



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

Université Kasdi Merbah – Ouargla

Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables, des

Sciences de la Terre et de l'Univers

Département des énergies renouvelables



Mémoire

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Spécialité : Energies renouvelables en mécanique

Présenté par :

Yamina DACHER
Redouane SAIED

Thème

Contribution à l'étude d'un nouveau système de rafraîchissement et de ventilation
par une tour du vent couplée avec un échangeur géothermique et une cheminée
solaire : cas de la tour du vent avec l'échangeur air/sol

Soutenu publiquement le : 24/06/2019

Devant le jury :

Pr. Bachir BOUCHEKIMA	Président	UKM Ouargla
Dr. Yousef BELLOUFI	Rapporteur	UKM Ouargla
Dr. Amar ROUAG	Examineur	UKM Ouargla

Année universitaire 2018 / 2019

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail de mes années d'études en
signe de respect et de reconnaissance*

À celui qui a recherché et continue de chercher

Pour moi : « mon père »

*À celle qui m'a appris le sens de la vie, mon premier
professeur : « ma mère »*

*À mes frères (Saci, Fouad, Fatah) et mes sœurs (Hassina,
Ouidad, Afaf et Hanan)*

À ceux que j'ai aimé et ceux qui m'ont aimé

À la promotion d'Energies renouvelables 2019

*Je dédie ce mémoire à toute ma famille et à mes chères
amis chacun en son nom*

*Ceux qui m'ont aidé à réaliser ce modeste travail et pour
leurs encouragements,*

Surtout mon encadreur Mr.

Yousef BELLOUFI. Ainsi qu'à tous mes enseignants,

A chaque personne qui m'a aidé.

Redouane SAIED

Dédicace

Je présente ces notes (billets) : aux gens (au peuple) les plus précieux du monde, à mes parents qui sont les plus précieux et affectueux dans mon cœur pour supporter (soutenir) et les encourager, S'il plaît à Dieu. Je leur offre aussi pour Ceux qui n'oublient jamais la pétition de Dieu donc j'ai réussi dans ma vie et étudient ceux qui m'encourageaient toujours à surmonter des obstacles et élèvent mes frères et sœurs. Je souhaite tous mes amis et toute ma famille et ceux qui m'aiment très bientôt. Ceux qui m'ont aidé à réaliser ce modeste travail et pour leurs encouragements, Surtout mon encadreur Mr. Yousef BELLOUFI. Ainsi qu'à tous mes enseignants

Yamina DACHER

Remerciements

*Louange à Allah celui qui nous donné la force d'achever
ce travail*

*Nous sommes honorés d'adresser nos sincères
remerciements et notre gratitude à tous ceux qui ont
contribué à l'achèvement de ce modeste travail, en
particulier au docteur Yousef BELLOUFI, encadreur
attentif pour nous malgré ses préoccupations.*

*Il nous a guidé et nous a conseillé de développer ce
travail.*

*Nous adressons également nos remerciements et notre
reconnaissance au docteur Amar ROUAG.*

*Nous remercions également les professeurs et toute la
famille de la section Énergies renouvelables.*

*Nous remercions les membres du jury de leur intérêt à
regarder ce travail modeste et à le corriger.*

*Enfin, nous voudrions également remercier nos chers
amis et collègues et tous ceux qui nous ont aidés de près et
de loin afin de réaliser ce travail.*

Table des matières

Dédicaces	I
Remerciements.....	III
Table des matières	IV
Liste des figures	VII
Liste des tables.....	X
Nomenclature.....	XI

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Synthèse bibliographique.

I.1 Introduction	5
I.2 Synthèse bibliographique	5

Chapitre II : Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif.

II.1.Introduction	28
II.2 Refroidissement passif	28
II.2.1 Ventilation.	28
II.2.2 Ventilation naturelle	28
a. Techniques entraînées par le vent.....	29
II.2.3 Refroidissement par évaporation.....	31
II.2.4 Refroidissement par la géothermie	35
II.2.4.1 Les avantages et Inconvénients de la géothermie	37
II.2.5 Refroidissement par les échangeurs air sol.....	38
II.3Caractéristiques techniques d'un échangeur air sol	39
II.3.1 Longueur des tubes	39
II .3.2 Diamètre des tubes.....	39
II .3.3 Disposition des tubes	39
II.3.4 Nombre de tubes	39
II.3.5 Profondeur d'enfouissement des tubes.....	40

II.3.6	Pente du conduit	40
II.3.7	Matériau constitutif des tubes.....	40
II.3.8	Espacement entre les tubes	40
 Chapitre III : Modélisation mathématique.		
III.1	Introduction.....	42
III.2	Modèle dynamique de la tour du vent	42
III.2.1	Estimation de la vitesse d'écoulement de l'air	42
III.3	Modèle thermique du sol	44
III.3.1	Description et hypothèses.....	44
III.3.2	Modélisation transitoire du sol.....	44
III.3.2.1	Température à la surface du sol constant.....	45
III.4	Modèle thermique de l'échangeur air sol	46
III.4.1	Hypothèses simplificatrices.....	46
III.4.2	Modélisation stationnaire de la température de l'air le long du tube	47
 Chapitre IV : Résultats et discussions		
IV.1	Introduction	51
IV.2	Model dynamique de la tour du vent	51
IV.2.1	Effet des différentes géométries du système (tour et échangeur) sur la performance dynamique d'écoulement de l'air.....	51
IV.2.2	Profondeur de pénétration de la chaleur dans le sol.....	53
IV.3	Modèle thermique de l'échangeur air sol	55
IV.3.1	Validations du modèle développé avec la littérature	55
IV.3.2	Etude paramétrique	56
IV.3.3	Effet de la conductivité thermique du sol sur la température de l'air le long de l'échangeur	57
IV.3.4	Effet de la température initiale du sol sur la température de l'air le long de l'échangeur	59
IV.3.5	Effet de la vitesse d'écoulement de l'air sur la température de l'air le long de l'échangeur	60
IV.3.6	Effet du diamètre du tube sur la température de l'air le long de l'échangeur....	61

Conclusion générale.....	62
Références bibliographiques.....	63

Liste des figures

Chapitre I

Fig.I.1. Schéma du dispositif expérimental	5
Fig.I.2. Température simulée le long du tuyau pour différentes vitesses de sortie pour (a) un tuyau en acier et (b) un tuyau en PVC	6
Fig.I.3. Répartition de la température le long du tuyau pour une vitesse de sortie de 2,0 m / s pour (a) un tuyau en acier et (b) un tuyau en PVC	7
Fig.I.4. Représentation en image et en ciel de l'expérience de l'échangeur air sol.....	9
Fig.I.5. Comparaison des résultats numériques de l'eau pure (température d'entrée 313,15 K) avec les résultats expérimentaux	11
Fig.I.6. Comparaison des résultats numériques de l'eau pure (température d'entrée de 323,15 K) avec les corrélations existantes.....	11
Fig.I.7. Dimensions des tuyaux circulaires et elliptiques ($D_h = 5,34$ mm).....	12
Fig.I.8. Profils de la température: vitesse d'entrée d'air = 10 m / s, température d'entrée d'air = 298,15 K, température d'entrée d'eau = 318,15 K, nombre de Reynolds de l'eau = 350 (vue de côté).....	12
Fig.I.9. Effet de Re sur la sensibilité à la perte de charge ($T_{inlet} = 318,15$ K).....	13
Fig.I.10. Effet de la température d'entrée sur la sensibilité à la perte de charge (= 0,8%)	13
Fig.I.11. Maillage informatique généré pour, (a) linéaire, (b) spirale, (c) lisse horizontal, et (d) vertical.....	14
Fig.I.12. Coût initial relatif d'installation de GHE dans (a) un sol ordinaire et (b) un sol sableux comme sol de fond.....	15
Fig.I.13. Horaires de fonctionnement: modes jour, nuit et intermittent	16
Fig.I.14. Configuration de la mesure.....	17
Fig.I.15. Mesures enregistrées à Erlangen.....	17
Fig.I.16. Profil de température du sol à une profondeur de 2 m (Oran, Bechar et Adrar)	18
Fig.I.17. Diagramme TRNSYS	19
Fig.I.18. Simulation de la température de l'air de sortie d'un échangeur en PVC.....	19
Fig.I.19. Simulation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur de zinc	20
Fig.I.20. Schéma de principe de l'échangeur de chaleur air/sol couplé à une tour vent...	21
Fig.I.21. Deux systèmes de ventilation naturelle utilisant la flottabilité pour faire circuler le flux moteur.....	23

Fig.I.22. Comparaisons des effets des schémas couplés de la flottabilité et de l'échangeur de chaleur air/sol (EAHEBV) et ventilation par flottabilité (BV) pour le cycle quotidien d'une journée d'hiver typique	24
Fig.I.23. Influence du matériau du tuyau enterré sur les demandes d'énergie pour le refroidissement en été	25
Fig.I.24. Influence de la longueur du tube sur la température de l'air sortant EAHX (a, b, c) et sur les demandes d'énergie pour le refroidissement en été (d).....	25
Fig.I.25. Influence de la profondeur du tube et de la vitesse de l'air sur les demandes d'énergie pour le refroidissement en été	26

Chapitre II

Fig. II.1. Ventilation mono-exposée ; ouverture simple	29
Fig. II.2. Configuration de modèle pour différentes directions du vent.....	30
Fig. II.3. Le taux de ventilation contre la direction de vent pour les trois cas étudiés.....	30
Fig. II.4. ventilation transversale.....	31
Fig. II.5. Refroidissement par évaporation directe.....	32
Fig. II.6. Refroidissement par évaporation indirecte.....	32
Fig.II.7. Schéma de la tour de refroidissement fermé	33
Fig. II.8. Tour de refroidissement à tirage forcé	34
Fig.II.9. Tours de refroidissement à tirage induit (a) Flux transversal de tirage mécanique (b) Contre-courant de tirage mécanique	34
Fig.II.10. Schéma de base du système de pompe à chaleur géothermique, y compris le désurchauffeur.....	35
Fig. II.11. Boucle horizontale avec tuyauterie en parallèle et système d'échange de chaleur en boucle fermée verticale pour une pompe à chaleur géothermique	36
Fig.II.12. Vue aérienne des maisons à refroidir par contact direct avec le sol	37
Fig. II.13. Échangeur de chaleur couplé air sol.....	38
Fig.II.14. Le modèle de bâtiment, l'échangeur de chaleur terrestre à air à tubes enterrés, l'environnement du sol et leurs sous-programmes TRNSYS	38
Fig.II.15. Différents circuits pour l'implantation des tubes	39

Chapitre III

Fig.III.1. Schéma descriptif du tronçon horizontal pour un cycle de de refroidissement. 47	
---	--

Chapitre IV

Fig.IV1. Vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échanger air sol en fonction de la vitesse du vent pour différents diamètres du tube.....	51
Fig.IV2. Vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échanger air sol en fonction de la vitesse du vent pour différentes surfaces de la tour.	52
Fig.IV3. Vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échanger air sol en fonction de la vitesse du vent pour différentes hauteurs de la tour.....	52
Fig.IV4. L'évolution de la température adimensionnelle en fonction de la profondeur dans le sol $\lambda=0.5\text{W/m.}^{\circ}\text{C}$	54
Fig. IV5. L'évolution de la température a dimensionnel en fonction de la profondeur dans le sol $\lambda=1.25\text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$	54
Fig. IV6. L'évolution de la température adimensionnelle en fonction de la profondeur dans le sol $\lambda=4\text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$	55
Fig.IV7. Validation des résultats simulés avec les résultats expérimentaux de Moummi et al	56
Fig.IV8. Evolution de la température de l'air en fonction de la longueur du tube pour la différence de conductivités du sol (λ_{sol}) autour du tube.....	58
Fig.IV9. Evolution de la température du sol en fonction de la longueur du tube pour une différence de la température interne initiale T_i du sol	59
Fig.IV10. Evolution de la température de l'air en fonction de la longueur du tube pour une vitesse (U) de l'air différente à l'intérieur du tube.....	60
Fig.IV11. Evolution de la température de l'air en fonction le long de l'échangeur avec différents rayon interne (r1) du tube.	61

Liste des tables

Chapitre I

Tableau. I.1 Énergie de chauffage du système de l'échangeur air/ sol, Janvier 2014.....	8
Tableau. I.2. Caractéristiques des portions de l'échangeur air sol et de leurs sections verticales	8
Tableau.I.3. Etude d'indépendance du maillage dans le radiateur vertical pour eau pure à un nombre de Reynolds de 300.....	9
Tableau.I.4. Etude d'indépendance du maillage dans le radiateur horizontal pour eau pure à un nombre de Reynolds de 350.....	10
Tableau.I.5. Etude d'indépendance des mailles dans le tuyau circulaire pour eau pure à un nombre de Reynolds de 350.....	10
Tableau.I.6 Etude d'indépendance du maillage dans le tube elliptique pour eau pure à un nombre de Reynolds de 350	10
Tableau.I.7. Coût d'installation et COP saisonnier de différents types d'AG pour un arrangement unique.....	15
Tableau.I.8. Coût d'installation et COP saisonnier de différents types d'AG disposés en parallèle.....	15
Tableau.I.9. Températures moyennes de l'air ambiant pour Oran, Bechar et Adrar.	20
Tableau.I.10. Résultats de la validation comparative par rapport aux données théoriques trouvées.	22

Chapitre II

Tableau. II.1. Comparaison des paramètres économiques pour divers systèmes de chauffage dans plusieurs endroits.	36
Tableau. II.2. Comparaison des émissions de CO2 de divers systèmes de chauffage sur plusieurs sites.	36

Chapitre IV

Tableau. IV.1. Propriétés thermo-physiques des différentes natures du sol.....	53
Tableau. IV.2. Principaux paramètres utilisés pour la validation.....	55
Tableau. IV.3. Caractéristiques utilisées dans l'étude paramétrique de l'échangeur air sol.	57

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
T_s	Température de la surface du sol	K
T_i	Température initiale à l'intérieur du sol	K
T_{sol}	Température du sol	K
$T_{air\ ou\ a}$	Température de l'air	K
η	Efficacité	(-)
t	Temps	S
m	Masse d'air	kg
q	Flux de chaleur	W
r_1	Rayon intérieur de tube enterré	m
r_2	Rayon extérieur de tube enterré	m
r_3	Rayon de la couche adiabatique du sol	m
R	Résistance thermique	$m.k.w^{-1}$
x	Cordonnée horizontale	m
z	Cordonnée verticale	m
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}/k$
Pr	Nombre de Prandtl	(-)
ν	viscosité cinématique	$m^2.S^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt	(-)
V	Vitesse	$m.s^{-1}$
Cp	Chaleur spécifique	$J.kg^{-1}/k$
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
ΔP	différence de pression, pertes de pression	Pa
i	intérieure	(-)
e	sortie	(-)
w	vent	(-)
ref	référence	(-)
h	Coefficient d'échange moyen de l'air par convection	$W.m^{-2}.k^{-1}$
a	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
S	Surface d'échange	m^2
wt	tour à vent	(-)
D	diamètre du tube	m
Dh	diamètre hydraulique	m
ΔP_p	pertes de pression	(-)
P	tube	(-)
ζ	coefficient de friction	(-)
Re	Nombre de Reynolds	(-)
u	Vitesse axiale de l'air à l'intérieur de l'échangeur	$m.s^{-1}$

Introduction générale

La géothermie est certainement la filière qui présente le plus large spectre d'activités : production de chaleur, production d'électricité, production de chaleur sur réseau, production de chaleur individuelle. Par rapport à d'autres énergies renouvelables, la géothermie présente l'avantage de ne pas dépendre des conditions atmosphériques (soleil, pluie, vent), ni même de la disponibilité d'un substrat. C'est donc une énergie fiable et stable dans le temps.

Exploitation de la chaleur stockée dans le sol ou de la géothermie, quelle que soit la température de la ressource, la profondeur à laquelle on l'exploite et l'usage que l'on en fait. On distingue trois types de géothermie [1]:

- la géothermie peu profonde à très basse température (inférieure à 50°C)
- la géothermie profonde (jusqu'à 2000 m) à basse énergie (50 à 100°C), moyenne (100 à 150°C) ou haute énergie (contexte volcanique, supérieure à 150°C)
- la géothermie très profonde (de 5000 à 10000 m) à très haute température (jusqu'à 300°C)

La géothermie de basse et très basse énergie est utilisée pour alimenter les réseaux de chaleur (chauffage urbain). La géothermie moyenne et haute énergie permet la production d'électricité.

L'utilisation de techniques de refroidissement passives, associées à une quantité réduite d'hydratants, peut non seulement assurer un bon confort thermique en été, mais permet également de réduire la consommation d'énergie. Les techniques de refroidissement passives et prometteuses sont les suivantes : ventilation naturelle de jour et échangeur de chaleur. La ventilation naturelle est généralement utilisée dans une zone à climat doux et dans des endroits où une légère variation du climat interne est acceptable.

L'échangeur de chaleur air sol est un échangeur de chaleur à très basse énergie utilisé pour refroidir l'air ou la ventilation d'un bâtiment. L'échangeur de chaleur air-air consiste à alimenter un bâtiment en air en le pré-circulant dans un canal enterré, selon les conditions climatiques, se refroidit ou se réchauffe grâce à l'inertie thermique de la terre. L'air agit

comme un liquide de refroidissement tandis que le tube agit comme un échangeur de chaleur tout en dirigeant l'air vers le bâtiment bien qu'il soit principalement utilisé comme système de refroidissement naturel, il peut être utilisé en hiver pour chauffer l'air intérieur ou pour protéger la maison du gel.

Nous nous intéressons dans cette étude à l'échangeur de chaleur air/sol qui est l'une des techniques efficaces d'énergie renouvelable pour le refroidissement des locaux. Ce type d'échangeur utilise la température du sous-sol non perturbée à une profondeur de trois à quatre mètres. Lorsque le flux d'air à travers la tour du vent à tube enterré, la chaleur est échangé entre le sol et l'air et peut être directement utilisée pour le chauffage ou le refroidissement d'un espace donné. Par conséquent, l'échangeur air/sol permet d'améliorer le confort thermique dans les bâtiments. Récemment, de nombreux chercheurs ont effectué un certain nombre d'analyses (expérimentales et/ou numériques) de performance des systèmes d'échangeur de chaleur air/sol pour améliorer leur performance. Il a été établi que l'échangeur de chaleur air/sol est une option faisable pour profiter la température non perturbée du sol. Ainsi, ce type d'échangeur peut être utilisé directement ou indirectement pour refroidir / chauffer les locaux[2].

Ce mémoire examine une gamme de paramètres d'un échangeur de chaleur air / sol: (i) une étude analytique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un échangeur air / sol pour le refroidissement naturel, (ii) une étude numérique de la variation de la température du sol pour un fonctionnement continu de l'échangeur. Cette étude s'articule autour de quatre chapitres :

Le chapitre I de ce mémoire porte sur l'étude de l'analyse bibliographique dans laquelle nous exposons quelques travaux réalisés à travers le monde. On a exposé pour chaque travail le but et quelques résultats obtenus à travers des courbes et des tableaux ce qui nous permet de prévoir les défis.

Le deuxième chapitre traite les techniques passives de refroidissement en rappelant les principes de fonctionnement et les différents types des échangeurs air sol.

Le chapitre III est consacré à la modélisation mathématique. Un modèle dynamique reposant sur le principe de différence de pressions pour tester la possibilité d'aspirer l'air

de l'échangeur air sol qui est connecté avec la tour du vent vers le local à refroidir. En outre, on présente une étude analytique en utilisant l'équation de la chaleur pour arriver à la profondeur optimale de l'enfouissement du tube dans le sol. Finalement, le principe des bilans énergétiques est illustré pour étudier la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur dans le sens horizontal pour suivre l'évolution unidimensionnelle de la température de l'air le long du tube enterré.

Le chapitre IV est dédié à la présentation et la discussion des résultats obtenus du chapitre III.

Chapitre I

Synthèse bibliographique

I.1 Introduction

Dans notre époque, nous cherchons à fournir les conditions de confort les plus élevées dans divers domaines. Nous proposons ici certaines des études scientifiques pour des chercheurs destinés à obtenir le refroidissement et la ventilation naturels en utilisant l'une des énergies renouvelables, l'énergie géothermique renouvelable.

Dans ce chapitre, nous présentons certaines de nos études préférées sur la technologie de refroidissement utilisant l'énergie thermique domestique.

I.2 Synthèse bibliographique

Bansal et al [3] ont présenté une étude concernant le rafraîchissement de l'air par la géothermie à basse température. L'échangeur air sol est simulé pour étudier la performance thermique durant la saison estivale. Une analyse transitoire de l'échangeur air sol par l'utilisation du logiciel Fluent est effectuée, ce modèle développé est validé avec une expérimentation installée à Ajmer (Inde) ayant une longueur de 23 à 42 m, ils ont récupéré de 8°C à 12,7°C pour des vitesses de l'air de 2 à 5m/s (fig. I.1). Ils ont obtenu une bonne concordance entre les résultats simulés et ceux de l'expérimentale.

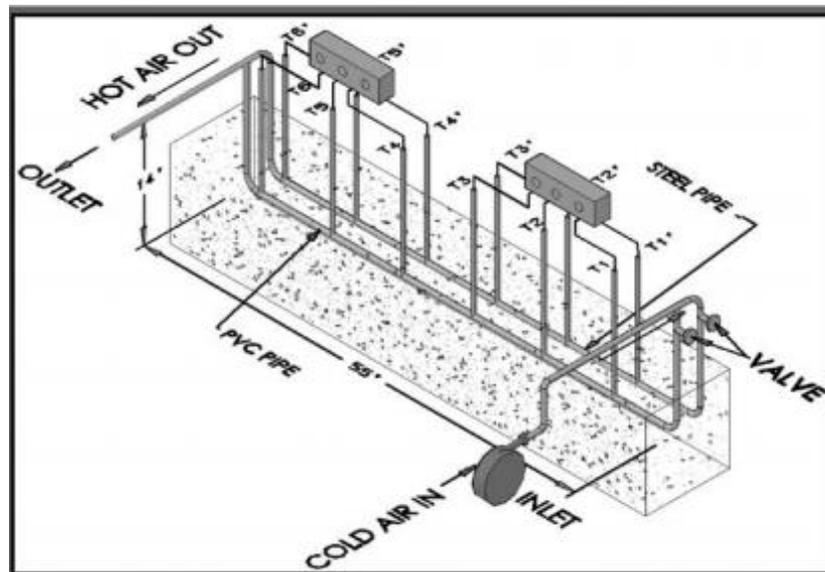


Fig. I.1. Schéma du dispositif expérimental [3].

