] ont conçu un EAHE pour déterminer les charges de chauffage et de refroidissement d'une salle de classe. Les conduits ont été posés en zigzag avec une combinaison de PVC et de fer, une section transversale carrée pour le tuyau métallique et une section ronde pour le PVC. La charge de refroidissement a été trouvée en utilisant la méthode CLTD. Le conduit principal était divisé en 3 parties; l'entrée et la sortie étaient en PVC et les sections restantes en fer galvanisé. Les simulations ont été effectuées dans ANSYS. Les résultats ont montré que le profil de température a changé à la sortie de la section métallique. L'air dans la partie axiale est plus chaud que l'air près de la couche limite de 2 °C, car la partie interne est moins convectée. Une fois toutes les variables prises en compte, la configuration finale du tunnel auriculaire a été réalisée à l'aide du logiciel CATIA. Le prototype a été utilisé à différentes saisons. Le prototype affichait un COP maximum de 3,9 pendant la saison estivale, ce qui était supérieur à un COP de 2,1 pendant la saison hivernale. On a constaté que l'effet de refroidissement maximal du prototype était de 2,6 kW. Ainsi, on a pu conclure que l'EAHE est plus utile pendant la saison estivale que pendant la saison hivernale pour le climat du Punjab, en Inde.

Soni et al. [93] ont mené une expérience visant à réduire la consommation d'énergie d'un climatiseur 1,5 TR couplé à un EAHE. Pour l'expérience, trois arrangements différents ont été envisagés : I le climatiseur, II climatiseur + EAHE et III EAHE. Les techniques d'analyse économique telles que la période de récupération ont également été évaluées. Il a été observé que dans l'arrangement II, la température du tube de condenseur était réduite de 10% par rapport à la température du tube de condenseur I. Les résultats indiquaient que l'arrangement III était utile en termes de réduction de la puissance pendant les jours d'été. À une vitesse comprise entre 5 et 7 m/s, l'arrangement EAHE a donné des résultats optimaux. Pour les matrices d'énergie, le temps total d'émission de particules pour l'arrangement II était de 604,3 jours et l'arrangement III, était de 362,6 jours tandis que les émissions de CO<sub>2</sub> pour l'arrangement II étaient de 5 425,92 kg et pour

l'arrangement III, étaient de 9043,2 kg. Ainsi, le dispositif II est rentable à utiliser pour réduire les émissions de CO<sub>2</sub>.

### I.5.3 Etudes théoriques

De nombreuses recherches ont été menées pour développer des modèles analytiques et numériques pour l'analyse des différents types d'échangeur EAHE. Un certain nombre d'outils de modélisation informatique sont disponibles dans le marché. Energy Plus et TRNSYS ont des modules de l'échangeur EAHE qui fonctionnent bien; Cependant, ce sont des outils d'analyse et ne sont pas utilisés rapidement pour la conception. Actuellement, la dynamique des fluides numérique (CFD) est très populaire entre les chercheurs pour la modélisation et l'analyse des performances des systèmes EAHE, car elle utilise une règle très simple de discrétisation de l'ensemble du système dans des petits réseaux et d'équations de gouvernance appliquées à ces éléments discrets pour obtenir des solutions numériques concernant les faibles paramètres, la répartition de la pression et les gradients de température dans le moindre de temps et à un coût raisonnable en raison de la réduction du travail expérimental requis. Les différentes études analytiques sur les échangeurs de chaleur air-sol sont discutées ci-dessous.

Krarti et Kreider [94] ont étudié la performance énergétique des EAHE en développant un modèle analytique simplifié. Après quelques jours de fonctionnement, ils ont supposé que le système atteignait un comportement périodique et quasi permanent. De plus, le modèle était valide lorsque de la condensation se produisait à l'intérieur du tube. Les effets de chauffage et de refroidissement du système ont également été étudiés. Pour l'étude du diamètre hydraulique et du débit d'air, un modèle paramétrique a été développé. Il a été constaté que l'augmentation du diamètre de la conduite est préférable pour obtenir un débit d'air approprié.

Su et al. [95] ont développé un modèle numérique pour un échangeur air-sol (roche) profondément enfoui. Un sous-modèle transitoire implicite de convection-diffusion à une dimension décrivait la température et l'humidité de l'air, et un sous-modèle de conduction thermique calculait la température de la roche. Un algorithme de calcul séquentiel a été utilisé pour résoudre le modèle numériquement. La précision de ce modèle numérique a été vérifiée par comparaison des températures de l'air et des roches et de l'humidité relative entre les résultats numériques et les données de test.

G Gan [96,97] a résolu numériquement les équations tridimensionnelles de conservation d'énergie et de masse pour le transfert de chaleur et de masse dans le sol en utilisant la méthode transitoire du volume de contrôle. Il a étudié les performances thermiques des EAHE pour la

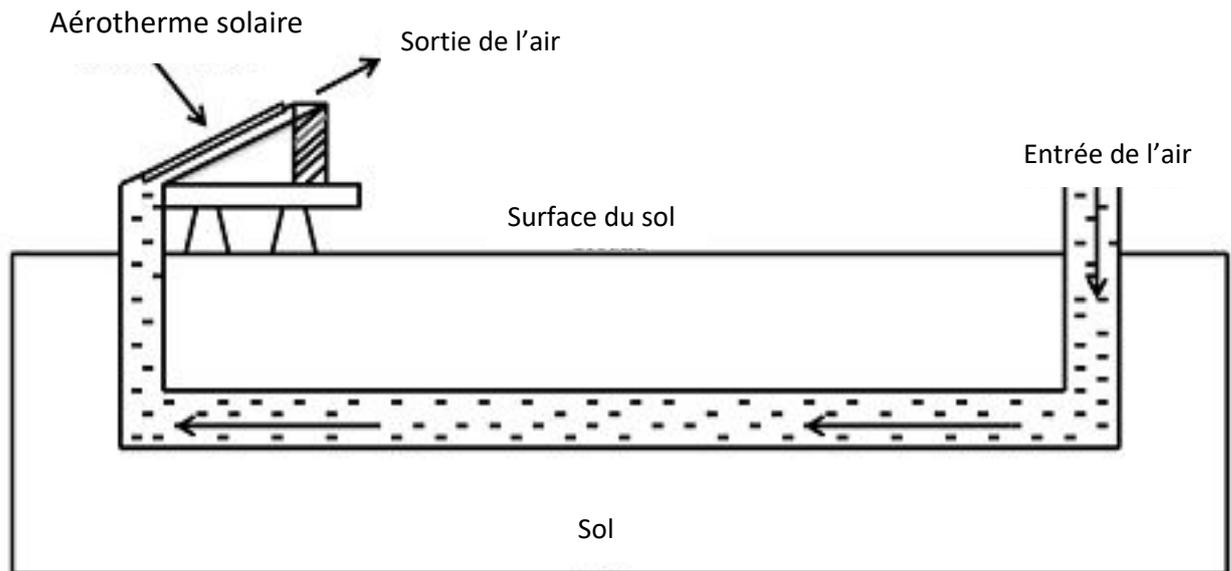
ventilation de bâtiments en utilisant des variations dynamiques des conditions climatiques, de la charge et du sol. Les températures de l'air et du sol qui fluctuent périodiquement peuvent amener les échangeurs EAHE à travailler dans un environnement thermique harmonique.

Niu et al. [61] ont utilisé une méthode transitoire du volume de contrôle pour traiter le mécanisme de transfert de chaleur dynamique à deux dimensions des échangeurs EAHE. Ils ont divisé le domaine de calcul du sol en unités de contrôle dans les directions axiale et radiale. Les auteurs ont trouvé que la température du sol et le potentiel de refroidissement peuvent être récupérés pendant le temps d'inactivité en mode de fonctionnement intermittent. La capacité de récupération du sol diminue progressivement le long de l'axe du tube, loin de l'entrée avec l'augmentation de la température du sol. Ces résultats numériques ont été comparés aux données expérimentales mesurées dans une installation expérimentale existante.

Shukla et al. [98] ont calculé les performances du système EAHE enterré à 1500 mm de profondeur à New Delhi, en Inde. Ils ont développé un modèle mathématique à l'état quasi-stationnaire et il a été observé que les températures montaient et descendaient de 8,9 °C et 5,9 °C en hiver et en été respectivement. De plus, l'analyse mathématique avait montré qu'il y avait un bon accord entre les mesures expérimentales et les résultats théoriques.

Sethi et al. [99] ont étudié un système d'échangeur de chaleur à écoulement de cavité d'aquifère associé à une serre agricole en utilisant C ++, puis ont validé expérimentalement les résultats à Chandigarh en Inde. Il a été observé que les résultats prévus et calculés étaient en bon accord les uns avec les autres.

Kaushal et al. [100] ont utilisé la méthode des volumes finis pour étudier le potentiel thermique d'un système d'échangeur EAHE hybride. Cette étude a également utilisé la méthode de surface de réponse pour optimiser les paramètres de processus avec Ansys Fluent. Les résultats numériques sont comparés à un système EAHE seulement. L'EAHE était couplé à un aérotherme solaire. Le schéma de principe de l'installation est donné à la figure : I.7. Les contours de la température le long de la longueur ont été étudiés et ont montré que la température augmente avec l'augmentation de la longueur. Les résultats de l'EAHE uniquement ont été validés par rapport aux données rapportées par Bansal [101]. Les résultats du système hybride (HEAHE) ont été validés par rapport à l'expérience mise en place. La méthodologie de la surface de réponse utilise le test F (Fisher) et la technique ANOVA (ANalysis-Of-Variance) pour estimer les facteurs ayant une incidence sur les variables d'entrée. Les résultats ont montré que le gain de chaleur solaire diminue avec l'augmentation de la température. Ils ont montré que pour l'HEAHE, la chute de température était maximale. Ainsi, le système hybride affichait de bonnes performances que celui de l'EAHE uniquement.



**Figure : I.7** Schéma d'un échangeur EAHE avec SAHD [100].

Khalajzadeh et al. [102] ont étudié les performances thermiques d'un système d'échangeur de chaleur hybride air-sol avec refroidissement indirect par vaporisation pendant l'été en Iran. Un système hybride d'échangeur de chaleur air-sol simulé sur un modèle CFD tridimensionnel et ont trouvé que ce système hybride était plus efficace qu'un système d'échangeur EAHE individuel. Ainsi, les systèmes hybrides améliorent l'efficacité globale de l'échangeur EAHE.

Breesch et al. [103] ont développé un modèle de simulation en trois dimensions sur TRNSYS-COMIS en Belgique. Ils ont comparé ses résultats avec des résultats expérimentaux et ont prédit que la ventilation par la lumière du jour était plus efficace que le système EAHE pour améliorer le confort thermique en été.

Ghosal et al. [104] ont généré un modèle pour étudier les performances thermiques d'un système EAHE connecté avec une serre à IIT Delhi, en Inde. Il a été prédit que, en serre, en réduisant le diamètre de la conduite et le débit massique, sa température augmentait en hiver. Un accord raisonnable a été trouvé entre les valeurs observées expérimentalement et les valeurs prédites de la température de l'air en serre.

Bansal et al. [105] ont validé le système hybride EAHE associé à un refroidisseur par évaporation en utilisant un modèle tridimensionnel basé sur la dynamique des fluides numérique transitoire et implicite pour l'étude économique de la combinaison du système EAHE avec un refroidissement par évaporation. Et il a été conclu que le temps de retour sur investissement avec un ventilateur à haute efficacité énergétique était de deux ans minimum, ce qui était inférieur à tout autre type. Le terme facteur de dégradation (derating factor) pour EAHE était associé à l'évaluation de la dégradation de la performance thermique de l'EAHE dans plusieurs conditions de travail. Il a

été prédit que le facteur de dégradation jouait un rôle très important dans l'évaluation de la performance du système EAHE. Ils ont conclu que le facteur de dégradation dépend principalement de la conductivité du sol, de la durée de fonctionnement et de la longueur du tube enterré [106].

Abdelkrim et al. [107] ont analysé deux paramètres, à savoir le nombre de Reynolds et le facteur de forme permettant de prédire les performances du système EAHE et de valider les résultats expérimentaux, complétés par un modèle numérique stationnaire à une dimension. Cependant, Singh [108] a développé un modèle mathématique unidimensionnel pour évaluer l'efficacité de l'EAHE utilisé pour le confort thermique d'espace occupé. Il a été conclu que les tuyaux en PVC avaient les mêmes performances que les tuyaux en béton.

Benhammou et al. [109] ont développé un modèle unidimensionnel pour étudier le comportement transitoire de l'échangeur EAHE. Leur modèle a été validé par les résultats théoriques et expérimentaux obtenus par Bansal et al. [110] en utilisant un modèle transitoire et implicite basé sur la dynamique des fluides numérique (CFD) dans l'environnement de FLUENT. Ils ont prédit que l'efficacité moyenne quotidienne augmente lorsque la longueur du tuyau augmente, mais l'efficacité commence à diminuer lorsque la section transversale du tuyau ou la vitesse de l'air augmente. Ils ont observé également que le COP diminuait considérablement avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air.

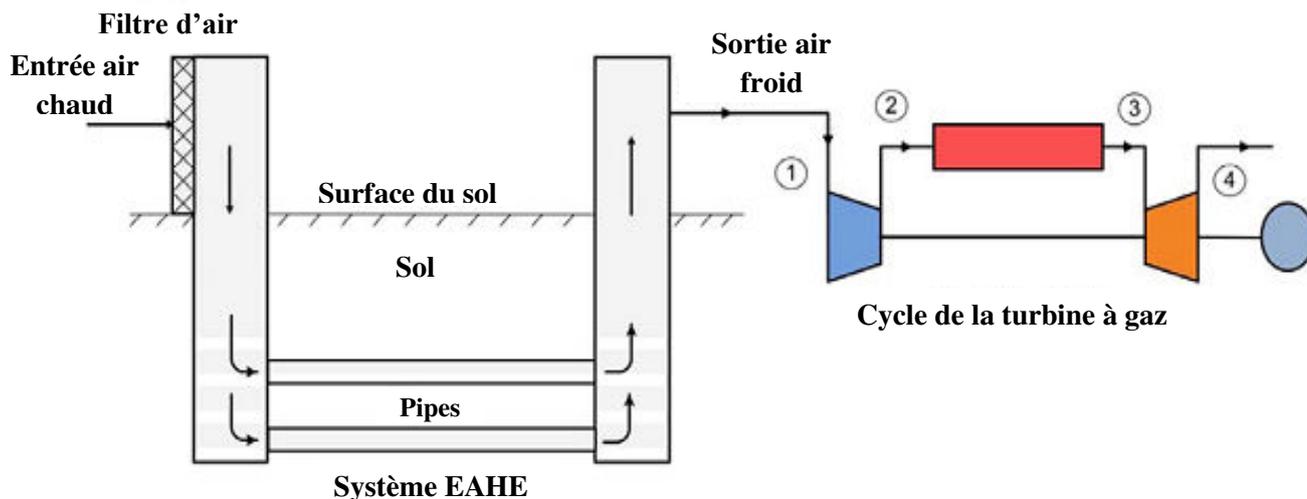
Yang et al. [111] ont prédit la performance de l'échangeur EAHE soumise à des environnements thermiques harmoniques. Les signaux de température harmoniques sont transmis à la fois à l'entrée du tuyau et à la surface du sol sont intégrés au modèle au moyen de la «température fluctuante excessive». L'amortissement en amplitude et le déphasage de la température de l'air EAHE pour les cycles fluctuants annuels et quotidiens sont dérivés en tant qu'expressions explicites. Les résultats analytiques sont validés par des simulations numériques. Le modèle est appliqué dans une région d'été chaud / hiver froid. Les résultats indiquent qu'un EAHE enfoui profondément peut réduire la température de l'air de 7 °C en un jour d'été. Les potentiels maximales de refroidissement ou de chauffage se produisent pendant les saisons de transition printemps/été ou automne/hiver. L'utilisation d'un EAHE peut créer un potentiel de refroidissement ou de chauffage de 3 000 W.

Yassine et al. [112] ont couplé un EAHE avec un système de ventilation mécanique pour assurer le confort thermique d'une maison typique au Liban. L'étude visait à utiliser des matériaux topiques tels que le Béton de chanvre et le carton de paille. Pour contrôler la quantité d'air de ventilation, les auteurs ont utilisé la méthode PID (Proportional Integral Derivation). La maison était divisée en 2 zones thermiques: Living zone et Bedroom zone. Comme recommandé par ASHRAE, la limite inférieure du débit d'air était de 7,5 ACH (Air Change / Heure) et le débit

maximale de 25 ACH. Pendant l'occupation, le contrôleur PID a été activé pendant les hivers où  $T_r < T_{win}$ , alors la température de sortie de l'échangeur EAHE  $T_{a,eahe,o}$  peut modérer la température intérieure tout comme  $T_{a,eahe,o} > T_r$ . De nouveau, le contrôleur a été activé pendant les étés lorsque  $T_r > T_{sum}$  afin que la température extérieure puisse modérer la température intérieure. L'équation des bilans énergétique et massique a été résolue pour prévoir la température de l'air intérieur de chaque zone. Le programme a été développé à l'aide de MATLAB et a été validé par TRNSYS (2009). Il a été observé qu'il y avait une différence de 4% entre les températures spatiales obtenues numériquement et les températures spatiales prédites par TRNSYS.

Serageldin et al. [113] ont mené une expérience pour les conditions météorologiques en Égypte, où la distribution de la température du sol a été étudiée. Un modèle quasi mathématique 1D instationnaire a été développé pour l'équation d'énergie en utilisant MATLAB. Une analyse CFD a été réalisée pour estimer la température de l'air et du sol. Les résultats mathématiques et de simulation ont été validés par rapport aux résultats expérimentaux. De plus, un modèle mathématique a été développé pour prédire le profil de température sur la longueur et dans le temps. Une méthode de différence finie explicite a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent que la température d'entrée est influencée par la température ambiante et la température de sortie est influencée par la température du sol. De plus, à mesure que la longueur du tuyau augmente, la température à l'intérieur du tuyau augmente mais diminue à la sortie en raison des pertes de chaleur dans l'environnement. Les simulations CFD indiquent que la température augmente avec la profondeur pendant les hivers et inversement. De plus, une étude paramétrique a été menée pour étudier les paramètres de conception pris en compte dans la simulation. Les résultats de l'étude montrent qu'au fur et à mesure que le diamètre du tuyau augmente, la température de l'air diminue, ce qui diminue le transfert de chaleur par convection. L'effet de la variation de la température de sortie pour 3 matériaux de conduite différents a également été pris en compte. Il en ressort que les températures de sortie des 3 matériaux de la conduite étaient similaires. Ainsi, le matériau du tuyau a moins d'effet sur les performances de l'échangeur EAHE.

Barakat et al. [114] ont étudié l'application d'un échangeur EAHE à l'entrée d'une turbine à gaz, comme illustré sur la figure : I.8. Les performances thermiques d'EAHE, un modèle 1D transitoire, ont été développées à l'aide de MATLAB. Un modèle mathématique a été validé par rapport à une étude expérimentale menée à la centrale électrique de Damietta, en Caroline du Nord, aux États-Unis. La consommation de carburant a été évaluée et a révélé une baisse de 4,4% lors de l'utilisation d'EAHE comme entrée de la turbine à gaz. Ainsi, un tube plus long, un diamètre plus petit, placé en profondeur et une faible vitesse de l'air d'admission donnent une température de sortie plus basse en utilisant EAHE, ce qui augmente la puissance de sortie.



**Figure : I.8** Schéma d'un échangeur EAHE installé avec une turbine gaz [114].

Uddin et al. [115] ont étudié les performances d'un échangeur EAHE pour maintenir le confort thermique au Bangladesh. L'analyse de l'énergie au cours du cycle de vie et des émissions des Gaz à Effet de Serre (GES) a été réalisée à l'aide d'une évaluation «du berceau au tombeau». L'expérience a été menée dans un bureau pendant 2 saisons: hiver (11 °C, 91% HR) et été (34 °C, 77% HR) avec un AC de 1 TR déjà présente dans la pièce. Un petit ventilateur de 30W a été placé pour assurer le flux d'air à travers le serpentin. Pour l'analyse du berceau au tombeau, 4 étapes ont été considérées. Stade I: extraction de la matière première, Stade II: fabrication du matériau de l'échangeur de chaleur [PVC et MS]. Étape III: installation et utilisation et Étape IV: élimination en fin de vie. Les performances thermiques ont été estimées pour les deux saisons et les résultats ont montré que la température de sortie se situait autour de 23–24 °C pour les deux saisons. Cependant, l'humidité de sortie en hiver était de 45 à 50% et l'humidité relative de 30 à 70% en été. Dans l'analyse du cycle de vie, l'énergie totale du cycle de vie du PVC = 307 MJ et de la MS = 96,4 MJ. Ainsi, le tuyau MS peut être utilisé comme matériau de tuyau du point de vue de l'énergie du cycle de vie, car le MS génère moins d'énergie que le PVC. Dans l'analyse des GES, il a été observé que l'ampleur des émissions du MS est inférieure à celle du PVC. En outre, les émissions de CO<sub>2</sub> pour le PVC et le MS étaient respectivement de 86 kg et 20 kg. Ainsi, la MS est préférable au PVC pour les deux cas. Comme indiqué avant 1 TR d'AC consomme 9,6 kWh d'énergie par jour. Lorsque l'échangeur EAHE est couplé à un AC, il économise jusqu'à 288 kWh par mois pendant les deux saisons. Ainsi, utiliser AC avec EAHE économise plus d'énergie qu'un simple AC.

Gan et al. [116] ont formulé un modèle en Fortran pour étudier la performance thermique de l'échangeur EAHE. Pour étudier l'équation 3D de masse et d'énergie du transfert de chaleur et d'humidité, 2 interfaces pour l'échange ont été considérées. La simulation de la présente étude a été

réalisée sur FLUENT pour 2 modes en mode continu et intermittent. En mode continu, la chaleur est transférée du sol à l'air à tout moment. En mode intermittent, ceci se produit pendant une période de temps spécifique lorsque l'air est préchauffé seulement, après quoi un transfert de chaleur a lieu. Les simulations ont été effectuées à différentes longueurs (10 à 40 m). La température de l'air ambiant a augmenté de 5 à 6,6 ° C. Il a été constaté que le taux de transfert de chaleur diminue de jour en jour avec une diminution de la température du sol. Ainsi, avec l'augmentation du taux de transfert de chaleur et d'augmentation de la température, le gain global de chaleur augmente. En outre, les auteurs ont constaté que l'interaction thermique et de l'humidité entre l'atmosphère de l'échangeur thermique et le sol avait un effet important sur le taux de transfert de chaleur.

Xaman et al. [117] ont visé à étudier le comportement thermique transitoire de l'échangeur EAHE dans 3 villes du Mexique. Un modèle mathématique a été formulé en prenant en compte le transfert de chaleur par conduction dans le sol, entre la conduite et le sol, et l'écoulement est laminaire dans le conduit. Les équations de base ont été résolues par la méthode des volumes finis. Les termes convectifs ont été discrétisés par le schéma hybride et les termes diffusifs par le schéma de différence centrale pour le modèle mathématique. Pour l'analyse, 3 villes du Mexique sont considérées (Juarez, Mexico et Merida) et quatre nombres de Reynolds sont considérés (100, 500, 1000 et 1500). Il a été conclu que l'échangeur EAHE avait un potentiel de chauffage élevé pour tout le nombre de Reynolds dans les villes de Juarez et Merida, car les villes présentent une température très basse pendant les hivers. Alors que le système EAHE pour Mexico montre un bon chauffage ainsi que le potentiel de refroidissement pour un nombre de Reynolds uniquement égal à 100.

Mohamed et al. [118] ont étudié les performances thermiques d'un échangeur EAHE à Marrakech. L'échangeur EAHE se compose de 3 tuyaux parallèles reliés chacun à un ventilateur de 44 à 90W. L'espacement entre les tuyaux était de 14 cm et les parties verticales du tuyau étaient isolées avec du polystyrène de 4 cm d'épaisseur. Au cours de l'opération, un seul tuyau a été surveillé et les ventilateurs des tuyaux non surveillés ont été arrêtés. Un modèle numérique a été développé à l'aide de TRNSYS, qui a été validé par rapport aux données obtenues à partir de la configuration expérimentale. Les résultats ont été estimés en prenant le temps comme variable. Pendant la saison estivale, la température a chuté de près de 19,8 ° C, ce qui est supérieur à la saison hivernale. Ainsi, le système EAHE est plus efficace pendant la saison estivale.

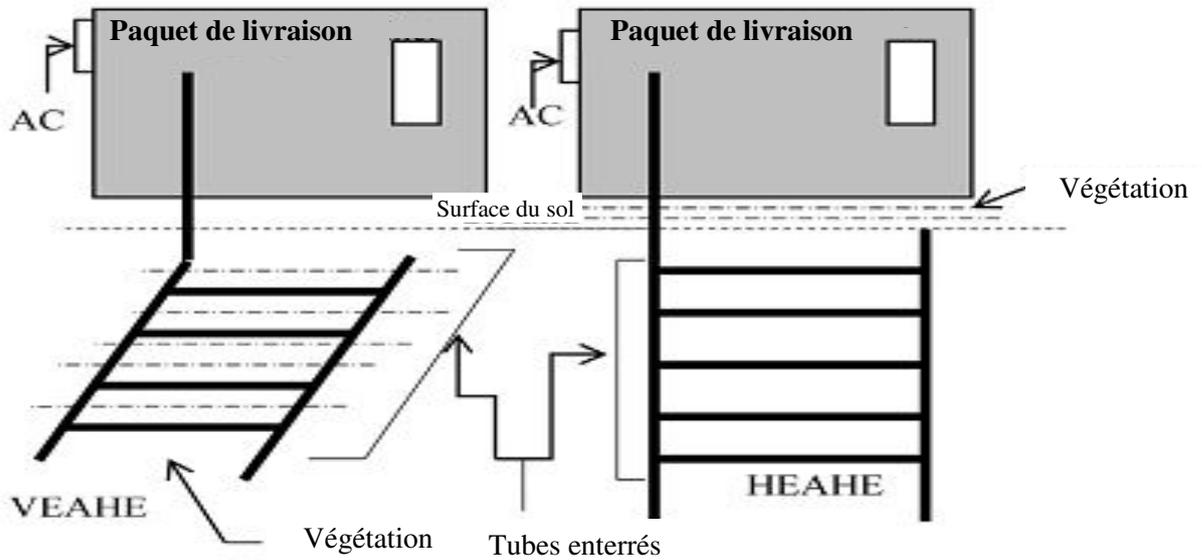
Rodrigues et al. [119] ont utilisé un modèle de construction pour EAHE afin d'obtenir le potentiel thermique le plus élevé. La simulation numérique a été réalisée avec Ansys FLUENT. Les domaines de calcul ont été développés dans FLUENT et discrétisés dans Gambit. La simulation numérique a été réalisée en fonction du temps. La validation a été effectuée par rapport à un dispositif expérimental construit en 2007. Le projet de construction a été créé par Adrian Bejan en

1997. Dans cette étude, 5 configurations différentes de l'EAHE ont été évaluées. Cette conception est appliquée au moyen de paramètres de fraction de volume pour trouver l'installation optimale. Pour l'installation 1, le potentiel thermique élevé a été atteint en décembre. Dans l'installation 2, un comportement stable du potentiel thermique a été observé. Dans cette installation, l'espacement horizontal des tuyaux a été augmenté, de même que le potentiel thermique. Dans l'installation 3, le concept de fraction volumique a été pris en compte. La valeur la plus élevée du potentiel thermique a été observée en mai, juin, juillet, octobre, novembre et décembre. Aucun changement significatif du potentiel thermique n'a été observé en janvier et février. Dans l'installation 4, le potentiel thermique a une valeur intermédiaire. L'installation 5 montre les performances supérieures en chauffage et en refroidissement. Ainsi, en augmentant le nombre de conduits et en réduisant leur diamètre, une fraction de volume d'air constant peut être maintenue.

Ahmed et al. [120] ont étudié le potentiel thermique de l'échangeur EAHE en effectuant une expérience à Rockhampton, en Australie. En utilisant deux conteneurs d'expédition, l'un connecté à l'échangeur EAHE vertical [EAHEV] et l'autre à l'échangeur EAHE horizontal [EAHEH], comme illustré sur la figure I.9. Des ventilateurs ont été installés pour aspirer l'air à l'intérieur de l'entrée du tuyau. 20 tuyaux ondulés en PVC pour chaque configuration. Pour augmenter l'effet de refroidissement et couvrir les canalisations souterraines, de petits arbres ont été plantés. Le schéma de principe de l'installation est donné à la figure : I.9. Un modèle CFD a été élaboré en considérant que l'écoulement à l'intérieur du tuyau ondulé est turbulent. La discrétisation est effectuée à l'aide du schéma PRESTO. L'analyse de la température du sol a été effectuée pour différentes profondeurs et a montré que pendant les jours d'été, la température du sol augmente avec la diminution de la profondeur. Pour mesurer la performance de l'EAHEH, l'EAHEV a été mis hors tension et vice versa. Les résultats de la simulation montrent que la température ambiante moyenne de l'EAHE était légèrement supérieure à celle de l'EAHEV. Ainsi, ils ont conclu que l'EAHEH fournit plus de réduction de la chute de température que l'EAHEV. L'EAHEV est donc préférable pour le climat Australien.

Chiesa et al. [121] ont présenté les résultats de l'étude de l'échangeur EAHE dans un bâtiment scolaire d'Imola, en Italie, pendant les saisons d'hiver et d'été. Un collecteur d'air à mur solaire en polyéthylène a été raccordé au système EAHE. La performance énergétique du système EAHE a été évaluée à l'aide du logiciel GAEA (Graphische Auslegung von Erdwärme Austauschern : interprétation graphique de l'échange d'énergie géothermique ). L'efficacité de l'échangeur EAHE a été déterminée en utilisant l'expression de Parson et Koehler. L'expression suscitée a été utilisée pour valider les données collectées. Une analyse psychrométrique a été réalisée pour prédire les

températures d'entrée, de sortie et d'humidité relative et absolue. Il a été constaté qu'en été, la température avait considérablement diminué avec l'augmentation de



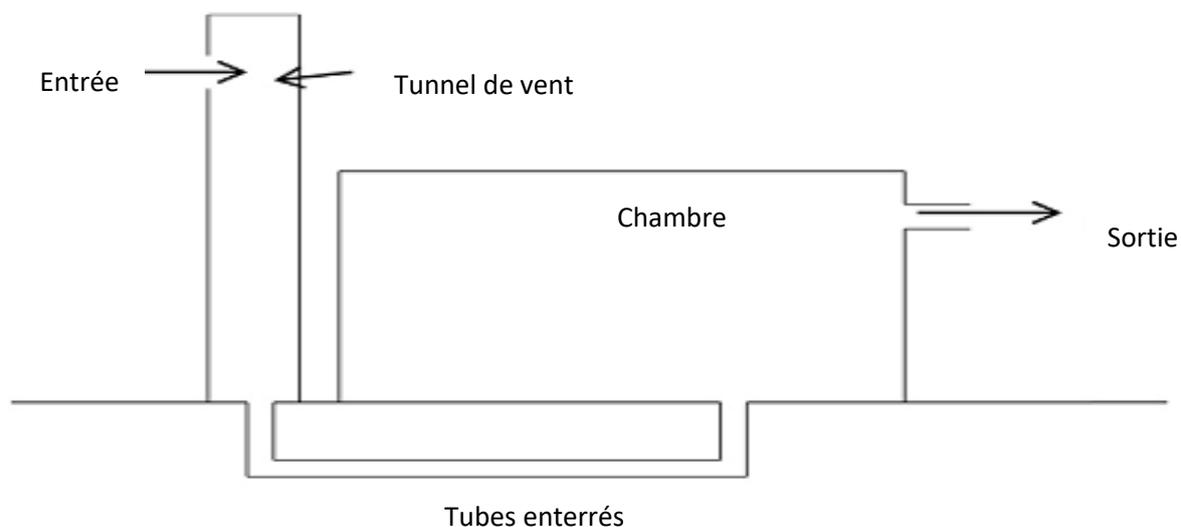
**Figure : I.9** Schéma d'un échangeur EAHEV et d'un EAHEH [120].

l'humidité relative. L'humidité absolue augmente lorsque la température du point de rosée est atteinte dans les tubes. Pendant les hivers, la température a considérablement augmenté, de sorte que l'air de sortie nécessite un traitement pour l'atteindre à l'intérieur. Un bilan énergétique a été considéré pour calculer le taux de transfert de chaleur. Le COP de l'EAHE a également été calculé en prenant en compte la perte de charge du système. Les résultats contrôlés ont été comparés aux résultats déjà présents dans la littérature. EAHE est un système efficace qui dépend des paramètres de conception.

Hatraf et al. [122] ont étudié le profil de la température du sol afin d'estimer la profondeur de la conduite. Les caractéristiques physiques du sol ont été étudiées et un modèle mathématique a été formulé. Une comparaison a été faite entre les résultats simulés et expérimentaux en considérant différents débits à 100, 150 et 200 m<sup>3</sup>/s. L'écoulement d'air affecte considérablement la performance de l'échangeur EAHE du fait que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ainsi, les propriétés du sol ont un impact important sur la performance de l'échangeur. La profondeur d'enfouissement de la conduite dépend de la diffusivité du sol.

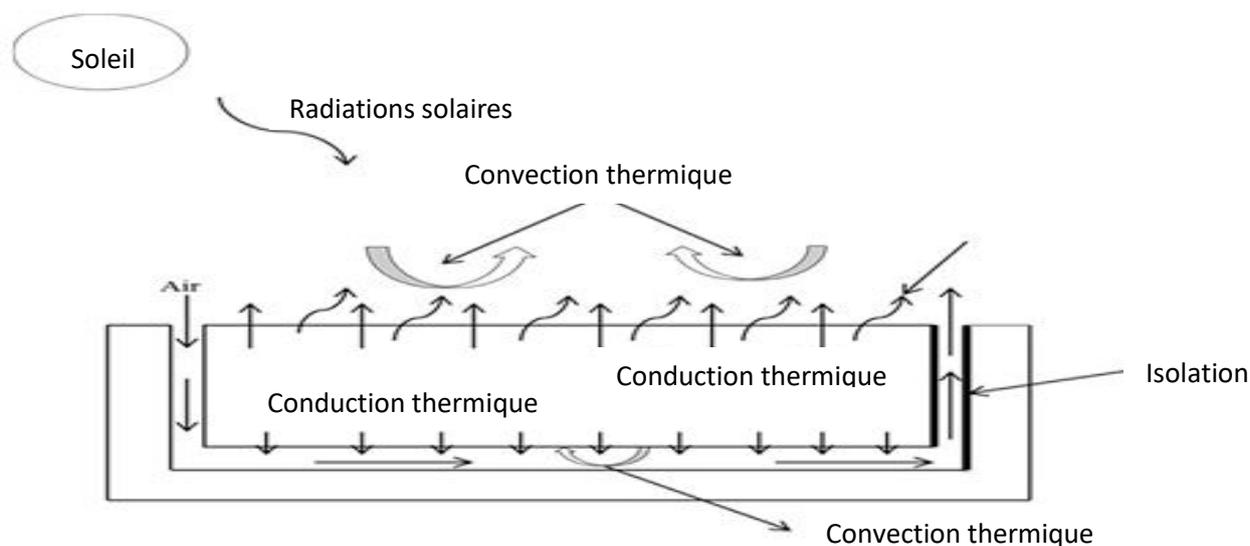
Benhammou et al. [123] ont élaboré un modèle analytique pour étudier les paramètres de conception qui influent sur les performances d'un échangeur EAHE. La sortie de l'EAHE est placée à l'intérieur du bâtiment et l'entrée est reliée à une tour à vent, la direction du vent étant unidirectionnelle. Le schéma de principe de l'installation est donné sur la figure : I.10. Un modèle

mathématique a été développé pour l'analyse thermique de l'échangeur EAHE. Le modèle a été validé par rapport aux données expérimentales recueillies par Dhaliwal et Goswami [124].



**Figure : I.10** Schéma d'un EAHE couplé à un tunnel de vent [123].

La température du sol à la profondeur d'enfouissement était de 18,89 °C. La variation de la vitesse de l'air dans la conduite a été étudiée et les résultats ont montré que l'augmentation du diamètre de la conduite entraîne une augmentation de la vitesse de l'air. La vitesse de l'air diminue à mesure que la longueur du tuyau augmente. Lorsque la hauteur de la tour a été augmentée, la vitesse de l'air a augmenté et la température a diminué. La section de la tour n'avait aucun effet sur les performances du système. Les résultats montrent que la température de l'air est plus basse pour le système couplé à une éolienne par rapport à la température de l'air d'une éolienne sur une surface humide. Cette comparaison a été faite en considérant un travail similaire effectué par Bouchahm et al [125].



**Figure : I-11** Schéma d'un EAHE avec isolation thermique [123].

Xamána et al. [126] ont prédit la performance thermique d'un échangeur EAHE pour les 3 villes du Mexique. L'effet de l'isolation thermique à la sortie a été étudié. Cette étude a considéré deux configurations du système EAHE, telles que l'EAHE sans isolation et EAHE avec isolation thermique (polystyrène) à la sortie. Le diagramme schématique de la configuration est donné sur la figure : I.11. Les résultats ont été obtenus pour  $Re = 1500$  pour 3 villes du Mexique (Mexico, Mérida et Juarez) dont les sols sont du limon, de l'argile et du sable. Ainsi, comme l'ont montré, l'ajout d'isolant au système EAHE, pour les villes de Mexico et de Mérida était rentable pendant la saison estivale et pour la ville de Juarez l'isolation thermique était utile pendant la saison d'hiver.

Mendez et al. [127] ont étudié les utilisations du contrôleur PID (Proportionnel, Intégral et Dérivé), généralement utilisé pour les processus thermiques. Cette étude montre l'utilisation de PID dans l'amélioration des performances de l'EAHE par rapport aux échangeurs thermiques conventionnels. La simulation du PID a été créée dans LabVIEW. Les résultats ont montré que les contrôleurs PID montrent un meilleur contrôle de la température par rapport au contrôleur conventionnel. Le contrôleur PID réduit les consommations d'énergie après avoir atteint une température constante. La consommation moyenne d'énergie sur la consommation d'énergie était de 0,017 kWh. Environ 87% de l'énergie économisée par rapport aux automates conventionnels. Une simulation est effectuée sur le contrôleur PID. Les résultats montrent que la consommation d'énergie peut être réduite si un contrôleur PID est appliqué. Il augmente non seulement l'efficacité, mais aussi la durabilité du système EAHE et ses émissions sont inférieures à celles des systèmes conventionnels.

Jassim et al. [128] ont étudié les performances d'un attrape-vent dans un système EAHE afin de réduire la consommation d'énergie dans les zones chaudes et sèches comme l'Irak. L'attrape-vent est un appareil conçu pour extraire et aspirer l'air. Généralement, les tours de captage du vent sont connectées à un bâtiment pour le refroidir. La performance thermique a été étudiée en deux phases. Phase 1: La température a été mesurée à l'aide d'enregistreurs de données. Phase 2: La simulation est réalisée à l'aide de CFD. Le modèle était un bâtiment de 2 étages avec un attrape-vent de 2 m<sup>2</sup>. Un modèle CFD a été formulé et validé par rapport à la configuration expérimentale. Les résultats indiquaient qu'une fluctuation de température plus élevée a été observée en août. Mais ces fluctuations ont diminué en juin, mais l'humidité relative a été augmentée. Les résultats indiquaient également que la température du sol dépend également du type de sol et de la nappe phréatique. Il a été observé que si l'espace d'attrape-vent était augmenté lors de la phase 1, le confort thermique n'était pas atteint. Mais en phase 2, si l'espace est augmenté, la température est réduite de 18 ° C. Il a également été observé que lorsque la vitesse était augmentée, le COP était augmenté à 5,24. Ainsi, cette nouvelle conception pour l'auto-refroidissement réduit la consommation d'énergie.

Belatrache et al. [129] ont étudié la faisabilité du système EAHE dans les conditions climatiques de l'Algérie à l'aide d'un modèle de simulation numérique. Dans cette analyse, les auteurs ont calculé la profondeur appropriée de l'enfouissement des tubes en tenant compte des propriétés physiques du sol. L'analyse a été effectuée sur la base du débit d'air, de la longueur et du rayon du tuyau. L'analyse a montré que la capacité de refroidissement maximale du système était de 1,755 kWh. Il a donc été conclu des résultats que ce système EAHE était tout à fait réalisable pour les bâtiments résidentiels de petite taille dans les zones arides.

Raczkowski et al. [130] ont étudié l'échangeur EAHE d'un système de ventilation en Pologne à l'aide d'une simulation CFD. Le travail se concentrait sur l'étude de la dépendance de la température de sortie de l'air frais après son acheminement vers le système mécanique. L'objectif principal du travail était d'évaluer une technique passive efficace pour améliorer la performance énergétique et de maintenir la norme avec l'Agence polonaise de conservation de l'énergie (ANPCE). La condition aux limites pour l'analyse a été considérée par rapport à la condition climatique. Pour les simulations, la méthode du volume de contrôle a été utilisée. Les résultats ont été observés pour différentes températures de sortie. Il a été observé que lorsque les températures  $T_{in} = -24\text{ °C}$ ,  $T_{out} = -3,58\text{ °C}$  simulé et que la norme établie par la ANPCE était de  $-3,58\text{ °C}$ , une variation presque similaire était observée pour des températures différentes. Une analyse de régression de la température d'entrée et de sortie a été considérée. Lors de l'analyse des résultats, une pente plus élevée pour la simulation CFD a été observée par rapport à la norme ANPCE. Ainsi confirmant son infériorité par rapport à d'autres conditions.

