

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



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

Thèse présentée en vue de l'obtention  
Du diplôme de  
**Doctorat LMD en Génie Mécanique**

**Spécialité (Option) : Génie Énergétique**

**Intitulé**

**Contribution à l'étude du confort thermo-aéraulique  
par différents Typologies de constructions**

Présentée par :

**Mohamed Elghazali BENHAMZA**

Soutenue publiquement le : 02/07/2018

**Devant le jury composé de :**

Dr. Abdelhafid MOUMMI  
Dr. Abdelhafid BRIMA  
Dr. Houcine BENMOUSSA  
Dr. Nourredine BELGHAR

Professeur  
Professeur  
Professeur  
Maitre de conférences A

Président  
Rapporteur  
Examineur  
Examineur

Université de Biskra  
Université de Biskra  
Université de Batna  
Université de Biskra

# *Dédicaces*

Je dédie ce travail à :

**Ma mère et mon père ;**

**Mes frères et mes sœurs;**

**Ma famille;**

**Mes amis.**

## REMERCIEMENTS

Un grand merci au bon dieu de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir, pour m'avoir donné la santé pour accomplir ce travail.

Je tiens à remercier vivement mon directeur de thèse monsieur **Abdelhafid BRIMA**, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir confié ce travail, et monsieur **Saddok HOUDA**, enseignant au département d'architecture à l'Université de Biskra pour son suivi, son assistance et ses précieux conseils le long de la réalisation de ce travail. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité.

Je tiens très sincèrement à remercier monsieur **Abdelhafid MOUMMI**, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse, je remercie également messieurs **Houcine BENMOUSSA**, Professeur à l'Université de Batna, **Noureddine BELGHAR**, Docteur à l'Université de Biskra d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Je remercie profondément monsieur **Lazher SERIR**, Docteur à l'université de Batna pour son aide et ses conseils concernant l'utilisation du logiciel TRNSYS. Je tiens à exprimer ma gratitude à messieurs les professeurs **Noureddine MOUMMI**, et **Adel BENCHABANE**, **Noureddine ZEMMOURI** de l'Université de Biskra pour leurs encouragements.

Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à tous les enseignants du département de Génie mécanique de l'Université de Biskra, et tous les membres du laboratoire LGM.

Enfin, mes remerciements vont aussi à tous mes collègues de la formation master. Je remercie également tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin, afin de réaliser ce travail de recherche.

## Table des matières

1. Dédicaces.	I
2. Remerciements.	II
3. Table des matières.	III
4. Liste des figures.	VI
5. Liste des tableaux.	X
6. Nomenclature.	XI
7. Résumé.	XIII
8. ملخص	XIV
9. Abstract.	XV

## Introduction générale

1. Contexte de l'étude.	01
2. Problématique.	01
3. Approches envisagées.	02
4. Structure de la thèse.	03

## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

1. Introduction.	05
2. État de l'art sur les technologies de construction et du confort utilisés dans les bâtiments.	05
2.1. L'enveloppe du bâtiment.	06
2.2. Ventilation.	06
2.2.1. Double-flux.	07
2.2.2. Puits canadien (L'échangeur air-sol).	07
2.3. Production de chaleur grâce aux énergies renouvelables.	08
2.3.1. Chaudière à condensation.	08
2.3.2. Pompe à chaleur (PAC).	09
2.4. Énergie solaires.	09
2.4.1. Plancher solaire direct (PSD).	10
2.4.2. Système solaire combiné.	10
2.5. Production d'énergie électrique.	11
2.5.1. Panneaux Solaire photovoltaïque.	11
2.5.2. L'énergie éolienne.	11
2.5.3. La méthanisation.	11
2.6. Le stockage de la chaleur.	11
3. État de l'art sur les modèles d'échangeurs air-sol.	12
3.1. Types d'échangeurs de chaleur.	12
3.1.1. Échangeurs horizontaux.	12
3.1.2. Échangeurs verticaux.	12
3.2. Les systèmes d'échangeurs de chaleur enterrés.	13
3.2.1. Systèmes ouverts.	14
3.2.2. Systèmes fermés.	14
3.3. Les paramètres influant sur l'efficacité d'EAHE.	15
3.3.1. Le débit d'air total.	15
3.3.2. Le tube.	15
3.3.3. La vitesse d'écoulement de l'air dans les tubes.	16
3.3.4. La profondeur d'enterrement.	16

3.3.5. Le bâtiment.	16
3.3.6. La nature du sol.	16
3.3.7. Les matériaux des conduites.	17
3.3.8. La localisation géographique.	17
3.3.9. Les saisons.	17
3.3.10. La vapeur d'eau.	17
3.4. Travaux antérieurs sur les échangeurs air-sol.	19
3.5. Quelques travaux réalisés par la simulation CFD.	23
3.6. Modèles d'utilisation des échangeurs air/sol (système de couplage).	24
4. Conclusion.	33

## **Chapitre II: Étude Expérimentale.**

1. Introduction.	35
2. Description de l'installation expérimentale.	35
3. Acquisition et traitement.	38
4. Expériences réalisées.	40
5. Conclusion.	43

## **Chapitre III: Formulation Mathématique et Résolution du Problème**

1. Introduction.	44
2. Équations générales de l'outil CFD (Équations gouvernantes des problèmes étudiés).	44
3. Modèles de turbulence.	45
3.1. Modèles $k - \varepsilon$ Standard.	46
3.2. Modèle RNG $k-\varepsilon$ .	48
3.3. Modèle $k-\varepsilon$ Réalisable.	49
3.4. Modèle $k-\omega$	50
4. Méthodes de résolution des équations régissant.	51
4.1. Méthodes des différences finies.	51
4.2. Méthodes des éléments finis.	51
4.3. Méthodes des volumes finis.	51
5. Simulation numérique sous FLUENT.	52
5.1. Maillage.	52
5.2. Différents types de Maillages.	53
5.3. Conditions aux limites.	54
5.4. Solveur Fluent.	54
6. Procédure de résolution numérique du problème étudié.	54
6.1. Schéma de discrétisation.	55
6.2. La géométrie du calcul et le maillage.	55
6.2.1. Définir la géométrie étudiée.	56
6.2.2. Choix du maillage.	58
6.3. Solveur Fluent 6.3.	60
6.3.1. Importation de la géométrie (*.msh).	61

6.3.2. Traitement numérique.	61
6.3.3. Choix du model de résolution	63
6.3.4. Les iso-surfaces.	66
7. Validation du modèle de simulation.	67
8. Conclusion.	71

## **Chapitre IV: Simulation Numérique sous TRNSYS**

1. Introduction.	72
2. Présentation de l'environnement TRNSYS.	72
2.1. Bibliothèque de composants.	73
3. Création d'un nouveau composant (Type) sous TRNSYS.	74
3.1. Création du proforma du composant.	74
3.2. Création du fichier DLL du composant.	76
3.2.1. Modèle de l'échangeur de chaleur air-sol.	76
4. Création d'un nouveau projet sous TRNSYS.	81
5. Validation du model d'échangeur de chaleur air/sol.	86
6. Conclusion.	88

## **Chapitre V: Couplage Echangeur air-sol-Climatiseur Conventionnel. Application au bâtiment.**

1. Introduction.	89
2. Description du modèle de simulation.	89
3. Modèle de climatiseur.	90
4. Application du modèle de climatisation avec différentes typologies de construction des bâtiments.	91
4.1. Model de bâtiment d'une zone.	91
4.1.1. Couplage des modèles de climatisation.	93
4.1.2. Création du projet sous TRNSYS.	93
4.1.3. Approche de modélisation.	93
4.1.4. Les composants (Types) utilisés.	94
4.1.5. Création d'un projet.	95
4.1.6. Raccordement du système.	96
4.1.7. Résultats et discussion.	96
4.2. Model de bâtiment multizone.	103
4.2.1. Simulation sous TRNSYS (Type 56).	104
4.2.2. Définition des zones.	105
4.2.3. Définition du bâtiment dans TRNBuild.	106
4.2.4. Couplage de modèle de climatisation.	108
5. Conclusion.	113
Conclusion générale	115

# Liste des figures

## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol.

<b>Figure I.1.</b>	Exemple d'une installation de ventilation double flux. [1]	07
<b>Figure I.2.</b>	Coupe longitudinale sur l'installation d'un puits canadien.	08
<b>Figure I.3.</b>	Pompe à chaleur géothermique (captage sur sol, eau ou air).	09
<b>Figure I.4.</b>	Types de systèmes solaires direct et combiné.	10
<b>Figure I.5.</b>	Échangeurs de chaleur enterrés de type horizontal [5].	12
<b>Figure I.6.</b>	Schématique du concept de l'échangeur de chaleur. [7]	13
<b>Figure I.7.</b>	Conceptions communes d'échangeurs de chaleur du sol verticaux. [6]	13
<b>Figure I.8.</b>	Schéma de la boucle ouverte EAHE (tunnel souterrain d'air). [8]	14
<b>Figure I.9.</b>	Schéma de la boucle fermée EAHE (tunnel souterrain d'air). [8]	15
<b>Figure I.10.</b>	Évacuation des condensats sous-sol. [95]	18
<b>Figure I.11.</b>	Évacuation des condensats par un regard de visite. [95]	19
<b>Figure I.12.</b>	Comparaison des besoins de chauffage avec/sans puits Canadien [28]	22
<b>Figure I.13.</b>	Schéma de principe du système de ventilation intégré. [37]	24
<b>Figure I.14.</b>	Vue schématique du système échangeur air/sol couplé avec pompe à chaleur. [38]	25
<b>Figure I.15.</b>	Installation expérimentale de système de refroidissement intégré d'EATHE-Évaporatoire. [41]	26
<b>Figure I.16.</b>	Système de refroidissement intégré GHE vertical-Évaporatoire. [42]	26
<b>Figure I.17.</b>	Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. [43]	27
<b>Figure I.18.</b>	Schéma du SAGSHPGHS. [44]	28
<b>Figure I.19.</b>	Schéma de l'installation expérimentale d'un EAHE assisté par panneau photovoltaïque. [46]	29
<b>Figure I.20.</b>	Schéma d'un appareil expérimental. [47]	30
<b>Figure I.21.</b>	Schéma d'un climatiseur intégré avec le PCM BED. [48]	30
<b>Figure I.22.</b>	Dispositif d'un climatiseur assisté par un système solaire. [49].	31
<b>Figure I.23.</b>	Prototype de la WACS. [50].	32
<b>Figure I.24.</b>	Disposition schématique de l'emplacement expérimental, et positions de la température au sol (mesure, et d'arrangement de l'unité de condensation). [51]	33

## Chapitre II : Étude expérimentale.

<b>Figure II.1.</b>	Emplacement détaillé des sondes de l'air.	36
<b>Figure II.2.</b>	Emplacement des sondes tout au long de l'échangeur de chaleur.	36
<b>Figure II.3.</b>	Image de l'échangeur de chaleur horizontal à différentes profondeurs.	37
<b>Figure II.4.</b>	Emplacement détaillé des sondes de l'air à l'intérieur de la gaine.	37
<b>Figure II.5.</b>	Echangeurs air/sol après leur l'installation.	38
<b>Figure II.6.</b>	Centrale d'acquisition.	39

<b>Figure II.7.</b>	Logiciel d'acquisition.	39
<b>Figure II.8.</b>	Variation de la température du sol par rapport à l'air ambiant (Avril - aout 2013).	40
<b>Figure II.9.</b>	Mesure de la température de l'air sur la longueur de l'échangeur.	41
<b>Figure II.10.</b>	Variation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur.	42
<b>Figure II.11.</b>	Comparaison entre la température d'entrée et celle de sortie de l'échangeur.	43

### **Chapitre III : Formulation mathématique et résolution du problème.**

<b>Figure III.1.</b>	Structure de base du code "FLUENT"	52
<b>Figure III.2.</b>	Vue globale de Gambit.	53
<b>Figure III.3.</b>	Menu principale de Gambit.	53
<b>Figure III.4.</b>	Différents types des mailles	53
<b>Figure III.5.</b>	Types de maillage utilisés par "FLUENT ". [58]	54
<b>Figure III.6.</b>	Volume de contrôle pour la résolution en volumes finis [62]	55
<b>Figure III.7.</b>	Schéma du système d'échangeur de chaleur air/sol	56
<b>Figure III.8.</b>	Tube schématisé sous Gambit.	57
<b>Figure III.9.</b>	Géométrie de l'échangeur sous Gambit.	57
<b>Figure III.10.</b>	Géométrie symétrique de l'échangeur sous Gambit.	58
<b>Figure III.11.</b>	Traitement près des parois dans le mailleur " Gambit "	59
<b>Figure III.12.</b>	Différents types de maillage utilisés pour la simulation.	59
<b>Figure III.13.</b>	Contrôle du maillage.	60
<b>Figure III.14.</b>	Profil de température du sol pour différentes profondeurs.	63
<b>Figure III.15.</b>	Choix du modèle de turbulence.	64
<b>Figure III.16.</b>	Choix du solveur sous Fluent.	64
<b>Figure III.17.</b>	Choix de la solution.	65
<b>Figure III.18.</b>	Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE. [58]	66
<b>Figure III.19.</b>	Iso-surfaces	66
<b>Figure III.20.</b>	Variation de la température de l'air pour différents types de maillages.	67
<b>Figure III.21.</b>	Distribution de la température de l'air le long de la longueur des tubes.	68
<b>Figure III.22.</b>	Distribution de la température sur les parois des tubes.	68
<b>Figure III.23.</b>	Validation des résultats CFD avec des résultats expérimentaux.	69
<b>Figure III.24.</b>	Comparaison des résultats obtenus (par l'utilisation de l'UDF) avec ceux expérimentaux.	70

### **Chapitre IV : Simulation numérique sous TRNSYS.**

<b>Figure IV.1.</b>	Bibliothèque des composants de TRNSYS.	73
<b>Figure IV.2.</b>	Fenêtre pour la création d'un nouveau composant sous TRNSYS.	74



<b>Figure IV.3.</b>	Création du proforma pour le nouveau composant.	75
<b>Figure IV.4.</b>	Fenêtre pour identifier les variables de nouveaux composants (Entrées, sorties et paramètres).	75
<b>Figure IV.5.</b>	Squelette du nouveau composant sous Fortran.	76
<b>Figure IV.6.</b>	Model du maillage d'EAHE (Section longitudinale et transversale).	77
<b>Figure IV.7.</b>	Organigramme du programme de maillage sous Matlab.	80
<b>Figure IV.8.</b>	Maillage pour la section transversale.	81
<b>Figure IV.9.</b>	Importation de fichier de maillage fourni par Matlab.	81
<b>Figure IV.10.</b>	Fenêtre pour la création d'un nouveau projet.	82
<b>Figure IV.11.</b>	Création d'un nouveau composant.	83
<b>Figure IV.12.</b>	Importation de fichier météorologique du Site de Biskra.	83
<b>Figure IV.13.</b>	Connexions entre les composants.	84
<b>Figure IV.14.</b>	Connexion avec le traceur des lignes Type 65.	85
<b>Figure IV.15.</b>	Projet de simulation d'un échangeur EAHE sous TRNSYS.	85
<b>Figure IV.16.</b>	Validation des résultats numériques avec les résultats expérimentaux.	86
<b>Figure IV.17.</b>	Variation de la température de l'air pour une année (établie par TRNSYS).	87
<b>Figure IV.18.</b>	Variation de la température de l'air de sortie pour différents débits d'air.	87

## **Chapitre V: Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.**

<b>Figure V.1.</b>	Prototype de couplage d'EAHE avec un condenseur d'un climatiseur.	90
<b>Figure V.2.</b>	Bilan thermique d'un nœud de température d'air.	92
<b>Figure V.3.</b>	Système de couplage sous TRNSYS.	94
<b>Figure V.4.</b>	Coefficient de déperdition du bâtiment.	95
<b>Figure V.5.</b>	Connexion entre deux composantes.	95
<b>Figure V.6.</b>	Évaluation de la temperature intérieure du bâtiment de 40 m <sup>3</sup> climatisé par EAHE.	97
<b>Figure V.7.</b>	Évaluation de la temperature intérieure du bâtiment de 120 m <sup>3</sup> climatisé par EAHE.	97
<b>Figure V.8.</b>	a- Utilisation d'un climatiseur sans EAHE, b- Utilisation d'un climatiseur assisté par EAHE	98
<b>Figure V.9.</b>	Variation d'énergie consommée par le climatiseur.	99
<b>Figure V.10.</b>	Variation d'énergie consommée.	100
<b>Figure V.11.</b>	Variation du coefficient de performance (COP).	100
<b>Figure V.12.</b>	Variation de l'efficacité énergétique (EER).	101
<b>Figure V.13.</b>	Effet de la variation du dédit d'air.	102
<b>Figure V.14.</b>	Effet de la longueur et la matière de la conduite.	102
<b>Figure V.15.</b>	Effet de la variation du diamètre et de la longueur du tube.	103
<b>Figure V.16.</b>	Effet de la variation de la profondeur du tube.	103
<b>Figure V.17.</b>	Bilan thermique d'un nœud de température d'air.	104

<b>Figure V.18.</b>	Fenêtre pour la création d'un nouveau projet multizone sous TRNSYS.	105
<b>Figure V.19.</b>	Interface de création des zones du bâtiment avec les dimensions.	105
<b>Figure V.20.</b>	Modélisation sous TRNSYS du bâtiment étudié.	106
<b>Figure V.21.</b>	Composition des parois du bâtiment et des ouvrants.	108
<b>Figure V.22.</b>	Système de couplage sous TRNSYS.	108
<b>Figure V.23.</b>	Évaluation de la température à l'intérieur des zones sans climatisation.	109
<b>Figure V.24.</b>	Évaluation de température à l'intérieur des zones avec EAHE.	109
<b>Figure V.25.</b>	Évaluation de temperature à l'intérieur de différentes zones avec EAHE-climatiseur.	110
<b>Figure V.26.</b>	Variation d'énergie consommée par un bâtiment de coefficient $U > 0.24$ .	110
<b>Figure V.27.</b>	Variation d'énergie consommée par un bâtiment de coefficient $U < 0.24$ .	113

# Liste des tableaux

## Chapitre III : Formulation mathématique et résolution du problème.

<b>Tableau III.1.</b>	Valeurs des constantes empiriques du modèle k- $\epsilon$ .	48
<b>Tableau III.2.</b>	Valeurs des constantes empiriques du modèle RNG k- $\epsilon$ .	49
<b>Tableau III.3.</b>	Propriétés physiques [27]	62
<b>Tableau III.4.</b>	Paramètres d'entrée pour la validation comparative. [26]	63
<b>Tableau III.5.</b>	Validation du modèle de simulation (Température de l'air ambiant: 37°C, T <sub>sol</sub> : 24°C).	67
<b>Tableau III.6.</b>	Comparaison entre les résultats simulés et les résultats obtenus par l'UDF.	71

## Chapitre V: Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

<b>Tableau V.1.</b>	Différents composants du mur extérieur.	107
<b>Tableau V.2.</b>	Différents composants du toit.	107
<b>Tableau V.3.</b>	Différents composants du plancher (sol).	107
<b>Tableau V.4.</b>	Matériaux constituant le mur extérieur.	112
<b>Tableau V.5.</b>	Matériaux constituant le toit.	112
<b>Tableau V.6.</b>	Matériaux constituant le plancher (sol).	112
<b>Tableau V.7.</b>	Comparaison entre les systèmes de climatisation avec et sans EHAE.	114

## Nomenclature

<u>Symboles</u>	<u>Définition</u>	<u>Unité</u>
$C_{p\ sol}$	Capacité de chaleur spécifique du sol	(J/kg. °C)
$C_{p\ a}$	Capacité de chaleur spécifique de l'air	(J/kg. °C)
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{\mu}$	Constantes de turbulence (modèle k- $\varepsilon$ )	
$C_{lat}$	Chaleur latente de l'eau	(J/kg)
$C_{air}$	Chaleur spécifique de l'air	(J/K.kg)
$D$	Diamètre	(m)
$Dl$	Largeur du nœud	(m)
$E_{p\ tub}$	Épaisseur du tube	(m)
$G_b$	Génération de l'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité	
$G_k$	Terme génération de l'énergie cinétique de turbulence due aux gradients moyens de vitesse	
$H$	Humidité relative	(%)
$h_c$	Coefficient d'échange convectif air/tube	(W/K.m <sup>2</sup> )
$M_{air}$	Masse molaire de l'air	(kg/mole)
$M_{eau}$	Masse molaire de l'eau	(kg/mole)
$m_{lat}$	Condensation/évaporation	(kg/s)
$m$	Débit massique	(kg/s)
$P$	Pression	(Pascal)
$P_{air}$	Pression de l'air	(Pascal)
$P_{sat}$	Pression de saturation de l'eau	(Pascal)
$Q_{air,tub}$	Échange de chaleur sensible air/tube	(W)
$Q_{sol,tub}$	Échange de chaleur sensible sol/tube	(W)
$Q_{lat}$	Échange de chaleur latente air/tube	(W)
$R$	Résistance thermique	(m <sup>2</sup> K/W)
$S$	Surface	(m <sup>2</sup> )
$T$	Température de l'air	(°C)
$U$	Coefficient de déperdition thermique	W/(m <sup>2</sup> .°C)
$u$	Vitesse suivant l'axe x	(m/s)
$v$	Vitesse suivants l'axe y	(m/s)
$V_{air}$	Vitesse de l'air	(m/s)
$w$	Vitessesuivants l'axe z	(m/s)
$W_{air}$	Contenu en humidité du flux d'air	(kg eau/kg air)
$W_{tub}$	Contenu en humidité de la couche saturée	(kg eau/kg air)
$Y_m$	Contribution de la dilatation de fluctuation dans la turbulence compressible au taux global de dissipation	
$Z$	Profondeur des conduites	(m)
<u>Symboles grecs</u>	<u>Définition</u>	<u>Unité</u>
$\mu_t$	Viscosité turbulente	m <sup>2</sup> /s
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Masse volumique de l'air	(kg / m <sup>3</sup> )
$\mu$	Viscosité dynamique de l'air	(kg/ms)
$\varepsilon$	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	(m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )

$k$	Énergie cinétique turbulente	$(m^2/s^2)$
$\gamma$	Viscosité cinématique de l'air	$(m^2/s)$
$\alpha$	Diffusivité thermique moyenne	$(m^2/s)$
$\omega$	La fréquence de la vague annuelle de la température	
$\lambda_{sol}$	Conductivité thermique du sol	$(W/m.^{\circ}C)$
$\lambda_{Tub}$	Conductivité thermique du tube	$(W/m.^{\circ}C)$
$\beta$	Coefficient de la dilatation thermique	
$\sigma_k, \sigma_{\epsilon}$	Nombres de Prandtl turbulent associés à $k$ et $\epsilon$ respectivement	
$\phi_{air}$	Flux d'air dans le tube.	$m^3/s$

### **Indices**

EAHE	Échangeur de chaleur enterré Air-Sol.
PAC	Pompe à chaleur
PCM	Matériau de changement de phase.
COP	Coefficient de performance.
EER	Coefficient d'efficacité énergétique.
DLL	Librairie à liaison dynamique.
UDF	Fonction définie par l'utilisateur
amb	ambient
c	condenseur
evp	évaporateur
out	output
int	input
a	air
in	intérieur

### **Définition**

### **Nombres adimensionnels**

$P_{rt}$	Nombre turbulent de Prandtl pour l'énergie
Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl

## Résumé

Dans ce travail de thèse, des études numériques **CFD** et expérimentales sont effectuées pour étudier le comportement d'un échangeur de chaleur air/sol et son efficacité, dont le but d'examiner la faisabilité de connecter cet échangeur avec un bâtiment afin de réduire sa consommation en énergie électrique. Dans les périodes les plus chaudes, l'efficacité de cet échangeur est diminuée et n'atteint pas la température du confort ; qui nous oblige d'utiliser les climatiseurs conventionnels. Les problèmes qui se posent avec l'utilisation des climatisations résidentielles c'est que, sous les températures très élevées en été au sud de l'Algérie et qui peuvent des fois dépasser les 50 °C, ce qui rend l'échange thermique entre le climatiseur et le milieu extérieur est très difficile, provoque le problème de confort thermique à l'intérieur du bâtiment mais aussi un surcoût de consommation d'énergie. La solution proposée dans ce travail est de coupler notre échangeur de chaleur air/sol avec le condenseur du climatiseur pour améliorer l'efficacité de ce dernier et réduire sa consommation d'énergie. Le modèle de l'échangeur appelé modèle de **Hollmuller** est pris en compte dans la formulation mathématique du problème sous l'environnement **TRNSYS**. Les résultats trouvés montrent une nette réduction de l'énergie consommée de 0,14 KWh et 21%, ce qui représente une économie de 100 DA en 72 heures ou 12403.8 DA/an. D'autre part la typologie de construction des bâtiments rend notre modèle plus efficace lorsqu'on respecte les normes de construction avec une bonne isolation, avec des valeurs de déperditions thermiques U entre 0.15 et 0.24 W/m<sup>2</sup>K.

**Mots clés :** échangeur de chaleur air/sol, climatiseur, confort thermique des bâtiments, CFD, simulation sous TRNSYS, FLUENT.

## ملخص

في هذه الاطروحة تم إجراء دراسات عددية وتجريبية لدراسة سلوك مبادل حراري للهواء / التربة و كفاءته والغرض منه هو التأكد من جدوى ربط هذا المبادل بمبنى لتقليل استهلاكه للطاقة الكهربائية. في فترات الحرارة العالية، تقل كفاءة هذا المبادل ولا توفر درجة حرارة الراحة الذي يجبرنا على استخدام مكيفات الهواء التقليدية. المشاكل التي تنشأ من استخدام هذه المكيفات السكنية هي أنه في ظل درجات الحرارة العالية جدا في الصيف في جنوب الجزائر والتي يمكن أن تتجاوز أحيانا 50 درجة مئوية، يجعل التبادل الحراري بين مكيف الهواء والبيئة الخارجية صعبا جدا، ويسبب مشكلة الراحة الحرارية داخل المبنى وتكلفة استهلاك الطاقة. الحل المقترح في هذا العمل هو ربط المبادل الحراري هواء/ أرض مع مكثف من أجهزة تكييف الهواء لتحسين فعالية هذه الأخيرة وتقليل استهلاكها للطاقة. يؤخذ نموذج مبادل حراري **Hollmuller** في عين الاعتبار في الصيغة الرياضية للمشكلة تحت برنامج **TRNSYS**. وأظهرت النتائج انخفاض ملحوظ في استهلاك الطاقة بنحو 0.14 كيلو واط و 21٪ على تكلفته في الجزائر 100 دج في 72 ساعة أو 12403.8 دينار في السنة. من ناحية أخرى، فإن طرق انجاز المباني يجعل نموذجنا أكثر كفاءة عند احترام معايير البناء مع عزل جيد وكذا قيم الضياع الحراري U تتراوح بين 0.15 و 0.24 W/m<sup>2</sup>K.

**كلمات مفتاحية:** مبادل حراري للهواء / التربة، مكيف الهواء، الراحة الحرارية داخل المباني، محاكاة عددية تحت

.TRNSY, FLUENT

## Abstract

In this thesis work, numerical CFD and experimental studies are carried out to study the behavior of an air / soil heat exchanger and its efficiency, the purpose is to study the feasibility of connecting this exchanger with a building to reduce its consumption electric energy. In the hottest periods, the efficiency of this exchanger is reduced and does not reach the temperature of comfort; which forces us to use conventional air conditioners. The problems that arise with the use of residential air conditioning are that under the very high temperatures in summer in the south of Algeria and that can sometimes exceed 50 ° C. What makes the heat exchange between the air conditioner and the outside environment very difficult causes the problem of thermal comfort inside the building and the cost of energy consumption. The solution proposed in this work is to couple our air / ground heat exchanger with the condenser of this air conditioner to improve the efficiency of the air conditioner and reduce its energy consumption. The model of the Holmuller heat exchanger is taken into account in the mathematical formulation of the problem under the TRNSYS environment. The results found show a net reduction of energy consumed by about 0.14 KWh and 21%, that the costs in Algeria are 100 DA in 72 hours or 12403.8 DA / year. On the other hand, the typology of construction of buildings makes our model more efficient when respecting building standards with good insulation. On the other hand the typology of construction of buildings makes our model more efficient when complying with building standards with good insulation, with values of heat loss U between 0.15 and 0.24 W / m<sup>2</sup>K.

**Keywords:** earth to air heat exchanger, Air-conditioner, thermal comfort of buildings, CFD, simulation TRNSYS, FLUENT.



## 1. Contexte de l'étude

Le domaine de construction des bâtiments connaît ces dernières années un grand développement, soit avec les techniques de construction de bonne isolation, ou avec la technologie de ventilation, rafraîchissement et chauffage. Cependant, les bâtiments restants responsables de l'origine de 25% des émissions nocifs et une consommation de 43% de l'énergie finale. À cet effet, ce secteur orienté vers une construction des bâtiments à basse consommation en énergie, ce qu'on appelle les bâtiments à énergie positive [1, 5].

Les bâtiments à énergie positive ou performants, sont des bâtiments produits plus d'énergie qu'ils n'en consomment, pour le chauffage en hiver et le refroidissement en été. La réalisation de ce type des bâtiments, nécessite une bonne étanchéité et isolation thermique, des fenêtres performantes, un système de ventilation double flux avec récupération de chaleur sur l'air extrait, parfois associé à un puits canadien, système solaire, un système de génération performant (pompe à chaleur, chaudière bois, chaudière à condensation...) [1].

## 2. Problématique

*Comment minimiser la consommation énergétique des bâtiments ? :*

Plusieurs techniques et technologies sont développées dans le but de réduire la consommation d'énergie pour des raisons écologiques par la réduction des émissions des gaz à effet de serre qui sont considérées comme la cause principale du réchauffement climatique, et aussi pour des raisons économiques. À l'horizon 2050, la population mondiale atteindra 8 à 10 milliards d'habitants, qui auront tous besoin de consommer de l'énergie avec une augmentation de près de 30 % par rapport au chiffre actuel [1], alors ce chiffre indique un accroissement important de la demande énergétique, pour cette raison la recherche d'autres sources d'énergie devient une question inévitable.

L'objectif de ce travail consiste à développer un système de climatisation des bâtiments avec une faible consommation d'énergie et des différentes typologies de construction qui limitent les pertes d'énergie du système de climatisation utilisé. Le système doit être efficace et économique sous un climat semi-aride avec des températures très élevées en été.

L'utilisation d'échangeurs air/sol pour le préchauffage et le rafraîchissement des bâtiments, et l'une des techniques économiques à faible consommation énergétique. Mais selon

## Introduction générale

---

plusieurs études de littérature montrent que l'utilisation de ce type de rafraîchissement des bâtiments est moins efficace dans des climats chauds et des zones arides et semi-arides. On trouve souvent les climatiseurs conventionnels comme des principaux systèmes utilisés pour le refroidissement des bâtiments dans ces zones.

Ce travail devrait également rechercher un modèle efficace par l'utilisation de l'échangeur de chaleur air/sol pour atteindre le confort thermique dans les bâtiments sous des climats chauds et avec une diminution d'énergie consommée par rapport à d'autres modèles conventionnels.

### 3. Approches envisagées

Ce travail présente une étude de simulation dans l'environnement TRNSYS qui est consacré pour étudier les phénomènes thermodynamiques. Le logiciel très modulaire autorise la création et l'écriture de nouveaux programmes avec la syntaxe TRNSYS, et ajoute des composants utilisateurs dans n'importe quel environnement de développement capable de créer DLL permettant un couplage facile avec des modules préexistants. Le premier programme pour modéliser l'échangeur air/sol est basé sur le modèle de **Hollmuller** comme un nouveau composant, développé sous l'environnement **Fortran** pour créer leur DLL. Le second programme pour le maillage de sous-sol où l'échangeur est installé, et développé sous l'environnement du **MATLAB**.

Le modèle de l'échangeur air/sol est un modèle dynamique à éléments finis traitant conjointement les échanges sensibles et latents entre flux d'air et tube, ainsi que la diffusion thermique dans le sol adjacent (Le sol est tridimensionnel). Le maillage orthogonal, à dimension variable pour chaque couche permet une définition adaptée au problème étudié.

**MATLAB** est un langage de programmation qui permet la manipulation des matrices, dans la première étape il est nécessaire de mailler le domaine de calcul et de spécifier la nature des conditions aux limites qui seront appliquées aux frontières de ce domaine. Cette étape est réalisée avec le logiciel **MATLAB** pour créer un maillage matriciel du sol dans lequel l'échangeur est installé, un programme nous permet de déterminer les zones de tube et de sol (plusieurs nappes de tubes, sol inhomogène, diverses conditions de surface). Le modèle numérique peut fournir un maillage tridimensionnel, afin d'améliorer le maillage et de le rendre plus raffiné et augmenter le nombre des nœuds.

## Introduction générale

---

Pour les besoins de validation, nous avons en premier lieu utilisé les données expérimentales d'un échangeur air/sol situé à Biskra pour valider les résultats de TRNSYS. À cet effet et pour une étude réaliste, nous avons utilisé les données météorologiques (les paramètres annuels mesurés sont la température et l'humidité de l'air ambiant, et la température du sol) de Biskra dans lequel l'échangeur air/sol est installé, et proposer un système de climatisation comprenant un climatiseur conventionnel avec une unité intérieure (évaporateur), une unité extérieure (condenseur), et un échangeur air-sol relié avec le condenseur. Les simulations montrent que ce couplage est très utile pour augmenter l'efficacité du climatiseur, et réduire sa consommation d'énergie.

### 4. Structure de la thèse

En plus de l'introduction générale, notre travail de recherche est scinde en cinq chapitres suivis d'une conclusion générale.

Le premier chapitre porte sur l'état de l'art des bâtiments à énergie positive et des solutions concernant l'étude technologique en spécifiant les échangeurs de chaleur air/sol et leur exploitation.

Le deuxième chapitre est réservé à l'étude expérimentale. Dans cette partie plusieurs essais sont effectués sur un échangeur de chaleur air/sol durant l'année 2013 au sein de l'université de Biskra.

Le troisième chapitre est une formulation mathématique et physique du problème, consacré à la réalisation d'une étude numérique tridimensionnelle d'un échangeur de chaleur air/sol, avec l'utilisation du solveur FLUENTS 6.3 de CFD. Le but de cette partie est d'évaluer l'évolution de la température le long des tubes de l'échangeur (tubes verticaux et horizontaux) sous différentes conditions aux limites (conditions aux limites variables le long des tubes verticaux en fonction de la profondeur du sol). Nous avons créé une fonction (UDF) sous Fluent, permettant d'attribuer la fonction de la température des tubes verticaux en fonction de la profondeur. Ainsi qu'on a formulé le problème pour la résolution des équations de transfert de la chaleur et de la masse qui régissent le transport dans les coordonnées 3D cartésiennes pour un écoulement incompressible et stationnaire, par la méthode RANS. Enfin, on a confronté les résultats de simulation avec les résultats issus du dispositif expérimental installé sur le site de Biskra.

## Introduction générale

---

Dans le quatrième chapitre on traite une simulation numérique d'un échangeur de chaleur air/sol sous l'environnement TRNSYS, basé sur le modèle du **Hollmuller**. Nous avons amélioré ce modèle en tenant compte de l'épaisseur de la conduite dans le maillage, et développé une méthode numérique sous MATLAB afin d'améliorer le maillage et le rendre plus raffiné. Le but de ce chapitre est de créer un nouveau composant sur la bibliothèque TRNSYS, qui représente les conditions de notre échangeur air/sol installé au niveau de l'université de Biskra, afin de faciliter la connexion de cet échangeur avec des bâtiments et le coupler avec d'autre dispositif (climatiseur, pompe à chaleur...) pour améliorer son efficacité.

Le cinquième chapitre est basé sur le modèle de l'échangeur air/sol crée dans le chapitre précédent sous l'environnement TRNSYS. Nous avons proposé de coupler l'unité de condensation d'un climatiseur conventionnel avec cet échangeur de chaleur sous le logiciel TRNSYS, le but de ce couplage c'est d'atteindre le confort thermique à l'intérieur du bâtiment d'une manière économique, et d'augmenter l'efficacité du climatiseur lorsque la température ambiante atteint des valeurs maximales ce qui rend l'échange thermique entre le climatiseur et le milieu extérieur très difficile. Des essais de climatisation de différentes typologies de constructions des bâtiments seront effectuées afin de distinguer la plus efficace.

# **Chapitre I :**

État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

### 1. Introduction

Le secteur du bâtiment est parmi les plus grands consommateurs d'énergie [1], à cet effet, il doit pouvoir limiter au maximum ses besoins de chauffage en hiver, de ventilation et de rafraîchissement en été. Il existe plusieurs méthodes et opérations pour atteindre ce but ; telle : la forte isolation thermique visant à réduire le coefficient de déperdition thermique (réduire les échanges thermiques avec l'extérieure et l'étanchéité à l'air), le renouvellement et le rafraîchissement ou préchauffage de l'air, pour maintenir la bonne qualité de l'air à l'intérieur, parmi ces méthodes on favorise les échangeurs air/sol comme une technique de renouvellement et le rafraîchissement ou préchauffage de l'air des bâtiments à basse consommation d'énergie [3].

L'idée d'employer et d'utiliser le sol comme une source de chaleur, était connue dans l'antiquité aux environs de 3000 A.c ; les architectes Perses ont employé des tunnels d'air souterrains pour le refroidissement passif. Les échangeurs air-sol ont été employés dans les bâtiments et avec les systèmes de productions agricoles (locaux des animaux) et horticoles (serres chaudes), ils sont en service depuis des années dans les pays développés, grâce à leurs rendements d'utilisation de l'énergie comparée aux systèmes de chauffage et de rafraîchissement conventionnels [8]. Depuis le milieu des années 1990 l'exécution de ces systèmes est devenue commune en Autriche, au Danemark, en Allemagne, et en Inde, son adoption est plus lente en Amérique du Nord [1]. Depuis les années 1995, quelques études et recherches scientifiques ont été réalisées pour évaluer la performance des échangeurs air-sol, de leur comportement thermique et de leur intégration au bâtiment comme système de pré-conditionnement de l'air [3].

### 2. État de l'art sur les technologies de construction et du confort utilisés dans les bâtiments

Les bâtiments à basse consommation d'énergies sont des bâtiments qui consomment peu d'énergie pour le chauffage, le rafraîchissement, la ventilation, la production d'eau chaude sanitaire et l'éclairage [1,3].

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

Plusieurs techniques utilisées dans la construction et la conception des bâtiments, nous présentons généralement les principales technologies utilisées, concernant l'enveloppe du bâtiment, sa ventilation, et les systèmes de refroidissement et de chauffage.

### 2.1. Enveloppe du bâtiment

Pour avoir un bâtiment à basse consommation d'énergie (bâtiment à énergie positive), plusieurs types de modes constructifs, et plusieurs facteurs sont pris en compte avant et pendant sa construction, parmi ces facteurs le positionnement, l'orientation, la compacité du bâtiment, la position et la performance des vitrages doivent donc être optimisés, l'isolation (l'enveloppe doit être fortement isolant et bien étanche à l'air), et l'inertie thermique qui joue un rôle très important dans l'amélioration du confort thermique.

- **Parois** : Les parois de l'enveloppe doivent être opaques pour limiter la déperdition thermique, qui est caractérisée par un coefficient de déperdition  $U$  à ne pas dépasser la valeur de  $0,15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  [91].
- **Inertie thermique** : les bâtiments modernes se trouvent souvent avec des enveloppes sur-vitrées ce qui engendre des apports solaires trop importants provoquant une surchauffe en été dans le bâtiment [1]. Pour une bonne inertie thermique apportée par les parois, on doit placer une bonne isolation de l'extérieur.
- **Menuiseries** : Le coefficient de déperdition  $U$  des menuiseries utilisées doit être inférieur à  $0,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  [91].

La construction des bâtiments ne doit plus seulement pour une enveloppe isoler et protéger de la variation climatique extérieure, mais utilisent principalement l'énergie solaire, l'énergie de la masse terrestre pourrait également être utilisée mais nécessite le couplage de l'enveloppe à un système actif déporté : puits canadien ou pompe à chaleur... [94].

### 2.2. Ventilation

Dans les bâtiments à basse consommation d'énergie, qui doivent être très isolés et étanche à l'air extérieur. Plus on isole et plus on rend le bâtiment étanche à l'air, la ventilation devient une exigence absolue pour assurer la qualité de l'air dans les logements, et c'est également le principal moyen de lutte contre la pollution de l'air intérieur en le renouvelant [3].

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

La ventilation est donc une priorité, à condition de limiter la déperdition de chaleur par l'utilisation des différents systèmes de ventilation.

### 2.2.1. Double-flux

Un échangeur de chaleur entre l'air du bâtiment et l'air frais et sans mélanger les flux, appelé centrale double flux (figure 1), performant limitant les échanges thermiques par renouvellement d'air intérieur. Deux réseaux de gaines distincts, le premier destiné à l'extraction de l'air vicié et le second destiné à l'insufflation de l'air neuf. Ces deux réseaux, intégrés dans les pièces du bâtiment, se rencontrent au niveau d'un système double flux, avec deux ventilateurs d'insufflation et expulsant et d'un échangeur thermique utilisé pour récupérer la chaleur de l'air extrait pour la transférer vers l'air entrant [3].