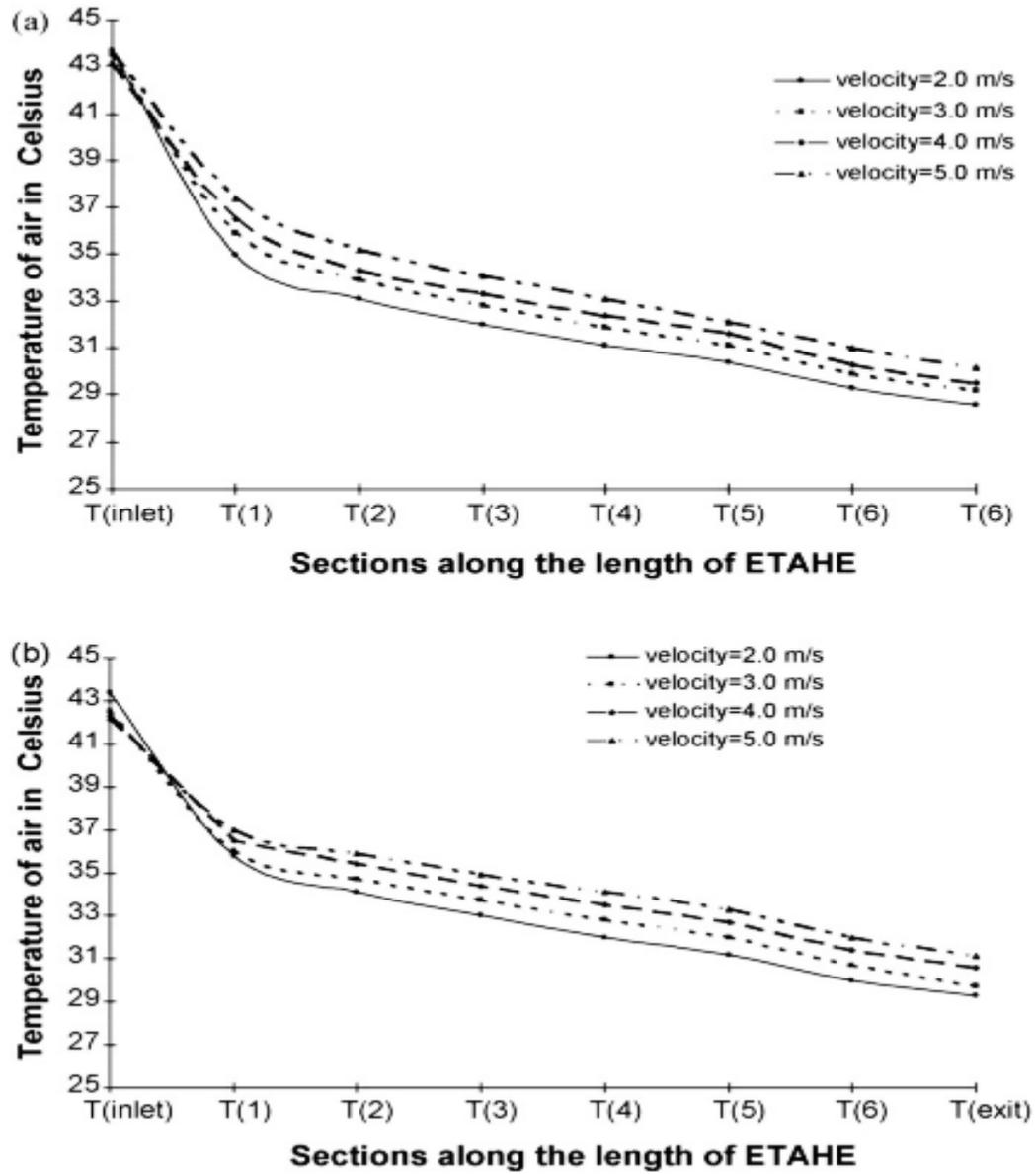


Fig. I.2. Température simulée le long du tuyau pour différentes vitesses de sortie pour (a) un tuyau en acier et (b) un tuyau en PVC [3] .

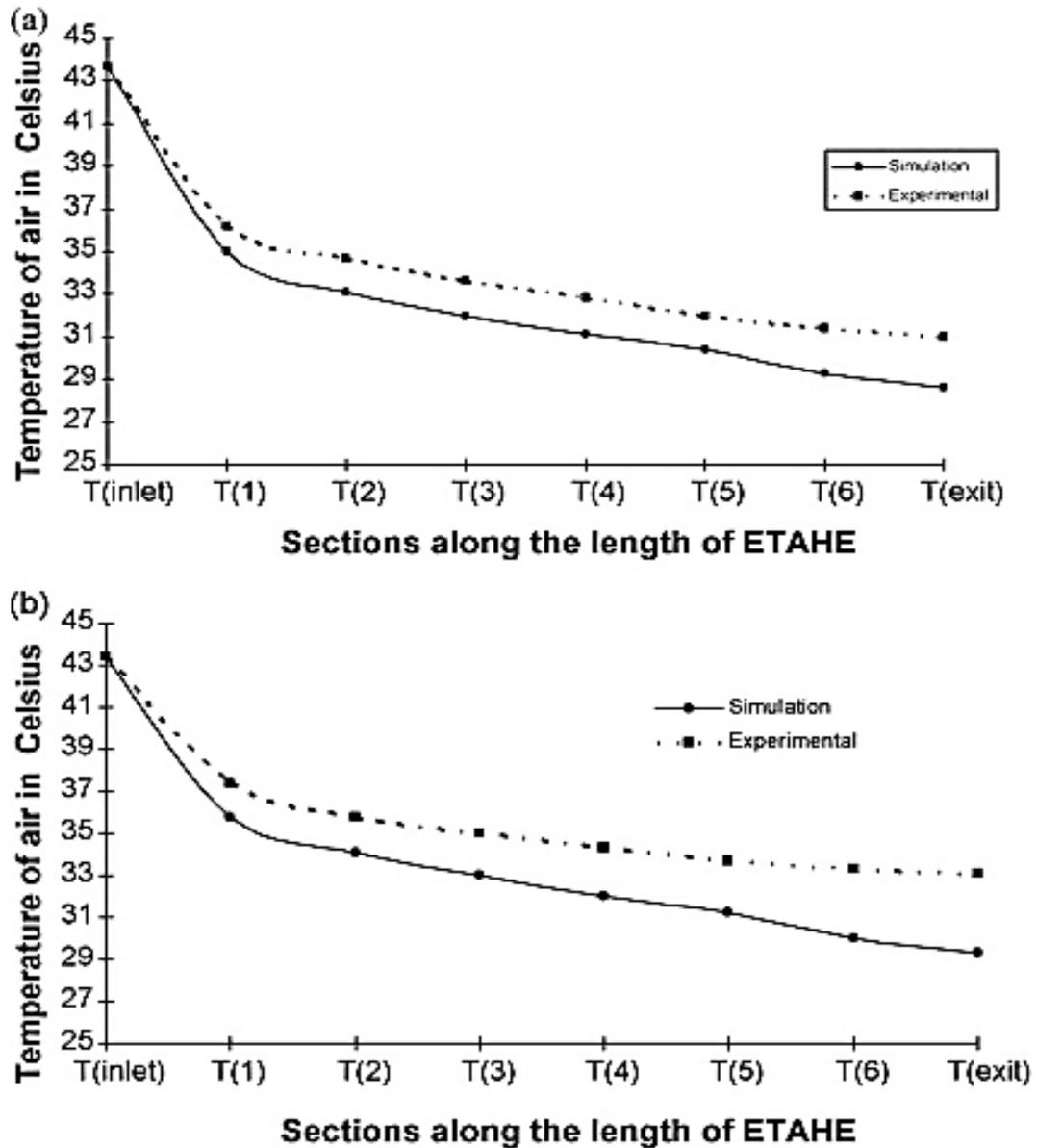


Fig. I.3. Répartition de la température le long du tuyau pour une vitesse de sortie de 2,0 m / s pour (a) un tuyau en acier et (b) un tuyau en PVC[3] .

Mathias et al [4] ont réalisé une étude numérique pour quantifier l'impact des types de sol sur la performance énergétique de l'échangeur air sol, une modélisation numérique basée sur la méthode des éléments finis en prenant en compte des différentes propriétés thermiques du sol, le modèle est validé par des mesures expérimentales réalisées à l'université de Strasbourg en France. Les résultats obtenus montrent que la teneur en

humidité et le type du sol ont une influence non négligeable sur la performance thermique de l'échangeur. Dans le cas extrême et par comparaison entre un sol ayant une humidité élevée et un autre sol de faible humidité, ils ont trouvé une différence de 17,4% dans la performance thermique pour la même période. Un sol qui peut stocker le maximum d'eau tel que le mélange sable-bentonite pourrait être une solution appropriée pour améliorer la performance thermique de l'échangeur air sol.

Tableau. I.1Énergie de chauffage du système de l'échangeur air /sol, Janvier 2014[4].

Le type de sol	Humidité minimale [KWh]	Humidité maximale [KWh]	Difference [%]
Sand	60.47	71.90	15.90
Sand-bent	73.18	74.04	1.16
Earth	65.26	72.68	10.21
Maximum difference [%]	17.37	2.89	

Tableau. I.2.Caractéristiques des portions de l'échangeur air sol et de leurs sections verticales[4].

Portion EAHE	Numération de la section verticale associée	Profondeur [m]	Longueur de l'échangeur[m]
Sand	1	0.73 ± 0.02	10.40 ± 0.01
Sand & bentonite (sand-bent)	2	0.92 ± 0.02	10.40 ± 0.01
Earth	3	1.20 ± 0.02	8.20 ± 0.01

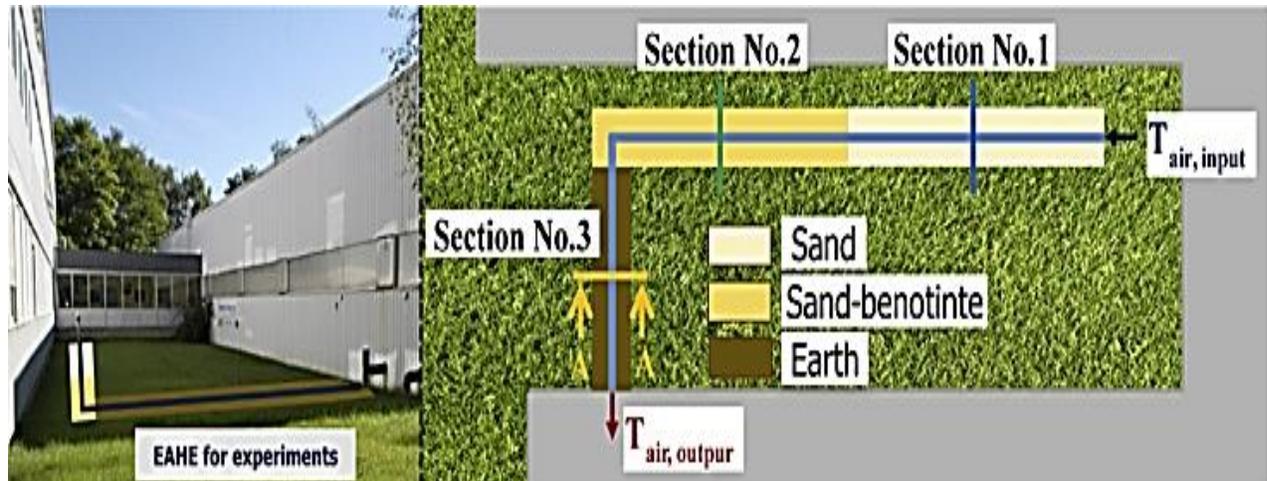


Fig. I.4. Représentation en image et en ciel de l'expérience l'échangeur air sol [4].

karimi et al [5] ont présenté concernant une étude numérique d'un échangeur de chaleur sous flux externe les propriétés des variables de température sont utilisées pour résoudre les équations qui régissent la perte de charge et le nombre de Nusselt pour chaque simulation sont analysés. Les tubes à sections circulaires et elliptiques sont étudiés pour différents débits, températures d'entrée et concentrations. Les résultats indiquent que les radiateurs à tubes verticaux ont une meilleure efficacité, jusqu'à 10%, par rapport aux radiateurs à tubes horizontaux. Département de génie mécanique, section de Najafabad.

Tableau. I.3. Etude d'indépendance du maillage dans le radiateur vertical pour eau pure à un nombre de Reynolds de 300[5].

Series	Nombre de nœuds	Vitesse maximale (m/s)	Temperature minimal(K)
1	1,352	0.998	295.412
2	3,548	1.142	295.113
3	7,653	1.357	292.954
4	8,864	1.356	292.951

Tableau. I.4. Etude d'indépendance du maillage dans le radiateur horizontal pour eau pure à un nombre de Reynolds de 350[5] .

Series	Nombre de nœuds	Vitesse maximale (m/s)	Temperature minimal(K)
1	2.567	1.225	293.547
2	5.768	1.536	292.432
3	10.354	1.652	292.231
4	11.567	1.652	292.223

Tableau. I.5. Etude d'indépendance des mailles dans le tuyau circulaire pour eau pure à un nombre de Reynolds de 350[5].

Series	Nombre de nœuds	Vitesse maximale (m/s)	Temperature minimal(K)
1	48,000	0.040	314.310
2	216,000	0.040	313.549
3	392,000	0.040	312.765
4	669,600	0.040	312.768

Tableau. I.6 Etude d'indépendance du maillage dans le tube elliptique pour eau pure à un nombre de Reynolds de 350[5].

Series	Nombre de nœuds	Vitesse maximale (m/s)	Temperature minimal(K)
1	48,000	0.0405	313.943
2	216,000	0.0406	314.562
3	392,000	0.0407	315.332
4	669,600	0.0407	315.336

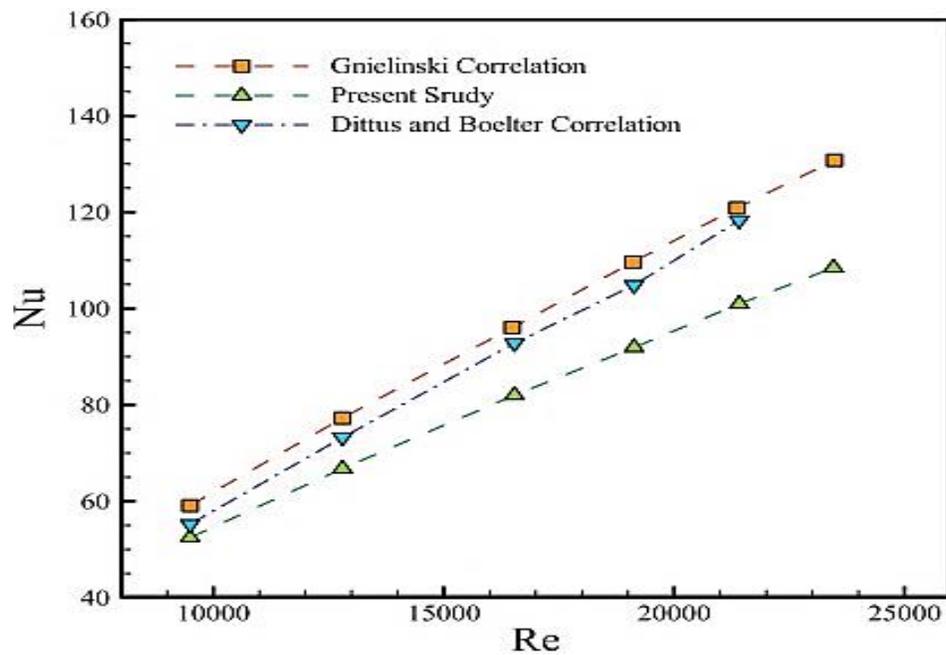


Fig. I.5. Comparaison des résultats numériques pour l'eau pure (température d'entrée 313,15 K) avec les résultats expérimentaux[5].

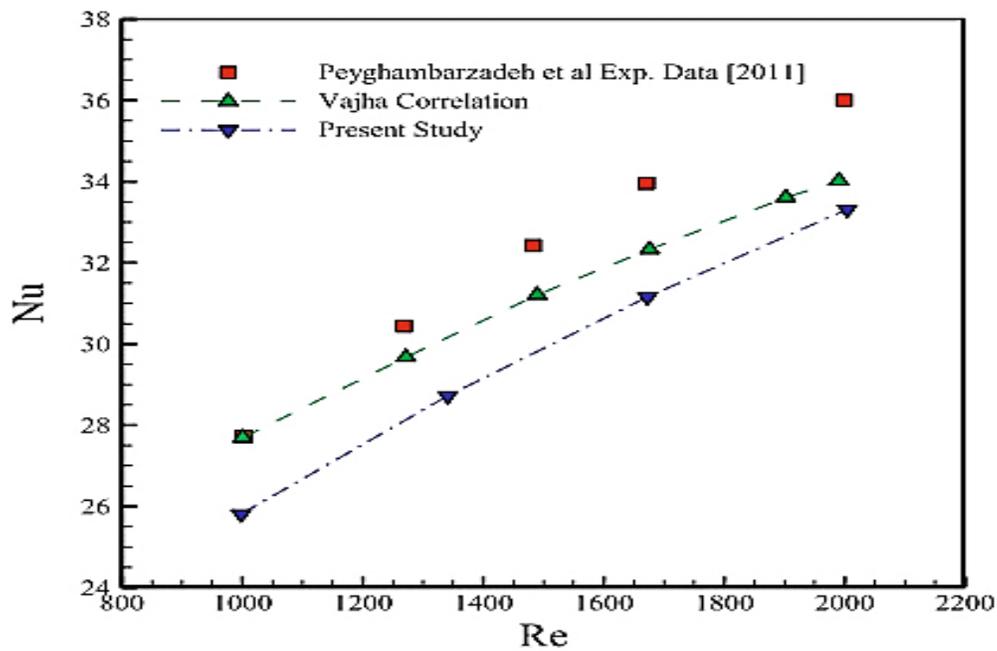


Fig. I.6. Comparaison des résultats numériques pour l'eau pure (température d'entrée de 323,15 K) avec les corrélations existantes[5].

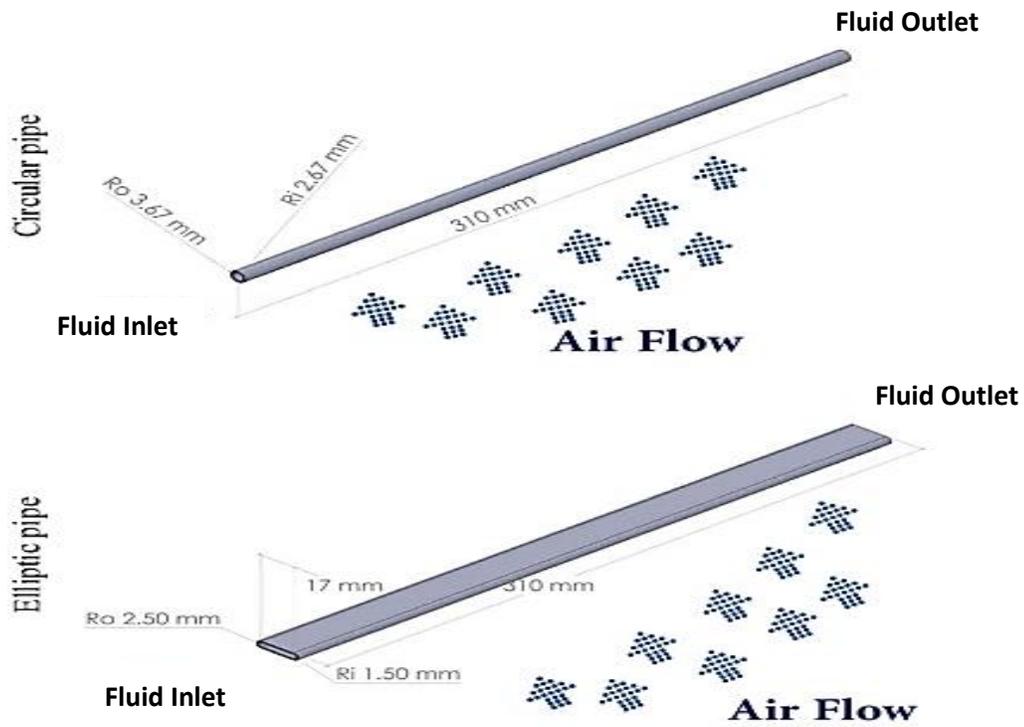


Fig. I.7. Dimensions des tuyaux circulaires et elliptiques ($D_h = 5,34 \text{ mm}$).[5]

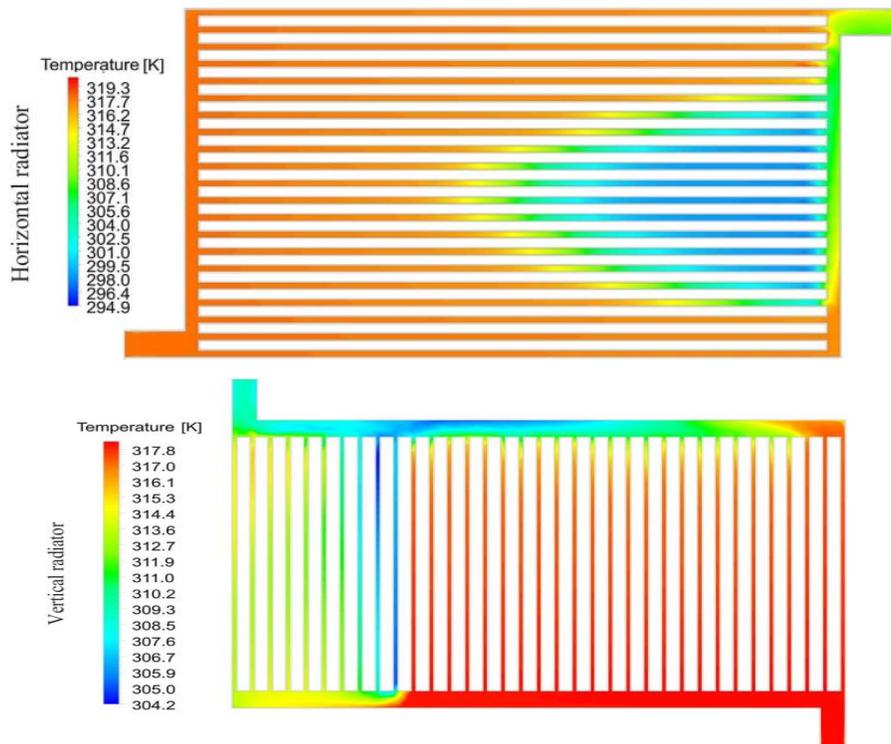


Fig. I.8. Profils de la température: vitesse d'entrée l'air = 10 m / s , température d'entrée de l'air = $298,15 \text{ K}$, température d'entrée de l'eau = $318,15 \text{ K}$, nombre de Reynolds de l'eau = 350 (vue de côté) [5].