Kabachnikov et al. [131] ont étudié l'efficacité du système EAHE en considérant l'espacement des tubes comme une variable. Les autres variables telles que la longueur, le diamètre, la profondeur d'enfouissement et le débit d'air ont également été étudiées. La puissance thermique a été calculée pour la seule saison d'hiver. Un modèle mathématique a été développé pour calculer la température du sol et de l'air dans l'échangeur EAHE. Le modèle est basé sur la représentation de la température sous la forme de l'intégrale de Fourier. Pour les composants à haute fréquence avec des temps caractéristiques de l'ordre de 24 h, une solution analytique exacte est utilisée. Le calcul des composants à basse fréquence avec des temps caractéristiques de l'ordre d'une année est basé sur la simulation d'un tube par une source de chaleur linéaire. Les résultats étaient indépendants du diamètre du tube, mais la réduction de l'espacement entre les tubes entraînait une perte de puissance de 5 à 15% en fonction du débit d'air, tandis que la réduction de l'espacement à 1 m entraînait une perte de 10 à 25% par rapport au cas d'un espacement infini entre les tubes. Il a donc été conclu que l'efficacité du système dépendait dans une large mesure de l'orientation et de l'espacement entre les tubes, ainsi que d'autres variables.

Hepbasli [132] a étudié le système EAHE performant associé à un système PV. Le système couplé a été installé à l'Institut d'énergie solaire, Université de Ege, Izmir, Turquie; le système PV a alimenté le ventilateur connecté au système EATHE. Dans cette étude, une méthode d'analyse d'exergie a été utilisée pour étudier la conception du système. Il a été constaté que l'efficacité énergétique globale du système était de 72,10%, tandis que la valeur globale d'efficacité énergétique de ce système était de 19,18%. Il a été observé une diminution de l'efficacité exergétique lorsque le point de référence est passé de 0 à 18 ° C. Là encore, la valeur de l'indice de durabilité a été réduite de 1,24 à 1,01 avec l'augmentation de la température de référence. Il a donc été conclu que l'efficacité énergétique ainsi que l'efficacité exergétique du système avaient la même importance. L'auteur a suggéré également de poursuivre les travaux sur l'analyse des coûts et l'analyse exergo-économique pour divers types de systèmes EAHE de chauffage par effet de serre.

Ghosal et al. [133] ont mené une étude analytique à New Delhi, en Inde. Les tuyaux étaient disposés en serpentins avec un débit massique de 100 kg/h. La performance a été évaluée en fonction de la longueur du tuyau et de la température de l'air à l'intérieur de la serre pour les deux saisons. Les résultats indiquaient que lorsque la longueur des tuyaux enterrés augmente, la température de l'air dans la serre augmente en hiver et diminue en été. Ainsi, les auteurs ont conclu que la performance de l'EAHE dépend de la longueur et de la température de la serre.

Bansal et al. [101] ont développé un modèle dans FLUENT pour réduire les charges de chauffage dans un bâtiment. Des simulations CFD ont été effectuées dans FLUENT 6.3 pour développer un modèle transitoire et implicite validé par rapport à une configuration à Ajmer pour la saison hivernale. Deux types de matériaux ont été considérés: acier doux et PVC. Les résultats ont montré que lorsque la vitesse de l'air augmentait, la température de sortie diminuait en raison de l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur des matériaux. En conservant les mêmes conditions d'entrée pour les deux matériaux, il a été constaté qu'il existait une très faible différence de température à la sortie du tuyau. Ils ont pu également en conclure que les performances d'EAHE ne dépendaient pas du matériau du tuyau et un matériau moins coûteux peut être utilisé. EAHE économise 38% d'électricité par rapport à un appareil de chauffage électrique ayant un rendement de 95%.

Bansal et al. [110] ont mené la même expérience pour la saison estivale en prenant en compte les mêmes paramètres d'entrée. Lorsque la comparaison a été faite, il y avait un écart de 0 à 11,4% avec les résultats expérimentaux. Il a été constaté que lorsque la vitesse de l'air augmentait, la température de sortie augmentait. Pour les deux matériaux, une très petite différence de température à la sortie du tuyau. Le gain d'énergie horaire maximum était de 3,1 MWh, observé à 5 m/s, dans la

même plage de vitesses, le COP obtenu était de 1,9–2,9. Ainsi, le matériau du tuyau n'influe pas sur les performances de l'EAHE.

Chel et al. [134] ont formulé un modèle thermique pour un toit construit en voûte couplé à EAHE résolu par l'approche de Rang Kutta. A l'intérieur de la maison en adobe, la température de l'air est supérieure à celle de l'air ambiant en hiver et inférieure de 5 à 15 °C à celle de l'été, ce qui augmente le potentiel d'économie d'énergie. L'analyse de la maison en pisé a été réalisée dans 3 conditions (avant la rénovation, après rénovation, avec EAHE pour 6 chambres). Le potentiel d'économie d'énergie total obtenu entre 4183 et 10 321 kWh/an dans les trois cas et les émissions de CO<sub>2</sub> allant de 7 à 16 t/an. Le rapport (ratio) d'efficacité énergétique saisonnier moyen pour le chauffage était de 1,8 et de 2,9 pour les hivers. On peut donc en conclure que l'EAHE est plus efficace pour le chauffage que pour le refroidissement.

Bisoniya et al. [135] ont étudié la demande de refroidissement dans un bâtiment pour un climat chaud et sec à Bhopal, en Inde, en considérant le modèle à l'état quasi-stationnaire développé dans CFX 12.0. Les résultats simulés ont été validés par rapport à une installation expérimentale à Bhopal. Les observations ont été faites pour différentes vitesses de flux en supposant que  $T_{\text{surface}} = T_{\text{ambiant}} = T_{\text{inlet}}$  pour évaluer le gain d'énergie total par heure. Les résultats indiquaient que la chute de température était plus rapide au début du tuyau et devenait modérée pour le reste de la longueur. En outre, une comparaison a été faite avec des données expérimentales et des données simulées à différentes vitesses; il y avait un écart de 0 à 8,86% des résultats expérimentaux. Il a été observé que le gain d'énergie de refroidissement maximum était de 1,8 MWh à 5 m/s. Ainsi, il a été conclu que, pour une réduction efficace de la charge de refroidissement, l'EAHE peut être utilisé dans les bâtiments pendant la saison estivale.

Thakur et al. [136] ont développé un modèle dans Pro – e pour étudier l'effet d'un modèle d'EAHE à ailettes. Ceci a été comparé à un modèle d'un EAHE sans ailettes. L'outil de maillage utilisé était ANSYS Workbench, un processus complexe de transfert de chaleur et d'écoulement d'air a été étudié avec FLUENT. Le modèle a été validé par rapport à une étude expérimentale menée par Misra [137]. Les simulations ont été effectuées à différentes vitesses d'entrée dans la conduite. En comparant les données avec les données expérimentales existantes, ils ont constaté une différence de 7,64%. Les résultats de la simulation ont montré qu'en ajoutant des ailettes, la chute de température de l'air était de 20,5 °C alors que le modèle sans ailettes prédit 17,7 °C. L'ajout d'ailettes peut aider le système à fonctionner efficacement même si le sol environnant a une conductivité thermique plus faible, ce qui le rend assez indépendant des paramètres géographiques et même un tuyau de longueur inférieure peut être utilisé et obtenir un modèle performant, ce qui contribuera à réduire le coût d'installation. Pour le système EAHE à ailettes et sans ailettes ont été

étudiés. À partir des résultats, il a été conclu que lors d'une addition d'ailettes, le système fonctionnait efficacement même si le sol présentait une faible conductivité thermique. En outre, ils ont conclu qu'une longueur de tuyau plus petite peut fonctionner de manière satisfaisante, réduisant ainsi le coût initial.

Jakhar et al. [138] ont estimé les performances d'un EAHE avec et sans conduit de chauffage à air solaire (Solar Air Heating Duct : SAHD) pendant la saison d'hiver. Le modèle a été formulé à l'aide de TRNSYS 17. Les résultats ont été validés par rapport à une installation expérimentale à Ajmer, en Inde. Pour le chauffage solaire de l'air, des conduits en fer galvanisé ont été utilisés. Dans l'étude, trois cas ont été considérés pour étudier la performance de l'EAHE. Les résultats ont montré que l'EAHE associé au SAHD augmente la température de sortie de 6 à 9 °C lorsque la vitesse de l'air varie. De plus, il a été observé que la capacité de chauffage de l'EAHE avait été améliorée lorsqu'elle était couplée à un conduit de chauffage à air solaire.

Jakhar et al. [139] ont étudié un échangeur de chaleur sol-eau (Earth Water Heat Exchanger : EWHE) à Pilani, Rajasthan (Inde). Le système est conçu et simulé dans l'outil d'analyse transitoire TRNSYS (v17.0) en faisant varier ses paramètres de fonctionnement, notamment le débit massique, la longueur, le matériau de la conduite et le diamètre de la conduite enterrée. La simulation de la température du sol en profondeur a également été évaluée et il a été constaté que la profondeur de 3,5 m est suffisante pour l'enfouissement d'une conduite. Les résultats ont montré qu'il existe une corrélation inverse entre la longueur du tuyau et la température de sortie de l'EWHE. L'étude comparative entre trois matériaux différents a montré que les performances du système EWHE ne dépendent guère des propriétés de ces matériaux. En outre, la performance de l'EWHE diminue avec l'augmentation du débit massique de 0,008 kg/s à 0,05 kg/s. Le système simulé est ensuite comparé aux systèmes existants dans la littérature pour une configuration de refroidissement donnée du système photovoltaïque à concentration (CPV). Ils ont observé que le système proposé a donné de meilleures performances que le système de refroidissement indiqué dans la littérature. Pour obtenir la chute de température de 48,5 °C à 25,5 °C, conformément à la configuration existante du CPV dans la littérature, une longueur de conduite de 60 m serait suffisante dans le système EWHE proposé. Ainsi, le couplage d'EWHE avec des installations CPV pourrait être économique tout en améliorant les performances.

Mathur et al. [60] se sont concentrés sur la saturation thermique du sol et sur sa capacité d'auto-récupération entre les différents modes (continu et intermittent) du système EAHE mis en place à MNIT Jaipur, en Inde. Les simulations numériques ont été réalisées avec ANSYS FLUENT V14.5. Il a été observé qu'il y avait une bonne acceptation entre les résultats mesurés et simulés. Après la validation du modèle CFD, une analyse complète a été réalisée sur l'impact de la température du sol

sur l'EAHE. Les résultats ont montré que la température du sol diminue à mesure qu'il s'éloigne de la surface de l'EAHE, mais que la température du sol autour du tuyau varie avec la température de l'air ambiant. Cet effet est analysé en considérant les modes de fonctionnement continu et intermittent. En fonctionnement continu, la température ambiante baisse et refroidit le sous-sol chauffé, ce qui contribue à raviver sa capacité de refroidissement. En mode de fonctionnement intermittent par la conduction thermique entre les couches du sol, la température du sol peut être récupérée pendant les heures creuses. La température de récupération automatique pour un fonctionnement continu était plus que le mode de fonctionnement intermittent.

N. Moumami et al [156] ont développé un modèle théorique pour étudier les performances d'un échangeur air-sol. Le modèle analytique traduit l'influence des propriétés du sol, de la nature du conduit et la localisation du site sur l'évolution de la température de l'air le long de l'échangeur enterré, puis celle obtenue à la sortie qui pourra être exploitée en été. L'écart avec la température ambiante détermine les possibilités offertes à la technique du rafraîchissement par la géothermie pour être utilisée dans les sites de climats variés en Algérie. Les résultats obtenus ont été validés par des mesures expérimentales prises en 2010 sur le même dispositif qui fera l'objet de notre étude.

Plusieurs types d'outils de modélisation d'ordinateurs commerciaux sont disponibles dans le monde concurrentiel d'aujourd'hui. Energy Plus et TRNSYS sont utilisés pour l'analyse mais pas rapidement pour la conception. CFD est un outil populaire pour les études bidimensionnelles et tridimensionnelles. Certains outils commerciaux disponibles et plus populaires figurent dans le tableau I.2

Software	Usage commercial	Caractéristiques
Energy Plus	Utilisé pour le rapport complet de bilan thermique d'un bâtiment.	Il développe un algorithme pour la température du sol et la charge thermique d'un bâtiment dans un programme de simulation d'EAHE.
TRNSYS	Outil de simulation transitoire pour simulation de la température du sol.	Il prédit la performance thermique du système d'échangeur de chaleur air-terre.
L-EWTSIM	Outil de design et de simulation développé par DLR Köln.	Les résultats de sortie donnent le profil de température à l'intérieur du tube, l'évolution de la température et les performances thermiques.
GAEA	Outil de conception développé par l'Université de Siegen à des fins commerciales.	Résultats de sortie: Tendances de la température, temps de fonctionnement EAHE, performance énergétique pour l'été et l'hiver, la période de récupération.
FLUENT	Il est l'un des exemples de logiciel utilisé pour la simulation CFD de EAHE.	Le modèle de transfert de chaleur d'un système EAHE a été simulé en considérant un écoulement turbulent transitoire tridimensionnel.
WKM (Widerstands-Kapazitäten-Model)	Il s'agit d'un modèle de calcul pour la simulation du mode échangeurs de chaleur sol-air.	Ce logiciel de simulation crée une simulation annuelle du système rond avec récupération de chaleur et dérivation.
COMSOL	C'est un logiciel de simulation de l'écoulement ainsi que pour l'analyse thermique	Ce logiciel est capable de simuler les mécanismes de transfert de chaleur, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement.

**Tableau : I.2** Logiciels et outils pour modèles d'échangeurs de chaleur air-sol [1].

### I.5.4 Etudes basées sur des algorithmes

Cette section est consacrée pour la présentation des différents algorithmes permettant de modéliser un échangeur de chaleur air-sol. Elle englobe les algorithmes mathématiques, les conditions aux limites et la validation des algorithmes mathématiques. Les différents algorithmes disponibles appliqués aux échangeurs de chaleur air-sol sont discutés ci-dessous:

#### a) Algorithme de Puri [140,141]

Cet algorithme est un modèle numérique implicite pour un échangeur de chaleur air-sol à tuyau unique, basé sur le transfert de chaleur couplé dans le sol et le tuyau. Les hypothèses suivantes ont été formulées lors du développement des algorithmes:

- La pression est constante tout au long du processus.
- L'effet de la gravité est négligeable.
- L'interface vapeur / liquide dépend uniquement de la température.
- Le sol est homogène et n'affecte pas la teneur en humidité.

Les équations de bilan d'énergie et d'humidité en coordonnées cylindriques sont données comme suit:

$$\begin{aligned} \rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k_s r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) - l_g \rho_m \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( D_{u,vp} \frac{\partial X_s}{\partial r} \right) - l_g \rho_m \frac{\partial}{\partial y} \left( D_{u,vp} \frac{\partial X_s}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial X_s}{\partial t} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( D_t r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_t \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( D_u r \frac{\partial X_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_u \frac{\partial X_s}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

A une grande distance de l'échangeur de chaleur, des conditions uniformes sont supposées. À la surface extérieure du tuyau, le transfert de chaleur à travers le sol est égal aux pertes de chaleur le long du tuyau. Depuis, la paroi de la conduite est résistante à l'humidité, donc pas d'échange d'humidité entre l'air et l'huile. De plus, il n'y a pas de flux de masse à la limite du sol. La pression totale dans le sol est approximée par la pression de l'air ambiant.

#### b) Algorithme de Santamouris [10]

Cet algorithme est le même que celui suggéré dans le modèle Puri. Les équations de chaleur sont également étendues pour inclure la possibilité d'une configuration multi-tubes jusqu'à 4 tubes [50]. Cela a été réalisé en superposant le comportement thermique du modèle à conduite unique. L'équation de superposition du comportement thermique d'un modèle à conduite unique est donnée par:

$$(UA)_{i,j} = \left( 2 \times \pi \times l \times k_p / \ln \left( \sqrt{B_{i,j}^2 \times 4 \times Z_i \times Z_j / B_{i,j}} \right) \right) (1 - \delta_{i,j}) \quad (4)$$

$$T_{a,i} - T_{p,i} = \frac{Q_{s,i}}{(UA)_i} + \sum_{j=1}^n \frac{Q_{s,j}}{(UA)_j} (1 - \delta_{i,j}) \quad (5)$$

La température et l'humidité du sol non distribuées sont supposées être éloignées du tuyau. La température du sol non distribuée est donnée par :

$$T_s = T_{av,s} - A_1 e^{-z} \sqrt{\frac{\pi}{8760 \times a}} \times \cos\left(\frac{2 \times \pi}{8760}(t - t_0) - \left(\frac{z}{2}\right) \times \sqrt{\frac{8760}{\pi \times a}}\right) \quad (6)$$

**c) Algorithme de Boulard [142]**

Un modèle numérique sur le transfert de chaleur et d'humidité dans un échangeur de chaleur à multitubes est suggéré par Boulard et al. [143] Les équations de transfert de masse et de chaleur dans différents domaines sont données ci-dessous;

Équation de transfert de chaleur dans le domaine des tuyaux :

$$\rho_p C_{p,p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \text{div}(k_{p,s} \text{grad}(T_{p,s})) + U_p A_p (T_a - T_p) + l_g \rho_a H L_p A_w (X_a - X_p) \quad (7)$$

Aux interfaces du tuyau-sol et du tuyau-air, ils ont considéré les conditions aux limites de Dirichlet.

L'équation de transfert d'humidité dans le domaine de l'eau :

$$\rho_p \frac{\partial M_p}{\partial x} = \rho_a H L_p A_w (X_a - X_p) \quad (8)$$

Le terme diffusif de transport d'humidité sur la surface la plus interne du tuyau est négligé.

L'équation de transfert de chaleur dans le domaine du sol;

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \text{div}(k_s \text{grad}(T_s)) \quad (9)$$

Pour les modèles à configuration multitubes, la condition de Neumann est imposée au milieu des tubes.

L'équation de transfert de chaleur et d'humidité dans le domaine d'air :

$$\rho_a C_{p,a} v_a \text{grad}(T_a) = U_p A_p (T_p - T_a) \quad (10)$$

$$\rho_a v_a \text{grad}(X_a) = \rho_a H L_a A_w (X_p - X_a) \quad (11)$$

Aux interfaces du tuyau-air, les conditions aux limites de Dirichlet sont considérées.

Le modèle a été validé avec les données expérimentales données par Boulard et al. [143] pour la zone de la serre. Les données sont validées pour un ensemble de deux semaines. Un bon accord obtenu entre les données mesurées et calculées.

**d) Algorithme de Holmuller [144]**

Cet algorithme est similaire à celui de Boulard. Ce modèle permet de prédire les phénomènes de chaleur latente et de chaleur sensible dans l'échangeur EAHE. Ce modèle a été développé pour

TRNSYS et peut être utilisé pour un système à tubes multiples. Les équations de bilan de chaleur et d'humidité pour ce modèle sont les suivantes:

$$Q_{in} = Q_{sen} + Q_{lat} + Q_s + Q_w \quad (12)$$

$$m_w = m_{w,t-1} = m_{w,lat} + m_{w,inf} + m_{w,in} + m_{w,out} \quad (13)$$

L'algorithme a été validé sur deux serres; chacune ayant une superficie au sol de 100 m<sup>2</sup> qui sont des bâtiments résidentiels, commerciaux et industriels. Il y avait un bon accord obtenu entre les valeurs simulées et mesurées.

**e) Algorithme de Bojic [145]**

Cet algorithme utilise une approche à volume fini et une configuration multicanaux. Dans ce modèle, huit équations à l'état d'équilibre sont utilisées pour calculer la température du sol et la température à l'intérieur de l'échangeur thermique.

L'équation de transfert d'énergie à travers les côtés est la suivante:

$$Q_{s,j} = \left( \frac{2kk_j(T_j - T_{int})}{kL_j - k_jL} \right) bl_n \quad (14)$$

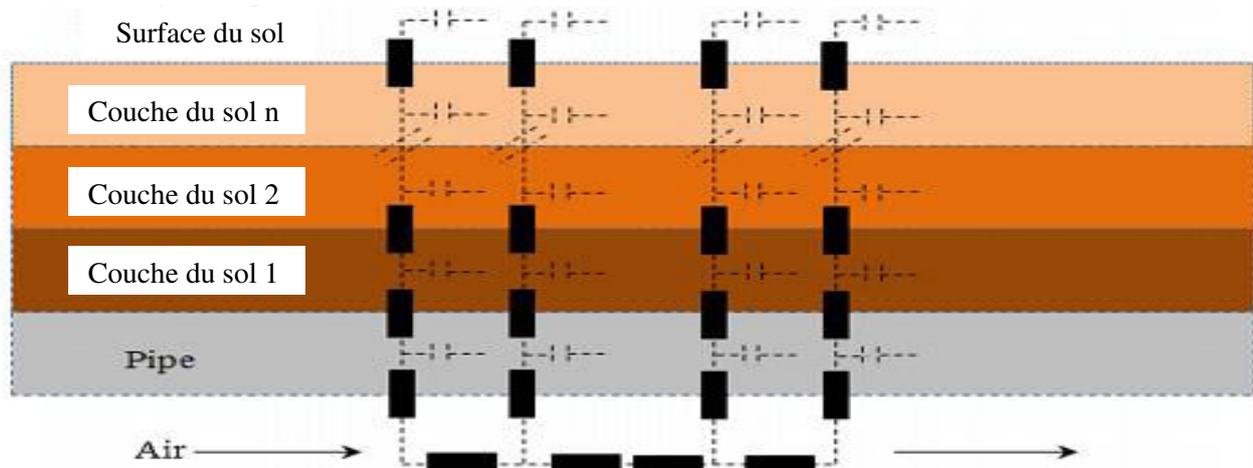
Le transfert de chaleur entre le sol et l'air est,

$$Q_{s,a} = U_{s,a}A_p(T_{a,ini} - T_{s,ini}) \quad (15)$$

La température des éléments,

$$T_s = T_{s,t-1} + \left( \frac{Q_{s,x} + Q_{s,y} + Q_{s,z} + Q_{s,u} + Q_{s,v} + Q_{s,w} + Q_{s,surf} + Q_{s,a}}{C_{p,s}V_s} \right) dt \quad (16)$$

Les conditions aux limites du sol sont supposées être adiabatiques.



**Figure : I.12** Représentation Graphique du model de Zimmermann [146].

**f) Algorithme de Zimmermann [146]**

Dans cet algorithme, il existe une analogie entre électricité et chaleur et peut être représenté comme un modèle de capacité de résistance, comme illustré sur la figure : I.12. Dans ce modèle, le

transfert de chaleur est divisé en deux sections. (a) transfert de chaleur radial dans le sol, (b) transfert de chaleur axial dans l'air. Cet algorithme utilise la technique de Crank Nicolson, les capacités et les résistances utilisées dans cet algorithme sont:

$$C_p = C_{p,p} \rho_p \pi (r_0^2 - r_i^2) \quad (17)$$

$$C_s = C_{p,s} \rho_s \pi (r_n^2 - r_{n-1}^2) \quad (18)$$

Les résistances utilisées dans l'algorithme de Zimmerman :

$$R_a = \frac{1}{\pi \times r_i^2 \times v_a \times c_{p,a} \times \rho_a} \quad (19)$$

$$R_{a,p} = \frac{1}{2 \times \pi \times a \times r_i \times dl} + \frac{1}{2 \times \pi \times k_p \times dl} \ln \left( \frac{r_{z1}}{r_0} \right) \quad (20)$$

$$R_{p,s} = \frac{1}{2 \times \pi \times dl} \left( \frac{1}{k_p} \ln \left( \frac{r_0}{r_{z1}} \right) + \left( \frac{1}{k_s} \right) \ln \left( \frac{r_{z1}}{r_0} \right) \right) \quad (21)$$

$$R_s = \frac{1}{2 \times \pi \times dl} \left( \frac{1}{k_p} \ln \left( \frac{r_{zn}}{r_{zn-1}} \right) \right) \quad (22)$$

$$R_{s,surf} = \frac{1}{2 \times \pi \times dl} \left( \frac{1}{k_p} \ln \left( \frac{r_3}{r_{zn}} \right) \right) + \frac{1}{2 \times \pi \times \alpha_{surf} \times r_3 \times dl} \quad (23)$$

Dans le sens radial, l'équation de Fourier a été utilisée pour calculer la température du sol. La forme implicite de l'équation de Fourier est donnée par,

$$\begin{aligned} T_{k+1,j} - \frac{dt}{2} \frac{(1/R_j)}{C_j} (T_{k+1,j-1} - T_{k+1,j}) - \frac{dt}{2} \frac{(1/R_{j+1})}{C_f} (T_{k+1,j+1} - T_{k+1,j}) \\ = T_{k,j} - \frac{dt}{2} \frac{(1/R_j)}{C_j} (T_{k,j-1} - T_{k,j}) - \frac{dt}{2} \frac{(1/R_{j+1})}{C_j} (T_{k,j+1} - T_{k,j}) \end{aligned} \quad (24)$$

En cas de configuration multi-conduites plus de deux branches doivent être ajoutés, dans lequel l'une sert de lien entre les tuyaux et une autre calcule les influences du haut. Dans le sens axial, la chaleur est transférée au moyen de l'air. Du fait que l'algorithme ne tient pas compte de la capacité de l'air, le bilan thermique peut s'écrire comme suit:

$$T_{a,esg} = T_{a,seg-1} \times \left( \frac{1/R_a}{1/R_a + 1/R_{a,p}} \right) + T_{a,seg} \times \left( \frac{1/R_{a,p}}{1/R_a + 1/R_{a,p}} \right) \quad (25)$$

### g) Algorithme de Hanby [147]

Dans cet algorithme, TRNSYS-IISIBAT est utilisé pour la modélisation de l'échangeur de chaleur air-sol à tube unique. Le tube utilisé dans ce modèle a le même diamètre ainsi que l'épaisseur sur toute la longueur et présente une résistance thermique négligeable. Le sol est

modélisé comme un cylindre concentrique avec des propriétés isotropes et on suppose en outre que le sol a une conductivité thermique homogène. L'équation de la chaleur utilisée dans ce modèle par Hanby est la suivante:

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{-U \times A_p}{q_{m,a} \times c_{p,a}}\right)} \quad (26)$$

$$T_{a,eahe,0} = T_A - (T_a - T_s) \times \varepsilon \quad (27)$$

$$\Delta T_f = \frac{\Delta P}{\eta_{fan} \times \rho_a \times c_{p,a}} \quad (28)$$

$$T_0 = T_{a,eahe,0} + \Delta T_f \quad (29)$$

L'effet thermique de l'échangeur de chaleur à partir de la paroi de la conduite est limité à une certaine distance et égal au rayon de la conduite de l'échangeur de chaleur à partir du point où la température du sol n'est pas perturbée. La température de surface du sol est supposée être la même que celle de l'air ambiant

## Conclusion

La réduction au minimum des énergies conventionnelles et la recommandation d'utiliser des énergies renouvelables pour protéger la planète des effets dangereux sont devenues un aspect important du monde d'aujourd'hui. Le chauffage/refroidissement de l'air avec un EAHE est un moyen passif pour réduire les pertes de chaleur dues à la ventilation et au confort thermique des bâtiments. L'EAHE est une technique émergente qui peut être utilisée de manière efficace pour le préchauffage en hiver et vice-versa en été. Des logiciels informatiques tels que FLUENT, EnergyPlus, TRANSYS, etc... sont utilisés dans les études pour prédire les performances thermiques du système EAHE.

Il ressort de la littérature que, après une certaine profondeur, la température du sol est plus basse en été et supérieure à celle de l'air extérieur en hiver. En règle générale, une profondeur de 2,5 à 3 m est recommandée pour une température de sol constante. Lors de l'analyse des performances d'un EAHE, il convient de prendre en compte les propriétés du sol, telles que sa teneur en humidité, son type, etc. Les paramètres de conception tels que le diamètre du tuyau, le matériau du tuyau, la longueur du tuyau, la vitesse de l'air à l'intérieur des tuyaux ont révélé un effet significatif sur ses performances. Ainsi, lors de la conception, EAHE prend en compte les paramètres de conception et les propriétés du sol pour évaluer les performances.

La littérature montre que l'EAHE est installé dans différents endroits, tels que le climat chaud et humide du Sahara, le climat froid de l'Australie, le climat tropical, climat du Brésil, climat méditerranéen, climat tempéré de l'Inde, etc..., ce qui rend EAHE utilisable. Les systèmes EAHE

sont également associés au système de ventilation et à une autre technique de refroidissement pour obtenir la température optimale de la pièce. EAHE améliore l'utilisation de techniques de refroidissement à faible consommation d'énergie permettant d'éliminer l'utilisation du système de climatisation dans les bâtiments. L'utilisation de l'EAHE hybrides autres qu'un EAHE est devenue une activité très importante dans la recherche actuelle, car elle favorise davantage les économies d'énergie. Il faut noter que l'EAHE économise environ 50% d'énergie en plus que les systèmes conventionnels. Ainsi, EAHE est une technologie énergétique efficace qui peut remplacer le système en vigueur pour réduire la crise énergétique actuelle. Pour comprendre le comportement réel de l'échangeur EAHE, la simulation et l'interprétation des données sont très utiles. Mais les paramètres importants qui influencent les performances de l'EAHE doivent être examinés et sélectionnés avec soin et compréhension pour obtenir la différence de température optimale.

Les résultats des différentes études menées ont été analysés. Les analyses ont été principalement axées sur la variation de la température de sortie. Il convient de noter que, conformément au principe de fonctionnement de l'EAHE, la température de sortie dépend de l'emplacement, de la profondeur, de la longueur, du diamètre du tuyau, de la température ambiante, de la conductivité thermique du tuyau, de la vitesse d'écoulement de l'air et de la configuration. Cela a varié des résultats de diverses études dans la littérature. Les paramètres qui influencent les performances de l'EAHE avec des suggestions résumées sont présentés ci-dessous.

1) Température du sol souterrain : La température du sol souterrain dépend de la température de la surface du sol. Les caractéristiques du sol influencent également la température du sol souterrain. La température du sol augmente avec la profondeur [113], mais la température du sol doit être inférieure à la température de la surface. La diminution de la température du sol influence le taux de transfert de chaleur [96]. À une certaine profondeur, la température devient stable.

2) Profondeur du tuyau et orientation du tuyau : La profondeur d'enfouissement est directement proportionnelle à la température du sol. Au fur et à mesure que la profondeur du tuyau augmente, la température du sol augmente. Mais la profondeur d'enfouissement est inversement proportionnelle à la température de sortie. La profondeur de la conduite influe sur le potentiel thermique/de refroidissement. Il a été observé dans la littérature que la température augmente avec la profondeur en hiver et diminue en été [122]. Hatraf et al. ont suggéré que la profondeur du tuyau dépend de la diffusivité du sol. La capacité de refroidissement augmente à mesure que la profondeur augmente. En règle générale, la profondeur d'enfouissement considérée pour les études faites varie entre 2 et 5 m. Les orientations de conduite utilisées dans la littérature sont en boucle ouverte ou en boucle fermée. Les tuyaux ont également été posés en parallèle et en serpentín. Ces configurations n'ont pas beaucoup d'incidence sur les performances thermiques.

3) Diamètre du tuyau : Le diamètre du tuyau est directement proportionnel à la température de sortie. Lorsque le diamètre du tuyau augmente, la température de sortie augmente également. Cependant, une augmentation du diamètre de la conduite réduit le coefficient de transfert de chaleur par convection, ce qui réduit à son tour la capacité de chauffage du système. Généralement, les diamètres varient entre 150 et 450 mm, comme suggéré dans certaines études [1].

4) Longueur du tuyau : La longueur du tuyau est directement proportionnelle à la température de sortie. Lorsque la longueur augmente, la température à la sortie augmente également. Cela améliore le potentiel de chauffage/refroidissement du système. La longueur optimale dépend des conditions climatiques.

5) Matériau du tuyau : Le matériau du tuyau n'affecte pas beaucoup la performance. Ainsi, un matériau de tuyau meilleur marché, tel que le PVC, peut également être utilisé. Cela rend le système plus économique.

6) Vitesse d'écoulement d'air : La vitesse d'écoulement d'air est directement proportionnelle à la température de sortie. Toute petite modification de la vitesse d'écoulement de l'air entraîne une légère variation de la température de sortie. Les vitesses d'écoulement d'air élevées ne sont pas prises en compte car ce n'est pas économe en énergie. En règle générale, la vitesse d'écoulement de l'air variait entre 2 et 5 m/s, comme le suggéraient les études.

7) COP : Comme suggéré dans la littérature, le COP en hiver est inférieur au COP en été. Ainsi, les systèmes EAHE peuvent être utilisés aussi bien en saison que pour le chauffage et le refroidissement.

Comme le montre l'étude bibliographique, EAHE économise jusqu'à 50% d'énergie par rapport aux systèmes conventionnels. En fonction du scénario actuel, EAHE constitue une alternative idéale aux systèmes conventionnels pouvant être utilisés dans des bâtiments commerciaux, résidentiels et agricoles pour atteindre un confort thermique.

# CHAPITRE II

# ETUDE

# THEORIQUE

## CHAPITRE II : ETUDE THEORIQUE

### Introduction

Dans ce chapitre, nous allons aborder l'étude de modélisation théorique d'un échangeur air-sol destiné au rafraîchissement/chauffage des bâtiments.

La modélisation d'un échangeur air-sol passe par la réalisation de deux modèles distincts (voir Figure II.1) :

- Un modèle thermique du sol, capable de calculer, à tout instant et en tout point, la température du sol non perturbé;
- Un modèle thermique de l'échangeur air-sol, calculant la température de l'air en sortie de l'échangeur en fonction de la température de l'air en entrée de l'échangeur et de la température du sol non perturbé.

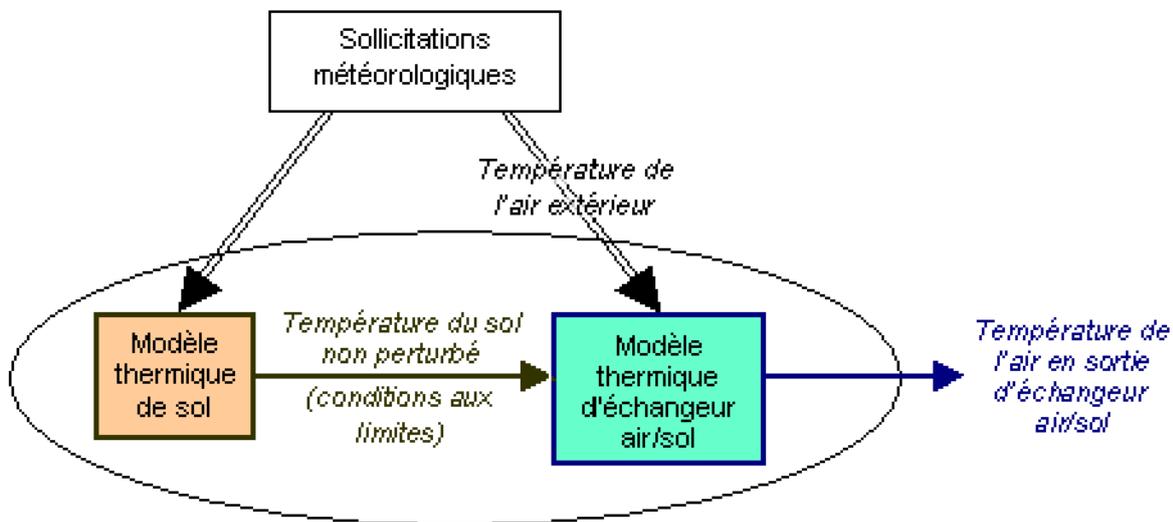


Figure II.1 : Structure du modèle d'échangeur air-sol [31]

### II-1 Modélisation de la température en profondeur du sol

La température du sol est un paramètre important dans les applications de l'énergie géothermique telles que le chauffage et le refroidissement passifs des bâtiments et des serres agricoles. Elle dépend de la profondeur à laquelle est mesurée cette température et des conditions météorologiques du site telles que le rayonnement solaire, la température ambiante et la vitesse du

vent. Elle dépend également de la nature du sol et de l'entourage environnemental du site comme à titre d'exemple la présence d'un bâtiment au voisinage [148, 149].

L'objectif de cette modélisation est de fournir la température du sol non perturbé en tout point du sol à tout instant. Cette température n'étant pas influencée par le fonctionnement de l'échangeur air-sol, le calcul est réalisé dans la zone d'implantation de l'échangeur en faisant abstraction de son influence.

Plusieurs travaux ont contribué à élaborer des modèles estimant la variation de la température du sol en fonction du temps et de la profondeur (exemple : Hirota et al. [150]). Cependant, les modèles actuels ont tendance à surestimer/sous-estimer la température de surface du sol. En d'autres termes, ils surestiment l'amplitude du changement diurne de la température de la surface du sol [156] (par exemple, Gao et al. [151]; Kahan et al., [152]). Les traitements à jour des processus thermiques du sol dans les modèles numériques doivent donc être encore améliorés. Dans la littérature ancienne, la température du sol homogène est dérivée en tant que solution à l'équation de diffusion de la chaleur (conduction) avec une diffusivité constante dans un milieu semi-infini sous l'effet périodique à la surface du sol. Plus récemment, il a été démontré que le transfert de chaleur dans le sol est causé par une combinaison complexe de processus conducteurs et de processus convectifs intra-poreux (par exemple Passerat de Silans et al. [153]), ce qui a conduit au développement de solutions pour l'équation conduction-convection thermiques. Shao et al. [154] ont comparé les résultats analytiques avec les données recueillies au cours d'une expérience d'infiltration sur terrain avec des variations de température naturelles et ont montré que les températures prévues étaient très similaires aux mesures directes. Ren et al. [155] ont présenté une méthode pour déterminer le flux d'eau du sol et la vitesse de l'eau interstitielle par une technique d'impulsion de chaleur. Leur méthode s'est améliorée par rapport aux méthodes antérieures en réduisant la distorsion du champ d'écoulement de l'eau et en minimisant la redistribution de l'eau du sol induite par la chaleur. Gao et al. [156] ont résolu analytiquement l'équation unidimensionnelle de la conduction-convection thermiques dans le sol en appliquant la méthode harmonique. Ces études représentent les derniers développements en matière de prévisions de la distribution de la température du sol et de la densité de la circulation de l'eau [149].

La température du sol est importante dans un environnement désertique aride (Jacobs et al. [157,158]). En utilisant l'analyse harmonique traditionnelle et en prenant en compte uniquement la conduction thermique, Benhammou et al. [159] ont estimé la température du sol dans une zone désertique sablonneuse située au sud-ouest de l'Algérie. Ils ont montré que a un effet sur la température du sol.

D'un autre côté, Gao et al. [156] ont proposé une nouvelle approche pour l'estimation de la température du sol, qui associe les transferts de conduction thermique et de convection thermique (défini comme «transfert de chaleur par le flux d'eau»).

### II.1.1 Examen et comparaison des deux approches

#### a. Équation de conduction thermique pour la température du sol

Le sol est assimilé à un massif semi infini homogène dont les propriétés physiques sont constantes et indépendantes de la profondeur  $z$ , et qui est soumis à un signal sinusoïdal de température à la surface du sol. D'après Bhumralker [160] et à partir de la solution périodique fondamentale de l'équation de diffusion de la chaleur (conduction), on a :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (1)$$

où  $a$  est la diffusivité thermique du sol.

Étant donné la condition aux limites :  $T|_{z=z_1} = T_m + A_1 \sin(\omega t + \phi_1)$ , ( $t \geq 0$ ), la température ( $T$ ) à une profondeur  $z_2$  peut être prédite via :

$$T(z_2, t) = T_m + A_2 \exp[-(z_1 - z_2)/\delta] \sin[\omega t - \phi_2 - (z_1 - z_2)/\delta] \quad (2)$$

où  $\omega = \frac{2\pi}{365j} = \frac{2\pi}{8760h}$ ,  $\delta = \sqrt{2a/\omega}$  est la profondeur d'amortissement de l'onde de température diurne. Certains auteurs ajoutent un terme  $Geo(z) = g.z$  au coté droit de l'équation (1) pour tenir compte du réchauffement géothermique avec  $g$  le gradient de température en  $K/m$ , il peut être pris :  $g = 0.2 K/m$  [161]. L'équation (2) prédit que l'amplitude de la température du sol diminue de façon exponentielle et la phase de la température du sol se déplace linéairement avec l'augmentation de la profondeur du sol  $z$ . Si le profil de la température moyenne est donné, le seul paramètre inconnu est la diffusivité thermique du sol ( $a$ ). Heusinkveld et al. [162] l'ont déterminé en ajustant l'équation. (2) aux mesures réelles.

#### b. Équation de la température du sol couplée à la conduction thermique et au transfert de chaleur par la circulation d'eau

Gao et al. [156] ont incorporé des équations de conduction et de convection thermiques pour considérer ces deux processus ensemble comme suit:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + W \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3)$$

où  $W$  est la densité du flux d'eau. Étant donné la même condition aux limites, ils ont obtenu la solution suivante à l'équation (3):

$$T(z_1, t) = T_m + A_2 \exp[-(z_1 - z_2)M/\delta] \sin[\omega t - \phi_2 - (z_1 - z_2)N/\delta] \quad (4)$$

Où :

$$M = \frac{1}{\omega\delta} \left\{ W + \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ W^2 + (W^4 + 4W^4\delta^4)^{1/2} \right]^{1/2} \right\}$$

et

$$N = \sqrt{2}(\omega\delta) \left[ W^2 + (W^4 + 4\omega^4\delta^4)^{1/2} \right]^{-1/2}$$

En comparant les équations (4) et (2), il est évident que  $M$  et  $N$  sont les termes supplémentaires obtenus de la solution de l'équation (3).