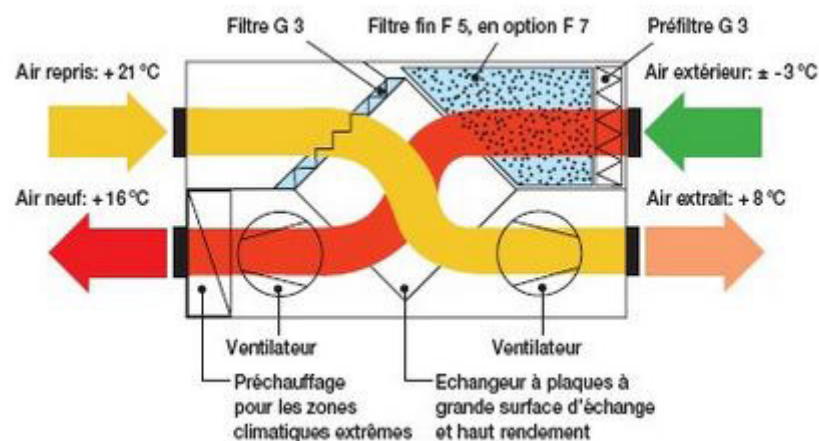


Figure I.1. Exemple d'une installation de ventilation double flux. [1]

### 2.2.2. Puits Canadien (L'échangeur air-sol)

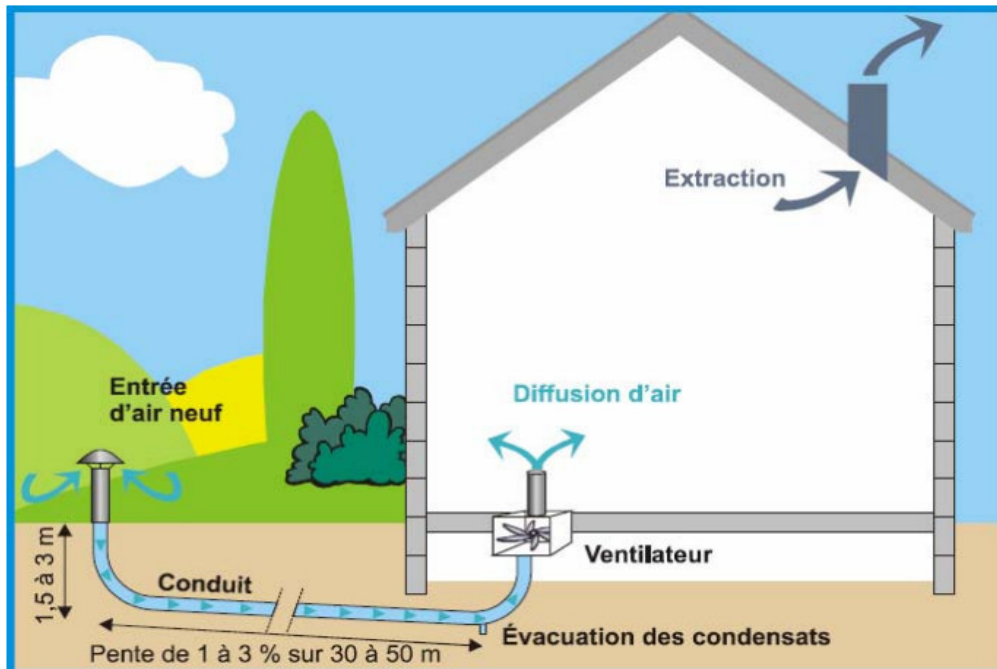
Le puits Canadien, appelé aussi puits provençal (figure 2), est un système géothermique qui utilise l'inertie thermique du sol à une quelques mètres de profondeur. Ce système sert pour le préchauffage de l'air en hiver et son rafraîchissement en été, et réduit la consommation d'énergie dans les bâtiments, Il est basé sur le simple constat que la température à une certaine profondeur est plus ou moins constante. Le puits Canadien s'appuie sur le principe de la différence de température entre le sol et l'air extérieur [1, 3].



# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

Il s'agit de faire passer l'air ambiant dans une canalisation enterrée dans le but d'approcher sa température à celle du sol, il ressortira plus chaud que l'air extérieur en période hivernale, et ainsi plus frais en période estivale.



**Figure I.2.** Coupe longitudinale sur l'installation d'un puits Canadien. [5]

### 2.3. Production de chaleur grâce aux énergies renouvelables

#### 2.3.1. Chaudière à condensation

Le fonctionnement des chaudières à condensation consiste à récupérer la chaleur résiduelle contenue dans les fumées de combustion en les refroidissant au contact des parois d'un circuit d'eau du chauffage central. La combustion du gaz (gaz naturel, butane, propane...) qui fournit du gaz carbonique et de l'eau sous forme de vapeur, qui se condense dans un échangeur de chaleur pour profiter de l'énergie contenue dans les fumées de combustion en libérant de la chaleur et on récupère l'énergie latente qui y est contenue [1].

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

### 2.3.2. Pompe à chaleur (PAC)

Le principe de fonctionnement des pompes à chaleur représenté sur la figure 3, est identique à celui d'un réfrigérateur, c'est une technologie qui permet de capter l'énergie de l'extérieur pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments, grâce aux calories contenues dans le sol, l'eau ou l'air [1]. Les pompes à chaleurs qui puisent de l'énergie dans le sol, s'appellent les pompes à chaleur géothermiques (PACG) et sont les plus performantes. Dans ce système, un fluide circule dans un réseau de tubes enterrés capte la chaleur du sol [16].

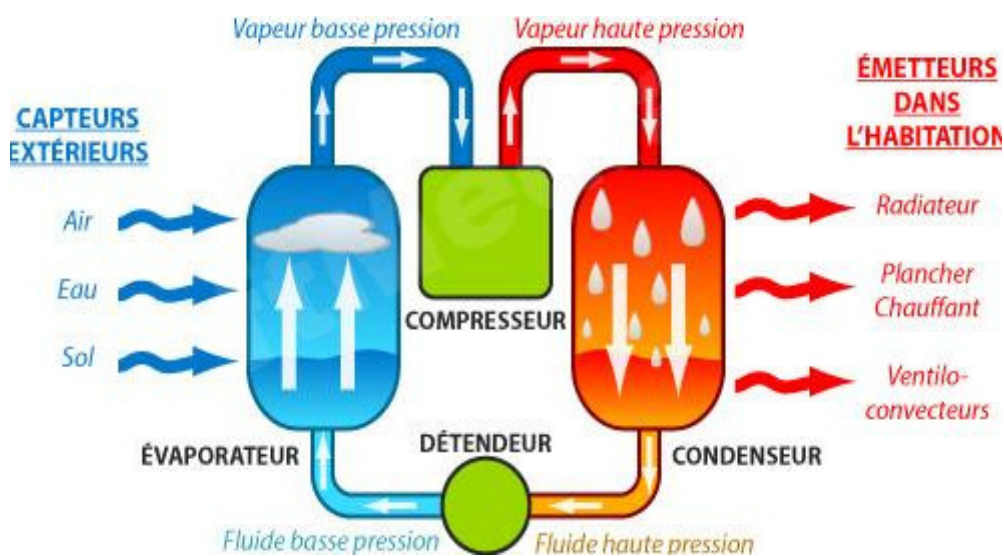


Figure I.3. Pompe à chaleur géothermique (captage sur sol, eau ou air).

### 2.4. Énergie solaire

Les systèmes solaires thermiques convertissent le rayonnement solaire en chaleur dans le but d'échauffer un fluide. Ils sont composés d'un ensemble de capteurs, d'un système de régulation et d'un ballon de stockage. Un fluide caloporteur s'échauffe dans le capteur, peut être ensuite utilisé directement pour le chauffage du bâtiment ou la production d'eau chaude sanitaire (ECS). Les deux applications de ces systèmes solaires sont représentées sur la (figure 4).

- Le chauffage d'une habitation et la production d'ECS avec un système solaire combiné (SSC).
- La production d'ECS grâce à un chauffe-eau solaire individuel (CESI).

Ce système assure le chauffage et la production d'eau chaude à partir de l'énergie solaire.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

Deux solutions techniques la restituent :

- Le plancher solaire direct (PSD),
- Le système solaire combiné (SSC).

### 2.4.1. Plancher solaire direct (PSD)

Ce système fonctionne avec un plancher chauffant sous forme d'un serpentin intégré à la dalle de béton situé sous le sol de bâtiment. Le fluide caloporteur (eau) circule dans le capteur puis restitue la chaleur via le plancher chauffant pour assurer le confort thermique de bâtiment, mais aussi le chauffage de l'eau sanitaire (ECS). En été ou lorsque la période de chauffage est terminée, le PSD produit de l'ECS [1, 3, 5].

### 2.4.2. Système solaire combiné (SSC)

L'énergie collectée au niveau des capteurs est stockée directement dans le ballon de stockage puis restituée selon les besoins vers les circuits de chauffage dans des radiateurs pour réchauffer l'air à l'intérieur du bâtiment et une partie pour la production d'eau chaude sanitaire. La priorité étant définie par un système de régulation associé à ce système solaire donne la priorité à ce type d'énergie utilisée, mais entraîne le déclenchement de la source d'énergie secondaire (chaudière) [1, 3, 5].

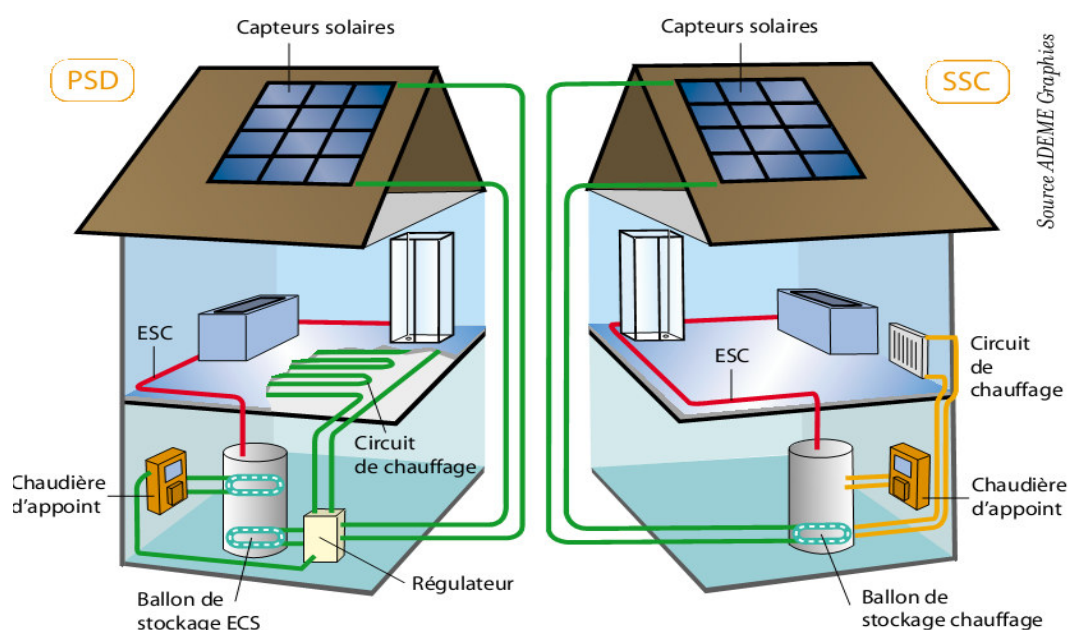


Figure I.4. Types de systèmes solaires direct et combiné.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

### **2.5. Production d'énergie électrique**

L'électricité nécessaire au fonctionnement du bâtiment peut être produite sur place à partir des ressources renouvelables disponibles localement :

#### **2.5.1. Panneaux solaire photovoltaïque**

Plusieurs références bibliographiques confirment que les cellules photovoltaïques sont constituées de matériaux semi-conducteurs, généralement du silicium. Ces cellules permettent de transformer la lumière des rayons solaires en une énergie électrique.

#### **2.5.2. L'énergie éolienne**

Une éolienne fonctionne sur le même principe qu'une dynamo, permettant de convertir l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique. L'énergie mécanique produite est convertie en énergie électrique via un générateur. L'électricité produite peut être dirigée vers le réseau électrique ou vers des batteries de stockage pour être restituée selon les besoins. Une éolienne produit de l'énergie de jour comme de nuit mais il faut que le lieu soit suffisamment exposé au vent [1,5].

#### **2.5.3. La méthanisation**

La méthanisation, est un processus naturel biologique permettant la transformation anaérobie de la matière organique en biogaz, composé de méthane et de dioxyde de carbone, en l'absence d'oxygène. Ce procédé présente plusieurs avantages, tel que : La production d'énergie renouvelable, la réduction des gaz à effet de serre et la diminution de la quantité des déchets organiques [2].

### **2.6. Le stockage de la chaleur**

Le stockage de la chaleur est l'action qui consiste à placer une quantité d'énergie en un lieu donné pour permettre son utilisation ultérieure. Plusieurs technologies sont utilisées pour cet objectif, tel que le ballon d'eau chaude, l'injection dans des puits géothermiques (Stockage de chaleur en été dans le sol pour une utilisation en hiver), les matériaux à changement de phase destinés à accroître l'inertie thermique des parois internes du bâtiment [92].

### 3. État de l'art sur les modèles d'échangeurs air-sol

#### 3.1. Types d'échangeurs de chaleur

##### 3.1.1. Échangeurs horizontaux

Pour réaliser une installation d'un échangeur horizontal, il nécessite une surface importante de terrain entre 1 à 2 fois la surface du bâtiment à chauffer selon l'isolation de l'enveloppe. La surface au-dessus des échangeurs ne doit pas être recouverte de béton ou autre matière isolante, et ne doit pas être plantée d'arbres (pour la régénération par ensoleillement et infiltration d'eau) [4].

En fonction de la longueur nécessaire et de la configuration du terrain environnant le bâtiment à équiper, plusieurs circuits peuvent être mis en œuvre (figure 5) :

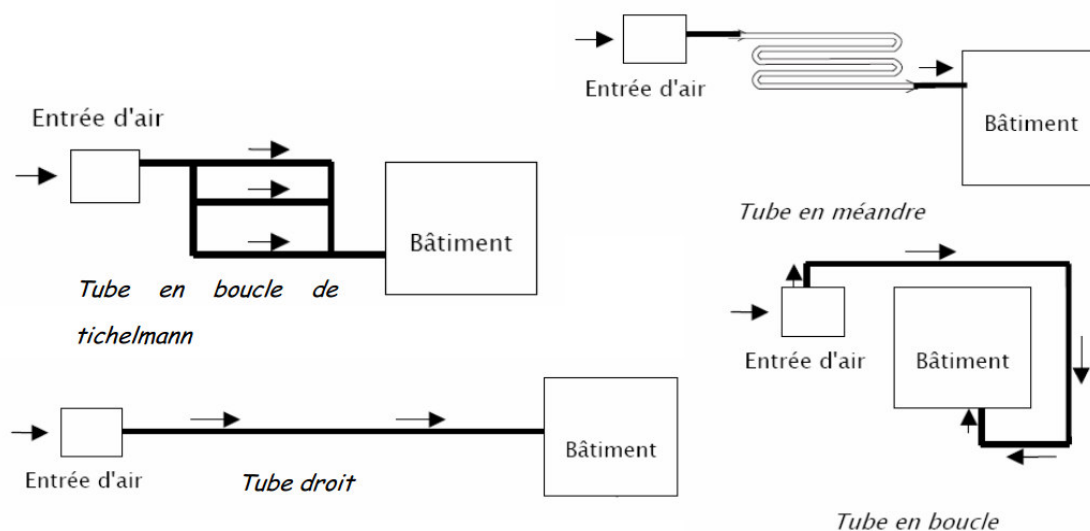
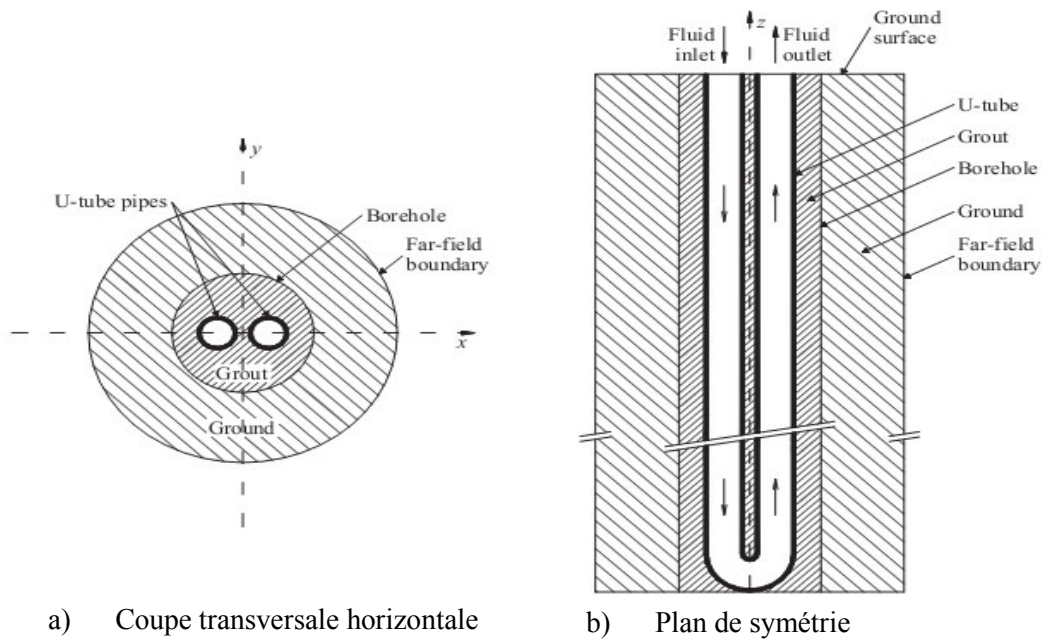


Figure I.5. Échangeurs de chaleur enterrés de type horizontal. [5]

##### 3.1.2. Échangeurs verticaux

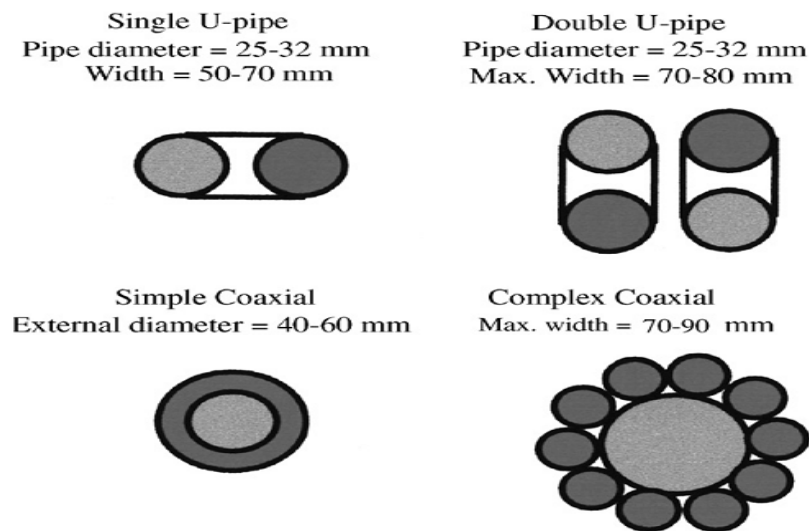
Ce type d'échangeurs de chaleur est utilisé pour les grandes profondeurs (figure 6), de 50 à 150 m [6]. Souvent installés dans les régions avec des activités volcaniques et en plus assister par une pompe à chaleur.

# Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol



**Figure I.6.** Schématique du concept de l'échangeur de chaleur. [7]

Plusieurs types d'échangeurs de chaleur en U sont largement utilisés. Ceux-ci sont classés en deux catégories de base, comme il est illustré sur la figure 7.



**Figure 7.** Conceptions communes d'échangeurs de chaleur du sol verticaux. [6]

## 3.2. Les systèmes d'échangeurs de chaleur enterrés

Il existe deux systèmes d'échangeurs de chaleur enterrée, un système ouvert et un autre fermé. Dans le système ouvert, la terre peut être employée directement pour chauffer ou

# Chapitre I :

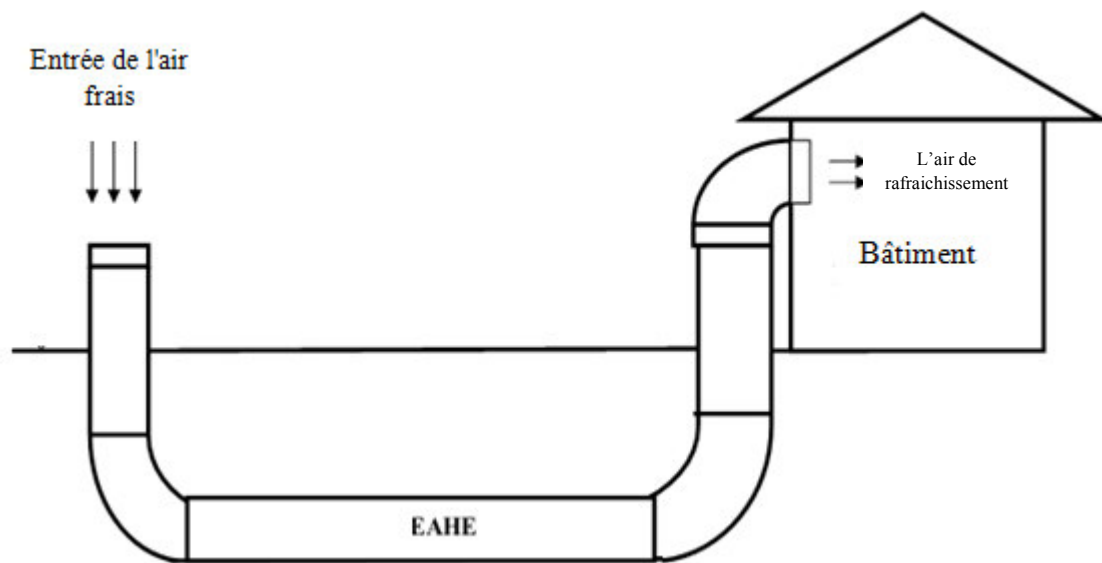
## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

refroidir un milieu qui peut lui-même être employé pour le chauffage ou le rafraîchissement d'espace. En outre, la terre peut être employée indirectement à l'aide d'un échangeur de chaleur comme milieu porteur qui est distribué dans un système fermé [8].

### 3.2.1. Systèmes ouverts

Dans les systèmes ouverts, l'air ambiant traverse des tubes enterrés dans le sol pour le préchauffage ou le rafraîchissement (figure 8).



**Figure I.8.** Schéma de la boucle ouverte EAHE (tunnel souterrain d'air). [8]

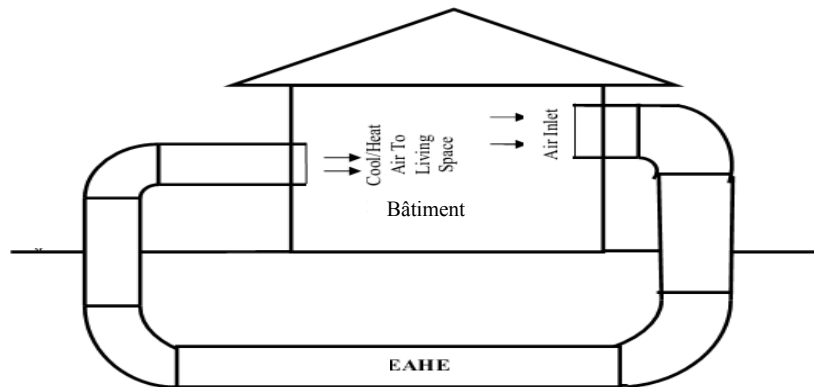
### 3.2.2. Systèmes fermés

Dans les systèmes fermés (figure 9), la formation d'une boucle partant du sous-sol pour revenir au bâtiment est avantageuse sur le plan thermique. Ces systèmes restent efficaces même pour un temps humide. Toutefois, ils ne contribuent pas au renouvellement de l'air intérieur, ce qui nécessite alors un second circuit d'air pour l'habitation [8].

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---



**Figure I.9.** Schéma de la boucle fermée EAHE (tunnel souterrain d'air). [8]

### 3.3. Les paramètres influant sur l'efficacité d'EAHE

Les tubes utilisés doivent remplir un certain nombre de caractéristiques :

- Ne pas émettre des produits néfastes à la santé ;
- Être étanche à l'air et à l'eau ;
- Avoir une bonne capacité d'échange thermique entre le sol et l'air ;
- Ne pas générer des pertes de charge importantes ;

Le calcul d'un EAHE nécessite la prise en compte de plusieurs paramètres.

#### 3.3.1. Le débit d'air total

Le débit d'air peut varier selon le mode de fonctionnement en hiver ou en été, et aussi le volume des pièces à ventiler [3].

#### 3.3.2. Le tube

- La nature des tubes et la chaleur massique et la conductivité thermique du matériau constitutif des tubes.
- La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dedans, cependant, il n'y a aucun avantage significatif en utilisant des pipes de plus de 70 m pour longtemps. La longueur optimale dépend des conditions climatiques (Généralement la longueur comprise entre 30 et 50 m) [9].
- Les tubes doivent être choisis avec un diamètre de 140 à 200 mm [10].
- Le nombre des tubes.
- La distance entre tubes.



# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

### 3.3.3. La vitesse d'écoulement de l'air dans les tubes

La vitesse de l'air influe sur l'échange convectif entre l'air et les tubes, et sur les pertes de charges mécaniques. Alors, pour limiter ces pertes de charge et pour un bon coefficient d'échange, cette vitesse est souvent maintenue entre de 3 et 4 m.s<sup>1</sup> [3,10].

### 3.3.4. La profondeur d'enterrement

La profondeur d'enfouissement influe sur l'échange thermique, par conséquent sur la performance de l'échangeur. Selon les études expérimentales trouvées dans la littérature, la profondeur idéale est variée selon les conditions géographiques et climatiques. Mais d'une manière générale la profondeur varie entre 1 et 4 m [9,11].

Profondeur selon la condition de surface [24] :

- Sous bâtiment (isolé) : dès 30 cm ;
- Sous terrain ombragé ou végétalisé / humide : dès 80 cm ;
- Sous terrain ensoleillé / sec : > 1.5 m.

### 3.3.5. Le bâtiment

La présence d'un bâtiment proche peut influencer sur la performance de l'échangeur. Ce bâtiment peut échanger de la chaleur avec le sol et entraîner ou créer une perturbation locale de la température du sol [03].

### 3.3.6. La nature du sol

La nature du sol la plus performante pour un échangeur de chaleur est évaluée selon sa quantité d'énergie thermique et sa conductivité thermique. Le sol qui est riche en argile ou en matière organique, comme le schiste et le charbon, a une faible conductivité thermique et de ce fait il est moins performant [12].

Un sol plus inerte est beaucoup plus performant en termes d'échanges thermiques. La capacité d'accumulation de chaleur et la conductivité thermique étant plus élevées dans les sols humides [10]. Par exemple, les substrats pierreux ne donnent pas de bons résultats à cause de leur faible diffusion thermique, surtout s'ils sont inhomogènes.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

### 3.3.7. Le matériau des conduites

Les conduits utilisés pour installer un échangeur air-sol doivent, permettre un bon échange thermique, avoir une résistance suffisante pour supporter l'enfouissement sous-sol et une bonne étanchéité pour éviter l'infiltration des eaux souterraines et des polluants. Il faut également éviter de coller les raccords et les coudes pour ne pas avoir le dégagement de vapeurs nocives dû aux colles. Les matériaux utilisés ne doivent pas dégager de vapeurs nocives comme cela peut être le cas pour le PVC sous de basses températures, qui est le plus utilisé avec les installations horizontales [6].

Bansal et al. [13] ont prouvé qu'il y a de très petites différences de température de l'air à la sortie du tuyau entre PVC et tuyaux en acier, si toutes les autres conditions d'entrée sont les mêmes. Cette variation se produit parce que le matériau à coefficient de friction élevé améliore légèrement la performance de l'échangeur de chaleur, mais cette variation est seulement de 4-5%. Bien que l'acier a une conductivité thermique supérieure à celle du PVC, la variation de température de l'air à la sortie du tube entre l'acier et le PVC est faible [9].

### 3.3.8. La localisation géographique

L'emplacement d'un échangeur de chaleur air/sol est particulièrement intéressant dans les régions ayant un différentiel de température important entre l'été et l'hiver ( $>20$  °C) [5, 95].

### 3.3.9. Les saisons

Les études effectuées ont montrées que la chaleur échangée est en moyenne d'environ 1,3 fois plus élevée les jours d'été que dans celles d'hiver [09].

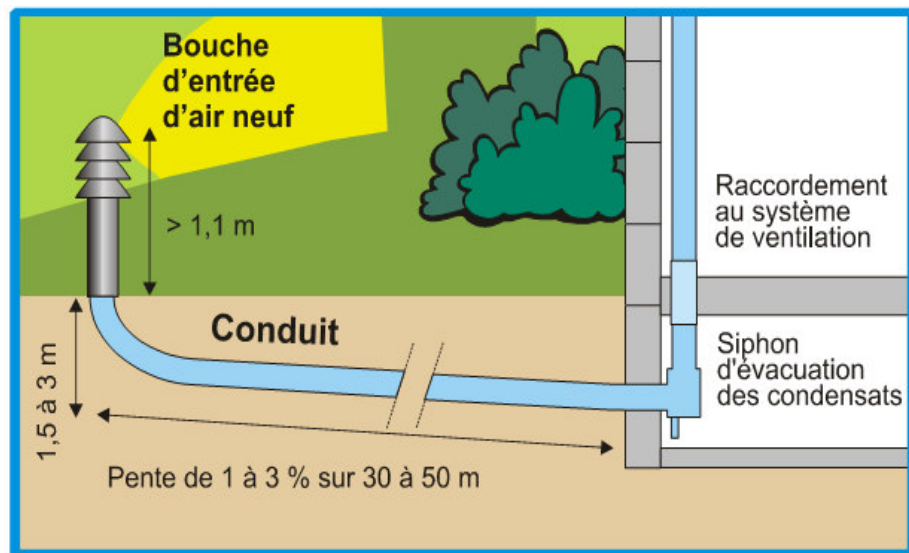
### 3.3.10. La vapeur d'eau

La vapeur d'eau contenue dans l'air qui circule dans les conduites de l'échangeur enterré, peut se condenser sur les parois intérieures des conduites. Cette condensation peut être très importante avec une forte humidité relative de l'air, au début de fonctionnement, qui coïncide avec une faible température de surface de la conduite qui est en contact avec l'air qui circule. Cette condensation affecte sur la performance de l'échangeur et provoque une mauvaise ventilation ainsi que favorise le développement de bactéries [14]. Parmi les solutions adoptées

## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

pour éviter ce phénomène, les pipes de l'échangeur inclinées pour assurer l'évacuation des condensats. La structure de ce système dépend de la présence ou non d'un sous-sol au sein du bâtiment :

➤ **Présence d'un sous-sol:** Dans le cas où le bâtiment possède un sous-sol, l'évacuation des condensats peut alors se faire grâce à la pente des conduits de 2 à 3% et à un siphon raccordée au réseau des eaux usées (figure 10), ce qui permet une étanchéité plus au moins parfaite du puits, allons de l'entrée de l'air neuf jusqu'au système de ventilation (sortie). Cette solution est donc à privilégier dans les zones très humides [5,95].

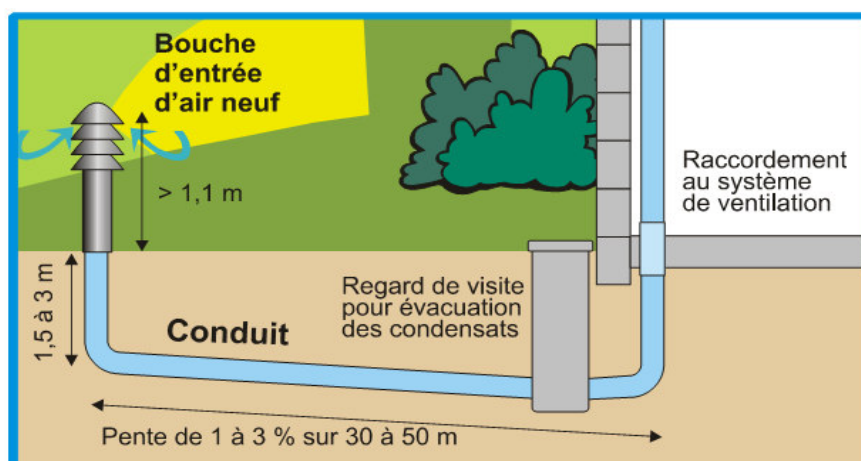


**Figure I.10.** Évacuation des condensats sous-sol. [95]

➤ **Absence de sous-sol :** Dans ce cas, un regard de visite peut être placé au niveau du point bas de l'installation (vers le bâtiment ou vers la prise d'air) dans le but d'évacuer les condensats soit par infiltration dans le sol si le sol est perméable, soit en utilisant une pompe de relevage, comme il est illustré sur la figure 11 [5,95].

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol



**Figure I.11.** Évacuation des condensats par un regard de visite. [95]

### 3.4. Travaux antérieur sur les échangeurs air-sol

Plusieurs études ont abordé la technologie des échangeurs air-sol, et pour cela nous faisons une analyse des différentes approches rencontrées dans la littérature, pour connaître d'une façon générale les résultats des principaux sujets qui sont menés dans le même domaine de la géothermie, pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments. Cette analyse constitue une intéressante base de travail préalable à la conception d'un modèle.

La synthèse des principales approches rencontrées dans la littérature, a permis d'élaborer les grandes lignes des travaux essentiels développés. Parmi ces études, nous citons celles de :

En 1983, Ball et al. [15] ont réalisé un travail très important, ce travail est comme une revue de l'évolution historique de la conception de systèmes géothermiques. Selon cet article l'utilisation du sol comme source de chaleur remonte à 1912 utilisée en suisse par Zoelly. Bal et al. ont étudiés plusieurs installations utilisent le système des puits vertical, avec des tuyaux en polyéthylène car les échangeurs utilisant ce genre de tuyauterie sont plus performants. Un travail cité plusieurs renseignements sur certaines installations expérimentales dans le monde, et certains types de sol [16]. En 1986 Bansal et Sodha [17] ont étudié la performance du système d'échangeur air-sol pour les bâtiments. Des expériences ont été réalisées pour le chauffage et le refroidissement tout au long de l'année sur un grand tunnel déjà existant (tunnel terre-air) en Inde pour un complexe hospitalier. Les résultats obtenus confirment que la capacité de refroidissement du système s'est révélée considérablement plus grande que sa capacité de chauffage.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

Argiriou et Liparaki [18] ont réalisé huit différents modèles algorithmiques pour prévoir la performance des échangeurs de chaleur air/sol, ces modèles sont validés par des résultats expérimentaux. Cette évaluation correspond à la température de l'air ambiant, débit d'air, la longueur des pipes, le diamètre des pipes et leur profondeur. Cette étude a prouvé également que seulement les changements de longueur et de diamètre de la pipe et de la vitesse d'air dans la pipe jusqu' à une certaine limite peuvent modifier la température de l'air de sortie. Après cette limite, les changements n'influencent pas sur la performance du système.

Une étude expérimentale et numérique d'un échangeur de chaleur air /sol, réalisée par Trombe et al. [19] dont le but de présenter les différentes possibilités d'utilisation offertes par un échangeur de l'air-sol. Le couplage de ce système à une maison individuelle montre que ce type d' échangeur peut être employé pour sauver 10% de consommation d'énergie de la maison en préchauffant l'air frais en hiver, ainsi qu'il peut améliorer les conditions de confort en été et refroidir l'air à l'intérieur des bâtiments. Pendant la période estivale, la capacité de refroidissement n'est pas toujours suffisante, ce qui nécessite l'utilisation d'un dispositif de climatisation conventionnel. Néanmoins, il peut réduire la consommation de climatisation.

L'utilisation de l'environnement de TRNSYS facilite l'accouplement d'un échangeur de chaleur air/sol-bâtiments ou serres, pour réduire la charge de refroidissement du bâtiment et prévoir la performance thermique d'EAHE [20,21].

Une évaluation des performances d'un EAHE avec différentes conceptions, Pfafferott [22] détermine la conception la plus importante pour une performance énergétique plus élevée. Cette étude basée sur la superficie d'un EAHE, une adoption élevée de la température de l'air pour rectifier la température ou une perte très petite de pression.

Thornton et al. [23] ont utilisés l'environnement TNSYS pour simuler un échangeur de chaleur air/sol, dont le but de relier l'échangeur avec différents équipements pour la climatisation du bâtiment. Un modèle de couplage est développé (échangeur air/sol, pompe à chaleur, de thermostat et un modèle de pompe de circulation). Les auteurs utilisent des données expérimentales pour les comparer avec les résultats de simulation. Suite à cette comparaison, ils ont trouvé une différence inférieure à 0,2% entre les résultats expérimentaux et ceux de la simulation TRNSYS.

## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

Un travail réalisé par Hollmuller [24] en 2002, constitue l'une des grandes références pour le système des échangeurs de chaleur air/sol, étudiant le potentiel de rafraîchissement l'été et le préchauffage en hiver sous le climat de l'Europe centrale. Ce travail qui consiste de nombreuses mesures in-situ et une étude analytique et numérique d'un modèle dynamique à éléments finis qui traite conjointement les échanges sensibles et latents entre flux d'air et tube, ainsi que la diffusion thermique dans le sol adjacent, et elle prend en compte d'éventuelles infiltrations d'eau et des pertes de charge ainsi que le contrôle du sens du flux d'air particulièrement soigné au niveau des inputs et outputs, qui sont gérés de façon flexible et contrôlée, il a été adapté à TRNSYS 1994. Il faut noter que les propriétés du sol (température, conductivité et capacité thermiques) restent constantes pendant la simulation, l'épaisseur des tubes et les transferts de chaleur par migration d'eau dans le sol et l'intermédiaire de la paroi du tube entre l'air et le sol ont été négligés dans cette étude.

Vaz et al. [25] ont réalisés une étude expérimentale des échangeurs de chaleur air-sol au sud du Brésil. Ce travail étudié la variation de la température de l'air à l'intérieur des conduits, à un cycle annuel. Selon les résultats obtenus avec un échangeur de 2 m de profondeur, les auteurs concluent que pour la saison de chauffage, il y a un potentiel de température supérieur à 8,0 °C, tandis que le refroidissement ne peut pas atteindre la valeur 4,0 °C.

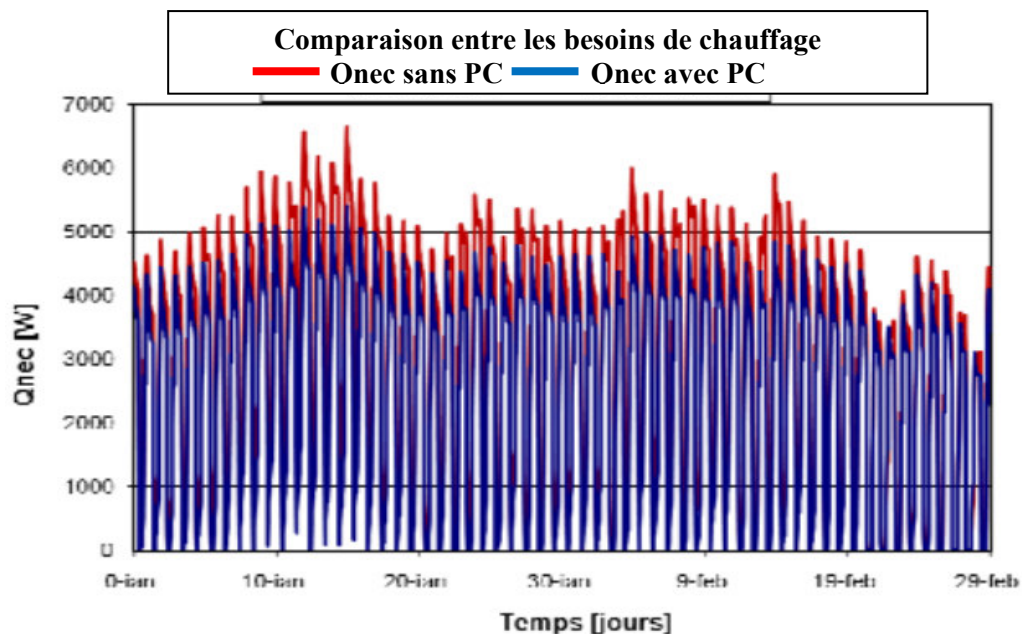
Une étude expérimentale réalisée par Moumami et al. [26] au sein de l'université de Biskra. Il s'agit d'un réseau de quatre traçons d'une longueur totale d'environ 60 m. Le diamètre interne du tube est de 110mm. L'ensemble est placé à une profondeur de 3 m sous une pente de 2 %. Le but est d'étudier la variation de la température de sortie par rapport à plusieurs facteurs influant sur la performance de l'échangeur, par exemple la variation du débit d'air et la longueur de l'échangeur. L'étude montre que la température du fluide continue de chuter progressivement avec la longueur de l'échangeur et que le régime thermique est loin d'être établi. En se basant sur les résultats expérimentaux obtenus par Moumami, Sehli et al. [27] ont développé un modèle numérique régulier unidimensionnel pour estimer l'efficacité des échangeurs de chaleur air/sol, installés au sud de l'Algérie à des profondeurs différentes. Les auteurs ont conclu que le système d'EAHE ne peut pas maintenir le confort thermique à l'intérieur des locaux, mais il pourrait être employé pour réduire la demande énergétique dans le bâtiment domestique dans la même région.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

Dans le même but d'évaluer la performance des échangeurs de chaleur air/sol, Raluca et al. [28] ont développé un modèle numérique au sein du logiciel TRNSYS, afin de diminuer les consommations énergétiques pour la ventilation et la climatisation des bâtiments en Roumanie. Avec un échangeur de chaleur air/sol introduit dans le système de ventilation d'un bâtiment situé à Bucarest, et avec les résultats fournis par le modèle numérique, la puissance de préchauffage de l'échangeur n'est pas forcément très performante vis à vis de la récupération de chaleur sur l'air extrait pour les conditions climatiques de Bucarest, mais il peut être utilisé pour une mise hors gel des locaux.