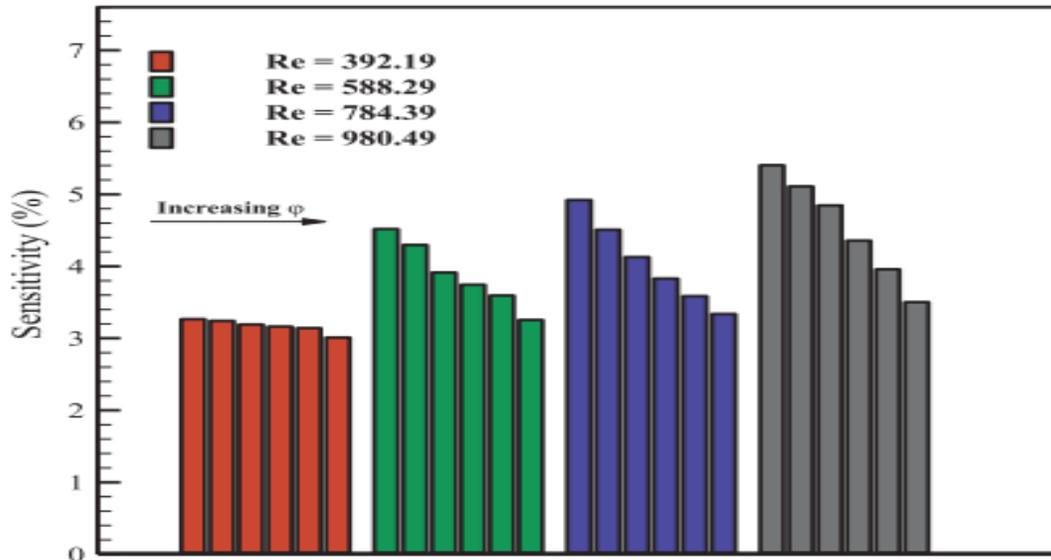


Fig. I.9. Effet de Re sur la sensibilité de la perte de charge ($T_{inlet} = 318,15\text{ K}$)[5].

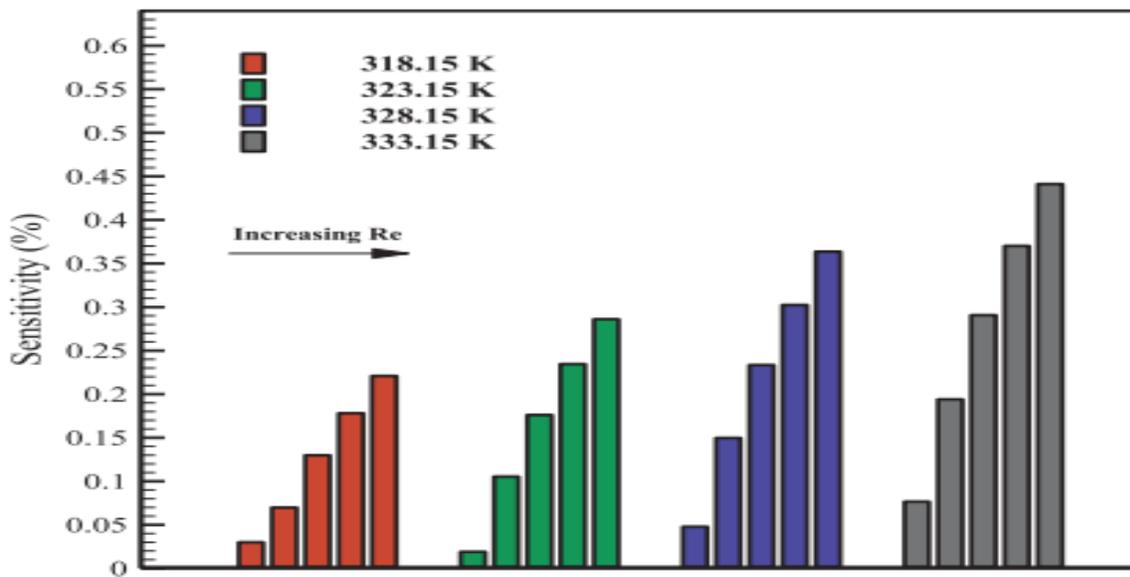


Fig. I.10. Effet de la température d'entrée sur la sensibilité de la perte de charge ($Q = 0,8\%$)[5].

Habibi, et al [6] ont évalué la performance thermique de l'échangeur et le coût financier de l'installation. Quatre configurations différentes des échangeurs horizontaux tels que ; linéaire, spirale, horizontale et verticale et différents types de sols sont considérés. Une étude numérique basée sur une simulation 3D en CFD "Computation al Fluide Dynamics" a été développée. Les résultats obtenus indiquent que les formes spirale et linéaire sont des

installations moins coûteuses et le sol ayant une conductivité thermique et une capacité thermique élevée sont préférables pour améliorer la performance thermique de l'échangeur

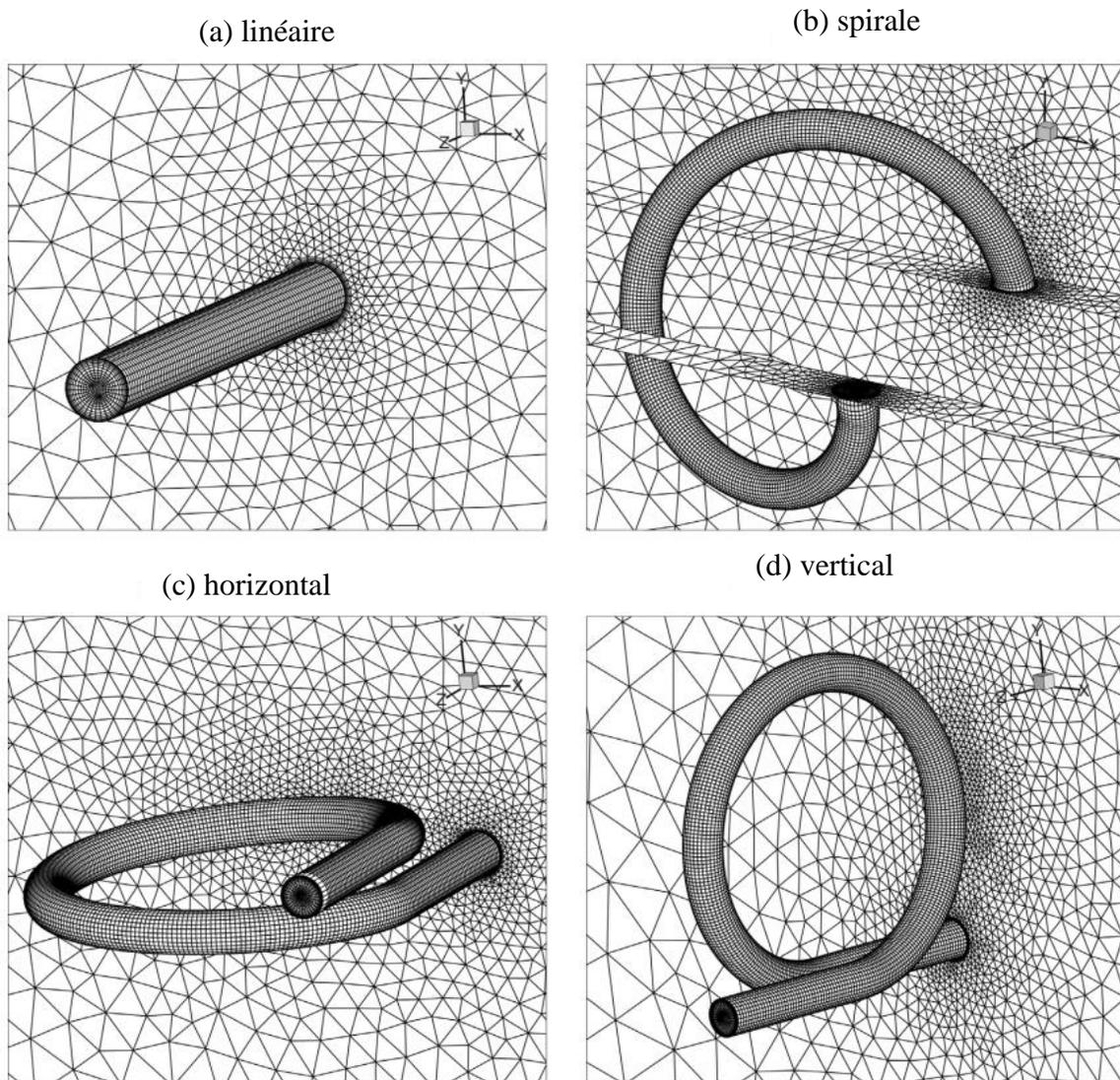


Fig. I.11. Maillage informatique généré pour, (a) linéaire, (b) spirale, (c) lisse horizontal, et (d) vertical lisse[6] .

Tableau. I7.Coût d'installation et COP saisonnier de différents types d'AG pour un arrangement unique[6].

GHE type yc (m)	Sol ordinaire				sol sableux				
	Saisonnaire COP (-)	Volume d'excavation (m ³)	Longueur du tuyau(m)	Initiale cost (-)	Saisonnaire COP (-)	Volume d'excavat ion(m ³)	Longueur du tuyau(m)	Initiale cost (-)	
Linear	1.730	5.015	240.0	137.1	952	4.691	302.1	172.6	1199
Spiral	1.580	4.972	141.5	228.2	709	4.583	183.6	299.8	923.7
H-slinky	1.705	5.013	136.9	282.9	748	4.650	182.8	377.9	999.2
V-slinky	1.621	4.987	137.2	283.5	750	4.599	174.3	360.3	952.6

Tableau. I8. Coût d'installation et COP saisonnier de différents types d'AG disposés en parallèle[6] .

GHE type	Sol ordinaire				sol sableux					
	Distance optimale (m)	Seasonal COP (-)	Volume d'excavation (m ³)	Longueur du tuyau (m)	Les coûts d'installation	Distance Optimum (m)	Seasonal COP (-)	Volume d'excavation (m ³)	longueur du tuyau (m)	Les coûts d'installation
Linear	0.55	5.012	232.1	241.1	1030	0.60	4.600	288.7	275.0	1256
Spiral	1.10	4.913	243.5	357.1	1185	1.20	4.506	298.0	402.7	1415
H-slinky	1.15	4.975	231.8	416.5	1204	1.30	4.597	296.2	470.9	1477
V-slinky	1.10	4.944	229.9	431.9	1213	1.25	4.547	267.8	461.2	1371

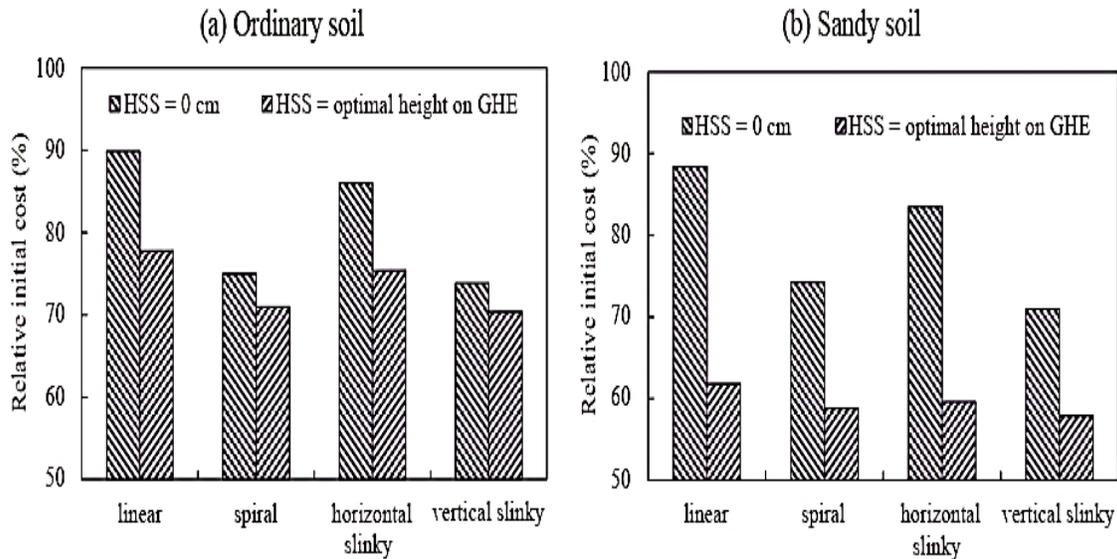


Fig.I.12. Coût initial relatif d'installation de GHE (Ground Heat Exchangers)dans (a) un sol ordinaire et (b) un sol sableux comme sol de fond[6] .

Zarella et al [7] ont présenté les différents modes de fonctionnement (jour en continu, continu en mode nocturne et intermittent) d'un système de rafraîchissement par la géothermie dans les bâtiments résidentiels, ainsi que les effets de la conduction thermique

axiale sur le sol. Les mesures in situ ont été utilisées pour valider le modèle développé. L'outil de simulation a pris en compte l'ensemble du système de pompe à chaleur géothermique, les résultats ont indiqué que le rendement énergétique saisonnier de la pompe à chaleur est à peu près le même pour les trois modes de fonctionnement et que l'efficacité demeure pratiquement constante au cours de la journée où le système fonctionnait de façon intermittente toutes les heures

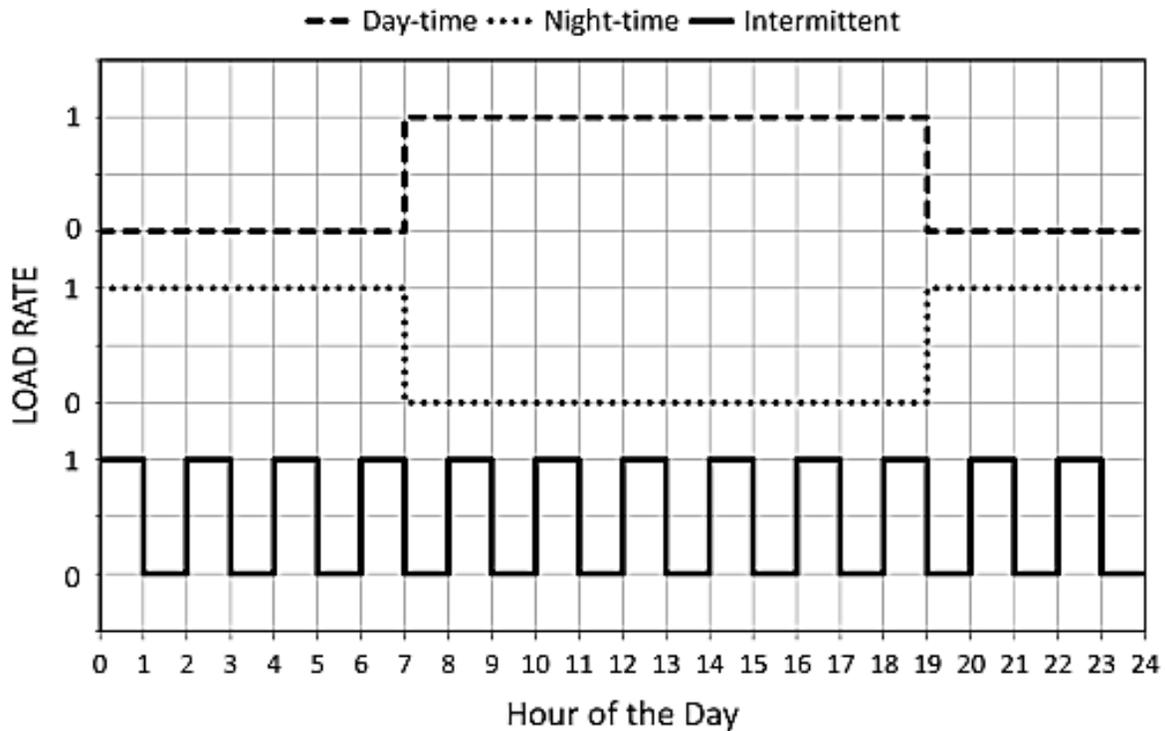


Fig. I.13. Horaires de fonctionnement: modes jour, nuit et intermittent[7] .

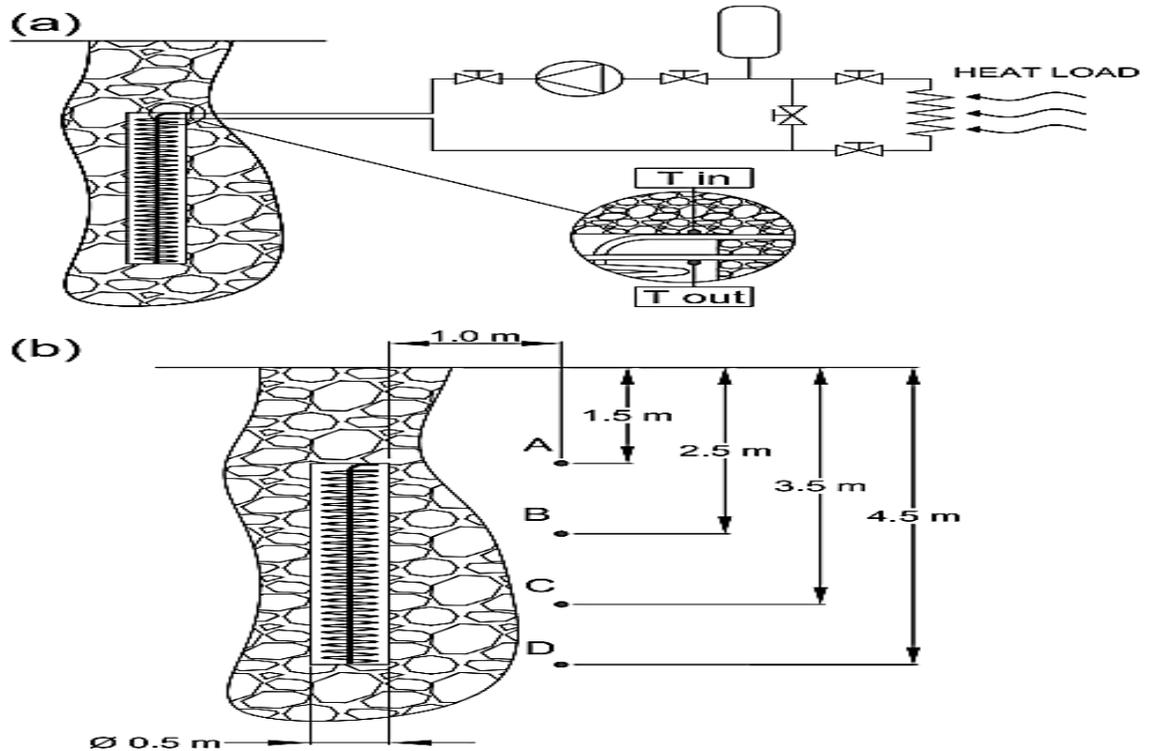


Fig. I.14. Configuration de la mesure[7].

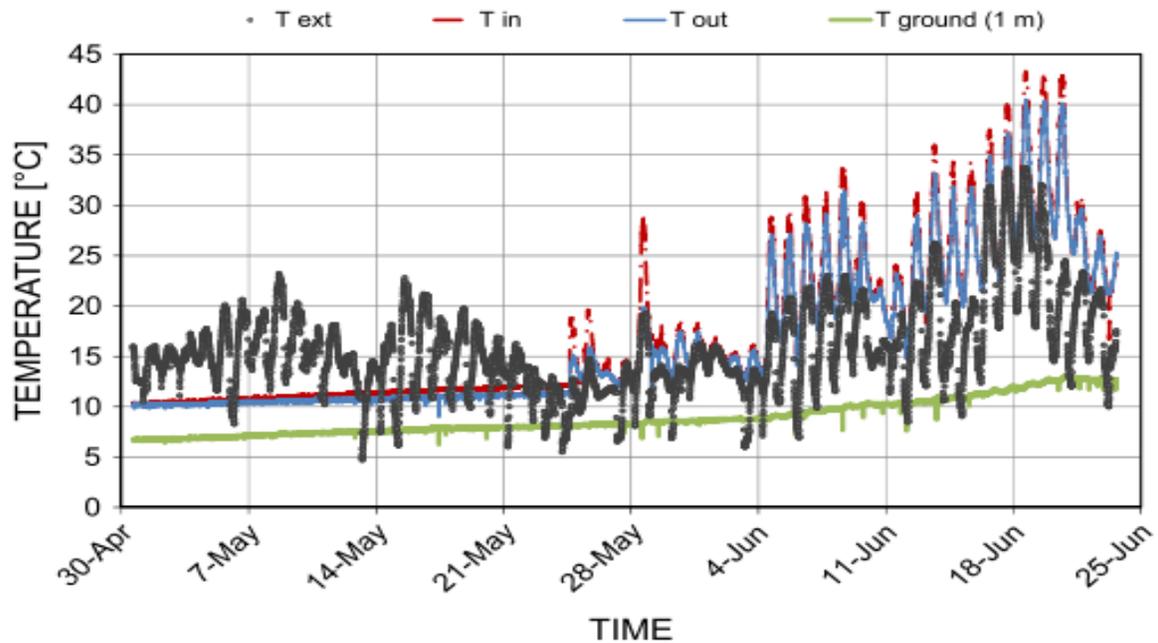
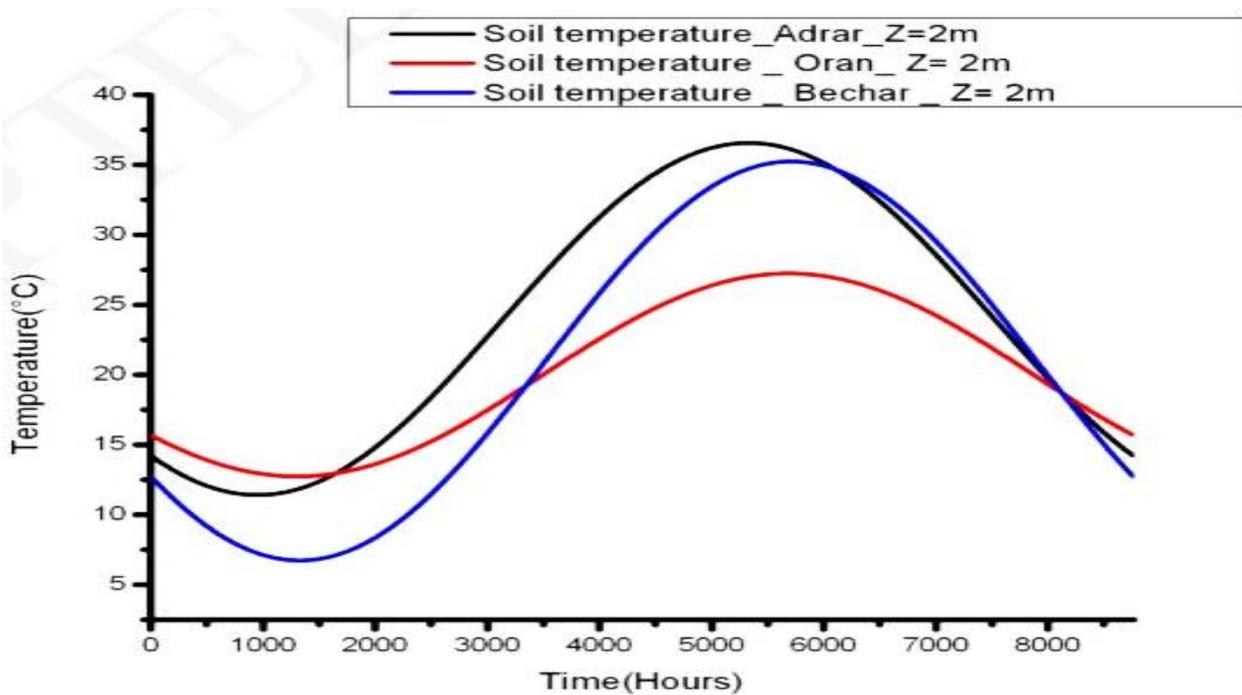


Fig.I.15. Mesures enregistrées à Erlangen[7].