On laisse  $A_1 = A_2 \exp[(z_1 - z_2)M/\delta]$  et  $\phi_1 = \phi_2 + (z_1 - z_2)N/\delta$ .  $\phi_1$  et  $\phi_2$  sont alors les phases initiales des températures du sol aux profondeurs  $z_1$  et  $z_2$ , respectivement. En supposant que  $z_1 > z_2$  (c'est-à-dire  $A_1 < A_2$  et  $\phi_1 > \phi_2$ ), on peut dériver les équations suivantes [149]:

$$\begin{aligned} W &= \frac{\omega(z_1 - z_2)}{\phi_1 - \phi_2} \left[ \frac{-(\phi_1 - \phi_2)^2 + \ln^2(A_1/A_2)}{(\phi_1 - \phi_2)^2 + \ln^2(A_1/A_2)} \right] \\ &= \frac{\omega(z_1 - z_2)}{\phi_1 - \phi_2} \left[ \frac{2\ln^2(A_1/A_2)}{(\phi_1 - \phi_2)^2 + \ln^2(A_1/A_2)} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

et

$$a = - \frac{(z_1 - z_2)^2 \omega \ln(A_1/A_2)}{(\phi_1 - \phi_2)[(\phi_1 - \phi_2)^2 + \ln^2(A_1/A_2)]} \quad (6)$$

### c. Comparaison théorique entre les deux équations de la température du sol

La comparaison entre les équations (4) et (2) montre que:

- Les solutions des équations (2) et (4) sont identiques pour un sol sec ( $W = 0$ ). Appliquant  $W = 0$  à l'équation (5),

$$\phi_2 - \phi_1 = - \ln(A_2/A_1) = \ln(A_1/A_2) = -(z_1 - z_2)/\delta \quad (7)$$

L'équation (6), par conséquent devient :

$$a = \frac{\omega(z_1 - z_2)^2}{2(\phi_1 - \phi_2)^2} \quad (8)$$

ou :

$$a = \frac{\omega(z_1 - z_2)^2}{2\ln^2(A_1/A_2)} \quad (9)$$

Parce que  $A_1 \neq A_2$ , nous avons  $\phi_1 \neq \phi_2$  et  $z_1 \neq z_2$  et  $a > 0$ . Les équations (7) - (9) impliquent que pour un sol sec:

- le déphasage est égal au logarithme du rapport d'amplitude des températures du sol à deux profondeurs;
- la conduction thermique se produit toujours contrairement à la convection;
- la diffusivité thermique du sol  $a$  peut être déterminée à l'aide d'amplitudes ou de phases de températures du sol recueillies à deux profondeurs du sol. Si la température de surface est utilisée, c'est-à-dire  $z_2 = 0$  et  $A_2 = 0$ , les équations (8) et (9) peuvent être simplifiés

$$a = \frac{\omega z_1^2}{2(\phi_1 - \phi_2)^2} \quad (8)$$

$$a = \frac{\omega z_1^2}{2\ln^2 A_1} \quad (9)$$

ce qui implique que la diffusivité thermique du sol  $a$  peut être déterminée en utilisant la température du sol à partir d'un seul niveau lorsque la température de surface du sol est dérivée du rayonnement à ondes longues omis de la surface du sol.

- L'équation (2) montre que pour toute couche de sol sec  $z_1 - z_2$  :

$$\phi_2 - \phi_1 = \ln(A_1/A_2) = -(z_1 - z_2)/\delta.$$

Cependant, pour une couche de sol avec des transports d'eau, l'équation (4) donne

$$\ln(A_1/A_2) = -(z_1 - z_2)M/\delta \text{ et}$$

$$\phi_2 - \phi_1 = -(z_1 - z_2)N/\delta .$$

Lorsque  $W > 0$  (la densité du flux d'eau est positive (en haut)),

$$\ln(A_1/A_2) < \phi_2 - \phi_1 < 0 \text{ et}$$

lorsque  $W < 0$ , (la densité du flux d'eau est négative (en bas)),

$$0 > \ln(A_1/A_2) > \phi_2 - \phi_1.$$

- Pour  $W > 0$ , si la diffusivité thermique du sol  $a$  est estimée à partir de l'équation. (8) pour être  $a_1$ , elle serait surestimé. L'équation (2) surestimera donc l'amplitude

de la température du sol, car  $0 > -(z_1 - z_2)\sqrt{\omega/2a_1} > -(z_1 - z_2)M/\delta$ . Physiquement, c'est facile à comprendre. Lorsque l'évaporation est importante à la surface du sol à midi par temps clair, l'eau chaude stockée près de la surface s'évapore et l'eau froide en dessous s'infiltré verticalement vers la couche de surface, de sorte que la couche de surface devient plus froide [149]. L'équation (2) ne tient pas compte de ce processus, une couche de surface plus chaude dans ces conditions donc générera.

- Si  $a$  est estimé à partir de l'équation (9) pour être  $a_2$ , elle serait sous-estimé. L'équation (2) surestimera le déphasage de la température du sol, car l'inégalité,  $-(z_1 - z_2)\sqrt{\omega/2a_2} < -(z_1 - z_2)N/\delta < 0$ , tiendra toujours si  $W > 0$  ou  $W < 0$ .

#### d. Résolution de l'équation

Pour résoudre l'équation de la température (1) ou (3), différentes méthodes peuvent être utilisées (moindres carrés, identification, analyse spectrale), cependant, l'objectif étant ici d'extraire le fondamental d'un signal réel bruité (les températures mesurées), la plus adaptée reste l'analyse spectrale de type Fourier [148,149,159,164,42,163,5,39,161]. La présentation de la température du sol prend la forme générale de la figure II.2

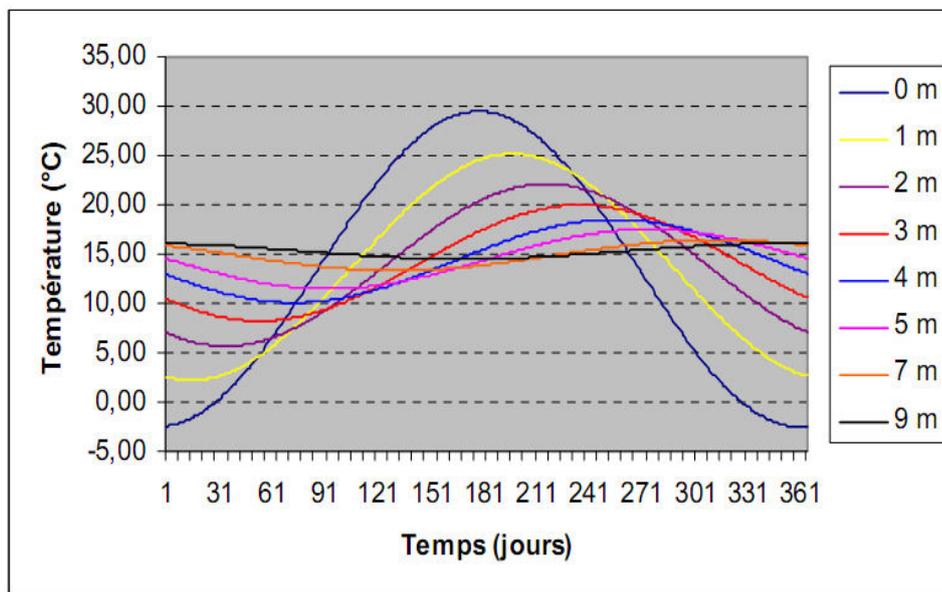


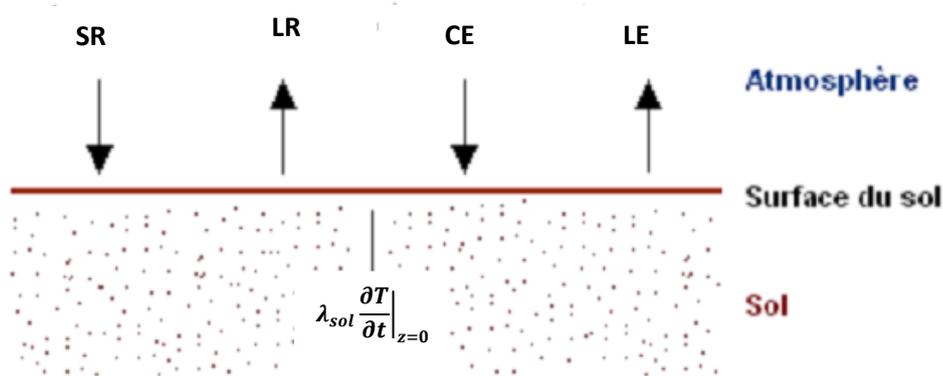
Figure : II.2. Représentation du comportement d'un signal de température sinusoidal dans le sol [161].

La résolution de l'équation (3) montre que la diffusivité thermique du sol sablonneux  $a$  et la densité du flux d'eau  $W$ , estimées pour différentes couches de sol, changent avec l'augmentation de

la profondeur dans le sol. Cela peut être expliqué par la variation de la teneur en eau dans le sol [149].

### II-2 Modélisation de la température à la surface du sol

Pour pouvoir résoudre les équations (1) et (3) sus citées, il faut d'abord déterminer l'expression sinusoïdale de la condition aux limites ( $z = 0$ ). Cette température à la surface peut être obtenue en se basant sur le bilan énergétique au niveau de la surface du sol, on peut déduire une expression pour sa température. Ce bilan est établi selon le schéma de la Figure : II.3 de la manière suivante :



**Figure : II.3.** Bilan des flux thermiques à la surface du sol [31]

La surface du sol reçoit une quantité d'énergie sous forme de rayonnement du soleil et sous forme de chaleur sensible en échange convectif avec l'air ambiant. Elle perd à son tour une partie de sa chaleur par rayonnement, par conduction et par convection sous forme de chaleur latente en échange avec le ciel, le sol et l'air ambiant respectivement [31,42,165], c'est-à-dire :

$$k_s \frac{\partial T}{\partial t} \Big|_{z=0} = (SR - LR) + (CE - LE) \quad (10)$$

$k_s \frac{\partial T}{\partial t} \Big|_{z=0}$  : est la quantité de chaleur transmise par conduction dans le sol.

Le paramètre  $k_s$  est le coefficient de conduction thermique du sol.

SR (Solar Radiation) : est le rayonnement solaire à ondes courtes absorbé par la surface du sol.

IL est déterminé en fonction de l'albédo du sol par la relation suivante:

$$SR = (1 - Albedo) \times G \quad (11)$$

$G$  : est le rayonnement solaire global.

LR (Long-wave Radiation) : est Le rayonnement à ondes longues pour les surfaces horizontales peut être considéré comme presque constant. Sa valeur peut être estimée à l'aide de l'expression :

$$LR = \epsilon \Delta R \quad (12)$$

où  $\epsilon$  est l'émissivité de la surface du sol et  $\Delta R$  est un terme qui dépend de l'humidité relative du sol et de l'air au-dessus de la surface du sol et de la température effective du ciel.  $\Delta R$  peut être calculée par plusieurs corrélations empiriques ou :  $\Delta R = \sigma(T_{sur}^4 - T_{ciel}^4)$ ,  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzman.

CE (Convective Energy) : L'énergie convective échangée entre l'air et la surface du sol peut être calculée à partir de l'expression :

$$CE = h_{sur} (T_a - T_{sur}) \quad (13)$$

avec :

$$h_{sur} = 0.5 + 1.2 \times \sqrt{v_{vent}} \quad (14)$$

où  $v_{vent}$  est la vitesse du vent.

LE (Latent heat\_flux due to Evaporation): est la quantité de chaleur latente due à l'évaporation au niveau de la surface du sol, elle est évaluée par la relation empirique suivante:

$$LE = 0.0168 \times f \times h_{sur} \times [(aT_{sur} + b) - HR(aT_a + b)] \quad (15)$$

HR étant l'humidité relative de l'air, les constantes empiriques sont définies comme suit:

$$a = 103 \text{ Pa/K} \quad (15a)$$

$$b = 609 \text{ Pa} \quad (15b)$$

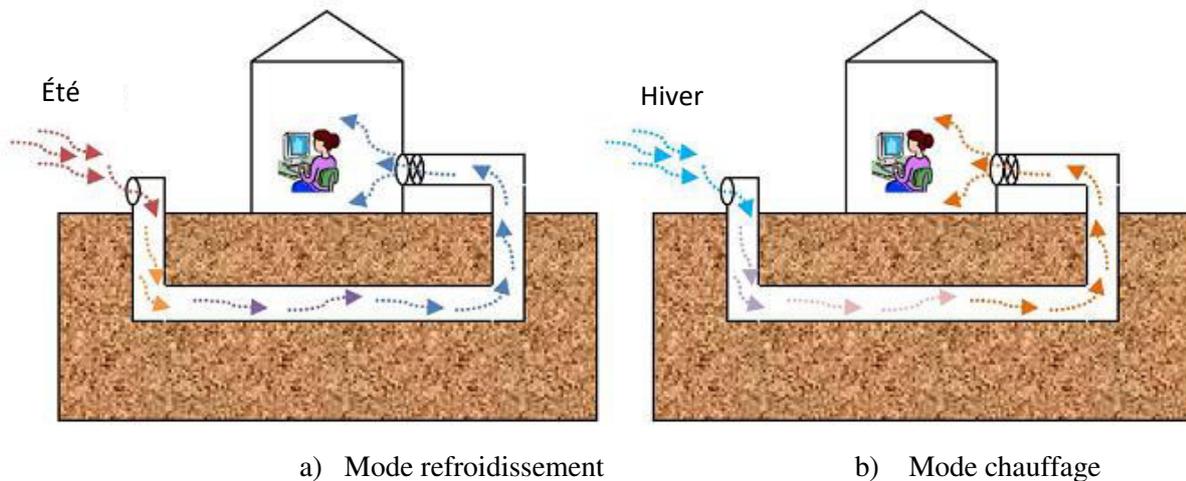
Le paramètre empirique  $f$  dépend de la nature du sol et du degré d'humidité du sol.

Nature du sol	Paramètre $f$
Aride	0.1 – 0.2
Sec	0.4 – 0.5
Humide	0.6 – 0.8
Saturé	1

**Tableau : II.1** Variation du paramètre  $f$  en fonction de la nature du sol [42,165].

### II-3 Modélisation de l'échangeur air-sol

Il est à noter que pour un échangeur air-sol, l'air extérieur passe par un tube enterré, échange de la chaleur et est fourni au bâtiment. L'échangeur EAHE le plus simple peut être un tube cylindrique d'une dimension appropriée enterré à une certaine profondeur (probablement 3m ou plus) à travers lequel circule de l'air. Une extrémité du tube sert d'entrée pour l'air, tandis que l'autre extrémité du tube (sortie) libère de l'air à l'intérieur du bâtiment à rafraichir/chauffer. En été, l'air ambiant chaud perd sa chaleur dans le tube enterré et se refroidit, puis il est fourni à l'intérieur (figure II.4 a). En hiver, l'air froid est chauffé dans le tube enterré et fourni à l'intérieur pour assurer un confort thermique (figure II.4 b).

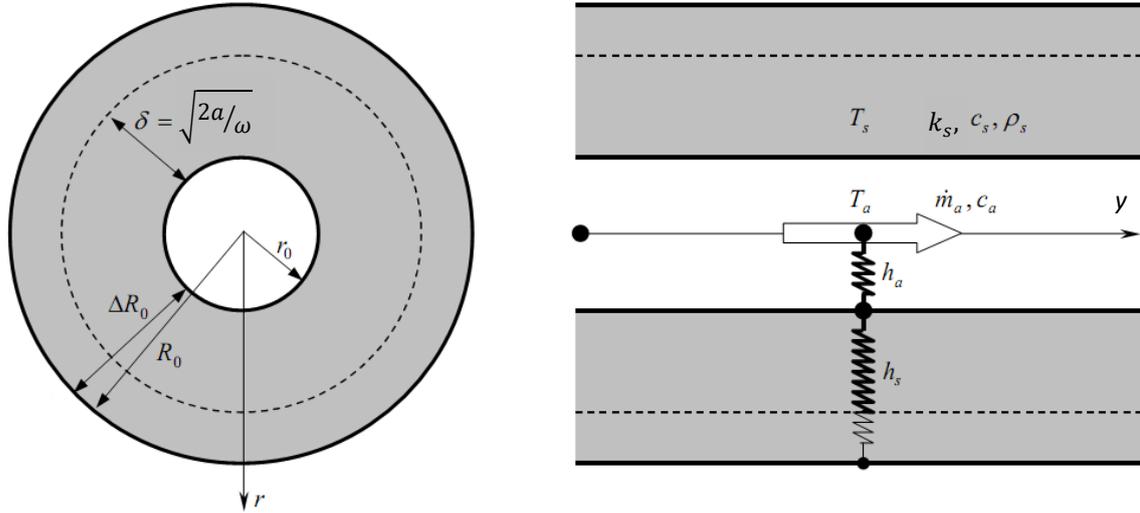


**Figure II.4 :** Vue conceptuelle du mode (a) de refroidissement et (b) de chauffage, de l'échangeur de chaleur air / sol [28].

Dans le cadre de cette étude, les hypothèses simplificatrices que la plus part des auteurs ont prises en compte sont les suivantes :

- La diffusion de chaleur longitudinale, considérée secondaire par rapport à la diffusion latérale, n'est pas prise en compte. La pertinence de cette hypothèse est vérifiée par comparaison avec de modélisation numérique.
- Le sol est considéré comme étant homogène. Ne sont ainsi pas pris en compte les changements de diffusivité dus à des changements de type de terrain ou de leur contenu en eau. Ne sont pas non plus pris en compte d'éventuels mouvements d'eau entraînant des échanges convectifs à l'intérieur du terrain.
- Au niveau d'une section l'air est considéré homogène, l'échange convectif étant modélisé par un coefficient convectif unique entre le tube et l'écoulement pris dans son ensemble (assimilable à un point). Ce coefficient est par ailleurs supposé constant tout au long du tube, c'est-à-dire ne dépendant pas de l'évolution longitudinale de la température de l'air mais tout au plus dépendant de la vitesse de l'écoulement.
- Le tube est considéré comme une couche de sol qui inclut les propriétés thermophysiques du tube.
- Les éventuels échanges latents ne sont pas pris en compte, ce qui revient à dire qu'il n'y a pas d'infiltration dans les tubes et que la température de l'air se maintient au dessus du point de condensation.
- L'échauffement de l'air par frottement (pertes de charges) est négligé.

- On suppose que l'extraction de chaleur ne perturbe pas la distribution de la température du sol environnant et que le sol est sec.



**Figure II.5** : Schéma de principe pour la formulation analytique d'un échangeur EAHE [166]

En se référant au schéma de la figure II.5, les échanges thermiques en jeux sont régité par un système de trois équations régissant respectivement la diffusion dans le sol, l'échange convectif air/tube et le couplage entre les deux au niveau du tube [166].

$$a \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \right) = \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (16)$$

$$\dot{m}_a \left( \frac{\partial T_a}{\partial y} + \frac{1}{v_a} \frac{\partial T_a}{\partial t} \right) = 2\pi r_0 h_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) \quad (17)$$

$$k_s \left. \frac{\partial T_s}{\partial r} \right|_{r=r_0} = h_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) \quad (18)$$

où la diffusivité du sol est liée aux propriétés thermiques conductive et capacitive du sol :

$$a = \frac{k_s}{c_s \rho_s} \quad (19)$$

et la vitesse de l'air est liée au débit massique et au rayon du tube :

$$v_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \pi r_0^2} \quad (20)$$

De l'équation (18), on tire l'expression de  $T_a$  et en remplaçant par cette expression dans (16) et (17), on obtient

$$a \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \right) = \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (21)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial y} + \frac{1}{v_a} \frac{\partial}{\partial t}\right) \left(T_s - \frac{k_s}{h_a} \frac{\partial T_s}{\partial r}\right) \Big|_{r=r_0} - \frac{2\pi r_0}{c_a \dot{m}_a} k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \Big|_{r=r_0} = 0 \quad (22)$$

$$T_a = \left(T_s - \frac{k_s}{h_a} \frac{\partial T_s}{\partial r}\right) \Big|_{r=r_0} \quad (23)$$

A la limite de la couche du sol en contact avec le tube, on peut considérer les conditions isothermique ou adiabatique suivantes :

$$T_s|_{r=R_0} \quad , \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} \Big|_{r=R_0}$$

Pour pouvoir résoudre le problème, on doit connaître la température de l'air à l'entrée du tube. Cette température est généralement prise comme fonction périodique sinusoïdale

$$T_a|_{y=0} = \theta_0 \cos(\omega t + \phi_0)$$

Dans le cas où la surface et le matériau du tube sont supposés humides et poreux, le processus de transfert de vapeur d'eau a également lieu. Par conséquent, la chaleur associée à la vapeur d'eau peut être égale à :

$$h_D C_a (T_s|_{r=r_0} - T_a)$$

Par conséquent, pour la surface du tube humide, le bilan énergétique de l'équation (17) peut être modifié comme suit :

$$\dot{m}_a \left(\frac{\partial T_a}{\partial y} + \frac{1}{v_a} \frac{\partial T_a}{\partial t}\right) = 2\pi r_0 h_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) - h_D C_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) \quad (24)$$

avec  $h_D$  est le coefficient de transfert de masse, il est corrélé avec le coefficient de transfert de chaleur par convection comme suit :

$$h_D = h_c \frac{D_m \rho_a}{k_d} \left(\frac{D}{D_m}\right)^c \quad (25)$$

avec :  $k_d$  est le coefficient total de déphasage.

Deux modèles importants méritent d'être notés :

#### a. Modèle de Hollmuller

La thèse de doctorat de Hollmuller [166] constitue l'une des principales références pour la thermique des échangeurs air-sol. En s'appuyant sur une modélisation théorique analytique approfondie mais aussi sur de nombreuses mesures in-situ, l'auteur y établit des règles simples pour le dimensionnement des échangeurs air-sol.

Dans cette étude, le sol est considéré comme un milieu homogène et invariable, caractérisé par des propriétés moyennes (conductivité thermique, masse volumique et capacité calorifique massique). Par conséquent, la variation temporelle du taux d'humidité du sol, due, par exemple, aux

infiltrations d'eau (pluie) ou aux périodes de sécheresse, est négligée. D'autre part, aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur.

Le modèle de température tient compte de trois phénomènes indépendants :

1. La conduction dans le sol du signal de température provenant de la surface du sol (effet des conditions atmosphériques)
2. La conduction du flux thermique provenant d'un bâtiment situé à proximité de la portion du sol considérée (influence du bâtiment sur la température du sol)
3. La conduction d'un flux thermique en provenance du sous-sol (flux géothermique)

Contrairement à ce qui se passe pour un milieu de stockage liquide, qui peut souvent se décrire par séparation des paramètres capacitif et convectif, les échanges thermiques avec un milieu solide, de nature diffusive (continuum conductif /capacitif), induit des déphasages et amortissements de température souvent difficile à caractériser de façon intuitive, l'inhomogénéité du champs de température ne permettant généralement pas la mise en œuvre de modèles mathématiques simples. Si, à défaut de mieux, certain auteurs utilisent tout de même de tels modèles pour le dimensionnement d'échangeurs air/sol [49,91,172,173,174], il reste à priori difficile, particulièrement en conditions non-stationnaires, d'estimer les paramètres fondamentaux tels que le coefficient d'échange air/sol et la température effective du sol.

Hormis une solution approximative, basée sur une solution stationnaire et pour une géométrie restreinte, une des études analytiques les plus abouties [175] donne la solution exacte de la diffusion de la chaleur latérale d'un tube cylindrique soumis à une excitation périodique. Elle est complétée par l'effet qui en résulte sur la variation longitudinale de la température du flux d'air [176]. Bien qu'y soit prise en compte le couplage thermique du sol avec sa surface libre, considérée plane et soumise à excitation périodique déphasée, pour le reste de la géométrie la diffusion dans le sol se poursuit virtuellement à l'infini, c'est à dire sans restriction sur la quantité de terrain à disposition. Il manque surtout à cette étude une interprétation physique ainsi qu'une présentation simple et opérationnelle des résultats obtenus [166].

Similairement à cette dernière étude, en ajoutant une condition radiale finie (limitation du terrain à disposition de chaque tube), mais en omettant la contrainte liée à la surface libre du sol, ainsi qu'en développant la solution et en interprétant les résultats de façon adéquate à la compréhension conceptuelle des phénomènes en jeu, Holmuller [166] a proposé un modèle théorique plus approfondi. La dynamique de l'échange et l'influence des différentes caractéristiques physiques du sol et de l'air sur cet échange sont étudiées par l'auteur dans un cas idéal (un seul tube enfoui dans le sol). Après une adimensionnalisation du problème, l'étude aboutit à des solutions analytiques complètes permettant de simuler les échanges de chaleurs intervenant entre un tube et le

sol qui l'entoure. La dynamique du stockage thermique réalisé dans le sol est analysée : l'échangeur est considéré comme un filtre intervenant sur le signal thermique constitué par la température de l'air entrant. L'auteur analyse les capacités d'amortissement et de déphasage du signal en fonction de la fréquence de variation de ce dernier. Pour caractériser le phénomène, il utilise la notion de profondeur de pénétration, représentant l'épaisseur de sol où la température est fortement influencée par une variation de température de l'air circulant dans le tube.

Les transferts de chaleur par migration d'eau dans le sol, les transferts par conduction dans la direction de la longueur, l'effet de l'interposition de la paroi du tube entre l'air et le sol ont été négligés dans cette étude. Néanmoins, les échanges thermiques latents (évaporation ou condensation d'eau) ont été intégrés au modèle numérique mis en œuvre avec le logiciel TRNSYS.

### **b. Modèles de (AG Solar) de Rhénanie du Nord-Westphalie**

Le groupe de travail sur l'énergie solaire (AG Solar) de Rhénanie du Nord-Westphalie (Allemagne) a réalisé un travail de recherche approfondi sur la problématique de l'échangeur air-sol, travail au sein duquel deux approches se distinguent :

- le projet GAEA (Grafische interpretation von Erdwärmetauschern : interprétation graphique des échangeurs géothermiques), mené par le laboratoire "Bauphysik und Solarenergie" (physique du bâtiment et énergie solaire) de l'université de Siegen, à partir de 1999.

- les travaux de Hans-Gerd Dibowski, comprenant sa thèse de doctorat, et les projets qu'il a coordonnés par la suite concernant les bâtiments de bureau et les logements rafraîchis par échangeur air-sol [31].

L'objectif du projet GAEA consistait à réaliser un logiciel de simulation des échangeurs air-sol permettant de mettre en évidence les gains énergétiques apportés par l'implantation de tels échangeurs sur des bâtiments.

Le modèle mis en œuvre à cet effet représente les échanges thermiques entre l'air circulant dans les tubes et le sol. Il intègre le gradient géothermique local, l'effet de la présence d'une nappe phréatique dans le sous-sol proche, l'effet de la proximité d'un bâtiment et la puissance thermique fournie à l'air par le ventilateur aspirant l'air dans le tube. Sa structure mathématique repose sur une transformation conforme de l'espace développée initialement par Albers [31]. Le modèle introduit un nombre adimensionnel, défini comme le rapport entre les coefficients des échanges thermiques intervenant entre la surface du sol et le tube, d'une part, et entre le tube et l'air de ventilation, d'autre part. Ce nombre, combiné à divers paramètres, permet d'évaluer la température de l'air en sortie d'échangeur.

Le logiciel GAEA, intégrant ce modèle, permet de déterminer précisément, pour différentes configurations de l'échangeur, les apports thermiques au bâtiment et donc l'énergie économisée correspondante. Les limites de cet outil résident dans sa base de données météorologiques restreinte au territoire allemand et dans le fait qu'il n'est pas couplé à un modèle thermique de bâtiment.

L'ensemble des travaux menés par le groupe de travail AG Solar a permis de confronter plusieurs modèles à des mesures réalisées sur des installations réelles. Ces modèles intègrent la plupart des phénomènes prépondérants qui caractérisent l'échange thermique au niveau d'un échangeur air-sol

Quelques modèles assez proches des précédents, Badescu [177], par exemple, propose un modèle de transfert thermique dans le sol en deux dimensions, s'appuyant sur un bilan thermique à la surface du sol, et un modèle d'échangeur simple monotube. Le système d'équations non-linéaire doit être résolu via un outil de résolution d'équations différentielles aux dérivées partielles. Ce modèle présente l'avantage de comporter un maillage réduit (22 mailles).

En outre, de nombreux modèles ont été développés [188,189,54,95,187,10,96,97,110] pour expliquer le comportement transitoire des phénomènes physiques se produisant dans l'échangeur EAHE ainsi que dans le sol environnant. Certains chercheurs ont discuté du processus d'analyse transitoire de manière concise [54,95,187,10,94,96,110]. Auparavant, Dhaliwal et Goswami [124] ont évalué les performances thermiques d'un EAHE à l'aide d'un modèle théorique. Hollmuller et Lachal [190] ont développé un modèle de simulation d'un EAHE réalisant des bilans énergétiques exhaustifs et prenant en compte les échanges de chaleur latente ainsi que la diffusion à travers le sol. Le modèle a été validé par rapport aux données expérimentales. Mihalakakou et al. [10] ont évalué les performances thermiques d'un échangeur de chaleur air-sol à l'aide d'un nouveau modèle numérique. Krarti et Kreider [191] ont développé un modèle analytique simplifié pour déterminer la performance énergétique des EAHEs. Le modèle suppose que le système atteint un comportement périodique et quasi-stationnaire après quelques jours de fonctionnement. Benhammou et Draoui [109] ont développé un modèle unidimensionnel pour étudier le comportement transitoire des EAHEs. Leur modèle a été validé par des résultats théoriques et expérimentaux obtenus par Bansal et al. [67] utilisant un modèle transitoire et implicite basé sur la dynamique des fluides (CFD) dans l'environnement FLUENT. Badescu [177] a développé un modèle d'échangeur de chaleur au sol simple et précis basé sur une approche bidimensionnelle numérique transitoire. Mihalakakou et al. [10] ont modélisé le système pour décrire simultanément le transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du tube. L'effet de l'écoulement d'air turbulent sur les performances thermiques a également été intégré dans le modèle. Deux outils de conception intelligents, à savoir le réseau neuronal artificiel [182] et les algorithmes génétiques [183], ont été développés et présentés pour

optimiser les variables d'entrée d'un échangeur de chaleur air-sol. Su et al. [95] ont développé un modèle numérique pour un système EAHE profondément enfoui. Un sous-modèle implicite transitoire de diffusion à une dimension a décrit la température et l'humidité de l'air, et le sous-modèle de conduction thermique a calculé la température de la roche. Un algorithme de calcul séquentiel a été utilisé pour résoudre le modèle numériquement. Les résultats numériques ont été vérifiés par les données de la review [1]. Niu et al. [61] ont utilisé une méthode de contrôle transitoire du volume pour traiter le mécanisme de transfert de chaleur et dynamique bidimensionnel des EAHEs. Ils ont divisé le domaine de calcul du sol en unités de contrôle le long des directions axiale et radiale. Les résultats numériques ont été comparés aux données expérimentales mesurées dans une installation expérimentale existante.

Récemment, Guohui Gan [96,97] a développé un programme de calcul utilisant des équations tridimensionnelles de conservation de l'énergie et de la masse pour le transfert de chaleur et de masse dans le sol. Il a étudié les performances thermiques des EAHEs pour la ventilation des bâtiments en utilisant les variations dynamiques des conditions climatiques, de charge et de sol. Les températures de l'air et du sol qui fluctuent périodiquement peuvent conduire les EAHEs à travailler dans un environnement thermique harmonique. Hollmuller [184] a considéré une entrée périodique pour l'air dans le tube enterré, donnant une interprétation physique de l'amortissement d'amplitude et du déphasage du signal d'entrée périodique. Yang et al. [185] ont prédit les performances des EAHEs en tenant compte des signaux de température harmoniques provenant à la fois de l'entrée du tube et de la surface du sol dans leur modèle. La précision des résultats a été assurée en validant avec des simulations CFD tridimensionnelles. Bruma et al. [186] ont utilisé une approche de modèle réduit pour étudier le comportement dynamique et thermique des fluides du système EAHE. Le modèle prédit convenablement le comportement de l'échangeur EAHE avec une hauteur pour le domaine de calcul de seulement 2,0 m (7,5 fois) inférieure à celle requise pour le modèle simplifié.

Ces modèles ont été développés pour différentes configurations des EAHEs, dans lesquelles les systèmes sont couplés avec des bâtiments. Parmi ces configurations courantes, on trouve :

- (i) mode de ventilation;
- (ii) mode de recirculation; et
- (iii) mode de ventilation partielle.

En mode ventilation, 100% de l'air est prélevé de l'air ambiant et s'écoule à travers les tube enterrés où il est refroidit / chauffé, puis l'air est envoyé dans le bâtiment pour assurer le confort thermique intérieur [178] et enfin l'air est évacué à l'ambiante à nouveau. Goswami et Biseli [187] ont développé un mode de ventilation par un EAHE (boucle ouverte) ainsi qu'un système indirect pour améliorer le COP d'une pompe à chaleur / système de réfrigération. En mode recirculation, l'air

ambient est recirculé à travers le tube enterré en continu [188,189]. Sawhney et al. [188] ont installé des EAHEs à recirculation et ont pu conditionner avec succès huit chambres dans une maison d'hôtes de l'Institut de recherche non conventionnel de Ghosi en Inde. En outre, dans une autre étude, un système de type à recirculation en boucle fermée combiné à un climatiseur conventionnel et un coefficient de performance amélioré (COP) [30], cependant, la performance dépend de nombreux paramètres, notamment la température du sol, les propriétés du sol, la taille du conduit, la vitesse de l'air et les conditions météorologiques locales. Une autre disposition alternative du système consiste à utiliser en mode de ventilation partielle. Dans de tels agencements, une fraction de l'air soufflé à travers le tube est prélevée de l'air ambiant et une partie de la pièce et mélangée au point d'aspiration du tunnel. Parfois, il est nécessaire de conditionner l'air avant d'alimenter le bâtiment. Le système de climatisation conventionnel est utilisé pour conditionner l'air d'alimentation. De plus, dans chaque mode de fonctionnement, les EAHEs peuvent être constitués de tubes simples ou multiples et peuvent être disposés en :

- (a) parallèles en une couche ou en plusieurs couches au-dessus de l'autre connectées avec des collecteurs d'aspiration et de refoulement communs [189];
- (b) structure de type peigne horizontal ou vertical [190];
- (c) structure en spirale [191];
- (d) structure serpentine [192] et
- (e) type horizontal en U [193].

### **II-2-2 Principaux paramètres de dimensionnement**

La solution analytique développée par plusieurs auteurs a permis d'identifier les paramètres influant sur le comportement thermique de l'échangeur air-sol et d'en distinguer les plus prépondérants. Ces paramètres sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur air-sol, et par conséquent pour sa modélisation [31,161,166].

#### **1 Débit d'air total**

Le débit total de l'air circulant dans l'échangeur doit assurer – au moins en partie – l'ensemble des besoins de renouvellement d'air des pièces à ventiler. La détermination du débit d'air total maximal constitue le premier paramètre de dimensionnement de l'échangeur. En effet le régime de ventilation peut varier selon le mode de fonctionnement (réduit en préchauffage, plus élevé en rafraîchissement). [31,161,166].

### **2 Nombre et diamètre des tubes**

Le nombre et le diamètre des tubes influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Ces paramètres sont ajustés en fonction du débit nominal de ventilation.

En pratique, pour les installations domestiques, le diamètre utilisé se situe entre 16 cm et 20 cm, mais il peut être bien supérieur sur des installations de grande taille [31,166]. Le nombre de tubes est conditionné par l'espace disponible pour l'installation de l'échangeur.

### **3 Vitesse de l'air dans les tubes**

La vitesse de l'air découle directement du choix des trois paramètres précédents. Néanmoins, elle impose le type d'écoulement (laminaire, 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 charges mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur. Afin de limiter les pertes de charge, cette vitesse est le plus souvent maintenue entre 3 et 4 m/s [31,166].

### **4 Longueur des tubes**

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. La littérature nous montre qu'au delà d'une certaine longueur, le rallongement des tubes n'apporte aucune amélioration de l'échange. Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur, liée à la longueur caractéristique de l'échange thermique,  $l$ , qui peut être obtenue en confrontant le surcoût économique de l'échangeur à l'économie d'énergie apportée par l'allongement des tubes. Par conséquent, il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 m à 40 m) plutôt qu'un ou deux tubes beaucoup plus longs.

Hollmuller [166] fournit des règles de dimensionnement simples permettant d'ajuster les quatre paramètres précédents en fonction du débit total de ventilation.

### **5 Distance entre tubes**

Le stockage et l'amortissement thermique du sol sont assurés par le volume du sol situé tout autour de chaque canalisation. L'épaisseur du sol concernée est proportionnelle à la profondeur de pénétration du signal thermique [166]. Ainsi, si la distance entre deux tubes est du même ordre de grandeur ou inférieure à la profondeur de pénétration, la température de la portion du sol située entre ces tubes est influencée simultanément par ces deux tubes, ce qui réduit localement la capacité de stockage du sol.

L'influence de la distance entre les tubes sur les performances de l'échangeur est peu abordée dans la littérature. Pourtant, il semble important d'assurer une distance minimale afin de limiter l'interaction entre deux tubes adjacents et d'optimiser ainsi l'exploitation de l'inertie thermique du sol. Une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour des variations journalières. Par contre, un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de 3 m, qui n'est généralement pas envisageable en pratique [31,161,166].

### **6 Profondeur d'enfouissement des tubes**

Pour un échangeur air-sol, le sol joue le rôle d'isolant et de tampon thermique entre l'atmosphère et les canalisations enterrées. La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de cette isolation. Hollmuller [166] a montré que les variations de la température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande. Au-delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne dépend quasiment plus des conditions atmosphériques.

Pour tirer partie du déphasage journalier, une profondeur de 40 cm est suffisante, tandis que pour un déphasage saisonnier, la profondeur minimale d'enfouissement requise est de 2 m. Au-delà, l'augmentation de la profondeur accroît les contraintes réglementaires (sécurisation du chantier) et les coûts de réalisation bien plus rapidement que l'économie d'énergie marginale apportée [31,161,166].

### **7 Nature du sol et son taux d'humidité**

La capacité calorifique et la conductivité thermique du sol ont une influence importante sur l'efficacité du système. Elles dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité et des migrations d'eau en son sein. La capacité thermique du sol correspond à la moyenne des capacités calorifiques de ses différents constituants : minéraux, matières organiques, air et eau. L'eau possède une capacité et une conductivité thermiques supérieures à celles des autres constituants du sol. Ainsi, un sol humide emmagasine mieux la chaleur qu'un sol sec et la transmet plus facilement à l'air dans les canalisations de l'échangeur. Cet effet est mis à profit pour augmenter temporairement la performance des échangeurs thermiques air-sol en humidifiant le sol par arrosage [161].

### **II.2.3 Autres paramètres de dimensionnement**

Certains paramètres sont peu cités dans la littérature. Pourtant, une partie d'entre eux semblent jouer un rôle important dans le comportement de l'échangeur air-sol [31,161].

### **1 Rugosité intérieure des tubes**

La rugosité intérieure des tubes favorise le transfert thermique par convection en créant de la turbulence, cependant elle favorise aussi les pertes de charges hydrauliques le long de chaque tube. Des pertes de charge élevées sont indésirables car elles entraînent un surdimensionnement des systèmes de ventilation et des pertes énergétiques supplémentaires. De plus, les irrégularités de l'intérieur des tubes favorisent la stagnation d'eau condensée, ce qui peut dégrader à terme la qualité de l'air ventilé (développement de micro-organismes). L'intérieur des tubes doit donc être le plus lisse possible. Ainsi, une légère pente de l'ensemble des tubes permet l'évacuation de l'eau condensée sans intervention extérieure [161].

### **2 Nature des tubes**

La chaleur massique et la conductivité thermique du matériau constitutif des tubes sont généralement négligées dans les modèles consultés. En effet, la faible épaisseur des canalisations réduit fortement la capacité et la résistance thermique globale des tubes, qui influent alors très peu sur le comportement thermique de l'échangeur [161].

### **3 Géométrie de l'échangeur**

L'échangeur est généralement constitué d'un ou plusieurs tubes disposés parallèlement, horizontalement et regroupés en entrée et en sortie par des collecteurs. Les coudes et les bifurcations du réseau enterré induisent des pertes de charges hydrauliques supplémentaires à éviter. Une disposition verticale pourrait tirer profit de la meilleure stabilité de la température du sol à plusieurs mètres sous sa surface, mais les contraintes techniques et économiques d'un tel dispositif semblent disproportionnées vis-à-vis du gain de performance apporté [161].

### **4 Rayonnement solaire**

Le rayonnement solaire capté à la surface du sol chauffe ce dernier en surface. Pour les modèles faisant intervenir un calcul de la température du sol, le bilan thermique réalisé à la surface du sol doit inclure les échanges radiatifs. En effet, il s'agit d'un apport énergétique majeur dont l'influence sur la température du sol est significative, surtout à faible profondeur. Les modèles ne prenant pas en compte du rayonnement solaire fournissent des résultats dont l'erreur sur l'évaluation de la température du sol peut atteindre plusieurs degrés [161].

### **5 Influence de la présence d'un bâtiment proche**

L'échangeur air-sol est toujours implanté à proximité d'un bâtiment, voire sous sa dalle. Or, un bâtiment peut échanger de la chaleur avec le sol et entraîner une perturbation locale de la température du sol. Cette interaction a une influence sur les performances globales de l'échangeur air-sol d'autant plus importante que l'influence du bâtiment sur l'échangeur est forte [166].

### **6 Influence de la présence d'une nappe phréatique proche**

L'échangeur air-sol peut être implanté à proximité ou au milieu d'une nappe phréatique ce qui ajoute une forte contrainte d'étanchéité aux tubes. Celle-ci modifie localement les propriétés du sol (taux d'humidité) et constitue, lorsqu'elle est circulante, une source de température stable. La température du sol est alors influencée par sa présence. Hollmuller [166] a intégré la présence d'une nappe phréatique à son modèle. Néanmoins, des simulations réalisées sur le logiciel GAEA indiquent une influence limitée sur la température en sortie de l'échangeur (variation de quelques dixièmes de degrés Celsius).

### **7 Humidité de l'air**

Les taux d'hygrométrie de l'air extérieur et de l'air extrait ne sont pris en compte que par les modèles intégrant les échanges latents [166]. En effet, pour les climats tempérés, les phénomènes de condensation et l'évaporation de l'eau à l'intérieur des tubes ne se produisent que de manière épisodique (par exemple : après un orage). Sur une année, ces phénomènes sont donc peu fréquents et leur influence sur le comportement de l'échangeur reste très limitée dans le temps. Sous d'autres climats, ces échanges peuvent être importants. Par exemple, en climat tropical humide, un puits canadien implanté à 3 m de profondeur permet d'abaisser la température de 6 °C et de déshumidifier sensiblement l'air intérieur, ce qui participe aussi à l'amélioration du confort thermique [31].