Pour mieux comprendre la contribution énergétique d'EAHE, une comparaison, montre dans la figure 12, les besoins de chauffage avec/sans puits Canadien. L'économie qui en résulte pour le chauffage dans le cas où utilisent l'échangeur EAHE est d'environ 15% sur les deux mois (janvier et février).



**Figure I.12.** Comparaison des besoins de chauffage avec/sans puits Canadien. [28]

Une étude numérique prévoit le comportement thermique d'un EAHE pour différents climats (temps doux, froid et chaud), (Ramírez-Dávila et al. [29] ; Xamán et al. [30]) ont conclu que l'EAHE est efficace dans des climats extrêmes et sous des températures modérées.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

### 3.5. Quelques travaux réalisés par la simulation CFD

La simulation par le biais de la mécanique des fluides numériques CFD aux problèmes ventilation et rafraîchissement des bâtiments avec un échangeur air/sol, peut fournir des informations sur l'évaluation de la température le long de l'échangeur, ainsi que l'étude de l'influence de la conception de l'échangeur et le milieu dans lequel il est installé.

L'application de la technique CFD prend sa place dans plusieurs travaux tels que ceux de Misra et al. [31 -32] qui ont développé un modèle sous solveur FLUENT 6.3. L'analyse basée sur CFD a été utilisée pour résoudre le champ de la température autour de la conduite enterrée horizontalement d'EAHE, avec un maillage non structurée. Ainsi qu'étudier l'influence de la conductivité thermique du sol sur l'efficacité de l'échangeur. Ont considérés que la température de la paroi des tubes enterrées est constante de 300.2 K tout le long d'EATHE et la vitesse de l'air à l'intérieur de l'échangeur est 5m/s.

Bansal et al. [13] ont réalisé plusieurs travaux sur les échangeurs de chaleur air-sol, l'un de ces travaux, un modèle qui a été développé par la CFD avec le solveur FLUENT (version 6,3), pour un climat chaud et sec il s'agit de la ville d'Ajmer (Inde). L'étude a été réalisée dont le but d'évaluer les effets des paramètres de fonctionnement (le matériau de la conduite, de la vitesse de l'air) sur la performance thermique des systèmes d'échangeur de chaleur air/sol. Le refroidissement de l'air dans la gamme de 8,0 à 12,7 °C. En plus, Khalajzadeh et al. [33] ont réalisé une étude par la CFD, mais dans ce cas avec un échangeur de chaleur vertical.

Un travail réalisé par Congedo et al. [34] afin d'évaluer l'efficacité thermique d'un pompe à chaleur couplée avec un échangeur de chaleur air/sol enterré sous forme hélicoïdal pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments. En particulier des échangeurs de chaleur horizontaux de ce type qui ont été étudiés sous différentes configurations, afin d'évaluer les caractéristiques de ces systèmes dans les plus communes dispositions et dans différentes conditions de travail. Les calculs ont été effectués avec le code de CFD Fluent 6.3 et les simulations ont couvert un an d'exploitation du système, en été et en hiver pour les conditions climatiques du sud de l'Italie. Le paramètre le plus important pour l'efficacité du système résulté est la conductivité thermique du sol autour de l'échangeur de chaleur qui est de l'ordre de (3 W/m K), et le choix de la vitesse du fluide à l'intérieur des tubes. La profondeur de l'installation des échangeurs de chaleur n'a pas joué un rôle important sur l'efficacité du



# Chapitre I :

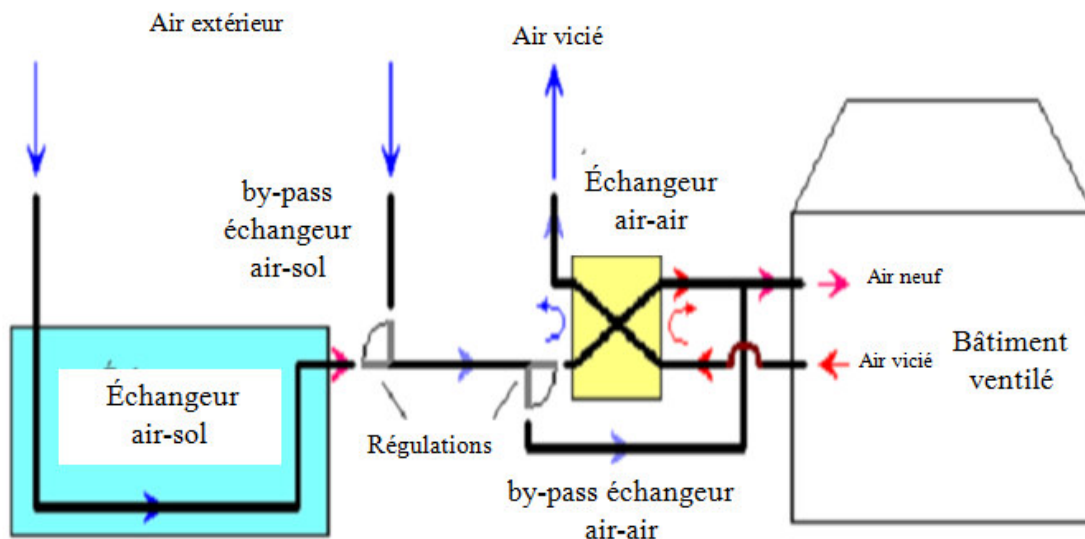
## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

Le système. L'arrangement hélicoïdal des tubes de l'échangeur de chaleur a résulté une meilleure efficacité.

Les utilisations des échangeurs de chaleur air-sol ne sont pas seulement limitées aux bâtiments, mais interviennent également dans le domaine agricole. L'énergie thermique stockée sous-sol utilisée pour le chauffage des serres Ghosal et al. [35] ont conclu qu'une augmentation de 2 à 3 ° C des températures pour l'air de serre. EAHE est plus efficace en été qu'en hiver, en raison de la température plus élevée régnant dans la serre en été, et que le coefficient de performance augmente de 138% et 110% dans les mois d'Octobre et Mars quand les heures de travail d'un EAHE sont optimisées [36].

### 3.6. Modèles d'utilisation des échangeurs air/sol (système de couplage)

Thiers et Peuportier [37] ont réalisé un travail pour réduire la consommation d'énergie des bâtiments passifs afin de coupler l'EAHE avec une unité de récupération de chaleur de l'air extrait des bâtiments, le modèle EAHE est basé sur le modèle analytique de Hollmuller 2002, et ils ont montré une réduction importante de la consommation d'énergie.



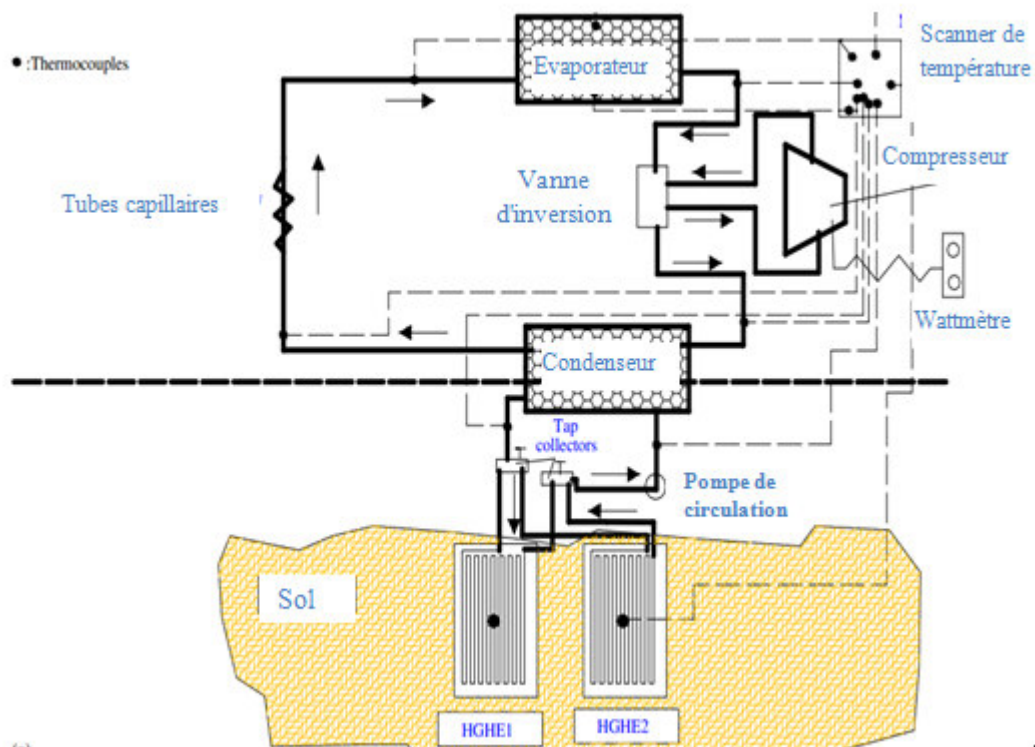
**Figure I.13.** Schéma de principe du système de ventilation intégré. [37]

Le couplage d'un échangeur enterré avec une pompe à chaleur PAC est l'un des modèles les plus largement utilisés. Le principe de fonctionnement est que la pompe à chaleur prélève l'énergie gratuite au milieu froid gratuit (sol) grâce à un fluide appelé fluide frigorigène qui

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

s'évapore à basse température en parcourant un échangeur de chaleur enterré, grâce auquel il est mis en contact thermique avec le milieu pourvoyeur d'énergie. Le système comme le montre la figure 14 peut économiser l'énergie par rapport à d'autres systèmes [38 ; 39]. Alors on peut dire que ce système alternatif est plus bénéfique pour la climatisation, avec un faible coût pour le chauffage et le refroidissement, et à une efficacité opérationnelle supérieure au chauffage électrique à résistance ou la pompe à chaleur air-air, en plus c'est une technologie verte et propre [40].

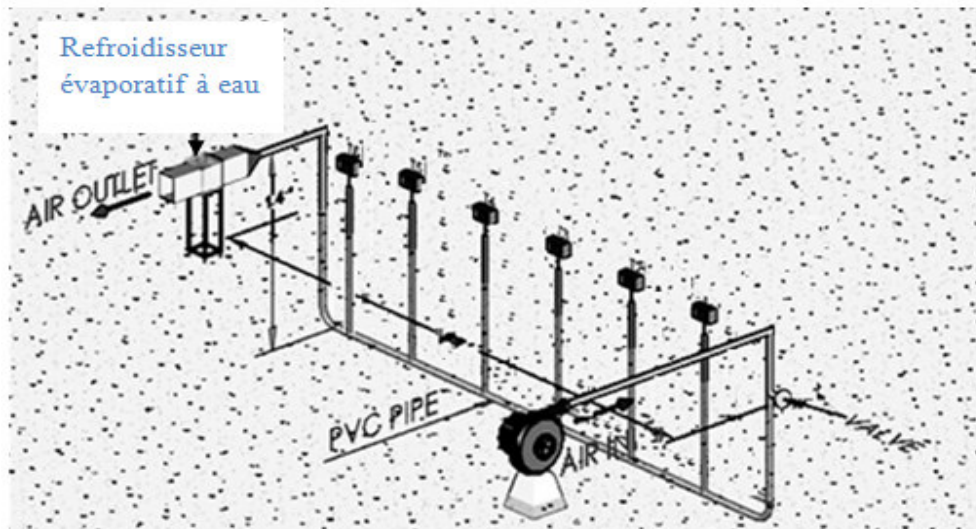


**Figure I.14.** Vue schématique du système échangeur enterré couplé avec une pompe à chaleur. [38]

Bansal et al. [41] ont montré que la performance d'un échangeur de chaleur enterré est augmentée en intégrant un refroidisseur évaporatif à eau à la sortie de l'échangeur (figure 15). Ce système a été réalisé pour les conditions climatiques chaudes et arides. Les résultats montrent que l'utilisation de l'échangeur air-sol fournit 4500 MJ durant une année, alors que 3109 MJ supplémentaire peuvent être obtenus en intégrant cet échangeur avec l'évaporateur.

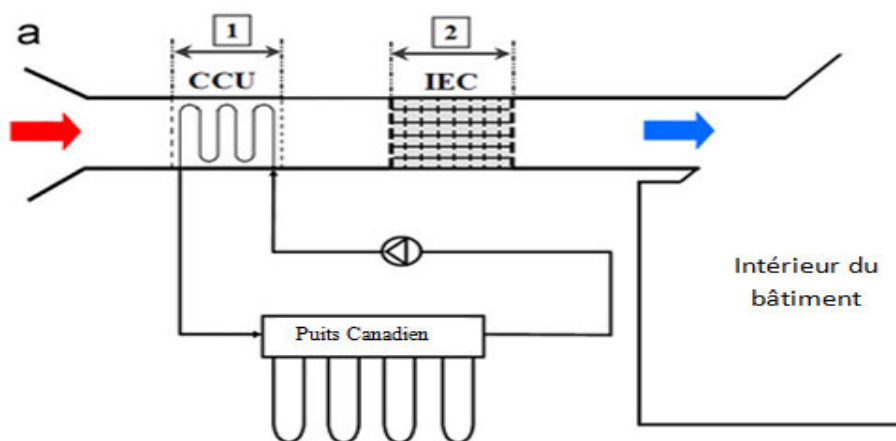
# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol



**Figure I.15.** Installation expérimentale du système de refroidissement intégré d'EATHE-Évaporatoire. [41]

Dans le système hybride proposé par Khalajzadeh et al. [42] réalisé dans les conditions estivales de Téhéran, l'eau de refroidissement pour la CCU (unité de refroidissement) est fournie par les quatre échangeurs de chaleur moulus verticaux (figure 16). L'air ambiant passe par l'unité CCU et transfère sa chaleur avec l'eau froide circulante, il entre ensuite dans le système de refroidissement par évaporation indirecte IEC et après le processus d'évaporation, il devient plus froid. Les résultats obtenus montrent que quand l'échangeur de chaleur enterré GHE est intégré dans l'unité IEC, l'efficacité de refroidissement globale du système hybride devient plus grande que des états de confort sont rencontrés. Ainsi, en tirant profit de la terre comme source renouvelable de refroidissement passif, ce système hybride est recommandé comme alternative propre et efficace à d'autres systèmes de refroidissement.



**Figure I.16.** Système de refroidissement intégré GHE vertical-Évaporatoire. [42]

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

L'intégration d'un échangeur de chaleur enterré avec un appareil multifonction qui contient un capteur solaire, une pompe à chaleur, un ballon d'eau chaude sanitaire et un plancher chauffant-rafraîchissant (figure 17) proposé par Trillat-Berdal et al. [43]. Cette technique propose une solution énergétique alternative couplant l'énergie solaire et l'énergie géothermique de basse température, et assurant grâce à l'énergie solaire excédentaire un meilleur équilibre énergétique entre l'extraction de chaleur du sol et sa recharge thermique, qui est nécessaire si l'on souhaite garantir la pérennité des performances énergétiques de la pompe à chaleur géothermique (PAC G) tout au long de la durée d'exploitation de l'installation.

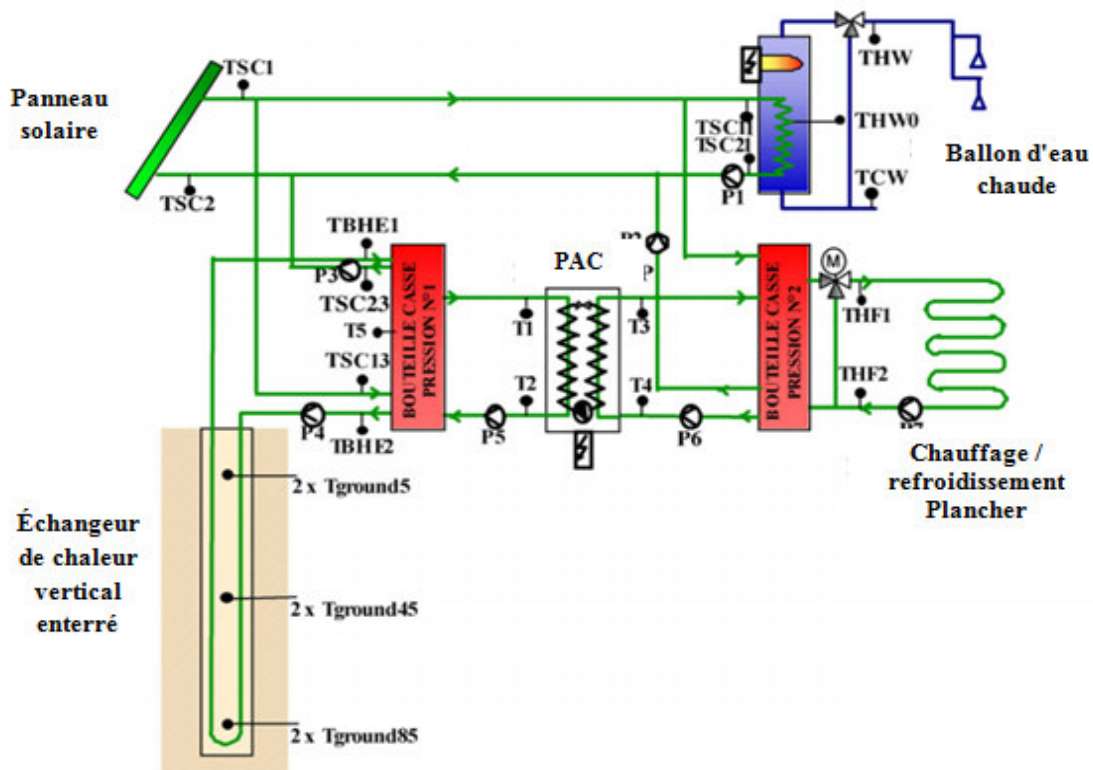


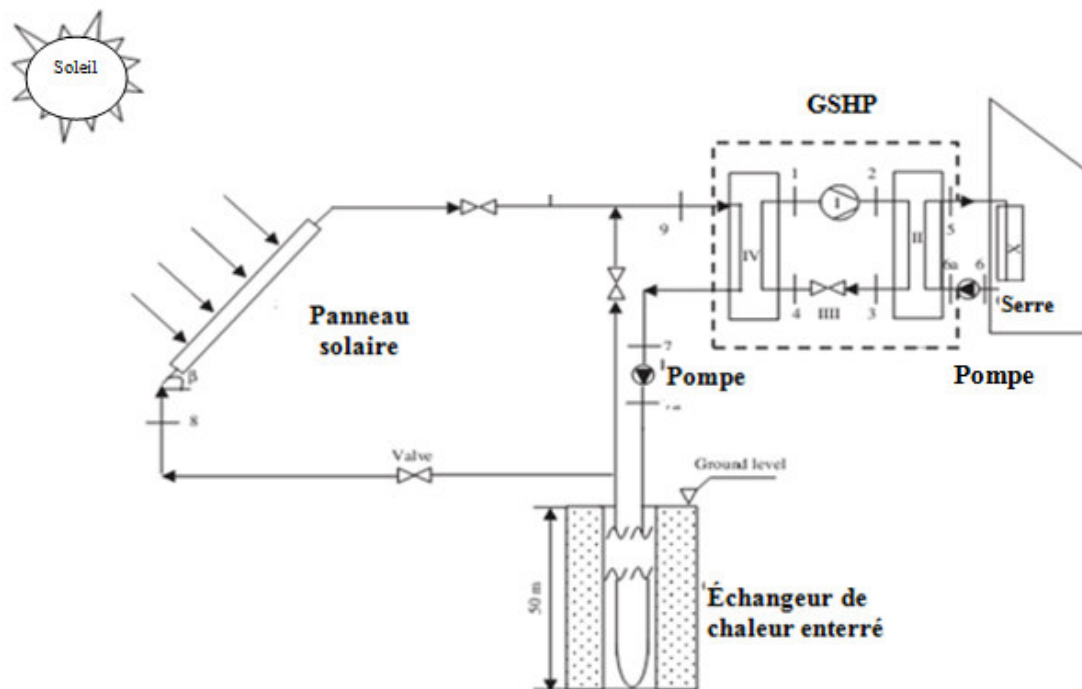
Figure I.17. Couplage échangeur enterré-climatiseur conventionnel. [43]

Ozgener et Hepbasli [44] ont développé une étude paramétrique d'une pompe à chaleur géothermique (GSHP) assistée par un système solaire SAGSHPGHS (figure 18). Le travail est réalisé pour exécuter une évaluation des performances énergétiques du système pour le chauffage de serre. Selon les résultats obtenus pendant la période d'hiver, le coefficient de performance COP de l'unité GSHP et du système global SAGSHPGHS sont respectivement de l'ordre de 2,84 et 2,27.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

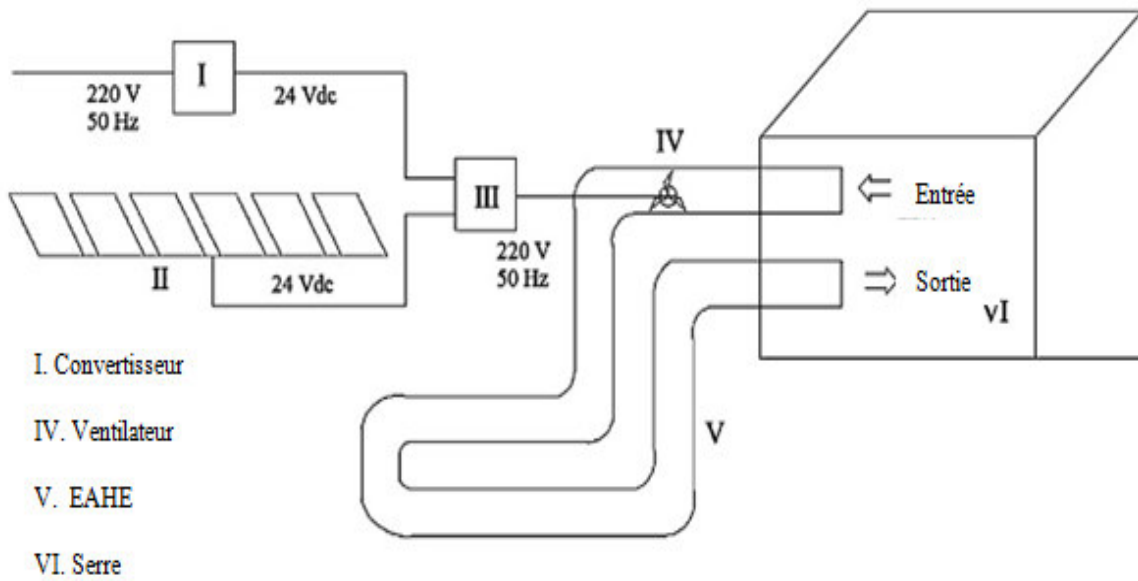
Le même système de couplage a été réalisé par Wang et al. [45] qui présentent une étude expérimentale d'un échangeur enterré couplé avec un panneau solaire assisté par une pompe à chaleur (SAGSHPS). Le système sert à stocker de l'énergie thermique solaire saisonnière dans le sol pour le but de l'utilisation en hiver, installé dans une maison située à Harbin (China). En été, le sol a été employé en tant que source d'énergie pour le rafraîchissement direct du bâtiment. En hiver, l'énergie solaire a été employée en priorité, et le bâtiment a été chauffé alternativement par une pompe à chaleur (GSHP) et les capteurs solaires. L'exposition des résultats montre que le système peut satisfaire les besoins énergétiques du rafraîchissement et du chauffage du bâtiment. En hiver, le système solaire assure 49,7% de chaleur totale du système SAGSHPS.



**Figure I.18.** Schéma du SAGSHPS. [44]

Yildiz et al. [46] ont développé un système expérimental en Turquie, il s'agit d'un échangeur de chaleur air/sol assisté par un panneau solaire photovoltaïque (figure 19), dont le but d'investir l'énergie consommée par l'aspirateur de l'échangeur. Le système est employé dans la serre pour son refroidissement à l'aide d'énergie solaire qui assure 31% de l'énergie électrique consommée par l'échangeur air/sol.

# Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

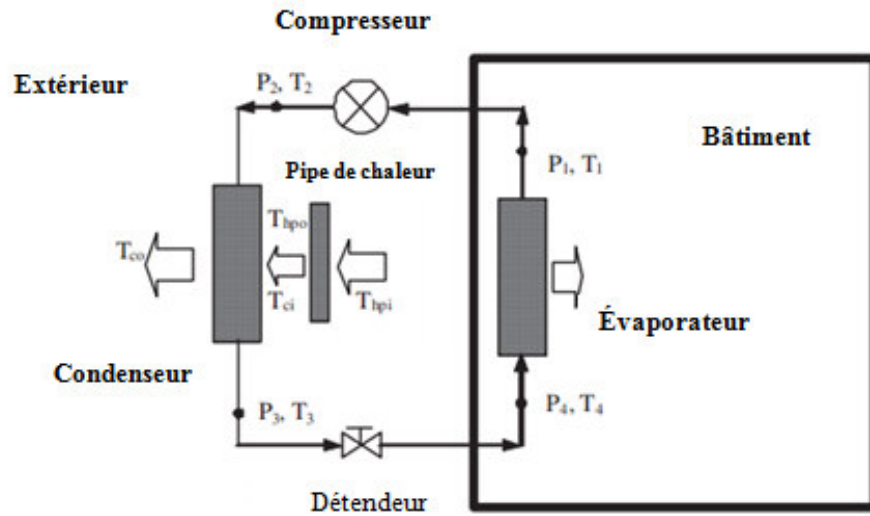


**Figure I.19.** Schéma de l'installation expérimentale d'un EAHE assisté par panneau photovoltaïque. [46]

Dans notre travail nous proposons une nouvelle méthode d'utilisation de l'échangeur de chaleur air-sol horizontal afin de réduire la consommation de l'énergie des bâtiments. L'idée est de coupler cet échangeur de chaleur avec le condenseur d'un climatiseur résidentiel pour améliorer l'efficacité de ce dernier.

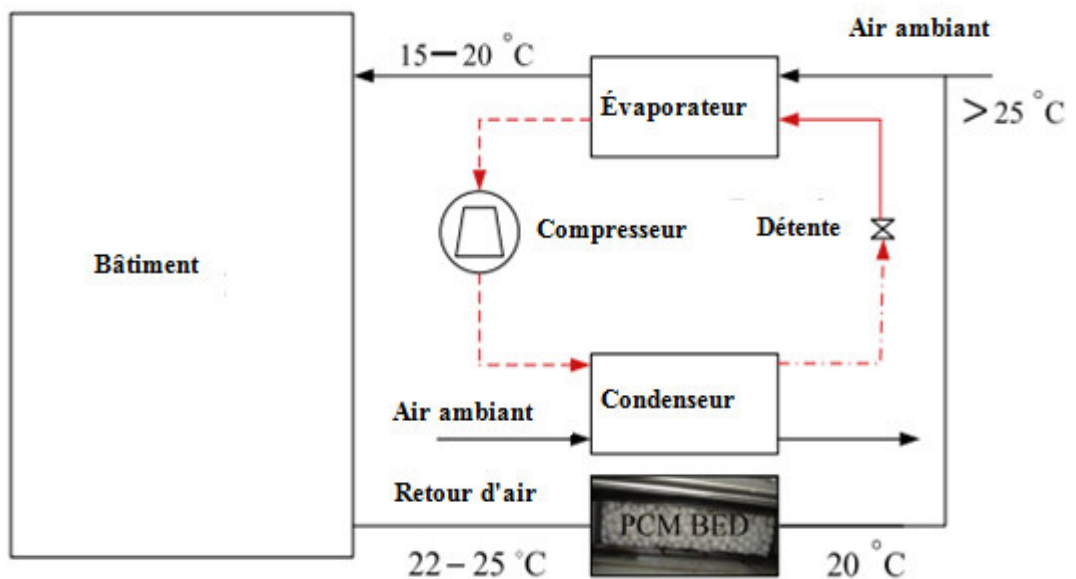
Plusieurs études ont été réalisées pour améliorer l'efficacité de refroidissement des climatiseurs conventionnels et réduire leur consommation d'énergie telle que le système présenté par Naphon [47] qui utilise le tube de chaleur pour refroidir l'air entré dans le condenseur afin d'améliorer l'échange de chaleur entre le condenseur et l'extérieur (figure 20). Les résultats obtenus avec ce système donnent le plus haut COP et EER avec une augmentation respective de 6,4%, et 17,5%, et de ce fait, une réduction importante de consommation d'énergie.

# Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol



**Figure I.20.** Schéma d'un appareil expérimental. [47]

Une technique d'utilisation des matériaux à changement de phase (PCM) réalisée par Chaiyat [48] dont le but est de réduire la température de l'air entrant dans la batterie d'évaporation, pour améliorer l'efficacité de refroidissement d'un climatiseur. Les résultats trouvés avec l'utilisation de ce système montrent qu'il était très efficace de réduire l'énergie consommée par le climatiseur pour le refroidissement de l'air sous le climat de la Thaïlande. En chiffres, cette amélioration marque environ 3.94 kW h/j soit 9% de réduction de l'énergie totale, que le coût de l'électricité économisée autour de 0,57 USD/j ou 170,03 USD/an, par rapport au système normal. (figure 21)



**Figure I.21.** Schéma d'un climatiseur intégré avec le PCM BED. [48]

## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

Ha et Vakiloroya [49] ont présenté une technique efficace pour augmenter l'efficacité de chauffage d'un climatiseur par le couplage avec un capteur solaire. Dans cette étude, une nouvelle conception est mise en œuvre en utilisant le rayonnement solaire comme source de chaleur pour réchauffer le fluide frigorigène entrant dans le condenseur (figure 22) et atteindre la température de surchauffe nécessaire afin de réduire le requis d'énergie électrique pour faire fonctionner le compresseur. Cette conception peut augmenter le coefficient de performances COP du système d'environ 6,7%.



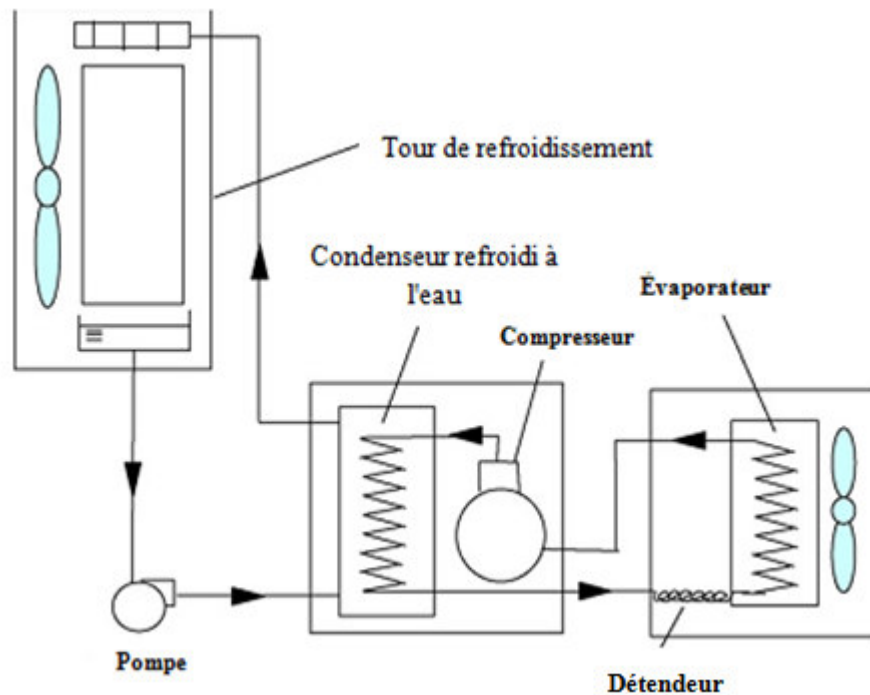
**Figure I.22.** Dispositif d'un climatiseur assisté par un système solaire. [49]

Le système de climatisation à refroidissement par eau étudié par Lee et al. [50] exploite l'eau pour refroidir le condenseur (figure 23) et ce dont le but d'augmenter la performance de climatisation des bâtiments. Selon cette étude, ce système est largement utilisé dans le secteur commercial pour son efficacité énergétique. Les auteurs ont réalisé ce travail afin d'évaluer l'applicabilité des climatiseurs refroidis à l'eau dans le secteur domestique et leurs consommation d'énergie. Pour cela, un modèle expérimental WACS (Système de climatisation à refroidissement par eau) a été installé en place pour quantifier le COP du système dans une chambre, qui a donné une amélioration très importante du COP par rapport au climatiseur conventionnel.



## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---



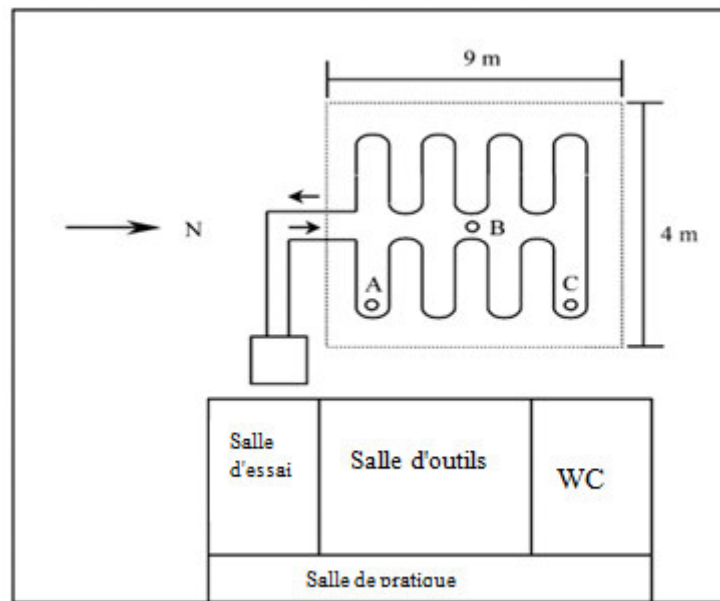
**Figure I.23.** Prototype de la WACS. [50]

Khedari et al. [51] ont réalisé un travail en Thaïlande qui est très proche du nôtre, utilisent le sol en tant que puits de chaleur pour l'unité de condensation d'un climatiseur (figure 24), un tube de cuivre du condenseur d'environ 67 m de longueur a été enterré à une profondeur de 1 m, où la température avoisine  $27^{\circ}\text{C}$  était constante au long de l'année. Cette méthode s'avère efficace pour réduire la consommation d'énergie et augmenter la performance du climatiseur, ainsi qu'elle protège l'environnement, mais elle pose un problème de compression de réfrigérant vu sa longueur importante. Les fuites inattendues du réfrigérant sous terre et leur maintenance présentent aussi un autre problème.

# Chapitre I :

## État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---



**Figure I.24.** Disposition schématique de l'emplacement expérimental, et positions prises de température au sol (mesure, et d'arrangement de l'unité de condensation). [51]

### 4. Conclusion

L'étude ainsi réalisée a permis d'établir un état de l'art général quant aux différentes techniques et technologies de ventilation et rafraîchissement réalisées dans les bâtiments à énergie positive. Ainsi qu'un état de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol enterrés, celui-ci permettra de découvrir les problèmes d'intermittence limitant l'utilisation des échangeurs air/sol pour le rafraîchissement ou le chauffage des bâtiments, et les facteurs affectant sur la performance de ce dernier.

Les différentes études réalisées sur les échangeurs air/sol sur différentes zones climatiques, montrent que les climats arides et semi-arides démunissent l'efficacité EAHE, et on ne peut pas atteindre le confort thermique à l'intérieur des bâtiments, mais il pourrait être employé pour réduire la demande énergétique. À cet effet, dans la littérature on trouve plusieurs modèles de couplage avec EAHE qui ont été réalisés pour éviter tous les problèmes qui limitent l'utilisation de ce système de rafraîchissement. Nous avons présenté dans ce chapitre les principaux modèles de couplage afin de choisir un modèle adéquat pour le cas étudié et l'améliorer.

En ce qui concerne les codes les plus utilisés littérairement pour la résolution de ce type de problème, sont les codes de CFD. Ces modèles sont très sensibles aux conditions initiales

## Chapitre I : État de l'art sur les échangeurs de chaleur air/sol

---

pour avoir des résultats justes, et ils sont capables pour résoudre le champ de la température autour de la conduite enterrée d'EATHE.

D'autre part, l'utilisation du code TRNSYS est très importante dans ce domaine, malgré sa limite dans les simulations numériques par rapport aux codes de CFD. Mais ce type de code permet une simulation pour une journée, mois ou année, autre avantage c'est que le code TRNSYS facilite le couplage avec d'autres modèles pour une étude plus détaillée et plus réaliste qui se concentre sur les systèmes de chauffage et de rafraîchissement ainsi que sur le système de contrôle.

# **Chapitre II :**

Étude expérimentale.

## 1. Introduction

Le sud algérien se caractérise dans l'ensemble par un climat sec de désert avec la température de l'air ambiant la plus élevée étant enregistrée en juillet et août avec une moyenne maximale qui atteint l'après-midi 45°C [27]. Biskra parmi les régions du sud les plus chaudes, dont laquelle l'été commence généralement au début de mai et se termine vers le mois d'octobre, avec une température maximale de l'air d'environ 45 et 50 °C.

En général, la plupart des personnes se sentent à l'aise à l'intérieur des bâtiments quand la température est entre 22 et 26°C en effet, la climatisation est souvent utilisée dans les climats de désert, par conséquent il y a une consommation considérable d'énergie, qui pousse à trouver des méthodes pour réduire cette exigence d'énergie et qui pourraient avoir des avantages économiques et environnementaux.

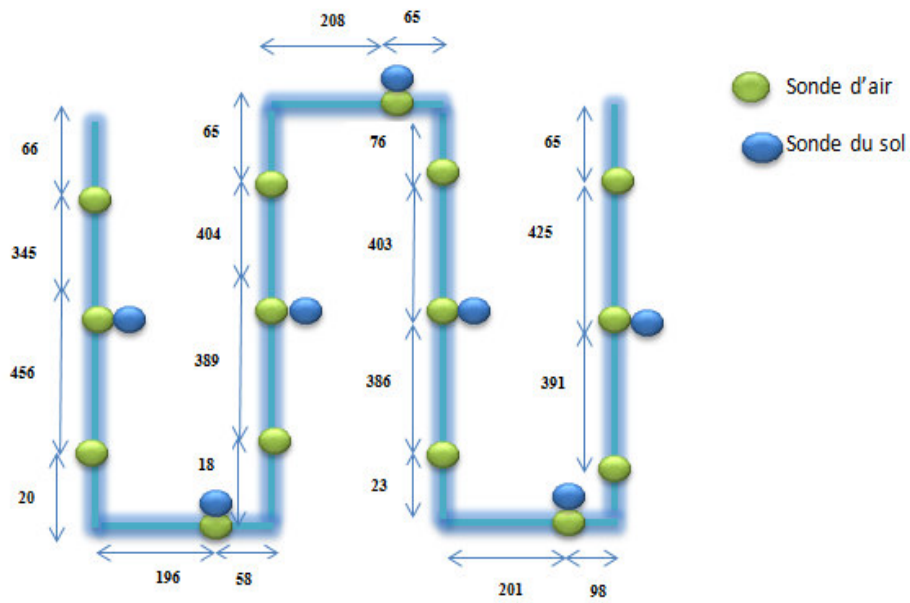
Parmi ces méthodes ;le rafraîchissement de l'air ambiant à partir des conduites enterrées, qu'on appelle échangeur de chaleur air/sol (EAHE), ce dispositif est économique en consommation d'énergie; sert à réduire la charge de refroidissement du bâtiment. À cet effet, le présent chapitre consacré à l'étude expérimentale d'un échangeur de chaleur enterré au niveau de l'université de Biskra.Cette partie est développée dont le but d'étudier l'efficacité de l'échangeur de chaleur enterré dans les régions chaudes et arides.

## 2. Description de l'installation expérimentale

L'échangeur réalisé par le Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), se trouve à l'intérieur de l'enceinte de l'université de Biskra, figures (2, 3, 4, 5).L'intégration de ce dispositif pour le but de rafraichir l'air dans une habitation, ce qui assure une économie d'énergie. Les canalisations dans lesquelles on fait circuler l'air nécessaire à ce rafraichissement, sont enfouies à une profondeur de 2 m et 3 m pour chaque échangeur, enroulé d'une manière serpentineet sinueuse sous une pente de 2 % pour le drainage de l'eau condensée.

Les tubes sont en PVC, comportant une longueur de 60m et un diamètrede 0.11m disposés et séparés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m avec 4 nombres de tours. Une fosse de réception en béton est construite à la sortie de l'échangeur. Un extracteur (ventilateur portatif de 75 Watt) d'air de débit variable est placé à l'entrée de l'échangeur pour assurer la circulation continue de l'air. La vue isométrique de l'expérimental d'EAHE évaluée est montrée dansla figure 1. Une série des sondes thermocouples a été placée tout au long du tube de l'échangeur avec une distance variable, pour mesurer la température de l'air

sur la longueur de la conduite, ainsi que la température du sol sur la même profondeur (La longueur de la conduite enterrée horizontalement est de 45 m) [26].