Menhoudj et al [8] ont étudié la performance énergétique de l'échangeur air sol à savoir différentes conditions climatiques algériennes (Oran, Bechar et Adrar), deux types de matériaux de tube utilisés comme le galvanisé et le PVC sont considérés pour la même géométrie (20 m de longueur et 120 mm de diamètre enterré à 2 m de profondeur). Des tests expérimentaux sont réalisés dans la période de rafraîchissement à l'Université d'Oran pour valider le modèle numérique simulé par TRNSYS. Ils ont conclu que les zones d'Adrar et Bechar sont plus rentables en qualité de performance énergétique que la ville d'Oran.

Fig. I.16. Profil de température du sol à une profondeur de 2 m (Oran, Bechar et Adrar)



[8].

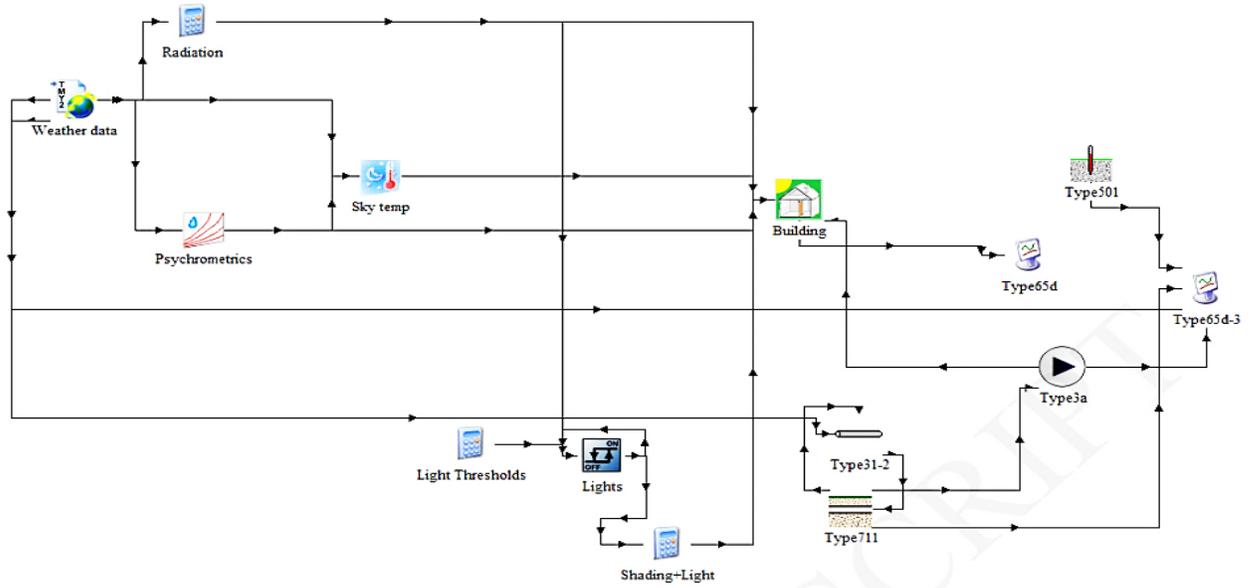


Fig.I.17.Diagramme TRNSYS[8].

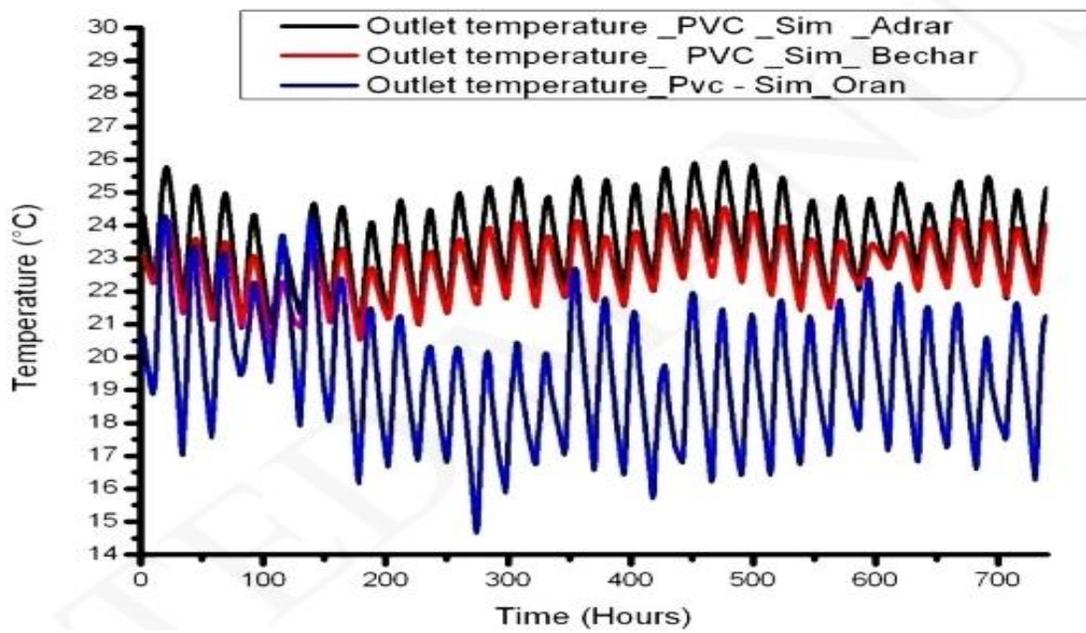


Fig.I.18. Simulation de la température de l'air de sortie d'un échangeur en PVC[8] .

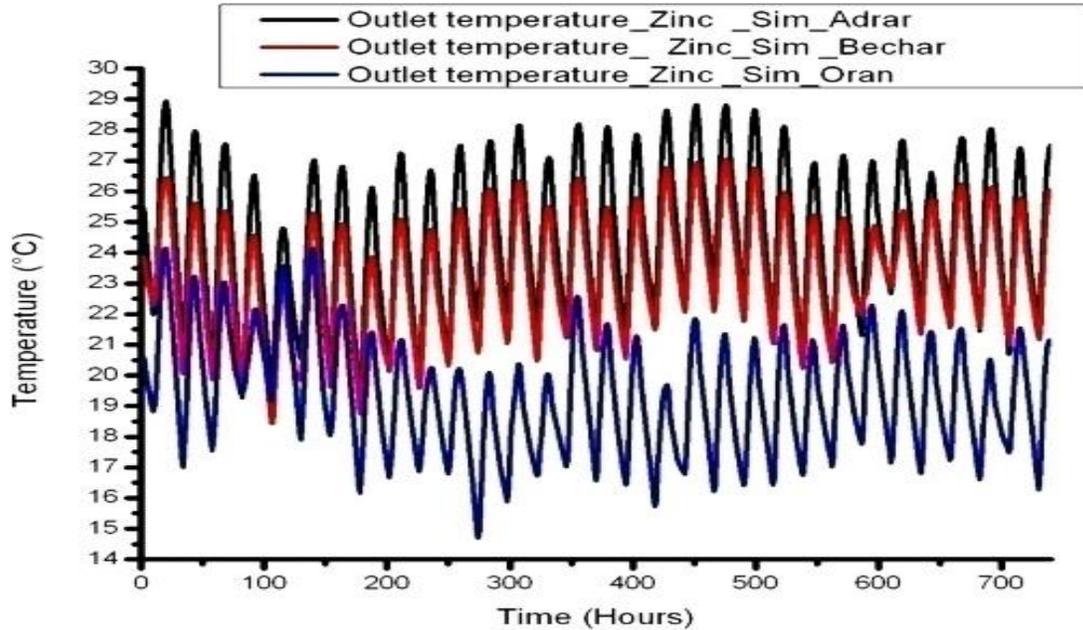


Fig. I.19. Simulation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur de zinc [8] .

Tableau. I.9. Températures moyennes de l'air ambiant pour Oran, Bechar et Adrar[8] .

Month	Ambient air temperature (°C) (Oran)			Ambient air temperature (°C) (Bechar)			Ambient air temperature (°C) (Adrar)		
	Tmax	Tmin	Thermal Gradient	Tmax	Tmin	Thermal Gradient	Tmax	Tmin	Thermal Gradient
	January	16,6	5,1	11,5	20,9	-1	21,9	25,5	0,4
february	17,7	6,5	11,2	24,1	1,1	23	30,8	2,4	28,4
March	19,7	8,1	11,6	28,6	3,8	24,8	34	4,8	29,2
April	21,5	10	11,5	31,2	7,8	23,4	38	9,1	28,9
May	23,9	13,2	10,7	36,7	8,9	27,8	42,4	11,7	30,7
June	27,7	16,9	10,8	39,8	16,2	23,6	45,3	19,3	26
July	30,5	19,4	11,1	42,4	20,9	21,5	46,6	21,8	24,8
August	31,6	20,1	11,5	41,8	20,7	21,1	46,3	22	24,3
September	29	17,7	12,7	40,3	14,3	26	45,5	16,4	29,1
October	25,2	14	11,2	33	10	23	39,8	11,3	28,5
November	20,6	9,5	11,1	27,2	2,3	24,9	32	3,8	28,2
December	18,2	7,4	10,8	21,5	1	20,5	25,5	-0,5	26

M. Benhammou et al [9] ont développé une nouvelle conception de système de refroidissement passif qui consiste en un échangeur de chaleur air sol assisté par une tour d'éolienne. Ce système est destiné au refroidissement estival dans les régions chaudes et

arides d'Algérie. Un modèle analytique transitoire a été mis au point afin d'étudier l'influence des paramètres de conception sur les performances d'échangeur de chaleur air sol. Le modèle est validé par rapport aux données théoriques et expérimentales réalisées par d'autres études. Une profondeur de 2 m a été considérée pour l'enfouissement de l'échangeur et la température ambiante est supérieure à 45°C , une enquête de sensibilité a été réalisée pour étudier l'influence des dimensions de la tour et de la conduite sur la vitesse de circulation de l'air à l'intérieur de l'échangeur air-sol. Les résultats ont montré que les dimensions de la tour éolienne (hauteur, section transversale) n'avaient pas d'impact important par rapport aux dimensions de la conduite (longueur, diamètre). Ils ont constaté qu'une tour d'une hauteur totale de 5,1 m et d'une section de $0,57\text{ m}^2$ peut générer un débit d'air de $592,61\text{ m}^3/\text{h}$ et que le potentiel de refroidissement journalier atteint $30,7\text{ kWh}$ au maximum, ce qui correspond à une longueur de conduite enterré de 70 m.

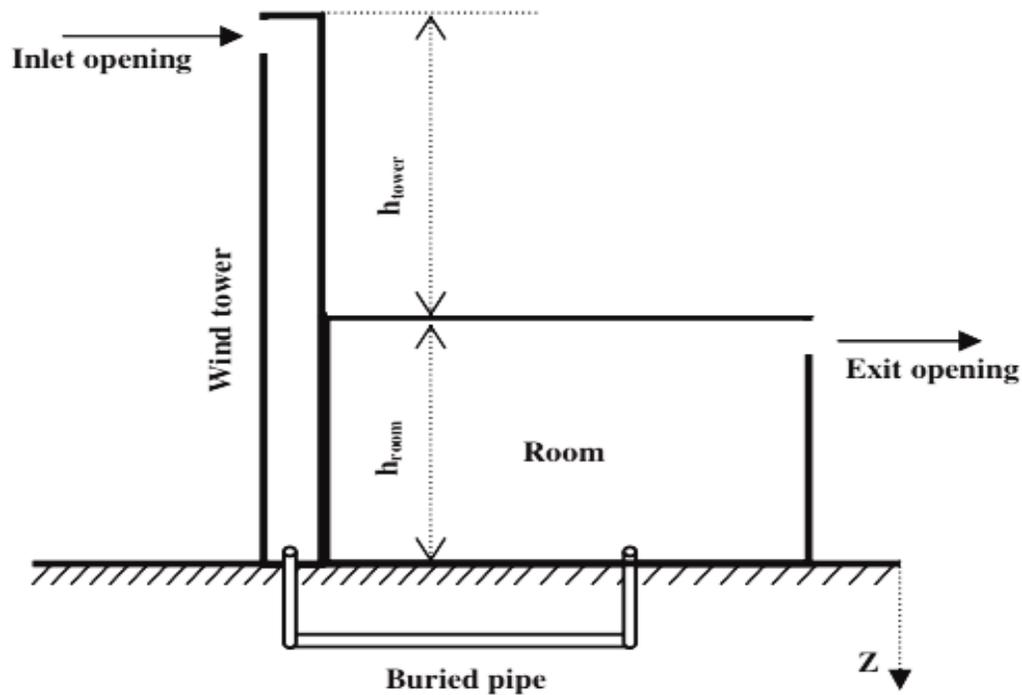
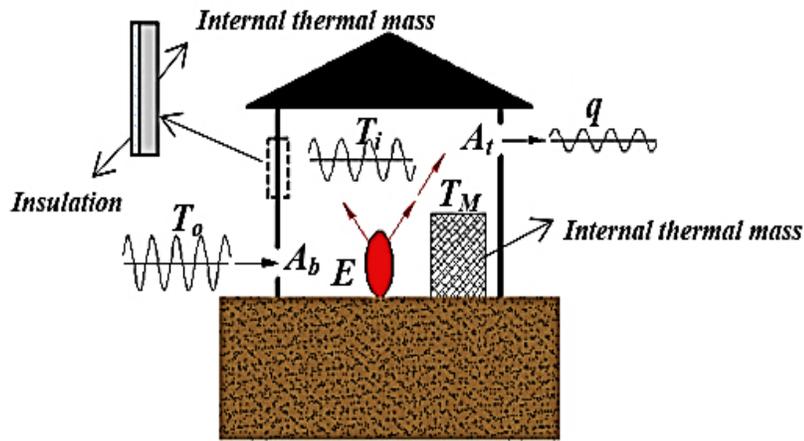


Fig. I.20. Schéma de principe de l'échangeur de chaleur air/sol couplé à une tour vent[9].

Tableau. I.10. Résultats de la validation comparative par rapport aux données théoriques trouvées[9].

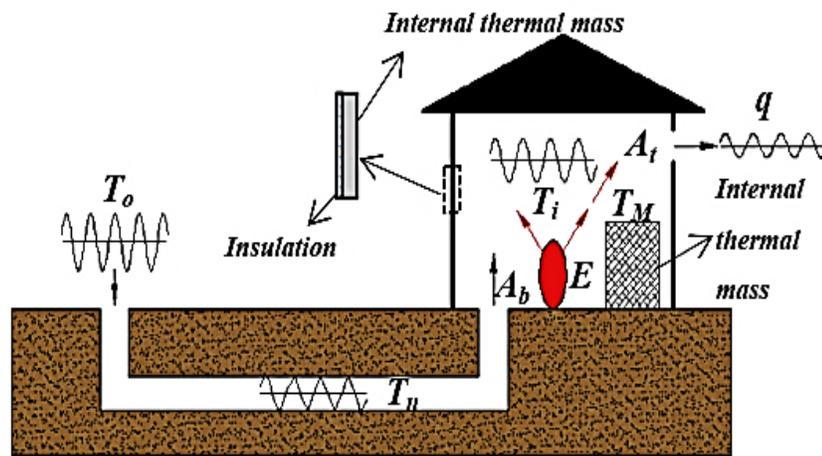
Pipe length (m)	Air outlet temperature (K)														
	After 1 h			After 3 h			After 6 h			After 12 h			After 24 h		
	Data of Misra	Theo. data	Rel. error (%)	Data of Misra	Theo. data	Rel. error (%)	Data of Misra	Theo. data	Rel. error (%)	Data of Misra	Theo. data	Rel. error (%)	Data of Misra	Theo. Data (%)	Rel. error (%)
5	315.1	313.86	0.39	315.8	314.36	0.45	316.3	314.63	0.53	316.6	314.42	0.69	316.9	314.78	0.67
10	310.8	309.81	0.32	312	310.76	0.40	312.9	311.2	0.54	313.7	311.42	0.72	314.3	311.45	0.90
	307.7	306.76	0.30	309.1	308.03	0.34	310.2	308.56	0.53	311.2	308.84	0.76	312.1	308.88	1.03
20	305.4	304.56	0.27	306.7	305.98	0.23	308	306.53	0.48	309.2	306.84	0.76	310.2	306.9	1.06
30	302.7	301.99	0.23	303.6	303.29	0.10	304.9	303.81	0.36	306.1	304.12	0.64	307.2	304.19	0.98
40	301.3	300.88	0.14	301.8	301.81	0.00	302.9	302.23	0.22	304	302.51	0.49	305	302.57	0.79
50	300.7	300.45	0.08	300.9	301.01	0.03	301.7	301.33	0.12	302.6	301.55	0.34	303.5	301.61	0.62
60	300.4	300.29	0.03	300.5	300.59	0.03	301	300.82	0.06	301.7	300.99	0.23	302.5	301.04	0.48

Haibin et al.[10] Ont utilisé des technologies à haut rendement énergétique telles que les échangeurs air sol et la ventilation passive par flottabilité pour la climatisation des espaces en chine sans nécessiter d'un système mécanique. Un modèle a été développé pour étudier les effets du système couplé, en concentrant sur le débit d'air, la température de l'air en écoulement et la capacité de refroidissement ou de chauffage. Les résultats du modèle sont en bon accord avec ceux de la simulation numérique par CFD. Le débit de ventilation et la capacité de refroidissement ou de chauffage fluctuent de manière asynchrone, La capacité de refroidissement est de 56,3 kWh pour un jour plus chaud, et la capacité de chauffage est de l'ordre de 111,1 kWh pour un jour plus froid.



(a) BV: the naturally ventilated space under the effects of buoyancy-driven ventilation

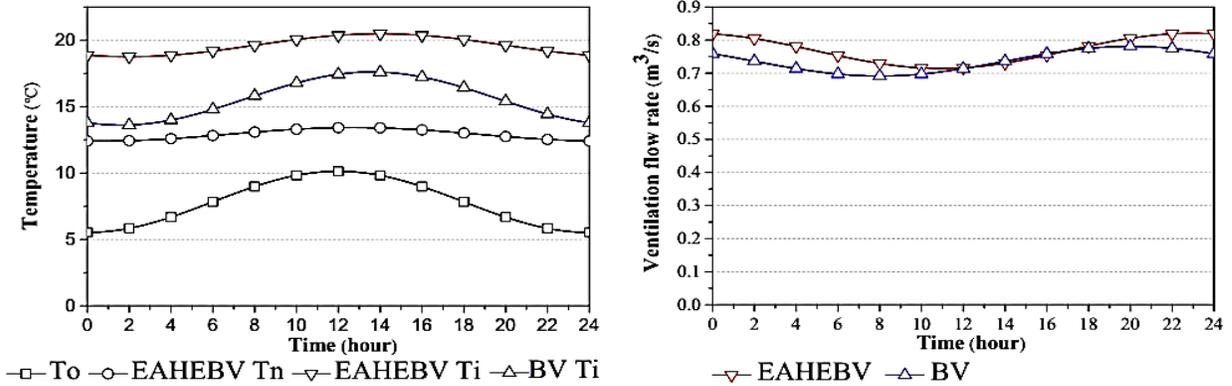
(BV) and the internal thermal mass of the building



(b) EAHEBV: the naturally ventilated space under the coupled effects of the buoyancy

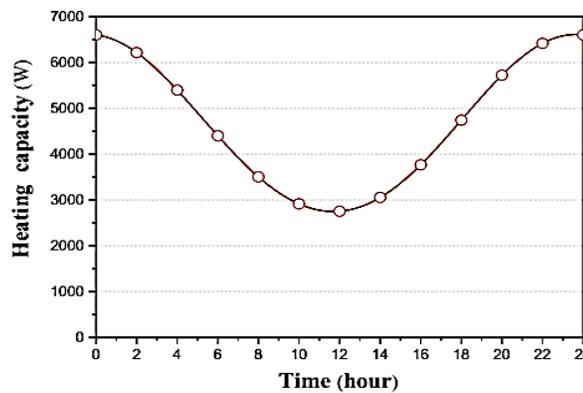
and earth-to-air heat exchanger

Fig. I.21. Deux systèmes de ventilation naturelle utilisant la flottabilité pour faire circuler le flux moteur[10] .



(a) Temperatures

(b) Ventilation flow rate



(c) Heating capacity induced by the EAHEBV scheme

Fig. I.22. Comparaisons des effets des schémas couplés de la flottabilité et de l'échangeur de chaleur air/sol (EAHEBV) et ventilation par flottabilité (BV) pour le cycle quotidien d'une journée d'hiver typique[10] .

Fabrizio et al [11] ont trouvé des solutions afin de créer les conditions de confort thermique des habitats en été en réduisant ou en évitant l'utilisation de systèmes de climatisation conventionnels. Les performances énergétiques obtenues en fonctionnant un échangeur air sol pour un bâtiment à climatiser ont été évaluées pour la saison hivernale et celle estivale. Les besoins en énergie des systèmes ont été analysés pour différents climats italiens au moyen de codes de simulation en tenant en compte différents paramètres à savoir la typologie du sol, le matériau du tube, la longueur et la profondeur du tube et la vitesse d'écoulement de l'air dans le tube. L'échangeur air sol a montré une plus grande efficacité pour les climats froids durant les deux modes de fonctionnement.

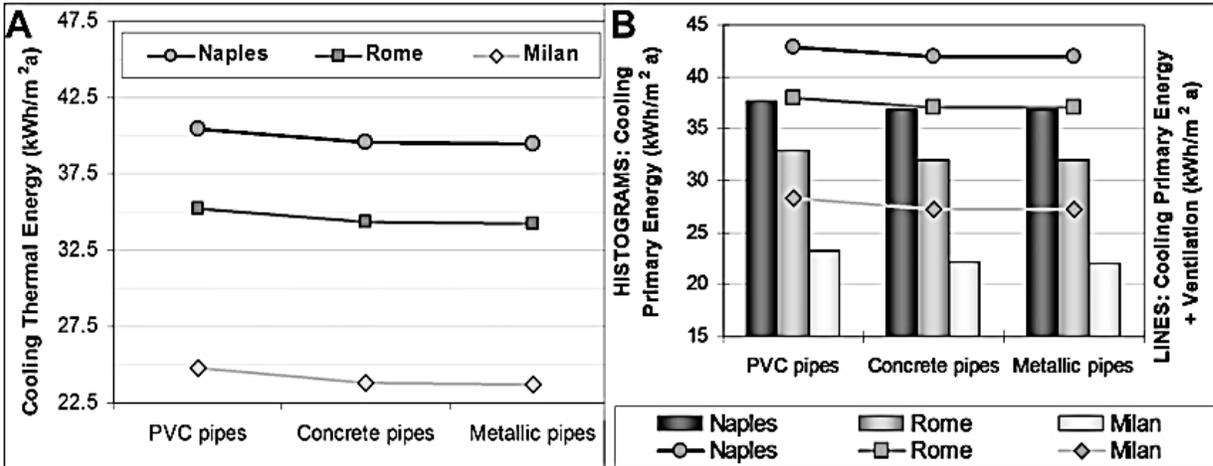


Fig.I.23. Influence du matériau du tuyau enterré sur les demandes d'énergie pour le refroidissement en été[11] .