## **II.2.4 Synthèse**

Les questions les plus fréquemment abordées dans la littérature concernent l'évaluation :

- de la température du sol, à l'endroit où se trouve implanté l'échangeur air-sol,
- de l'échange thermique entre le sol et l'air traversant l'échangeur air-sol, qui permet de déterminer la température de l'air à la sortie de l'échangeur
- du stockage thermique dans les couches de sol entourant les tubes.

Par contre, la question des échanges latents (condensation ou évaporation d'eau) n'est généralement pas traitée. L'omission de la contribution du rayonnement à l'échauffement du sol.

### **Conclusion**

L'étude de modélisation de la température du sol en fonction de la profondeur ainsi que la modélisation de l'échangeur air-sol ont été présentés avec un certain détail dans cette partie. On a exposé aussi de nombreux modèles théoriques qui ont été développés dans la littérature en considérant les transferts de chaleur et de masse à une, deux et trois dimensions entre les tuyaux / tunnels enfouis et le sol environnant. De plus, l'effet des conditions de surface sur la température du sous-sol a été pris en compte dans quelques modèles. Des solutions numériques ont été obtenues à l'aide de différents logiciels (par exemple TRNSYS, MATLAB, EnergyPlus et Mathematica) et validées de manière appropriée par rapport aux mesures expérimentales.

# CHAPITRE III

# ETUDE

# EXPERIMENTALE

## CHAPITRE III : ETUDE EXPERIMENTALE

### Introduction

Nous allons aborder, dans ce chapitre, une description générale du dispositif expérimentale implanté dans le site de l'université de Biskra, ainsi que les différents instruments de mesure utilisés et présenter quelques résultats obtenus lors de cette étude.

### III-1 : Caractéristiques du site

Biskra (34° 51' 00" N 5° 44' 00" E) est une ville située au nord du Sahara, au pied du massif de l'Aurès et des Monts du Zab, à 400 km environ au sud-est d'Alger (capitale de l'Algérie). Les caractéristiques climatiques sont présentées dans le tableau : III.1[148].

Mois	Jan	Fev	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aout	Sep	Oct	Nov	Déc
Tmoy(°c)	11.9	13.7	16.2	20.0	25.2	29.9	33.5	32.7	27.5	22.1	16.5	12.8
Hmoy(%)	57	52	44	40	37	31	29	31	40	49	57	60
Vmoy(m/s)	3.70	4.18	4.59	4.82	4.78	4.34	3.70	3.82	3.58	3.82	3.60	3.65
Rmoy(w/m²)	211,7	295.5	411.7	489.7	511.2	533.5	525.1	476	398.8	304.2	219.2	177.7

**Tableau : III.1** Données météorologiques de la ville de Biskra

La nature du sol du site est Limon argilo-sableux [148, 149]. Les propriétés thermo physiques de ce type du sol sont données dans le tableau : III.2 [148].

Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Capacité calorifique Cp (J/kg K)	Conductivité thermique $\lambda$ (w.m/k)	Diffusivité thermique a (m <sup>2</sup> /s)	Profondeur de pénétration $\delta$ (m)
1800	1340	1.5	6.22x10 <sup>-7</sup>	2.5

**Tableau : III.2** Propriétés thermo physiques du sol du site[148].

### III-2 : Température du sol

La température du sol est un paramètre important dans les applications d'énergie solaire et géothermique comme le chauffage passif et le refroidissement des bâtiments et des serres agricoles[150, 151]. La température du sol dépend de la profondeur à laquelle est mesurée cette température et des conditions météorologiques du site telles que le rayonnement solaire, la température ambiante et la vitesse du vent. Elle dépend également de la nature du sol et de

l'entourage environnemental du site comme à titre d'exemple la présence d'un bâtiment ou d'arbres au voisinage [152].

La température du sol à une profondeur de 3m du site durant la période des essais est présentée sur la courbe de la figure : III.1

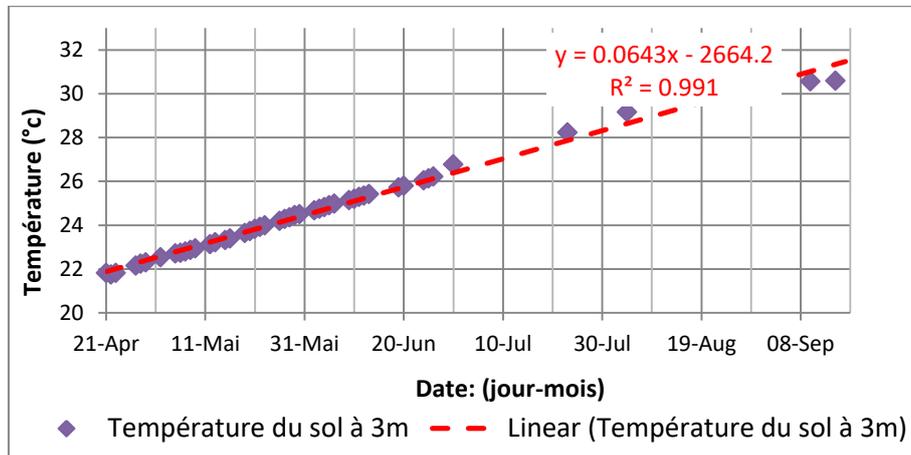


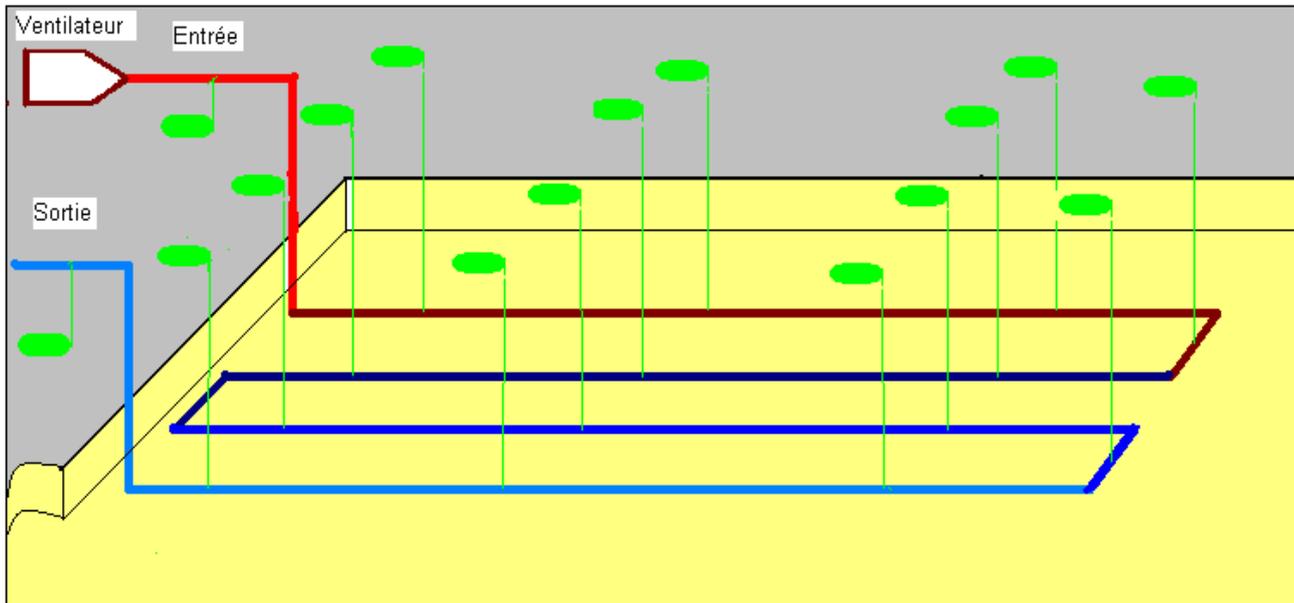
Figure : III.1 Température du sol du site à 3m de profondeur.

La figure nous montre que la température du sol à 3m de profondeur est de 22 °C vers la fin d'Avril et augmente d'une façon presque linéaire jusqu'à la fin d'Aout pour atteindre les 30 °C. Cette augmentation est due aux accumulations de la chaleur capturée par le sol par rayonnement solaire important durant cette période.

### III-3 : Echangeur air-sol



Figure : III. 2 Photo d'une partie de l'échangeur pendant la réalisation



**Figure : III.3** Schéma du tube enterré avec les sondes de mesure de la température le long de l'échangeur

Le dispositif expérimental, comme le montre la photo de la figure : III.2 et le schéma de la figure III.3, est un tube cylindrique en PVC, composé de quatre tronçons, raccordés l'un à l'autre pour former un serpentin. Le tube est de 0.110m de diamètre intérieur et environ de 55m de longueur totale. Il est enterré à 3m de profondeur avec une pente de 2 %. Les tronçons sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m. Aux extrémités, on a raccordé deux tronçons verticaux pour permettre à l'air d'entrer dans le tube et de sortir de ce dernier. Des sondes ont été placées à plusieurs endroits le long du tube enterré pour mesurer la température de l'air à l'intérieur du tube à plusieurs distances de l'entrée. Les températures de l'air le long de l'échangeur ont été mesurées à des distances de 0 m (entrée de l'échangeur), 3.63 m, 7.69 m, 11.73 m, 16.04 m, 20.07 m, 24.12 m, 26.37 m, 29.07 m, 33.10 m, 37.01 m, 38.86 m, 40.82 m, 45.10 m, 48.80 m et 53.16 m (sortie du tube). Les sondes de prélèvement des températures sont de type RTD (Resistance Temperature Detector).

### III-4 Instrumentation

Les instruments utilisés durant notre étude expérimentale sont :

- Un ventilateur de soufflement de l'air : S&P TD-800, P=120W ;
- Un Anémomètre à hélice : LV100 ;
- Une carte d'acquisition : DAQ-9188 de (National Instruments) ;
- 16 sondes de température : type RTD (Resistance Temperature Detector) ;
- Un logiciel d'enregistrement des mesures : LabVIEW SignalExpress, V 5.0 ;
- Un pc de bureau.



**Figure : III.4** Photo du ventilateur S&P TD-800



**Figure : III.5** Photo de l'anémomètre à hélice LV100

L'air ambiant est soufflé à l'intérieur du tube à l'aide d'un ventilateur S&P TD-800 (figure : III.4) d'une consommation fiable en énergie électrique, 120W. Sa vitesse de rotation est réglable, ce qui nous permet de contrôler la vitesse et le débit d'air qui s'écoule dans l'échangeur. L'air entre dans le tube à une température égale à la température ambiante, il s'écoule dans le tube enterré et perd de sa chaleur progressivement le long du tube pour sortir de ce dernier à une température modérée. La vitesse de l'écoulement de l'air est mesurée par un anémomètre à hélice LV100 à la sortie du tube (figure : III.5).



Figure : III.6 Photo de la carte d'acquisition DAQ-9188 de (National Instruments).

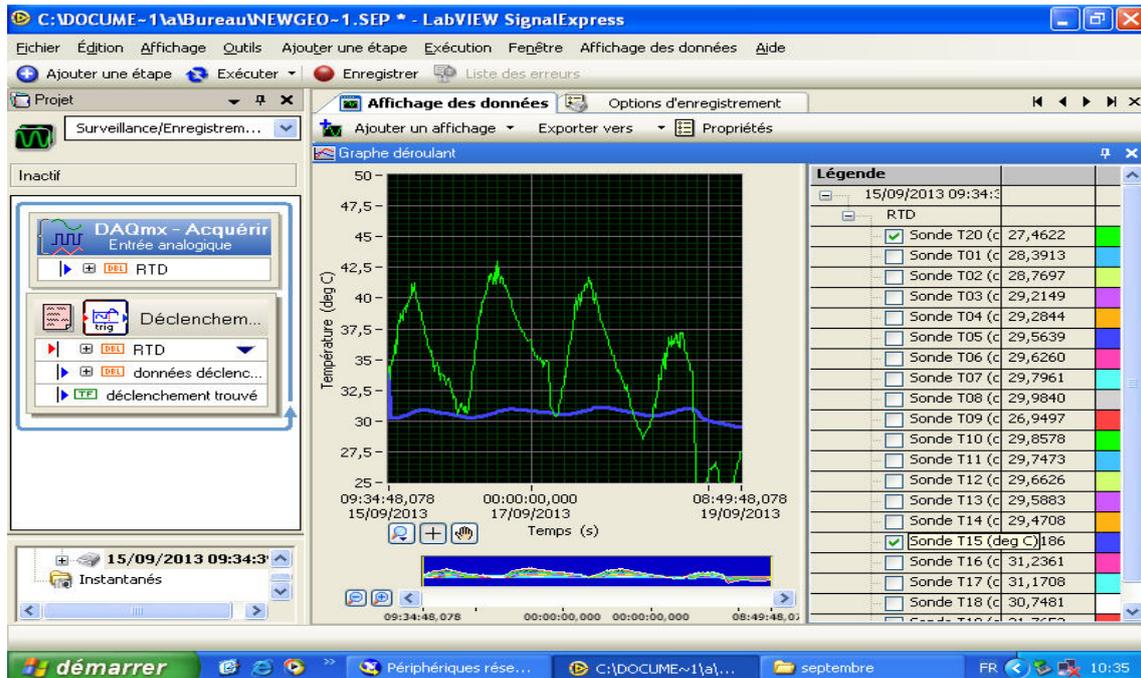


Figure : III.7 Température ambiante et température de l'air à la sortie de l'échangeur représentées par LabVIEW SignalExpress, V 5.0

L'acquisition des mesures (températures) se fait à l'aide d'une carte d'acquisition DAQ-9188 de (National Instruments), (voir Figure : III.6), qui transmet les valeurs lues par les 16 sondes de températures à un PC où elles sont traitées et enregistrées par un logiciel approprié (LabVIEW SignalExpress, V 5.0), (voir figure : III.7).

Des enregistrements ont ainsi été réalisés toutes les 15 min, de 08:00 heure à 17:00 heure, au cours de la période qui a débuté le 02 mai 2013 et s'ai étendue jusqu'au 19 septembre de la même

année. On a réalisé aussi des séries de mesures d'une façon continue pendant 24, 48, 72 et 96 heures sans arrêt, jour et nuit.

### III-5 Exemples de résultats

Il semble très utile de montrer quelques échantillons des valeurs des températures prélevées. Pour cela, nous avons choisi au hasard deux exemples : le premier concerne les mesures prises pendant la journée du 21 Mai de l'année 2013 tandis que le deuxième exemple est consacré aux mesures pendant 24 heures du 25 Juin matin jusqu'au 26 Juin matin de la même année.

Dans le tableau III.3 ci-dessous, sont présentés les températures prélevées par les sondes de mesure placées à des distances  $l$  (m) pour les instants  $t$  (h:min) pour la journée du 21 Mai 2013 et avec une vitesse moyenne d'écoulement de l'air  $u = 4.5$  m/s

$l$ (m) $t$ (h:m)	0	3.63	7.69	11.73	16.04	20.07	24.12	26.37	29.07	33.10	37.01	38.86	40.82	45.10	48.80	53.16
09:00	28,69	28,25	26,78	25,76	25,30	25,03	24,45	24,30	24,21	23,96	23,98	23,90	23,85	23,83	23,78	25,03
09:15	28,94	28,65	27,28	26,19	25,71	25,37	24,74	24,57	24,45	24,14	24,10	24,00	23,93	23,87	23,81	24,73
09:30	29,19	28,88	27,49	26,41	25,89	25,54	24,88	24,70	24,56	24,24	24,17	24,06	23,99	23,90	23,84	24,69
09:45	30,63	30,09	28,28	26,84	26,31	25,85	25,10	24,89	24,71	24,35	24,25	24,13	24,04	23,93	23,87	24,67
10:00	31,16	30,70	28,84	27,32	26,68	26,15	25,32	25,08	24,87	24,47	24,34	24,21	24,11	23,96	23,91	24,67
10:15	32,00	31,21	29,13	27,48	26,84	26,28	25,43	25,18	24,95	24,54	24,40	24,25	24,16	23,99	23,94	24,67
10:30	32,13	31,31	29,30	27,70	26,98	26,40	25,53	25,27	25,04	24,60	24,45	24,30	24,20	24,01	23,96	24,69
10:45	32,25	31,51	29,49	27,87	27,14	26,53	25,63	25,36	25,11	24,67	24,50	24,34	24,24	24,03	23,99	24,69
11:00	32,82	31,89	29,76	28,06	27,29	26,66	25,73	25,45	25,19	24,73	24,54	24,38	24,28	24,05	24,01	24,70
11:15	33,82	32,49	30,12	28,29	27,52	26,83	25,87	25,56	25,28	24,80	24,59	24,43	24,32	24,07	24,03	24,72
11:30	33,83	32,48	30,19	28,39	27,57	26,89	25,92	25,61	25,33	24,84	24,63	24,46	24,35	24,09	24,05	24,73
11:45	33,94	32,65	30,32	28,58	27,74	27,02	26,02	25,70	25,41	24,90	24,67	24,51	24,39	24,10	24,07	24,74
12:00	34,01	32,74	30,47	28,69	27,83	27,09	26,08	25,76	25,46	24,94	24,71	24,54	24,41	24,12	24,08	24,76
12:15	34,94	33,36	30,86	28,93	28,03	27,25	26,19	25,86	25,54	25,00	24,76	24,58	24,46	24,14	24,11	24,79
12:30	35,92	34,06	31,30	29,10	28,21	27,40	26,29	25,94	25,61	25,06	24,80	24,62	24,49	24,16	24,13	24,81
12:45	35,87	34,03	31,33	29,22	28,31	27,49	26,36	26,01	25,67	25,10	24,83	24,65	24,52	24,17	24,14	24,83
13:00	35,83	34,02	31,38	29,30	28,40	27,56	26,43	26,07	25,72	25,14	24,87	24,68	24,55	24,19	24,15	24,85
13:15	36,23	34,35	31,60	29,45	28,54	27,68	26,52	26,15	25,79	25,20	24,91	24,72	24,58	24,20	24,18	24,87
13:30	36,15	34,32	31,63	29,49	28,58	27,72	26,56	26,19	25,82	25,22	24,93	24,74	24,60	24,22	24,18	24,90
13:45	36,57	34,72	31,93	29,65	28,73	27,83	26,64	26,26	25,89	25,27	24,96	24,77	24,63	24,23	24,20	24,93
14:00	37,27	35,24	32,28	29,83	28,92	27,97	26,75	26,36	25,95	25,33	25,01	24,81	24,66	24,25	24,22	24,97
14:15	37,95	35,72	32,58	30,05	29,10	28,12	26,86	26,44	26,03	25,39	25,06	24,85	24,70	24,27	24,24	25,01
14:30	38,17	36,01	32,81	30,22	29,27	28,26	26,95	26,53	26,11	25,44	25,09	24,88	24,73	24,28	24,25	25,04
14:45	37,94	35,87	32,83	30,24	29,32	28,30	27,01	26,58	26,16	25,48	25,13	24,92	24,76	24,30	24,27	25,08
15:00	38,06	36,03	32,92	30,34	29,42	28,40	27,09	26,66	26,21	25,54	25,17	24,96	24,80	24,32	24,29	25,11
15:15	39,44	36,96	33,50	30,53	29,66	28,56	27,19	26,74	26,28	25,55	25,19	24,98	24,82	24,33	24,28	25,15
15:30	39,44	37,08	33,66	30,76	29,78	28,66	27,29	26,82	26,35	25,63	25,25	25,03	24,87	24,35	24,33	25,20
15:45	39,53	37,14	33,71	30,87	29,86	28,74	27,34	26,88	26,39	25,68	25,28	25,06	24,89	24,37	24,35	25,23
16:00	39,01	36,91	33,67	30,93	29,88	28,79	27,39	26,93	26,45	25,72	25,32	25,10	24,92	24,38	24,37	25,26

## Chapitre III : Etude expérimentale

**Tableau : III.3** Résultats obtenus pour la journée du 21 Mai 2013,  $u = 4,5$  m/s

Le tableau : III.4 nous donne les températures de l'air s'écoulant à une vitesse  $u = 3.5$  m/s à l'intérieur du tube enterré pendant une période de 24 heures, de 9h :00 du 25 Juin 2013 jusqu'à 9h :00 du 26 Juin 2013. Chaque température est spécifiée par une distance de l'entrée du tube  $l$ (m) et par l'heure de mesure  $t$  (h:min).

$l$ (m) $t$ (h:min)	0	3.63	7.69	11.73	16.04	20.07	24.12	26.37	29.07	33.10	37.01	38.86	40.82	45.10	48.80	53.16
09:00	30,99	31,35	30,28	29,26	28,77	28,37	27,67	27,50	27,34	26,87	26,60	26,43	26,28	25,91	25,84	26,78
09:15	31,12	31,51	30,40	29,38	28,87	28,47	27,76	27,58	27,42	26,94	26,66	26,48	26,34	25,95	25,88	26,79
09:30	31,37	31,67	30,54	29,51	28,98	28,56	27,83	27,65	27,47	26,99	26,69	26,51	26,37	25,97	25,90	26,79
09:45	31,44	31,75	30,61	29,57	29,04	28,62	27,88	27,70	27,51	27,02	26,73	26,55	26,40	25,99	25,92	26,80
10:00	31,65	31,91	30,76	29,68	29,14	28,70	27,95	27,76	27,57	27,06	26,75	26,57	26,42	26,00	25,92	26,81
10:15	32,01	32,16	30,94	29,82	29,25	28,79	28,01	27,82	27,62	27,10	26,79	26,60	26,45	26,02	25,95	26,82
10:30	32,80	32,76	31,35	30,03	29,47	28,96	28,13	27,92	27,70	27,16	26,83	26,64	26,49	26,04	25,97	26,84
10:45	33,51	33,22	31,67	30,23	29,64	29,09	28,22	27,99	27,76	27,21	26,87	26,68	26,52	26,05	25,99	26,85
11:00	33,57	33,29	31,75	30,29	29,72	29,16	28,29	28,05	27,82	27,26	26,91	26,71	26,55	26,07	26,00	26,86
11:15	33,49	33,30	31,83	30,42	29,82	29,25	28,36	28,12	27,88	27,30	26,94	26,75	26,58	26,09	26,02	26,88
11:30	34,15	33,72	32,11	30,58	29,95	29,35	28,44	28,19	27,93	27,35	26,98	26,78	26,61	26,11	26,04	26,90
11:45	34,89	34,28	32,50	30,79	30,17	29,52	28,55	28,29	28,01	27,41	27,03	26,82	26,65	26,12	26,06	26,92
12:00	35,61	34,80	32,88	31,02	30,39	29,69	28,68	28,39	28,10	27,46	27,07	26,86	26,69	26,14	26,07	26,96
12:15	34,87	34,32	32,61	30,96	30,30	29,64	28,67	28,39	28,11	27,48	27,09	26,88	26,70	26,16	26,09	26,97
12:30	36,53	35,53	33,37	31,32	30,66	29,91	28,85	28,53	28,22	27,57	27,15	26,93	26,75	26,18	26,12	27,02
12:45	35,64	34,93	33,10	31,33	30,61	29,89	28,85	28,55	28,24	27,59	27,17	26,95	26,77	26,19	26,13	27,04
13:00	36,67	35,66	33,53	31,52	30,81	30,04	28,96	28,64	28,32	27,65	27,21	26,99	26,80	26,21	26,15	27,10
13:15	37,24	36,02	33,77	31,63	30,93	30,15	29,03	28,71	28,37	27,69	27,25	27,02	26,83	26,23	26,17	27,15
13:30	36,43	35,50	33,53	31,66	30,91	30,14	29,06	28,73	28,40	27,72	27,27	27,05	26,86	26,25	26,19	27,18
13:45	37,64	36,47	34,13	31,92	31,19	30,35	29,20	28,85	28,49	27,80	27,33	27,10	26,90	26,26	26,22	27,22
14:00	37,57	36,49	34,19	32,05	31,26	30,41	29,25	28,90	28,53	27,82	27,35	27,12	26,92	26,28	26,22	27,26
14:15	37,87	36,85	34,46	32,20	31,38	30,52	29,33	28,96	28,59	27,87	27,39	27,15	26,95	26,29	26,24	27,31
14:30	37,64	36,78	34,47	32,29	31,46	30,58	29,38	29,02	28,64	27,90	27,42	27,17	26,97	26,30	26,25	27,36
14:45	38,34	37,29	34,80	32,48	31,63	30,72	29,48	29,10	28,70	27,95	27,46	27,21	27,01	26,32	26,27	27,41
15:00	38,96	38,13	35,34	32,74	31,88	30,91	29,61	29,21	28,79	28,02	27,50	27,26	27,05	26,34	26,29	27,48
15:15	39,82	38,48	35,58	32,88	32,04	31,03	29,70	29,29	28,86	28,08	27,55	27,29	27,08	26,36	26,31	27,54
15:30	38,69	37,63	35,17	32,82	31,92	30,96	29,68	29,28	28,87	28,09	27,56	27,31	27,10	26,37	26,32	27,59
15:45	39,19	38,04	35,32	32,81	31,96	31,00	29,71	29,30	28,89	28,11	27,58	27,33	27,11	26,38	26,34	27,65
16:00	38,93	37,97	35,40	32,99	32,08	31,09	29,78	29,38	28,95	28,15	27,61	27,36	27,14	26,40	26,35	27,73
16:15	39,28	38,11	35,50	33,06	32,13	31,14	29,83	29,41	28,98	28,18	27,63	27,38	27,16	26,41	26,36	27,78
16:30	39,00	37,74	35,24	32,94	32,03	31,08	29,79	29,39	28,96	28,17	27,64	27,38	27,17	26,42	26,36	27,81
16:45	40,29	38,99	36,01	33,27	32,38	31,33	29,95	29,52	29,07	28,25	27,69	27,43	27,21	26,43	26,40	27,87
17:00	40,25	38,99	36,03	33,29	32,39	31,34	29,95	29,52	29,06	28,24	27,68	27,42	27,21	26,43	26,39	27,89
17:15	40,48	39,15	36,14	33,32	32,42	31,36	29,98	29,53	29,08	28,25	27,69	27,43	27,21	26,43	26,39	27,89
17:30	38,70	37,65	35,37	33,22	32,23	31,25	29,95	29,53	29,09	28,27	27,71	27,45	27,23	26,45	26,40	27,89
17:45	39,29	38,01	35,46	33,10	32,17	31,22	29,90	29,49	29,05	28,25	27,70	27,44	27,22	26,45	26,41	27,95
18:00	39,77	38,60	35,90	33,40	32,44	31,40	30,04	29,61	29,15	28,32	27,75	27,48	27,26	26,46	26,42	28,01

### Chapitre III : Etude expérimentale

18:15	39,16	38,13	35,71	33,42	32,42	31,42	30,07	29,63	29,18	28,35	27,77	27,51	27,29	26,48	26,43	28,03
18:30	39,43	38,21	35,69	33,34	32,39	31,39	30,06	29,64	29,18	28,36	27,78	27,52	27,30	26,49	26,45	28,08
18:45	39,52	37,98	35,53	33,25	32,30	31,33	30,03	29,65	29,16	28,35	27,78	27,52	27,30	26,50	26,46	28,09
19:00	39,62	38,36	35,78	33,38	32,43	31,44	30,11	29,67	29,22	28,39	27,82	27,55	27,32	26,51	26,47	28,12
19:15	39,08	37,94	35,55	33,32	32,37	31,40	30,09	29,66	29,22	28,39	27,82	27,55	27,33	26,52	26,47	28,14
19:30	38,97	37,75	35,42	33,25	32,30	31,35	30,07	29,65	29,21	28,39	27,82	27,56	27,33	26,52	26,48	28,16
19:45	38,71	37,49	35,26	33,17	32,24	31,31	30,04	29,63	29,20	28,39	27,82	27,56	27,34	26,52	26,48	28,15
20:00	38,59	37,29	35,13	33,09	32,17	31,27	30,01	29,62	29,19	28,38	27,82	27,56	27,34	26,53	26,49	28,03
20:15	37,87	36,66	34,70	32,90	31,98	31,13	29,93	29,55	29,15	28,36	27,80	27,54	27,33	26,53	26,49	27,86
20:30	37,30	36,13	34,33	32,68	31,80	31,00	29,84	29,48	29,09	28,32	27,78	27,52	27,31	26,53	26,48	27,75
20:45	36,84	35,75	34,06	32,50	31,67	30,88	29,78	29,43	29,05	28,30	27,77	27,51	27,30	26,53	26,48	27,72
21:00	36,51	35,45	33,82	32,32	31,52	30,78	29,70	29,36	29,00	28,26	27,74	27,49	27,28	26,52	26,47	27,71
21:15	36,16	35,17	33,60	32,19	31,39	30,69	29,63	29,30	28,95	28,23	27,72	27,47	27,26	26,51	26,46	27,67
21:30	35,68	34,80	33,35	32,04	31,27	30,59	29,56	29,25	28,92	28,20	27,70	27,45	27,25	26,51	26,46	27,65
21:45	35,32	34,49	33,12	31,88	31,13	30,48	29,49	29,19	28,86	28,17	27,67	27,43	27,23	26,51	26,45	27,66
22:00	35,00	34,23	32,93	31,75	31,02	30,40	29,44	29,14	28,83	28,15	27,66	27,42	27,22	26,50	26,46	27,62
22:15	34,46	33,81	32,62	31,57	30,86	30,27	29,35	29,07	28,76	28,10	27,63	27,39	27,19	26,49	26,44	27,60
22:30	34,35	33,68	32,49	31,45	30,76	30,20	29,29	29,02	28,72	28,07	27,61	27,37	27,18	26,49	26,44	27,59
22:45	33,41	33,03	32,10	31,30	30,58	30,06	29,21	28,95	28,67	28,04	27,58	27,35	27,16	26,48	26,44	27,58
23:00	33,36	33,05	32,03	31,15	30,51	30,01	29,14	28,90	28,63	28,01	27,56	27,34	27,15	26,48	26,42	27,56
23:15	33,22	32,77	31,82	30,99	30,38	29,91	29,09	28,85	28,59	27,97	27,54	27,31	27,13	26,47	26,41	27,55
23:30	33,02	32,59	31,69	30,88	30,31	29,85	29,04	28,81	28,57	27,96	27,53	27,31	27,13	26,47	26,41	27,51
23:45	32,87	32,45	31,57	30,79	30,22	29,78	28,99	28,77	28,53	27,93	27,51	27,29	27,11	26,47	26,41	27,49
00:00	32,56	32,21	31,40	30,68	30,12	29,70	28,93	28,71	28,49	27,90	27,49	27,27	27,09	26,46	26,40	27,51
00:15	32,30	32,00	31,23	30,58	30,01	29,62	28,88	28,67	28,45	27,88	27,47	27,26	27,08	26,46	26,40	27,47
00:30	31,89	31,68	31,00	30,45	29,89	29,51	28,81	28,61	28,40	27,84	27,45	27,24	27,06	26,45	26,39	27,45
00:45	31,62	31,44	30,82	30,31	29,78	29,43	28,74	28,56	28,36	27,81	27,43	27,21	27,04	26,44	26,39	27,43
01:00	31,28	31,18	30,62	30,17	29,66	29,34	28,68	28,50	28,30	27,78	27,40	27,19	27,02	26,43	26,38	27,40
01:15	30,86	30,84	30,37	30,01	29,52	29,23	28,59	28,43	28,26	27,74	27,37	27,17	27,00	26,43	26,37	27,39
01:30	30,47	30,51	30,12	29,84	29,37	29,11	28,51	28,36	28,20	27,70	27,34	27,14	26,98	26,41	26,35	27,37
01:45	30,07	30,19	29,88	29,69	29,23	29,00	28,43	28,29	28,15	27,66	27,31	27,12	26,95	26,41	26,35	27,36
02:00	29,51	29,74	29,55	29,47	29,05	28,86	28,33	28,21	28,07	27,60	27,28	27,08	26,92	26,39	26,33	27,34
02:15	29,16	29,44	29,31	29,27	28,89	28,73	28,24	28,13	28,01	27,55	27,24	27,05	26,89	26,38	26,32	27,32
02:30	28,84	29,17	29,10	29,13	28,76	28,63	28,16	28,06	27,95	27,51	27,21	27,02	26,87	26,37	26,31	27,30
02:45	28,54	28,90	28,88	28,97	28,62	28,51	28,07	27,99	27,89	27,47	27,17	26,99	26,84	26,36	26,30	27,29
03:00	28,41	28,77	28,76	28,87	28,53	28,44	28,01	27,93	27,85	27,44	27,15	26,97	26,82	26,35	26,29	27,27
03:15	28,23	28,61	28,63	28,77	28,44	28,36	27,95	27,88	27,80	27,40	27,12	26,94	26,80	26,34	26,28	27,27
03:30	28,06	28,44	28,49	28,66	28,34	28,28	27,89	27,82	27,75	27,36	27,09	26,92	26,78	26,33	26,27	27,24
03:45	27,85	28,27	28,35	28,57	28,25	28,21	27,83	27,77	27,71	27,33	27,07	26,89	26,76	26,32	26,26	27,22
04:00	27,39	27,91	28,10	28,42	28,10	28,09	27,74	27,70	27,65	27,29	27,03	26,87	26,73	26,31	26,25	27,19
04:15	27,27	27,79	27,97	28,30	28,00	28,00	27,68	27,64	27,60	27,25	27,00	26,84	26,70	26,30	26,23	27,17
04:30	26,79	27,40	27,70	28,12	27,85	27,88	27,59	27,57	27,54	27,20	26,97	26,80	26,67	26,28	26,21	27,14
04:45	26,52	27,18	27,51	27,95	27,72	27,78	27,51	27,50	27,48	27,15	26,93	26,77	26,65	26,27	26,19	27,12
05:00	26,33	26,99	27,35	27,82	27,61	27,69	27,44	27,44	27,43	27,12	26,91	26,75	26,63	26,26	26,19	27,11
05:15	26,25	26,89	27,25	27,70	27,53	27,62	27,38	27,38	27,38	27,08	26,88	26,72	26,60	26,25	26,17	27,08
05:30	26,31	26,89	27,22	27,65	27,49	27,58	27,35	27,35	27,35	27,05	26,86	26,70	26,58	26,24	26,17	27,07

### Chapitre III : Etude expérimentale

05:45	25,97	26,63	27,03	27,54	27,38	27,49	27,28	27,29	27,30	27,02	26,83	26,68	26,56	26,23	26,15	27,08
06:00	25,96	26,59	26,98	27,46	27,32	27,44	27,24	27,25	27,27	26,99	26,81	26,66	26,54	26,22	26,14	27,05
06:15	25,98	26,59	26,95	27,41	27,29	27,40	27,20	27,22	27,24	26,97	26,79	26,64	26,53	26,21	26,13	27,03
06:30	25,89	26,53	26,90	27,37	27,24	27,36	27,17	27,19	27,21	26,95	26,77	26,62	26,51	26,20	26,13	27,01
06:45	25,71	26,42	26,81	27,31	27,18	27,31	27,13	27,15	27,18	26,92	26,75	26,60	26,49	26,20	26,12	27,01
07:00	25,79	26,54	26,87	27,31	27,18	27,30	27,12	27,14	27,16	26,90	26,74	26,59	26,48	26,19	26,12	27,00
07:15	26,10	26,85	27,06	27,39	27,25	27,34	27,14	27,15	27,17	26,91	26,74	26,59	26,48	26,19	26,11	26,98
07:30	26,21	27,06	27,20	27,47	27,32	27,39	27,16	27,16	27,18	26,91	26,74	26,59	26,48	26,19	26,11	26,97
07:45	26,55	27,44	27,46	27,59	27,44	27,47	27,21	27,21	27,21	26,93	26,75	26,60	26,49	26,19	26,11	26,97
08:00	27,15	27,87	27,76	27,76	27,58	27,58	27,28	27,26	27,25	26,95	26,76	26,61	26,50	26,19	26,12	26,98
08:15	27,67	28,38	28,13	27,97	27,77	27,72	27,37	27,33	27,30	26,99	26,79	26,63	26,51	26,20	26,12	26,97
08:30	28,10	28,81	28,43	28,14	27,92	27,83	27,45	27,39	27,35	27,02	26,81	26,65	26,53	26,20	26,13	26,98
08:45	27,55	28,37	28,17	28,06	27,82	27,76	27,41	27,37	27,33	27,01	26,81	26,65	26,53	26,20	26,13	26,98
09:00	28,69	29,41	28,84	28,37	28,13	27,98	27,55	27,48	27,42	27,07	26,85	26,68	26,56	26,21	26,14	26,99

**Tableau : II.4** Résultats obtenus pour la journée du 25 au 26 Mai 2013,  $u = 3,5$  m/s

#### Conclusion

Nous avons abordé dans cette partie une description générale du dispositif expérimental ainsi que les instruments de mesure utilisés dans cette étude. Nous avons présenté aussi quelques exemples de résultats obtenus pendant des jours types de la période d'essais. La présentation de l'ensemble des résultats ainsi que leur interprétation feront l'objet du chapitre suivant.

# CHAPITRE IV

# RESULTATS

# ET DISCUSSION

## IV- RESULTATS ET DISCUSSION

### Introduction

On présente dans ce chapitre les résultats expérimentaux relatifs à l'influence de quelques paramètres sur la variation de la température du sol, celle de la température de sortie de l'échangeur air-sol ainsi que le potentiel de refroidissement et l'efficacité de ce dernier.

### IV-1 Température ambiante et température de sortie de l'échangeur

Les expériences réalisées nous ont permis de constater de bons écarts entre la température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Ces écarts de températures peuvent aller jusqu'à 18°C pour des températures ambiantes (à l'entrée de l'échangeur) très élevées de l'ordre de 49 °C (voir figure : IV.1). Cela est très important pour cette zone très chaude pendant la période d'été. En effet, pour atteindre la température de confort (25-28 °C), au lieu d'utiliser la climatisation conventionnelle, il serait plus économique d'utiliser un EAHE pour diminuer la température qui dépasse les 40 à 45°C vers 30 à 32°C en premier lieu, puis à l'aide d'un climatiseur conventionnel.

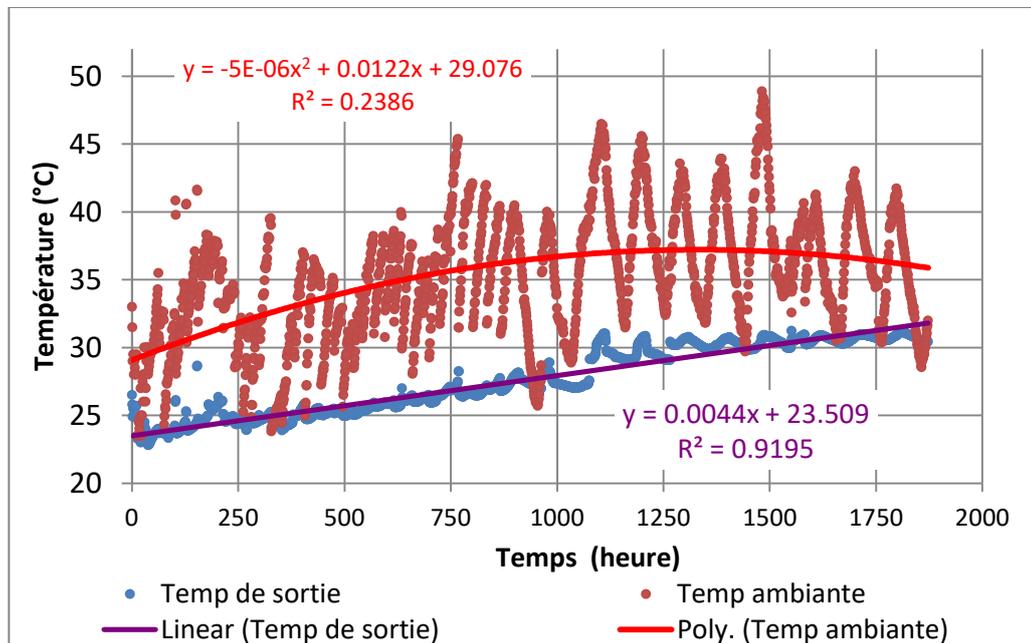


Figure : IV.1 Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

on continue à baisser la température de 30-32°C pour atteindre la plage du confort, comme c'est le cas du mois de septembre (figure : IV.1, figure : IV.2). Il se peut même qu'on n'aura pas besoin de climatisation, on se limite uniquement au rafraichissement par l'utilisation de l'EAHE pour

atteindre la température de confort comme c'est le cas du 27 mai, (voir figure : IV.2). Il reste seulement à vérifier aussi l'effet de la différence entre la température de l'air à la sortie de l'EAHE et la température à l'intérieur de l'immeuble à rafraichir .Car dans le cas du rafraichissement par ventilation, le débit d'air nécessaire est proportionnel à cette différence de température [153].

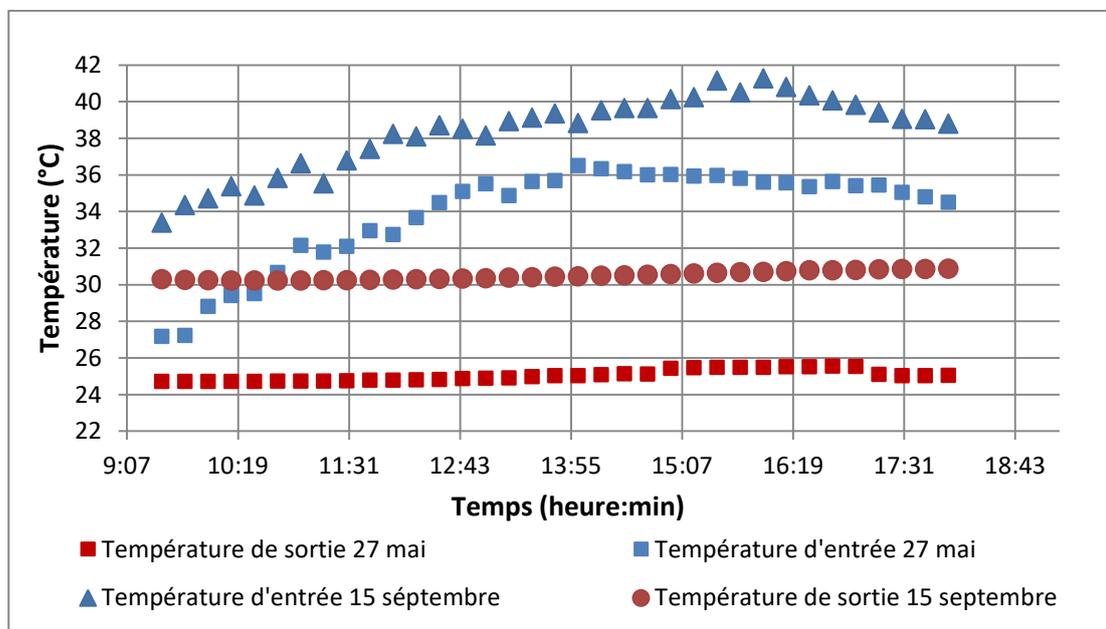


Figure : IV.2 Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur pour deux jours type 09 Mai et 15 septembre.