**Figure II.1.** Emplacement détaillé des sondes de l'air.



**Figure II.2.** Emplacement des sondes tout au long de l'échangeur de chaleur.



**Figure II.3.** Image de l'échangeur de chaleur horizontal à différentes profondeurs.



**Figure II.4.** Emplacement détaillé des sondes de l'air à l'intérieur de la gaine.

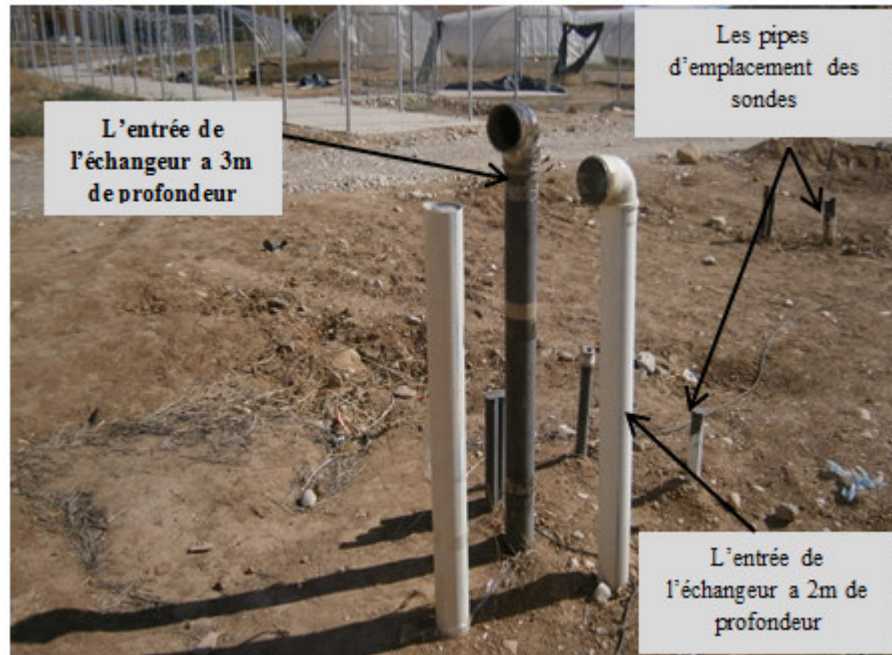


Figure II.5. Échangeurs air/sol après leur installation.

### 3. Acquisition et traitement

Le système d'acquisition est utilisé afin d'évaluer le comportement thermique à l'intérieur de la conduite de notre échangeur air/sol, pour différentes profondeurs et débits d'air entrant. Le système de mesure est basé sur 20 sondes thermiques, il s'agit en particulier de la mesure des températures de sol au niveau de plusieurs positions, et de celle d'air dans les circuits de l'air débité à l'intérieur des conduites de l'échangeur. Ces sondes sont reliées à une centrale d'acquisition, pour transférer les données mesurées vers l'ordinateur d'acquisition. (Figure 6)

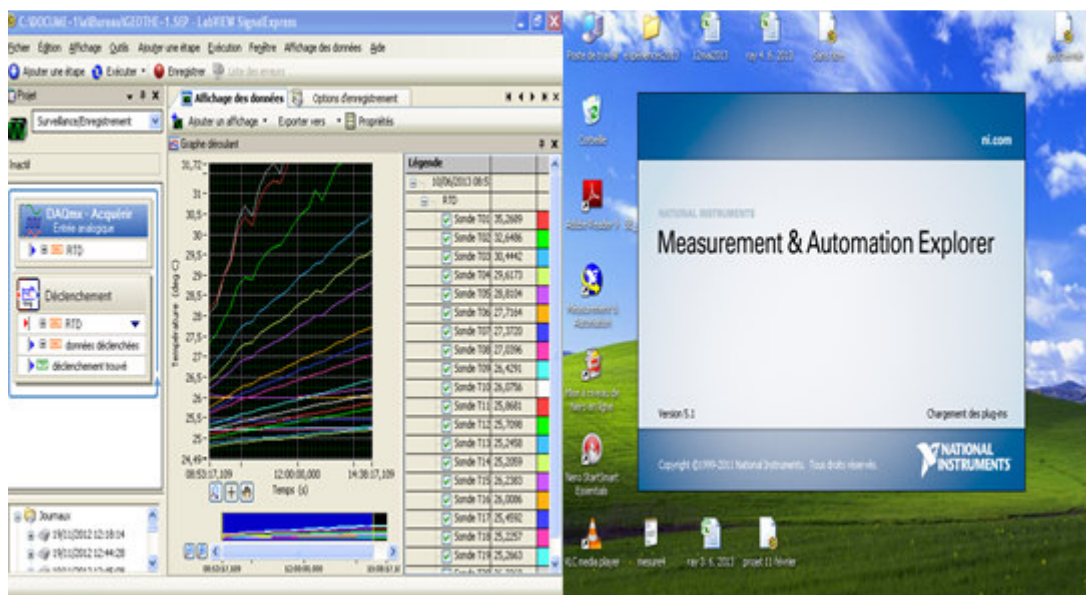
Avec des appareils de mesures secondaires ; tel qu'un débitmètre (anémomètre) hélice KIMO-LV110, mesure les débits de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur, et un appareil de mesure du rayonnement solaire, appelé solarimètre.





**Figure II.6.** Centrale d'acquisition.

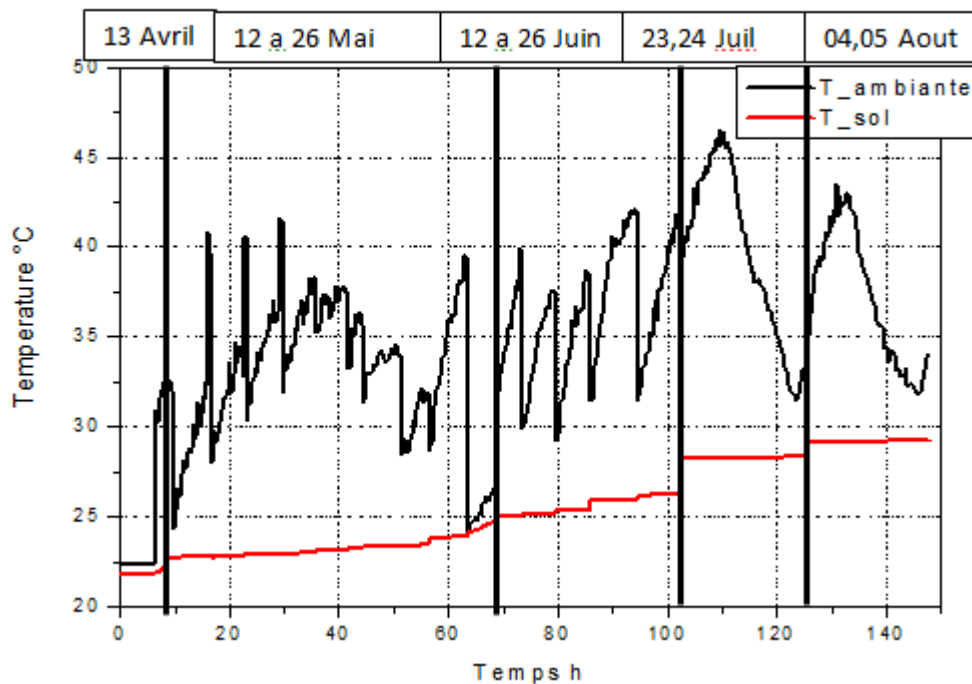
Un programme d'acquisition et de contrôle, réalisé par National Instrument (NI), est associé à une interface graphique pour la visualisation des différentes valeurs mesurées (Logiciel Measurement and Automation Explorer). Le Logiciel d'acquisition instantanée et réglée toute les 15 minutes pour enregistrer les valeurs numériques et graphiques mesurées, tel qu'il est représenté dans la figure 7.



**Figure II.7.** Logiciel d'acquisition.

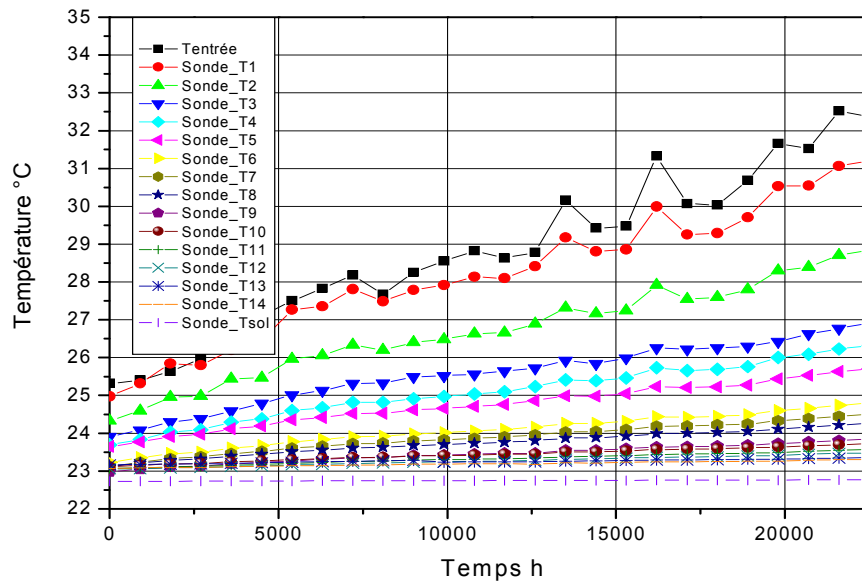
#### 4. Expériences réalisées

Nous avons fait plusieurs essais durant l'année 2013, les mois les plus chauds de toute l'année, pour étudier réellement le comportement de l'échangeur et son efficacité. La figure 8 représente la différence entre la température ambiante et celle du sol. Ces mesures sont réalisées du 13/04/2013 au 05/08/2013 à partir de 10 :00 h jusqu' à 15 :00 h avec une vitesse d'écoulement de l'air  $U=3,5\text{m/s}$ .



**Figure II.8.** Variation de la température du sol par rapport à l'air ambiant.  
(Avril -aout 2013)

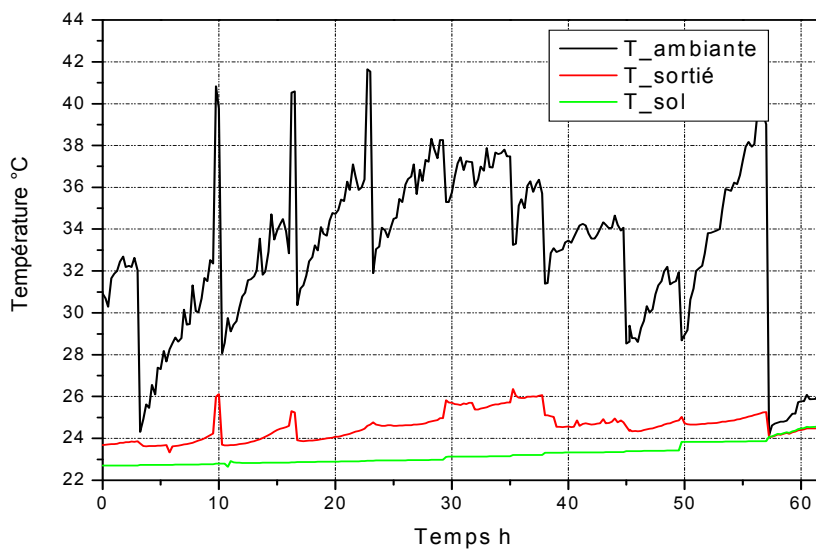
Afin d'évaluer le comportement de la température de l'air sur la longueur des tubes de notre échangeur, la figure 9 représente les mesures de la température de l'air pour chaque sonde (thermocouple) installée le long de l'échangeur pour la journée du 06/05/2013 à partir de 10 :00 h jusqu'à 15 :00 h) avec une vitesse d'écoulement de l'air  $U= 3.5\text{m/s}$ .

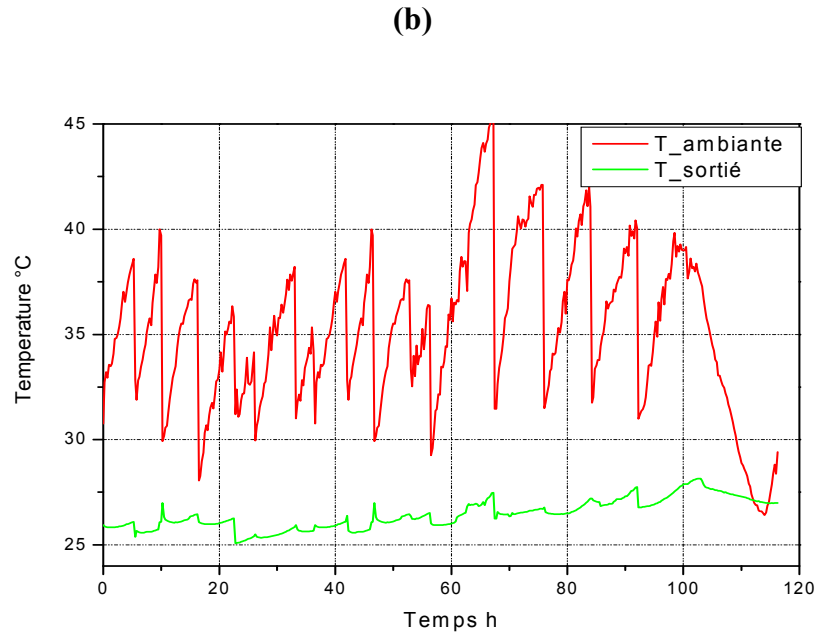


**Figure II.9.** Mesure de la température de l'air sur la longueur de l'échangeur.

La figure 10 (a et b) représente la variation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur air/sol par rapport à la température ambiante, les mesures ont été réalisées entre le 05/05/ et le 18/05 de l'année 2013, et entre le 02/06 et 26/06 de la même année à partir du 10 :00 h jusqu' à 15 :00 h avec une vitesse d'écoulement de l'air  $U=3,5\text{m/s}$ .

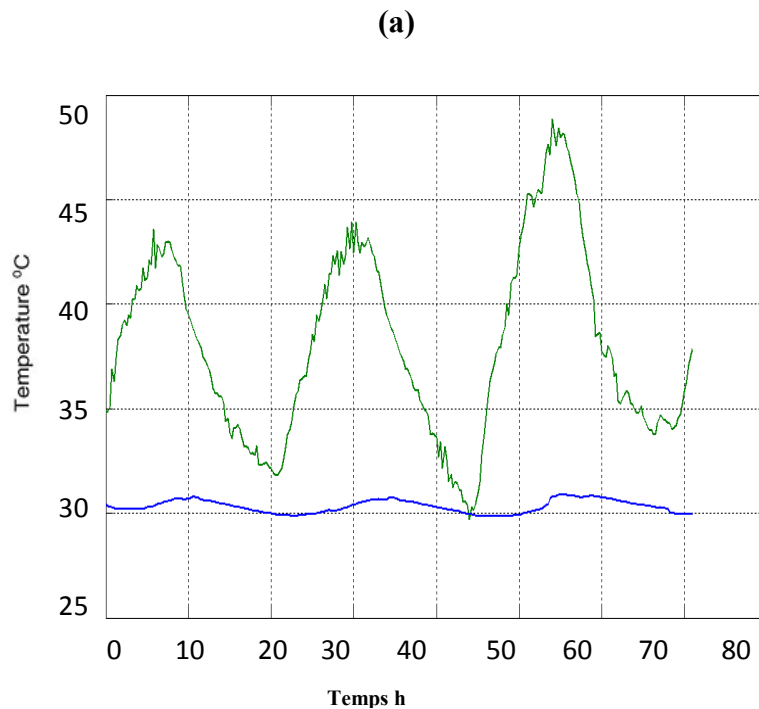
(a)

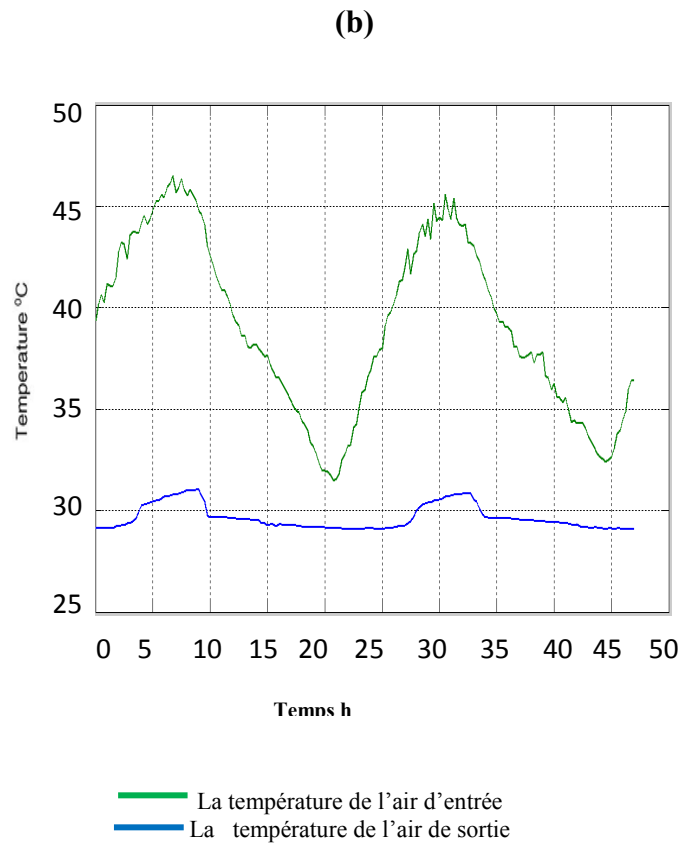




**Figure II.10.** Variation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur.

Nous avons fait les mêmes mesures présentées dans la figure 10, mais quant à la figure 11 elle présente l'écart de la température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur enterrée pendant trois jours successifs (72 heures sans arrêt) pour les deux mois (a. Aout, b. Juillet), c'est la période la plus chaude de l'année.





**Figure II.11.** Comparaison entre la température d'entrée et celle de sortie de l'échangeur, pour chaque mois (a) juillet, (b) août.

## 5. Conclusion

La température de l'air ambiant peut atteindre dans certains jours de l'année  $49^{\circ}\text{C}$ , mais après avoir traversé l'échangeur horizontal, nos procédures de vérification des mesures in-situ indiquent une réduction remarquable à  $31^{\circ}\text{C}$ , ce qui consiste un écart de  $18^{\circ}\text{C}$ . Cet abaissement de température peut contribuer à l'objet d'un rafraîchissement, chose qui nous donne une économie conséquente d'énergie de climatisation.

# **Chapitre III :**

Formulation mathématique et résolution du problème.

### 1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les modèles mathématiques qui régissent les phénomènes ou les équations de transfert de chaleur en régime turbulent à l'intérieur du tube d'un échangeur de chaleur air/sol pour étudier le comportement de ce dernier et son efficacité. La technique CFD est un outil de mécanique des fluides aujourd'hui largement employé, consiste à étudier les mouvements d'un fluide, transfert de chaleur et de masse, ou leurs effets, par la résolution numérique des équations régissant le fluide [52].

### 2. Équations générales de l'outil CFD (Équations gouvernantes des problèmes étudiés)

La modélisation mathématique d'un écoulement de fluide ; est fondée sur les lois de la conservation de masse, de la quantité de mouvement et d'énergie. Dans les coordonnées 3D cartésiennes et dans un écoulement incompressible et stationnaire ; les équations de transfert de la chaleur et de la masse sont données comme suit :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Équations de quantité de mouvement :

$$\left[ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (2)$$

$$\left[ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

$$\left[ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

Équation d'énergie, pour un écoulement stationnaire, sans source interne ni dissipation visqueuse.

$$\left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \alpha \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

Pour résoudre ces équations, il existe plusieurs méthodes telles que :

- La Simulation Numérique Directe (Direct Numerical Simulation ou DNS).
- La Simulation des Grandes Echelles (Large Eddy Simulation ou LES).
- La modélisation statistique des équations de Navier-Stokes (Reynolds-Averaged Navier-Stokes équations ou équations RANS).

La modélisation de l'écoulement fallait pouvoir prendre en compte des champs d'écoulement et de turbulence dans les tubes tout en permettant des temps de calculs relativement courts. Les approches de type DNS et les plus précises des méthodes de simulation des écoulements turbulents, même si théoriquement elles peuvent fournir une meilleure résolution des équations de Navier-Stokes, mais elles prennent beaucoup de temps [53,54].

En conséquence, nous avons opté pour la méthode Transvasée sur une version moyennée des équations de Navier-Stokes qui consiste à décomposer chaque grandeur en une valeur moyenne et une fluctuation autour de cette valeur moyenne. Les équations moyennées résultantes comportent de nouveaux termes qui traduisent la production des fluctuations des vitesses. Ces nouveaux termes sont appelés les contraintes de Reynolds qui nécessitent la fermeture des équations par les modèles de turbulences.

### 3. Modèles de turbulence

Les écoulements des fluides dans les conduites sont généralement associés à des mouvements de turbulence ; à cause des frottements induits par les gradients de vitesse d'écoulement. Il existe une gamme très importante de modèles de turbulence.

Le choix d'un modèle de turbulence est basé sur des considérations telles que la physique entourée dans l'écoulement, la pratique établie pour une classe spécifique de problème, le niveau de l'exactitude exigée, les ressources informatiques disponibles afin d'obtenir une précision de calcul, et la durée du temps prise pour la simulation [54].



### 3.1 Modèles $k - \varepsilon$ Standard

Le modèle  $(k - \varepsilon)$  standard est certainement le modèle le plus répandu dans la littérature. Développé par de Jones et Lauder [55] basé sur le modèle créé par Chou [56]. Malgré son incapacité de détailler dans les caractéristiques de la turbulence, la modélisation statistique est un bon outil pour caractériser des champs moyens.

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (6)$$

Les équations de conservation et de quantité de mouvement :

$$\frac{D}{D_t} (\rho \bar{u}_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right) \quad (7)$$

L'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{D}{D_t} (\rho C_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( K \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i T \right) \quad (8)$$

Les équations RANS “Les équations (6) et (8) présentent des inconnues d'ordre supérieur:  $\overline{\rho \bar{u}_i \bar{u}_j}$ ,  $\overline{\rho \bar{u}_i T}$  qui s'appellent les contraintes de Reynolds et les composants de flux de chaleur turbulents, respectivement. Les équations de transport précises pour ces inconnues donnent lieu à des inconnues d'ordre supérieur. Pour résoudre ce problème de fermeture, Boussinesq a introduit en 1877 une approximation pour la modélisation des contraintes de Reynolds et des composantes de flux de chaleur turbulente. L'approximation de Boussinesq est la suivante :

$$-\overline{\rho \bar{u}_i \bar{u}_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (9)$$

$$-\overline{\rho \bar{u}_i T} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (10)$$

La viscosité turbulente est calculée à partir de l'expression :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

Le modèle de turbulence  $k - \varepsilon$  ajoute deux équations de transport supplémentaires au système. La première est l'énergie cinétique de turbulence  $k$  et la seconde son taux de dissipation  $\varepsilon$ , sont obtenus à partir des équations suivantes de transport :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (13)$$

Où

$G_k$  : Représente la génération de l'énergie cinétique de turbulence due aux gradients moyens de vitesse, calculée comme suit :

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (14)$$

$G_b$  : Représente la génération de l'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité, calculée comme cela :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (15)$$

$Pr_t$  : Est le nombre turbulent de Prandtl pour l'énergie.

$\beta$  : Le coefficient de la dilatation thermique.

$Y_M$  : Représente la contribution de la dilatation de fluctuation dans la turbulence compressible au taux global de dissipation :

$$Y_M = 2\rho \varepsilon M_\varepsilon^2, \text{ M nombre de mach } M = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$$

$C_{1\varepsilon}$  et  $C_2$  : Sont des constants,  $\sigma_k$  et  $\sigma_\varepsilon$  sont les nombres de Prandtl de la turbulence pour  $k$  et  $\varepsilon$

$S_\varepsilon$  et  $S_k$  : Sont les limites définies pour l'utilisateur de source.

Les valeurs utilisées par défaut dans le code "FLUENT" sont regroupées dans le tableau suivant :

**Tableau III.1.** Valeurs des constantes empiriques du modèle  $k-\epsilon$ .

Constants	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$
Valeurs	0.09	1.00	1.03	1.44	1.3

### 3.2. Modèle RNG $k-\epsilon$

Le modèle RNG a été proposé par Yakhot et Orszag [57], permis d'améliorer la formulation du modèle standard dans les situations où les taux de déformation sont élevés, et normaliser les équations de Navier-Stokes, dans le but de tenir compte des effets des plus petites échelles de mouvement. La principale amélioration par rapport à la version standard est dans l'équation du taux de la dissipation turbulente d'énergie. Dans les écoulements à taux de contraintes élevés, le modèle RNG prévoit une faible viscosité turbulente (c.à.d. un taux de dissipation  $\epsilon$  élevé et une production de turbulence  $k$  faible) que le modèle standard. Bien que dans le modèle  $k-\epsilon$  standard, la viscosité turbulente est déterminée à partir d'une seule échelle de turbulence, mais en réalité toutes les échelles de mouvement contribuent à la diffusion turbulente [53].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{\text{eff}} + \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} + \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \end{aligned} \quad (17)$$

Où  $\alpha$  est l'inverse du nombre de Prandtl, est calculé en utilisant la formule suivante dérivée analytiquement par la théorie de RNG, qui permet d'inclure les variations de ce nombre avec le nombre de Reynolds [58]:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{\text{mol}}}{\mu_{\text{eff}}} \quad (18)$$

Avec  $\alpha_0=1$  (Dans la limite élevée de nombre du Reynolds ( $\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$ ),  $\alpha_\epsilon = 1.393$ ). Ce résultat issu de la théorie de RNG permet d'appliquer les équations de transport dans les régimes Reynolds, sans avoir recours à des fonctions de paroi. Puisque  $\mu_t$  et  $\epsilon$  varient continûment avec le nombre de Reynolds turbulent des valeurs moléculaires aux valeurs pleinement turbulentes, les équations de  $k$  et  $\epsilon$  incluent une atténuation naturelle dans les zones voisines des parois [58].

La différence principale entre le RNG et les modèles standard se situe dans la limite additionnelle dans l'équation de taux de déformation  $R$  est donnée par la relation suivante :

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (19)$$

$$\eta = Sk/\epsilon, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$$

Dans les valeurs du grand taux de contrainte  $\eta < \eta_0$  les valeurs de  $R$  apporte une contribution positive, ce qui est proche dans la grandeur de la valeur  $C_{2\epsilon}$  dans le modèle  $k$ -standard.

Dans les valeurs du grand taux de contrainte  $\eta > \eta_0$  les valeurs de  $R$  apporte une contribution négative, ce qui rend la valeur inférieure. En comparaison avec le modèle  $k$ -standard, la destruction plus petite de  $\epsilon$  augmente, réduction  $k$ . En conséquence, dans des écoulements rapidement tendus, le modèle de RNG rapporte une viscosité turbulente inférieure que le modèle standard.

**Tableau III.2.** Valeurs des constantes empiriques du modèle RNG  $k$ - $\epsilon$ .

Constants	$C_\mu$	$\sigma_\epsilon$	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$
Valeurs	0.0845	1.93	1.42	1.68

### 3.3. Modèle $k$ - $\epsilon$ Réalisable

Le modèle  $k$ - $\epsilon$  réalisable proposée par Shih et al. [59], relativement récent et différent du modèle  $k$ - $\epsilon$  standard de deux façons importantes :

- Le modèle  $k$ - $\epsilon$  réalisable contient une nouvelle formulation pour la viscosité turbulente.
- Une nouvelle équation de transport pour le taux de dissipation  $\epsilon$ .

Un avantage du modèle réalisable qui prévoit plus précisément le taux de propagation des jets. Il est également susceptible de fournir des performances supérieures dans les écoulements impliquant la rotation, les couches de limites sous des forts gradients défavorables de pression, la séparation, et les recirculations.

Pour comprendre les mathématiques derrière le modèle réalisable, considérez combiner le rapport de Boussinesq et la définition de viscosité turbulente est calculée à partir de l'équation (11), sauf que  $C_\mu$  n'est plus constant. Il est fonction de la déformation moyenne, des taux de rotation, de la vitesse angulaire de la rotation du système et des champs de la turbulence ( $k$  et  $\varepsilon$ ).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (20)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (21)$$

$$C_1 = \text{Max} \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

### 3.4. Modèle $k-\omega$

Le modèle  $k-\omega$  est un modèle de turbulence à deux équations communes, qui utilise une équation de transport  $\varepsilon$  pour fermer le système constitué par les équations de Navier-Stokes de Reynolds (équations RANS). Le modèle développé par Wilcox [60] propose deux équations aux dérivées partielles pour deux variables, l'énergie cinétique de turbulence  $k$  et le taux spécifique de dissipation  $\omega$  (la fréquence turbulente). L'application de ce modèle est performante dans plusieurs domaines tel que l'aérodynamique externe, ceci est dû à son efficacité en présence d'un gradient de pression adverse [54]. Pour créer la deuxième équation on relie les variables  $\varepsilon$  et  $\omega$  par la relation suivante :

$$\varepsilon = \beta^* \omega k \quad (22)$$

Avec la viscosité turbulente est donnée par la relation :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (23)$$

#### Transport d'énergie cinétique turbulente

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (24)$$

#### Transport de la fréquence turbulente

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (25)$$

### 4. Méthodes de résolution des équations régissantes

Plusieurs méthodes numériques sont disponibles pour la résolution de ces équations. On peut distinguer les méthodes suivantes :

- Méthodes des différences finies (MDF).
- Méthodes des éléments finis (MEF).
- Méthodes des volumes finis (MVF).

#### 4.1 Méthodes des différences finies

La méthode des différences finies consiste à discrétiser les équations continues aux nœuds d'un maillage prédéfini en calculant chaque dérivée partielle à l'aide de séries de Taylor tronquées pour obtenir des équations linéaires reliant la valeur de mêmes inconnues aux nœuds voisins.

#### 4.2 Méthodes des éléments finis

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis réside dans le découpage du domaine d'étude en domaines élémentaires de dimension finie.

#### 4.3 Méthodes des volumes finis

La méthode des volumes finis parmi les méthodes qui peut atteindre un stade de développement avancé pour les calculs d'écoulements des fluides stationnaires et instationnaires ; consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes entourant chaque point du maillage. Cette méthode, possède des qualités qui en font l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. En effet, celle-ci est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non-linéaires. De surcroît, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de

contrôle. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers utilisables avec des maillages non structurés.

Plusieurs outils de simulation numérique peuvent être utilisés tels que : FLUENT, PHOENICS, STAR-CD, CFX-F3D, ANSYS, ...etc. Le code FLUENT est un programme informatique qui utilise la méthode des volumes finis pour la modélisation numérique des écoulements des fluides et le transfert de la chaleur dans les géométries simples et complexes.

### 5. Simulation numérique sous FLUENT

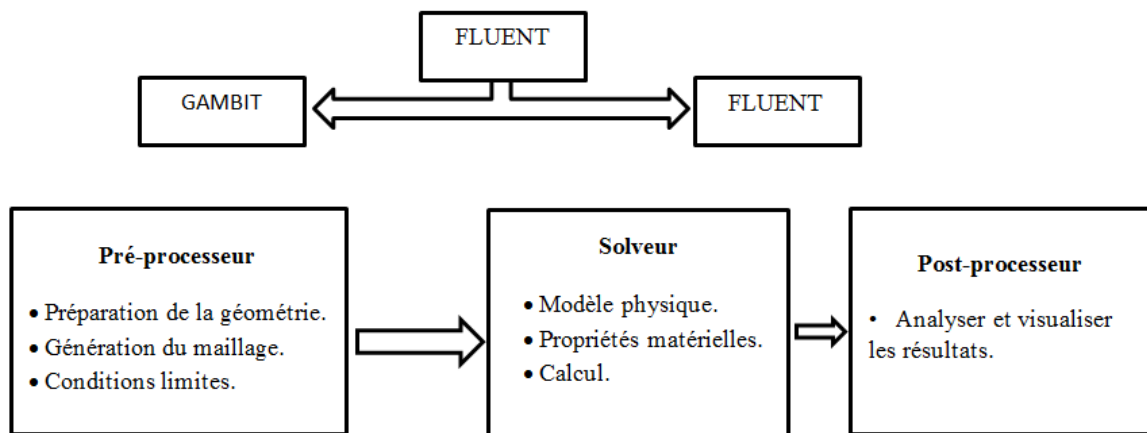


Figure III.1. Structure de base du code "FLUENT".

#### 5.1. Maillage

FLUENT fournit plusieurs types de maillages structurés, non-structurés ainsi que hybrides. Le maillage structuré utilisé généralement pour les géométries simples prend la forme quadrilatérale en deux dimensions et hexaédriques en trois dimensions. Le maillage non structuré prend la forme quadrilatérale ou triangulaire en deux dimensions et hexaédriques ou tétraédrique en trois dimensions, qui peuvent être issues aux géométries complexes. La création de la géométrie à étudier, ainsi que le maillage se font sous le meilleur "Gambit", un logiciel qui permet de mailler des domaines d'un problème de CFD (figure 2 et 3). Il génère des fichiers \*.mesh qui peuvent être utilisés en particulier sous FLUENT [54,85,64].

➤ **Vue globale (interface Gambit)**

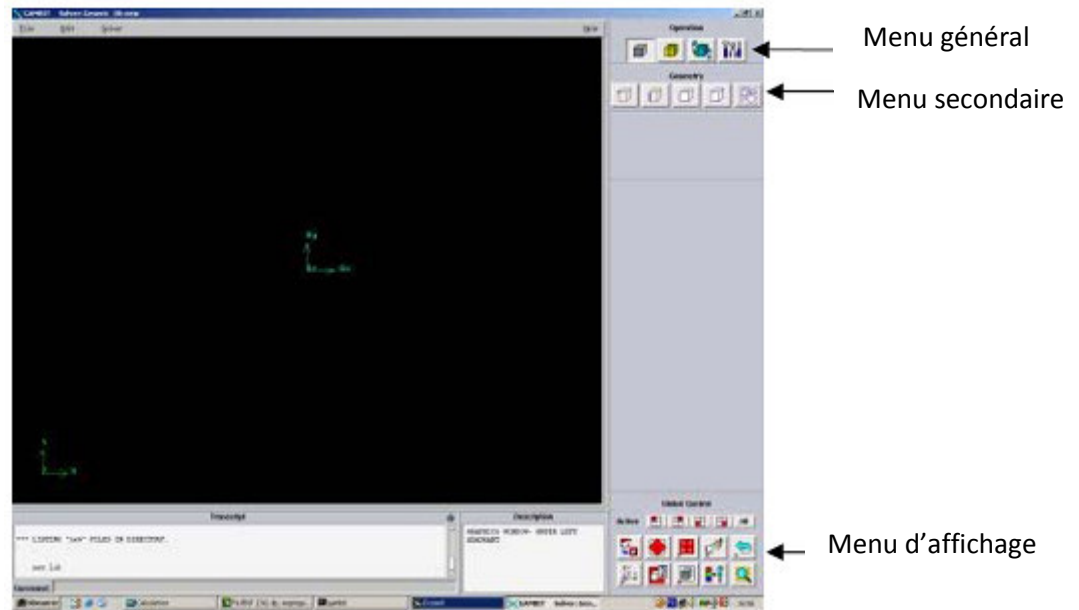


Figure III.2. Vue globale de Gambit.

➤ **Détail des principaux menus de Gambit**

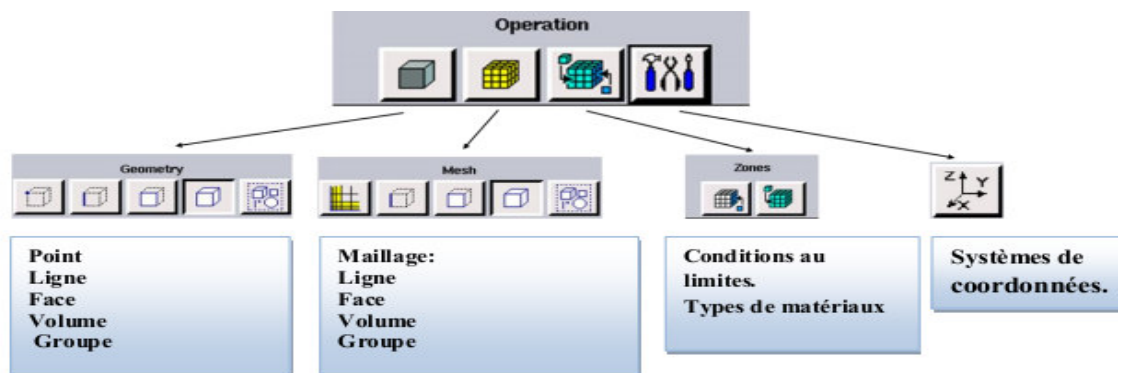


Figure III.3. Menu principal de Gambit.

**5.2. Différents types de Maillages**

Les différents types de mailles utilisés par Gambit (figure 4 et 5) :



Figure III.4. Différents types des mailles. [53]



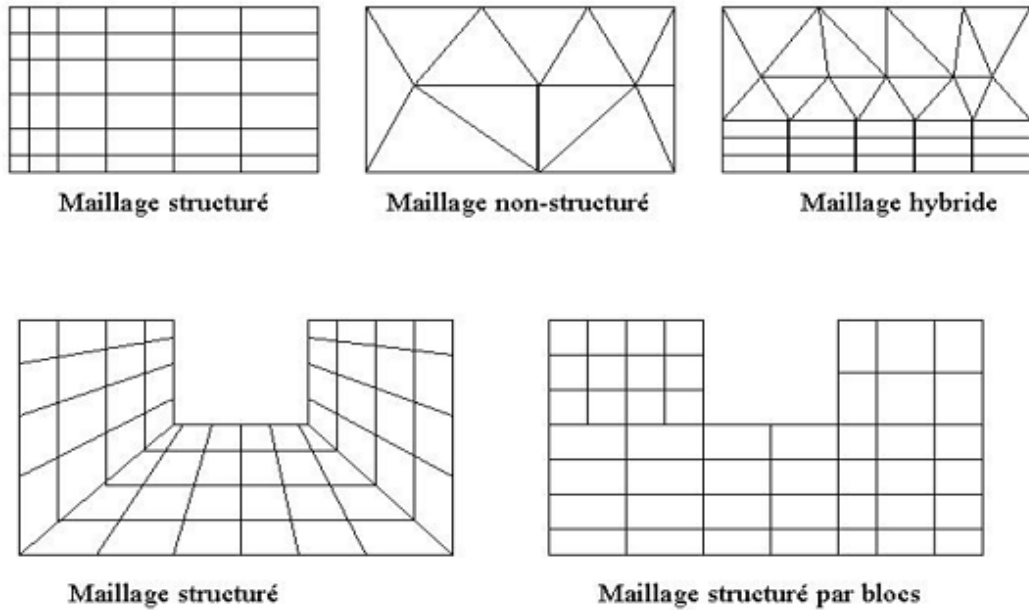


Figure III.5. Types de maillage utilisé par "FLUENT ". [58]

### 5.3. Conditions aux limites

Après avoir terminé les dessins géométriques et leurs maillages, il faut définir les conditions aux limites. La détermination des conditions aux limites est réalisée selon le problème traité (entrée, sortie, paroi...).

### 5.4. Solveur Fluent

La simulation en Mécanique des Fluides Numérique (Computational Fluid Dynamics CFD), est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse des écoulements fluides et transferts thermiques.

La méthode utilisée pour la résolution des différentes équations aux dérivés partielles ; est celle des volumes finis. Elle est la plus efficace et conservatrice, tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans les volumes voisins [61].

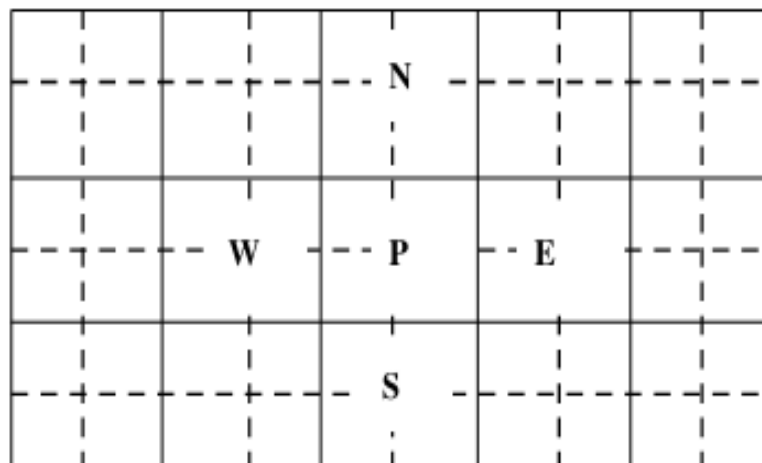
## 6. Procédure de résolution numérique du problème étudié

Nous avons utilisé pour la conception et du maillage le logiciel «GAMBIT 2.3.16» tout en prêtant attention aux conditions aux limites adéquates. Nous avons testé plusieurs configurations de maillage avec différents raffinements pour en choisir une qui fasse un compromis entre la précision et les ressources informatiques. Aussi, nous avons raffiné

grandement notre maillage à proximité de la paroi des tubes. La simulation réalisée sous le solveur FLUENT 6.3 est faite pour étudier l'évolution de la température de l'air le long de la conduite de l'échangeur air-sol.

### 6.1. Schéma de discrétisation

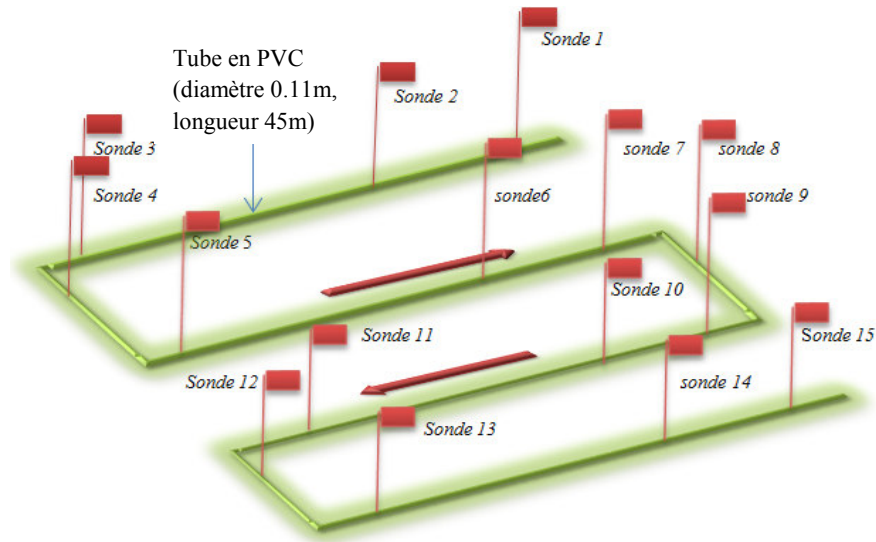
Le code Fluent est employé pour résoudre les équations qui gouvernent les mouvements des fluides. La figure 6 donne un exemple où les nœuds de maillage sont situés au centre géométrique de chaque volume de contrôle. La première étape est de diviser le domaine de calcul en volumes de contrôle via un maillage. Puis, les équations discrètes ont été intégrées sur chaque volume de contrôle afin de les transformer en équations algébriques. La valeur d'une variable sur un point de grille peut être calculée à partir des valeurs de ses grilles environnantes [62].