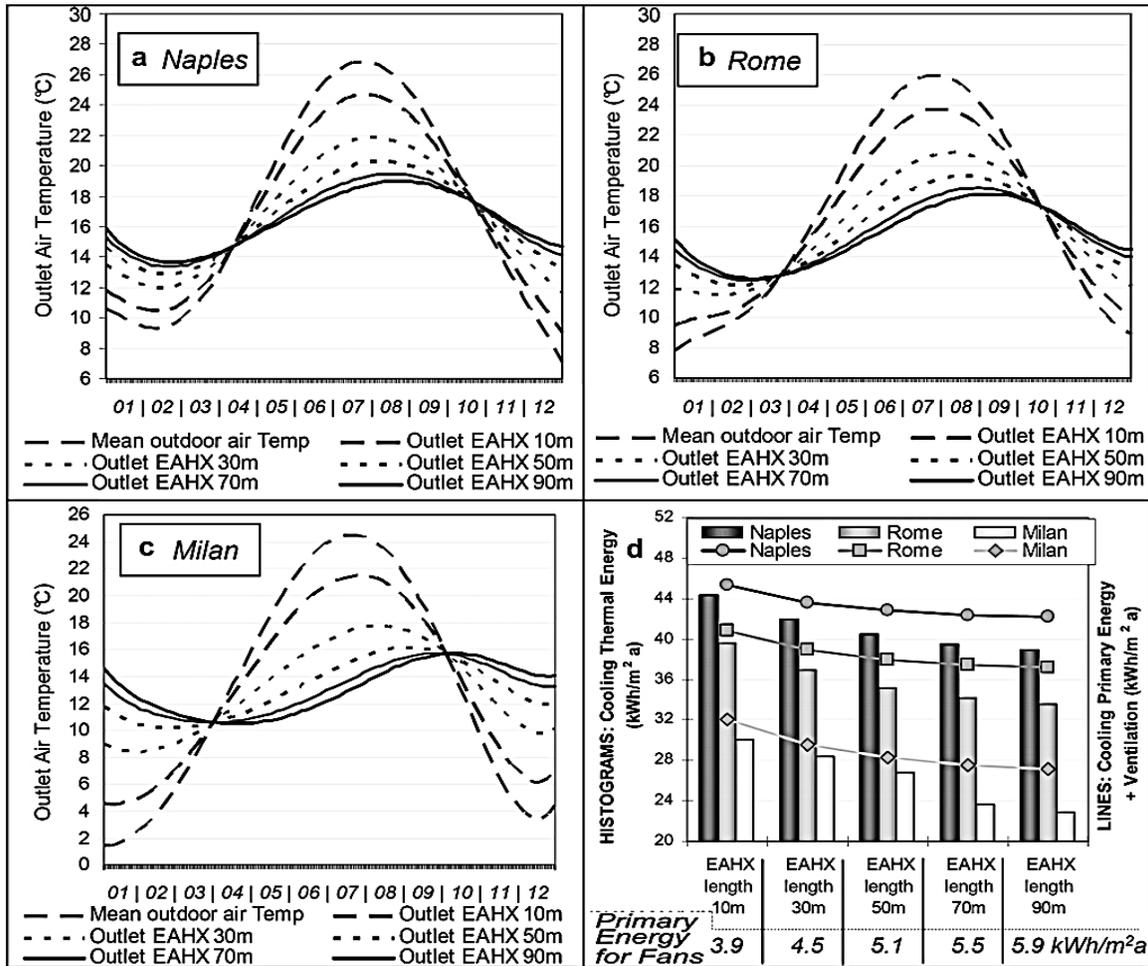


Fig. I.24. Influence de la longueur du tube sur la température de l'air sortant EAHX (a, b, c) et sur les demandes d'énergie pour le refroidissement en été (d) [11] .

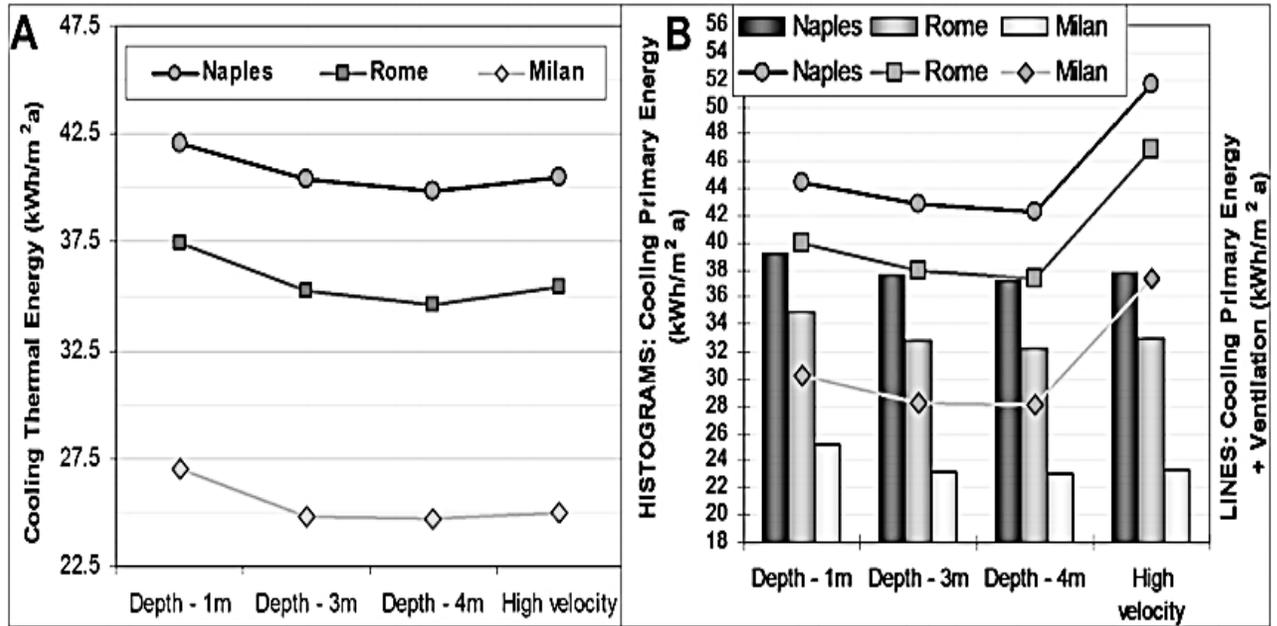


Fig. I.25. Influence de la profondeur du tube et de la vitesse de l'air sur les demandes d'énergie pour le refroidissement en été[11] .

Chapitre II

Généralités sur le refroidissement et le
réchauffement passif

II.1.Introduction

L'utilisation de techniques de refroidissement passif, associées à de faibles charges de refroidissement, peut seulement assurer un bon confort thermique en été, mais permet également de réduire la consommation d'énergie. Les techniques d'hydratation passives et intéressantes sont les suivantes : ventilation naturelle pendant la journée, échangeur thermique nocturne et air sol. La ventilation naturelle est généralement utilisée dans une zone tempérée et dans des zones où une légère variation du climat interne est acceptable. En revanche, la tour d'antenne constitue une bonne configuration pour la mise en œuvre de la ventilation naturelle dans les bâtiments. Le climat est bien applicable pour améliorer la ventilation naturelle par l'effet d'inertie du sol, ce qui contribue à réduire la température dans le bâtiment.

II.2 Refroidissement passif

La technique de refroidissement passif est conçue de manière à répondre aux exigences de performances. Le présent chapitre décrit de manière détaillée les différentes techniques.

II.2.1 Ventilation

L'échange de chaleur entre une personne et le milieu environnant est partiellement influencé par le mouvement d'air. La ventilation naturelle est une technique simple et importante, elle peut améliorer la qualité de l'air à l'intérieur des locaux, protéger la santé, offrir le confort thermique et réduire la consommation d'énergie électrique utilisée dans les systèmes de climatisation. Il faut reconnaître que la ventilation naturelle n'est pas une source alternative à la climatisation [12].

II.2.2 Ventilation naturelle

La ventilation naturelle est la technique la plus importante pour le refroidissement passif. D'une manière générale, la ventilation des espaces intérieurs est également nécessaire de maintenir les niveaux d'oxygène et de qualité de l'air dans un espace requis. Traditionnellement, les exigences de ventilation ont été obtenues par des moyens naturels (infiltration et ouvertures extérieurs). L'architecture moderne et la conception exo-énergétique des bâtiments ont réduit l'infiltration d'air au minimum, dans une tentative de réduire son impact sur le refroidissement ou le chauffage. Une meilleure construction a

donné lieu à des bâtiments étant fermés de l'environnement extérieur. La conception réussie d'un bâtiment ventilé naturellement nécessite une bonne compréhension des modèles d'écoulement de l'air autour de lui et l'effet des bâtiments voisins. L'objectif est de ventiler la plus grande partie possible de l'espace intérieur. La réalisation de cet objectif dépend des caractéristiques d'emplacements de la fenêtre, design d'intérieur et de vent [13].

a. Techniques entraînées par le vent

- Ventilation mono exposé : elle est affectée à la fois par l'effet de tirage et par le vent. L'effet de tirage se produit dans toute différence de hauteur où partiellement un gain de chaleur de l'air se produit. Ce qui signifie que, même sur une petite échelle dans une seule pièce, le débit d'air peut se produire quand il y a deux ouvertures sur différentes hauteurs. En ce qui concerne l'efficacité lors de l'application ou les deux ouvertures doivent être aussi loin que possible, de préférence juste au-dessus du sol et au-dessous du plafond. La même idée s'applique à traverser la ventilation dans une pièce avec une différence de hauteur entre les ouvertures. La différence de hauteur et de pression qui résulte n'est pas si grande qui influe sur l'écoulement d'air. il faut se limiter, en général, à une profondeur de la pièce inférieure ou égale à 2 fois la hauteur sous plafond. Voir (fig. II.1)[14]

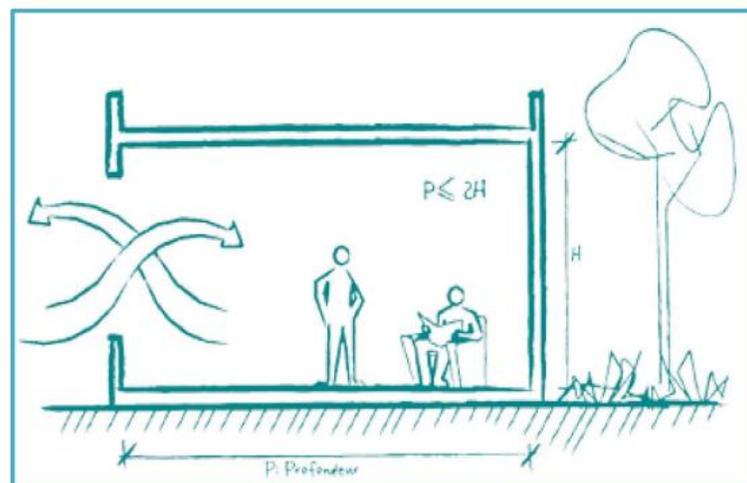


Fig. II.1. Ventilation mono-exposée ; ouverture simple[14].

Les flux de vent ont une grande influence sur la ventilation à un seul côté. Les ouvertures devraient non seulement être divisées verticalement, mais devraient aussi avoir une large division spatiale pour se servir de la différence dans des pressions de vent sur la façade. La distribution de pression par le vent n'est jamais la même, qui causera un flux d'air intérieur entre deux ouvertures qui sont sous une pression différente. L'efficacité peut être augmentée en construisant dans la façade comme des ailes ; voir la (fig. II.2). En ajoutant un élément à la façade qui sépare les ouvertures et redirige le vent, Une grande et une faible pression ont été crié dans les deux côtés de l'élément assurant un flux d'air plus facile ; La meilleure performance est à l'angle de vent environ 45°(fig. II.2)[15].

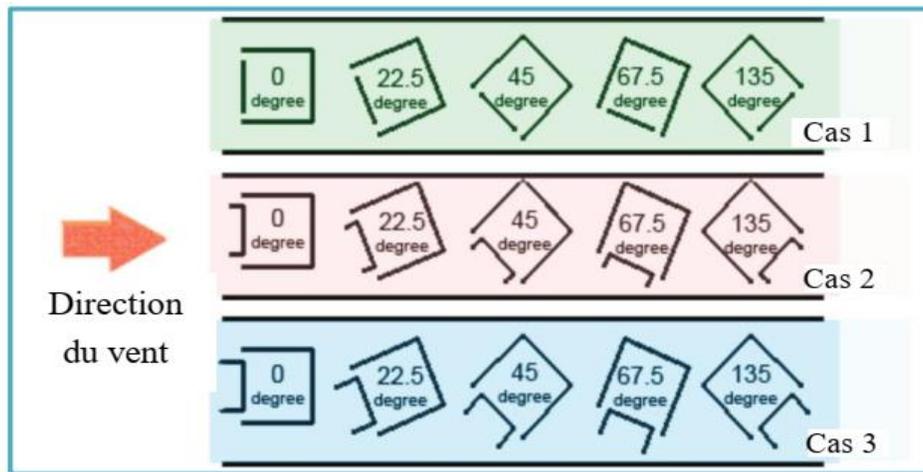


Fig. II.2. Configuration de modèle pour différentes directions du vent[15].

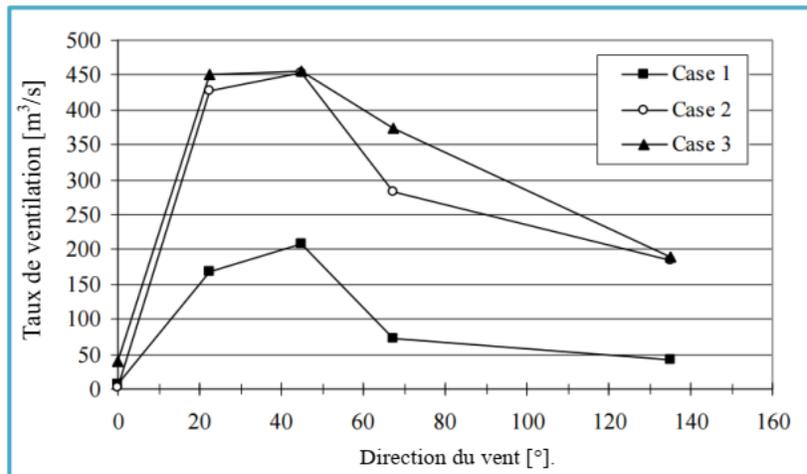


Fig. II.3. Le débit de ventilation contre la direction de vent pour les trois cas étudiés[15].

Ventilation transversale : c'est la forme la plus simple pour induire le vent par le déplacement obligatoire d'air intérieur. Il est basé sur la surpression sur la façade auvent et sous pression sur la façade sous le vent, qui forcera à l'air à couler d'un côté à l'autre. Pour satisfaire ce flux d'air chaque espace doit avoir une ouverture des deux côtés, qui peut être une fenêtre ou une porte. La règle est de se limiter à une profondeur inférieure à 5 fois la hauteur sous plafond afin que le différentiel de pression entre l'entrée et la sortie d'air est certes plus important que pour le cas de la ventilation mono-exposée, mais reste faible, et une profondeur trop grande augmentera la perte de charge et diminuera donc le débit de ventilation. De plus, une trop grande profondeur fera que les occupants du côté de la sortie d'air n'auront pas un air « neuf » mais un air déjà vicié. Voir la (fig. II.4) [14].

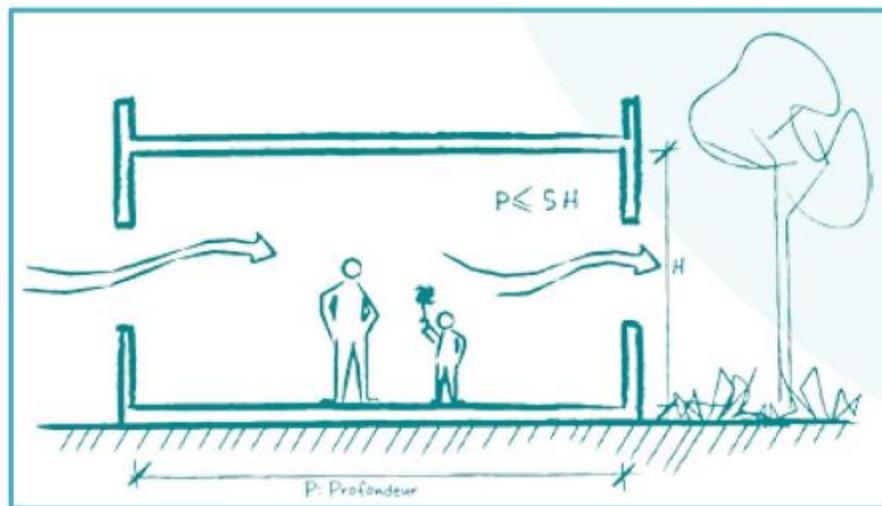


Fig. II.4. ventilation transversale [16].

II.2.3 Refroidissement par évaporation

Le refroidissement par évaporation est une technique de refroidissement de l'air par évaporation de l'eau. Lorsque l'eau s'évapore, elle absorbe la chaleur de l'air environnant et par conséquent l'air se refroidit. Après l'évaporation de l'eau, elle entre dans l'air sous forme de vapeur d'eau et transmet la chaleur absorbée au cours de l'évaporation à l'air sous forme de chaleur latente. Par conséquent, l'air s'humidifie et la chaleur totale, ou enthalpie de l'air se change difficilement. L'air refroidi par humidification est utilisé pour le refroidissement des habitats et ce procédé est connu comme le refroidissement par évaporation directe qui

est le plus approprié dans les climats secs et chauds (Fig.II.5) [17].Le refroidissement par évaporation indirecte a le même principe du processus d'évaporation directe (Fig.II.6). La différence majeure entre les deux cas est qu'aucune humidité supplémentaire n'est introduite dans l'air neuf au refroidissement par évaporation indirecte. Plusieurs techniques sont utilisées dans ce cas [18].

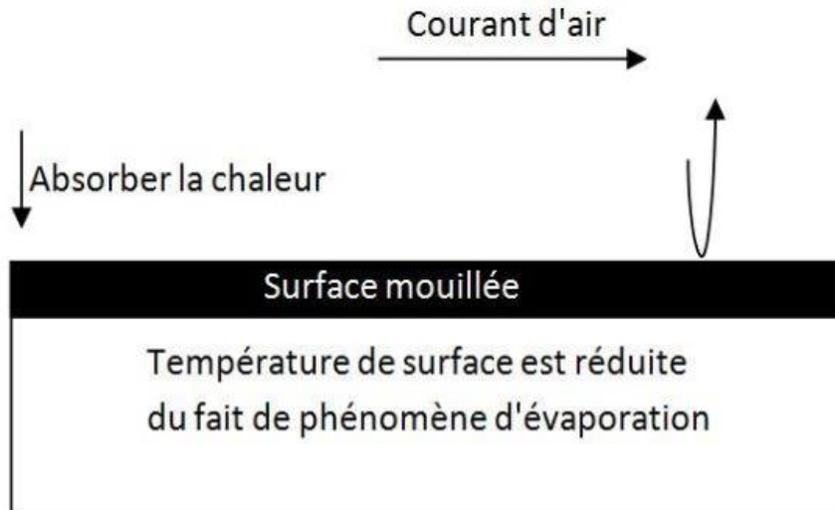


Fig. II.5.Refroidissement par évaporation directe[19].

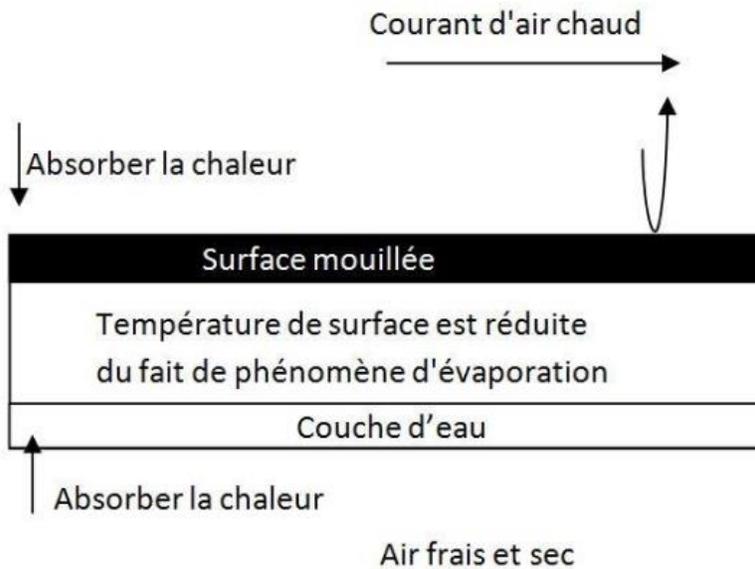
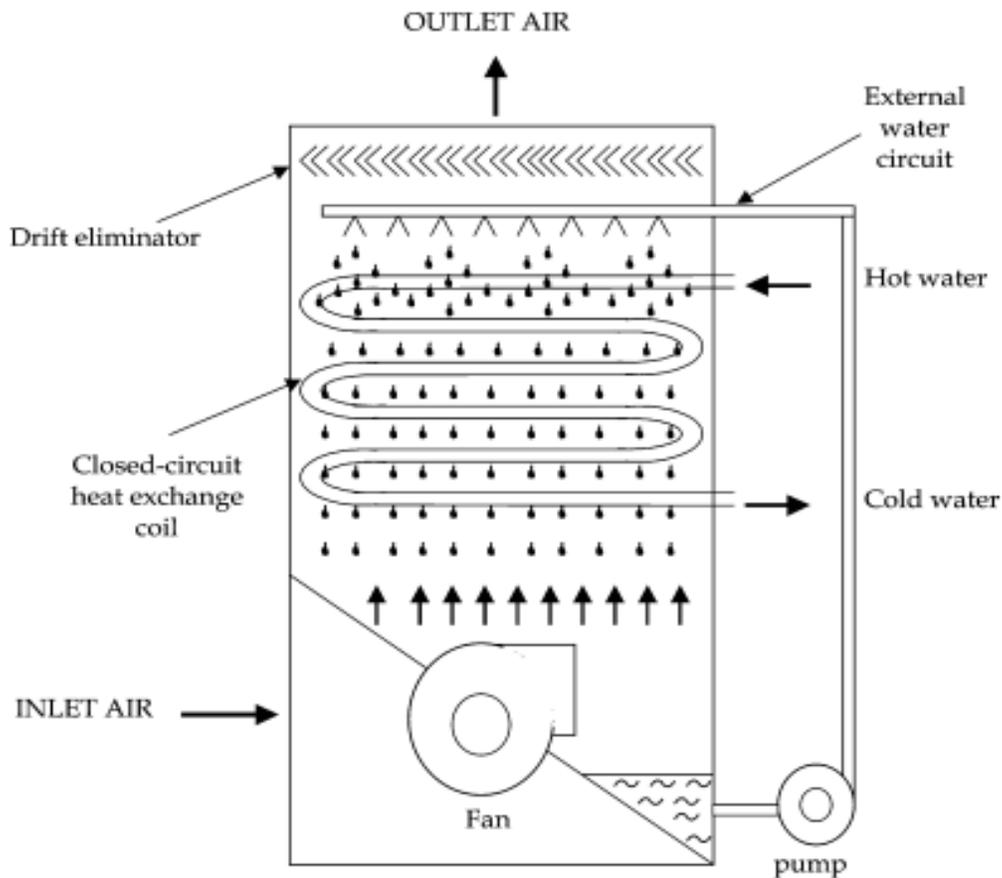


Fig. II.6. Refroidissement par évaporation indirecte[19].