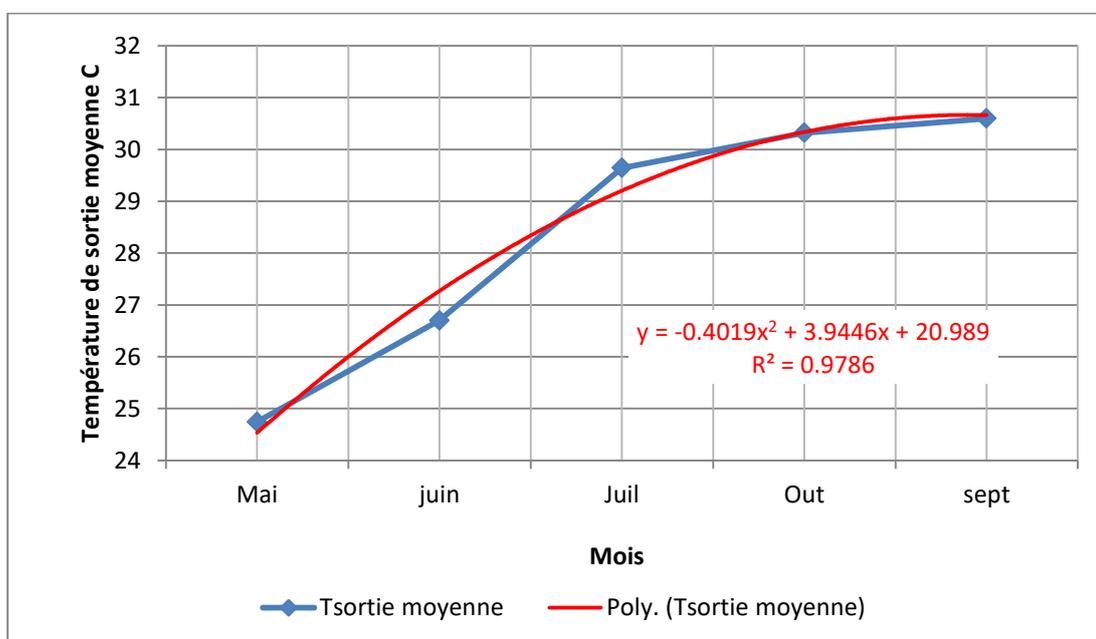


Figure : IV.3 Température moyenne mensuelle de l'air à la sortie de l'échangeur

### IV-2 Température de sortie moyenne

La température de l'air à la sortie de l'échangeur est d'environ 24°C au début de Mai pour atteindre environ 30°C au début de septembre (voir figure : IV.1 , figure : IV.3). Cette augmentation est due à l'élévation de la température du sol due à l'échauffement du sol pendant la saison de l'été causé par le rayonnement solaire très important [152]. Ce qui provoque l'élévation de la température du sol (voir figure : III.1).

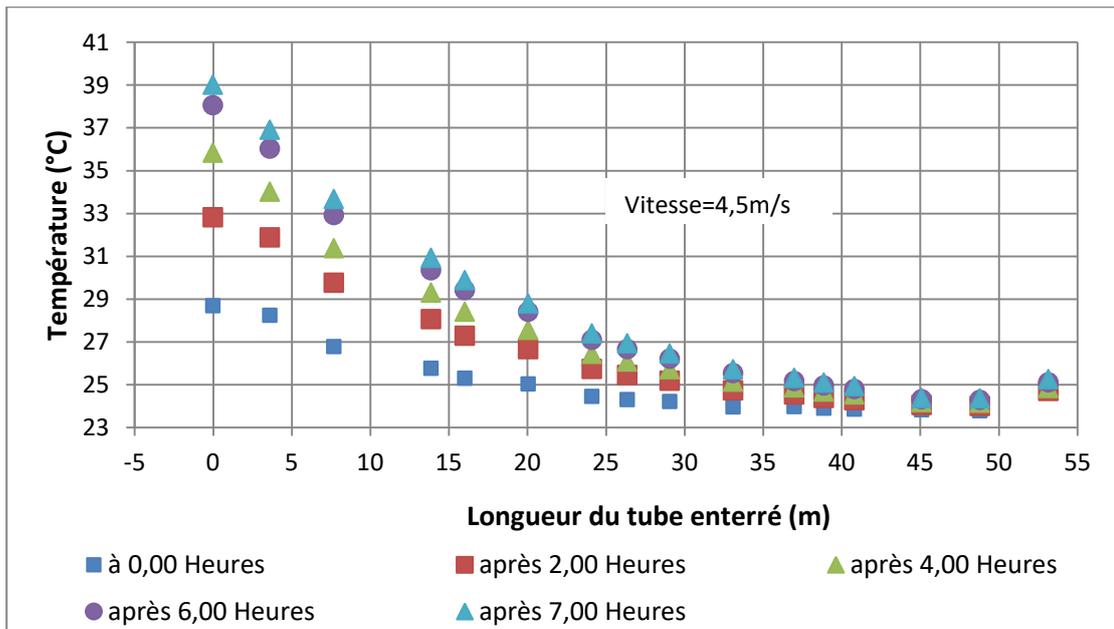
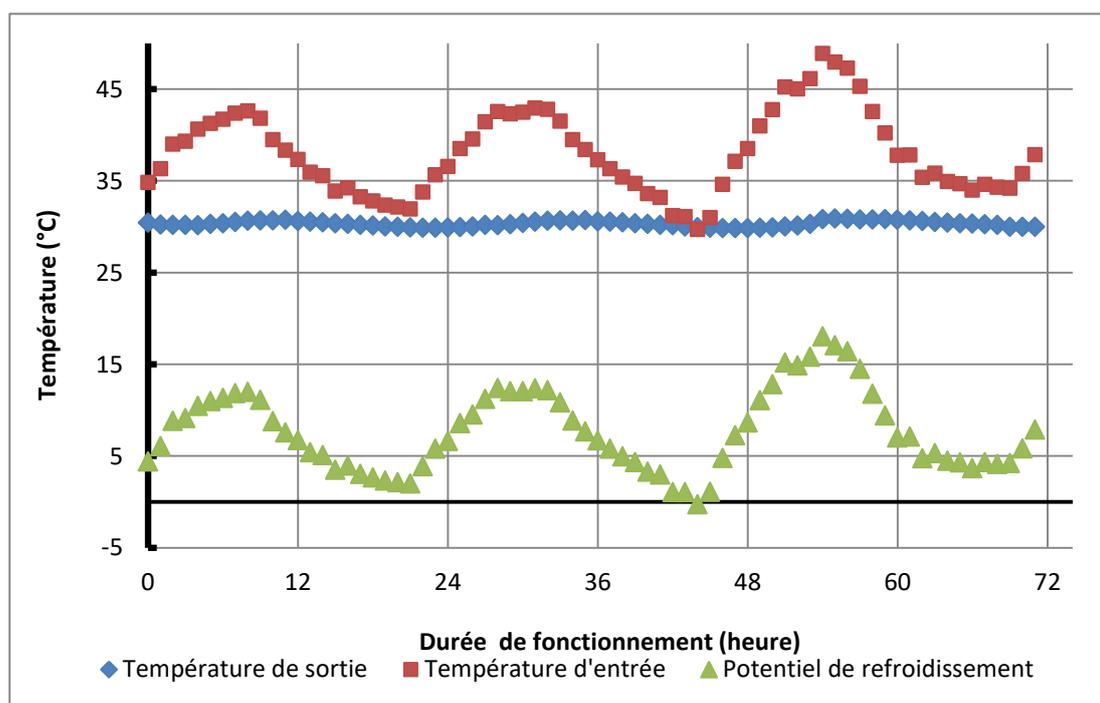


Figure : IV.4 Température de l'air à l'intérieur du tube en fonction de la longueur du tube.

### IV-3 Effet de la longueur de l'échangeur

La courbe de la figure : IV.4 représente la variation de la température de l'air à l'intérieur du tube enterré en fonction de la longueur de ce dernier pour différentes périodes de fonctionnement de l'échangeur. Il est clair que la température de l'air diminue d'une manière considérable en augmentant la longueur de l'échangeur jusqu'à atteindre environ 35m. Au de là de cette longueur la température de l'air à l'intérieur du tube tend à devenir constante même si on augmente la longueur de l'échangeur. De ce fait, la longueur du tube enterré doit être bien optimisée lors du design des échangeurs air-sol. L'augmentation de la température de l'air à la fin de l'échangeur entre les abscisses 48.800 m et 53.160 m est due au tronçon vertical du tube qui monte vers la surface du sol du fait que la température du sol autour de ce tronçon du tube augmente progressivement en montant vers la surface. Elle est due aussi à une partie de ce tronçon qui se situe au dessus de la surface du sol c'est à dire la température de l'air qui entoure cette partie est la température ambiante. On peut remédier à ce problème, dans des installations réelles, en effectuant une bonne isolation thermique

du tronçon vertical à la fin de l'échangeur, ou en plaçant ce tronçon directement sous l'immeuble à rafraichir à l'abri de l'air ambiant. On constate aussi que la température à l'intérieur du tube enterré diminue avec l'élévation de la durée de fonctionnement de l'échangeur, du début du tube jusqu'à la distance 40m, mais au-delà de 45m la température reste presque constante en avançant dans le temps. Cela nous montre qu'un bon dimensionnement du tube enterré est nécessaire pour assurer une température de sortie acceptable et éviter les sur dimensionnements.

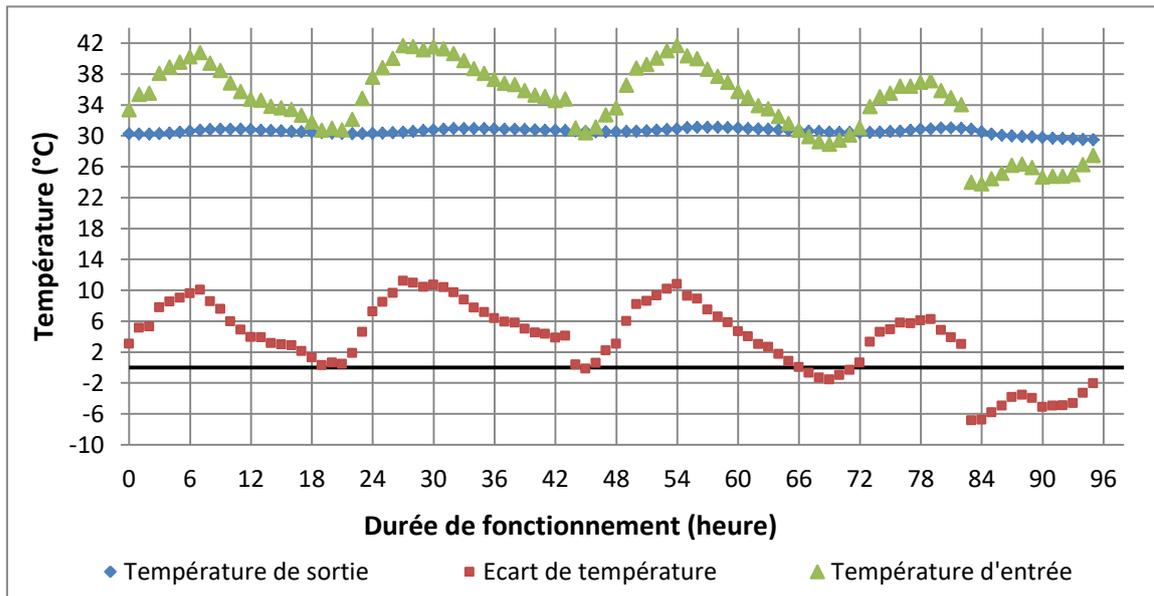


**Figure : IV.5** Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et l'écart entre ces deux températures en fonction de la durée de fonctionnement pendant trois jours.

#### IV-4 Effet de la durée de fonctionnement

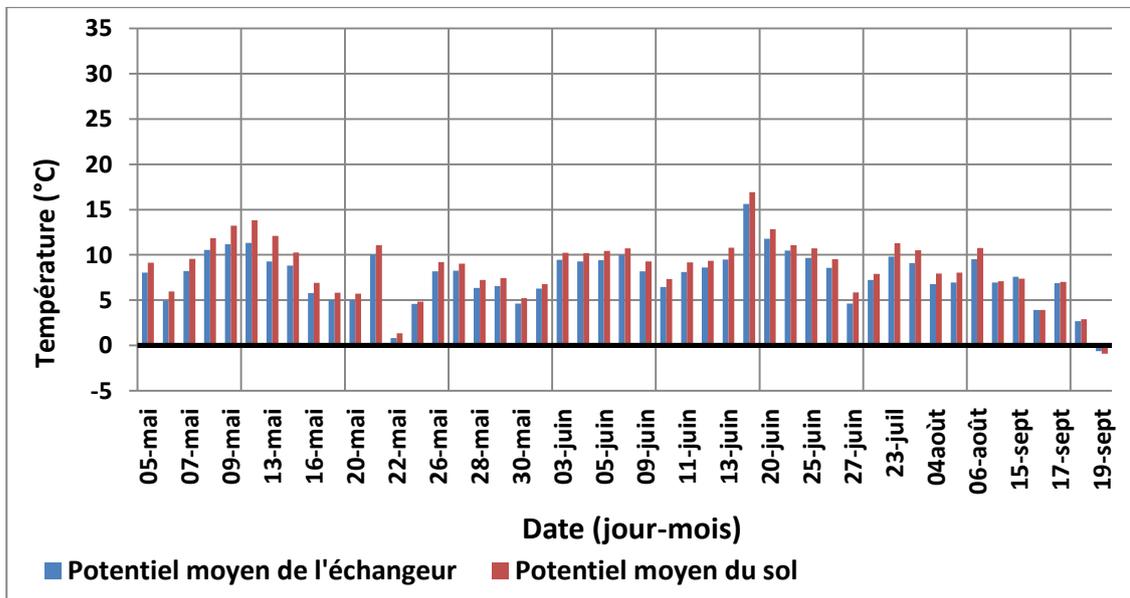
Un résultat remarquable est celui qu'on peut tirer de la courbe de la figure : IV.5 La performance thermique de l'échangeur ne s'affecte pas après une durée de fonctionnement relativement longue. Après une période de 96 heures de fonctionnement de l'échangeur, sans arrêt, jour et nuit, la température de l'air à la sortie de l'échangeur et/ou l'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'air de l'échangeur ne dépendent pas de la durée de fonctionnement. Cela est un paramètre très important et encourageant pour l'utilisation de ce type d'installation pour le rafraichissement des bâtiments résidentiels ou tertiaires. Cela est valable pour des périodes relativement courtes, quelques jours, mais si on prend la période de la saison d'été toute entière, on voit que la température du sol augmente de 24 °C en fin d'avril et début de mai pour atteindre 32 °C

en septembre, (voir figure : IV.1). Cette augmentation de température se traduit directement en une augmentation de température de l'air à la sortie de l'échangeur EAHE.

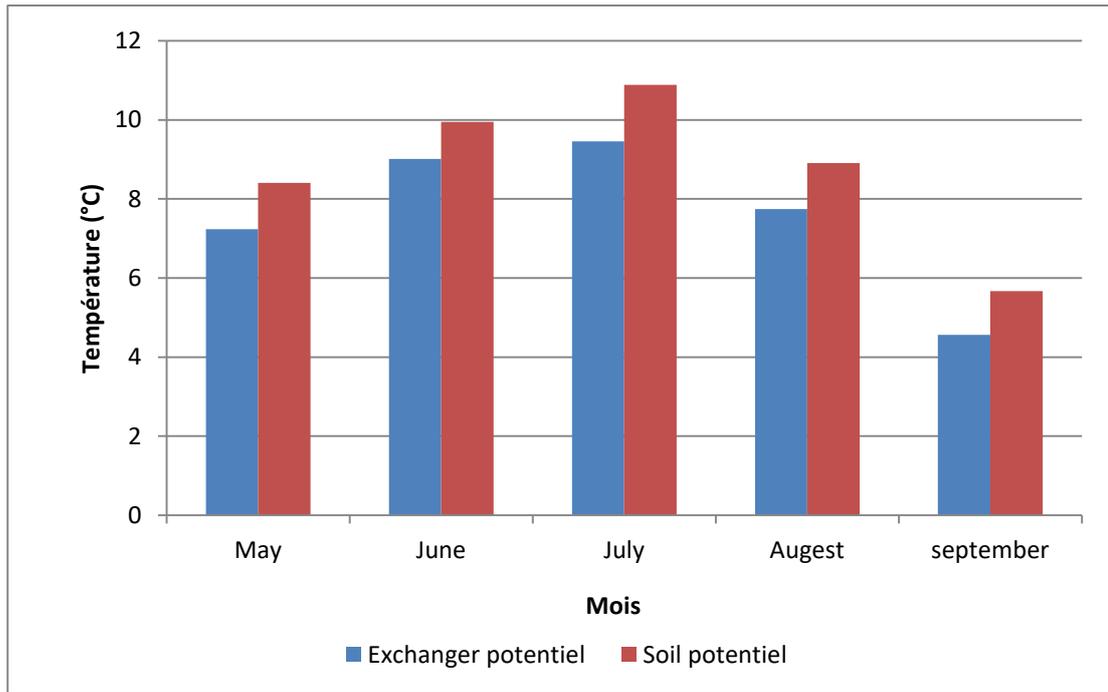


**Figure : IV.6** Température de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et l'écart entre ces deux températures en fonction de la durée de fonctionnement pendant cinq jours.

#### IV-5 Potentiel de refroidissement de l'EAHE et celui du sol



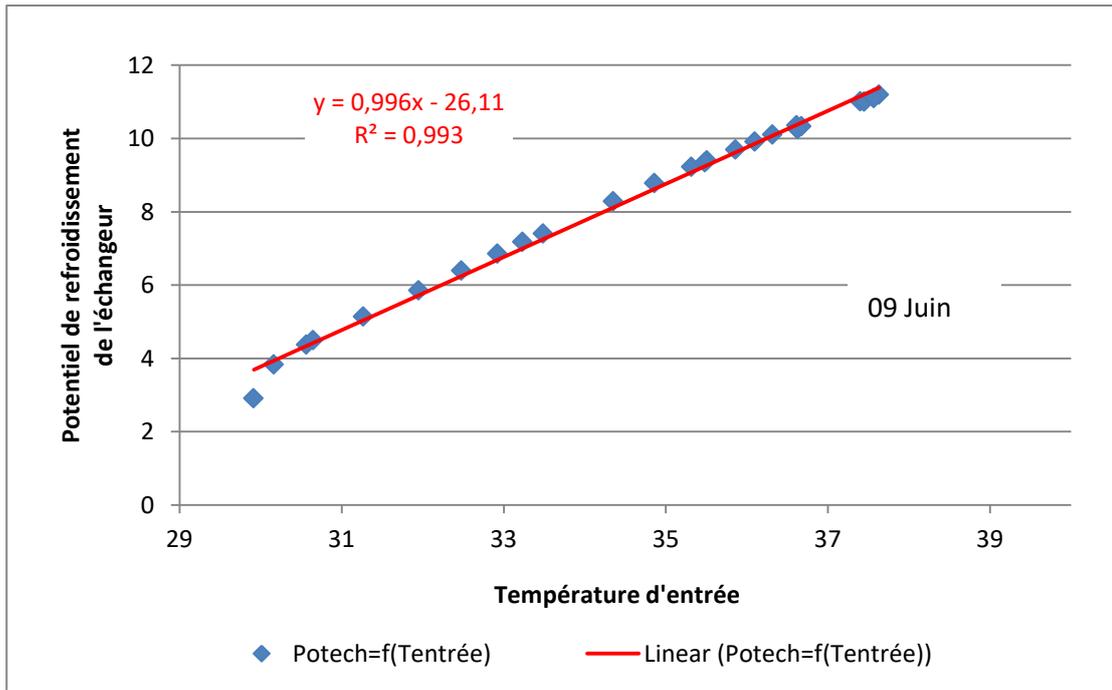
**Figure : IV.7** Potentiel moyen de refroidissement du sol et celui de l'échangeur air/sol durant la période des essais.



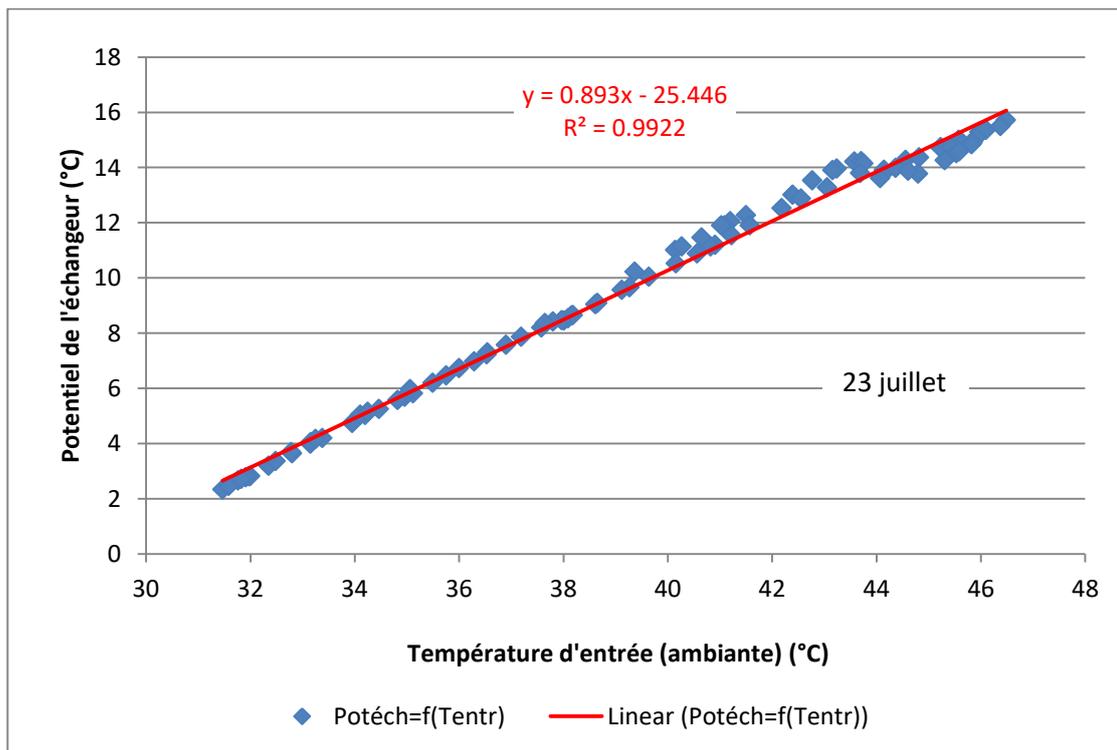
**Figure : IV.8** Potentiel mensuel moyen de refroidissement du sol et celui de l'échangeur air/sol durant la période des essais.

Le potentiel de refroidissement de l'EAHE qui peut être décrit par l'écart de température de l'air entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, ( $T_{entrée\ air} - T_{sortie\ air}$ ), est d'une importance majeure. C'est un paramètre qui, dépend beaucoup du potentiel de refroidissement du sol et peut décider de l'utilité de l'échangeur. Le potentiel de refroidissement de l'EAHE et celui du sol sont représentés sur la figure IV.6 durant la période d'essai. Il est clair que le site étudié (Biskra) possède un bon potentiel de refroidissement qui encourage à utiliser, dans le futur, des échangeurs EAHE dans les installations de rafraîchissement des immeubles. Cela nous permettra de diminuer la facture de l'énergie électrique très élevée, ainsi que la quantité des gaz à effet serre dégagée lors de la production de cette électricité.

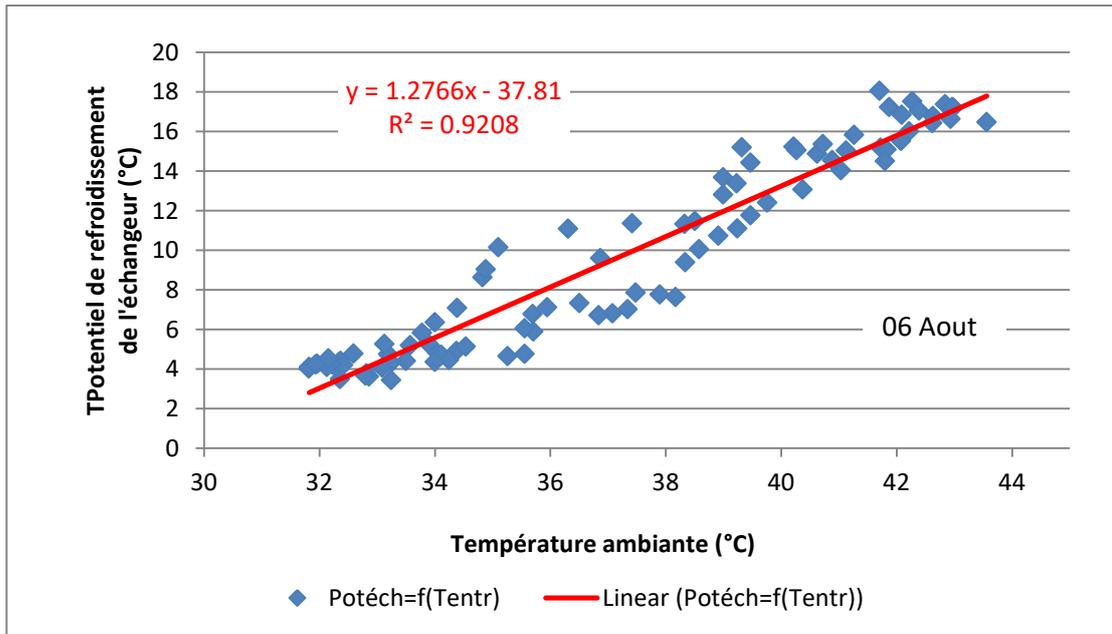
Le potentiel de refroidissement moyen de l'échangeur EAHE et celui du sol durant la période d'essais est représenté sur les figures IV.7 et IV.8. On remarque que les deux potentiels moyens sont intéressants et peuvent être utiles dans le pré refroidissement des bâtiments pendant la saison de climatisation dans la région. Les deux potentiels varient du mois à l'autre, on verra dans ce qui suit que le potentiel du refroidissement de l'échangeur EAHE est une fonction presque linéaire de la température d'entrée.



**Figure : IV. 9** Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de la température ambiante pour un jour type : 09 Juin.

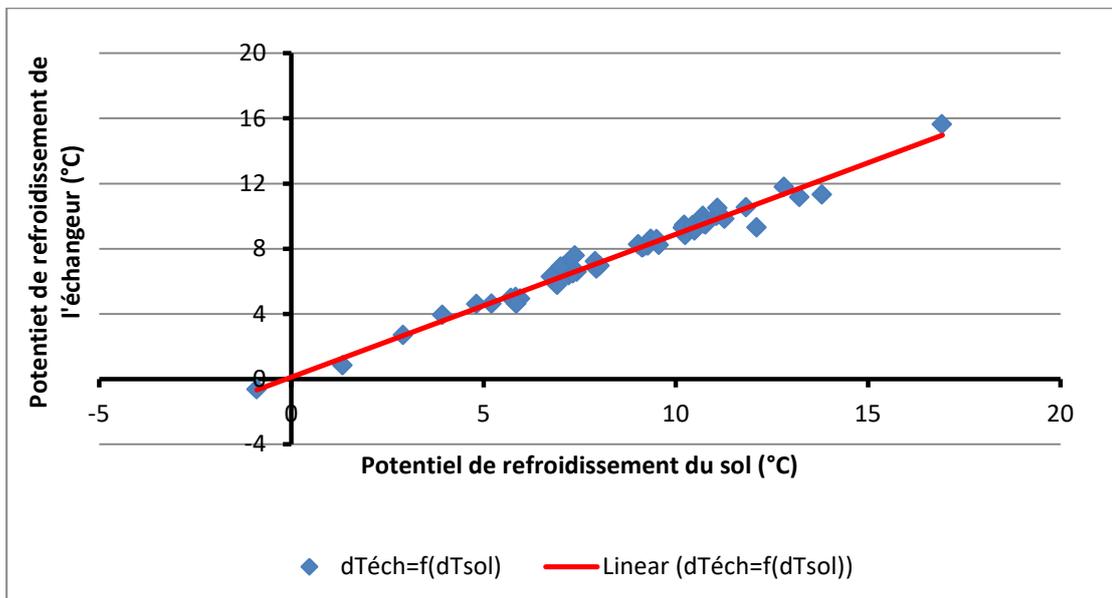


**Figure : IV.10** Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de la température ambiante pour un jour type : 23 Juillet.



**Figure : IV.11** Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de la température ambiante pour un jour type : 06 Aout.

Les trois figures (IV.9-11) montrent l'effet de la température à l'entrée de l'échangeur EAHE (température ambiante) sur le potentiel de refroidissement de l'échangeur. On peut dire que le potentiel de refroidissement de l'échangeur EAHE varie presque linéairement avec la température ambiante. Cela veut dire que : quoi que la température ambiante soit élevée, notre dispositif reste performant et ne perd pas de sa fiabilité, ce qui est très important comme caractéristique.



**Figure : IV.12** Potentiel de refroidissement de l'échangeur en fonction de celui du sol

La variation du potentiel de refroidissement de l'échangeur EAHE en fonction du potentiel de refroidissement du sol,  $(T_{sol} - T_{entrée\ air})$ , est présentée dans la figure : IV.12. La ligne de tendance nous

donne une droite d'une inclinaison par rapport à l'axe des x et passant par l'origine (0,0). Cela montre l'influence importante du potentiel de refroidissement du sol sur celui de l'échangeur. Un résultat similaire trouvé par A. Skotnicka-Siepsiak et al [154] et J. Vaz et al [155] dans leurs travaux.

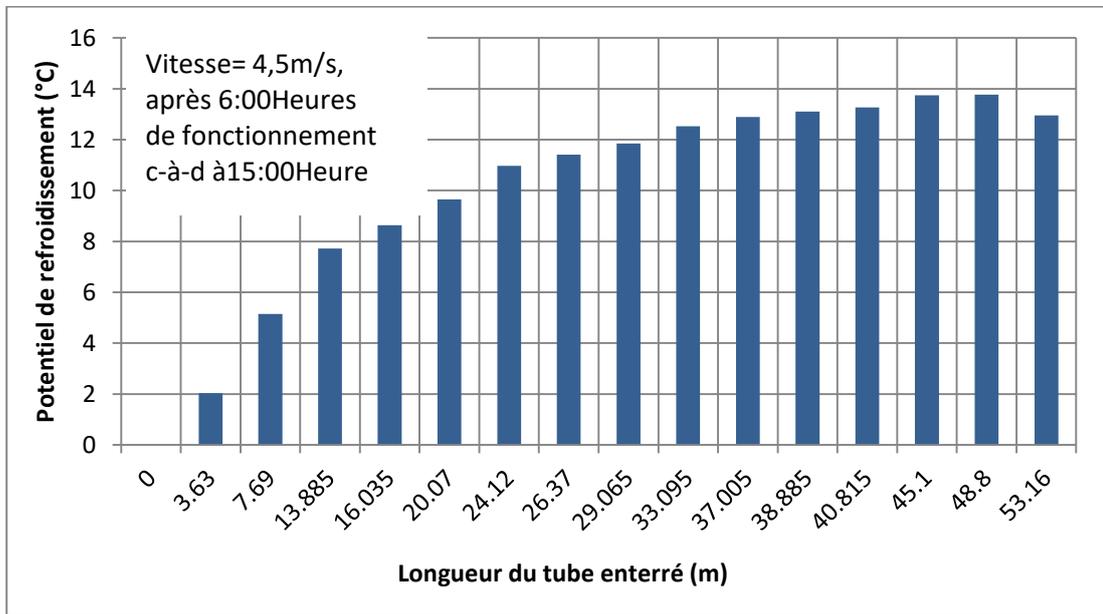


Figure : IV.13 Potentiel de refroidissement en fonction de la longueur du tube enterré.

La longueur du tube enterré influt considérablement sur le potentiel de refroidissement de l'échangeur EAHE du fait que la température de l'air à la sortie de l'échangeur dépende directement de la longueur du tube enterré, (voir figure : IV.13).

#### IV-6 Efficacité de l'échangeur

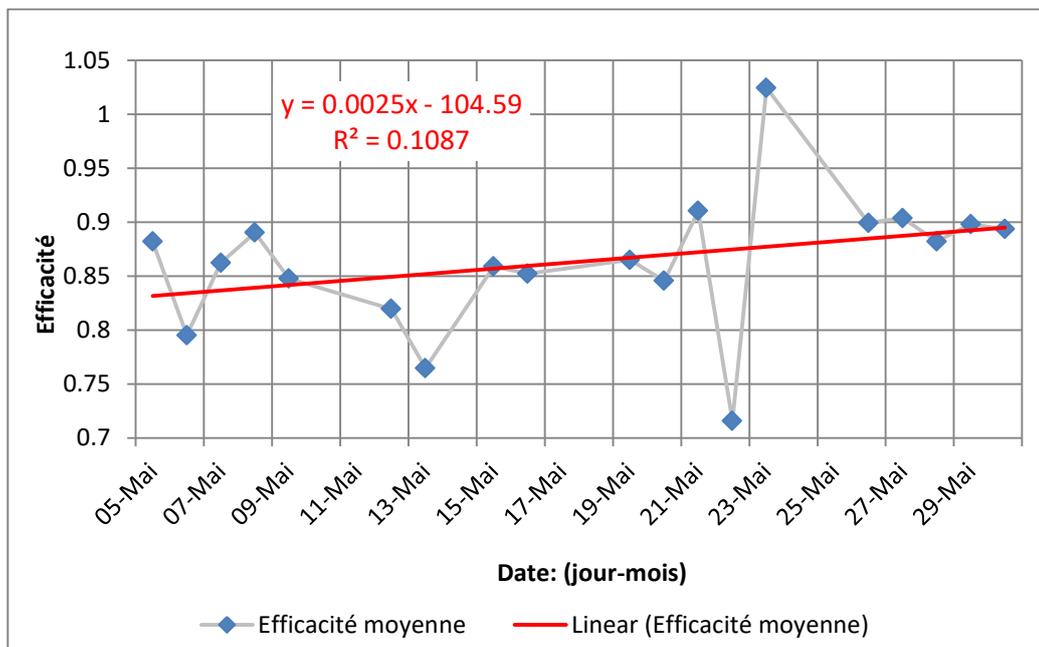


Figure : IV.14 Efficacité moyenne de l'échangeur durant le mois de Mai

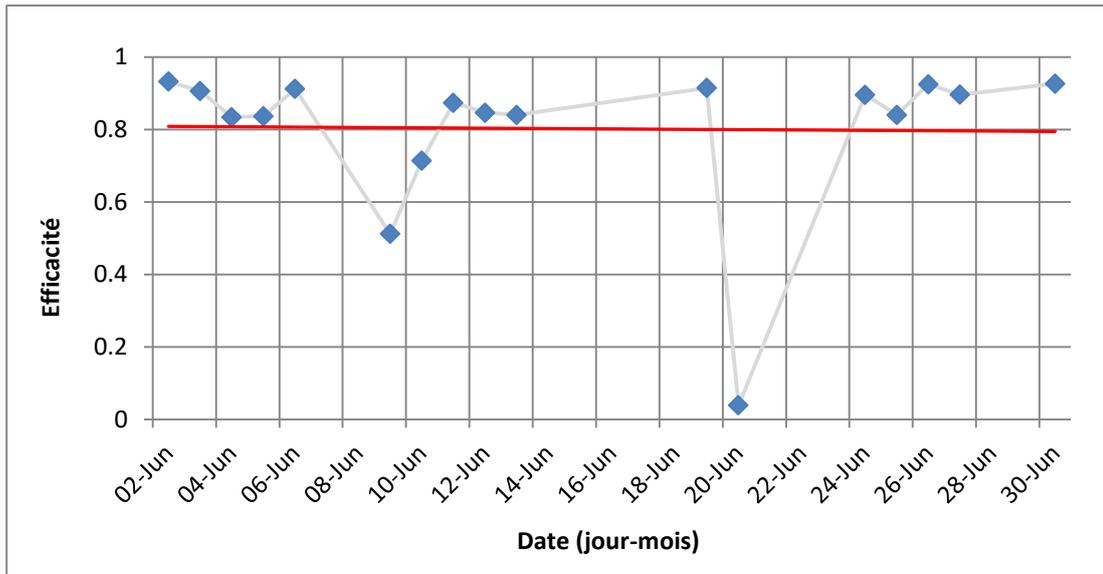


Figure : IV.15 Efficacité moyenne de l'changeur durant le mois de Juin

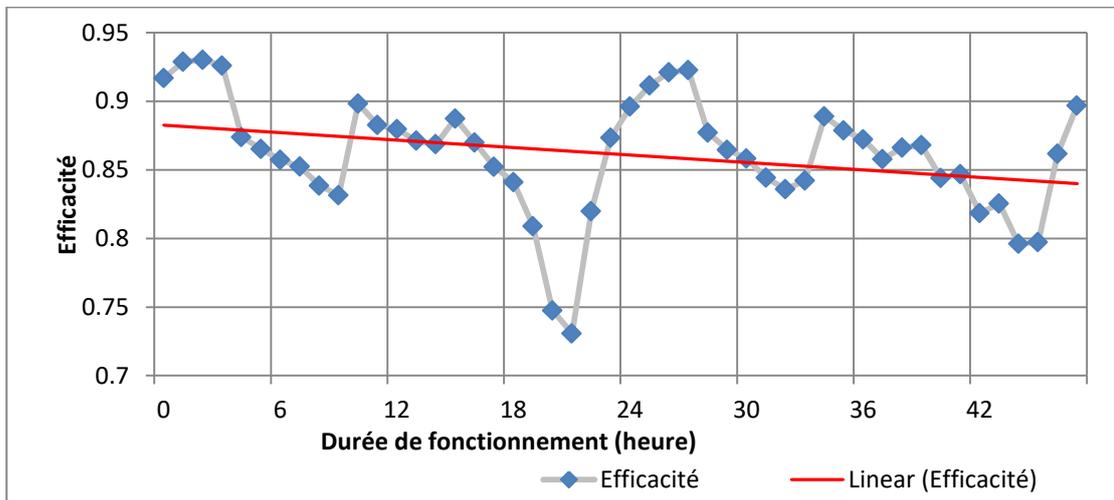


Figure : IV.16 Efficacité moyenne de l'échangeur durant 48 heures pendant le mois de juillet.

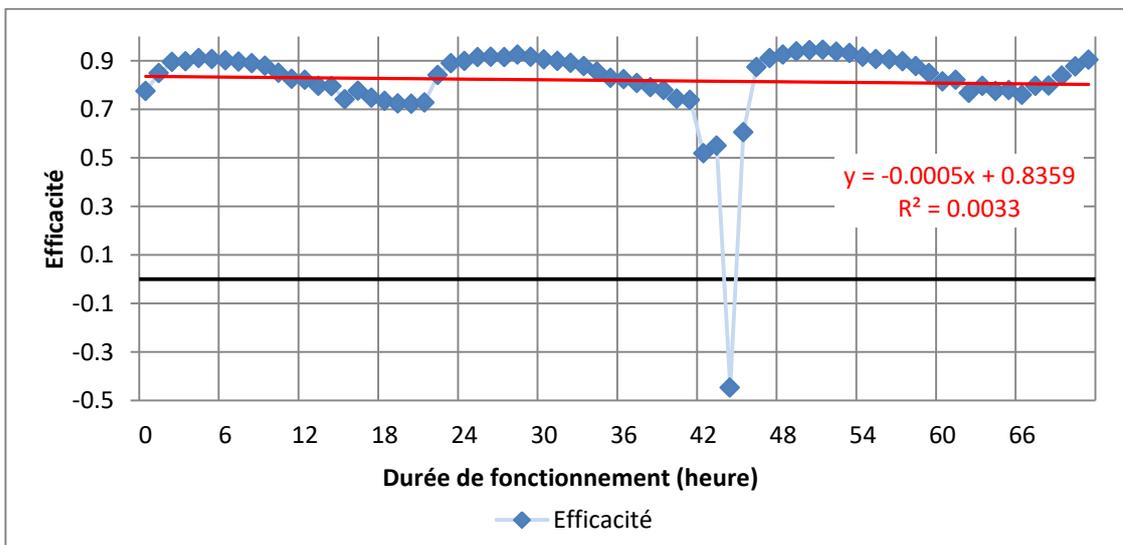


Figure : IV.17 Efficacité moyenne durant 72 heures pendant le mois d'Aout.

L'efficacité de l'échangeur air-sol est définie comme étant le rapport entre la différence de la température de l'air (entrant-sortant) et la différence de température du sol et celle de l'air entrant donnée par l'expression suivante : 
$$\frac{(T_{\text{sortie air}} - T_{\text{entrée air}})}{(T_{\text{sol}} - T_{\text{entrée air}})}$$

Les figures IV-14,15,16,17 présentent la variation de l'efficacité thermique moyenne pendant les mois Mai, Juin, Juillet et Aout respectivement. La vitesse d'écoulement de l'air était comprise entre 3.5 et 4.5 m/s. On a enregistré une valeur minimale de l'efficacité thermique de 9%, qui est mesurée pendant la nuit où la température de l'air à l'entrée du tube est plus faible. les valeurs négatives correspondaient aux cas où la température ambiante à l'extérieur est inférieure à la température du sol, c'est à dire que l'échangeur réchauffe l'air au lieu de le refroidir. Les profils de l'efficacité sont des droites horizontales ou légèrement inclinées avec une valeur maximale d'environ de 88 % pour une température d'entrée de l'air plus de 48 °C. Cela nous permet de dire que la valeur du potentiel de refroidissement du sol joue un rôle très important dans la variation de l'efficacité thermique de l'échangeur.