**Figure III.6.** Volume de contrôle pour la résolution en volumes finis. [62]

### 6.2. La géométrie du calcul et le maillage

Dans cette étape, nous avons discrétisé la géométrie de l'échangeur de chaleur avec des dimensions réelles (longueur, diamètre...), en utilisant une géométrie tridimensionnelle adaptée à la structure maillée. La figure 7 présente la géométrie de l'échangeur air/sol comme il est installé dans l'étude expérimentale.

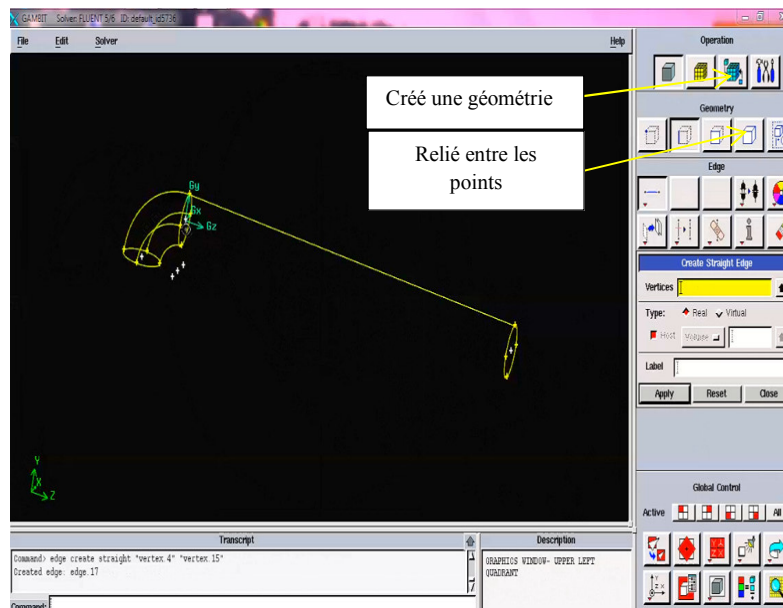


**Figure III.7.** Schéma du système d'échangeur de chaleur air/sol.

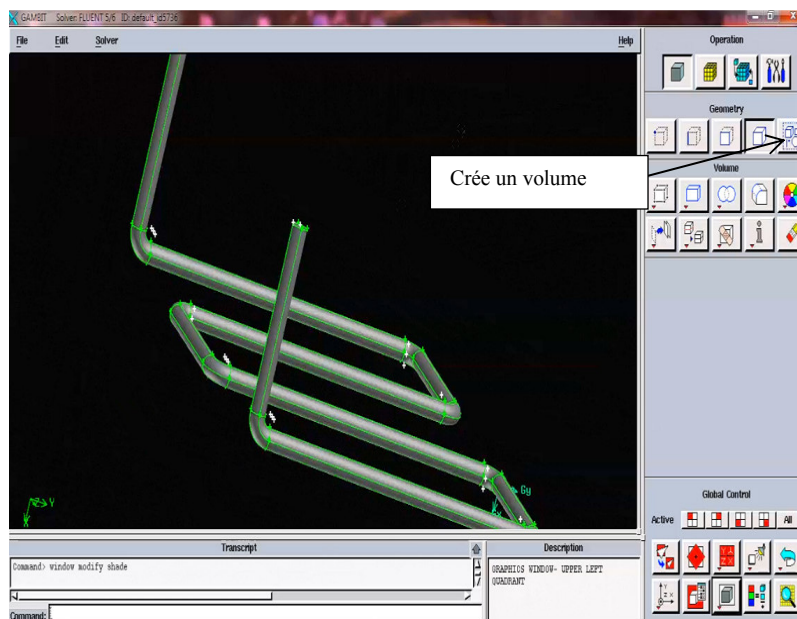
### 6.2.1 Définir la géométrie étudiée

la définition d'un domaine de calcul est nécessaire pour la résolution des équations du modèle, afin de représenter les conditions aux limites des surfaces. Il y a deux caractéristiques à prendre en compte pour définir un tel domaine, en premier il faut fixer la géométrie de ce domaine de calcul, c'est-à-dire tout en respectant les dimensions (la longueur, le diamètre des tubes, la forme des coudes, l'épaisseur et l'espacement entre les tubes), puis établir un maillage qui nous permet de résoudre les équations RANS.[63]

La géométrie de notre échangeur a été discrétisée sur le mailleur Gambit tridimensionnelle, on a choisi de l'établir point par point, relier entre eux dans différentes directions, les lignes sont créées, ensuite les faces sont formées, pour obtenir en dernier les volumes, qu'on a regroupés sous un seul groupe (figure 8 et 9).

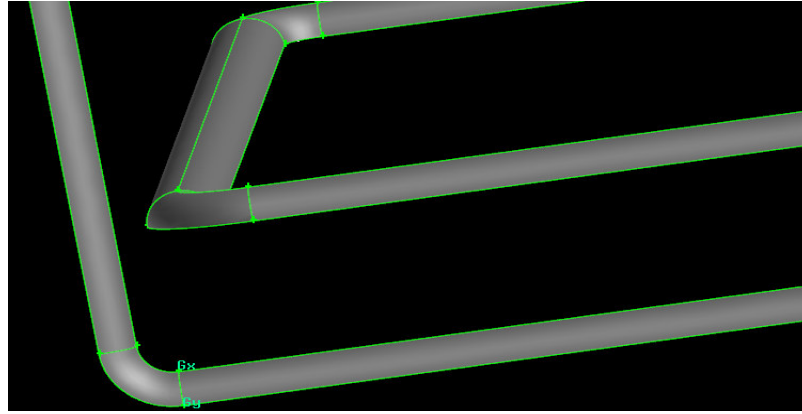


**Figure III.8.** Tube schématisé sous Gambit.



**Figure III.9.** Géométrie de l'échangeur sous Gambit.

Le même travail est réalisé pour la géométrie symétrique (figure 10) utilisée afin de réduire le temps de convergence de la simulation.



**Figure III.10.** Géométrie symétrique de l'échangeur sous Gambit.

### 6.2.2. Choix du maillage

Nous avons opté pour un maillage structuré, non-structuré et hybride qui pourraient être construit pour évaluer l'évolution de la température tout au long des tubes de l'échangeur. À cause des changements de température plus brusquement (graduellement) autour de la paroi de la conduite [64], avec le code de maillage "Gambit", on peut modéliser l'écoulement à l'intérieur des conduites avec un maillage plus fin près de la paroi (figure 11) et ce, pour différentes configurations de maillage (figure 12). Ce qui permettrait d'assurer une meilleure précision sur le calcul des gradients de températures proche de la paroi qui est en contact avec le sol.

Par conséquent cette taille de la première maille augmenterait les temps de convergence des calculs par un nombre plus important de nœuds dans le maillage. Pour résoudre les équations sans perdre de précision et du temps de convergence des calculs, on peut alors rendre le maillage avec un accroissement de la taille des nœuds que l'on s'éloigne de la paroi de tube de l'échangeur. Nous avons alors imposé une croissance de la hauteur des cellules afin de limiter encore une fois le nombre de mailles présent dans le domaine, et améliorer les temps de calcul [53, 54].

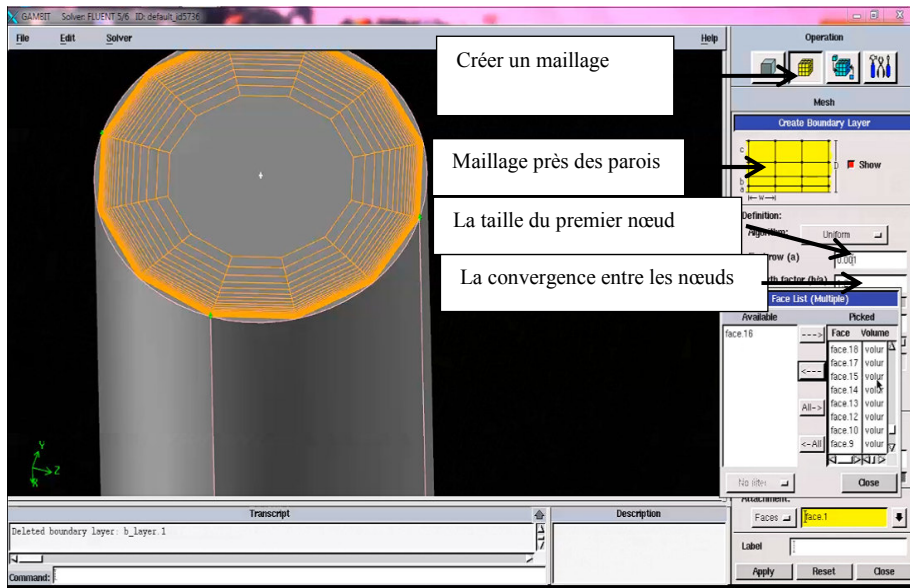


Figure III.11. Traitement près des parois dans le maillage "Gambit".

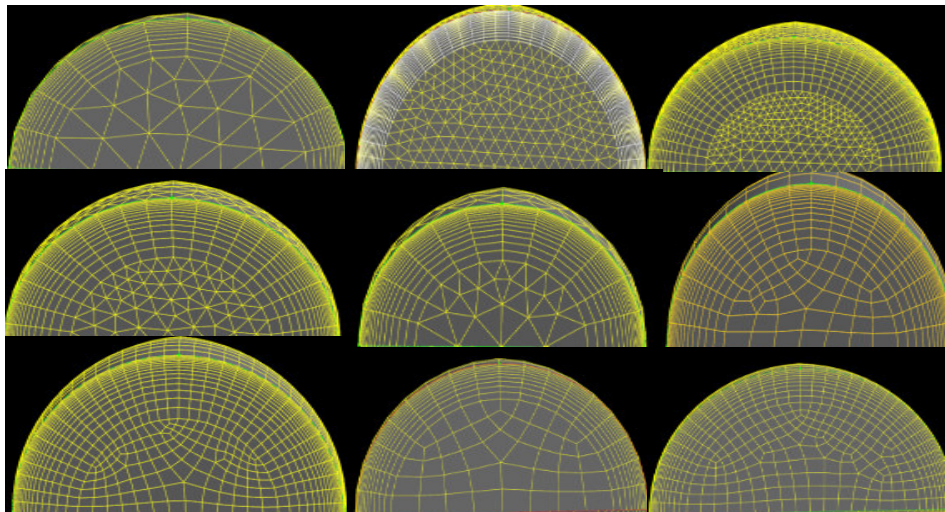


Figure III.12. Différents types de maillage utilisés pour la simulation.

Nous pouvons aussi contrôler notre maillage volumique qui touche toute la surface de l'échangeur de chaleur en utilisant « examain mesh » et vérifier le maillage selon les axes « x,y,et z » (figure 13).

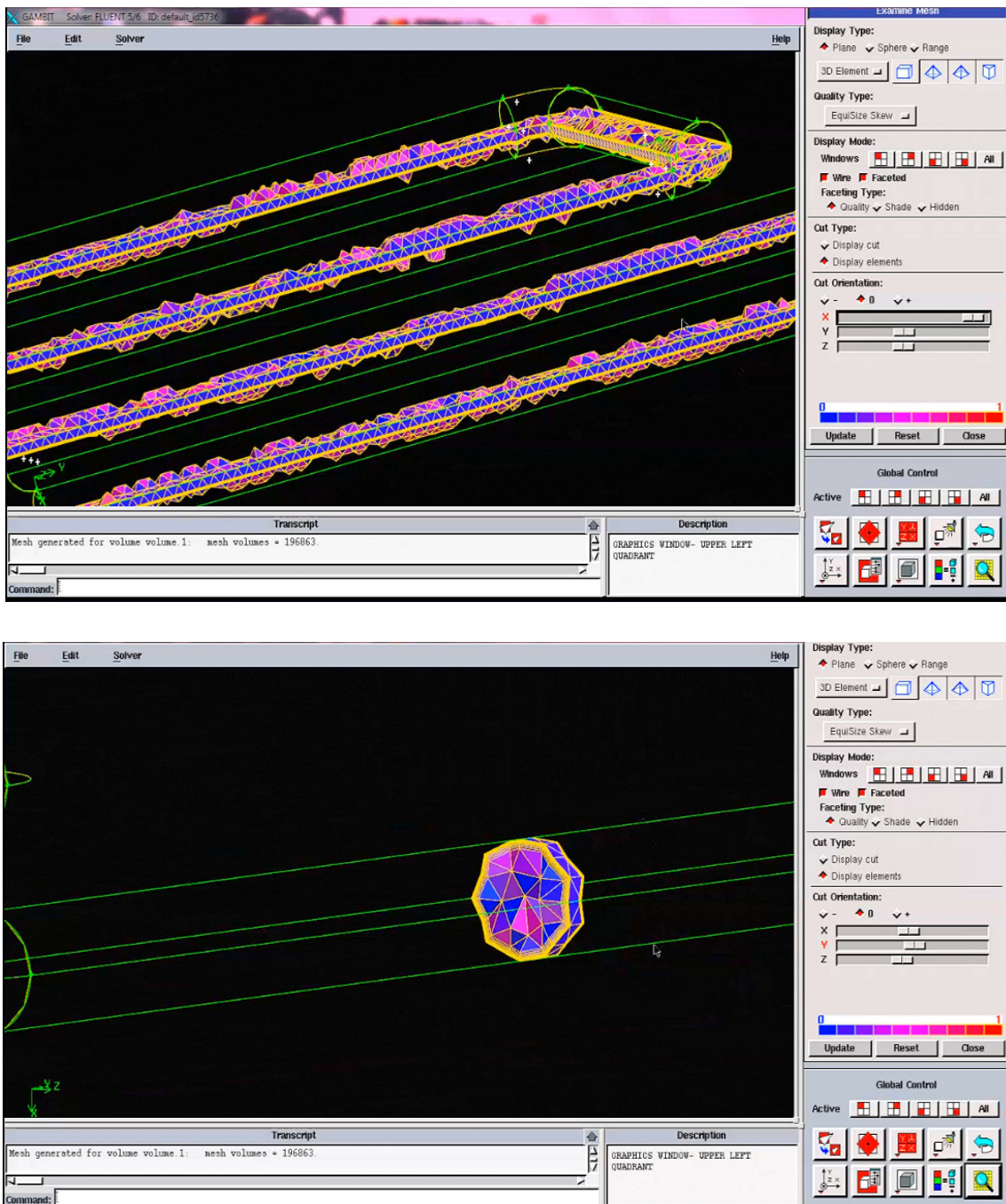


Figure III.13. Contrôle du maillage.

### 6.3. Solveur Fluent 6.3

Une fois la géométrie de l'échangeur, le maillage et les conditions aux limites sont réalisés, l'étape sera sauvegardée avec l'extension .msh. Pour la simulation numérique, nous avons utilisé le solveur, FLUENT 6.3, à l'aide duquel on importe la géométrie conçue antérieurement avec le logiciel Gambit, et documenter les données nécessaires à la simulation et définir les conditions aux limites. (Nous considérons que la température de surface

extérieure des parois des tubes horizontaux de l'échangeur est constante et égale à celle du sol à une profondeur suffisante)[65].

### 6.3.1. Importation de la géométrie (\*.msh)

À cause de la géométrie de l'échangeur air/sol en 3D, et sa longueur importante et que le tube en serpentin avec des coudes, provoque des pertes de charges, le choix du 3D double précision semble le plus approprié à notre simulation, il est donc choisi comme suit :



Pour commencer la simulation, il faut importer le fichier (\*.msh) généré sous Gambit.

### 6.3.2. Traitement numérique

Dans notre cas, on a supposé que l'air est incompressible, et selon plusieurs études telles que celles réalisées par : Bansal et al. [66] Goswami et al. [67] et Bansal et al. [68] proposent que la température du sol, à une profondeur donnée reste constante partout et approximativement égale à la température annuelle moyenne de l'air ambiant".

La définition des différentes conditions aux limites :

Nous avons imposé que le demi tube inférieur de l'échangeur air/sol comme une condition de symétrie. Cette condition impose l'ensemble des flux nuls.

- **Les conditions d'entrée** : Identifier la vitesse d'écoulement d'air, la pression, la température d'entrée, et l'énergie cinétique turbulente.
- **Les conditions des parois** : Identifier la conductivité du matériau du tube, ainsi que sa température (en supposant que la température du sol est constante et égale à celle de la paroi du tube) et sa rugosité aérodynamique. En ce qui concerne les conditions aux limites variables le long des tubes verticaux en fonction de la profondeur du sol, nous avons opté pour une fonction qu'on a définie par (UDF), permettant d'attribuer la fonction de la température des



tubes verticaux en fonction de la profondeur. La température de la surface du sol peut être estimée en utilisant une fonction sinusoïdale telle que :

$$T(0, t) = T_m + T_0 \cdot \cos(\omega t) \quad (26)$$

La température de la profondeur du sol peut être présentée comme suit :

$$T(z, t) = T_m + T_0 \cdot \exp(z/\gamma) \cdot \cos(\omega t - z/\gamma) \quad (27)$$

$$\gamma = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}}, \quad \alpha = \frac{\lambda_{sol}}{\rho c_{psol}}$$

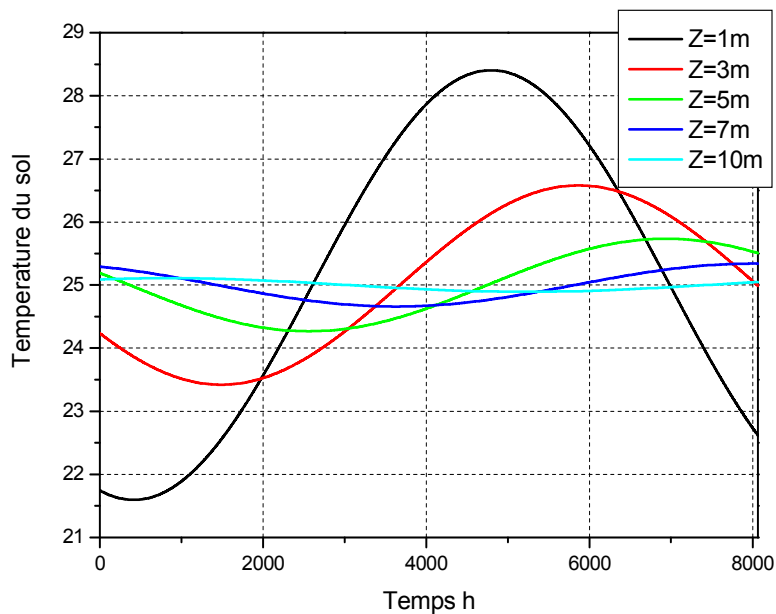
Avec  $T(z, t)$  la température du sol au temps ( $t$ ) et à une profondeur ( $z$ ),  $T_m$  est la température moyenne annuelle du sol,  $T_0$  est l'amplitude de la température sur la surface du sol ( $z=0$ ), et  $\omega$  est la fréquence de la vague annuelle de la température (figure 14). Les caractéristiques physiques ainsi que les paramètres de calcul sont illustrés respectivement sur les tableaux (3 et 4).

**Tableau III.3. Propriétés physiques [27]**

Propriété	Valeurs
Conductivité thermique du sol (W/m. °C)	2.01
La chaleur spécifique du sol (J/kg. °C)	1380
Densité du sol (kg/m <sup>3</sup> )	2300
Diffusivité thermique du sol (m <sup>2</sup> /s)	6.33X10 <sup>-7</sup>
Conductivité thermique du PVC (W/m. °C)	1.17
Chaleur spécifique du PVC (J/kg. °C)	900
Densité du PVC (kg/m <sup>3</sup> )	1380

**Tableau III.4.** Paramètres d'entrée pour la validation comparative. [26]

Propriété	Valeurs
Longueur du tube (m)	60
Diamètre du tube (m)	0.11
Profondeur du tube (m)	3
Vitesse d'air (m/s)	3.5
Température d'entrée (°C)	[37 ; 48]
Température de sol (Z=3m) en été (°C)	[24 ; 28]



**Figure III.14.** Profil de température du sol pour différentes profondeurs.

#### IV.6.3.3. Choix du model de résolution

Nous avons utilisé les équations de Navier-Stokes moyennées avec un modèle de turbulence de type standard  $k-\varepsilon$  (figure 15) pour obtenir l'évolution de la température de l'air le long des tubes de notre échangeur air/sol. Ce modèle est largement utilisé dans la littérature aussi bien pour des approches théoriques que pour des applications plus pratiques (Huser et al. [69], Riddle et al. [70], Di Sabatino et al. [71], Pontiggia et al. [72]). Malgré son incapacité à détailler les spécificités et les caractéristiques précises de la

turbulence, la modélisation statistique de ce modèle est un bon outil pour caractériser des champs moyens.

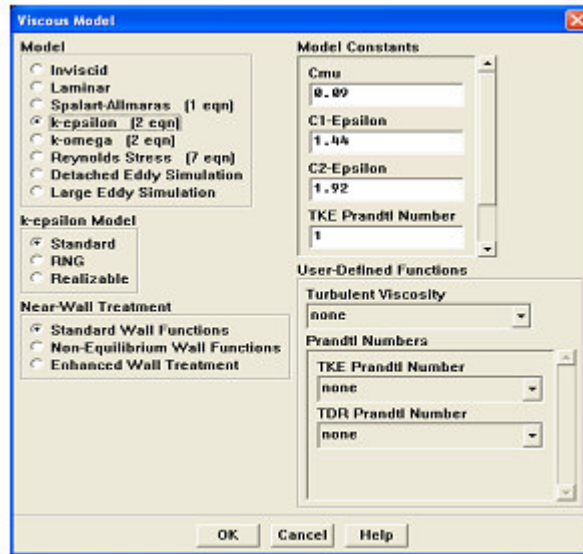


Figure III.15. Choix du modèle de turbulence.

**Les équations résolues :** Nous résolvons donc un modèle  $k-\epsilon$ , et nous avons résolu l'équation d'énergie pour définir les paramètres liés au transfert thermique, donc on a choisi dans le présent travail le schéma numérique « **Upwind** » (figure 17) avec une précision de 1<sup>er</sup> ordre pour la quantité de mouvement, l'énergie cinétique turbulente, et le taux de dissipation. Bien qu'il est un peu difficile d'atteindre la convergence, mais dans notre cas le schéma du premier ordre donne de très bons résultats.

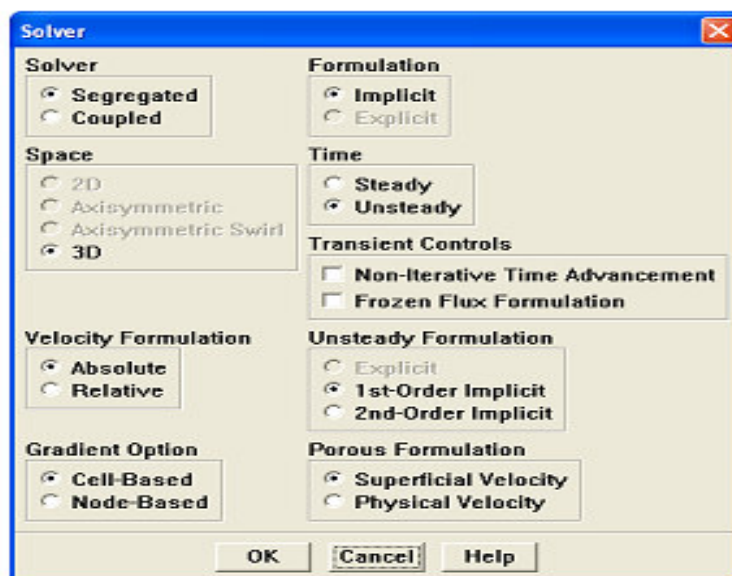
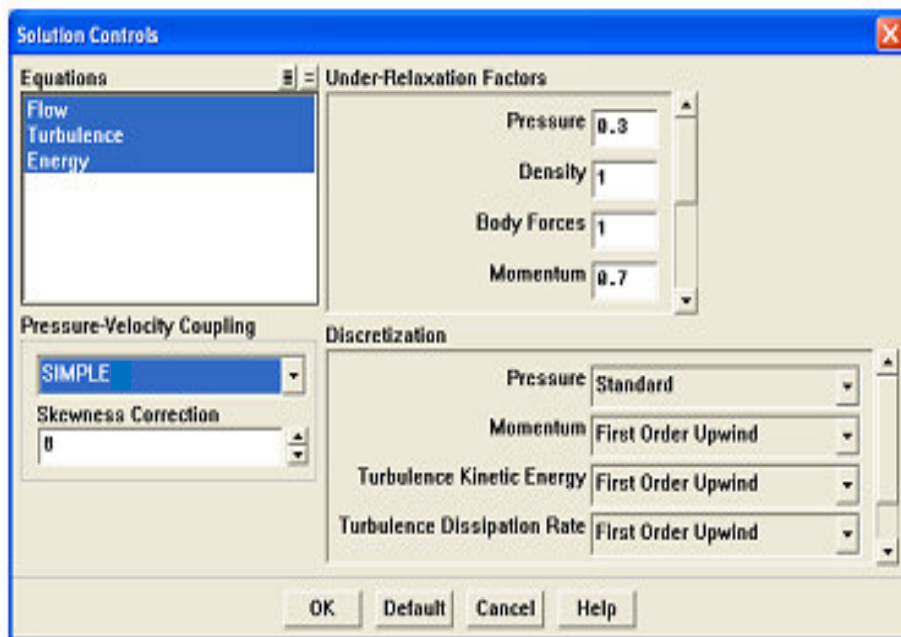


Figure III.16. Choix du solveur sous Fluent.

En ce qui concerne le critère de convergence nous avons choisi une précision de l'ordre de  $10^{-6}$  pour l'énergie ainsi que pour toutes les variables afin d'assurer la convergence.

**Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse :** Concernant le couplage vitesse-pression, Fluent fournit plusieurs types d'algorithmes : SIMPLE, SIMPLEC et PISO. Le schéma SIMPLEC qui a été développé par Doormal et Raithy [73], il donne une convergence plus rapide : il est plus utile à la résolution des problèmes d'écoulements instables.

Pour notre cas d'étude, on a opté pour l'algorithme SIMPLE standard de Patankar [74]. Il est fortement recommandé pour les calculs d'écoulement stationnaire et transitoire (Figure 17) [13].



**Figure III.17.** Choix de la solution.

L'algorithme SIMPLE « Semi-Implicit Method for Pressure Linked-Equations » appelé "Méthode semi-implicite pour les équations liées à la pression" une méthode qui nous permet de résoudre le système d'équations discrétisées. Cet algorithme crée une relation entre les vitesses et les pressions corrigées, (Corriger progressivement la pression ainsi que les composantes de la vitesse), dont le but de vérifier les équations de la quantité de mouvement, l'équation de continuité, également l'équation de conservation de la masse [58].

Le schéma représentatif de ce processus itératif est celui représenté sur la figure 18.

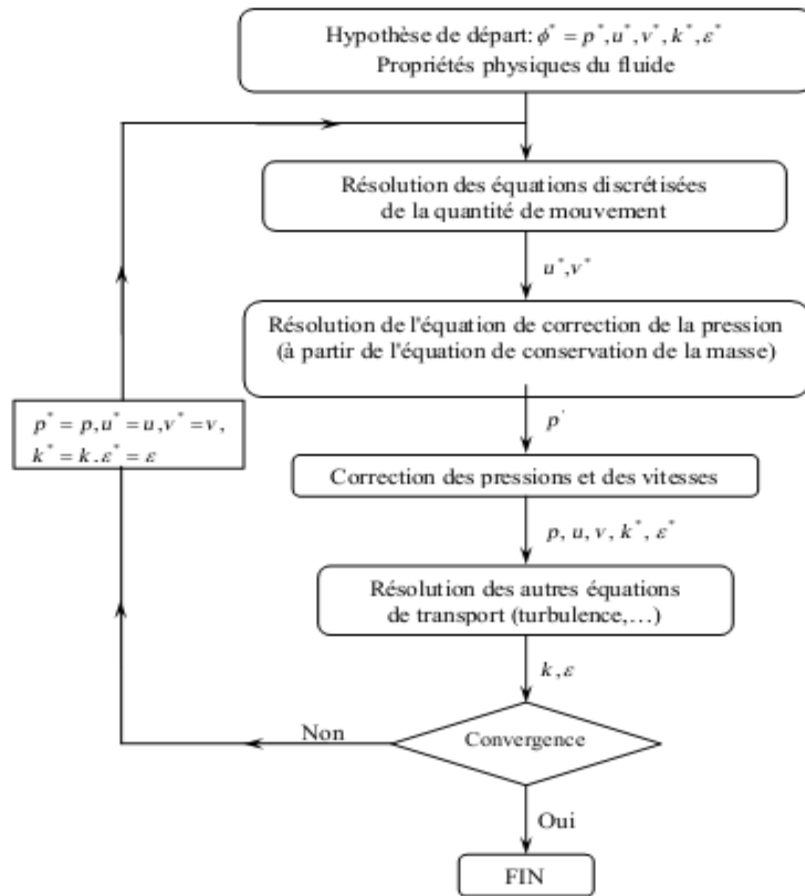


Figure III.18. Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE. [58]

### 6.3.4. Les iso-surfaces

Les iso-surfaces sous FLUENT représentent la méthode permettant de choisir les points de température tout au long des conduites, la figure 19 présente la température de l'air (ligne rouge) et la température de la paroi.

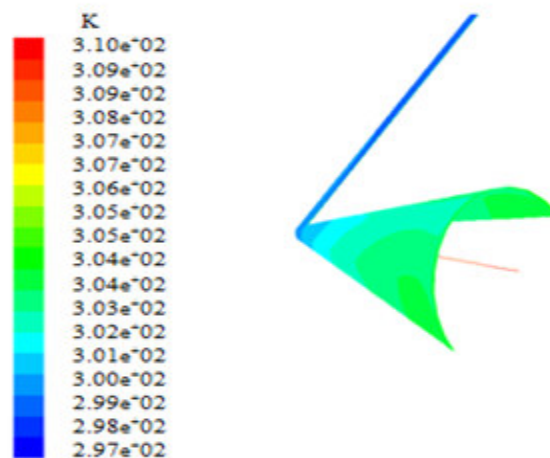


Figure III.19. Iso-surfaces.

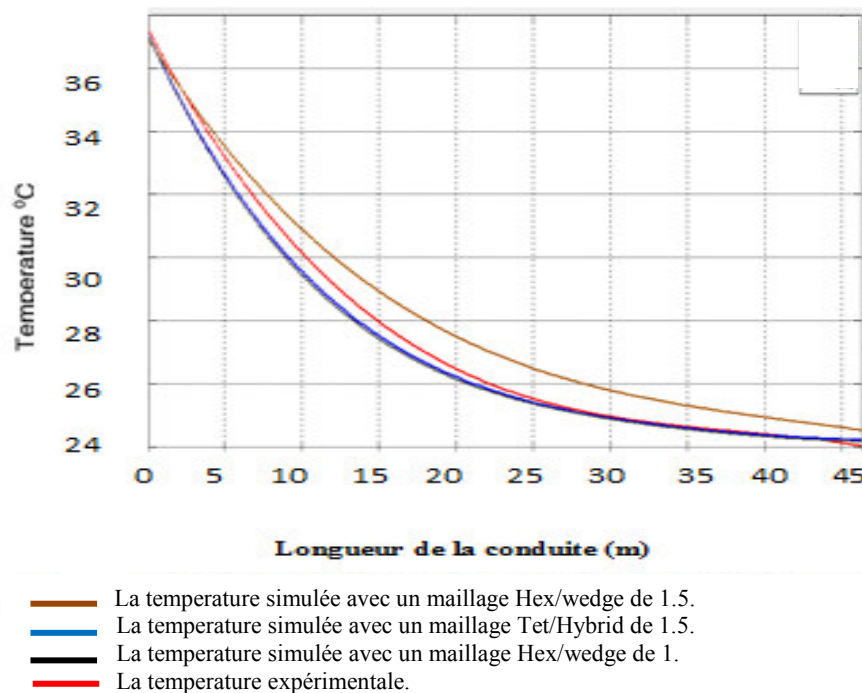
## 7. Validation du modèle de simulation

Pour la validation de notre modèle, il est nécessaire de confronter les valeurs des résultats simulés avec ceux issus de notre campagne de mesures (tableau 5 et les figures 20, 23 et 24). Cette campagne a été effectuée durant la période estivale de l'année 2013 pendant laquelle on a récolté 288 mesures.

Sur la figure 20, on présente une comparaison entre les résultats calculés pour différents types de maillages et ceux obtenus expérimentalement.

**Tableau III.5.** Validation du modèle de simulation (Température de l'air ambiant : 37°C,  $T_{sol}$  : 24°C).

Position des sondes (m)	Températures mesurées (°C)	Températures simulées (°C)
2.65	35.24	35.66
6.9	32.28	31.44
10.81	29.83	29.00
18	26.74	26.70
23.44	25.95	25.44
30.21	25.00	25.02
45.3	24.21	24.26



**Figure III.20.** Variation de la température de l'air pour différents types de maillages.

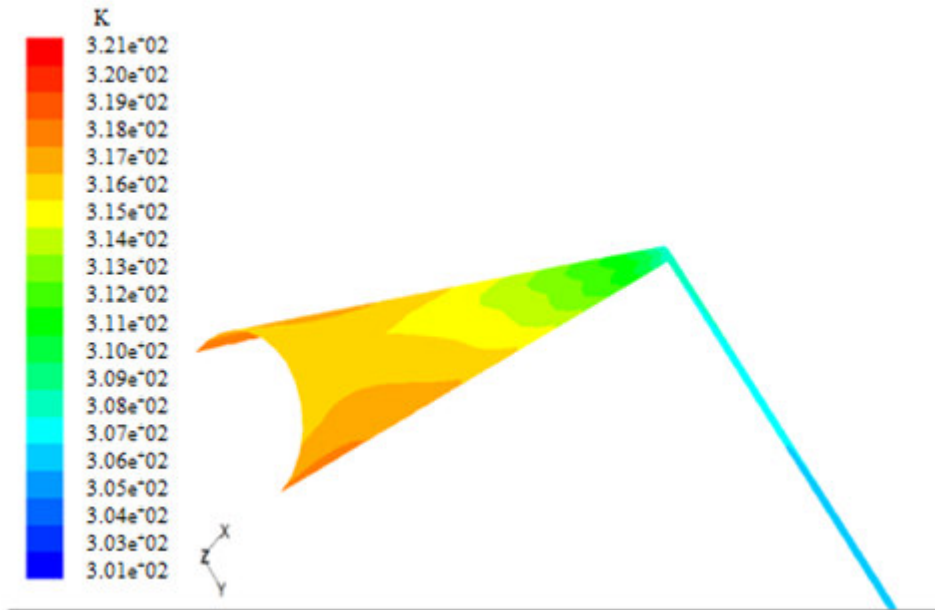


Figure III.21. Distribution de la température de l'air le long de la longueur des tubes.

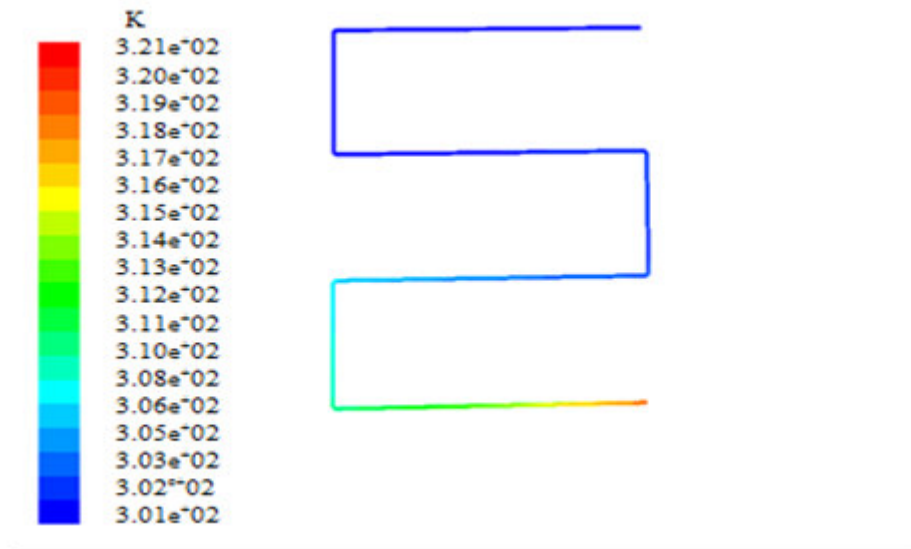
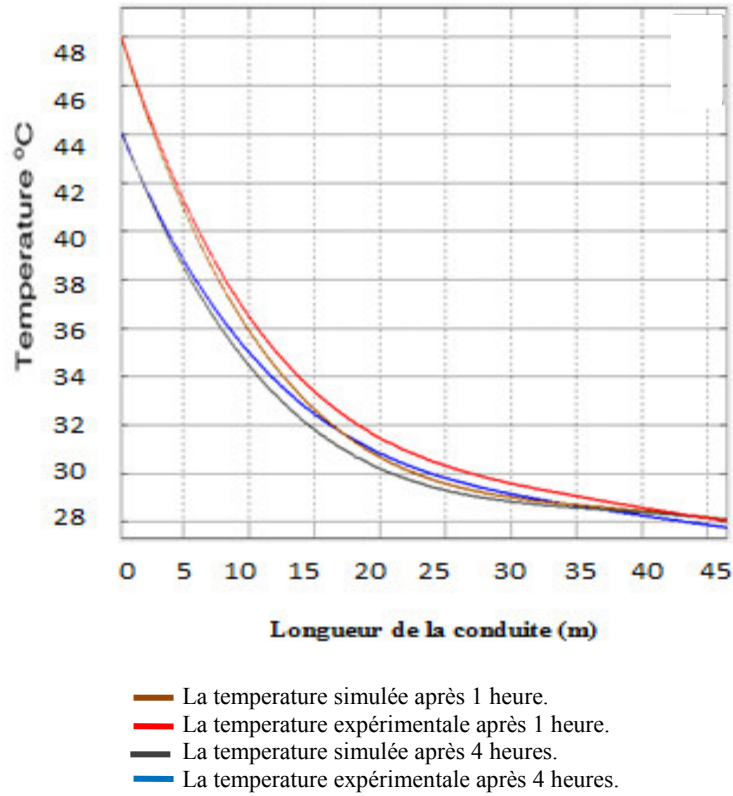


Figure III.22. Distribution de la température sur les parois des tubes.

Sur la figure 23, on présente une comparaison entre les résultats obtenus par calcul et ceux mesurés pour différentes durées de temps. On remarque que la température obéit à une loi dégressive le long de la longueur de la conduite de l'échangeur air/sol.

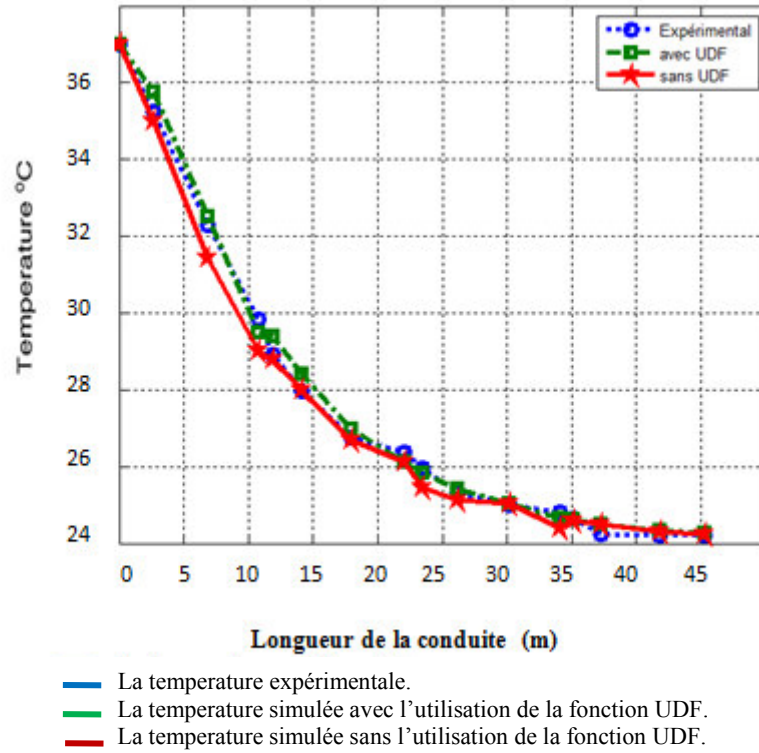


**Figure III.23.** Validation des résultats CFD avec des résultats expérimentaux.

En ce qui concerne les résultats obtenus avec l'utilisation de la fonction UDF, sont montré sur la figure 24.

Nous pouvons constater qu'à travers les figures précédentes, les résultats simulés s'accordent avec ceux de mesures, tandis que la figure 24 et le tableau 6 représentent des valeurs simulées avec la fonction définie par l'utilisateur UDF qui s'accordent encore d'avantage avec les valeurs mesurées.