On utilise la chaleur de transfert pour refroidir l'eau issue de ce processus. Dans lequel l'eau chaude passe à travers des tubes disposés en rangées, tandis que l'air passe sur le côté externe de ces tubes dans ce processus. Un circuit supplémentaire pulvérise de l'eau pour refroidir davantage le tube par évaporation[20].

Fig. II.7. Schéma de la tour de refroidissement fermée[20].



Les systèmes de refroidissement par évaporation (tours de refroidissement) constituent le choix le plus économique pour le refroidissement dans les cas où un approvisionnement suffisant en eau adéquate est disponible à un coût raisonnable pour répondre aux exigences maximales de ces systèmes, alors que de nombreuses tours de refroidissement ne répondraient pas aux spécifications de conception, en partie à cause de méthodes de conception obsolètes[21].

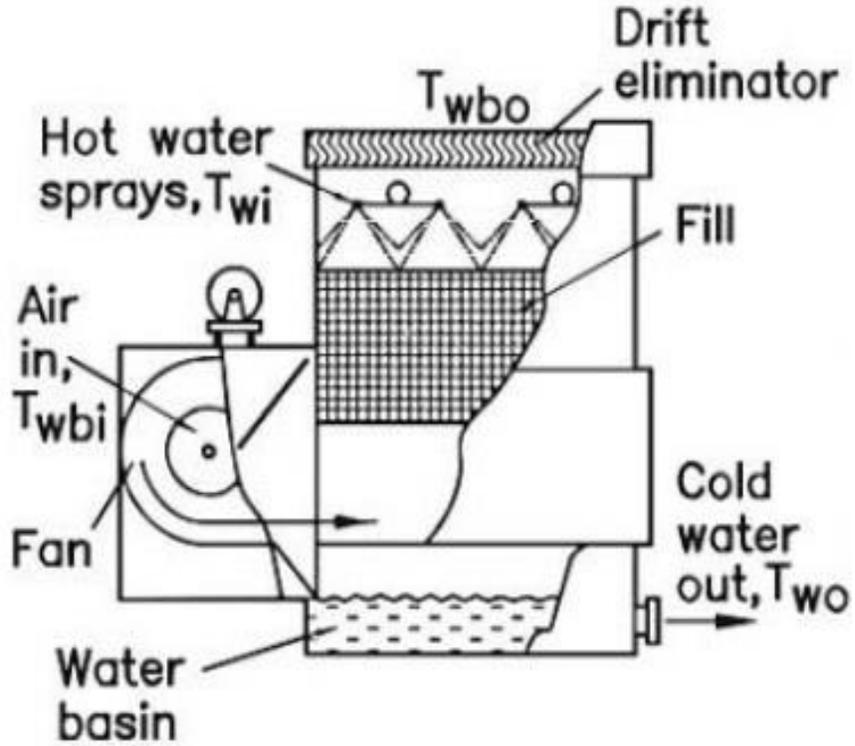


Fig. II.8. Tour de refroidissement à tirage forcé [21].

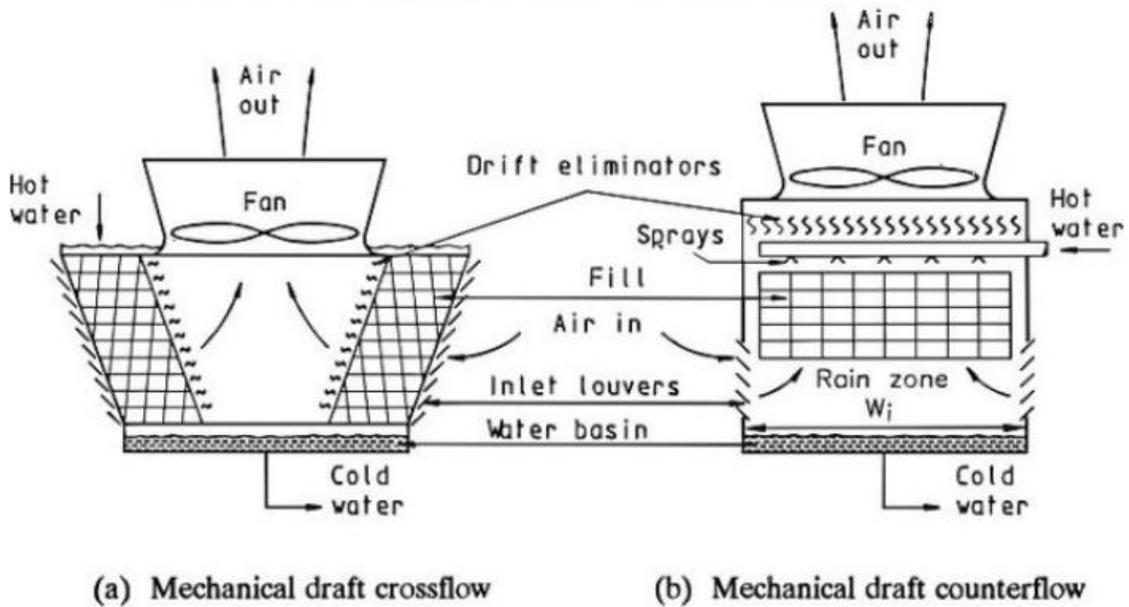


Fig. II.9. Tours de refroidissement à tirage induit (a) Flux transversal de tirage mécanique
(b) Contre-courant de tirage mécanique [21].

II.2.4 Refroidissement par la géothermie

La croûte terrestre stocke une quantité abondante d'énergie thermique. Les systèmes d'énergie géothermique sont relativement peu nuisibles pour l'environnement, leurs émissions étant bien inférieures à celles des systèmes classiques alimentés par des combustibles fossiles. L'énergie géothermique est utilisée de trois manières principales : la production d'électricité, le chauffage direct et le chauffage indirect et le refroidissement via des pompes à chaleur géothermiques (Fig. II.10). Où peuvent les pompes à chaleur géothermiques peuvent constituer une option avantageuse sur le plan environnemental et économique pour le refroidissement, chauffage des bâtiments, permettent également de réduire les émissions de CO₂. Il existe de nombreuses variantes de systèmes de chauffage géothermiques, avec des configurations différentes qui conviennent à différentes situations et dans la plupart des sites à travers le monde (Fig. II.12). Lors du choix des options de chauffage, il est important de déterminer les avantages des différentes options de pompes à chaleur géothermiques, généralement en termes d'efficacité, d'émissions et d'économie (Table. II.1;II.2)[22] .

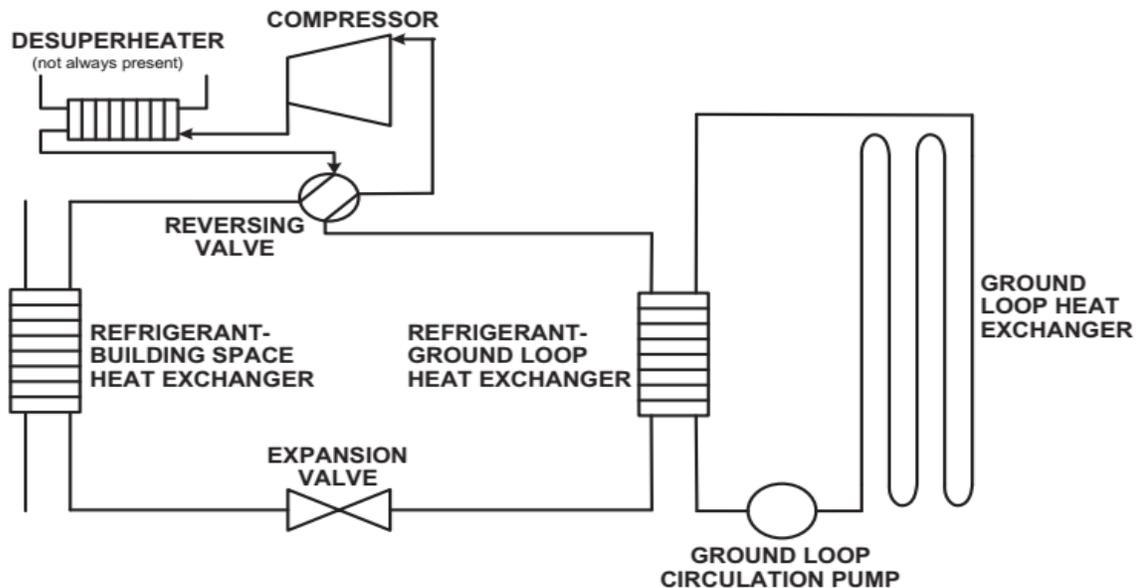


Fig. II.10. Schéma de base du système de pompe à chaleur géothermique, compris le désurchauffeur[22].

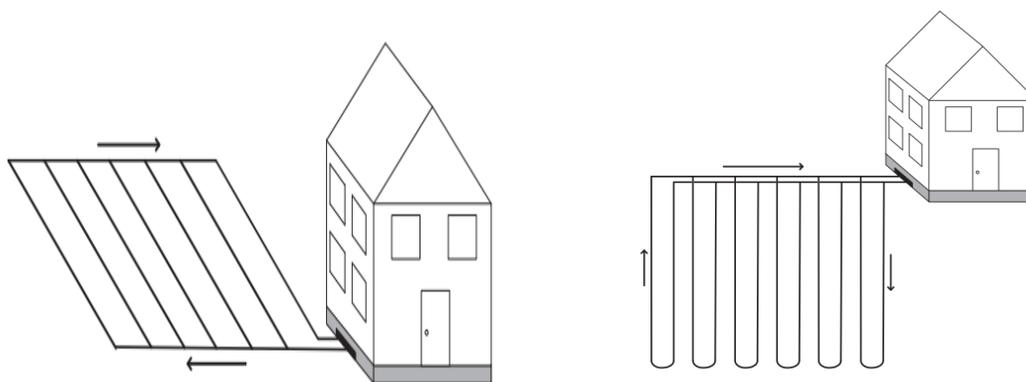


Fig. II.11. Boucle horizontale avec tuyauterie en parallèle et système d'échange de chaleur en boucle fermée verticale pour une pompe à chaleur géothermique[22].

Tableau. II.1. Comparaison des paramètres économiques pour divers systèmes de chauffage dans plusieurs endroits.

Heating system	Capital cost (\$)	Alberta		Ontario		Nova Scotia	
		Annual heating cost (\$)	Present worth (\$)	Annual heating cost (\$)	Present worth (\$)	Annual heating cost (\$)	Present worth (\$)
Geothermal HP	9000	601	21,020	328	15,560	649	27,230
Air source HP	4900	813	21,160	444	13,780	877	27,940
Electric baseboard	1550	2257	46,690	1231	26,170	2432	50,190
Natural gas furnace ^a	1500	1276	27,020	2344	48,380	1885	44,750
Natural gas furnace ^b	1900	1109	24,080	1049	22,880	1653	40,460

Les unités monétaires sont en dollars canadiens de 2009.

Les valeurs actuelles sont valables pour une période de 20 ans.

^a Représente la moitié de l'efficacité.

^b Représente un rendement élevé.

Tableau. II.2. Comparaison des émissions de CO₂ de divers systèmes de chauffage sur plusieurs sites.

Heating system	Annual fuel use (kWh)	Alberta		Ontario		Nova Scotia	
		Emission intensity (kg _{CO2} /kWh)	CO ₂ emission (kg)	Emission intensity (kg _{CO2} /kWh)	CO ₂ emission (kg)	Emission intensity (kg _{CO2} /kWh)	CO ₂ emission (kg)
Geothermal HP	6080	1.12	6826	0.188	1143	1.04	6346
Air source HP	8214	1.12	9222	0.188	1544	1.04	8573
Electric baseboard	22,280	1.12	25,015	0.188	4188	1.04	23,255
Natural gas furnace ^a	28,475	0.190	5410	0.190	5410	0.190	5410
Natural gas furnace ^b	24,655	0.190	4684	0.190	4684	0.190	4684

^a Représente une efficacité moyenne.

^b Représente un rendement élevé.

Le sol offre une occasion importante de réduire la chaleur excessive des bâtiments. On peut refroidir un bâtiment utilisant l'inertie thermique du sol par deux stratégies: refroidissement direct par contact avec le sol (Fig. II.12) et refroidissement utilisant les tubes enterrés[12].



Fig. II.12. Vue aérienne des maisons à refroidir par contact direct avec le sol [12].

II.2.4.1 Les avantages et Inconvénients la géothermie[12]**Les avantages**

- Limiter les infiltrations
- Échanger la chaleur entre le sol et le local
- Réduction du bruit et des vibrations
- Protéger le local contre le rayonnement solaire
- La chaleur de l'environnement
- Les incendies et les tempêtes

Inconvénients

- La condensation et mauvaise qualité de l'air à l'intérieur du local
- Faible réponse aux changements des conditions climatiques
- Mauvaise lumière

II.2.5 Refroidissement par les échangeurs air sol

Les échangeurs de chaleur air sol sont constitués de tuyaux enterrés dans le sol à une profondeur de 1 à 4 m et d'un système d'air qui force l'air à travers les tuyaux et le mélange éventuellement à l'air intérieur du bâtiment ou de la serre agricole[16]. Une extrémité du système de tuyauterie sert d'entrée pour l'air ambiant extérieur, tandis que l'autre extrémité du système de tuyauterie libère de l'air à l'intérieur du bâtiment. L'air ambiant est aspiré dans l'entrée du tuyau, l'air circulant dans le tube échangeant de la chaleur avec les parois du tube en contact avec l'environnement souterrain environnant. De cette manière, la chaleur est transférée vers ou à partir du sol environnant par conduction à travers la paroi du tube et convection avec l'air du tunnel, ce qui tempère l'air à travers le tube. La (Fig. II.13) illustre ce concept[23].

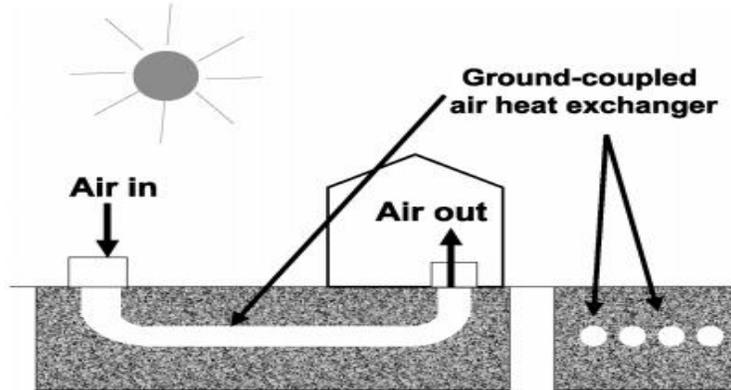


Fig. II.13.Échangeur de chaleur couplé air sol[23].

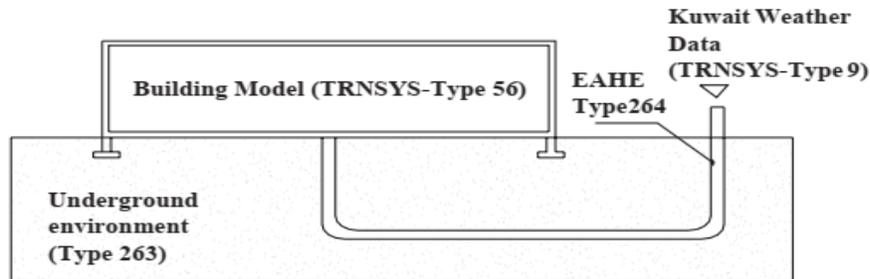


Fig. II.14.Le modèle de bâtiment, l'échangeur de chaleur terrestre à air à tubes enterrés, l'environnement du sol et leurs sous-programmes TRNSYS[23].

II.3Caractéristiques techniques d'un échangeur air sol

II.3.1Longueur des tubes

Elle est habituellement de l'ordre de 30 à 50 m afin de limiter les pertes de charge. La longueur totale du conduit est calculée en fonction du débit d'air souhaité, de la nature du sol, de la zone géographique (température extérieure tout au long de l'année) et du type d'installation choisie[12].

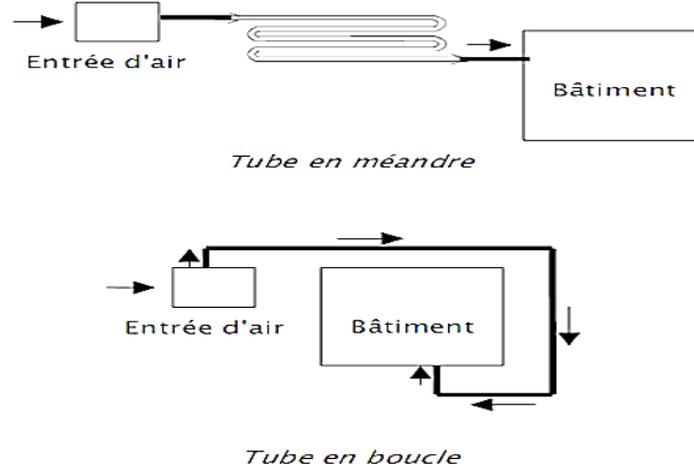
II .3.2 Diamètre des tubes

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[12].

II .3.3 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 (fig.II.15) [12].

Fig. II.15. Différents circuits pour l'implantation des tubes [24].



II.3.4 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[12].

II.3.5 Profondeur d'enfouissement des tubes

La majorité des études effectuées disent que : la profondeur préconisée est souvent comprise entre 1 et 4 m [25]. A ces profondeurs, la température du sol varie moins que la température de l'air extérieur entre l'été et l'hiver. Il est cependant possible d'enfouir les tubes plus profondément mais cela augmente les contraintes de terrassement et de pose du conduit[12].

II.3.6 Pente du conduit

Elle doit être comprise entre 1 et 3% pour favoriser l'évacuation des condensats qui peuvent se former dans le conduit lorsque l'air extérieur chaud est en contact avec les parois froides du puits[12].

II.3.7 Matériau constitutif des tubes

Les matériaux utilisés doivent avoir une bonne tenue à l'enfouissement. Les tubes entrant dans la composition des puits canadiens/provençaux actuellement en fonctionnement sont généralement en PVC, en polyéthylène ou en polypropylène souple ou rigide. Le choix du matériau du tube n'est pas important car La performance thermique de l'échangeur est non affectée par le matériau du tube [26, 27]

II.3.8 Espacement entre les tubes

La majorité des études effectuées disent qu'il est préférable qu'il soit supérieur à 3 fois le diamètre des tubes afin de garantir un bon échange thermique de chaque tube avec le sol[12].

Chapitre III

Modélisation mathématique

III.1 Introduction

Dans le chapitre III, nous étudions les performances thermiques d'un échangeur air-sol. Nous avons développé numériquement en utilisant le principe de différence des pressions entre l'entrée et la sortie de la tour du vent afin d'estimer la vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur air sol. Des modèles analytiques sont développés en utilisant l'équation de la chaleur et le principe du bilan énergétique afin de suivre l'évolution de la température en profondeur du sol et celle de l'air à l'intérieur du tube enterré. Ces modèles améliorés ont permis d'évaluer les performances dynamiques et thermiques de l'échangeur air sol.

III.2 Modèle dynamique de la tour du vent

III.2.1 Estimation de la vitesse d'écoulement de l'air

La différence de pression entre l'ouverture d'entrée en tête de la tour et l'ouverture de sortie par laquelle l'air quitte le bâtiment est exprimé par l'équation suivante [28]:

$$\Delta P_w = \frac{1}{2}(Cp_i - Cp_e)\rho V_w^2 \Delta P_w = \frac{1}{2}(Cp_i - Cp_e)\rho V_w^2 \quad (1)$$

Cp_i et Cp_e est le coefficients de pression du vent aux ouvertures d'entrée et de sortie. V_w est la vitesse du vent et ρ est la densité de l'air. Le coefficient Cp_i est positif mais Cp_e est négatif car l'ouverture d'entrée est orientée vers le vent et l'ouverture de sortie du bâtiment est orientée sous le vent. Ces coefficients prennent respectivement les valeurs suivantes: 0,87 et 0,08 [29].

L'évolution de la vitesse avec l'altitude est donnée dans l'équation suivante [30]:

$$V_w = V_{erf} \times K \times h^a \quad (2)$$

Le paramètre K et l'exposant 'a' dépendent du type du sol. Les valeurs appropriées pour la ville d'Adrar sont 0,4319 et 0,22 pour K et a respectivement [30].

V_{ref} est la vitesse du vent mesurée à une hauteur de 10 m. Supposant que la densité de l'air soit constante dans l'ensemble du système (tour de vent + conduite enterrée),

l'équation de continuité devient [16]:

$$V_w \times S_{wt} = V_a \times \left(\frac{\pi D_i^2}{4}\right) \quad (3)$$

La partie inférieure de la tour est un rectangle égal à la largeur de l'unité. Le diamètre hydraulique de la tour est calculé à l'aide de l'équation suivante [31]:

$$Dh = \frac{2 S_{wt}}{(1-S_{wt})} \quad (4)$$

Les pertes de charge dans le système :

$$\Delta P_l = \Delta P_{wt} + \Delta P_p \quad (5)$$

Où ΔP_{wt} et ΔP_p sont respectivement les pertes de charge dans la tour à vent et dans le tube enterré[31].

$$\Delta P_{wt} = \zeta_{wt} \frac{(h_{wt} + h_{room})}{Dh} \rho \left(\frac{\pi D_i^2}{4 S_{wt}}\right)^2 \frac{V_a^2}{2} \quad (6)$$

$$\Delta P_p = \zeta_p \frac{L}{D_i} \rho \frac{V_a^2}{2} \quad (7)$$

Le coefficient de frottement est donné par la corrélation suivante [16, 31]:

$$\zeta = \begin{cases} \frac{64}{Re} ; & Re < 2000 \\ \frac{0.316}{Re^{0.25}} ; & 2000 \leq Re < 10^5 \end{cases} \quad (8)$$

Le nombre de Reynolds de l'air en écoulement dans le tube enterré est exprimé comme suit [31].

$$Re_p = \frac{\rho V_a D_i}{u} \quad (9)$$

$$Re_{wt} = \frac{\rho V_a Dh}{u} \left(\frac{\pi D_i^2}{4 S_{wt}}\right) \quad (10)$$

Dans des conditions stables, on peut écrire [16]:

$$\Delta P_w = \Delta P_p \Delta P_w = \Delta P_p \quad (11)$$

Par conséquent, la vitesse de l'air à l'intérieur du tube enterré peut être exprimée comme suit :

$$V_a = \sqrt{\frac{(Cp_i - Cp_e)V_w^2}{\frac{\zeta_p L}{D_i} + \frac{(\zeta_{wt}(h_{wt} + h_{room}))}{Dh} \left(\frac{\pi D_i^2}{4S_{wt}}\right)^2}} \quad (12)$$

III.3 Modèle thermique du sol

Afin d'optimiser l'extraction de l'énergie géothermique pour le refroidissement de l'air à un faible coût, nous étudions la profondeur de pénétration de la chaleur dans le sol pour atteindre des températures constantes et moins sensibles aux conditions climatiques externes.