#### IV-7 Température de l'air à l'intérieur de l'échangeur

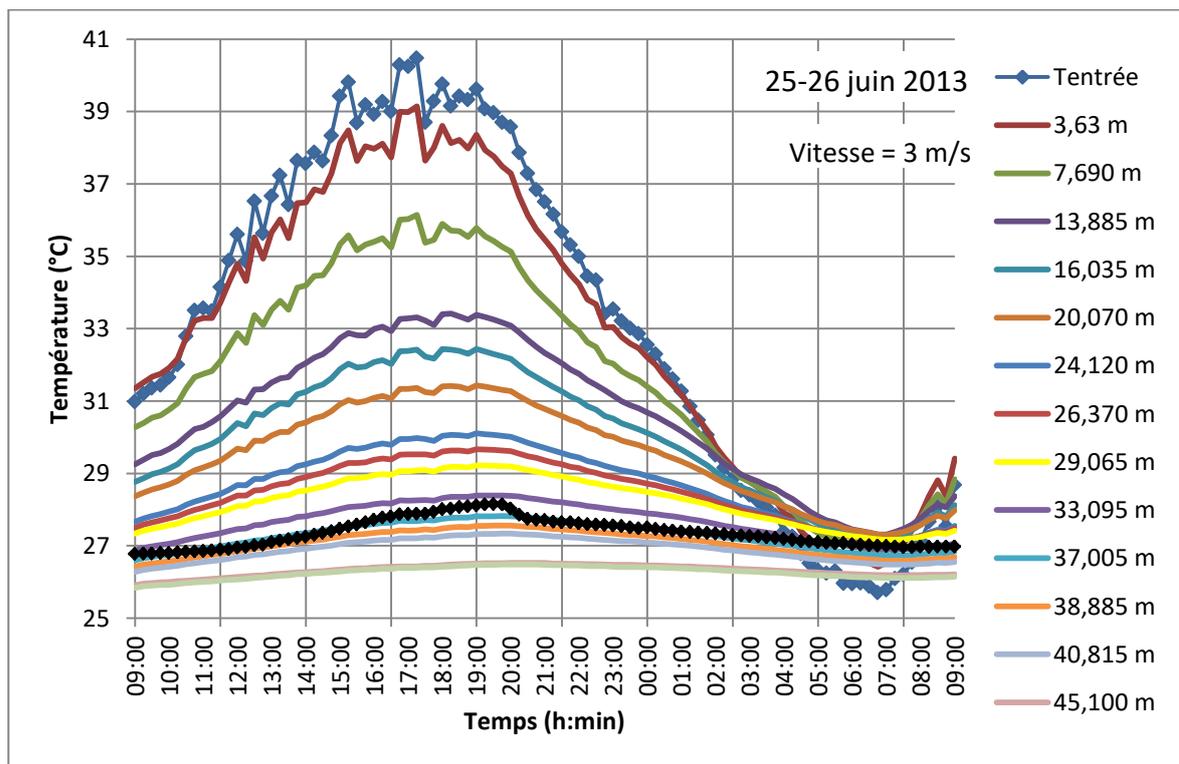


Figure : IV.18 Température de l'air à l'intérieur du tube enterré au cours du temps.

La température de l'air à l'intérieur du tube enterré aux différentes distances pendant 24 heures de fonctionnement de l'échangeur est illustrée dans les figures IV.18 et IV.19. On remarque que toutes les courbes possèdent la même allure.

L'échangeur à commencer de fonctionner à 9:00 heure du matin, ce qui explique que les courbes à 0 heure (au début du fonctionnement ) et après 4 heures de marche soient en dessous de la courbe après 8 heures (à 16:00 heure : la température la plus haute de la journée). La courbe correspondant à 20 heures de fonctionnement est la plus basse puisqu'elle correspond à la température ambiante la plus basse (à 5:00 du matin).

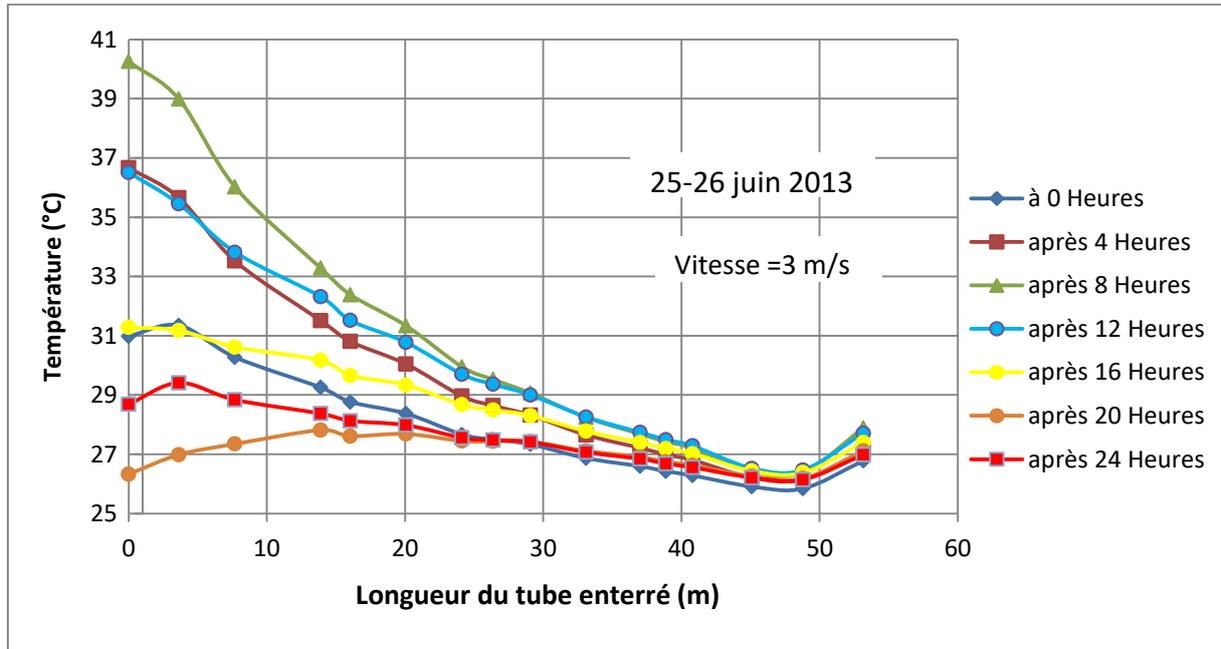


Figure : IV.19 Température de l'air à l'intérieur du tube enterré au cours du temps.

#### IV-8 Température de sortie et température d'entrée

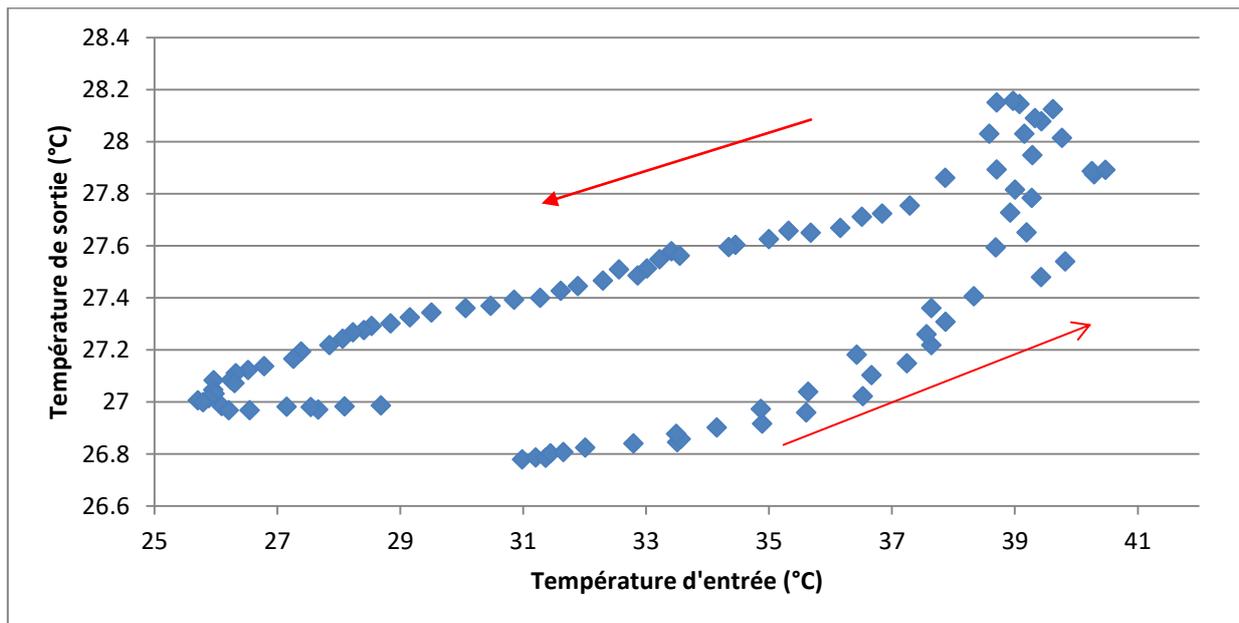


Figure : IV.20 Température de sortie en fonction de la température d'entrée pendant la journée du 24 Juin

La température de l'air à la sortie de l'échangeur EAHE est légèrement influencée par sa température à son entrée : quand une température d'entrée de 31 °C nous donne 26.8 °C, tandis que 39 °C nous donne 28.1 °C. Mais il est à noter que pour une même température d'entrée, la température de sortie au début du fonctionnement est légèrement inférieure à celle de sortie après une durée relativement supérieure. On voit ça clair dans la figure : III.20 pour les températures d'entrée 32-35 correspondent à des températures de sortie 26.8-26.9 au début (dans la matinée) et à des températures 27.6-26.4 après environ 10 heures (dans la soirée). Les flèches rouges indiquent le sens de l'évolution de la température de sortie dans le temps. Cela nous permet de dire que le potentiel de refroidissement de l'échangeur dépend fortement de la température ambiante.

### **Conclusion**

Dans ce chapitre on a présenté la variation de plusieurs paramètres (température de l'air, celle du sol, le potentiel de refroidissement de l'EAHE, celui du sol, l'efficacité de l'échangeur air-sol ainsi que d'autres paramètres durant la période des essais. L'effet de certains paramètres sur le potentiel de refroidissement de l'échangeur, sur son efficacité et sur la température de sortie de l'air de ce dernier ont été discutés. On a constaté, d'autre part, que la durée de fonctionnement n'affecte pas la fiabilité de l'échangeur.

# CONCLUSION GENERALE

## CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail, nous avons présenté une étude expérimentale menée sur un échangeur thermique air-sol implanté au niveau de l'université de Biskra. La température ambiante moyenne pour ce site est d'environ 40 °C pendant la période d'été. La période des essais commençait vers la fin du mois d'Avril et s'étendait jusqu'à mi-septembre de l'année 2013. Les résultats obtenus sont encourageants et nous ont montré que le rafraîchissement par la technique de l'échangeur air-sol est prometteuse et elle peut être utilisée pour le rafraîchissement ou le pré-refroidissement des habitations et des immeubles administratifs.

- La température du sol durant la période estivale varie entre 22 °C vers la fin d'avril et 32 °C au début de septembre. La performance de notre échangeur air-sol est affectée par cette augmentation. Ce qui nous permet de dire qu'une bonne étude de l'évolution de la température du sol serait nécessaire dans le futur pour avoir une bonne image et pouvoir, peut être, remédier à ce problème.
- La température de l'air à la sortie de l'échangeur est d'environ 24°C au début de mai pour atteindre environ 32°C au début de septembre, sachant que la température moyenne de l'air à l'entrée de l'échangeur était entre 24 et 36 °C dans la même période.
- Un bon écart entre la température ambiante et celle de sortie de l'échangeur air-sol est enregistré. Il a atteint une valeur maximale de 18°C pour des températures ambiantes très élevée, environ 48°C.
- L'influence de la longueur de l'échangeur sur la température de sortie est très importante jusqu'à environ 35m, au-delà de cette valeur, l'augmentation dans la longueur n'a qu'une très légère influence. Un bon dimensionnement de l'échangeur est nécessaire pour éviter les surdimensionnements.
- Le fonctionnement de l'EAHE pendant 96 heures sans arrêt n'affecte pas sa performance. Ce qui affecte sa performance c'est bien la température du sol quand elle s'élève pour atteindre les valeurs de 29-30 °C après une période très chaude d'été.
- Le potentiel de refroidissement de l'EAHE est très bon, puisque l'écart entre la température de l'air avant son entrée et après sa sortie de l'échangeur peut dépasser 15°C surtout quand la température à l'extérieur est élevée et atteint des valeurs maximales.

- L'EAHE est très utile pour le rafraîchissement pendant le printemps et le début de l'été. Mais vers la fin de l'été, la température de sortie de l'échangeur est de l'ordre de 30-31°C, cela est, peut être, du à l'augmentation de la température du sol qui est de l'ordre de 29-30 °C. Dans ce cas, on peut utiliser notre échangeur pour le pré refroidissement de l'air avant la climatisation. Une telle solution peut participer à la diminution de la consommation électrique.

Les résultats présentés dans ce travail sont le fruit de mesures expérimentales réalisées à Biskra et pourront servir comme base de données aux chercheurs dans de futures études.

Dans le futur, on pourra étudier énergétiquement et économiquement le refroidissement d'une maison type avec un échangeur EAHE et voir ce que cela peut nous apporter comme gain énergétique et économique. On doit étendre l'étude durant toute l'année, surtout pendant l'hiver, pour voir qu'est ce que cela peut nous donner pour le chauffage. On peut même ajouter à ce dispositif d'autres techniques passives telles que l'aérotherme et la cheminée solaires pour économiser de l'énergie consommée par le ventilateur. D'autre part, malgré une modélisation importante des systèmes EAHEs, l'effet du dispositif EAHE sur la température du sous-sol et éventuellement sur les potentiels de chauffage et de refroidissement du système n'a pas été suffisamment pris en compte. Les possibilités de récupération du sol par des traitements de surface et d'autres moyens possibles devraient être étudiées et discutées.

# REFERENCES BIBLIOGRA- PHIQUES

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] M. Kaushal, "Geothermal cooling/heating using ground heat exchanger for various experimental and analytical studies: Comprehensive review ", *Energy Build.*, vol. 139, pp. 634-652, 2017, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.01.024>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778817300750>).
- [2] NL. Panwar, SC. Kaushik, S. Kothari. "Role of renewable energy sources in environmental protection: a review", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, pp. 1513–1524. 2011, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.037>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032110004065>).
- [3] G.R.I.H.A. Manual, "Introduction to national rating system", *TERI Press*, Energy and Resources Institute New Delhi and Ministry of New and Renewable Energy ; India.  
URL [https://www.grihaindia.org/files/Manual\\_VolI.pdf](https://www.grihaindia.org/files/Manual_VolI.pdf)).
- [4] P. Nejat, F. Jomehzadeh, M.M. Taheri, M. Gohari, M.Z.A. Majid. "A global review of energy consumption, {CO<sub>2</sub>} emissions and policy in the residential sector (with an overview of the top ten {CO<sub>2</sub>} emitting countries). ", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 843–862, 2015, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.066>  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032114010053>).
- [5] C. Jacovides, G. Mihalakakou, M. Santamouris, J. Lewis, "On the ground temperature profile for passive cooling applications in buildings", *Sol. Energy*, vol. 57(3), pp. 167-175, 1996. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(96\)00072-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(96)00072-2)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X96000722>).
- [6] A.M. Omer, "Ground-source heat pumps systems and applications", *Renew. Sustain. Energy Rev*, vol.12(2), pp. 344-371, 2008, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.003>  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032106001249>).
- [7] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, "Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system", *Build. Environ.*, vol. 42(3), pp.1126-1134, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.11.027>  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132305005068>).
- [8] B.C. Jayashankar, R.L. Sawhney, M.S. Sodha. "Effect of different surface treatments of the surrounding earth on thermal performance of earth-integrated buildings", *Int. J. Energy Res.*, vol. 13, pp. 605-619, 1989, <https://doi.org/10.1002/er.4440130512>  
URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.4440130512>).
- [9] B. Givoni, L. Katz. "Earth temperatures and underground buildings.", *Energy Build.*, vol. 8(1), pp. 15-25, 1985, [http://dx.doi.org/10.1016/0378-7788\(85\)90011-8](http://dx.doi.org/10.1016/0378-7788(85)90011-8)

- URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0378778885900118>).
- [10] G. Mihalakakou, M. Santamouris, D. Asimakopoulos, "Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers ", *Sol. Energy*, vol. 53(3), pp. 301-305, 1994.  
[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90636-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90636-X)  
 URL <https://www.osti.gov/biblio/6873048>).
- [11] R. Sawhney, D. Buddhi, N. Thanu. "An experimental study of summer performance of a recirculation type underground air pipe air conditioning system", *Build. Environ.*, vol. 34, pp. 189-196 1999, [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(98\)00009-2](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(98)00009-2)  
 URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360132398000092>).
- [12] J. Vaz, M.A. Sattler, E.D. dos Santos, L.A. Isoldi. "Experimental and numerical analysis of an earthair heat exchanger", *Energy Build.*, vol. 43(9), pp. 2476-2482, 2011.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.06.003>  
 URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778811002519>).
- [13] H. Esen, M Esen, O. Ozsolak, "Modelling and experimental performance analysis of solar-assisted ground source heat pump system", *J. Exp. Theor. Artif. Intell.*, vol. 29(1), pp. 1-17, 2017, <http://dx.doi.org/10.1080/0952813X.2015.1056242>  
 URL <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/0952813X.2015.1056242>).
- [14] U. Lucia, M. Simonetti, G. Chiesa, G. Grisolia, "Ground-source pump system for heating and cooling: review and thermodynamic approach", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 70, pp. 867-874, 2017, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.268>  
 URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116310504>).
- [15] M. nall, H. Esen, "Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24(1415), pp. 2219-2232, 2004.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.01.005>  
 URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431104000341>).
- [16] W. Wu, T. You, B. Wang, W. Shi, X. Li, "Simulation of a combined heating/cooling and domestic hot water system based on ground source absorption heat pump", *Appl. Energy*, vol. 126, pp.113-122, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.04.006>  
 URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914003390>).
- [17] A. Balbay, M. Esen, "Experimental investigation of using ground source heat pump system for snow melting on pavements and bridge decks", *Sci. Res. Essays.*, vol. 5 (24), pp. 3955-3966, 2010.  
 URL [http://www.academicjournals.org/app/webroot/article/article1380633287\\_Balbaya%20and%20Esen.pdf](http://www.academicjournals.org/app/webroot/article/article1380633287_Balbaya%20and%20Esen.pdf) ).
- [18] A. Balbay, M. Esen, "Temperature distributions in pavement and bridge slabs heated by using vertical ground-source heat pump systems", *Acta Sci. Technol.*, vol. 35(4), pp. 677-685, 2013, <https://doi.org/10.4025/actascitechnol.v35i4.15712>

- URL (<http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=303228848011>).
- [19] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, "Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system", *Build. Environ.*, vol. 42(3), pp. 1126-1134, 2007, <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.11.027>  
URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132305005068>).
- [20] B. Givoni, "Earth-integrated buildings an overview", *Archit. Sci. Rev.*, vol. 24(2), pp. 42-53, 1981, <http://dx.doi.org/10.1080/00038628.1981.9696465>  
URL (<https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00038628.1981.9696465?journalCode=tasr20>).
- [21] L. Ozgener, "A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, pp. 4483-4490, 2011, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.103>  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032111003480>).
- [22] S. Kumar, M. Pandey, V. Nath, "Ground coupled heat exchangers: a review and applications", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 47, pp. 83-32, 2015  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.014>  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032115001598>).
- [23] K. Labs, Earth cooling, dans : J. Cook (Ed.), *Passive Cooling*, MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1989.
- [24] H.S. Carslaw, J.C. Jaeger, *Conduction of Heat in Solids*, 2nd ed., Clarendon Press, Oxford, 1959
- [25] V. Moeseke, Réaliser un puits canadien/provençal, Guide pratique ENE22 de Bruxelles environnement, Institut Bruxellois pour la Gestion de l'Environnement, 2007  
URL ([http://app.bruxellesenvironnement.be/guide\\_batiment\\_durable/docs/ENE22\\_FR.pdf](http://app.bruxellesenvironnement.be/guide_batiment_durable/docs/ENE22_FR.pdf))
- [26] J. Heintz, *Les Puits Canadiens / Provençaux : Guide d'information*, Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques (CTIAT), 2008.  
URL ([http://www.cetiat.fr/docs/newsdocs/136/doc/guide\\_puits\\_canadiens.pdf](http://www.cetiat.fr/docs/newsdocs/136/doc/guide_puits_canadiens.pdf))
- [27] R. Sawhney, D. Buddhi, N. Thanu, "An experimental study of summer performance of a recirculation type underground air pipe air conditioning system", *Build. Environ.*, vol. 34, pp.189-196, 1999, [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(98\)00009-2](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(98)00009-2)  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360132398000092>)
- [28] R. Singh, R.L. Sawhney, I.J. Lazarus, V.V.N. Kishore, "Recent advancements in earth air tunnel heat exchanger (EATHE) system for indoor thermal comfort application: A review", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, pp. 2162-2185, 2018.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.058>  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032117312029>)

- [29] N.R. Scott, R.A. Parsons, T.A. Kochler, "Analysis and performance of an earth–air heat exchanger", dans : *ASAE Paper*, pp. 840- 865, 1965  
URL <http://agris.fao.org/agris-search/search.do?recordID=US201300596384>).
- [30] D.Y. Goswami, S. Ileslamlou, "Performance analysis of a closed loop climate control system using underground air tunnel", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 112, pp. 76–81, 1990, <https://doi.org/10.1115/1.2929650>  
URL <https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article-bstract/112/2/76/418066>).
- [31] S. Thiers, "Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive", thèse de doctorat soutenue à *l'Ecole Nationale Supérieure des Mines*. Paris, 2008, pp. 255.  
URL <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00004692/document>).
- [32] T.S. Bisoniya, A. Kumar, P. Baredar, "Experimental and analytical studies of earth air heat exchanger (EAHE) systems in india: a review", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 238-246, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.023>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S136403211200634X>).
- [33] P. Tittlein, G. Achard, E. Wurtz, "Modelling earth-to-air heat exchanger behaviour with the convolutive response factors method", *Appl. Energy*, vol. 86, pp.1683-1691, 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.010>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261909000543> }
- [34] N. Bordoloi, A. Sharma, H. Nautiyal, V. Goel, "An intense review on the latest advancements of Earth Air Heat Exchangers", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 89, pp. 261-280, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.056>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032118301424>).
- [35] A.H. Asghar, A.K. Sharma, S.P. Singh, "Effect of different earth surface treatments on sub-soil temperature", *Int. J. Energy Res.*, vol. 14, pp. 911-924, 1990.  
<https://doi.org/10.1002/er.4440140902>  
URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.4440140902>).
- [36] G. Florides, S. Kalogirou, "Ground heat exchangers-a review of systems, models and applications", *Renew. Energy*, vol.32, pp. 2461-2478, 2007.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.014>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148107000092>).
- [37] C. Popiel, J. Wojtkowiak, B. Biernacka, "Measurements of temperature distribution in ground", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 25, pp.301-309, 2001,  
[https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(01\)00078-4](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(01)00078-4)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177701000784>).
- [38] Y. Nassar, A. El Noaman, A. Abutaima, S. Yousif, A. Salem, "Evaluation of the underground soil thermal storage properties in libya", *Renew. Energy*, vol. 31, pp. 593-398, 2006.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.08.001>

- URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148105002004>).
- [39] T. Kusuda, P. Achenbach, "Earth temperature and thermal diffusivity on at selected stations in the united states". *ASHRAE Trans.*, vol. 71, pp. 61–75, 1965  
URL <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/472916.pdf>).
- [40] T. Kusuda, W. Bean, "Annual variation of temperature field and heat transfer under heated ground surface, slab-on grade floor heat loss calculation", *Build. Sci. Serices*, 156 Gaithersburg, MD: National Bureau of Standards, 1983.  
URL <https://web.ornl.gov/sci/buildings/conf-archive/1982%20B2%20papers/005.pdf>).
- [41] S. Bharadwaj, N. Bansal, "Temperature distribution inside ground for various surface conditions", *Build. Environ.*, vol. 16(3), pp. 183–192, 1981,  
[https://doi.org/10.1016/0360-1323\(81\)90012-3](https://doi.org/10.1016/0360-1323(81)90012-3)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0360132381900123>).
- [42] G. Mihalakakou, M. Santamouris, J. Lewis, D. Asimakopoulos, "On the application of the energy equation to predict ground temperature profiles". *Sol. Energy*, vol. 60, pp. 181-190, 1997, [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)00012-1](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00012-1)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X97000121>).
- [43] H.B.J. Derbel, O. Kanoun, "Investigation of the ground thermal potential in tunisia focused towards heating and cooling applications", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, pp. 1091-1100, 2010,  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.022>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431110000359>).
- [44] AK. Khatri, M.S. Sodha, MAS. Malik, "Periodic variation of ground temperature with depth", *Sol. Energy*, vol. 20, pp. 407-425, 1978,  
[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(78\)90161-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(78)90161-5)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0038092X78901615>).
- [45] M.S. Sodha, N.K. Bansal, A.K. Seth, "Variance of the ground temperature distribution". *Appl. Energy*, 1981;8:245–254, [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(81\)90021-0](https://doi.org/10.1016/0306-2619(81)90021-0)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0306261981900210>).
- [46] S. Baggs, "Remote prediction of ground temperature in australian soils and mapping its distribution". *Sol. Energy*, vol. 30, pp. 351-366, 1983,  
[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(83\)90189-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90189-5)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0038092X83901895>).
- [47] M. Krarti, C. Lopez-Alonzo, D. Claridge, J. Kreider, "Analytical model to predict annual soil surface temperature variation", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 117, pp. 91-99, 1995,  
<https://doi.org/10.1115/1.2870881>  
URL <https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article-abstract/117/2/91/440810/Analytical-Model-to-Predict-Annual-Soil-Surface?redirectedFrom=fulltext>).

- [48] M. Ghosal, G. Tiwari, N. Srivastava, M. Sodha, "Thermal modelling and experimental validation of ground temperature distribution in greenhouse", *Int. J. Energy Res.*, vol. 28, pp. 45–63, 2004, <https://doi.org/10.1002/er.950>  
URL (<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.950>).
- [49] N. Bansal, M.S. Sodha, S.S. Bharadwaj, "Performance of earth-air tunnels", *Energy Res.*, vol. 7(3), pp. 333-345, 1983, <https://doi.org/10.1002/er.4440070405>  
URL (<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.4440070405>).
- [50] M. Sodha, N. Bansal, A. Kumar, P. Bansal, M. Malik, "Solar passive building: science and design", 1st edition. Oxford: *Pergamon Press*, 1986.  
URL (<https://www.osti.gov/biblio/6958957>).
- [51] F.S. de la Flor, S.A. Domnguez, "Modelling microclimate in urban environments and assessing its influence on the performance of surrounding buildings", *Energy Build.*, vol. 36, pp. 403-413, 2004, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.01.050>  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778804000787>).
- [52] H. Wang, C. Qi, E. Wang, J. Zhao, "A case study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings", *Renew. Energy*, vol. 34, pp. 307-314, 2009, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.022>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148108001456>).
- [53] J. Khedari, W. Permchart, N. Pratinthong, S. Thepa, J. Hirunlabh , "Field study using the ground as a heat sink for the condensing unit of an air conditioner in thailand", *Energy*, vol. 26, pp. 797–810, 2001, [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(01\)00036-6](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(01)00036-6)  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544201000366>).
- [54] H. Wu, S. Wang, D. Zhu, "Modelling and evaluation of cooling capacity of earth-air pipe systems", *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, pp. 1462-1471, 2007.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.12.021>  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890406003712>).
- [55] B. Givoni, "Options and applications of passive cooling", *Energy Build.*, vol. 7, pp. 297-300, 1984, [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(84\)90075-6](https://doi.org/10.1016/0378-7788(84)90075-6)  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0378778884900756>).
- [56] B. Givoni, "Cooled soil as a cooling source for buildings", *Sol. Energy*, vol. 81, pp. 316-328, 2007, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.07.004>  
URL (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X06001903>).
- [57] A. Nur, Z. Sanusi, A. Azlan, A. Zamri, "Achieving cooler soil as an effective heat sink for earth-to-air heat exchanger (EAHE) cooling technology in Malaysia tropical climate", *Nat. Resources*, pp. 804-809, 2014, <http://dx.doi.org/10.4236/nr.2014.513069>  
URL ([https://file.scirp.org/pdf/NR\\_2014100816033493.pdf](https://file.scirp.org/pdf/NR_2014100816033493.pdf) ).

- [58] H. Ben Jmaa, O. Kanoun, "Investigation of the ground thermal potential in tunisia focused towards heating and cooling applications", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, pp. 1091-1100, 2010, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.022>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431110000359>).
- [59] N.M. Thanu, R.L. Sawhney, R.N. Khare, D. Buddhi, "An experimental study of the thermal performance of an earth-air-pipe system in single pass mode", *Sol. Energy*, vol. 71, pp. 353-364, 2001, [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(01\)00072-X](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00072-X)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X0100072X>).
- [60] A. Mathur, A.K. Surana, P. Verma, S. Mathur, G. Agrawal, J. Mathur, "Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE", *Energy Build.*, vol. 109, pp. 291–303, 2015, <http://dx.doi.org/10.1016/j.en-build.2015.10.010>  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S037877881530325X>).
- [61] F. Niu, Y. Yu, D. Yu, H. Li, "Investigation on soil thermal saturation and recovery of an earth to air heat exchanger under different operation strategies", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 77, pp. 90-100, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.069>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111401103X>).
- [62] J. Pfafferott, "Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency", *Energy Build.*, vol. 35, pp. 971–983, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(03\)00055-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00055-0)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778803000550>).
- [63] A. Trzaski, B. Zawada, "The influence of environmental and geometrical factors on air-ground tube heat exchanger energy efficiency", *Build. Environ.*, vol. 46, pp. 1436–1444, 2011, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.01.010>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360132311000205>).
- [64] D.Y. Goswami, K.M. Biseli, "Use of underground air tunnels for heating and cooling agricultural and residential building", *University of Florida, Fact Sheet 78*, 1993.  
URL <https://pdfs.semanticscholar.org/8337/715de9bb239a925dd47f856d670425d5ca30.pdf>
- [65] M.K. Dubey, J.L. Bhagoria, L. Lanjewar, "Earth air heat exchanger in parallel connection", *Int. J. Eng. Trends Technol.*, vol. 4, pp. 2463–2467, 2013.  
URL <https://studylib.net/doc/12923838/earth-air-heat-exchanger-in-parallel-connection>
- [66] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agarwal, J. Mathur, "Performance analysis of earth–pipe air heat exchanger for winter heating", *Energy Build.*, vol. 41, pp. 1151–1164, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.05.010>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778809001200>
- [67] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agarwal, J. Mathur, "Performance analysis of earth–pipe air heat exchanger for summer cooling", *Energy Build.*, vol. 42(5), pp. 645–658, 2010. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001>

- URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778809002850>).
- [68] S. Mongkon, S. Thepa, P. Namprakai, N. Pratinthong, "Cooling performance and condensation evaluation of horizontal earth tube system for tropical greenhouse", *Energy Build.*, vol. 66, pp. 104–111, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.009>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778813003976>
- [69] M.H. Abbaspour-Fard, A. Gholani, M. Khojastehpour, "Evaluation of an earth-to-air heat exchanger for north–east of Iran with semi-arid climate", *Int. J. Green Energy*, vol. 84, pp. 499-510, 2011, <https://doi.org/10.1080/15435075.2011.576289>  
URL <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/15435075.2011.576289>
- [70] T.S. Bisoniya, A. Kumar, P. Baredar, "Cooling potential evaluation of earth-air heat exchanger system for summer season", *Int. J. Eng. Technol. Res.*, vol. 2, pp. 309-316, 2014, <https://doi.org/2F10.1177/2F1744259114542403>  
URL [https://www.erpublication.org/published\\_paper/IJETR021660.pdf](https://www.erpublication.org/published_paper/IJETR021660.pdf)
- [71] L.T. Rodrigues, M. Gillott, "A novel low-carbon space conditioning system incorporating phase-change materials and earth-air heat exchangers", *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 10, pp. 176–187, 2015, <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctt023>  
URL <https://academic.oup.com/ijlct/article/10/3/176/702737>
- [72] R. Misra, V. Bansal, G.D. Agarwal, J. Mathur, T. Aseri, "Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger", *Energy Build.*, vol. 49, pp. 531-545, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.02.049>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778812001417>
- [73] M.M. Mogharreb, M.H. Abbaspour-Fard, M. Goldani, B. Emadi, "The effect of greenhouse vegetation coverage and area on the performance of an earth-to-air heat exchanger for heating and cooling mode", *Int. J. Sustain. Eng.*, vol. 7, pp. 245-252, 2014.  
<https://doi.org/10.1080/19397038.2013.811559>  
<https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/19397038.2013.811559>
- [74] A. Shukla, G.N. Tiwari, M.S. Sodha, "Thermal performance of an adobe structure integrated with an earth–air heat exchanger: an experimental study", *Int. J. Agric. Eng.*, vol. 10, pp. 1-14, 2008,  
URL <https://cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/1210>
- [75] F. Ascion, L. Bellia, F. Minichiello, "Earth-to-air heat exchanger for Italian climates", *Renew. Energy*, vol. 36, pp. 2177–2188 2011.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.013>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148111000358>
- [76] A.P. Haghghi, M. Maerefat, "Design guideline for application of earth-to-air heat exchanger coupled with solar chimney as a natural heating system", *Int. J. Low- Carbon Technol*, pp. 1–11, 2014, <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctu006>

- URL <https://academic.oup.com/ijlct/article/10/3/294/705229>
- [77] M. Balghouthi, S. Kooli, A. Farhat, H. Daghari, A. Belghith, "Experimental investigation of thermal and moisture behavior of wet and dry soils with buried capillary heating system", *Sol. Energy*, vol. 79, pp. 669–681, 2005, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.06.011>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X05002306?via%3Dihub>
- [78] A. Chel, G.N. Tiwari, "Stand-alone photovoltaic (PV) integrated with earth to air heat exchanger (EAHE) for space heating cooling of adobe house in New Delhi (India) ", *Energy Conserv. Manage.*, vol. 51, pp. 393–409, 2010  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.10.001>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890409003896>
- [79] T.S. Bisoniya, A. Kumar, P. Baredar, "Energy metrics of earth–air heat exchanger system for hot and dry climatic conditions of India", *Energy Build.*, vol. 86, pp. 214–221, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.10.012>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778814008329>
- [80] S. Jakhar, R. Misra, V. Bansal, M.S. Soni, "Thermal performance investigation of earth air heat exchanger coupled with a solar air heating duct for Northwest India", *Energy Build.*, vol. 87, pp. 360–369, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.11.070>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778814010378>
- [81] T. Woodson, Y. Coulibaly, E. Traoré, "Earth-air heat exchangers for passive air conditioning: case study Burkina Faso", *J. Constr. Dev. Ctry.*, vol. 17, pp. 21–32, 2012.  
URL [http://eprints.usm.my/42121/1/Art\\_2\\_jcdc17-1.pdf](http://eprints.usm.my/42121/1/Art_2_jcdc17-1.pdf)
- [82] A.K. Misra, M. Gupta, M. Lather, H. Garg, "Design and performance evaluation of low cost earth to air heat exchanger model suitable for small buildings in arid and semi-arid regions", *KSCE J. Civ. Eng.*, vol. 19, pp. 853–856, 2015,  
<https://doi.org/10.1007/s12205-013-0597-1>  
URL <https://link.springer.com/article/10.1007/s12205-013-0597-1>
- [83] M.S. Sodha, R.L. Sawhney, B.C. Jayashankar, A.K. Sharma, "Effect of different earth surface treatments on the thermal performance of a room coupled to an earth–air tunnel", *Int. J. Energy Resour.*, vol. 14, pp. 337–354, 1990.  
<https://doi.org/10.1002/er.4440140309>  
URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.4440140309>
- [84] L. Zhongjian, Z. Weifeng, B. Tian, Z. Maoyu, "Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas", *Energy Build.*, vol. 41, pp. 1233–1237, 2009,  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.07.020>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778809001571>

- [85] J. Vaz, M.A. Sattler, R.S. Brum, E.D. Santos, L.A. Isoldi, "An experimental study on the use of earth-air heat exchangers (EAHE) ", *Energy Build.*, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.009>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778813008244>
- [86] Y. Yu, H. Li, F. Niu, D. Yu, "Investigation of a coupled geothermal cooling system with earth tube and solar chimney", *Appl. Energy*, vol. 114, pp. 209–217, 2014,  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.038>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S030626191300785X?via%3Dihub>
- [87] Z. Li, W. Zhu, T. Bai, M. Zheng, "Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas", *Energy Build.*, vol. 41, pp. 1233-1237, 2009,  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.07.020>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778809001571?via%3Dihub>
- [88] H. Li, Y. Yu, F. Niu, M. Sha, B. Chen, "Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney", *Renew. Energy*, vol.62, pp. 468-477, 2014,  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2013.08.008>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148113004096?via%3Dihub>
- [89] M. Khabbaz, B. Benhamou, K. Limam, P. Hollmuller, H. Hamdi, A. Bennouna, "Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for air cooling in a residential building in hot semi-arid climate", *Energy Build.*, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.071>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778816303371?via%3Dihub>
- [90] J. Darkwa, G. Kokogiannakis, C.L. Magadzire, K. Yuan, "Theoretical and practical evaluation of an earth-tube (E-tube) ventilation system", *Energy Build.*, vol. 43, pp. 728-736, 2011, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.11.018>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778810004159?via%3Dihub>
- [91] L. Serres, A. Trombe, J.H. Conilh, T. Text, "Study of coupled energy saving systems sensitivity factor analysis", *Build. Environ.*, vol. 32, pp. 137-148, 1997.  
[https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(96\)00039-X](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(96)00039-X)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S036013239600039X>
- [92] A. Singh, R. Singh, "Performance analysis of earth-air tunnel system used for air-conditioning of the college classroom", *J. Energy Technol. Policy*, vol. 5, pp. 71-79, 2015,  
URL <https://www.iiste.org/Journals/index.php/JETP/article/view/24720>

- [93] S.K. Soni, M. Pandey, V.N. Bartaria, "Energy metrics of a hybrid earth air heat exchanger system for summer cooling requirements", *Energy Build.*, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.063>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778816306739?via%3Dihub>
- [94] M. Krarti, J.A.N.F. Kreider. " Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel", *Energy Convers. Manag.*, vol. 37, pp. 1561-1574, 1996  
[https://doi.org/10.1016/0196-8904\(95\)00208-1](https://doi.org/10.1016/0196-8904(95)00208-1)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0196890495002081>
- [95] H. Su, X-B. Liu, L. Ji, J-Y. Mu, "A numerical model of a deeply buried air-earth-tunnel heat exchanger", *Energy Build.*, vol. 48, pp. 233-329, 2012.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.en-build.2012.01.029>  
URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778812000461>).
- [96] G. Gan, "Simulation of dynamic interactions of the earth air heat exchanger with soil and atmosphere for preheating of ventilation air", *Appl. Energy*, vol. 158, pp. 118-132, 2015  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.081>  
URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191501017X>).
- [97] G. Gan, "Dynamic interactions between the ground heat exchanger and environments in earth air tunnel ventilation of buildings", *Energy Build.*, vol. 85, pp. 12-22, 2014  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.030>,  
URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778814007233>).
- [98] A. Shukla, G.N. Tiwari, M.S. Sodha, "Parametric and experimental study on thermal performance of an earth-air heat exchanger", *Int. J. Energy Resour.*, vol. 30, pp. 365–379, 2006. <https://doi.org/10.1002/er.1154>  
URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.1154>
- [99] V.P. Sethi, S.K. Sharma, "Thermal modeling of a greenhouse integrated to an aquifer coupled cavity flow heat exchanger system", *Sol. Energy*, vol. 36, pp. 723-741, 2007  
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.10.002>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X06002593>
- [100] M. Kaushal, P. Dhiman, S. Singh, H. Patel, " Finite volume and response surface methodology based performance prediction and optimization of a hybrid earth to air tunnel heat exchanger", *Energy Build.*, 2015  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.07.014>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778815301304>
- [101] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agrawal, J. Mathur, "Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating", *Energy Build.*, vol. 41(11), pp. 1151-1154, 2009.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.05.010>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778809001200>

- [102] V. Khalajzadeh, M.F. Farahani, G. Heidarinejad, "A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler", *Energy Build.*, vol. 49, pp. 604–610, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.03.009>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778812001570>
- [103] H. Breesch, A. Bossaer, A. Janssens, "Passive cooling in a low-energy office building", *Sol. Energy*, vol. 79, pp. 682–696, 2005  
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.12.002>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X04003500>
- [104] M.K. Ghosal, G.N. Tiwari, "Parametric studies for heating performance of an earth to air heat exchanger coupled with a greenhouse", *Int. J. Energy Resour.*, vol. 29, pp. 991–1005, 2005, <https://doi.org/10.1002/er.1106>  
URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.1106>
- [105] V. Bansal, R. Mishra, G.D. Agrawal, J. Mathur, "Performance evaluation and economic analysis of integrated earth-air-tunnel heat exchanger-evaporative cooling system", *Energy Build.*, vol. 55, pp. 102–108, 2012.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.08.047>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778812004744>
- [106] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agarwal, J. Mathur, " 'Derating Factor' new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: a transient CFD analysis", *Appl. Energy*, vol. 102, pp. 418–426, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.027>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261912005491>
- [107] S. Abdelkrim, H. Abdelhafid, M. Tamali, "The potential earth–air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria", *Energy Procedia*, vol. 18, pp. 496–506, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.05.061>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610212008314>
- [108] S.P. Singh, "Optimisation of earth-air tunnel system for space cooling", *Energy Conserv. Manage.*, vol. 35, pp. 721–725, 1994.  
[https://doi.org/10.1016/0196-8904\(94\)90057-4](https://doi.org/10.1016/0196-8904(94)90057-4)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0196890494900574>
- [109] M. Benhammou, B. Draoui, "Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 44, pp. 348–355, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.030>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S136403211401082X>
- [110] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agrawal, J. Mathur, " Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling", *Energy Build.*, vol. 42(5), pp. 645–648, 2010, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001>,  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778809002850>

- [111] H. Wang, C. Qi, E. Wang, J. Zhao, "A case study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings", *Renew. Energy*, vol. 34, pp. 307-314, 2009
- [112] B. Yassine, K. Ghali, N. Ghaddar, G. Chehab, I. Srour, "Effectiveness of the earth tube heat exchanger system coupled to a space model in achieving thermal comfort in rural areas", *Int. J. Sustain. Energy*, vol. 33, pp. 567-586 2013.  
<http://dx.doi.org/10.1080/14786451.2012.762776>  
URL <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/14786451.2012.762776>
- [113] A.A. Serageldin, A.K. Abdelrahman, S. Ookawara, "Earth-air heat exchanger thermal performance in Egyptian conditions: experimental results, mathematical model, and computational fluid dynamics simulation", *Energy Convers. Manag.*, vol. 122, pp. 25-38, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.05.053>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890416304319>
- [114] S. Barakat, A. Ramzy, A.M. Hamed, S.H. El Emam, "Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system", *Energy Convers. Manag.*, vol. 111, pp. 137-146, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.060>,  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890415011693>
- [115] S. Uddin, R. Ahmed, M. Rahman, "Performance evaluation and life cycle analysis of earth to air heat exchanger in a developing country", *Energy Build.*, vol. 128, pp. 254-61, 2016  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.06.088>.  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S037877881530325X>
- [116] G. Gan, "Simulation of dynamic interactions of the earth-air heat exchanger with soil and atmosphere for preheating of ventilation air", *Appl. Energy*, vol.158, pp. 118-132, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.081>.
- [117] J. Xamán, I. Hernández-López, R. Alvarado-Juárez, I. Hernández-Pérez, G. Álvarez, Y. Cháveza, "Pseudo transient numerical study of an earth-to-air heat exchanger for different climates of Mexico", *Energy Build.*, vol. , pp. 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.04.041>.
- [118] M. Khabbaz, "Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for buildings air refreshment in Marrakech", dans : *Proceedings of the 14th international conference of the international building performance simulation association*, 2015.
- [119] M. Kepes, S. Brum, J. Vaz, "Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an earth-air heat exchanger (EAHE) employing the constructal design method", *Renew. Energy*, vol. 80, pp. 538-551, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.02.041>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148115001573>

- [120] S.F. Ahmed, M.M.K. Khan, M.T.O. Amanullah, M.G. Rasul, N.M.S. Hassan, "Performance assessment of earth pipe cooling system for low energy buildings in a subtropical climate", *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp. 815-825, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.030>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890415009528>
- [121] G. Chiesa, M. Simonetti, M. Grosso, "A 3-field earth-heat-exchange system for a school building in Imola, Italy: monitoring results", *Renew. Energy*, vol. 62, pp. 563-570, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2013.08.020>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148113004229>
- [122] N. Hatraf, F. Chabane, A. Brima, N. Moumami, "Parametric study of to design an earth to air heat exchanger with experimental validation", *Eng. J.*, vol. 18, pp. 41–54, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.4186/ej.2014.18.2.41>  
URL <https://engj.org/index.php/ej/article/view/464>.
- [123] M. Benhammou, B. Draoui, M. Zerrouki, Y. Marif, "Performance analysis of an earth-to-air heat exchanger assisted by a wind tower for passive cooling of buildings in arid and hot climate", *Energy Convers. Manag.*, vol. 91, pp. 1-11, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.042>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890414010097>
- [124] D.Y. Goswami, A.S. Dhaliwal, "Heat transfer analysis in environmental control using an underground air tunnel", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 107, pp. 141-145, 1985.  
<https://doi.org/10.1115/1.3267667>  
URL <https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article-abstract/107/2/141/418094>
- [125] G. Bouchahm, Passive energy design for schools in the constantine region of algeria, Mémoire de magistère soutenu à l'USTOMB Oran Algérie, 1987.
- [126] J. Xamán, I. Hernández-pérez, J. Arce, G. Álvarez, L. Ramírez-dávila, F. Noh-pat, "Numerical study of earth-to-air heat exchanger: the effect of thermal insulation", *Energy Build.*, vol. 85, pp. 356-361, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.064>
- [127] S.E. Diaz-Mendez, C. Patiño-Carachure, J.A. Herrera-Castillo, "Reducing the energy consumption of an earth–air heat exchanger with a PID control system", *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 1-6, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.033>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890413005700>
- [128] J.A. Abed Wahid Jassim. "Sustainable design of wind-catcher of an earth-to-air heat exchanger in hot dry areas", *Int. J. Sci. Eng. Res.*, vol. 6(4), pp. 582-589, 2015.  
URL <https://www.ijser.org/onlineResearchPaperViewer.aspx?Sustainable-Design-of-Wind-catcher-of-an-Earth-to-Air-Heat-Exchanger-in-Hot-Dry-Areas.pdf>.