**Figure III.24.** Comparaison des résultats obtenus (par l'utilisation de l'UDF) avec ceux expérimentaux.

**TABLEAU III.6.** Comparaison entre les résultats simulés et les résultats obtenus par l'UDF.

Position des sondes (m)	Température mesurées (°C)	Températures simulées (°C)	Températures simulées corrigées (°C)	Erreur absolue de la température simulée	Erreur absolue de la température simulée corrigées	Erreur relative « température simulée »	Erreur Relative « températures simulées corrigées »
6.900	32.283	31.440	32.503	0.843	0.220	2.86 %	1.12%
10.810	29.830	29.000	29.500	0.83	0.330		
14.140	27.974	28.400	28.000	0.426	0.026		
18.000	26.745	26.700	26.982	0.045	0.237		
22.030	26.356	26.127	26.127	0.229	0.229		
23.440	25.954	25.440	25.844	0.514	0.110		
26.170	25.327	25.130	25.427	0.197	0.100		
34.100	24.809	24.400	24.654	0.409	0.155		

## 8. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté une étude numérique en utilisant la dynamique des fluides (CFD) qui nous a permis d'obtenir des résultats se concordant avec notre campagne de mesures expérimentales.

Nous avons amélioré le modèle de l'échangeur horizontal en agissant sur les conditions aux limites plus réalistes en utilisant la fonction définie par l'utilisateur (UDF) qui consiste en l'écriture des conditions aux limites variables en fonction de la profondeur. Nous avons obtenu une amélioration nette des résultats puissants et plus proche des valeurs expérimentales.

Nous avons opté pour un maillage suffisamment fin de sorte que les résultats des variables recherchées ne sont pas influencés par un raffinement plus poussé.

Les résultats obtenus sur le tableau 6 et la figure 24 montrent que la longueur de 35 m est suffisante pour l'échangeur ; cette longueur dans laquelle les deux températures : celle du sol et celle de l'air à l'intérieure du tube sont convergées.

Il est de ce fait clair que l'échangeur utilisé en tant que procédé de système passif, contribue d'une manière effective au confort des bâtiments dans les régions chaudes et arides.

# **Chapitre IV :**

Simulation numérique sous TRNSYS.

### 1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons utiliser le programme TRNSYS afin de créer un modèle pour la simulation des échangeurs de chaleur air/sol, adéquat avec celui qu'on a étudié en expérimental. Le choix de TRNSYS est motivé par plusieurs raisons telle que; la facilité de connecter et de coupler notre échangeur avec d'autres systèmes (système solaire, pompe à chaleur...), ou de le connecter avec un bâtiment pour des raisons de ventilation. En outre, TRNSYS peut se connecter facilement à de nombreuses autres applications, pour un pré-traitement ou post-traitement, par le biais d'appels interactifs au cours de la simulation (par exemple, Microsoft Excel, Matlab, fluent). A cet effet, nous allons développer un modèle « échangeur air/sol » basé sur le travail de Hollmuller et al. [75] pour évaluer l'efficacité de notre échangeur.

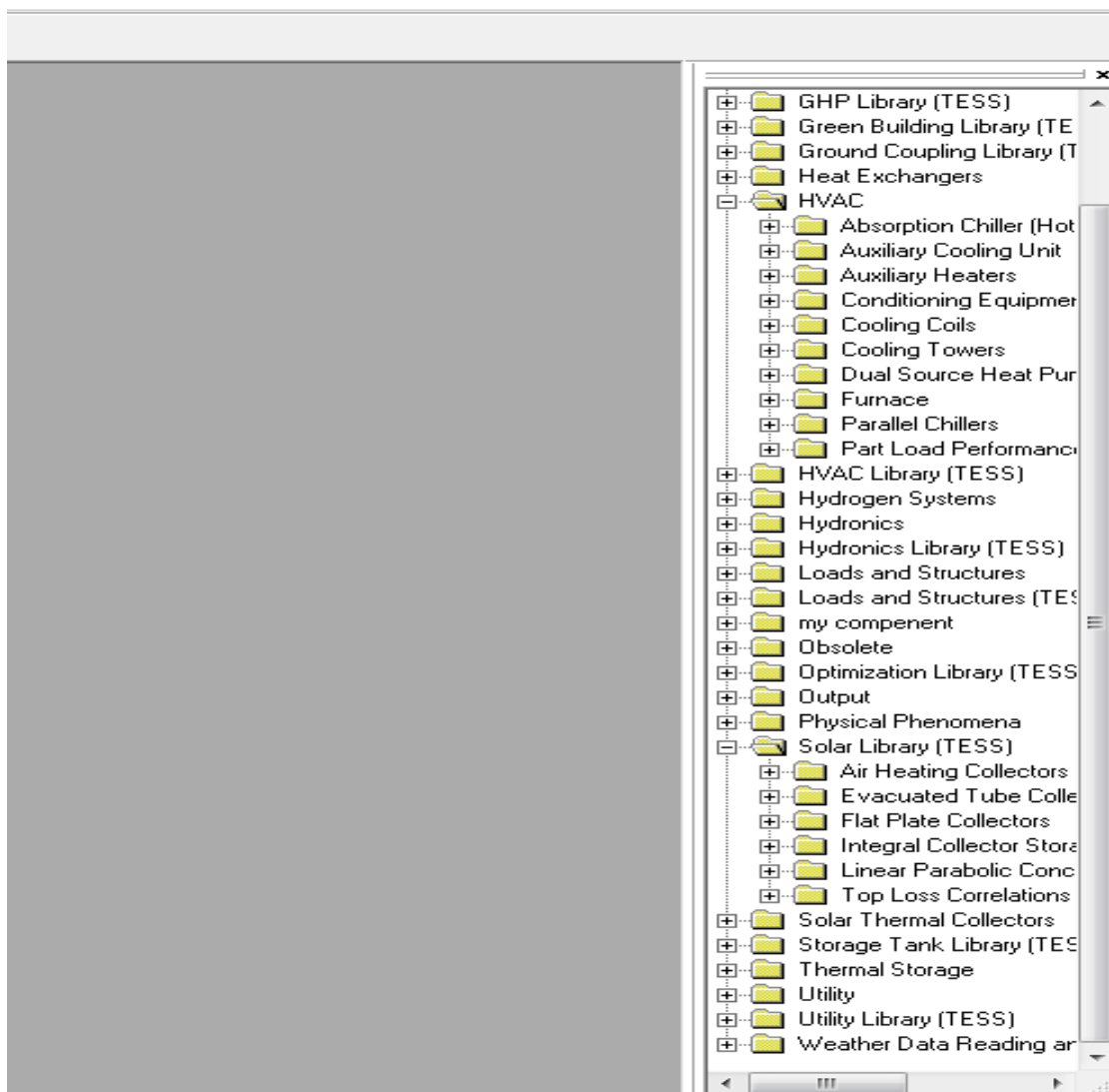
### 2. Présentation de l'environnement TRNSYS

Le code de TRNSYS est un environnement de simulation, l'acronyme « TRAnSient SYstems Simulation », disponible dans le commerce depuis 1975 [76]. Il est largement répandu et utilisable dans le domaine des applications d'énergie, ainsi que pour la conception et la simulation des bâtiments multizones et de leurs équipements. Les composants de TRNSYS sont des modèles (sous-programmes écrits) en Fortran, sous le nom de 'TYPE', chaque type représente un système étudié par exemple (capteur solaire, échangeur de chaleur, etc..). En générale l'idée fondamentale et la philosophie de TRNSYS est à modéliser chaque morceau d'un système d'énergie en tant que composant individuel reliant les entrées et les sorties de ces composants entre eux pour construire un système efficace de la climatisation ou de la ventilation des bâtiments de basse consommation d'énergie [52].

D'autre part, TRNSYS est un programme modulaire, il nous permet de créer de nouveaux composants ou de faire des améliorations à ceux qui existent déjà [77]. L'ajout d'un nouveau composant dans la bibliothèque TRNSYS nous exige de faire recourt pour ajouter une fonction à l'ensemble des fonctions existantes, écrits en FORTRAN, langage d'origine de TRNSYS [78].

### 2.1. Bibliothèque de composants

De nombreux modèles dans la bibliothèque TRNSYS (figure 1) sont aujourd'hui disponibles dans le domaine public, couvrant un large ensemble d'applications. (Énergie solaire, Éoliennes, Hydraulique, Microcontrôleurs, photovoltaïque, Plafond rayonnant, Planchers Chauffants, Pompes à chaleur, Régulation, Stockage d'énergie intersaison, Systèmes de climatisation, Thermique du bâtiment, Tours de refroidissements, Turbines à gaz, Matériaux à changement de phase, Piles à combustible, ...). Ces modèles peuvent être connectés pour effectuer des études pluridisciplinaires.



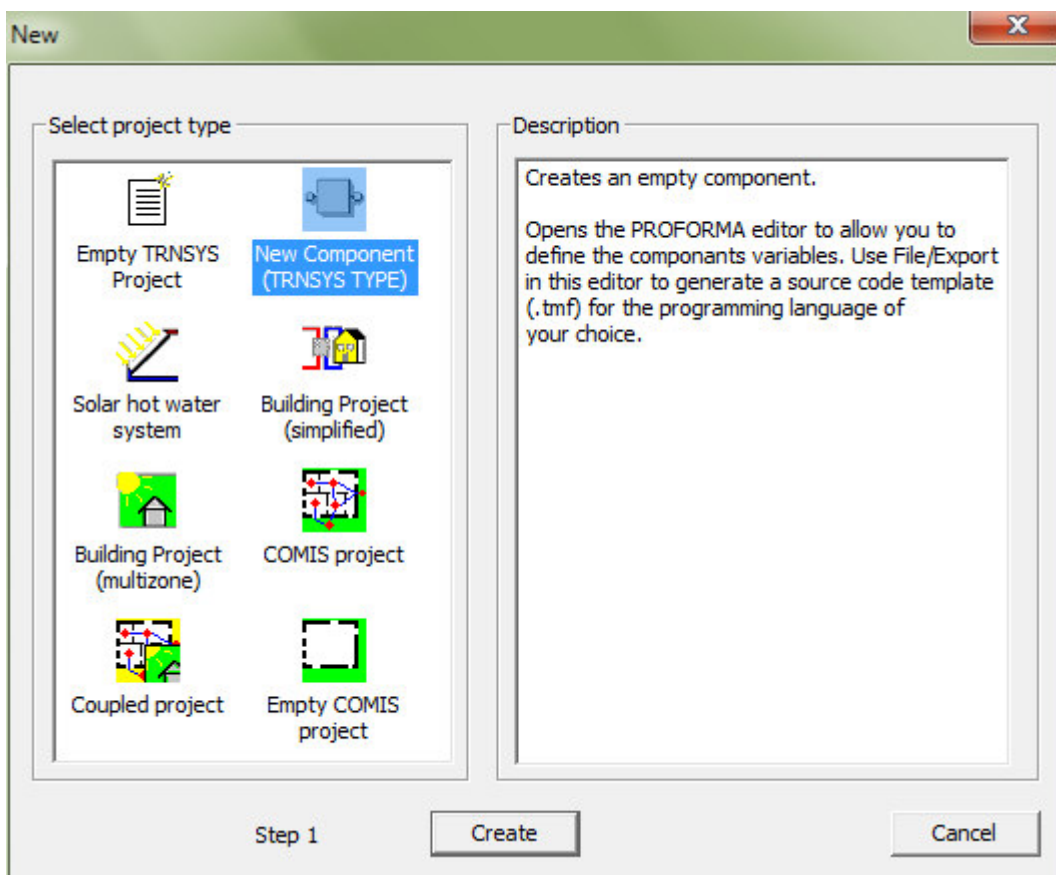
**Figure IV.1.** Bibliothèque des composants de TRNSYS.

### 3. Création d'un nouveau composant (Type) sous TRNSYS

Dans cette partie, on donne une explication rapide de la procédure à suivre pour créer un nouveau composant dans la bibliothèque de TRNSYS.

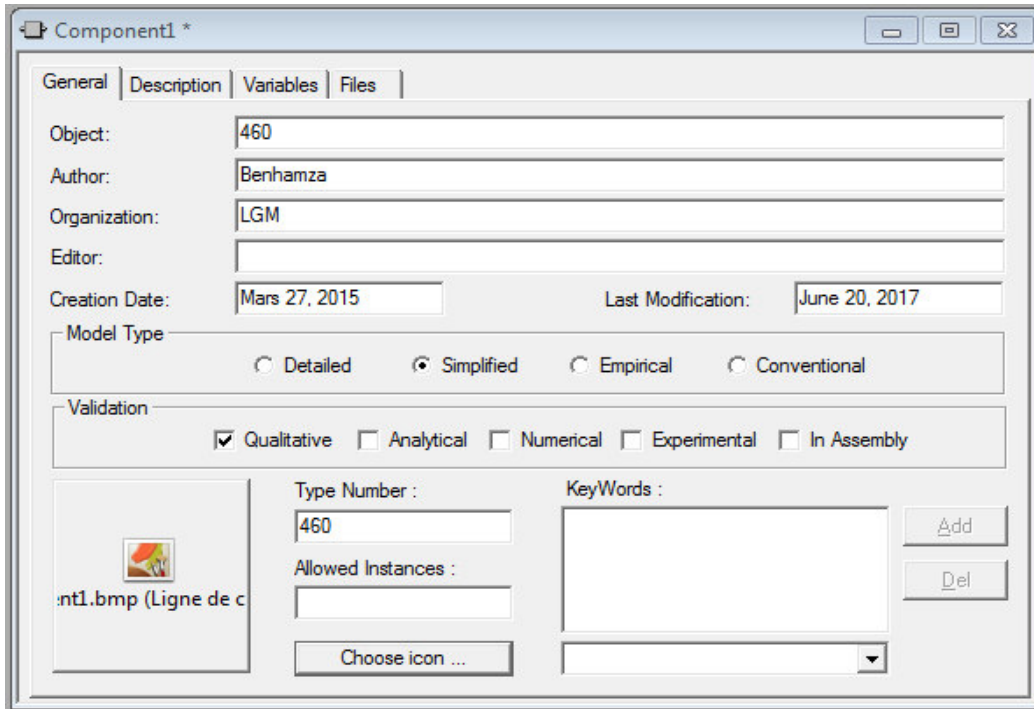
#### 3.1. Création du proforma du composant

Cette étape permet d'identifier les entrées (Input), et les sorties (Output) ainsi que les paramètres de composant à créer et renseigner le fichier de proforma associé à ce nouveau composant. La figure 2 montre clairement la création d'un nouveau composant sur la touche sélectionnée.



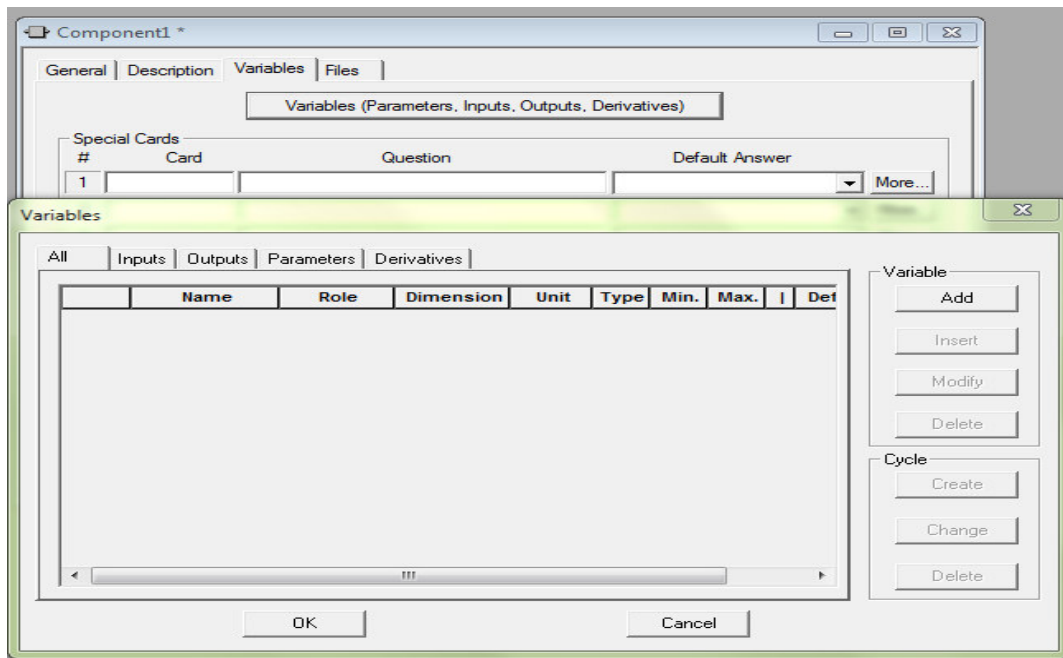
**Figure IV.2.** Fenêtre pour la création d'un nouveau composant sous TRNSYS.

La fenêtre suivante (figure 3) permet d'identifier les informations sur le nouveau composant (nom, numéro et un commentaire sur le modèle)



**Figure IV.3.** Création du proforma pour le nouveau composant.

Pour introduire les paramètres, (les entrées et les sorties), on doit cliquer sur l'anglet « variables », en ce qui concerne les paramètres extérieurs on peut les importer en cliquant sur l'anglet « file » pour identifier le nom et la source de ce fichier. Comme il est illustré dans la figure 4.

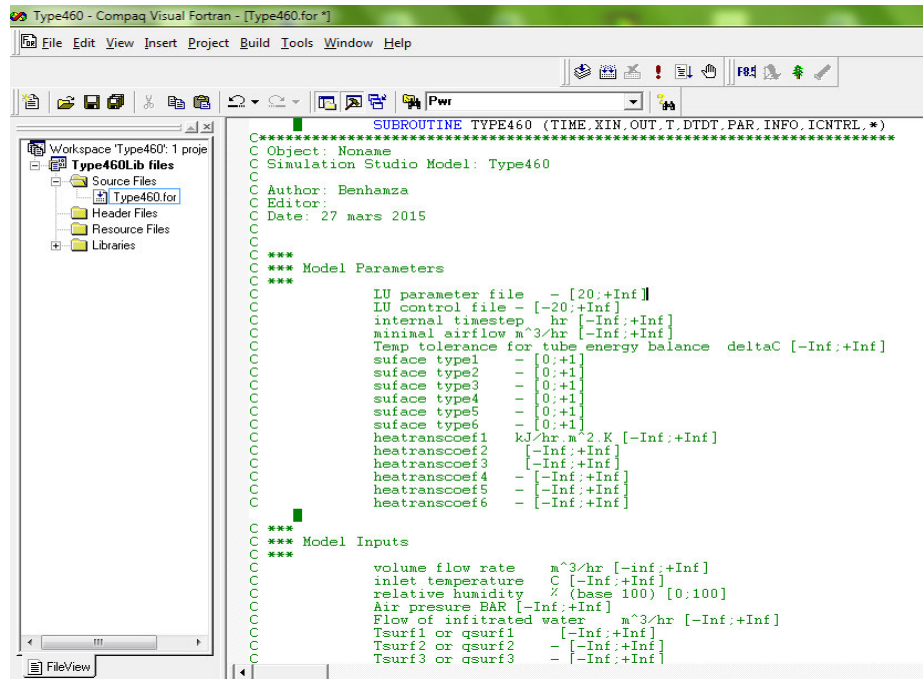


**Figure IV.4.** Fenêtre pour identifier les variables de nouveau composant (Entrées, sorties, et paramètres).

### 3.2. Création du fichier DLL du composant

Une fois le nouveau proforma soit prêt, il faut le sauvegarder dans le dossier %Trnsys16%\Studio\Proforma\MesComposants.

L'étape suivante consiste à exporter vers Fortran dans le menu « /Export as -> Fortran », le nouveau composant créé sous le nom « Type 460.for ». Cette opération génère le squelette du code FORTRAN (Compilateur Compaq V6.6).



```

SUBROUTINE TYPE460 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: Noname
C Simulation Studio Model: Type460
C Author: Benhamza
C Editor:
C Date: 27 mars 2015
C
C
C *** Model Parameters
C ***
C LU parameter file -- [20:+Inf]
C LU control file -- [-20:+Inf]
C internal timestep hr [-Inf:+Inf]
C minimal airflow m^3/hr [-Inf:+Inf]
C Temp tolerance for tube energy balance deltaC [-Inf:+Inf]
C
C surface type1 -- [0:+1]
C surface type2 -- [0:+1]
C surface type3 -- [0:+1]
C surface type4 -- [0:+1]
C surface type5 -- [0:+1]
C surface type6 -- [0:+1]
C
C heatranscoef1 kJ/hr.m^2.K [-Inf:+Inf]
C heatranscoef2 [-Inf:+Inf]
C heatranscoef3 [-Inf:+Inf]
C heatranscoef4 [-Inf:+Inf]
C heatranscoef5 [-Inf:+Inf]
C heatranscoef6 [-Inf:+Inf]
C
C *** Model Inputs
C ***
C volume flow rate m^3/hr [-inf:+Inf]
C inlet temperature C [-Inf:+Inf]
C relative humidity % (base 100) [0;100]
C Air presure BAR [-Inf:+Inf]
C Flow of infiltrated water m^3/hr [-Inf:+Inf]
C Tsurf1 or qsurf1 [-Inf:+Inf]
C Tsurf2 or qsurf2 [-Inf:+Inf]
C Tsurf3 or qsurf3 [-Inf:+Inf]

```

Figure IV.5. Squelette du nouveau composant sous Fortran.

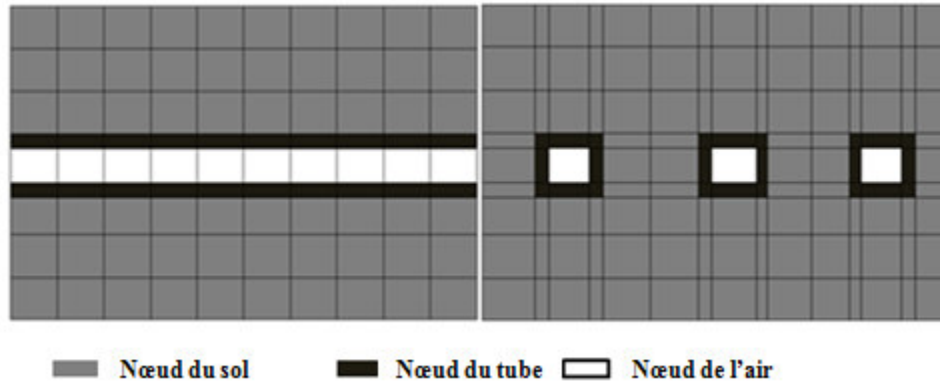
Après la réalisation du programme ou du code de simulation de nouveau composant à la base d'un squelette fourni par TRNSYS, une librairie à liaison dynamique ou (DLL ; Dynamic Link Library) est le résultat de la compilation de notre programme (code source) sous forme de bibliothèque. TRNSYS est capable d'utiliser directement des modèles numériques contenus dans des DLL. Un DLL est un morceau ou des morceaux de code source, en raison de la forme normalisée, il est indépendant du langage de programmation utilisée, donc on doit le placer dans le fichier %Trnsys16%\Studio\Userlib\ReleaseDLLs[79].

#### 3.2.1. Modèle de l'échangeur de chaleur air-sol

Dans cette partie nous avons créé un nouveau composant d'un échangeur de chaleur air/sol basé sur le modèle de Hollmuller, pour connaître l'évolution de la température tout au long des tubes de l'échangeur ainsi que son efficacité. Nous avons améliorés ce modèle en tenant



compte de l'épaisseur de la conduite dans le maillage comme le montre la figure 6, En développant un programme sous MATLAB afin d'améliorer le maillage et de le rendre plus raffiné autrement dit augmenter le nombre de nœuds. Dans cette partie nous nous intéressons à la détermination de la température de l'air à la sortie de l'échangeur sans avoir pris en compte les autres paramètres tels que (l'humidité, flux d'énergie latente...).



**Figure IV.6.** Model du maillage d'EAHE (Section longitudinale et transversale).

Les hypothèses et les options retenues sont les suivantes :

- Le maillage est structuré, à dimension variable (maillage d'épaisseur, air et sol),
- Le maillage et la diffusion thermique dans le sol est tridimensionnel,
- Le sol est homogène avec une conductivité thermique constante,
- Les tubes sont disposés sur un même niveau horizontalement,
- Les conditions au bord du sol considéré comme un adiabatique,
- Les tubes circulaires sont représentés par des sections carrées de superficie équivalente, un facteur  $0.5\sqrt{\pi}$  corrigeant la surface d'échange [24].

### a. L'échange thermique Air/Tube

Le transfert de la chaleur sensible entre l'air et le tube sans changement d'état de l'air, peut être exprimé par la relation suivante : Hollmuller et al [75], Boulard et al [80,81]

$$Q_{\text{air,tub}} = S_{\text{tub}} h_c (T_{\text{air}} - T_{\text{tub}}) \quad (1)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air et le tube est donné par la corrélation suivante Benhammou et al [82] :

$$h_c = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \frac{\lambda_a}{D_{in}} \quad (2.a)$$

Où, le nombre n doit être égal à 0,4 pour le chauffage et 0,33 pour le refroidissement.

## Chapitre IV : Simulation numérique sous TRNSYS

---

Dans le cas d'une épaisseur du tube négligeable comme il est considéré par Hollmuller et al [75], le coefficient de transfert de chaleur par convection s'exprime comme suit :

$$h_c = h_{0+} h_1 \cdot V_{air} \quad (2.b)$$

Dans notre travail on prend en compte l'épaisseur de tube de notre échangeur, comme il est représenté dans la figure 6 .On peut écrire le coefficient de transfert de chaleur entre l'air et le tube par l'expression suivante :

$$h_{tub\_air} = \begin{cases} \frac{1}{\frac{EP_{Tub}}{\lambda_{Tub}} + \frac{Dl/2}{h_c}} & \text{Si le nœud voisin est un fluide (air)} \\ \frac{1}{\frac{Dl/2}{\lambda_{Tub}} + \frac{Dl/2}{\lambda_{Tub}}} & \text{Si le nœud voisin est solide (tube)} \end{cases} \quad (3)$$

Lorsque l'air change son état, ni la température ni la pression ne change, cependant on doit continuer à fournir de la chaleur pour le faire condenser ou vaporiser, Le transfert de chaleur latente nécessaire à l'unité de masse s'exprime par:

$$Q_{lat} = C_{lat} \dot{m}_{lat} \quad (4)$$

Selon le signe du  $\dot{m}_{lat}$ , ce transfert de l'eau correspond à la condensation lorsque ( $\dot{m}_{lat} > 0$ ) ou évaporation lorsque ( $\dot{m}_{lat} < 0$ ). Alors en ce cas-là on peut exprimer  $\dot{m}_{lat}$  à travers la différence d'humidité entre l'air en écoulement et humidité de la paroi de tube (couche saturée) [75].

$$\dot{m}_{lat} = (W_{air} - W_{tub}) \dot{m}_{air} \quad (5)$$

Avec :

$$W_{air} = \frac{HP_{sat}(T_{air})M_{eau}}{P_{air}M_{air}}$$

$$W_{tub} = \frac{100\% \cdot P_{sat}(T_{tub})M_{eau}}{P_{air}M_{air}}$$

On peut écrire l'équation de la chaleur sensible en fonction de la masse de l'air et la chaleur spécifique de l'air :

$$Q_{air,tub} = \dot{m}_{air} C_{air} (T_{air} - T_{tub}) \quad (6)$$

À partir des équations (01 et 06) on peut écrire la masse de l'air circulé en fonction de la chaleur sensible, et en fonction de coefficient de transfert de chaleur par convection, comme suit :

$$\dot{m}_{air} = \frac{Q_{air,tub}}{C_{air}(T_{air} - T_{tub})} = \frac{S_{tub} h_c}{C_{air}} \quad (7)$$

### b. L'échange thermique Sol/Tube

Le transfert de chaleur entre le sol et le tube, peut être exprimé par la relation suivante :

$$Q_{sol,tub} = S_{sol} K_{sol} (T_{sol} - T_{tub})$$

$$K_{sol} = \begin{cases} \frac{1}{\frac{EP_{Tub}}{\lambda_{Tub}} + \frac{DI/2}{\lambda_{sol}}} & \text{Si le nœud voisin est sol} \\ \frac{1}{\frac{DI/2}{\lambda_{Tub}} + \frac{DI/2}{\lambda_{Tub}}} & \text{Si le nœud voisin est tube} \end{cases} \quad (8)$$

Le transfert de chaleur entre le sol et le tube peut être écrit comme suit : Hollmuller et al [75], Boulard et al [80, 81]

$$Q_{Sol,tub} = \sum_{i \in sol} S_i K_i (T_{sol,i,t-1} - T_{tub}) + \sum_{i \in tub} S_i K_i (T_{tub,i,t-1} - T_{tub}) \quad (9)$$

La temperature de l'air au nœud i peut être écrite comme suit [75] :

$$T_{air,i} = T_{air} + \frac{Q_{fric} - Q_{air,tub}}{(C_{air} + C_{vap} W_{air}) \rho_{air} \emptyset_{air}} \quad (10)$$

**Avec :**

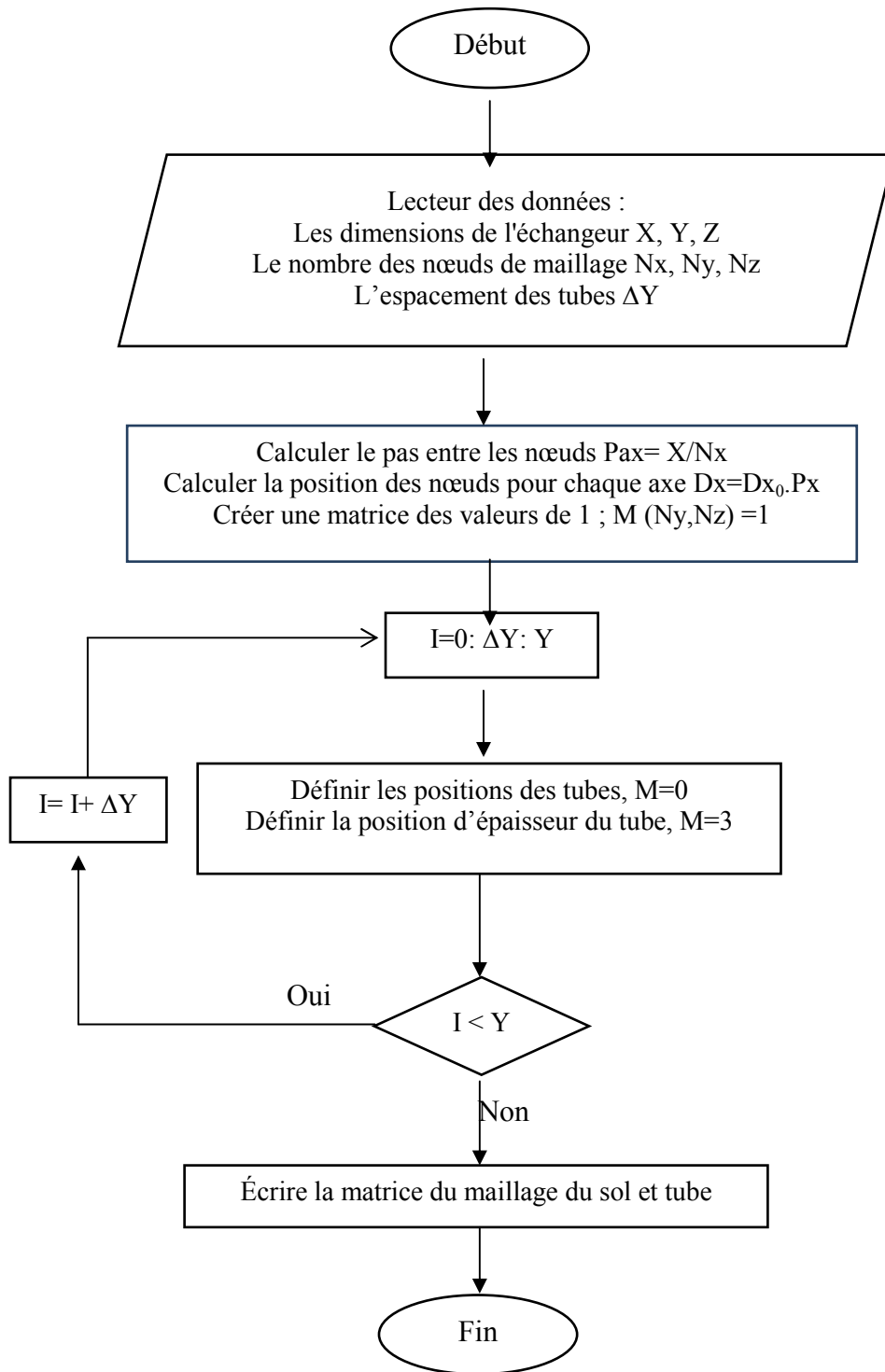
i : position quelconque à l'intérieur de la conduite de l'échangeur.

$Q_{fric}$  : pertes de charges ;  $\emptyset_{air} \cdot f \frac{l \rho_{air} v_{air}^2}{2D}$

$$Q_{fric} = \emptyset_{air} \cdot \Delta P_{air} \quad (11)$$

$$W_{air} = \frac{H P_{sat}(T_{air}) M_{eau}}{P_{air} M_{air}} \quad (12)$$

**c. Le maillage du sol et des tubes de l'échangeur :**



**Figure IV.7.** Organigramme du programme de maillage sous Matlab.

L'organigramme présenté sur la figure 7, expose les différents étapes de calcul utilisées par le programme afin d'obtenir un maillage structuré et bien raffiné sous forme de matrices pour l'ensemble du sol et des tubes de notre échangeur étudié (figure 8). Ce programme fournit un

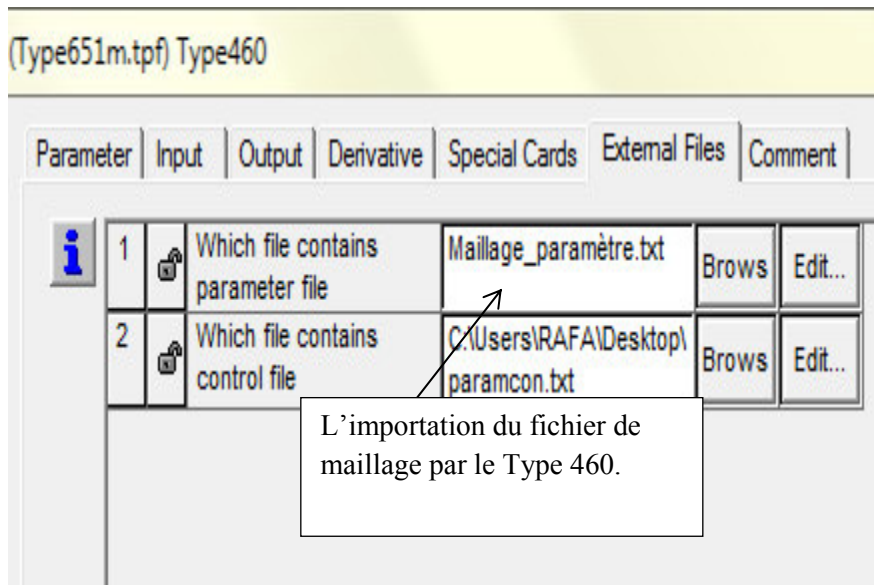
## Chapitre IV : Simulation numérique sous TRNSYS

fichier sous le nom « Maillage\_paramètre.txt », et l'exporte vers un dossier du TRNSYS «My\_project ».

```
    1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1
0 1 1 1 3 3 3 1 1 1 1 1 3 3 3 1 1 1 0
0 1 1 1 3 0 3 1 1 1 1 1 3 0 3 1 1 1 0
0 1 1 1 3 3 3 1 1 1 1 1 3 3 3 1 1 1 0
0 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 0
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
```

0. Zone adiabatique (condition frontière). 0. Tube.
1. Sol. 3. Épaisseur de tube.

**Figure IV.8.** Maillage pour la section transversale.



**Figure IV.9.** Importation du fichier de maillage fourni par Matlab.

### 4. Création d'un nouveau projet sous TRNSYS

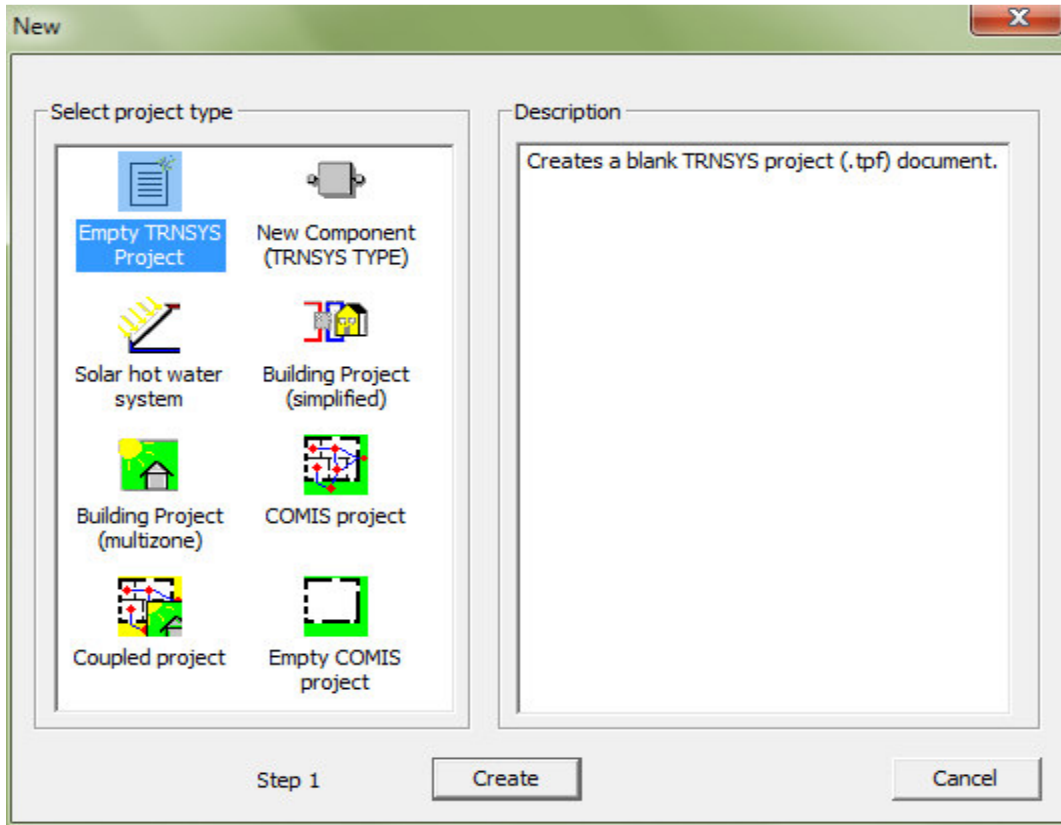
Un projet sous TRNSYS est généralement configuré en connectant des composants graphiquement dans la Simulation Studio. Chaque type de composants est décrit par un modèle mathématique dans le moteur de simulation TRNSYS. Les sorties des uns peuvent servir comme des entrées des autres.

## Chapitre IV : Simulation numérique sous TRNSYS

Nous donnons un bref rappel pour créer un nouveau projet sous TRNSYS dans la Simulation Studio:

- Création du Proforma du composant
- Lancer simulation studio
- Cliquer sur « file » et choisir « New »

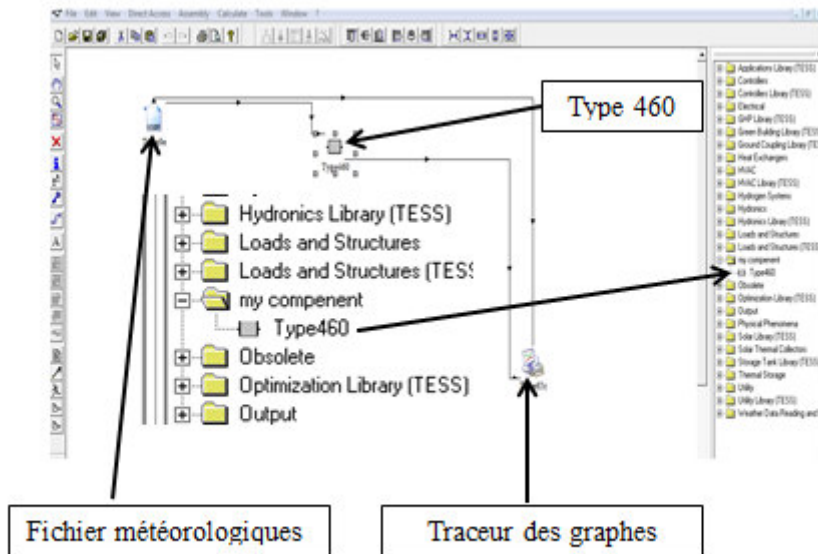
Cliquer sur « Empty TRNSYS Projet » comme il est présenté sur la figure 10 :



**Figure IV.10.** Fenêtre pour la création d'un nouveau projet.

Avant de commencer la création du projet dans la Simulation Studio, nous devons connaître les composants qui seront utilisés dans la simulation que nous pouvons trouver dans l'outil d'accès direct.