III.3.1 Description et hypothèses

Il est facile d'étudier l'homogénéité et la caractérisation du sol avec des propriétés constantes telles que: conductivité thermique, densité de sol et puissance thermique C_{sol} , Le transfert de chaleur dans le sol est unidirectionnel dans la direction verticale.

III.3.2 Modélisation transitoire de la température du sol

Représentation mathématique de la température du sol dans une dimension :

$$\frac{\partial^2 T_{sol}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (13)$$

Soit:

T: Température du sol en [degré].

t: Temps en [s].

z: Coordonnée verticale en [m].

α : Diffusivité thermique du sol [$\alpha = \lambda / (\rho \cdot cp)$] (m^2/s).

λ : Conductivité thermique du sol en (W/(m.degré)).

P: Masse volumique du sol en (kg/m^3)

cp : La chaleur massique du sol en (J/kg.degré)

III.3.2.1 Température à la surface du sol constant

Pour résoudre l'équation de la conduction dans le sol (13), nous admettons les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned}
\bullet \quad Z = 0 & \quad T = T_S \\
\bullet \quad Z \rightarrow \infty & \quad T = T_S \\
\bullet \quad Z = 0 & \quad T = T_i
\end{aligned} \tag{14}$$

T_S étant la température à la surface du sol.

Utilisant le changement de variables suivant :

$$\theta = \frac{T - T_i}{T_S - T_i} \tag{15}$$

$$\eta = \frac{z}{2\sqrt{at}} \tag{16}$$

Donc, l'équation (13) devient :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \tag{17}$$

Ainsi que les conditions limites (14) s'écrivent sous cette forme :

$$\begin{aligned}
\bullet \quad \theta(\eta = 0) &= 1 \\
\bullet \quad \theta(\eta \rightarrow \infty) &\rightarrow 1
\end{aligned} \tag{18}$$

Nous obtenons ce qui suit :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} * \frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{-\eta}{2t} \theta' \tag{19}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} * \frac{\partial \eta}{\partial z} = \frac{1}{2\sqrt{at}} \theta' \tag{20}$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = \frac{1}{4at} \theta'' \tag{21}$$

Par substitution des équations (19) et (21) dans l'équation (17), on trouve l'équation suivante :

$$-2\eta\theta' = \theta'' \tag{22}$$

Après intégration de l'équation (22), on trouve :

$$\ln \theta' = -\eta^2 + C \Rightarrow \theta' = C_1 e^{-\eta^2} \tag{23}$$

Donc la température est exprimée comme suit :

$$\theta = C_1 \int e^{-\eta^2} + C_2 \quad (24)$$

On peut lier cette intégrale à la fonction erreur de GAUSS (erf):

$$\text{erf}(\eta) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^\eta e^{-\eta^2} d\eta; \quad \text{avec} \quad \text{erf}(0) = 0 \quad \text{et} \quad \text{erf}(\infty)=1$$

La solution sera comme suit :

$$\theta = C_2 + C_1 \frac{\sqrt{\pi}}{2} \text{erf}(\eta) \quad (25)$$

C_1 et C_2 sont des constantes dans les conditions aux limites de l'équation (18).

Nous obtenons le prochain :

$$\theta = 1 - \text{erf}(\eta) = \text{erfc} \quad (26)$$

Finalement, on obtient la solution exacte de l'équation de la chaleur donnant le profil de température dans le sol :

$$T_{sol}(z) = (T_s - T_i)[1 - \text{erf}(\eta)] + T_i \quad (27)$$

III.4 Modèle thermique de l'échangeur air sol

III.4.1 Hypothèses simplificatrices

L'un des fondements du système d'échangeur air sol est la partie horizontale enterrée sous-sol, en supposant que :

- La température du sol est constante autour du tube.
- Propriétés thermo-physiques de l'air et du sol sont constantes telles que : la densité et la conductivité thermique.
- La vitesse de l'air dans le tube enterré est constante.

4.2 Modélisation stationnaire de la température de l'air le long du tube

L'application du premier principe de la thermodynamique entre deux sections du tube (Fig.III.1) s'écrit sous cette forme :

$$m \cdot c_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 - q_3 \quad (28)$$

Où :

$$q_3 = \frac{T_{air}-T_{sol}}{R_{totale}} \quad (29)$$

L'équation du bilan (28) s'écrit comme suit :

$$m \cdot c_{pair} \cdot \left(u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_x + \lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{(T_{air}-T_{sol})}{R_{totale}} \quad (30)$$

u est la vitesse de l'air à l'intérieur du tube

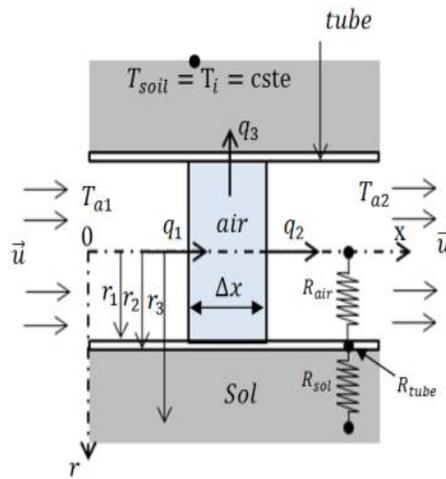


Fig.III.1.Schéma descriptif du tronçon horizontal pour un cycle de refroidissement.[12]

La résistance totale R_{totale} est composée de la résistance par conduction du sol R_{sol} , du tube R_{tube} et celle par convection de l'air R_{cv} .

$$R_{totale} = R_{sol} + R_{tube} + R_{cv} \quad (31)$$

Où :

$$R_{tube} = \frac{1}{\lambda_{tube} \cdot 2\pi \cdot \Delta x} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (32)$$

$$R_{sol} = \frac{1}{\lambda_{sol} \cdot 2\pi \cdot \Delta x} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) \quad (33)$$

$$r_3 = 2r_1$$

$$R_{air} = \frac{1}{h_{cv} \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot \Delta x} \quad (34)$$

Nous obtenons l'équation suivante

$$\rho \cdot s \cdot \Delta x \cdot c_{pair} \cdot \left(u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = -\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_x + \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{(T_{air}-T_{sol})}{R_{itotale}} \quad (35)$$

Division l'équation (35) par Δx :

$$\rho \cdot s \cdot c_{pair} \cdot \left(u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = \frac{-\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_x + \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x}}{\Delta x} + \frac{(T_{air}-T_{sol})}{R_{itotale}} \quad (36)$$

Notons par h le coefficient de transfert par convection qui est calculé comme suit

$$h = (Nu K)/2 r_1 [23]$$

Où : le nombre de Nusselt $Nu = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.3} [23, 32, 33]$

le nombre Reynolds, $R_e = \rho v/u [23]$.

Après simplification, on obtient l'équation suivante.

$$\rho \cdot s \cdot c_{pair} \cdot \left(u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{(T_{air}-T_{sol})}{R_{itotale}} \quad (37)$$

$\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ Représente la conduction longitudinale qui est négligeable par hypothèse.

L'équation (37) s'écrit après simplifications sous la forme suivante :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT}{dx} = \frac{(T_{air}-T_{sol})}{R_{itotale}} \quad (38)$$

Intégration d'équation (38) :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \int \frac{dT}{dx} = \int - \frac{(T_{air}-T_{sol})}{R_{itotale}} \quad (39)$$

Nous obtenons ce qui suit :

$$\ln(T_{air} - T_{sol}) = - \left(\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} \right) x + C \quad (40)$$

$$\text{et} \quad T_{air}(x) = C \exp \left(- \left(\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} \right) x \right) + T_{sol} \quad (41)$$

Température à l'entrée de l'échangeur $T_e : x = 0 \rightarrow T = T_e$

Compenser la valeur de (x) dans l'équation (41) :

$$C = T_e - T_{sol} \quad (42)$$

Finalement, on trouve la solution donnant le profil des températures de l'air dans le long du tube enterré comme suit :

$$T_{air}(x) = T_{sol} + (T_e - T_{sol}) \cdot \exp\left[-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} x\right] \quad (43)$$

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1 Introduction

Ce chapitre présente les différents résultats des équations mathématiques obtenues au chapitre III; Où, les caractéristiques de la nature de trois types de sol sont définies pour déterminer le type optimal de décharge tube pour ce système.

Les résultats développés dans le chapitre précédent sont également validés avec de ceux de l'expérimental de Moumami et al[25].

IV.2 Modele dynamique de la tour du vent

IV.2.1 Effet des différentes géométries du système (tour et échangeur) sur la performance dynamique d'écoulement de l'air

Les figures IV1, IV2 et IV3 expertisent l'effet de la géométrie du système (tour et échangeur) sur la performance dynamique d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur, celle-ci est clairement affectée par le diamètre du tube enterré. On voit que la vitesse d'écoulement de l'air augmente avec l'augmentation du diamètre du tube enterré, à cause des pertes qui se réduisent au niveau de contact tour-échangeur. Par contre, la surface de la tour du vent et la hauteur totale (maison et tour) n'a aucun effet sur le rendement dynamique à l'intérieur de l'échangeur.

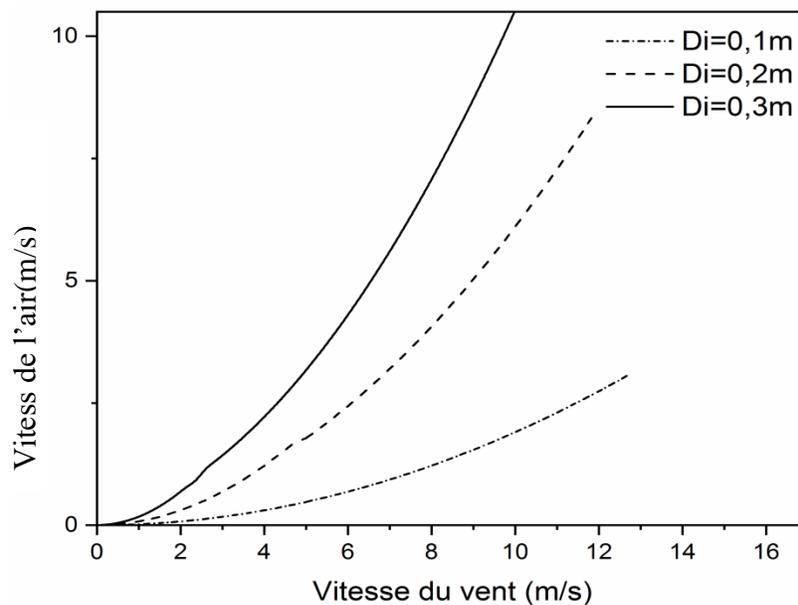


Fig.IV1. Vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur air sol en fonction de la vitesse du vent pour différents diamètres du tube.

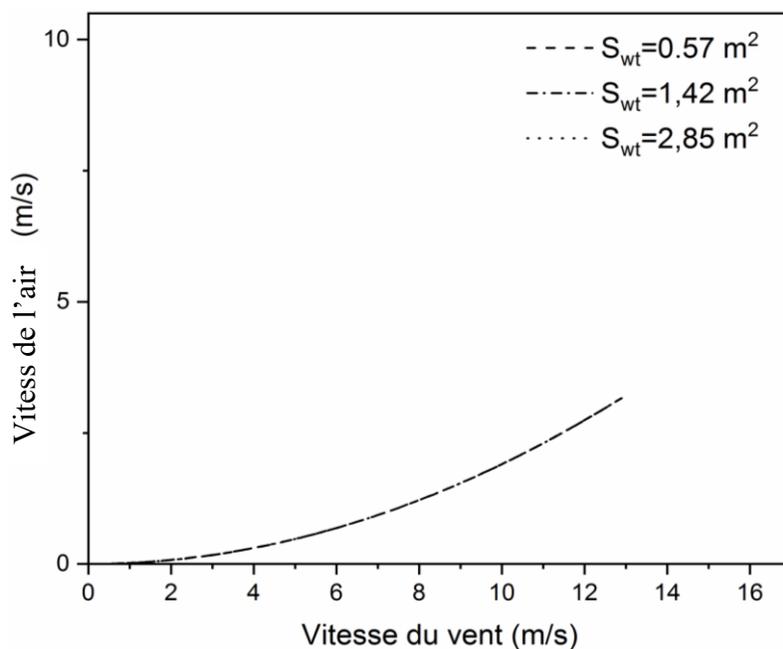


Fig.IV2. Vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échanger air sol en fonction de la vitesse du vent pour différentes surfaces de la tour.

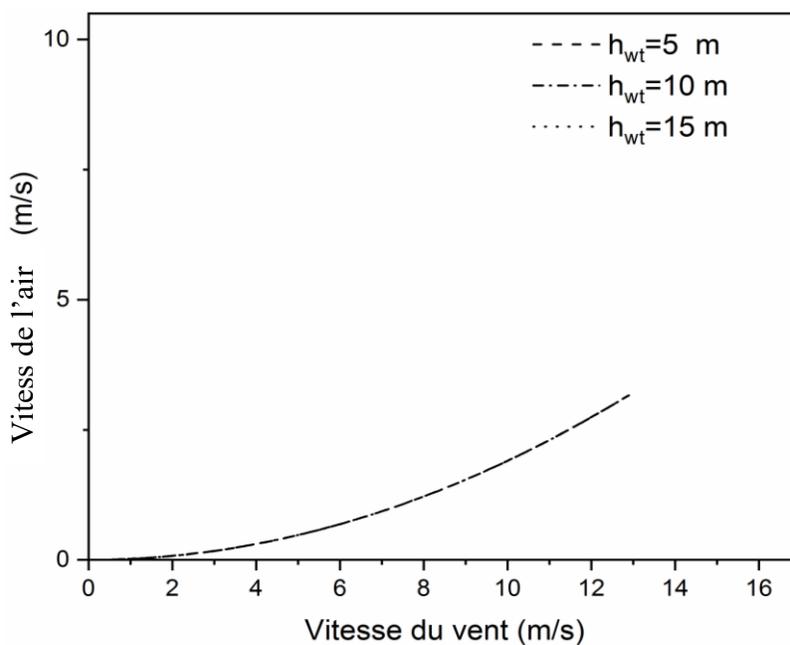


Fig.IV3. Vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échanger air sol en fonction de la vitesse du vent pour différentes hauteurs de la tour.

IV.2.2 Profondeur de pénétration de la chaleur dans le sol

Le tableau IV.1 résume les propriétés physiques du sol en tenant en compte trois différentes natures (sable humide, argile et Limon argilo-sableau)

Tableau. IV.1. Propriétés thermo-physiques des différentes natures du sol[12].

Nature du sol	Conductivité thermique λ_{sol} (W/m.K)	Chaleur spécifique C_p (J/kg.K)	Masse volumique ρ (kg/m ³)
Sable humide	0.5	1000	1750
Argile	1.25	880	1450
Limonargilo-sableau	1.5	1340	1800

Les figures IV.4, IV.5 et IV.6 illustrent la variation annuelle de la température en profondeur du sol avec une température constante à la surface du sol, cette condition de température a été choisie comme condition extrême durant toute l'année. Les profils de température s'abaissent en pénétrant d'avantage dans le sous-sol à cause de la fraîcheur contenue dans le sol pendant la durée estivale. En outre, trois valeurs différentes de conductivité thermique du sol sont prises en compte (0,5 W/m.°C, 1,25 W/m.°C et 4 W/m.°C) pour étudier la faisabilité d'exploitation des échangeurs air sol, ainsi que pour choisir la profondeur optimale d'enfouissement de l'échangeur à un cout financier réduit. On remarque que les températures du sol se stabilisent rapidement dans les faibles conductivités thermiques en raison de la résistance thermique du sol élevée qui oppose l'avancement de la chaleur dans le sol.

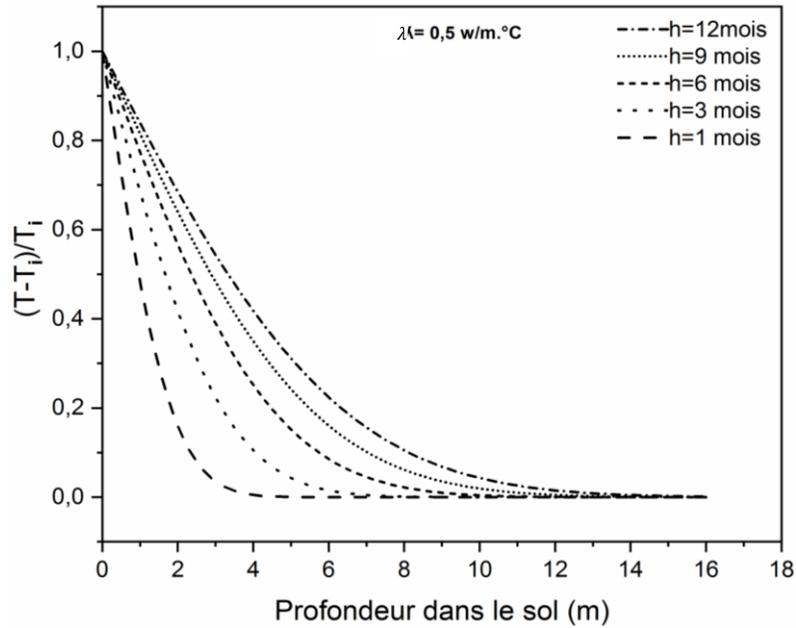


Fig.IV4.L'évolution de la température adimensionnelle en fonction de la profondeur dans le sol $\lambda=0.5 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

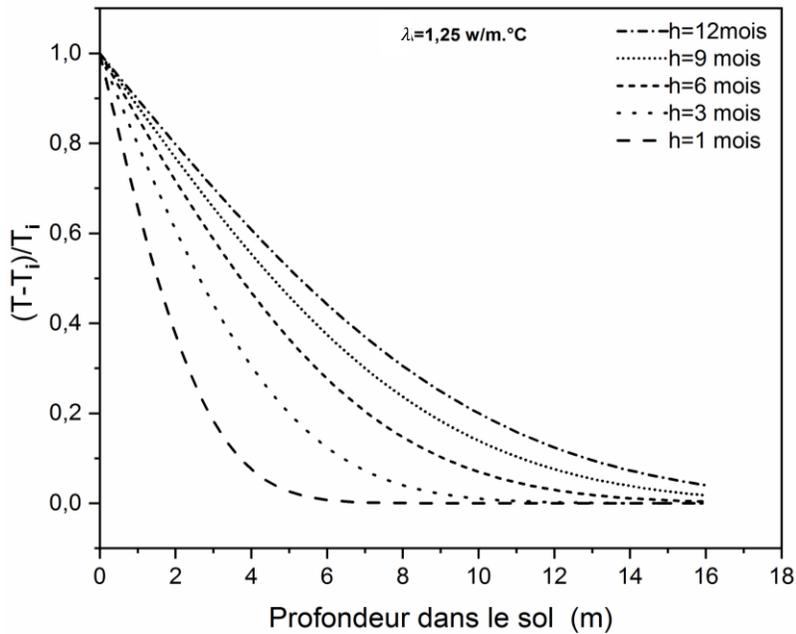


Fig. IV5.L'évolution de la température adimensionnelle en fonction de la profondeur dans le sol $\lambda=1.25 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

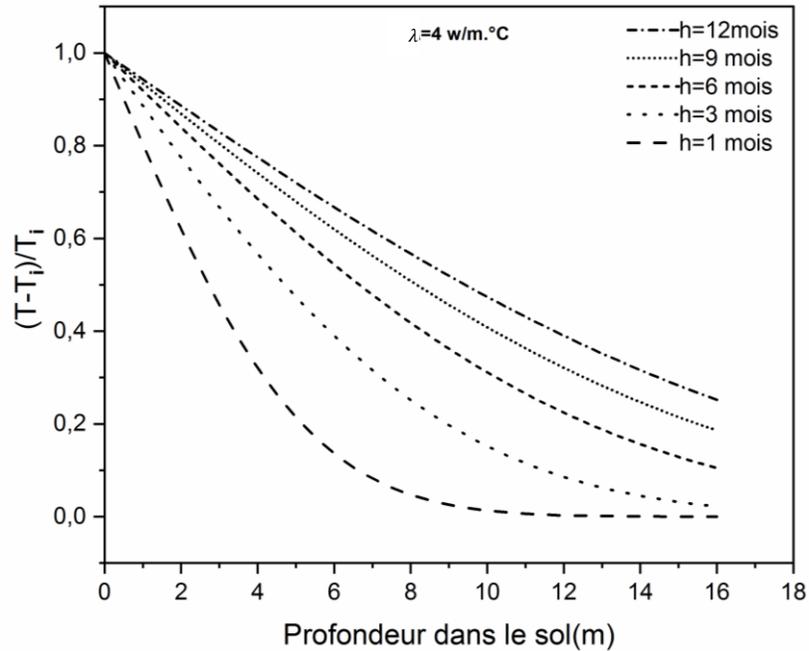


Fig. IV6.L'évolution de la température a dimensionnel en fonction de la profondeur dans le sol $\lambda=4 \text{ W/m.C}$

IV.3 Modèle thermique de l'échangeur air sol

IV.3.1 Validations de modelé développé avec la littérature

La fig.IV.7 montre une validation des résultats analytiques développés le long de l'échangeur avec ceux de l'expérimentation de Moumami et al [25]. Le tableau IV.2 illustre les principaux paramètres utilisés dans cette validation. On remarque une bonne correspondance entre les résultats analytique et les résultats expérimentaux, ce qui permet d'utiliser le modèle pour une analyse plus poussée.