- [129] D. Belatrache, "Numerical analysis of earth air heat exchangers at operating conditions in arid climates", *Int. J. Hydr. Energy*, vol. 42(13), pp. 8898-8904, 2017.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.08.221>.  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360319916317591>).
- [130] A. Raczkowski, Z. Suchorab, "Computational Fluid Dynamics Simulation of an Earth-air Heat Exchanger for Ventilation System", *AIP Conference Proceedings 1866*, 040032 2017.  
<http://dx.doi.org/10.1063/1.4994512>  
URL <https://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.4994512?journalCode=apc>
- [131] V.P. Kabashnikov, "Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems", *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, pp. 2407-2418, 2002. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00319-2](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00319-2)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0017931001003192>).
- [132] A. Hepbasli, "Low exergy modelling and performance analysis of greenhouses coupled to closed earth-to-air heat exchangers (EAHEs) ", *Energy Build.*, vol. 64, 224-230, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.05.012>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778813002880>
- [133] M.K. Ghosal, G.N. Tiwari, N.S.L. Srivastava, "Thermal modeling of a greenhouse with an integrated earth to air heat exchanger: an experimental validation", *Energy Build.*, vol. 36, pp. 219-227, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2003.10.006>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778803001348>
- [134] A. Chel, G.N. Tiwari, "Performance evaluation and life cycle cost analysis of earth to air heat exchanger integrated with adobe building for New Delhi composite climate", *Energy Build.*, vol. 41, pp. 56-66, 2009.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.006>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778808001709>
- [135] T.S. Bisoniya, A. Kumar, P. Baredar, "Cooling potential evaluation of earth-air heat exchanger system for summer season", *Int. J. Eng. Tech. Res. (IJETR)*, vol. 2, pp. 309-316, 2014. doi : 10.1177/1744259114542403  
URL [https://www.erpublication.org/published\\_paper/IJETR021660.pdf](https://www.erpublication.org/published_paper/IJETR021660.pdf)
- [136] A. Thakur, A. Sharma, "CFD Analysis of Earth-Air Heat Exchanger to Evaluate the Effect of Parameters on Its Performance", *IOSR J. Mech. Civil Eng.*, pp. 14-19, 2015.  
URL [https://www.researchgate.net/profile/Aashish\\_Sharma12/publication/311302201\\_CFD\\_Analysis\\_of\\_Earth-Air\\_Heat\\_Exchange\\_to\\_Evaluate\\_the\\_Effect\\_of\\_Parameters\\_on\\_Its\\_Performance/links/5841042708ae2d21755f92a6/CFD-Analysis-of-Earth-Air-Heat-Exchanger-to-Evaluate-the-Effect-of-Parameters-on-Its-Performance.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Aashish_Sharma12/publication/311302201_CFD_Analysis_of_Earth-Air_Heat_Exchange_to_Evaluate_the_Effect_of_Parameters_on_Its_Performance/links/5841042708ae2d21755f92a6/CFD-Analysis-of-Earth-Air-Heat-Exchanger-to-Evaluate-the-Effect-of-Parameters-on-Its-Performance.pdf)).

- [137] R. Misra, V. Bansal, G. Das, J. Mathur, T.K. Aseri, "CFD analysis based parametric study of derating factor for earth air tunnel heat exchanger", *Appl. Energy*, vol. 103, pp. 266-277, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.041>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261912006824>
- [138] S. Jakhar, R. Misra, M.S. Soni, N. Gakkhar, "Parametric simulation and experimental analysis of earth air heat exchanger with solar air heating duct", *Eng. Sci. Technol. Int. J.*, vol. , pp. 1-8, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jestch.2016.01.009>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2215098615302597>
- [139] S. Jakhar, M.S. Soni, N. Gakkhar, "Performance analysis of earth water heat exchanger for concentrating photovoltaic cooling", *Energy Procedia*, vol. 90, pp. 145-153, 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.179>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610216313893>
- [140] V.M. Puri, "A finite element analysis of earth tube heat exchangers", *American Society of Agricultural Engineers Proceedings*, Annual Meeting, pp. 1–32, 1984.
- [141] V.M. Puri, "Performance curves for earth tube heat exchangers", *American Society of Agricultural Engineers Proceedings*, Winter Meeting, pp. 1–31, 1984.
- [142] T. Boulard, E. Rajafinjohany, A. Baille, "Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system part-I Experimental results", *Agric. Forest Meteorol.*, vol. 45, pp. 175–184, 1989.  
[https://doi.org/10.1016/0168-1923\(89\)90042-7](https://doi.org/10.1016/0168-1923(89)90042-7)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0168192389900427>
- [143] T. Boulard, E. Rajafinjohany, A. Baille, "Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system part-II Experimental result", *Agric. Forest Meteorol.*, vol. 45, pp. 185–194, 1989.  
[https://doi.org/10.1016/0168-1923\(89\)90043-9](https://doi.org/10.1016/0168-1923(89)90043-9)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0168192389900439?via%3Dihub>
- [144] P. Hollmuller, B. Lachal, "TRNSYS Compatible Moist Air Hypocaust Model", *University of Geneva*, 1998.
- [145] M. Bojic, G. Papadakisb, S. Kyritsisb, "Energy from a two-pipe, earth-to-air heat exchanger", *Energy*, vol. 24, pp. 519–523, 1999.  
[https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(99\)00012-2](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(99)00012-2)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544299000122>
- [146] M. Zimmermann, A. Huber, "Detailed design tool for low energy cooling technologies", dans: H. Roel (Ed.), Detailed Design Tools, annex 28 edn., *Int. Energy Agency Build. Res. Ltd.*, pp. 1–25, 2000.
- [147] V.I. Hanby, D.L. Loveday, A.L. Ajmi, "The optimal design for a ground cooling tube in a hot, arid climate", *Build. Serv. Eng.*, vol. 26, pp. 1–10, 2005.

<https://doi.org/10.1191%2F0143624405bt114oa>

URL <https://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1191/0143624405bt114oa>

- [148] O. Ozgener, L. Ozgener, and J. W. Tester, "A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (ground) heat exchangers applications", *Heat Mass Transfer*, vol. 62, pp. 473-80, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.031>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S001793101300238X>
- [149] Z. Gao, L. Bian, Y. Hu, L. Wang, J. Fan, "Determination of soil temperature in an arid region", *J. Arid Environ.*, vol. 71, pp. 157–68, 2007.  
<https://doi.org/10.1016/j.jaridenv.2007.03.012>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S014019630700081X>
- [150] T. Hirota, J.W. Pomeroy, R.J. Granger, C.P. Maule, "An extension of the force-restore method to estimating soil temperature at depth and evaluation for frozen soils under snow", *J. Geophys. Resear.*, vol. 107 (D24), pp. ACL 11-1-ACL 11-10, 4767, 2002.  
<https://doi.org/10.1029/2001JD001280>  
URL <https://agupubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1029/2001JD001280>
- [151] Z. Gao, N. Chae, J. Kim, J. Hong, T. Choi, H. Lee, "Modeling of surface energy partitioning, surfacetemperature and soil wetness in the Tibetan prairie using the simple biosphere model 2 (SiB2)", *J. Geophys. Res.*, vol. 109 (D06102), 2004.  
<https://doi.org/10.1029/2003JD004089>  
URL <https://agupubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1029/2003JD004089>
- [152] D.S. Kahan, Y. Xue, S.J. Allen, "The impact of vegetation and soil parameters in simulations of surfaceenergy and water balance in the semi-arid sahel: a case study suing SEBEX and HAPEX-Sahel data", *J. Hydr.*, vol. 320, pp. 238–259, 2006.  
<https://doi.org/10.1016/j.jhydrol.2005.07.011>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022169405003367>
- [153] A.M.B. Passerat de Silans, B.A. Monteny, J.P. Lhomme, "Apparent soil thermal diffusivity, a case study:HAPEX-Sahel experiment". *Agric. Forest Meteo.*, vol. 81, pp. 201–216, 1996.  
[https://doi.org/10.1016/0168-1923\(95\)02323-2](https://doi.org/10.1016/0168-1923(95)02323-2)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0168192395023232>
- [154] M. Shao, R. Horton, D.B. Jaynes, "Analytical solution for one–dimensional heat conduction–convectionequation", *Soil Science Society American J.*, vol. 62, pp. 123–128, 1998.  
<https://doi.org/10.2136/sssaj1998.03615995006200010016x>  
URL <https://access.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.2136/sssaj1998.03615995006200010016x>
- [155] T. Ren, G.J. Kluitenburg, R. Horton, "Determining soil water flux and pore water velocity by a heat pulsetechnique", *Soil Science Society American J.I.*, vol. 64 (2), pp. 552–560, 2000. <https://doi.org/10.2136/sssaj2000.642552x>  
URL <https://access.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.2136/sssaj2000.642552x>

- [156] Z. Gao, X. Fan, L. Bian, "An analytical solution to one-dimensional thermal conduction-convection in soil", *Soil Science*, vol. 168 (2), pp. 99–107, 2003.  
URL [https://journals.lww.com/soilsci/Abstract/2003/02000/AN\\_ANALYTICAL\\_SOLUTION\\_TO\\_ONE\\_DIMENSIONAL\\_THERMAL.4.aspx?trendmd-shared=0](https://journals.lww.com/soilsci/Abstract/2003/02000/AN_ANALYTICAL_SOLUTION_TO_ONE_DIMENSIONAL_THERMAL.4.aspx?trendmd-shared=0)
- [157] A.F.G. Jacobs, B.G. Heusinkveld, S.M. Berkowicz, "Dew deposition and drying in a desert system:a simple simulation model", *J. Arid Environ.*, vol. 42, pp. 211–222, 1999.  
<https://doi.org/10.1006/jare.1999.0523>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140196399905232>
- [158] A.F.G. Jacobs, B.G. Heusinkveld, S.M. Berkowicz, "Force-restore technique for ground surface temperature and moisture content in a dry desert system", *Water Resources Res.*, vol. 36 (5), pp. 1261–1268, 2000, <https://doi.org/10.1029/2000WR900016>  
URL <https://agupubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1029/2000WR900016>
- [159] M. Benhammou, B. Draoui, "Modélisation de la température en profondeur du sol pour la région d'Adrar - Effet de la nature du sol," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 14, pp. 219 – 28, 2011.  
URL [https://www.cder.dz/download/Art14-2\\_4.pdf](https://www.cder.dz/download/Art14-2_4.pdf)
- [160] C.M. Bhumralker, Numerical experiments on the computation of ground surface temperature in an atmospheric circulation model, *J. Applied Meteor.*, vol. 14, pp. 1246–1258, 1975.  
[https://doi.org/10.1175/1520-0450\(1975\)014%3C1246:NEOTCO%3E2.0.CO;2](https://doi.org/10.1175/1520-0450(1975)014%3C1246:NEOTCO%3E2.0.CO;2)  
URL <https://journals.ametsoc.org/jamc/article/14/7/1246/349723/Numerical-Experiments-on-the-Computation-of-Ground>
- [161] T. Salomon, R. Mikolasek, B. Peuportier, S. Thiers, Y. Jautard, A. Trombe, "Dimensionnement du « puits climatique » Rapport final PREBAT ADEME 04 04C 000 1 Région Languedoc-Roussillon E200", p. 59, 2003.  
URL <https://www.izuba.fr/wp-content/uploads/2017/09/Rapport-Final-Puits-Climatique.pdf>
- [162] B.G. Heusinkveld, A.F.G. Jacobs, A.A.M. Holtslag, S.M. Berkowicz, "Surface energy balance closure in an arid region: role of soil heat flux", *Agricultural and Forest Meteorology*, vol. 122, pp. 21–31, 2004.  
<https://doi.org/10.1016/j.agrformet.2003.09.005>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168192303002259>
- [163] G. Mihalakakou, "On estimating soil surface temperature profiles", *Energy Build.*, vol. 34, pp. 251-259, 2002, [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00089-5](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00089-5)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778801000895>
- [164] G. Mihalakakou, M. Santamouris, D. Asimakopoulos, "Modelling the earth temperature using multiyear measurements", *Energy Build.*, vol. 19(1), pp. 1-9, 1992.  
[https://dx.doi.org/10.1016/0378-7788\(92\)90031-B](https://dx.doi.org/10.1016/0378-7788(92)90031-B)  
URL <https://www.mendeley.com/catalogue/9f5ea08b-227b-36d3-bc7b-8cdf5ed d4ab/>

- [165] N. Moummi, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moummi, S. Youcef Ali, "Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra", *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13 (3), pp. 399 – 406, 2010.  
URL [http://www.webreview.dz/IMG/pdf/Le\\_rafraichissement\\_par\\_la\\_geothermie-etude\\_theorique\\_et.pdf](http://www.webreview.dz/IMG/pdf/Le_rafraichissement_par_la_geothermie-etude_theorique_et.pdf)
- [166] P. 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 soutenue à l'Université de Genève, p. 125, 2002.  
<https://doi.org/10.13097/archive-ouverte/unige:147>  
URL <http://www.unige.ch/cyberdocuments/theses2002/HollmullerP/these.html>
- [167] M. Sàadeddine, "Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré," mémoire de magistère soutenu au Département de Génie mécanique: université de Biskra, 2014.
- [168] N. Hatraf, F. Chabane, A. Brima, N. Moummi, and A. Moummi, " Parametric study of to design an earth to air heat exchanger with experimental validation", *Eng. J.*, vol. 18 (2), pp. 41-54, 2014. <https://doi.org/10.4186/ej.2014.18.2.41>  
URL <https://www.engj.org/index.php/ej/article/view/464>
- [169] P. Hollmuller and B. Lachal, "Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance", *Appl. Energy*, vol. 119, pp. 476-87, 2014.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.042>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261914000610>
- [170] A. Skotnicka-Siepsiak, M. Wesołowski, J. Piechocki, "Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger in northeastern Poland", *Pol. J. Environ. Stud.*, Vol. 27(3), pp. 1255-60, 2018, <https://doi.org/10.15244/pjoes/75810>  
URL <http://www.pjoes.com/Experimental-and-Numerical-Study-nof-an-Earth-to-Air-Heat-Exchanger-nin-Northeastern,75810,0,2.html>
- [171] J.Vaza, M. A. Sattler, R.S. Brum, E.D. Santos, L.A.Isoldi, "An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE) ", *Energy Build*, V. 72, pp. 122-31, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.009>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778813008244>
- [172] G.N. Tiwari, N. Lugani, A.K. Singh, "Design parameters of a non-air-conditioned cinema hall for thermal comfort under arid-zone climatic conditions", *Energy Build.*, vol. 19, pp. 249-261, 1993.  
[https://doi.org/10.1016/0378-7788\(93\)90010-R](https://doi.org/10.1016/0378-7788(93)90010-R)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/037877889390010R>

- [173] A.K. Athienitis, M. Santamouris, A. Kyprianou, "Application of ground cooling /heating", for HVAC air precooling/preheating, à l'Université de Chypre, dans : *Archi. city environ. proceedings of PLEA 2000*, Cambridge, UK, London, James & James, pp. 94-99, 2000.
- [174] A. Tzaferis, D. Liparakis, M. Santamouris, A. Argiriou, "Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers", *Energy Build.*, vol. 18, pp. 35-43, 1992.  
[https://doi.org/10.1016/0378-7788\(92\)90049-M](https://doi.org/10.1016/0378-7788(92)90049-M)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/037877889290049M>
- [175] J. Claesson, A. Dunand, "Heat extraction from the ground by horizontal pipes : a mathematical analysis", livre publié par *Swedish Council for Building Research*, Stockholm, 1983.  
URL <http://hdl.handle.net/2077/43191>
- [176] R.L. Sawhney, U. Mahajan, "Heating and cooling potential of an underground air-pipe system", *Inter. J. Energy Res.*, vol. 18, pp. 509-24, 1994.  
<https://doi.org/10.1002/er.4440180503>  
URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.4440180503>
- [177] V. Badescu, "Simple and accurate model for the ground heat exchanger of a passive house", *Ren. energy*, Vol 32 (5), pp. 845-55, 2007  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.03.004>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148106000796>
- [178] M. Bojic, N. Trifunovic, G. Papadakis, S. Kytitsis, "Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building". *Energy*, vol. 22, pp. 1151-58, 1997.  
[https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(97\)00055-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(97)00055-8)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544297000558>
- [179] MD. Paepe, M. Janssen, "Thermo-hydraulic design of earthair heat exchangers". *Energy Build.*, vol. 35, pp. 389-97, 2003.  
[https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00113-5](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00113-5)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778802001135>
- [180] P. Hollmuller, B. Lachal, "Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects". *Energy Build.*, vol. 33, pp. 509-18, 2001.  
[https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00105-5](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00105-5)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778800001055>
- [181] M. Krarti, J. Kreider, "Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel", *Energy Convers. Manag.*, vol. 37(10), pp. 1561-74, 1996.  
[https://doi.org/10.1016/0196-8904\(95\)00208-1](https://doi.org/10.1016/0196-8904(95)00208-1)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0196890495002081>

- [182] R. Kumar, S. Kaushik, S. Garg, "Heating and cooling potential of an earth to air heat exchanger using artificial neural network", *Renew. Energy*, vol. 31, pp.1139-55, 2006.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.06.007>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148105001709>
- [183] R. Kumar, A. Sinha, B. Singh, U. Modhukalya, "A design optimization tool of earth-to-air heat exchanger using a genetic algorithm", *Renew. Energy*, vol. 33, pp. 2282-8, 2008.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.01.006>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148108000281>
- [184] P. Hollmuller, "Analytical characterization of amplitude-dampening and phaseshifting in air/soil heat exchangers", *Int. J. Heat Mass. Transf.*, vol. 46, pp. 4303-17, 2003.  
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00199-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00199-6)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0017931003001996>
- [185] D. Yang, Y. Guo, J. Zhang, "Evaluation of the thermal performance of an earth-to-airheat exchanger (EAHE) in a harmonic thermal environment", *Energy Convers. Manag.*, vol. 109, pp. 184-94, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.050>  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415010705>.
- [186] R. da Silva Brum, J. Vaz, LAO. Rocha, ED. dos Santos, LA. Isoldi, "A new computational modeling to predict the behavior of earth-air heat exchangers", *Energy Build.*, vol. 64, pp. 395-402, 2013.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.en-build.2013.05.032>  
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778813003186>
- [187] D. Goswami, K. Biseli, "Use of underground air tunnels for heating and cooling agricultural and residential buildings", *Fact Sheet EES 78, a series of the Florida Energy Extension Service, Florida Cooperative Extension Service*, Institute of Food and Agricultural Sciences, University of Florida.  
URL <https://ufdc.ufl.edu/IR00004850/00001>
- [188] R. Sawhney, D. Buddhi, N. Thanu, "An experimental study of summer performance of a recirculation type underground air pipe air conditioning system", *Build. Environ.*, vol. 34, pp. 189-96, 1998. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(98\)00009-2](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(98)00009-2)  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360132398000092>
- [189] G. Yoon, H. Tanaka, M. Okumiya, "Study on the design procedure for a multi-cool/heat tube system", *Sol. Energy*, vol. 83, pp. 1415-24, 2009.  
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.03.010>  
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X09000619>
- [190] S. Ahmed, M. Khan, M. Amanullah, M. Rasul, N. Hassan, "Performance assessment of earth pipe cooling system for low energy buildings in a subtropical climate", *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp.815-25, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.encon-man.2015.10.030>

URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415009528>)

- [191] A. Mathur, Priyam , S. Mathur, G. Agrawal, J. Mathur, "Comparative study of straight and spiral earth air tunnel heat exchanger system operated in cooling and heating modes", *Renew. Energy*, vol. 108, pp. 474-87, 2017.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.re-nene.2017.03.001>

URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148117301805>)

- [192] AA. Serageldin, AK. Abdelrahman, S. Ookawara, "Earth-air heat exchanger thermal performance in egyptian conditions: experimental results, mathematical model, and computational fluid dynamics simulation", *Energy Convers. Manag.*, vol.122, pp. 25-38, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.05.053>

URL (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416304319>).

- [193] L. Ozgener, O. Ozgener, "An experimental study of the exergetic performance of an underground air tunnel system for greenhouse cooling", *Renew. Energy*, vol. 35, pp. 2804-11, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.04.0384>

URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148110002053>

- [194] Z. Gao, N. Chae, J. Kim, J. Hong, T. Choi, H. Lee, "Modeling of surface energy partitioning, surface temperature and soil wetness in the Tibetan prairie using the simple biosphere model 2 (SiB2) ", *J. Geophysical Res.*, Vol. 109 (D6), pp. 1-11, 2004.

<https://doi.org/10.1029/2003JD004089>

URL <https://agupubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1029/2003JD004089>

# ANNEXE

# Annexe

## Production scientifique

1. Participation avec un poster aux journées d'études sur la génie mécanique : "Procédées de Mise en forme et Energies Renouvelables organisé par le département de génie mécanique, Université de Biskra du 29 au 30 Avril 2013.

REPUBLICAINE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
 Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Mohammed El-Bachir Biskra  
 Faculté des sciences et de la Technologie  
 Département de Génie Mécanique  
 Réf : 288... /DGM/ FST /2013

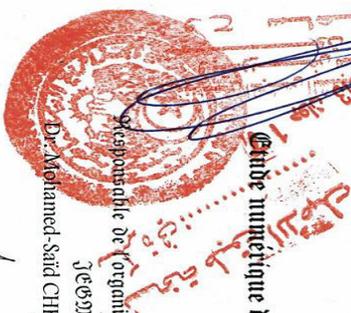
### Attestation de participation

Le comité d'organisation des Journées d'étude sur le Génie Mécanique : "Procédées de mise en forme et Energies Renouvelables" atteste que : Mr. Hamza NEBBAR a participé par poster aux journées d'étude, qui se sont tenues à l'Université Mohammed El-Bachir de Biskra Du 29 au 30 avril 2013

Co-auteurs : O. HAMDI, N. MOUNMIL, A. BRIMA

Intitulé du poster : **Etude numérique d'un échangeur air/sol: modélisation et simulation numérique**

Biskra, le 29 avril 2013



Responsable de l'organisation  
 Dr. Mohamed-Said CHEBBAH



Intitulé du poster :  
 Biskra, le 29 avril 2013

Chef de Département de  
 Génie Mécanique






LGEM  
 Laboratoire de Génie Energétique et Matériau

<http://www.unib-biskra.dz/>



LGEM  
 Laboratoire de Génie Mécanique

2. Participation avec une présentation orale à la journée d'étude : "Journée de l'Energétique" organisée au Département de physique (énergétique), Université de Batna le 06 Juin 2013



République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hadj-Lakhdar Batna  
Faculté des Sciences  
Département des Sciences de la Matière

Laboratoire de Physique Energétique Appliquée (LPEA)

# Journée de l'Energétique 2013

Batna le : 06 juin 2013

Le directeur du LPEA atteste que **Omar Hamdi** (Université de Biskra)

A présenté une communication orale, intitulé : *Etude de l'efficacité d'un échangeur air-sol dans une zone aride : Biskra.*

Co-auteurs : Hamza Nebbar, Nouredine Moummi et Abdelhafid Brima

Batna, le 06/06/2013  
Dr. Balkacem Adouane  
Directeur du LPEA



3. Participation avec un poster au séminaire : " Le 3ème Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables" organisé par l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, à Ghardaïa du 13 au 14 Octobre 2014.



## Etude de comportement thermique d'un échangeur enterré air/sol. Expérimentation de Biskra (Algérie)

H. NEBBAR\*<sup>1</sup>, O. HAMDI\*<sup>2</sup>, N. MOUMMI\*<sup>1</sup>, A. BRIMA\*<sup>2</sup>

\*Département de Génie Mécanique Université de Biskra, Algérie

<sup>1</sup>nebbar.82@gmail.com

<sup>2</sup>ilmomar@gmail.com

\*Laboratoire de Génie Mécanique, Université de Biskra, Algérie

<sup>1</sup>n.moumми@univ-biskra.dz

<sup>2</sup>a.brima@univ-biskra.dz

**Résumé**—L'échangeur air-sol est un système de rafraîchissement ou préchauffage des locaux très peu consommateur d'énergie qui exploite d'inertie thermique du sol. Dans cette étude, nous avons évalué le potentiel de l'utilisation de la géothermie dite de surface et la technologie appropriée pour son exploitation par la détermination des variations de la température du sol à différentes profondeurs ainsi que déterminer des variations de la température de l'air à la sortie de l'échangeur, en considérant dans cette étude l'écoulement permanent d'un fluide Newtonien et incompressible dans un tube de section circulaire en supposant que le régime dynamique est établi. A partir du modèle obtenu nous avons montré la variation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur en fonction des paramètres de l'échangeur géométrique, thermique et paramètres site, des caractéristiques du milieu, de la géométrie de passage et des paramètres d'entrée et de sortie de l'échangeur.

**Mots Clés** – Modélisation thermique, Energie, Géothermie, Température, Echangeur Air- Sol

### I. NOMENCLATURE

$T_{amb}$ : Température ambiante journalière.....[°C]  
 $\omega$ : Fréquence angulaire.....[rad/jour]  
 $A$ : Amplitude de la variation de température...[°C]  
 $t_0$ : Jour de l'année où la température maximale[jour]  
 $\lambda_{sol}$ : Conductivité du sol.....[W/(m°C)]  
 $c_{sol}$ : Capacité calorifique massique du sol.....[J/(kg°C)]  
 $\alpha$ : Diffusivité thermique.....[m<sup>2</sup>/s]  
 $u$ : Vitesse de l'air suivant ( $\vec{ox}$ ).....[m/s]  
 $P$ : Pression de l'air.....[N/m<sup>2</sup>]  
 $h_{con}$ : Coefficient d'échange convectif.....[W/(m<sup>2</sup>°C)]  
 $D$ : Diamètre intérieur du tube.....[m]  
 $\lambda$ : Conductivité thermique de l'air.....[W/(m°C)]  
 $V_{air}$ : Vitesse de l'air.....[m/s]

$\mu$ : Viscosité dynamique de l'air.....[kg/(m.s)]  
 $\nu$ : Viscosité cinématique de l'air.....[m<sup>2</sup>/s]  
 $\rho$ : Masse volumique de l'air.....[kg/m<sup>3</sup>]  
 $\dot{m}$ : Débit d'air.....[kg/s]  
 $c_{p\ air}$ : Chaleur massique de l'air.....[J/(kg°C)]  
 $R_{con}$ : Résistance thermique correspondant à l'échange convectif entre l'air et le tube.....[m.°C/W]  
 $R_{tub}$ : Résistance thermique du tube enterré.....[m.°C/W]  
 $R_{sol}$ : Résistance thermique entre le tube et le sol[m.°C/W]

### II. INTRODUCTION

Le puits canadien est un système qui se sert de l'inertie thermique du sol pour égaliser ces variations thermiques.

Le principe du puits canadien/provençal est de faire circuler l'air neuf de ventilation dans un conduit enterré grâce à un ventilateur avant de l'insuffler dans le bâtiment. [1]

En hiver, l'air se réchauffe au cours de son parcours souterrain, les besoins de chauffage liés au renouvellement d'air des locaux sont alors réduits et le maintien hors gel du bâtiment peut être assuré. Le puits est alors dit puits canadien.

En été, l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour se refroidir et arriver dans le bâtiment durant la journée à une température inférieure à la température extérieure. Le puits est alors dit puits provençal "Fig.1".

Ce travail est basé sur des modélisations et des simulations numériques de la température du sol et de l'air à la sortie d'un d'échangeur air/sol.

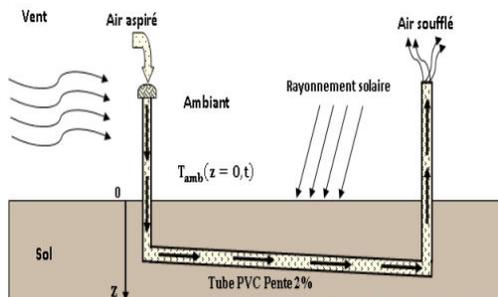


Fig. 1 Schéma de puits canadien

### III. ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

❖ Le travail de recherche présenté par Stéphane THIERS, Bruno PEUPORTIER, au centre énergétique et procédé à l'école nationale supérieure des mines de Paris, France en 2007 [3] avait pour but :

-Calculer la température du sol «non perturbé» à partir du bilan énergétique à la surface du sol, de l'influence d'un bâtiment proche et de la puissance géothermique à partir d'un modèle thermique de sol.

-Utiliser la température du sol calculée pour déterminer la température de l'air en sortie d'échangeur. Ce modèle a été intégré à un outil de simulation thermique du bâtiment à partir d'un modèle d'échangeur.

❖ Le travail de recherche présenté par David Amitrano, Université J. Fourier, Grenoble en 2006 [4] a pour but de proposer des critères objectifs pour le choix de différentes caractéristiques basées sur des simulations numériques d'échange thermique par convection forcée dans un tube enterré. Ceci permet de mettre en évidence l'effet du diamètre, de la longueur, du débit volumétrique de la différence de température entre le sol et l'air entrant sur le flux thermique fourni par le puits canadien.

❖ Le travail de recherche présenté par David BARTOLOMEU en 2005 [5] est consacré à la performance d'un échangeur thermique de type air-sol. Cet échangeur thermique de type tuyaux enterrés dans le sol a été conçu à la station expérimentale de l'ITP à Romillé. Son principe est basé sur les échanges de températures entre le sol et l'air circulant dans le réseau de tubes enterrés. Un bon dimensionnement de ce système est nécessaire pour optimiser ses performances qui sont analysées tout au long de l'année en distinguant les saisons hivernale et estivale.

❖ Le travail de recherche présenté par Pierre Hollmuller en 2002 [6] est consacré à l'utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. C'est une étude théorique et expérimentale. L'analyse a été basée sur des mesures récoltées et simulations

effectuées avec un modèle numérique développé à cet effet. La modélisation analytique a permis de mettre en lumière les phénomènes physiques de base et de dégager quelques règles de dimensionnements simplifiées.

❖ Le travail de recherche présenté par: Thierry Salomo, Renaud Mikolasek à IZUBA-Energies, Bruno Peuportier, Stéphane Thiers au centre énergétique et procédés à l'école des mines de Paris et Solartheyves Jautard, Alain Trombe à INSA de Toulouse en 2003 [9], est consacré à l'analyse, la modélisation et la validation d'un modèle de simulation dynamique pour les puits « canadiens » ou « provençaux ». L'objectif principal est l'étude du potentiel de l'inertie du sol par le système de « puits canadien » ou de « puits provençal » pour l'été, que l'on se propose de nommer ici « puits climatique ».

### IV. DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le site d'étude, localisé à Université de Biskra "Fig.2"

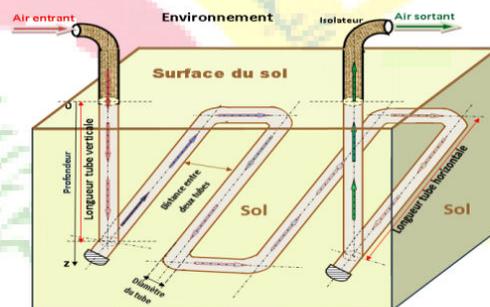


Fig. 2 Disposition expérimental de l'échangeur air/sol

Cette dispositif équipée de :

- 7 tubes PVC enterrée horizontalement : 4 tubes à longueur  $L=9$  m/tube et 3 tubes à longueur  $L=3$  m/tube, diamètre  $D=20$ cm, profondeur  $Z=3$  m sous la surface du sol.
- 2 tubes PVC enterrée verticalement: une tube à entrer d'air et l'autre à sortie d'air, longueur  $L=4,5$  m/tube, diamètre  $D=20$ cm, profondeur  $Z=3$  m sous la surface du sol.
- Un aspirateur pour aspirer l'air ambiant à l'intérieur du tube.
- L'échangeur est placé horizontalement avec une pente de 2% pour permettre l'évacuation de l'eau produite suite à la condensation.

### V. MODÉLISATION THERMIQUE

#### A. Modélisation de la température du sol

Dans la géothermie de surface, on s'intéresse aux quelques premiers mètres en dessous de la surface du sol. De ce point de vue, le sol peut être considéré comme un milieu semi-

	<p><b>Le 3<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables</b>  <b>The 3<sup>rd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies</b></p> <p>Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, Ghardaïa – Algérie 13 et 14 Octobre 2014</p>	
---	---	---

infini. L'évaluation du potentiel de l'utilisation de la géothermie de surface et de la technologie appropriée pour son exploitation, passe par la détermination des variations, le long de l'année, de la température du sol à différentes profondeurs. Ces variations sont obtenues à l'aide d'une modélisation simple utilisant les propriétés du sol et les températures ambiantes "Fig.3". [1]

On a considéré les températures ambiantes journalières durant une année, les évolutions de température en fonction du temps (jour) ont été représentées adéquatement par des fonctions cosinus :[1]

$$T_{amb}(z = 0, t) = T_{moy} + A \cos(\omega(t - t_0)) \quad (1)$$

Ces fonctions seront utilisées ci-après comme conditions aux limites lors de la détermination des distributions spatio-temporelles de la température du sol. [1]

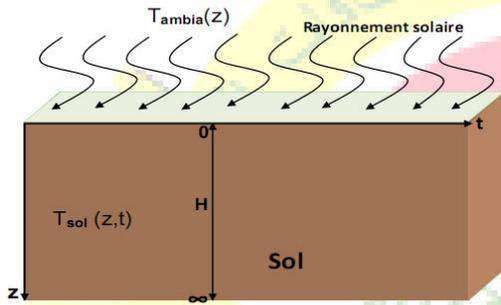


Fig. 3 Schéma du transfert de chaleur dans le sol

L'équation instationnaire de la chaleur dans ce cas s'écrit:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

Après résolution de l'équation "Eq. (2)" on trouve:

$$T_{sol}(z, t) = \left[ \left( T_{moy} - T_i + A \cos(\omega(t - t_0)) \right) \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z} \cos(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2a}} z) + T_i \right] \quad (3)$$

**B. Modélisation de la température de l'air**

On considère l'écoulement permanent d'un fluide Newtonien, incompressible dans un tube de section circulaire on suppose que le régime dynamique établi.

❖ *Tronçon vertical du canal enterré*

L'équation de bilan thermique pour ce tronçon du tube "Fig.4"

prend la forme suivante :

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \text{div}(\lambda \overline{\text{grad}} T) - P \text{div} \vec{q} + \phi \quad (4)$$

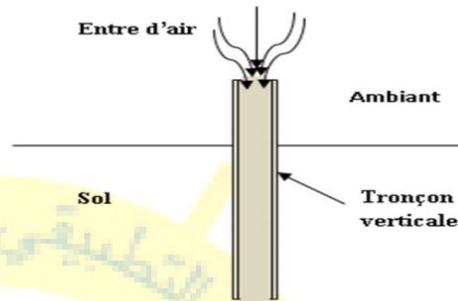


Fig. 4 Schéma du transfert de chaleur dans le tronçon vertical

Après simplifications, l'équation "Eq. 4" devient:

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{a_{air}}{w} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (5)$$

❖ *Tronçon horizontal du canal enterré*

L'équation de bilan thermique pour ce tronçon du tube "Fig.6" prend la forme suivante :

$$\begin{aligned} m \cdot c_{pair} \cdot (T_x + dT_x - T_x) \\ = \frac{dx}{\mathcal{R}_{conv} + \mathcal{R}_{tube} + \mathcal{R}_{sol}} \cdot (T_{sol} - T_x) \end{aligned} \quad (6)$$

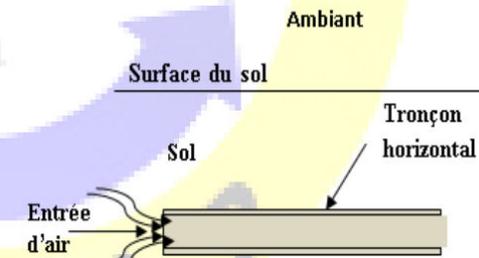


Fig. 5 Schéma du transfert de chaleur dans le tronçon horizontal

La solution analytique de l'équation "Eq. 6" admet comme expression:

$$T_x = T_{sol} + (T_{air\ entrée} - T_{sol}) \cdot e^{\frac{-U}{m \cdot c_p \cdot air} x} \quad (7)$$



**Le 3<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et  
Renouvelables**  
**The 3<sup>rd</sup> International Seminar on New and Renewable  
Energies**

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa – Algérie 13 et 14 Octobre 2014



VI. RESULTATS

a. Variation de la température du sol

Les variations, le long de l'année, de la température du sol à différentes profondeurs. Ces variations de températures du sol, permettent l'évaluation du potentiel de l'utilisation de la géothermie de surface. Montre clairement que les variations de température de l'air extérieur sont amorties et déphasées par le sol, et ceci est d'autant plus marqué que la profondeur est grande. Au-delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne varie plus sous l'effet de l'évolution de la température extérieure. Seule la température moyenne évolue en fonction de la profondeur sous l'effet de la puissance géothermique provenant du manteau terrestre.