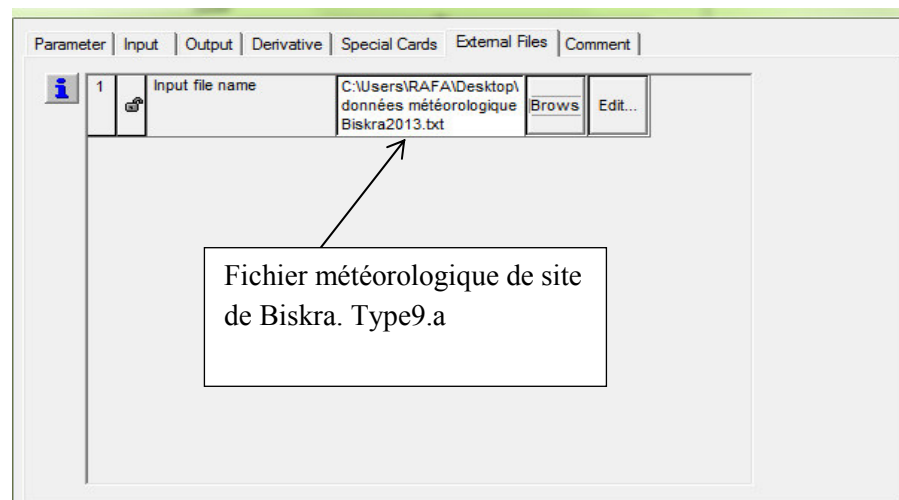
Dans notre cas, nous allons créer un nouveau projet dont le but d'évaluer le comportement d'un échangeur de chaleur air/sol. Le Type de notre échangeur a été créé dans la section précédente, sous le nom **Type.460** disponible sur la bibliothèque TRNSYS comme il est représenté dans la figure 11.



**Figure IV.11.** Création d'un nouveau composant.

On a besoin au minimum de trois composants pour créer notre projet et étudier notre problème :

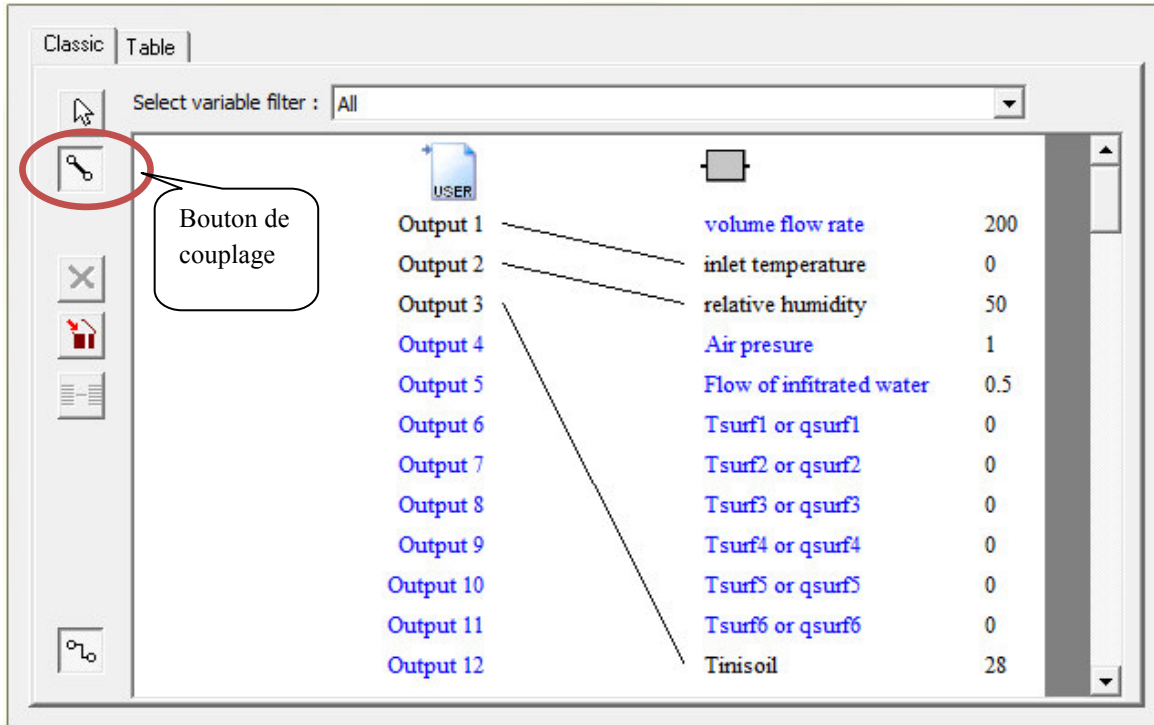
- Type.9e Météo, ce composant lit les données météorologiques (température de l'air ambiant, l'humidité relative, la température du sol à une certaine profondeur,...ect) du site dans lequel l'échangeur est installé. (figure 12)
- Type.460, échangeur air/sol amélioré et adapté avec l'échangeur objet de notre étude expérimentale.
- Type.65c, un composant permet de tracer les graphes et de fournir les résultats trouvés vers un fichier externe sous forme des tableaux.



**Figure IV.12.** Importation de fichier météorologique de site de Biskra.

## Chapitre IV : Simulation numérique sous TRNSYS

Afin de choisir les composants dont on a besoin d'utiliser dans notre système, nous devons connecter les composants entre eux. Donc, ils seront connectés à l'aide de l'outil lien, qu'on peut activer en appuyant sur le bouton de couplage (Figure 13).



**Figure IV.13.** Connexions entre les composants.

La figure 13 représente le raccordement entre le fichier météorologique Type 9.a et l'échangeur de chaleur air/sol Type 460 ;

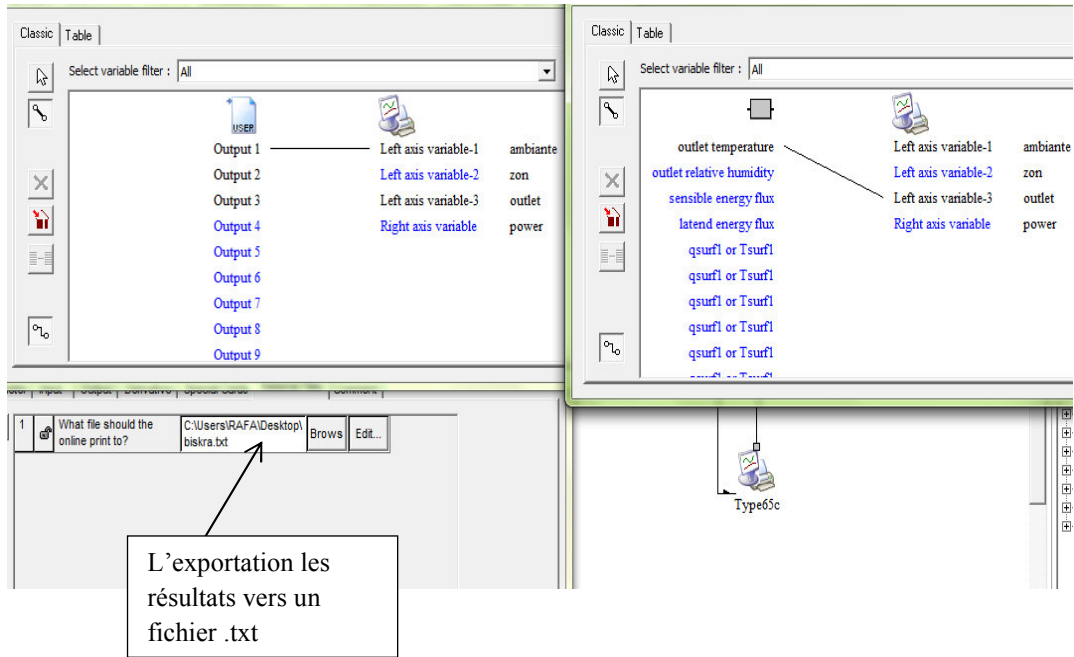
- Température ambiante → Température d'entrée
- Humidité relative → Humidité relative
- Temperature du sol → Température initiale de sol (dans le modèle Hollmuller la temperature du sol soit constante dans l'année)

### Connexion de type 65 (traceur des graphes)

- Tracer un graphe qui représente la variation de la temperature de l'air à la sortie de l'échangeur.
- Tracer un graphe qui représente la variation de la temperature ambiante en fonction du temps.

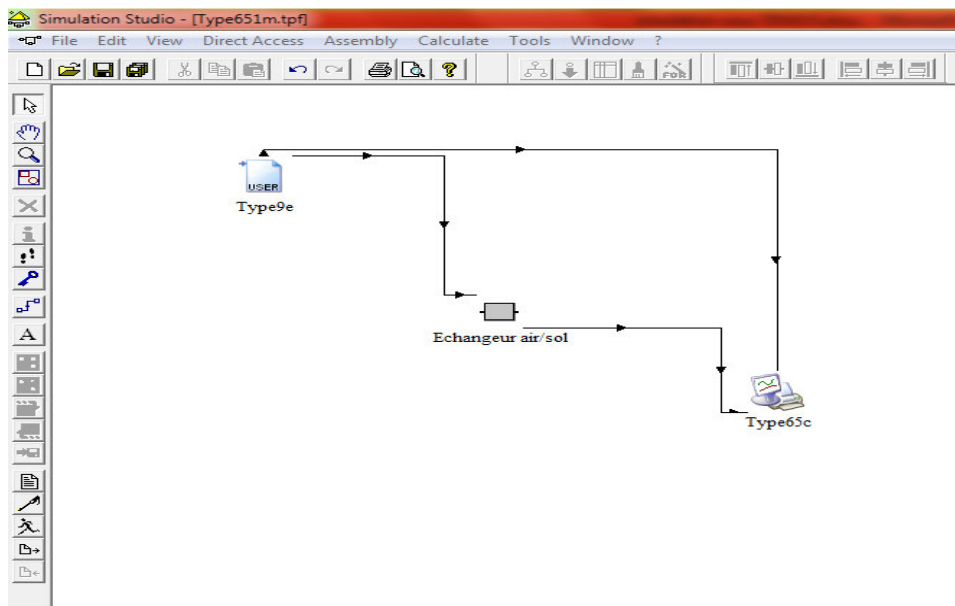
Le Type 65 peut exporter les résultats vers un fichier externe .txt sous forme de tableau, ce qui est bien illustré sur la figure 14.





**Figure IV.14.** Connexion avec le traceur des lignes Type 65.

Après avoir fini toutes les connexions, le nouveau projet est prêt à l'exploitation comme il est indiqué sur la figure 15.

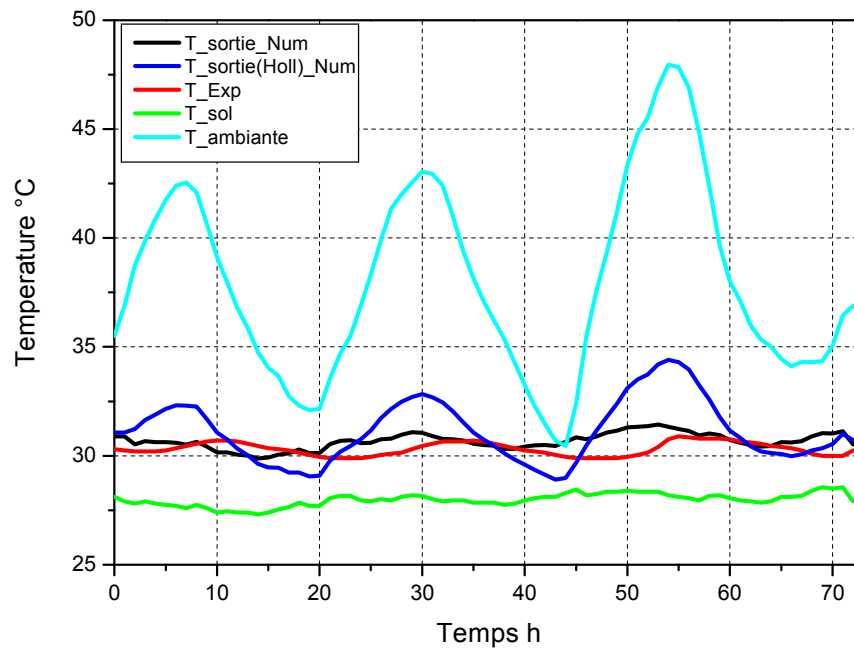


**Figure IV.15.** Projet de simulation d'un échangeur EAHE sous TRNSYS.

### 5. Validation du model d'échangeur de chaleur air/sol

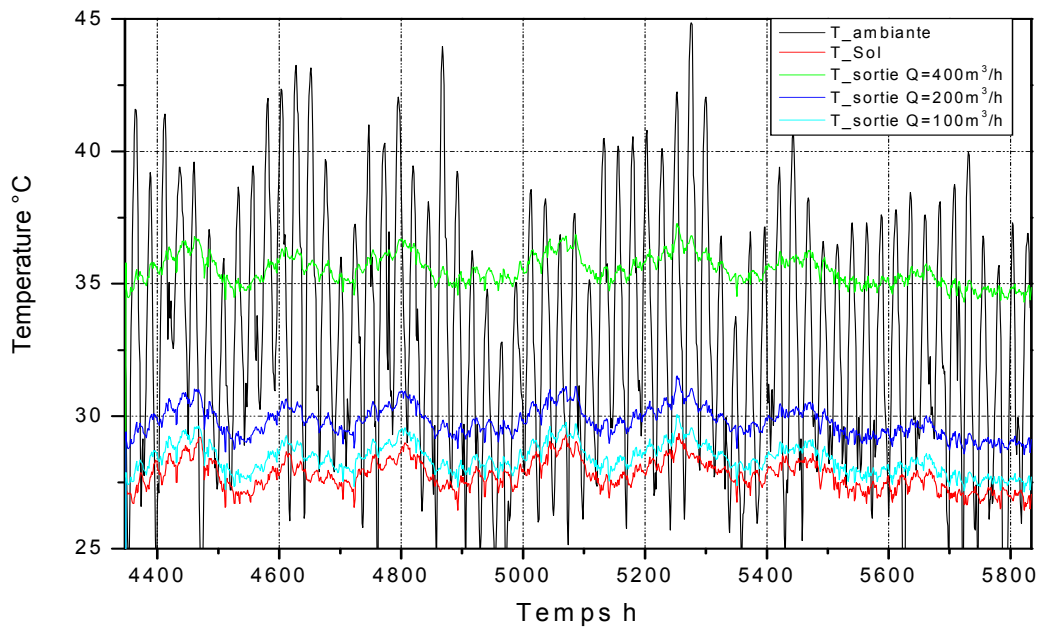
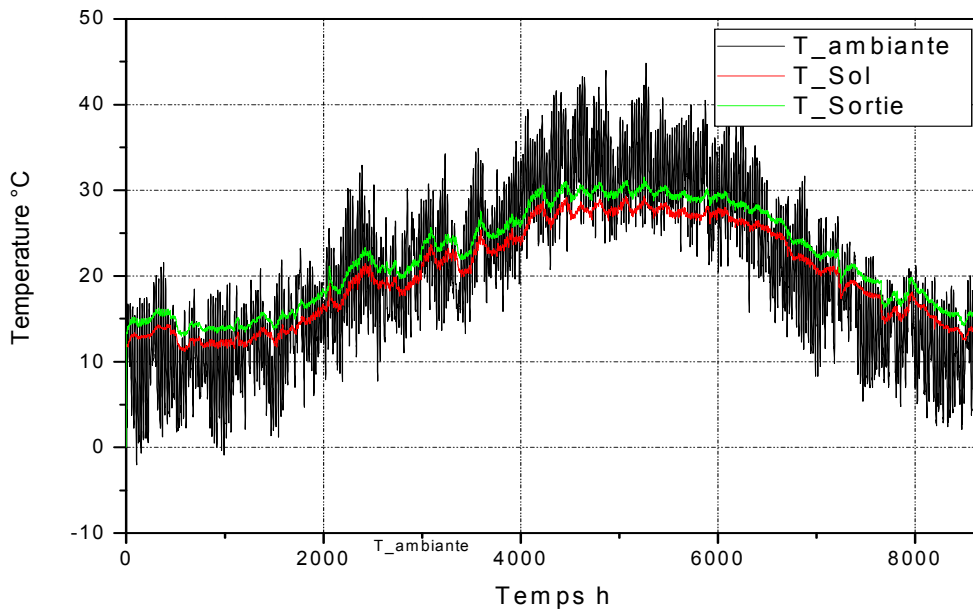
Après l'amélioration du modèle de Hollmuller, nous avons fait une comparaison entre nos résultats et les résultats de Hollmuller, comme il est montré sur la figure 16. On a confronté les résultats de simulation pour les deux modèles avec les résultats du dispositif expérimental. On a constaté une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et nos résultats numériques.

Les mesures de la température du sol et de l'air ont été effectuées en utilisant une série de sondes thermiques placées tout au long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie, pendant les mois de juillet et août 2013 qui sont les mois plus chauds de l'année. Pour chaque mois, les températures ont été enregistrées pour trois jours successifs. Voir (Chapitre. II)



**Figure IV.16.** Validation des résultats numériques avec les résultats expérimentaux.

Après la validation de notre modèle d'échangeur air/sol, nous avons fait une simulation d'une année pour l'évaluation de la température de l'air à la sortie des tubes de l'échangeur par rapport à celle de l'air ambiant (température moyenne). Le fichier météorologique contient des valeurs journalières de la température ambiante, de la température du sol et d'humidité relative, pour chaque heure de la journée. (Figure 17)



Les courbes présentées sur la figure 18, montrent la variation de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour différents débits au cours des mois (Juillet et aout 2013).

## Chapitre IV : Simulation numérique sous TRNSYS

---

Les résultats obtenus montrent que la température de sortie est en croissance avec l'augmentation de débit d'air.

Selon la loi de taux de brassage ; le débit d'air de climatisation doit être adapté avec le volume du bâtiment (le débit d'air nécessaire est 3 à 4 fois le volume du local). Pour les pièces de petit volume, un débit d'air de 100 à 150 m<sup>3</sup>/h peut être suffisant pour une bonne climatisation. En ce qui concerne les pièces qui ont un volume dépassant 90 m<sup>3</sup>, le débit d'air adéquat ne peut pas prendre une valeur inférieure à 300 m<sup>3</sup>/h.

Selon ce contexte et les résultats obtenus (figure 18) on a remarqué que notre échangeur ne peut pas être utilisé comme moyen de rafraîchissement direct pour les bâtiments à grand volume, sous des conditions climatiques semi-arides avec des températures ambiantes très élevées qui dépassent 45°C. La température de sortie de l'échangeur dépasse 30 °C pour les débits d'air supérieurs à 200 m<sup>3</sup>/h, c'est pour cela dans le cas de rafraîchissement des bâtiments de grand volume, durant toute une journée, la température de l'air de rafraîchissement dépasse le seuil de confort supérieur à 26°C. D'autre part, le rafraîchissement des bâtiments qui ont des petits volumes et avec un débit d'air de 100 à 150 m<sup>3</sup>/h, les résultats obtenus pour la saison de rafraîchissement (Juillet et août), montrent que durant les 60% des heures de climatisation ; la température de l'air de rafraîchissement dépasse le seuil de confort (supérieur de 26°C), et durant les 40% des heures se situe en dessous de 26°C, donc l'échangeur nous fournit la température du confort.

### 6. Conclusion

Un nouveau composant d'un échangeur de chaleur air/sol a été développé dans la bibliothèque TRNSYS, basé sur le modèle de Hollmuller, afin d'améliorer ce modèle et de modifier le type de maillage à l'aide d'un programme sous Matlab qui peut fournir un maillage bien raffiné avec un nombre de nœuds important.

La validation de ce modèle a été effectuée par une comparaison des résultats de simulation avec ceux expérimentaux obtenus par un échangeur installé au sein de l'université de Biskra sous un climat semi-aride.

Selon les résultats obtenus dans ce travail, on peut dire que l'utilisation d'échangeur de chaleur air-sol est limitée dans les climats chauds, et n'atteint pas souvent le confort thermique, avec les températures très basses en hiver et très élevées en été.

# **Chapitre V :**

Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel.  
Application au bâtiment.

# Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

---

## 1. Introduction

Selon le centre de recherche Algérien CDER au début du mois d'août 2011, la demande Algérienne d'électricité a atteint un record de 8 746 MW. Cette forte augmentation de la demande d'électricité est due au fait de l'utilisation des différents systèmes de climatisation, parmi ces systèmes le climatiseur résidentiel qui reste le plus répandu surtout dans les régions de hautes températures, et aussi le plus consommateur d'énergie. Dans ce chapitre, nous disposons d'une nouvelle méthode d'utilisation de l'échangeur de chaleur air-sol horizontal afin de réduire la consommation d'énergie des bâtiments. L'idée est de coupler cet échangeur de chaleur avec le condenseur d'un climatiseur résidentiel pour améliorer l'efficacité de ce dernier et réduire sa consommation d'énergie. Sous des conditions climatiques de température très élevée en été (région sud-est de l'Algérie), qui peut dès fois dépasser les 50 °C, rend l'échange thermique entre le climatiseur et le milieu extérieur très difficile et pose un problème de confort thermique provoquant un coût de consommation d'énergie élevé.

## 2. Description du modèle de simulation

Selon les résultats obtenus dans le chapitre précédent, l'utilisation d'échangeurs de chaleur air-sol dans les régions de hautes températures ne peut pas atteindre le confort thermique [09.27]. Pour cette raison, l'utilisation des climatiseurs résidentiels reste la plus répandue dans ces régions, et le nombre de ces dispositifs en croissance, est considéré par Chua et al. [83] parmi les plus grands consommateurs d'énergie dans les bâtiments, surtout avec des conditions climatiques chaudes et humides. Une problématique posée par Yau et Pean [84] présente l'effet du changement de climat sur la performance du climatiseur; réalisé une revue complète de littérature conclut que le changement de climat effectué sur la performance de climatiseur et son rendement ainsi que sa consommation en énergie.

Nous avons procédé à une simulation par le logiciel TRNSYS qui nous permet de coupler le modèle de l'échangeur de chaleur air-sol (EAHE) (le modèle créé dans le chapitre IV) avec le condenseur d'un climatiseur résidentiel et de connecter le système avec un bâtiment, ce qui est bien illustré sur la figure 1.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

### 3. Modèle de climatiseur

En ce qui concerne le modèle de climatiseur, nous avons choisi un modèle simulant un serpentin de refroidissement résidentiel sous TRNSYS. Le modèle de condenseur utilise le bilan énergétique, représenté par les équations (1), (2) et (3) [47] :

La figure 1 représente le système de climatisation par le couplage d'EAHE et le condenseur d'un climatiseur.

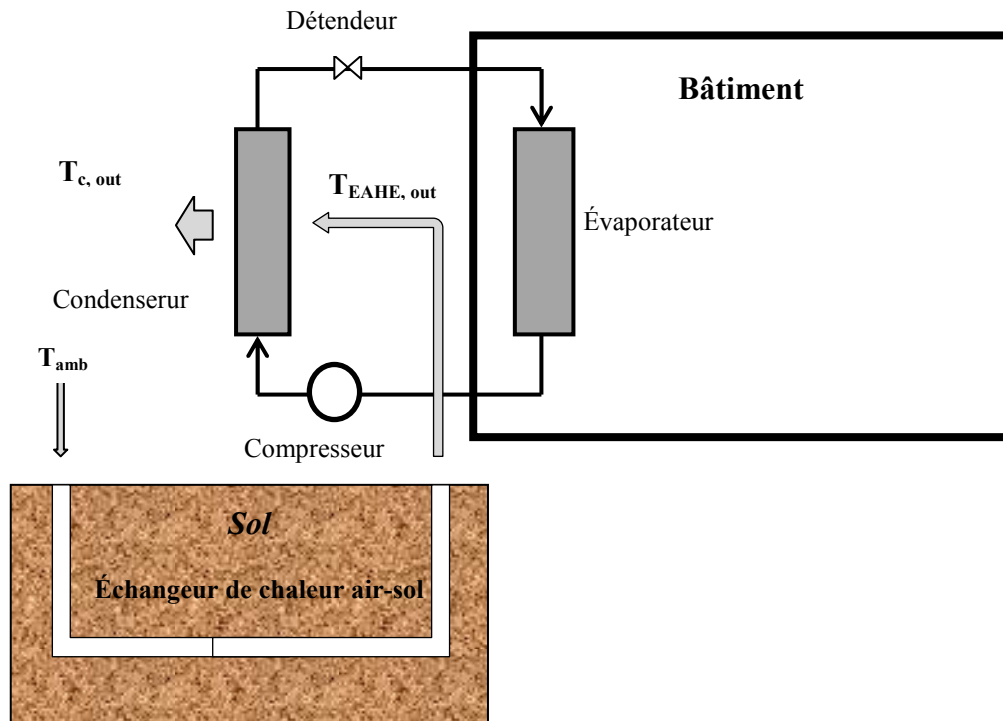


Figure V.1. Prototype de couplage d'EAHE avec un condenseur d'un climatiseur.

$$Q_{c,amb} = C_{pa} m_a (T_{c,out} - T_{amb}) \quad (1)$$

$$Q_{c,EAHE} = C_{pa} m_a (T_{c,out} - T_{EAHE,out}) \quad (2)$$

$$Q_{c,EAHE} = Q_{c,amb} + C_{pa} m_a (T_{amb} - T_{EAHE,out}) \quad (3)$$

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

---

Les conditions de sortie du courant d'air de côté de l'évaporateur sont calculées en utilisant les équations [50]:

$$Q_{\text{evp}} = C_{pa} m_a (T_{\text{evp,out}} - T_{\text{evp,int}}) \quad (4)$$

$$Q_{\text{evp,tot}} = m_a (h_{\text{evp,out}} - h_{\text{evp,int}}) \quad (5)$$

Le modèle est capable de calculer le coefficient de performance (COP) et la cote d'efficacité énergétique (EER) ces deux coefficients sont donnés par les relations suivantes [50] :

$$COP = \frac{Q_{\text{evp,tot}}}{W} \quad (6)$$

$$EER = COP * 3.413 \quad (7)$$

Avec :

W : Puissance totale tirée par le climatiseur (serpentin de refroidissement résidentiel)

### 4. Application du modèle de climatisation avec différentes typologies de construction des bâtiments

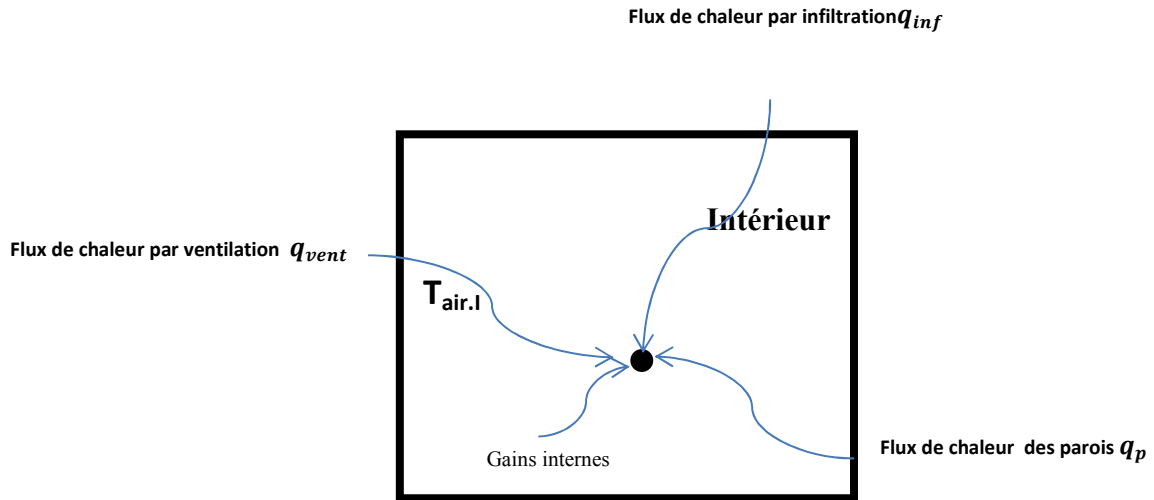
Dans le but de diminuer les pertes thermiques et énergétiques de notre système de climatisation (échangeur air-sol-climatiseur conventionnel), on va proposer dans cette partie de coupler ce modèle de climatisation avec différents types de bâtiments.

#### 4.1. Model de bâtiment d'une zone

Le bilan thermique d'une zone implémenté permet de déterminer la température moyenne de l'air intérieur  $T_{\text{air,I}}$  d'une zone de volume  $V_i$ . Le bilan thermique d'une zone prend en compte des températures de surface et des apports de chaleur convectifs, comme il est représenté dans la figure 2 [85].



## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.



**Figure V.2.** Bilan thermique d'un nœud de température d'air.

Le bilan thermique convectif de bâtiment d'une zone simple s'écrit ainsi [1] :

$$\rho V C_p \frac{dT_{air,I}}{dt} = q_p + q_{inf} + q_{vent} + \sum q_g \quad (8)$$

Avec :

$$q_p = \sum_p h_{conv} A_p (T_p - T_{air,I}) \quad (9)$$

$$q_{inf} = \dot{m}_{inf} C_p a (T_{ext} - T_{air,I}) \quad (10)$$

$$q_{vent} = \sum_p \dot{m}_{vent} C_p a (T_{vent} - T_{air,I}) \quad (11)$$

Les gains sensibles internes venant des personnes, de l'équipement et des lumières.

En reprenant la forme générale :

$$\frac{dT_{air,I}}{dt} = a T_{air,I} + b \quad (12)$$

$$a = \frac{-\dot{m}_{vent} C_p a - \dot{m}_{inf} C_p a - h_{conv} A_p}{MCP} \quad (13)$$

$$b = \frac{Q_L + Q_P + Q_{EQ} + \dot{m}_{vent} C_p a T_{vent} - \dot{m}_{inf} C_p a T_{ext} - h_{conv} A_p T_p}{MCP} \quad (14)$$

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

---

Avec :

$Q_L$  : Sont les gains de chaleur provenant de l'éclairage (W) ;

$Q_P$  : Sont les gains de chaleur provenant des occupants (W) ;

$Q_{EQ}$  : Sont les gains de chaleur provenant de l'équipement (W).

La solution de cette équation est :

$$T_{finale} = \left( T_{initiale} + \frac{b}{a} \right) * e^{(a*\Delta t)} - \frac{b}{a} \quad (15)$$

Où  $\Delta t$  est le pas de temps.

### 4.1.1. Couplage des modèles de climatisation

Nous avons effectué deux essais pour le rafraîchissement d'un local à une surface de 40 m<sup>2</sup> et un volume de 120 m<sup>3</sup>, pris comme zone dans le langage de logiciel TRNSYS. Au début nous avons utilisé un climatiseur conventionnel pour rafraîchir la chambre, puis on l'a couplé avec un échangeur de chaleur air-sol pour refroidir l'unité de condensation par l'air sortant de l'EAHE (figure 01). Enfin, nous avons comparé la consommation d'énergie dans les deux systèmes.

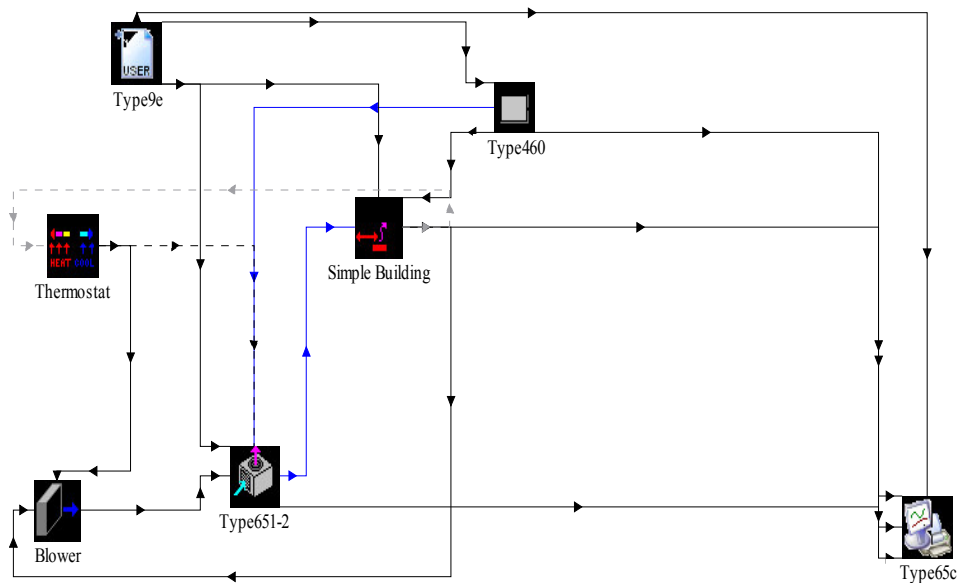
### 4.1.2. Création du projet sous TRNSYS

Un prototype comprend une unité intérieure (évaporateur), une unité extérieure (condenseur), et un échangeur air-sol relié avec le condenseur. Cet échangeur fonctionne par un ventilateur installé à l'entrée, d'une puissance de consommation entre 15 et 75 Watt. Ce couplage a été réalisé sous l'environnement TRNSYS, avec les conditions climatiques de la ville de Biskra (figure 3), pour abaisser la température intérieure à celle du confort 25°C.

### 4.1.3. Approche de modélisation

Avant de commencer la création du projet dans la Simulation Studio, nous avons besoin d'étudier la simulation du système, décidé quels sont les facteurs qui seront intéressants et d'identifier les composants qui seront utilisés dans la simulation. Le modèle de climatisation se compose d'un climatiseur résidentiel, un échangeur de chaleur air/sol, un bâtiment simple à une zone, traceur graphique des résultats et un fichier météorologiques pour le site de Biskra lieu de notre projet expérimental.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.



**Figure V.3.** Système de couplage sous TRNSYS.

### 4.1.4. Les composants (Types) utilisés

Type 109 Météo, ce composant lit les données météorologiques du site de Biskra dont nous avons besoin à notre cas d'étude.

Type 65c, traceur graphique des résultats avec le fichier de sortie.

Type651, modélise un serpentin de refroidissement résidentiel, plus communément connu comme un climatiseur résidentiel.

Type 460, un échangeur de chaleur air/sol modifié (Après l'amélioration du modèle de Hollmuller).

Type 12 (Simple Building), ce composant est un modèle d'un bâtiment à une zone unique qui néglige les apports solaires et prend une valeur globale U (coefficient de déperdition thermique) pour l'ensemble de la structure. Son utilité vient de la rapidité avec laquelle une installation de chauffage du bâtiment et de la charge de refroidissement peuvent être ajoutée à un système de simulation [79].

Les variations de la température intérieure du bâtiment non climatisé, dépendent principalement de la température extérieure, des apports internes de chaleur, des apports solaires, de la ventilation et de l'inertie thermique [86]. Pour éviter les pertes d'énergie d'un bâtiment avec le milieu extérieur, il faut une bonne isolation de l'enveloppe du bâtiment.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

Généralement la structure des bâtiments à Biskra est basée sur des compositions standards et uniques ; pour les murs extérieurs (Enduit intérieur (1 cm) + Brique creuse (10 cm) + Lame d'air (5 cm) + Brique creuse (10 cm) + Enduit extérieur (1 cm)) ; Plafond enduit intérieur (1 cm) + hourdis 20 (20 cm) + béton lourd (5 cm) + bitume (1.5 cm). Avec ses compositions des parois du bâtiment original ; avec les épaisseurs de chaque couche de la paroi et les valeurs du coefficient de déperdition thermique  $U$  est de  $0.75\text{W/m}^2\text{K}$  indique sur la figure 4 [87].

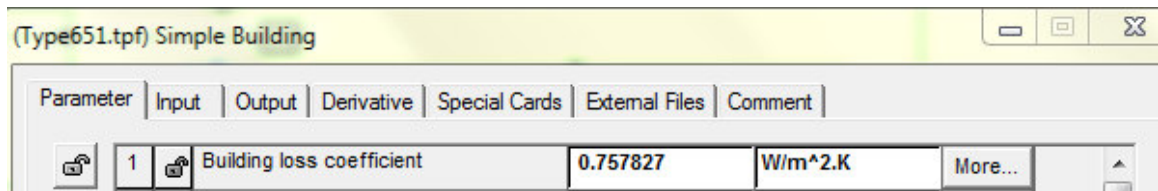


Figure V.4. Coefficient de déperdition du bâtiment.

### 4.1.5. Création d'un projet

Nous pouvons maintenant commencer à ajouter des composants que nous avons déjà sélectionnés antérieurement à la simulation de la bibliothèque TRNSYS. Ces composants sont connectés à l'aide de l'outil lien, qui est activé en appuyant sur le bouton de couplage (figure 5).

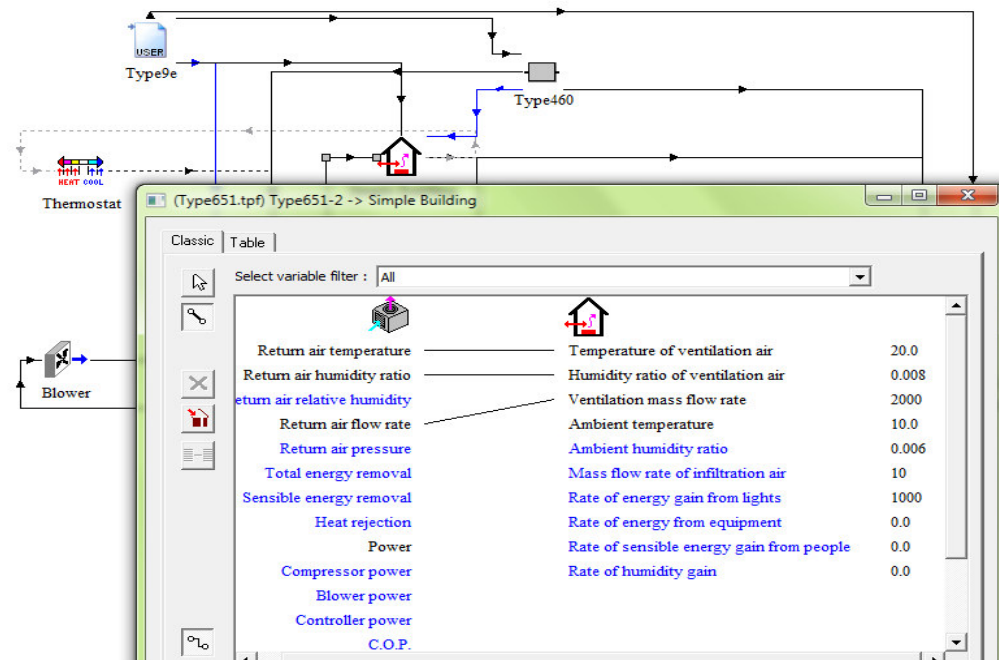


Figure V.5. Connexion entre deux composantes.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

---

### 4.1.6. Raccordement du système

Type109 (données météorologiques) / Type460 (échangeur de chaleur air sol)

- Température ambiante → Température d'entrée;
- Humidité relative → Humidité relative ;
- Température du sol → Température initiale du sol.

Type109 (données météorologiques) / Type 12 (bâtiment d'essai)

- Température ambiante → Température ambiante ;
- Humidité relative → Humidité relative.

Type460 (échangeur de chaleur air sol) / Type 651(climatiseur résidentiel).

- Température de sortie → Température ambiante (la température de l'air à l'entrée du condenseur).

Type 651(climatiseur résidentiel) / Type 12 (bâtiment d'essai)

- Température de l'air de retour → Température de l'air de ventilation.
- Taux d'humidité de l'air de retour → Taux d'humidité de l'air de ventilation.

Débit d'air de retour → Débit de masse d'air.

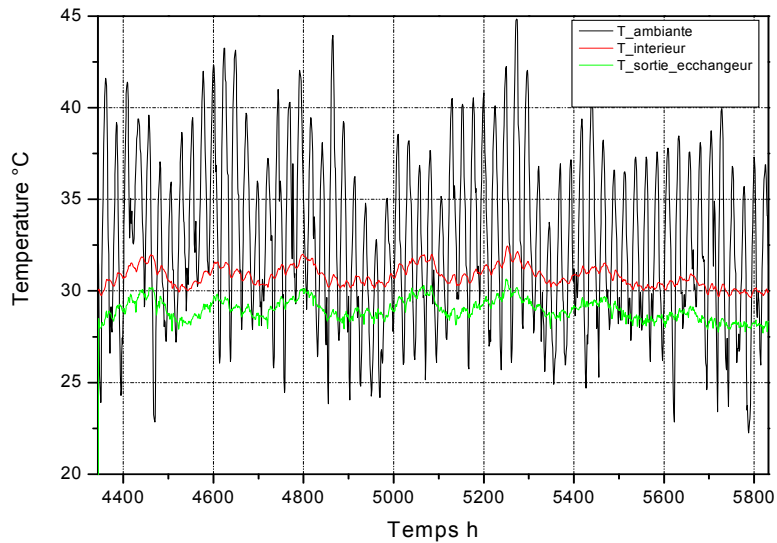
Connexions de type 65 (traceur en ligne)

- Type460 (échangeur de chaleur air/sol), la température d'air sortie → Axe gauche-1 variables
- Type 12(bâtiment d'essai), la température de zone → Axe gauche-2 variables
- Type 651 (climatiseur résidentiel), l'énergie consommée → Axe droite-1 variables
- Type109 (données météorologiques), la température ambiante → Axe gauche-3

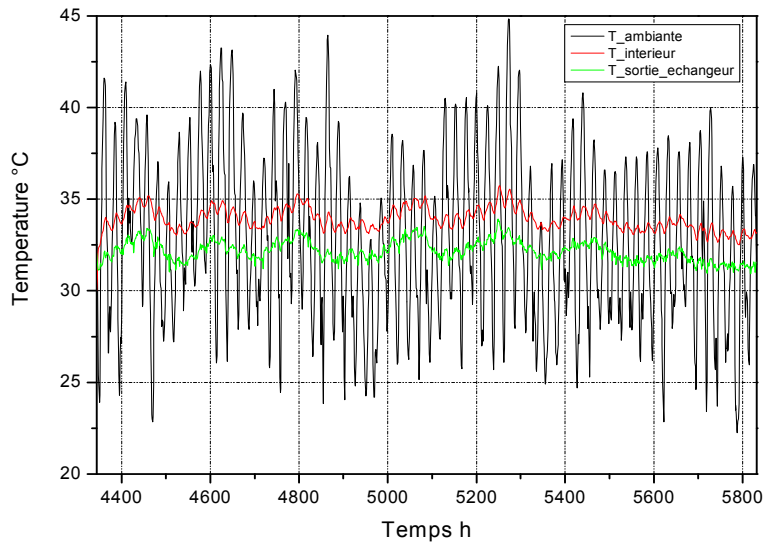
### 4.1.7. Résultats et discussion

En utilisant l'EAHE pour la climatisation du bâtiment, on commence avec un bâtiment de 40 m<sup>3</sup>, refroidit par un échangeur de chaleur air/sol avec un débit d'air de 150 m<sup>3</sup>/h (Figure.6), puis avec un bâtiment de grand volume 120 m<sup>3</sup> avec un débit d'air de 300 m<sup>3</sup>/h (Figure.7). Selon les résultats montrés dans les figures 6 et 7, on a trouvé que l'échangeur de chaleur air-sol est moins performant dans les bâtiments de grand volume. Mais avec un bâtiment de petites dimensions il donne des résultats acceptables comme système de ventilation de l'air frais.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.