Tableau. IV.2. Principaux paramètres utilisés pour la validation[34]

Paramètre	Valeur
Diamètre du tube	0,11 m
Longueur du tube	60 m
Conductivité thermique du sol	1,25 W/m.k
Vitesse d'écoulement de l'air	3 m/s
Conductivité thermique du tube	0,17 W/m.k

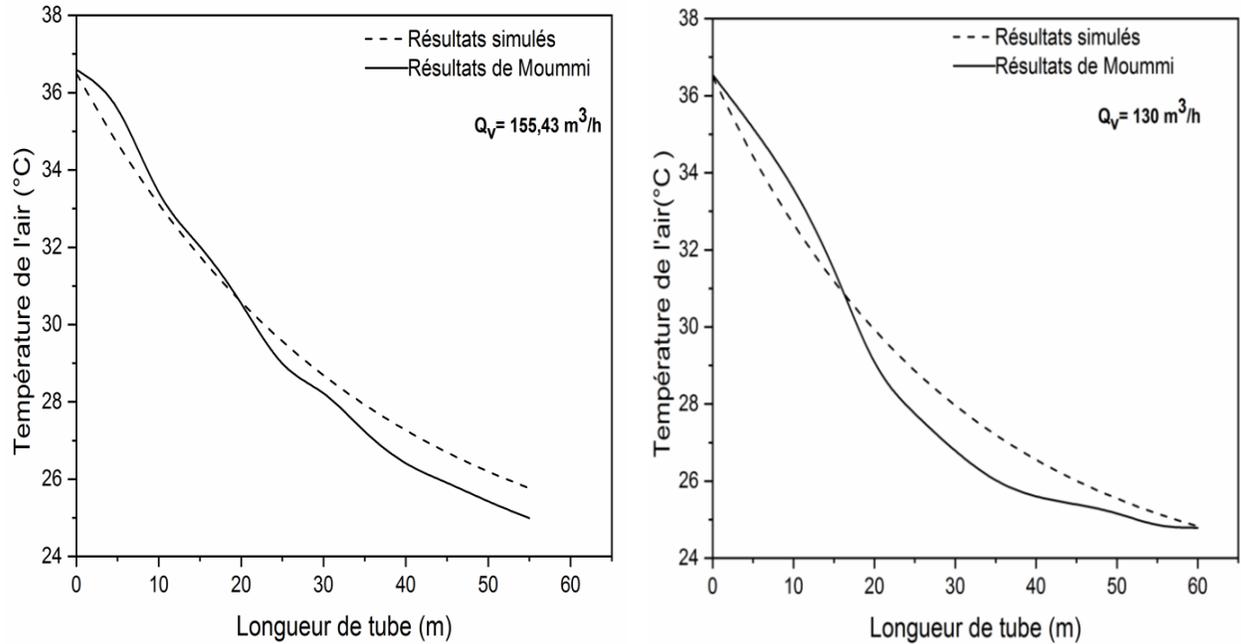


Fig.IV7. Validation des résultats simulés avec les résultats expérimentaux de Moummi et al[25]

IV.3.2 Etude paramétrique

Le tableau IV. 3 montre les caractéristiques utilisées dans cette étude. En prenant une température constante à l'entrée du tube comme condition initiale pour bien comprendre l'effet de différents paramètres thermo physiques et géométriques sur l'échange thermique entre l'air et le sol environnant.

Tableau. IV3. Caractéristiques utilisées dans l'étude paramétrique de l'échangeur air sol[12].

Systeme	Valeur
Température du sol	27°C
Température à l'entrée de l'échangeur	45 °C
Vitesse d'écoulement de l'air	3 m/s
Conductivité thermique du sol λ_{soil}	1,25W/(m.°C)
Masse volumique du sol ρ_{sol}	1450kg/m ³
Chaleur spécifique du sol C_p	880J/kg°C
Profondeur d'enfouissement de l'échangeur δ	3m
Longueur du tube L	60 m
Rayon intérieur du tube r_1	55mm
Epaisseur du tube	2,5mm
Conductivité thermique du tube λ	0,17W/(m.°C)
Chaleur spécifique de l'air $C_{p_{air}}$	1007 J/(Kg.°C)
Masse volumique de l'air ρ	1,2 kg/m ³

IV.3.3 Effet de la conductivité thermique du sol sur la température de l'air le long de l'échangeur

Les courbes de la figure IV.8 montrent les résultats de la variation de la température de l'air le long de l'échangeur air sol. Trois valeurs différentes de conductivité thermique du sol (1,25 W / m.k ; 1,5 W /m.k ; 1,75 W / m.k) ont été testées. Le tube a été immergé à une profondeur optimale en supposant que la température du sol même variante

Des augmentations de la température de l'air ont été observées à la sortie du tuyau de l'échangeur air sol à 3,3 ° C, 2,8 ° C et 2,5 ° C, en fonction de la température. La valeur de la conductivité thermique de (1,25 W / m.K, 1,5 W / m.K et 1,75 W / m.K,) respectivement. Les performances thermiques de l'échangeur air sol diminuent avec la détérioration des échanges thermiques d'air en raison de la faible conductivité thermique du sol. Il est donc préférable de Enterré dans un sol à conductivité thermique élevée.

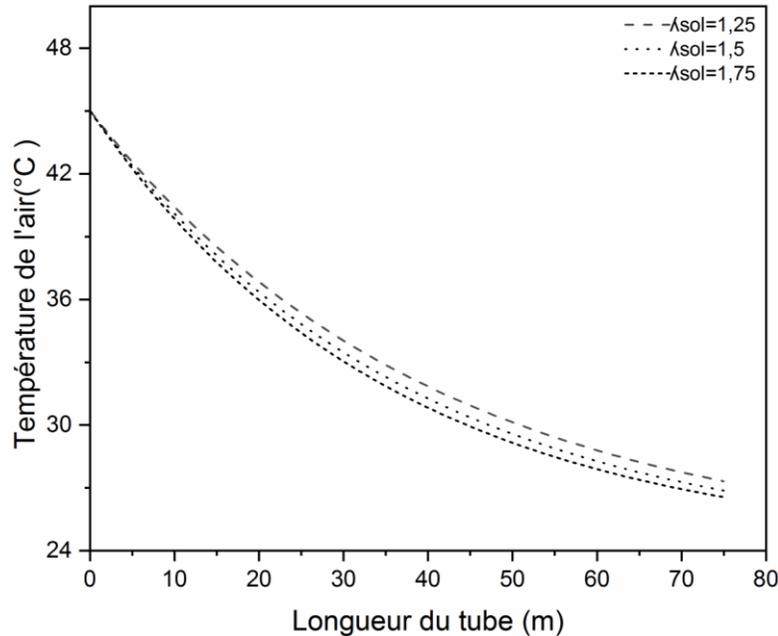


Fig.IV8. Evolution de la température de l'air en fonction de la longueur du tube pour la différence de conductivités du sol (λ_{sol}) autour du tube.

IV.3.4 Effet de La température initiale du sol sur la température de l'air le long de l'échangeur

La figure IV.9 présente les profils de la température de l'air le long du tube enterré moniteur. Ces profils correspondent au débit de soufflage de l'air constant dans le tube. Nous constatons que toute temps, la température de l'air à la sortie du tube enterré Diffèrent, En fonction de la température de la profondeur du sol, Nous notons que lorsque l'air dans le tube progresse, sa température baisse fortement ; La raison en est que l'échange de chaleur entre l'air et le sol augmente à un moment où la température du sol est basse, Cela correspond aux périodes d'intervalle nuit / matin car les nuits sont plus fraîches que le matin.

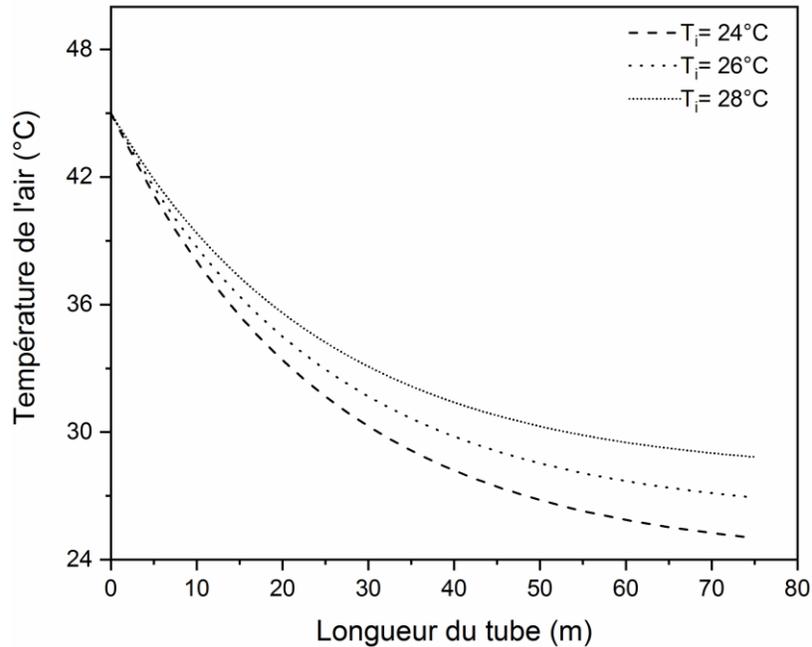


Fig.IV9. Evolution de la température du sol en fonction longueur du tube pour différence de la température interne initiale T_i du sol

IV.3.5 Effet de la vitesse d'écoulement de l'air sur température de l'air le long de l'échangeur

L'effet du débit d'air sur la température de l'air le long de l'échangeur thermique utilise trois vitesses d'écoulement de l'air IV10 (1 m/s, 4 et 5 m/s), comme le montre la figure IV10, l'évolution de la température de l'air le long de l'échangeur thermique avec des vitesses de flux différentes, faute de temps suffisant partager la chaleur avec le sol pendant 24 heures avec des différences de température de $3,32^\circ\text{C}$, $4,43^\circ\text{C}$ et $5,45^\circ\text{C}$ à la sortie de la section horizontale des vitesses d'air de 1 m/s, 4 m/s et 5 m/s respectivement. Il apparaît à la Fig. IV10 démontre bien l'effet de la vitesse d'écoulement de l'air sur les performances thermiques lorsque la section horizontale sort de faibles vitesses, il est clair que l'augmentation de la vitesse de l'air dégrade les performances thermiques de l'échangeur. Par conséquent, il n'est pas recommandé d'augmenter considérablement le débit d'air à l'intérieur du tube.

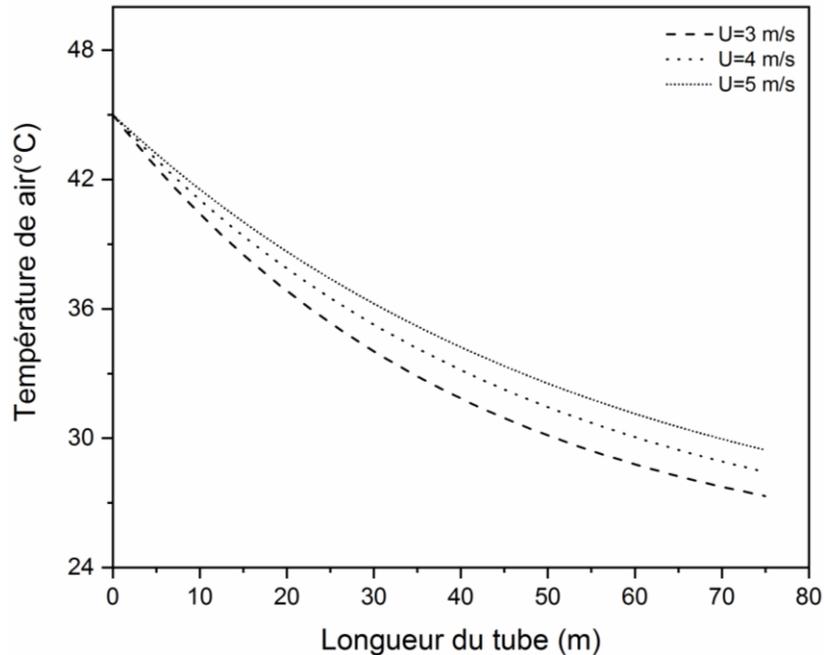


Fig.IV10. Evolution de la température de l'air en fonction de la longueur du tube pour une vitesse (U) de l'air différente à l'intérieur du tube.

IV.3.6 Effet du diamètre du tube sur la température de l'air le long de l'échangeur

Effet du rayon du tube sur la température de l'air le long de l'échangeur. Trois demi- rayons différents sont prélevés sur les tubes (0,02 m, 0,03 m et 0,05 m) (figure 11). Nous observons l'effet du rayon du tube sur la température de l'air aux heures de fonctionnement, Graduellement, lorsque le rayon du tube est réduit à 0,05 m à 0,02 m, la différence de fonctionnement du l'échangeur est illustrée à la Fig. IV11. Les performances thermiques varient en fonction du rayon du tube inférieur. Il est préférable de créer des tubes reliés au tube horizontal principal de petit diamètre pour améliorer les performances du système.

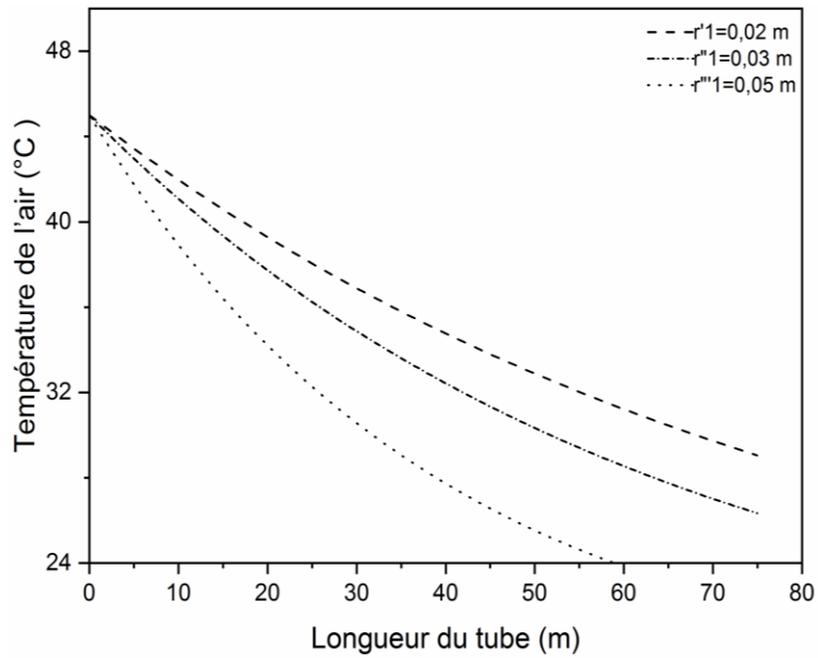


Fig.IV11. Evolution de la température de l'air en fonction la long de l'échangeur avec différente rayon interne (r_1) du tube.

Conclusion générale

Ce travail présente une contribution à l'étude d'un système passif de rafraîchissement de l'air par un échangeur air sol intégré avec une tour du vent, ce système ne nécessite aucune consommation en énergie électrique, il se fonctionne par le biais de différence de pressions entre l'entrée et la sortie de la tour, cette différence de pressions provoque un écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur qui est connecté avec la sortie de la tour. Cet écoulement permet à l'air de perdre sa chaleur vers le sol par convection.

L'échangeur air sol est un alternatif idéal aux dispositifs de refroidissement modernes pour atteindre aux conditions de confort thermique requises pendant la période estivale, où il est nécessaire d'améliorer l'efficacité des systèmes de refroidissement passif. L'objectif de cette étude est d'étudier les performances thermiques de l'échangeur air sol qui est connecté avec une tour du vent en analysant le comportement dynamique de l'air à l'intérieur de la tour et le modèle thermique donnant la différence de température de l'air à l'intérieur du tube.

A partir des résultats trouvés dans ce mémoire, on peut citer les taches suivantes :

- la tour du vent peut être considéré comme solution efficace pour le fonctionnement de l'échangeur air sol, notamment dans les zones isolées et non alimentées d'énergie électrique.
- Le sol sableux est le sol idéal pour enterrer l'échangeur thermique en raison de sa faible conductivité thermique, ceci permet de stabiliser rapidement les températures en profondeur du sol.
- La faible conductivité thermique et l'agrandissement de la vitesse d'écoulement de l'air affectent négativement la température de l'air à la sortie de l'échangeur

Références bibliographiques

1. KHERBACHE, F.Z., *Contribution à l'étude et dimensionnement d'une installation a base d'énergie géothermique pour la production d'énergie électrique.*
2. SEMMACHE, M., *Etude des transferts de chaleur dans un échangeur enterré air/sol*, Jun-2017, University of Biskra.
3. Bansal, V., et al., *Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for summer cooling.* Energy and Buildings, 2010. **42**(5): p. 645-648.
4. Cuny, M., et al., *Influence of coating soil types on the energy of earth-air heat exchanger.* Energy and Buildings, 2018. **158**: p. 1000-1012.
5. Karimi, A. and M. Afrand, *Numerical study on thermal performance of an air-cooled heat exchanger: effects of hybrid nanofluid, pipe arrangement and cross section.* Energy Conversion and Management, 2018. **164**: p. 615-628.
6. Habibi, M. and A. Hakkaki-Fard, *Evaluation and improvement of the thermal performance of different types of horizontal ground heat exchangers based on techno-economic analysis.* Energy Conversion and Management, 2018. **171**: p. 1177-1192.
7. Zarrella, A., G. Emmi, and M. De Carli, *Analysis of operating modes of a ground source heat pump with short helical heat exchangers.* Energy Conversion and Management, 2015. **97**: p. 351-361.
8. Menhoudj, S., et al., *Study of the energy performance of an earth–Air heat exchanger for refreshing buildings in Algeria.* Energy and Buildings, 2018. **158**: p. 1602-1612.
9. Benhammou, M., et al., *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 Conversion and Management, 2015. **91**: p. 1-11.
10. Wei, H., et al., *Coupling of earth-to-air heat exchangers and buoyancy for energy-efficient ventilation of buildings considering dynamic thermal behavior and cooling/heating capacity.* Energy, 2018. **147**: p. 587-602.

11. Ascione, F., L. Bellia, and F. Minichiello, *Earth-to-air heat exchangers for Italian climates*. Renewable Energy, 2011. **36**(8): p. 2177-2188.
12. BELLOUFI, Y., *Etude théorique et expérimentale de l'exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat*, 2017, Université Mohamed Khider-Biskra.
13. DAOUADJI, Y., *évaluation d'un système de rafraichissement passif dans les zones chaudes et arides par l'application d'un couplage puits canadien et cheminée solaire*, 2017, Université Mohamed Khider-Biskra.
14. SELLIER, D., *Ventilation naturelle et mécanique*, 2012, Les guides BIO-TECH.
15. Mak, C.M., *Application of computational fluid dynamics to the study of designed green features for sustainable buildings* 2010: InTech.
16. De Paepe, M. and A. Janssens, *Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers*. Energy and Buildings, 2003. **35**(4): p. 389-397.
17. Ho-Ming, Y., *Theory of baffled solar air heaters*. Energy, 1992. **17**(7): p. 697-702.
18. Wazed, M., Y. Nukman, and M. Islam, *Design and fabrication of a cost effective solar air heater for Bangladesh*. Applied energy, 2010. **87**(10): p. 3030-3036.
19. Karim, M.A. and M. Hawlader, *Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors*. Energy, 2006. **31**(4): p. 452-470.
20. Stabat, P. and D. Marchio, *Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour*. Applied energy, 2004. **78**(4): p. 433-451.
21. Kröger, D.G., *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*. Vol. 1. 2004: PennWell Books.
22. Self, S.J., B.V. Reddy, and M.A. Rosen, *Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options*. Applied energy, 2013. **101**: p. 341-348.
23. Al-Ajmi, F., D. Loveday, and V.I. Hanby, *The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate*. Building and Environment, 2006. **41**(3): p. 235-244.
24. Ozgener, O., L. Ozgener, and D.Y. Goswami, *Experimental prediction of total thermal resistance of a closed loop EAHE for greenhouse cooling*

- system*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011. **38**(6): p. 711-716.
25. Moumami, N., et al., *Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra*. Revue des Energies Renouvelables, 2010. **13**(3): p. 399-406.
 26. Aissaoui, F., et al., *Experimental and theoretical analysis on thermal performance of the flat plate solar air collector*. International Journal of Heat and Technology, 2016. **34**(2): p. 213-220.
 27. Tonui, J. and Y. Tripanagnostopoulos, *Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation*. Renewable Energy, 2007. **32**(4): p. 623-637.
 28. Badran, A.A., *Performance of cool towers under various climates in Jordan*. Energy and Buildings, 2003. **35**(10): p. 1031-1035.
 29. Karakatsanis, C., M.N. Bahadori, and B. Vickery, *Evaluation of pressure coefficients and estimation of air flow rates in buildings employing wind towers*. Solar Energy, 1986. **37**(5): p. 363-374.
 30. Handbook, A., *Fundamentals 2001*. ASHRAE, Atlanta, USA, 2001.
 31. Dagenet, M., *Les séchoirs solaires*. 1985.
 32. Barakat, S., et al., *Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system*. Energy Conversion and Management, 2016. **111**: p. 137-146.
 33. de Jesus Freire, A., et al., *Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning*. Applied Thermal Engineering, 2013. **51**(1-2): p. 1124-1134.
 34. Misra, R., et al., *Transient analysis based determination of derating factor for earth air tunnel heat exchanger in summer*. Energy and Buildings, 2013. **58**: p. 103-110.

Résumé

Nous présentons dans ce travail une étude sur l'une des techniques qui permettent d'exploiter deux sources d'énergies renouvelables (l'énergie du vent et l'énergie géothermique). Une tour du vent conçue pour mouvoir de l'air à l'intérieur de l'échangeur air sol par la différence de pression entre le sommet et le bas qui est connecté avec un système de refroidissement et de ventilation respectueux de l'environnement, appelé le puits canadien qui est bien connu sous le nom d'échangeur air sol. Le problème tient en compte la résolution de l'équation de la chaleur en régime transitoire dans le sol, ensuite une résolution analytique simplifiée en régime stationnaire est proposée en appliquant le principe de conservation de l'énergie. Un bon accord qualitatif et quantitatif a été remarqué à partir de la validation entre les résultats développés et les résultats expérimentaux de la littérature.

Mots clés : Energie du Vent. Energie Géothermique. Tour du Vent. Echangeur Air Sol. Refroidissement Passif.

Abstract

We present in this work a study on one of the techniques which allowing to exploit two renewable energies sources (wind and geothermal). A wind tower designed to move air inside the earth air heat exchanger by the difference in pressure between the top and the bottom which is connects with an environmentally respectful cooling and ventilation system, called the Canadian well which is well known as the air-ground exchanger. The problem takes into account the resolution of the transient heat equation in the soil, and then a simplified analytical resolution in steady state is proposed by applying the principle of energy conservation. A good qualitative and quantitative agreement was noticed from the validation between the developed results and the experimental results of the literature.

Keywords: Wind Energy, Geothermal Energy, Wind Tower, Earth Air Heat Exchanger, Passive Cooling.

ملخص

نقدم في هذا العمل دراسة عن إحدى التقنيات التي تسمح باستغلال مصدرين من مصادر الطاقة المتجددة (طاقة الرياح والطاقة الحرارية الأرضية). برج الرياح مصمم لنقل الهواء داخل مبادل الهواء الأرضي من خلال فرق الضغط بين الجزء العلوي والجزء السفلي المتصل بنظام تبريد وتهوية صديق للبيئة و الذي يسمى البئر الكندي المعروف باسم المبادل الجوي الأرضي. تأخذ المشكلة في الاعتبار حل معادلة الحرارة العابرة في التربة، ثم يتم اقتراح حل تحليلي مبسط في النظام الثابت من خلال تطبيق مبدأ الحفاظ على الطاقة. وقد لوحظ وجود توافق جيد في نوعية وكمية الملاحظة بين النتائج المتقدمة والنتائج التجريبية للأدب.

كلمات مفتاحية : طاقة الرياح، الطاقة الحرارية الأرضية ، برج الرياح ، مبادل حراري هواء تربة، التبريد السلبي