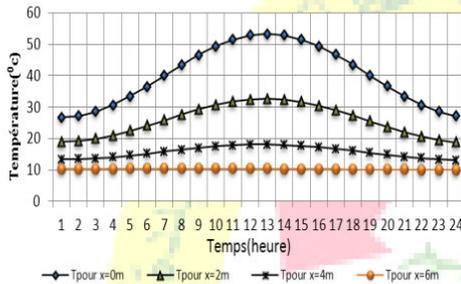


Fig. 6 L'évolution de la température de sol en fonction de temps pour ville de Biskra à 25juillet

La figure "Fig.6" montre la variation de la température du sol qui forme une sinusoïde de période journalière dans les différentes des profondeurs, d'amplitude  $A=12^{\circ}\text{C}$ .

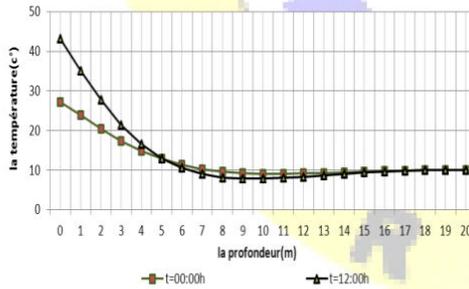


Fig. 7 la variation de la température de sol suivant la profondeur pour ville de Biskra à 05/08/2013

La figure "Fig.7" représente la variation de la température du sol en fonction de la profondeur et de la nature du sol, à midi, d'amplitude  $A= 12^{\circ}\text{C}$  et de la température moyenne annuelle  $T_{\text{moy}} = 28.08^{\circ}\text{C}$ . Cette valeur se stabilise pour des profondeurs supérieures à 6m quel que soit le temps.

b. Tronçon vertical

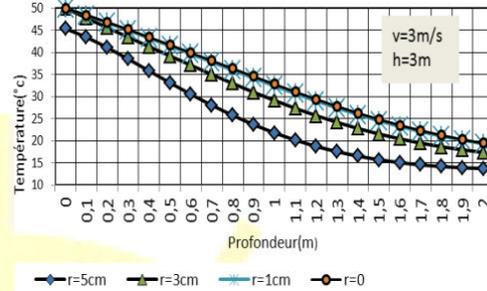


Fig. 8 .La variation de la température de l'air en fonction du rayon pour quelques valeurs de profondeur

La figure "Fig.8" présente la variation de la température de l'air dans un tube enterré verticalement en fonction du rayon du canal pour quelques valeurs de la profondeur.

c. Tronçon horizontal

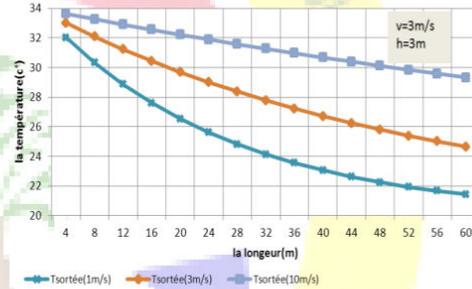


Fig. 9 La variation de la température de l'air à sortie de canal enterré horizontalement en fonction la longueur

La figure "Fig.9" présente la variation de la température de l'air à la sortie du tube enterré horizontalement suivant la longueur du canal et la vitesse de l'air.

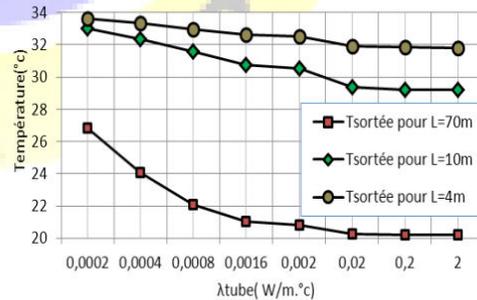


Fig. 10 Variation de la température de l'air à la sortie du tube enterré horizontalement en fonction de la conductivité thermique du tube



La figure "Fig.10" présente la variation de la température de l'air à la sortie du tube enterré horizontalement en fonction de la conductivité thermique du tube pour quelques valeurs de la longueur du tube.

#### d. Comparaison

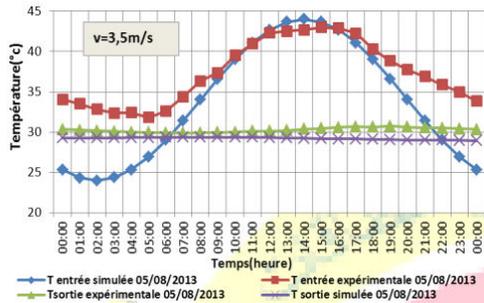


Fig. 11 Variation expérimental et simulation de la température de l'air à l'entrée et la sortie de l'échangeur air/sol pour ville de Biskra à 05/08/2013

On constate que les deux courbes sont quasiment confondues. Qu'on représente la variation des températures de l'air à la sortie de l'échangeur par les expériences ou numériques les résultats sont très proches.

#### VII. CONCLUSION

Nous avons développé dans notre travail un modèle thermique d'un échangeur air/sol qui détermine la température du sol et de l'air à la sortie de l'échangeur. Ceci permet de mettre en évidence l'effet, sur le fonctionnement de ce système, des paramètres suivants:

- La géométrie de l'échangeur : Le diamètre, la longueur et la profondeur d'enfouissement des canalisations.
- La qualité du sol et le taux d'humidité.
- Les propriétés physiques des canalisations : La conductivité thermique du tube, Les résistances thermiques convectives entre l'air et le tube et entre le tube et le sol.

#### REFERENCES

1. M.S. GUELLOUZ et G. ARFAOUI : Potentiel de la géothermie de surface pour le chauffage et la climatisation en Tunisie, Revue des Energies Renouvelables CICME'08 Sousse, pages 143 – 151, 2008.
2. K. DEHINA, A.M. MOKHTARI, Simulation numérique d'un échangeur air-sol-eau à Co-courant. XXXe Rencontres AUGC-IBPSA, Chambéry, Savoie, 9p, 6 au 8 juin, 2012.
3. S. THIERS, B. PEUPORTIER: modélisation thermique d'un échangeur air-sol pour le rafraîchissement de bâtiments, Journée thématique SFT-IBPSA, Froid solaire et confort d'été, Aix-les-Bains, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, France, 8p, 25 avril 2007.

4. D. AMITRANO: Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien ».Université J. Fourier, Grenoble, 13p, 2006.
5. D. BARTOLOMEU: Performances d'un échangeur thermique de type air-sol, Université J. Fourier, Grenoble, Vol. 28, No3, 4p, 2005.
6. P. HOLLMULLER, Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments, Thèse de Doctorat, Université de Genève, 125p, 2002.
7. M. BENHAMMOU, B. DRAOUI, Simulation et caractérisation d'un échangeur géothermique à air destiné au rafraîchissement des bâtiments fonctionnant dans les conditions climatiques du sud de l'Algérie. Revue des Energies Renouvelables, Vol. 15 N°2, Pages 275 – 284, 2012.
8. Données sur sites Internet. (www.free.météo.com)
9. Thierry Salomon, Renaud Mikolasek, Bruno Peuportier, Stéphane Thiers, Yves Jautard et Alain Trombe. Dimensionnement du « puits climatique » Analyse, modélisation, validation d'un modèle de simulation dynamique pour les puits « canadiens » ou « provençaux ». Rapport Prebat Ademe.04 04C 000 1.Région Languedoc Roussillon 2003. 59 p.

4. Participation avec un poster au séminaire : "First Conference on Mechanical, Energy and Material Engineering" organisé par le Département de Génie Mécanique, Université de Biskra du 08 au 09 Décembre 2015.

 Faculty of Sciences and Technology	 University Of Biskra	 LGEM Laboratory
Ref: 748 / CD / DGM / 2015	<b>CMEME 2015</b>	
<b>CERTIFICATE OF ATTENDANCE</b>		
This certify that		
<b>OMAR HAMDI</b>		
has attended and presented successfully his/her poster presentation of the paper titled:		
<b><i>AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF AN EARTH TO AIR HEAT EXCHANGER LOCATED IN ARID AND HOT ZONE DURING SUMMER.</i></b>		
at the First Conference on Mechanical, Energy and Material Engineering which was held between December 8-9, 2015 in Biskra, Algeria		
<b>Co-Auteurs: ABDELHAFID BRIMA, NOUREDINE MOUMMI AND HAMZA NEBBAR</b>		
Dr. Kamel AOUES (Head of department) Chair of the Organizing Committee		
 رئيس قسم الهندسة الميكانيكية د. / كمال اوايس		
 Dr. Mosbah ZIDANI Conference Chair		

5. Publication d'un article scientifique intitulé "Experimental study of the performance of an earth to air heat exchanger located in arid zone during the summer period" dans le journal (classe B) : International Journal of Heat and Technology, Vol. 36, No. 4, Decembre, 2018, pp. 1323-1329, <https://doi.org/10.18280/ijht.360422> Site du journal: <http://iieta.org/Journals/IJHT>



### Experimental study of the performance of an earth to air heat exchanger located in arid zone during the summer period

Omar Hamdi\*, Abdelhafid Brima, Nouredine Moumami, Hamza Nebbar

Mechanical Engineering Laboratory (L.G.M), Department of Mechanical Engineering, Biskra University, Algeria

Corresponding Author Email: [ilmomar@gmail.com](mailto:ilmomar@gmail.com)

<https://doi.org/10.18280/ijht.360422>

#### ABSTRACT

**Received:** 18 July 2017

**Accepted:** 28 April 2018

**Keywords:**

*air-ground heat exchange, buried pipe, energy performance, soil temperature*

The aim of this study is to explore the performance of an Earth to Air Heat Exchanger (EAHE) and find out the utility of the device in the cooling of buildings in the hot region. The EAHE cooling potential was experimentally investigated for a placement in Biskra, a city located in the south east of Algeria. A cylindrical tube of PVC in the serpentine form having an internal diameter of 0.110m and a total length of 56m is buried at 3m depth with a slope of 2% at Biskra University. The temperature readings of soil, external air and a buried duct at several positions were recorded during the period of May and September of the year 2013. Results showed that EAHE cooling potential (discrepancy between the inlet temperature (ambient) and the outlet temperature of the EAHE) was found promising as it could exceed 15 °C. The duration of operation of the heat exchanger does not influence the outlet temperature. EAHE is very useful to refresh buildings during spring and early summer, but it can just be used for pre-cooling in the rest of summer and autumn seasons. Moreover, a database was developed about the temperatures of the soil, external air and at the outlet of the device which may be useful for researchers in the future.

#### 1. INTRODUCTION

During the last two decades, the use of air conditioning during summer has considerably increased in southern Algerian cities in particular as the hot period is relatively long: it begins in May and runs until October in Biskra for instance where our experiment was carried out. This caused several electrical overloads and cuts. Given that an air-conditioned building consumes around 2 to 3 times the energy consumed by the building without air conditioning [1]. In addition, electricity in Algeria is 100% fossil, the implementation of a renewable alternative to conventional air conditioning or at least reduces its energy consumption seems to be necessary. The Earth to Air Heat Exchanger (EAHE) is one of the very few energy consuming systems used in heating/cooling Buildings. It exploits like any geothermal system, soil thermal inertia. Its simple principle consists of an air intake from the atmosphere and flows through a buried pipe to the building to refresh. In winter, the air is pre-heated because the ground is warmer than the air outside. In summer, the air is cooled as it is the opposite phenomenon that occurs [2-3]. This is due to the fact that the soil temperature remains constant beyond a certain depth: 2.5-3m [4]. This type of installation has existed for millennia (3000 b.c.) [4], but the first studies began to appear in the mid-twentieth century. After the oil shock of 1979, research on air-ground heat exchangers EAHEs has grown especially during the last three decades [5]. Peretti et al. [3] presented a synthesis study of works done in this theme before 2013. The authors have shown all theoretical and numerical modeling of heat and mass transfer in an EAHE with their inputs and outputs. They also discussed the software designed for calculation and design of EAHEs. They ended up describing

the various hybrid ventilation systems with which was coupled an EAHE and the different types of buildings where these systems were applied. In arid areas, several studies have been made. F. Al-Ajmi et al. [6] developed a theoretical model to predict an EAHE air outlet temperature and the potential of this cooling device in a hot and arid climate. The model was coded for a typical home of Kuwait City, in TRNSYS-IISIBAT environment. They showed that the EAHE had the potential to reduce home cooling energy demand by 30% during the summer season. In two different studies, V. Bansal et al. [7-8] performed a numerical simulation of thermal performance and cooling capacity of an EAHE in hot and arid conditions. They have shown that the performance of the EAHE is not significantly affected by the material of the buried pipe, while the air velocity through the buried pipe has been found significantly affecting the performance of the EAHE. Then, they incorporated an evaporative cooler to the output of an EAHE. By numerical modeling adapted to hot and dry climatic conditions, it has been shown that there is a significant improvement in the utility of EATHE system when integrated with an evaporative cooler. Alghannam [9] examined the Coefficient of Performance (COP) of the EAHE for sandy soil in a hot and arid climate. They found experimentally that the average COP is 6.32 during the heating tests and 1.75 during the cooling tests. R. Misra et al. evaluated the thermal performance of an EAHE operating under transient conditions primarily to a hot and arid climate [10]. Using a numerical modeling and experimental measurements, the authors have shown that the transient thermal performance of an EAHE is substantially dependent on the thermal conductivity of the soil and the length of its continuous operation. N. Moumami et al. [11] conducted a theoretical

modeling study of an EAHE. The exposed analytical model reflects changes in the air temperature at the outlet of EAHE according to the main parameters such as the thermo physical characteristics of the soil, the climatic conditions, the tube size (inside diameter and length), air flow... etc. In order to improve the energy yield of EAHEs, K. Dehina and AM Mokhtari [12] proposed a numerical simulation of a heat exchanger air-ground-water in co-current. They incorporated a coaxial tube of smaller section transporting irrigation water supposed at constant temperature. The authors conducted a comparative study between the energy gain that we could have in the case of an EAHE and the case of ground-water-air heat exchanger with respect to mechanical ventilation by direct extraction from the outside air. They concluded that the soil-water-air exchanger is much more effective than a simple EAHE if the transported fluid has interesting thermal characteristics. Sehli et al. [13] have proposed a one-dimensional numerical model to estimate the performance of EAHEs installed at different depths, used for heating or cooling the premises. The authors eventually deduced that EAHE cannot ensure thermal comfort inside homes in southern Algeria. Mebarki et al. [14] undertook a study of the performance of an EAHE by an analytical modeling. They analyzed the influence of some parameters, namely: the depth, the diameter and the length of the tube on the internal temperature of the heat exchanger. They have concluded that sandy soil is more inert than other types of simulated ground and therefore much more efficient in terms of heat exchange, as it allows getting closer to the soil temperature. M. Benhammou and B. Draoui [15] conducted a theoretical study on geothermal exchanger of air aimed for cold production. The study is done to the climatic conditions of southern Algeria. The results obtained indicate that this technique is promising and can be substituted for conventional air conditioning. Y. Belloufi et al. [16] presented an experimental and numerical study of the air cooling using EAHE. To determine temperature distribution along the pipe, the authors proposed a transient one-dimensional numerical model using finite differences method. The numerical model results were compared with experimental measurements and a good agreement was found. They deduced that the exploitation of EAHE alone cannot give the thermal comfort of cooling. Consequently, it can reduce the electric power consumption like using the means of air conditioning. A. Rouag et al. [17] designed an earth-water heat exchanger to use it as a supplementary water cooling system of the solar adsorption air refreshment systems in the region of Biskra (Algeria). Results are very significant and showed that the geothermal solution can effectively replace the dry cooling tower and presents an important reduced cost compared with other solutions.

In this present study, experimental measurements performed on an EAHE implanted at the University of Biskra will be exposed. The city of Biskra ( $35^{\circ} 33' N$  and  $6^{\circ} 11' E$ ) is characterized in summer by a hot and dry climate, the average temperature is about  $40^{\circ} C$ . The measurements were taken during a period from the beginning of May until 19 September 2013. A brief analysis of the encouraging results made us optimistic about the future of this technology in southern Algeria.

## 2. EXPERIMENTATION

### 2.1 Site features

Biskra ( $34^{\circ} 51' 00'' N$   $5^{\circ} 44' 00'' E$ ) is a city located in north of the Sahara, in the foothills of the Aures and Zab Mountains, 400 km south-east of Algiers, capital of Algeria. The climatic characteristics of Biskra city are presented in Table 1 [18].

**Table 1.** Meteorological data for the city of Biskra

Month	Jan	Fe	Mar	Apr	May	Jun
Tav( $^{\circ}C$ )	11.9	13.7	16.2	20.0	25.2	29.9
Hav(%)	57	52	44	40	37	31
Vav(m/s)	3.70	4.18	4.59	4.82	4.78	4.34
Rav( $W/m^2$ )	211.7	295.5	411.7	489.7	511.2	533.5
Month	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Tav( $^{\circ}C$ )	33.5	32.7	27.5	22.1	16.5	12.8
Hav(%)	29	31	40	49	57	60
Vav(m/s)	3.70	3.82	3.58	3.82	3.60	3.65
Rav( $W/m^2$ )	525.1	476	398.8	304.2	219.2	177.7

With Tav, Hav, Vav and Rav are means of ambient temperature, relative humidity, wind speed and solar radiation respectively.

The site's soil is Silt clay-sandy by nature and its thermo physical properties are given in the Table 2 [18].

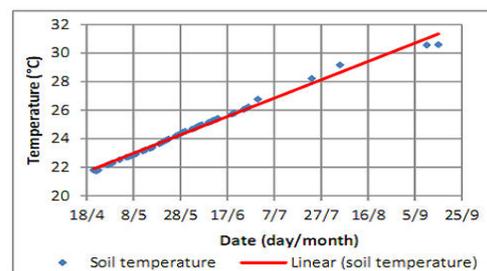
**Table 2.** Thermo physical properties of soil of the site

Density $\rho$ ( $kg/m^3$ )	Calorific capacity C( $J/kg.K$ )	Thermal conductivity $\lambda$ ( $W/m.K$ )	Thermal diffusivity $\alpha$ ( $m^2/s$ )	Penetration depth $\delta$ (m)
1800	1340	1.5	$6.22 \times 10^{-7}$	2.5

### 2.2 Soil temperature

Soil temperature is an important parameter in solar and geothermal energy applications such as passive heating and cooling of buildings and greenhouses [19-20]. The soil temperature depends on the depth at which that temperature is measured and site weather such as solar radiation, ambient temperature and wind speed. It also depends on the type of soil and environmental surroundings of the site as an example the presence of a building in the vicinity [21].

Soil temperature of the site at a depth of 3m during the test period is shown in curve of Figure 1.



**Figure 1.** Soil temperature variation at 3m depth within hot specified period

2.3 Earth air heat exchanger

The experimental device, as shown in photo of Figure 2 and diagram of Figure 3, is a cylindrical tube of PVC, consisting of four sections connected one to another to form a coil. The tube is an inner diameter of about 0.110m and a total length about 56m. It is buried at a depth of 3m with a slope of 2%. The sections are disposed and spaced each other by a distance between axes of 2m. The ends were connected to two vertical sections to allow air to enter the tube and get out of the latter. Ambient air is blown inside the tube using an S&P TD-800 fan, power of 120W. Its speed of rotation is adjustable, which allowed us to control the speed and the air flow through the exchanger. Probes (P1, P2..., Pi..., P17) were placed at various locations along the pipe buried to measure air temperature inside the tube to various distances from the entrance. These distances (in meters) are illustrated in Table 3. The air enters the tube at a temperature equal to the ambient temperature; it flows into the buried tube and loses heat progressively along the tube to exit it at a moderate temperature.

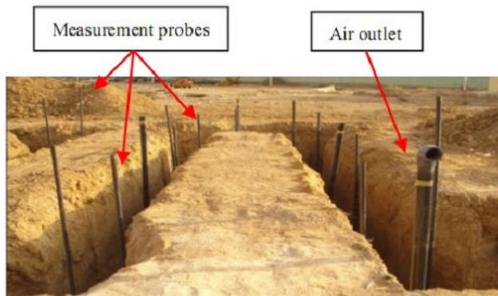


Figure 2. Field heat exchanger installation

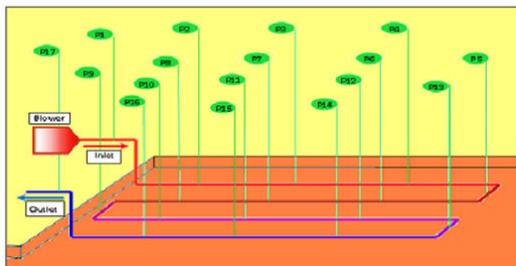


Figure 3. Buried pipe temperature measuring probes spray

Table 3. Locations distances of the probes

Probes	P1	P2	P3	P4	P5	P6
Distance	0.000	3.630	7.690	13.885	16.035	20.070
Probes	P7	P8	P9	P10	P11	P12
Distance	24.120	26.370	29.065	33.095	37.005	38.885
Probes	P13	P14	P15	P16	P17	
Distance	0.815	45.100	48.800	53.160	56.790	

The acquisition of measurements (temperature) is done using a DAQ-9188 acquisition card (National Instruments), see Figure 4., which transmits the values read by the temperature sensors to a PC where they are processed and stored by appropriate software (LabVIEW SignalExpress, V

5.0), Figure 5.



Figure 4. DAQ-9188 acquisition card (National Instruments)

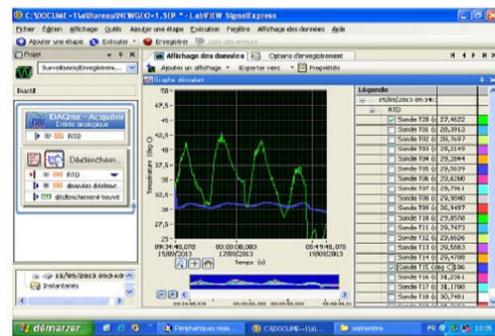


Figure 5. Inlet and outlet temperatures displayed by LabVIEW SignalExpress V 5.0

Measurements were recorded for every 15 minutes, from 08:00 to 17:00, during the period beginning May 2, 2013 and were extended until September 19 of the same year. It was also made a series of measurements continuously for 24, 48, 72 and 96 hours non-stop, day and night.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The experiments have allowed us to see good differences between the air temperature at the inlet and outlet of the heat exchanger. These temperature differences, which reflect the cooling potential of the exchanger, can be up to 18 °C when ambient temperatures (at the entrance of the heat exchanger) are very high in the range of 49 °C Fig 6. This is very important with regard to the region during the hot summer period. In fact, to reach the comfort temperature (25-28), it would be more economical to use EAHE for a pre-cooling (decrease the temperature from more than 40-45 °C to an intermediate temperature). Then and using a conventional air conditioner, the temperature continues to be lowered to reach the range of comfort, as is the case of September Figure 6 and Figure 7. Air conditioners may even not be needed since the comfort temperature can be achieved using EAHE alone as in the case of May 27, Figure 7. It only remains to check also the effect of the difference between the air temperature at the exit of the EAHE and the temperature inside the building to refresh. As in the case of cooling by ventilation, the air flow required is proportional to the temperature difference [22]. Air temperature at the outlet of exchanger is about 24 °C at the beginning of May and reaches about 30 °C at the beginning of September Figure 6. This increase is due

to a rising of the soil temperature resulted from the warming ground during the season of summer caused by solar radiations [21]. This causes the elevation of the ground temperature Figure 1.

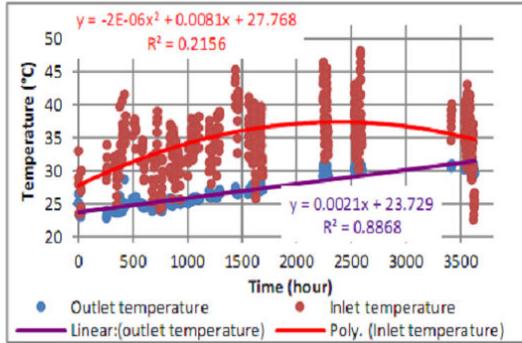


Figure 6. Air temperature at the inlet and outlet of the exchanger

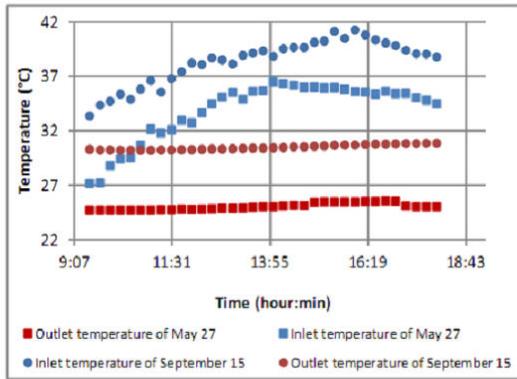


Figure 7. Heat exchanger inlet and outlet temperatures of two days

The curve in Figure 8 shows the variation of the air temperature inside the buried pipe as a function of the length of the pipe during five hours of operation of the exchanger. It is clear that the air temperature decreases to a considerable extent by increasing the length of the exchanger to approximately 35m. Beyond this length, the temperature of the air inside the tube tends to be constant even with increasing the length of the exchanger. Therefore, the buried tube length should be optimized by taking account of this finding in the design. The air temperature increase at the end of the exchanger between the abscissas 48.800 m and 53.160 m is due to the vertical portion of the tube which ascends to the surface because the soil temperature around this portion of the tube increases progressively upward at the ground surface. It is also due to a part of this portion which is situated above the ground surface and subsequently subjected to ambient air temperature. This problem can be solved, in existing installations, by performing good thermal insulation of the vertical portion at the end of the heat exchanger, or by placing this section directly under the building to refresh immune to ambient air. It is also observed that the temperature inside the buried pipe decreases with the

elevation of the heat exchanger operating time from the beginning of the tube up to 40m away, but beyond 45m the temperature remains almost constant advancing in time. This shows that a good sizing of buried pipe is necessary to ensure an acceptable outlet temperature and avoid over sizing and minimize pressure drops.

Another remarkable result is that it can be drawn from the curve of Figure 9. The thermal performances are not affected after a relatively long operating time. After a 96-hour period of continuous operation of the exchanger, day and night, the air temperature at the outlet of the exchanger and / or the temperature difference between the inlet and the outlet of the air of the heat exchanger does not depend on the duration of operation. This is a very important parameter and encouraging factor for the use of this type of installation to refresh residential buildings or offices. This is valid for relatively short periods of a few days, but if the entire period of summer is taken into accounts, the ground temperature increases by 24 °C at the end of April and early May to reach 32 °C in September figure 6. This increase resulted directly in an increase in the EAHE outlet air temperature. The decrease in the temperature difference between the inlet and the outlet of the exchanger is due solely to the decrease of the ambient temperature.

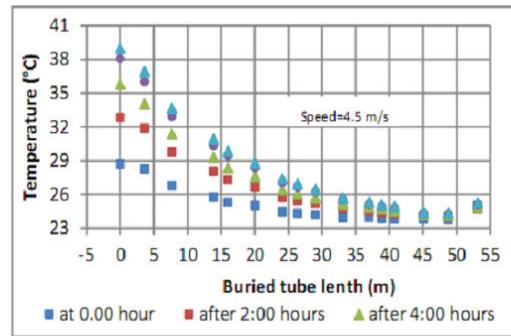


Figure 8. Tube length extent reducing air temperature

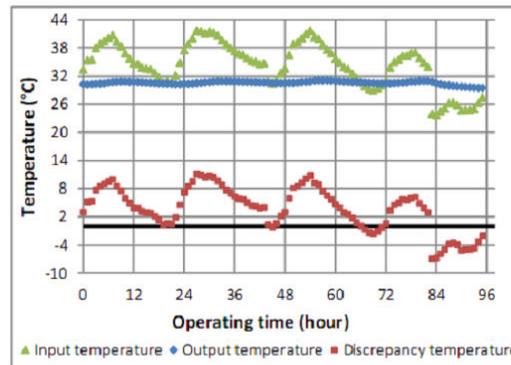


Figure 9. Heat exchanger inlet and outlet temperature and the variation of the difference between these two temperatures with operating time during September

The cooling potential of the EAHE which can be described by the air temperature difference between the inlet and the outlet of the exchanger is of major importance. This is a

parameter that depends largely on the cooling potential of the soil, may determine the usefulness of the exchanger. The cooling potential of EAHE and the soil are shown in Figure 10 during the test.

It is clear that the study site (Biskra) has good cooling potential that encourages to use, in the future, the EAHE system to refresh buildings. This is cost-effective as the electricity consumption will be reduced and also it helps maintaining a safe environment with regard to the reduction of CO<sub>2</sub> released during the production of electricity.

The curve of Figure 11 represents the linear variation of EAHE cooling potential with soil cooling potential. It shows the important influence of the cooling potential of the ground on the cooling potential of the exchanger. Similar result was found by J. Vaz et al. [23] in their experimental study.

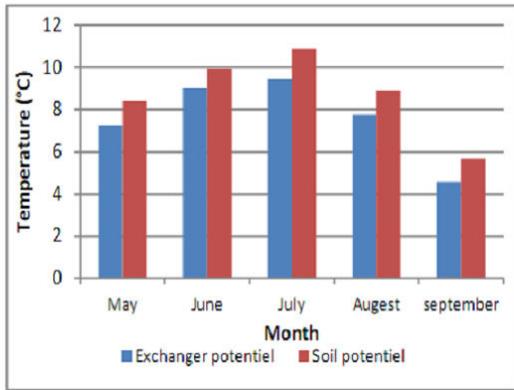


Figure 10. Exchanger and soil cooling means potential during the test period

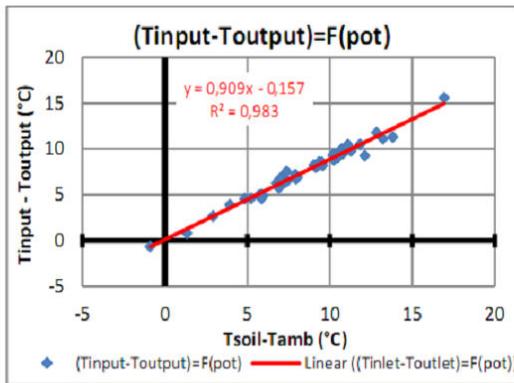


Figure 11. Variation of EAHE cooling means potential with soil cooling means potential during the test period

If a house of 100 [m<sup>2</sup>] area is inhabited by 5 people. This house is equipped with air renewal ventilation of 100 [m<sup>3</sup>/hour] volume flow rate. During the cool season, the amount of heat brought by this aeration is given by the equation:

$$Q = \rho \cdot c \cdot \dot{v} \cdot \Delta T \text{ with:}$$

$$\rho: \text{air density} = 1.2 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

$$c: \text{air heat capacity,} = 1000 \text{ [j/Kg.K]}$$

$$\dot{v}: \text{air volume flow rate,} = 100 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$\Delta T$ : the temperature difference between inside and outside the house.

If air flows into the buried pipe before entering in the house, the device decreases air thermal energy by:

$$Q = \rho \cdot c \cdot \dot{v} \cdot \Delta T_{ex}; \text{ where } \Delta T_{ex} \text{ is the temperature difference of the air at the inlet and outlet of the EAHE, } \Delta T_{ex} \approx 8 \text{ [K].}$$

$$Q = 266.67 \text{ [W]}$$

The electrical power economized during cool period, 3.8 months, will be about 872.67 [KWh/year] if an 85% efficiency conventional air conditioner was used. It is about 3500 Algerian dinars/year i.e. 10 – 12 %. The reduction in CO<sub>2</sub> equivalent will be 2.18 KgCO<sub>2</sub>eq.

The quality of the ventilation air must be controlled by one of the methods known in this field [24-25], subjecting the various constituents of our system to a periodic maintenance.

#### 4. CONCLUSIONS

In this work, an experimental study on air-ground heat exchanger located at the precincts of the University of Biskra is presented. The average ambient temperature in the city of Biskra is around 40 °C during the summer period. The results obtained indicate that this technique is promising and can be used for cooling of residential and office buildings.

- The soil temperature during the summer varies between 22 °C by the end of April and 30 °C in early September.
- The air temperature at the outlet of the exchanger is about 24 °C at the beginning of May to reach about 32 °C in early September
- A good difference between the ambient temperature and that of the air at the outlet of the EAHE is recorded. It reached a maximum value of 18 °C.
- The influence of the tube length buried on the outlet temperature is up to 35m remarkable surroundings. Beyond this length, the increase in length has a very slight influence.
- The EAHE 96 hours work without stopping does not affect its performance.
- The EAHE cooling potential is very good; it can exceed 15 °C in very hot days.
- The use of the EAHE is very useful to refresh during the spring and early summer. But towards the end of the summer, the outlet temperature of the heat exchanger is of the order of 30-31 °C, in this case, our exchanger can be used for precooling prior to using conventional air conditioning. Such asolution that will participate in reducing power consumption.
- The results presented in this work are based on site experimental measurements and recordings in Biskra and may be used as a database for researchers for future studies.

#### ACKNOWLEDGMENT

We thank all members of the laboratory L.G.M. of the mechanical engineering department at the University of Biskra, Algeria who helped us carry out this work

#### REFERENCES

[1] Bouhess H, Hamdi H, Benhamou B, Bennouna A, Hollmuller P, Limam K. (2013). Dynamic simulation of an earth-to-air heat exchanger connected to a villa type

- house in Marrakech. 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France.
- [2] Florides G, Kalogirou S. (2007). Ground heat exchangers - A review of systems, models and applications. *Renewable Energy* 32: 2461-2478. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.014>
- [3] Peretti C, Zarrella A, De Carli M, Zecchin R. (2013). The design and environmental evaluation of earth-to-air heat exchangers (EAHE). A literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 28: 107-116. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.07.057>
- [4] Ozgener L. (2011). A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15: 4483-4490. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.103>
- [5] Thiers S. (2008). Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive. Thesis in L'Ecole Nationale Supérieure des Mines. Paris, pp. 255.
- [6] Al-Ajmi F, Loveday D, Hanby VI. (2006). The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Building and Environment* 41: 235-244. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.01.027>
- [7] Bansal V, Misra R, Agrawal GD, Mathur J. (2010). Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. *Energy and Buildings* 42: 645-648. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001>
- [8] Bansal V, Mishra R, Agarwal GD, Mathur J. (2012). Performance analysis of integrated earth-air-tunnel- evaporative cooling system in hot and dry climate. *Energy and Buildings* 47: 525-532. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.12.024rg>
- [9] Alghannam A. R. O. (2012). Investigations of performance of earth tube heat exchanger of sandy soil in hot arid climate. *Journal of Applied Sciences Research* 8: 3044-3052.
- [10] Misra R, Bansal V, Agrawal GD, Mathur J, Aseri T. (2013). Transient analysis based determination of derating factor for earth air tunnel heat exchanger in winter. *Energy and Buildings* 58: 76-85. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.002>
- [11] Moumni N, Benfatah H, Hatraf N, Moumni A, Ali SY. (2010). Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra. *Revue des Energies Renouvelables* 13: 399-406.
- [12] Dehina K, Mokhtari AM. (2012). Simulation numérique d'un échangeur air-sol-eau à co-courant. XXXe Rencontres AUGC-IBPSA, Chambéry, Savoie.
- [13] Sehli A, Hasni A, Tamali M. (2012). The potential of earth-air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria. *Energy Procedia* 18: 496-506. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.05.061>
- [14] Mebarki B, Draoui B, Abdessemed S, Keboucha A, Drici S, Sahli A. (2012). Etude d'un système de climatisation intégrant un puits canadien dans les zones arides, cas de Béchar. *Revue des Energies Renouvelables* 15: 465-478.
- [15] Benhammou M, Draoui B. (2012). Simulation et caractérisation d'un échangeur géothermique à air destiné au rafraîchissement des bâtiments fonctionnant dans les conditions climatiques du sud de l'Algérie. *Revue des Energies Renouvelables* 15: 275-284.
- [16] Belloufi Y, Brima A, Zerouali S, Atmani R, Aissaoui F, Rouag A, Moumni N. (2010). Numerical and experimental investigation on the transient behavior of an earth air heat exchanger in continuous operation mode. *International Journal of Heat and Technology* 35(2): 279-288. <https://doi.org/10.18280/ijht.350208>
- [17] Rouag A, Benchabane A, Labeled A, Belhadj K, Boulitif N. (2016). Applicability of a solar adsorption cooling machine in semiarid regions: Proposal of supplementary cooler using earth-water heat exchanger. *International Journal of Heat and Technology* 34(2): 281-286. <https://doi.org/10.18280/ijht.340218>
- [18] Saadeddine M. (2014). Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré. Thesis in Département de Génie mécanique université de Biskra.
- [19] Mihalakakou G. (2002). On estimating soil surface temperature profiles. *Energy and Buildings* 34: 251-259. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00089-5](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00089-5)
- [20] Ozgener O, Ozgener L, Tester JW. (2013). A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (ground) heat exchangers applications. *Heat and Mass Transfer* 62: 473-480. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.031>
- [21] Benhammou M, Draoui B. (2011). Modélisation de la température en profondeur du sol pour la région d'Adrar - Effet de la nature du sol. *Revue des Energies Renouvelables* 14: 219-228.
- [22] Hollmuller P, Lachal B. (2014). Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. *Applied Energy* 119: 476-487. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.042>
- [23] Vaz J, Sattler MA, Brum RDS, dos Santos ED, Isoldi LRA. (2014). An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE). *Energy and Buildings* 72: 122-131. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.009>
- [24] Sofia D, Giuliano A. (2018). Air quality monitoring network for tracking pollutants: The case study of Salerno City center. *Chemical Engineering Transactions* 68: 67-72. <https://doi.org/10.3303/CET1868012>
- [25] Nazira A, Zainal A. (2017). Graphical user interface application in matlab environment for water and air quality process monitoring. *Chemical Engineering Transactions* 56: 97-102. <https://doi.org/10.3303/CET1756017>

#### NOMENCLATURE

a	thermal diffusivity, $m^2 \cdot s^{-1}$
c	specific heat, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
H	relative humidity, %
P	probe
R	solar radiation, $w \cdot m^{-2}$
T	temperature, K
V	speed, $m \cdot s^{-1}$
ú	air volume flow rate, $m^3 \cdot h$

**Greek symbols**

$\Delta$	difference of
$\delta$	Penetration depth,m
$\rho$	air density, kg.m <sup>3</sup>
$\lambda$	Thermal conductivity, w. m. K <sup>-1</sup>

**Subscripts**

av	averraged
ex	exchanger

**Abbreviations**

EAHE	earth to air heat exchanger
------	-----------------------------

**الملخص -** لقد تم إجراء دراسة تجريبية على محول حراري هواء-تربة على مستوى جامعة بسكرة خلال الفترة

الممتدة بين بداية شهر مايو إلى غاية منتصف شهر سبتمبر لعام 2013. موضوع هذه الدراسة يتمثل في النتائج التجريبية المتحصل عليها و مناقشتها و تحليلها. بيننا أن هناك فرق مهم بين درجة حرارة الهواء قبل دخول المحول الحراري و بعد خروجه منه بلغ أحيانا حوالي 18 درجة مئوية. من جهة أخرى رأينا أن طول المحول المغروس في باطن الأرض له تأثير واضح على درجة حرارة خروج الهواء من المحول. هذا ما يدفعنا إلى تحديد هذا الطول بدقة حسب ظروف استعماله من أجل الحصول على فعالية جيدة عند تشغيله. أما طول مدة تشغيل المحول الحراري فلا تأثير له على درجة حرارة خروج الهواء من المحول. هذا الصنف من المحولات الحرارية له كموثوقية (قدرة) تبريد جد معتبر لذلك يعتبر استعماله مفيدا للتبريد أو على الأقل للتبريد المسبق للهواء قبل إدخاله في المكيف في منطقة بسكرة. في المستقبل اذا وسعنا هذه الدراسة لتشمل فصل الشتاء يمكننا الحصول على معلومات كافية حول جدوى استعمال هذه التقنية في منطقة بسكرة.

**كلمات مفتاحية.** محول حراري هواء-ارض, قنوات مدفونة, الفعالية الطاقوية, درجة حرارة الأرض

**Abstract** - Experimental measurements were done on an earth-air heat exchanger (EAHE) at Biskra University during the period May – September 2013. The obtained results and their interpretations was the subject of this study. We showed a good difference between the inlet temperature (ambient) and the outlet temperature of the EAHE can be obtained. On the other hand, the EAHE length has an outstanding influence on the outlet temperature. That means the earth-air heat exchanger length must be optimized according to its utilization conditions. The duration of operation of the heat exchanger does not influence the outlet temperature. This kind of heat exchanger has a very good cooling potential. It is very useful for cooling or pre-cooling in the region of Biskra. If in future, we will extend this study to cover the winter period, we can have good information on the usefulness of such a heat exchanger in the area of Biskra.

**Keywords :** air-ground heat exchange, buried pipe, energy performance, soil temperature

**Résumé** - Des mesures expérimentales ont été effectuées sur un échangeur air-sol (EAHE), réalisé au niveau de l'université de Biskra, pendant la période s'étendant du début de mai jusqu'au mois de septembre de l'année 2013. Les résultats obtenus et leurs interprétations ont fait l'objet de cette étude. On a montré qu'un bon écart entre la température d'entrée (ambiante) et la température de sortie de l'échangeur EAHE pourra être obtenu. D'autre part, la longueur de l'échangeur a une influence remarquable sur la température de sortie. Cela signifie que la longueur de l'échangeur doit être optimisée en fonction des conditions d'utilisation de ce dernier pour obtenir de bonnes performances. La durée de fonctionnement de l'échangeur n'influe pas sur la température de sortie. Ce genre d'échangeur a un très bon potentiel de refroidissement. Il est très utile pour le rafraîchissement ou pour une pré-climatisation dans la région de Biskra. Si, prochainement, on étendra cette étude pour couvrir la période hivernale, on pourra avoir de bonnes informations sur l'utilité d'un tel échangeur dans la zone de Biskra.

**Mots clefs :** Echangeur air-sol, Tube enterré, Performance énergétique, Température du sol.