**Figure V.6.** Évaluation de la température intérieure du bâtiment de 40 m<sup>3</sup> climatisé par EAHE.

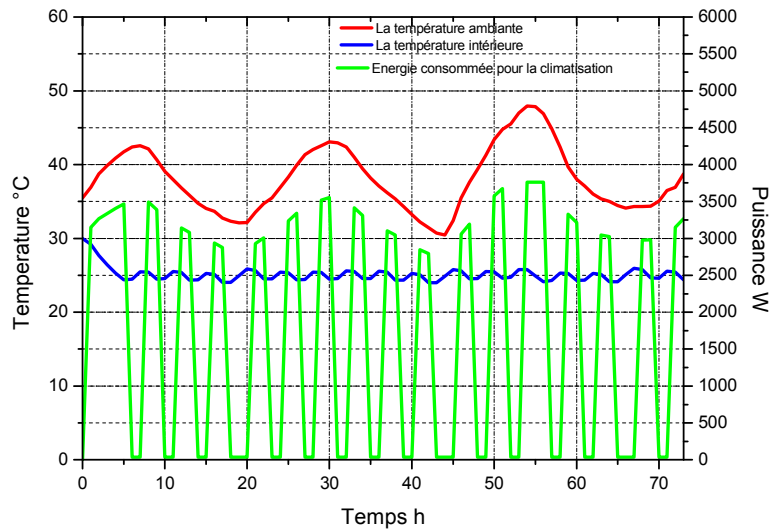


**Figure V.7.** Évaluation de la température intérieure du bâtiment de 120 m<sup>3</sup> climatisé par EAHE.

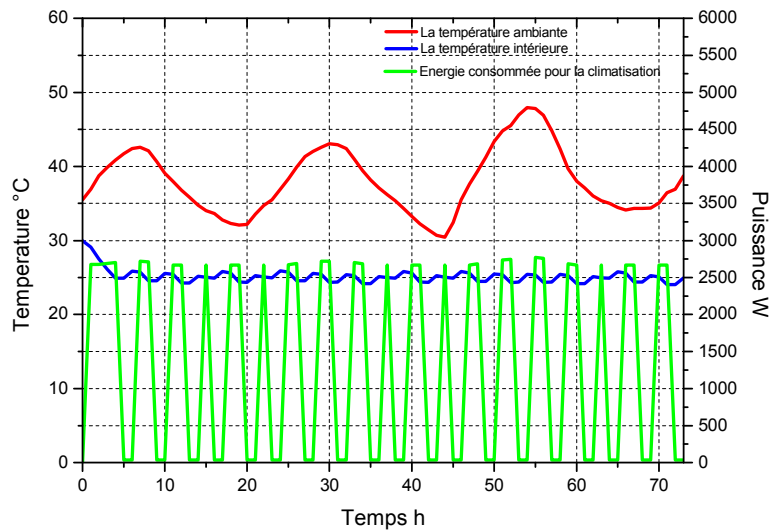
Les figures 8 et 9 représentent l'énergie consommée par le climatiseur conventionnel pour abaisser la température intérieure du bâtiment jusqu'à 25°C, (volume de 40 m<sup>3</sup>) pour les deux cas avec et sans couplage avec un EAHE. Selon les résultats obtenus on peut dire que l'utilisation de l'EAHE avec un climatiseur peut servir comme moyen de réduction de la consommation d'énergie.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

(a)

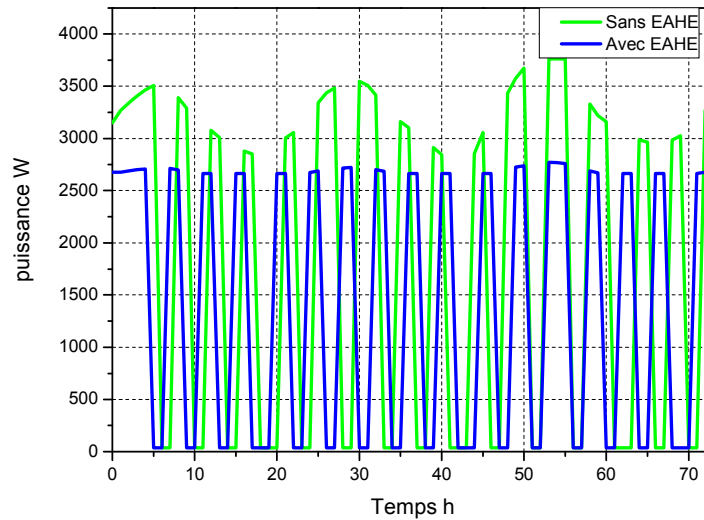


(b)



**Figure V.8.a-** Utilisation d'un climatiseur sans EAHE, b- Utilisation un climatiseur assisté par EAHE

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.



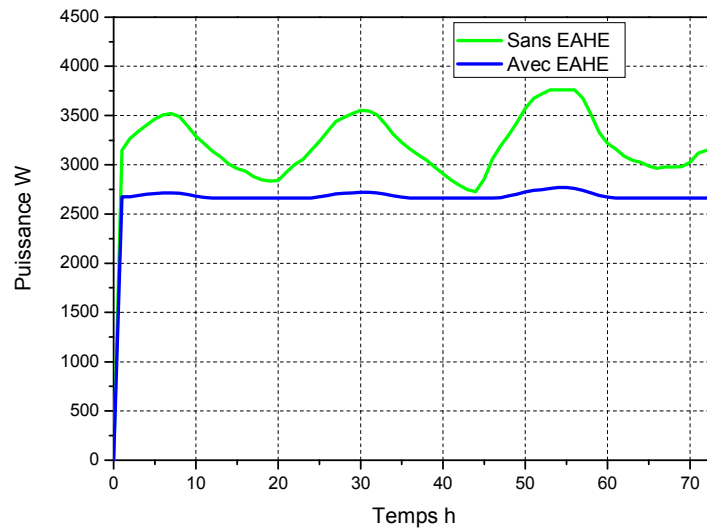
**Figure V.9.** Variation d'énergie consommée par le climatiseur.

Pour un bâtiment de grandes dimensions ( $120 \text{ m}^3$ ), la figure 10 permet de comparer la puissance de refroidissement, d'un condenseur et la consommation d'énergie avec le temps de fonctionnement, tandis que les températures extérieures peuvent atteindre une valeur maximale de  $50^\circ\text{C}$ , on remarque une différence de moyenne des watts. Cette différence est très importante lorsque la température est prise comme une valeur maximale de la journée de mesure.

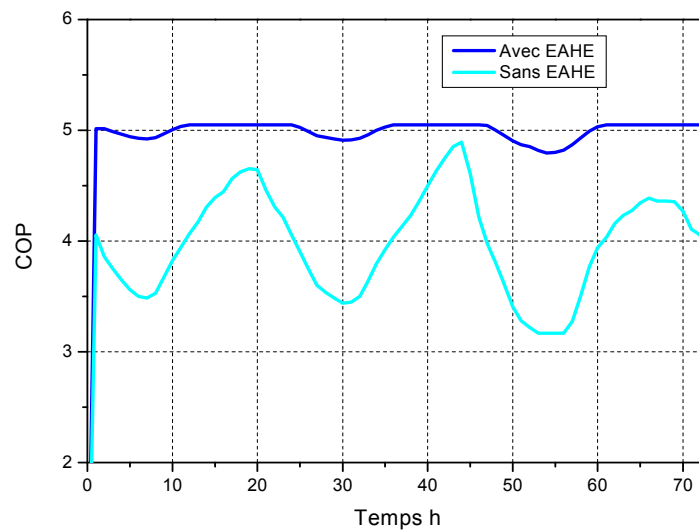
La figure 11 montre également l'effet de couplage d'EAHE avec le condenseur d'un climatiseur sur le coefficient de performance. On peut remarquer que le couplage présente un coefficient de performance supérieure à celui d'un climatiseur sans échangeur. Le comportement de la variation de performance de la climatisation en termes d'efficacité énergétique désignée par EER est illustré sur la figure 12.



## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

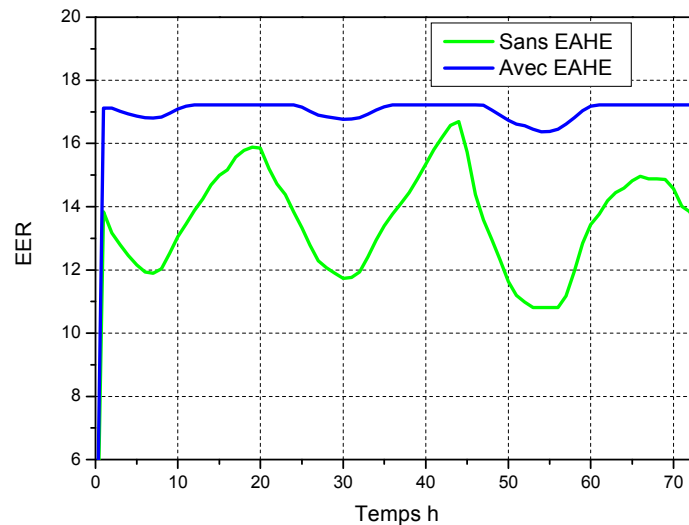


**Figure V.10.** Variation d'énergie consommée.



**Figure V.11.** Variation du coefficient de performance (COP).

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.



**Figure V.12** .Variation de l'efficacité énergétique (EER).

Les figures 13-16 représentent l'effet des paramètres du calcul des dimensions d'EAHE sur la performance de la climatisation et de sa consommation d'énergie.

Les grands débits d'écoulement d'air dans les tubes de l'EATHE mènent à une réduction de son efficacité, ainsi que le système de couplage [31]. C'est pour cela qu'on a appliqué quatre divers écoulements pour étudier l'effet de débit d'air sur la performance du système de couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel (EASCC). Sachant que le diamètre et la longueur des conduites ont été maintenus les mêmes, la figure 13 montre l'influence de la variation de débit d'air sur l'énergie de rafraîchissement.

Les figures 14 et 15 représentent la relation entre la longueur de la conduite, de son diamètre, et de son conductivité thermique ; selon Bansal et al. [13] et Bojic et al. [88], il y a une très petite différence dans la température d'air à la sortie de la conduite entre le PVC et l'acier. Mais dans la figure 14 il y a une différence avec la longueur de la conduite de moins de 30 m.

L'augmentation de l'échange thermique entre l'air et le sol s'avère principalement due à l'augmentation dans le volume du tube (la surface d'échange) [89]. La figure 15 illustre l'effet du diamètre de pipe sur la consommation de l'énergie de climatisation et de son rapport avec la longueur de la conduite.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

Selon des résultats illustrés dans la figure 16, la profondeur idéale pour enterrer des tubes sous terre commence à 3 m. La profondeur du niveau souterrain de 3 et 4 m implique un meilleur échange thermique comparé à une profondeur de 1 m, et un tube enterré plus profond que 3 m n'est pas utile. L'énergie consommée à l'emploi d'un échangeur de chaleur à une profondeur de 3 m est presque identique à celle consommée à la profondeur de 4 m.

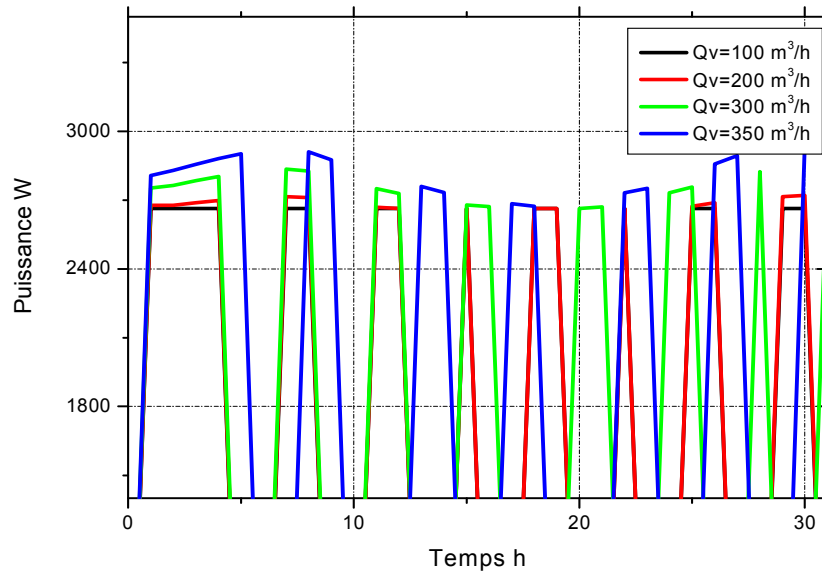


Figure V.13. Effet de la variation du débit d'air.

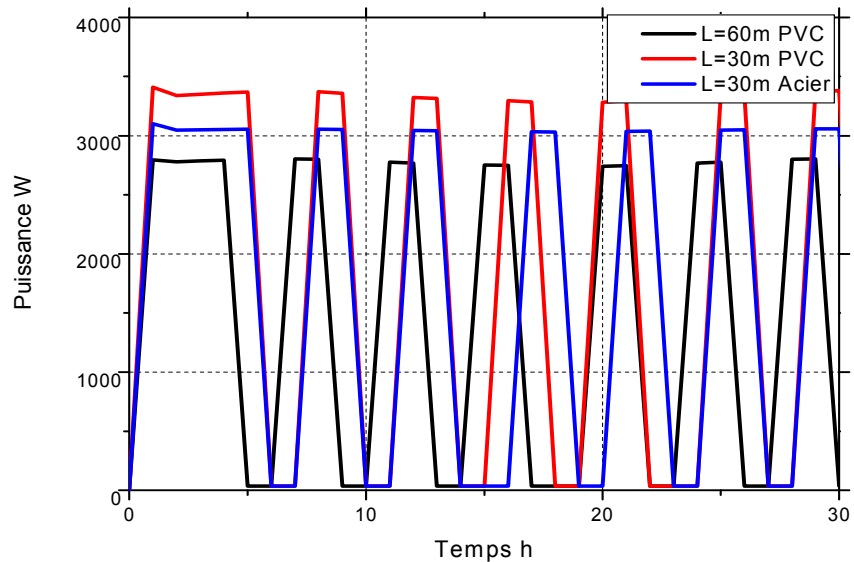


Figure V.14. Effet de la longueur et la matière de la conduite.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

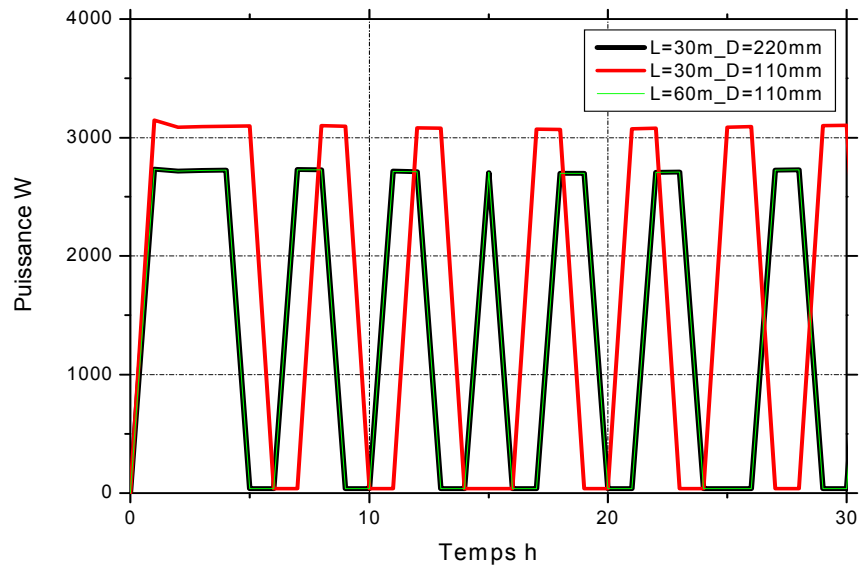


Figure V.15. Effet de la variation du diamètre et de la longueur du tube.

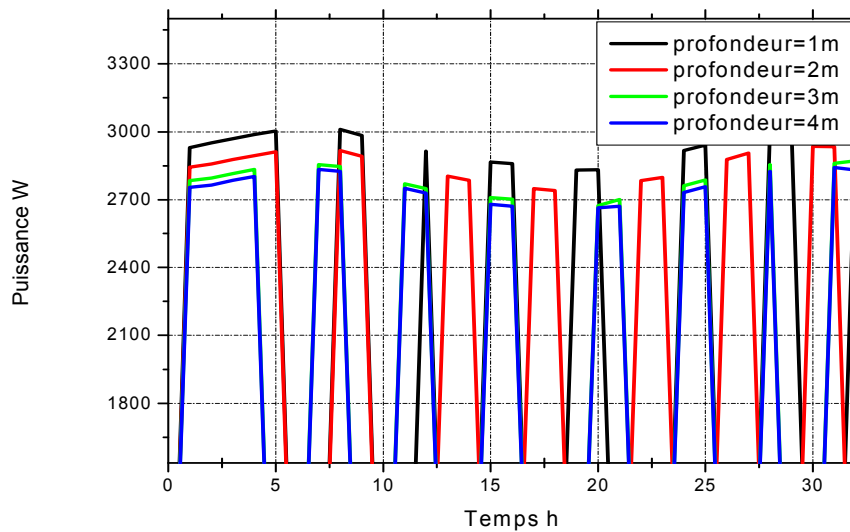


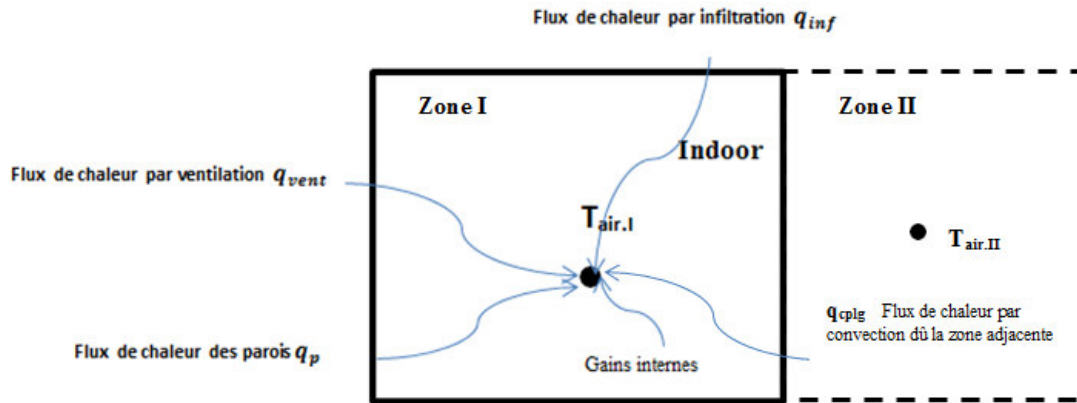
Figure V.16. Effet de la variation de la profondeur du tube.

### 4.2. Modèle de bâtiment multizone

Le bilan thermique d'un bâtiment multizone développé par EL Khoury et al. [90] implémenté permet de déterminer la température moyenne de l'air intérieur  $T_{air,i}$  d'une zone de volume  $V_i$ . Le bilan thermique de ce modèle est le même dans un bâtiment mono-zone mais on prend en compte le flux de chaleur par convection dû aux couplages thermiques et aérauliques avec les autres zones, comme il est représenté dans la figure 17.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

---



**Figure V.17.** Bilan thermique d'un nœud de température d'air.

Le bilan thermique convectif de bâtiment d'une zone simple s'écrit ainsi [1] :

$$\rho V C_p \frac{dT_{air,I}}{dt} = q_p + q_{inf} + q_{vent} + q_{cplg} + \sum q_g \quad 16$$

$$q_{cplg} = \sum_p \dot{m}_{I,II} C_p (T_{air,II} - T_{air,I}) \quad 17$$

### 4.2.1. Simulation sous TRNSYS (Type 56)

Type 56 est le modèle de comportement thermique d'un bâtiment multizone que nous utiliserons par la suite pour simuler le bâtiment constituant trois zones d'essai. Ce modèle permet de définir et traite les bilans thermiques d'un bâtiment ayant jusqu'à 25 zones thermiques et calcule les interactions entre eux en résolvant les équations différentielles couplées. Le modèle nous permet aussi de définir les murs, plafonds et planchers selon leur matière de construction, orientation...etc [92].

La simulation de bâtiments multizone sous TRNSYS commence par le choix de « Building Project » pour créer un nouveau projet. La première étape est de diviser l'ensemble de la maison en différentes zones couplées les unes aux autres comme il est présenté dans la figure18.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

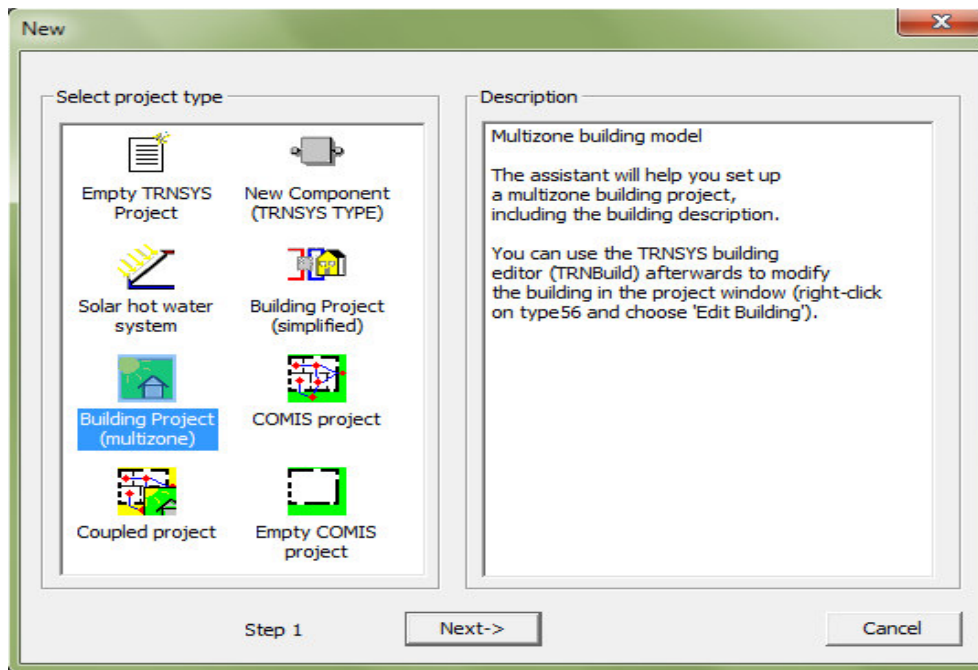


Figure V.18. Fenêtre pour la création d'un nouveau projet multizone sous TRNSYS.

### 4.2.2. Définition des zones

La première étape est de séparer l'ensemble de la maison en différentes zones couplées les unes avec les autres. La séparation des différents espaces du logement se fait en fonction de l'emplacement, de l'occupation et de l'utilisation. À partir de l'aménagement de l'appartement, trois zones différentes ont été créées, selon l'interface représentée sur la figure19:

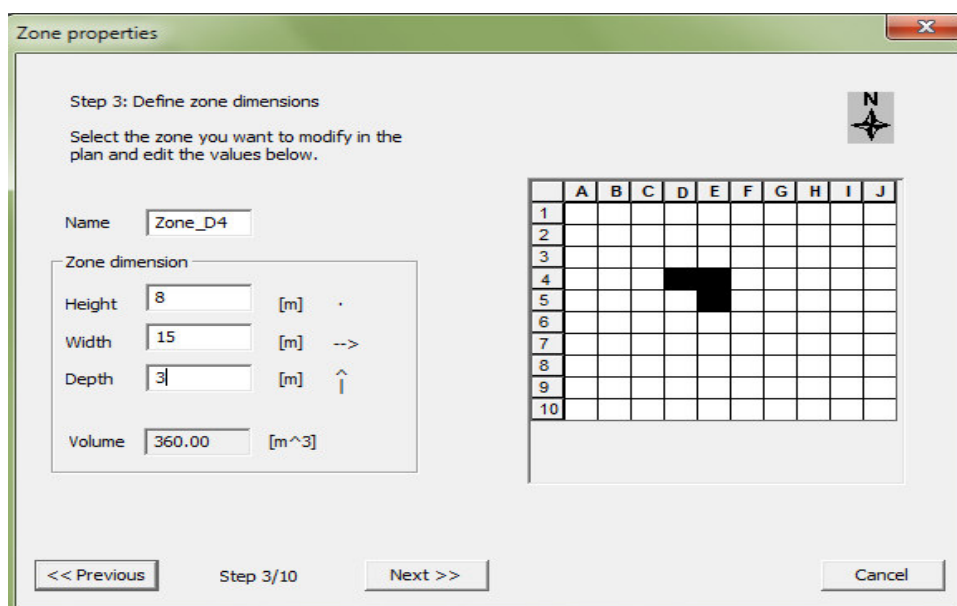


Figure V.19. Interface de création des zones du bâtiment avec les dimensions.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

La seconde étape consiste à déterminer l'orientation du bâtiment, des fenêtres, du système de chauffage et du refroidissement d'air, de la ventilation d'air, des gains internes, etc. La figure 20 montre une interface graphique de la modélisation réalisée sous TRNSYS 16.

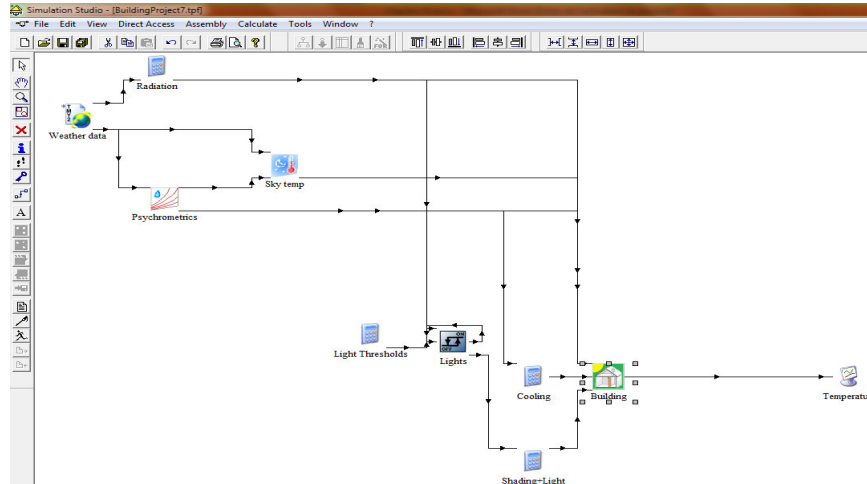


Figure V.20. Modélisation sous TRNSYS du bâtiment étudié.

### 4.2.3. Définition du bâtiment dans TRNBuild

La modélisation de l'enveloppe du bâtiment sous TRNBuild permet le découpage du bâtiment en différentes zones thermiquement homogènes, saisie les matériaux des parois, des menuiseries, des ponts thermiques, des débits de ventilation, des niveaux d'infiltration de l'air, des niveaux de chauffage et la saisie numérique de la géométrie des zones (figure 21).

Le projet étudié est un bâtiment construit avec des matériaux locaux d'une surface de 112m<sup>2</sup>, dont les caractéristiques géométriques et thermiques sont mentionnées au niveau des tableaux 1, 2 et 3.

- **Toit:** Placoplatre, l'ourdi en brique, Feutre bitumeux.).
- **Sol:** Carrelage, Mortier, béton lourd.
- **Mures extérieurs:** Enduit plâtre, Brique, lame d'air, Brique, Enduit extérieur.
- **Mures intérieurs:** Enduit plâtre, Brique, Enduit plâtre.
- **Vitrage simple.**

Les coefficients de transmission thermique (déperdition thermique)  $U$  sont calculés par la suite pour chaque paroi, utilisant la relation suivante [92] :

$$U_{ME} = 1/\sum R$$

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

*Tableau V.1. Différents composants du mur extérieur.*

Matériau	Épaisseur en cm	Conductivité thermique (W/mK)	Résistance thermique R(m <sup>2</sup> K/W)
Enduit plâtre	1	0.520	0.019
Brique creuse	10	0.84	0.7
lame d'air	5		0.085
Brique creuse	10		0.7
Enduit extérieur (ciment)	1	1.4	0.007
			$U_{ME} = 0.66 \text{W/m}^2\text{K}$

*Tableau V.2. Différents composants du toit.*

Matériau	Épaisseur en cm	Conductivité thermique (W/mK)	Résistance thermique R(m <sup>2</sup> K/W)
Placoplatre	3	0.520	0.057
Hourdis en brique	12	0.84	0.7
Béton lourd	5	0.92	0.054
Bitume	2	0.042	0.47
			$U_T = 0.78 \text{W/m}^2\text{K}$

*Tableau V.3. Différents composants du plancher (sol).*

Matériau	Épaisseur en cm	Conductivité thermique (W/mK)	Résistance thermique R(m <sup>2</sup> K/W)
carrelage	2		0.0017
Sable+Mortier	5	0.1	0.5
Béton lourd	10	0.92	0.10
			$U_P = 1.66 \text{W/m}^2\text{K}$



## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

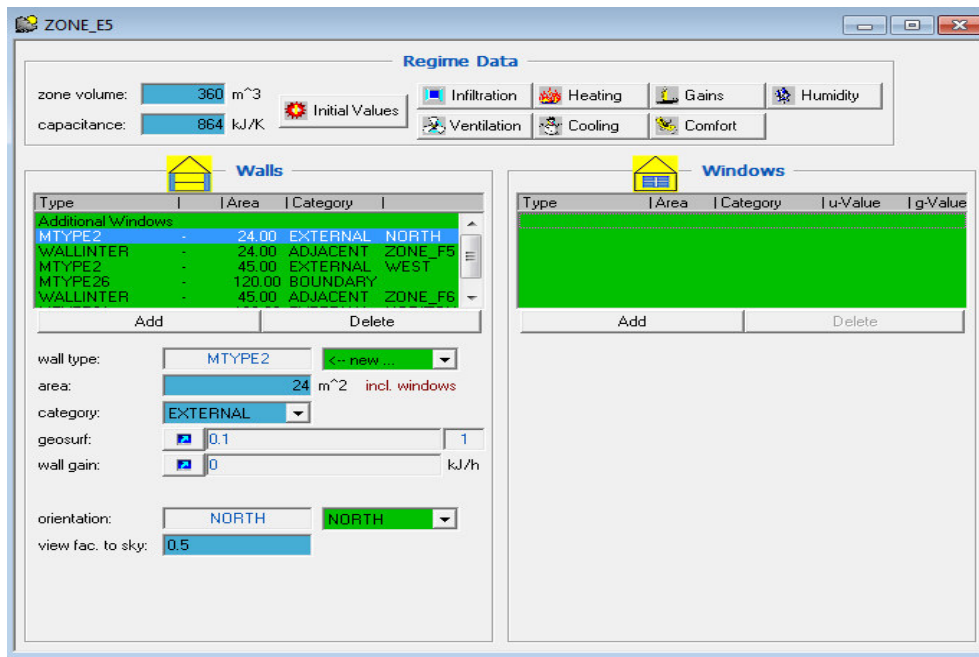


Figure V.21. Composition des parois du bâtiment et des ouvrants.

### 4.2.4. Couplage de modèle de climatisation

Nous avons effectué des essais pour le rafraîchissement de la zone **salle** à une surface de 56 m<sup>2</sup> et un volume de 168 m<sup>3</sup>. On a couplé le bâtiment avec le système EAHE-climatiseur, comme il est représenté sur la figure 22. Au début, nous avons utilisé un EAHE pour refroidir la chambre (figure 24), puis on a couplé cet échangeur de chaleur air-sol avec le climatiseur pour rafraîchir l'unité de condensation (figure 25), enfin, nous avons comparé les résultats avec ceux représentés sur la figure 23 sans l'utilisation d'un moyen de climatisation.

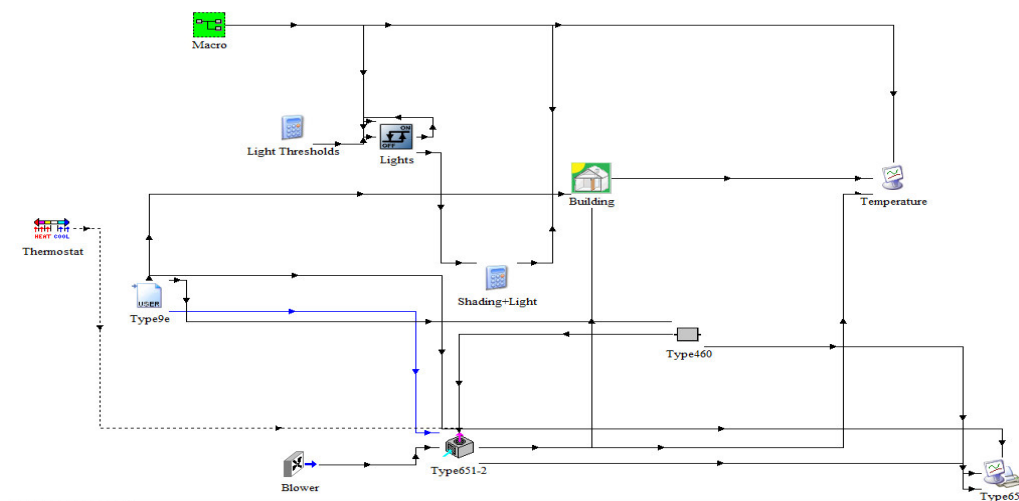


Figure V.22. Système de couplage sous TRNSYS.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

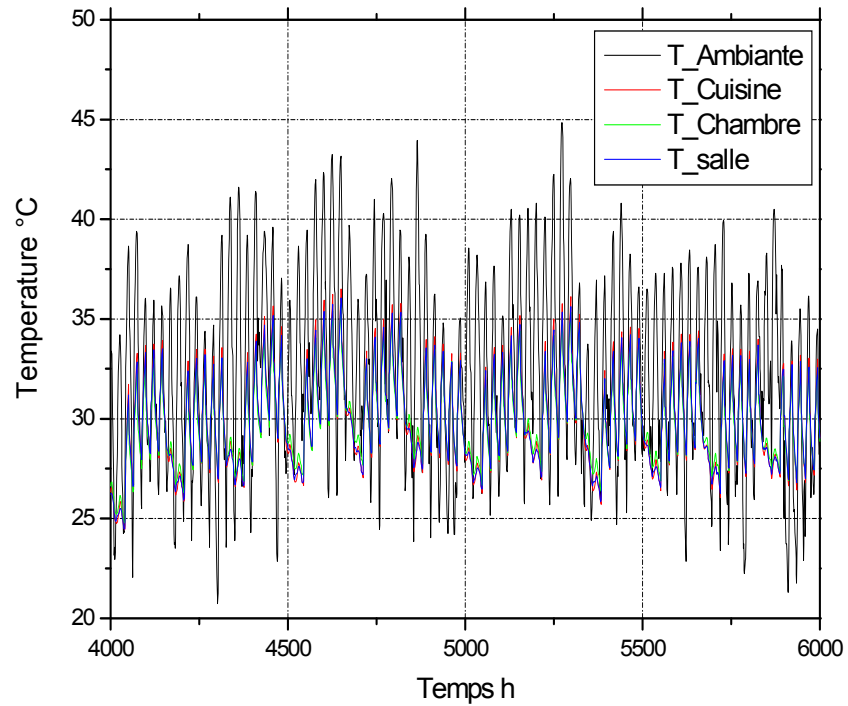


Figure V.23. Évaluation de la température à l'intérieur des zones sans climatisation.

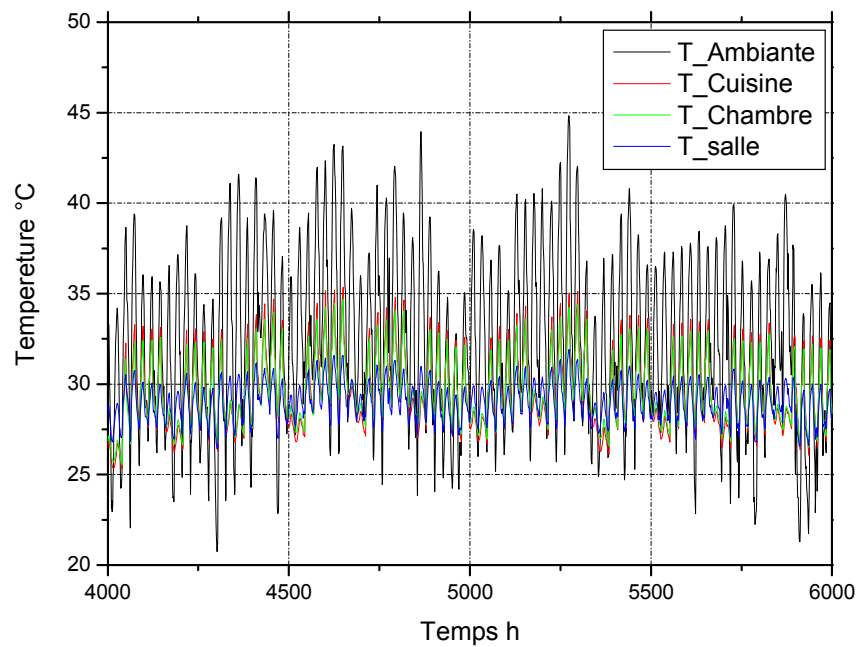


Figure V.24. Évaluation de température à l'intérieur des zones avec EAHE.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

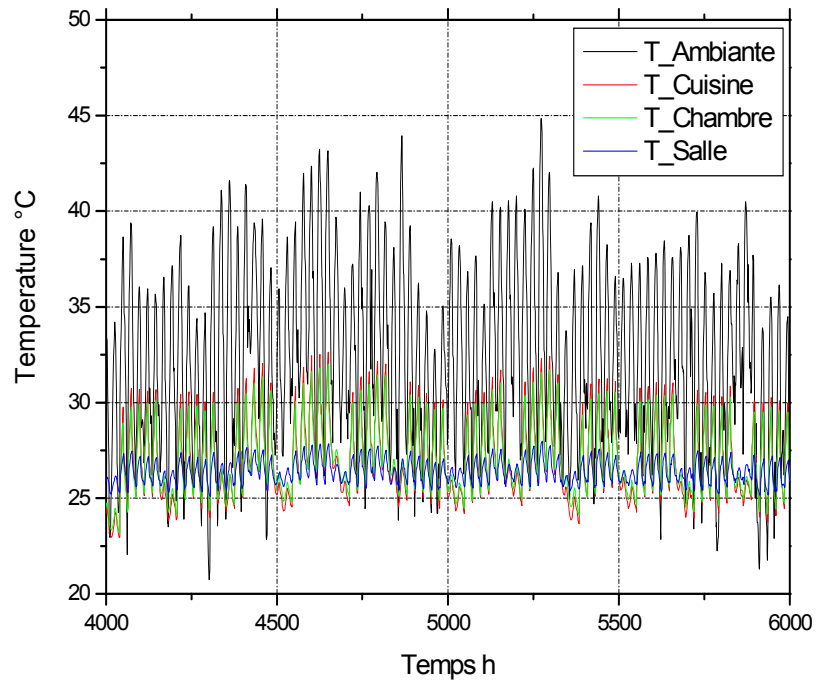


Figure V.25. Évaluation de température à l'intérieur de différentes zones avec EAHE-climatiseur.

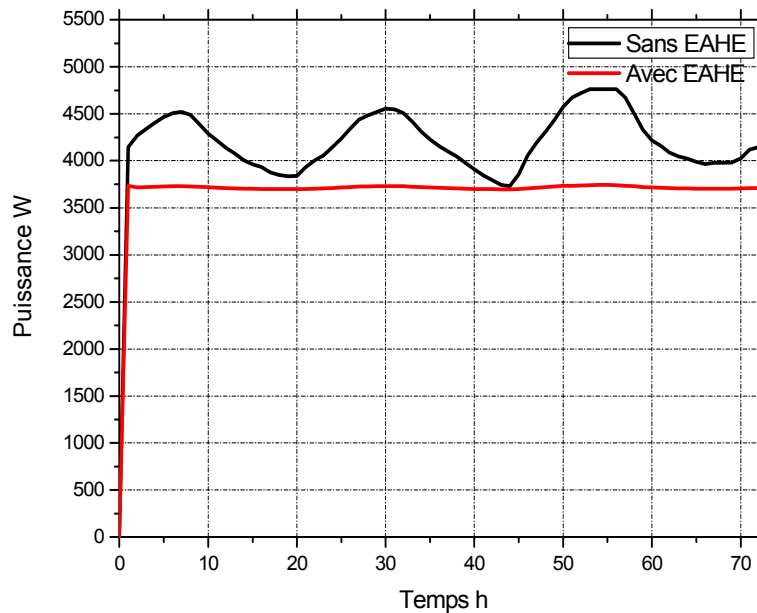


Figure V.26. Variation d'énergie consommée par un bâtiment de coefficient  $U > 0.24$ .

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

---

Pour l'utilisation la plus performante de ce système de couplage, il faut s'orienter vers des types de construction des bâtiments à faible déperditions de chaleur  $U$ . Selon les normes Européennes, la valeur de  $U$  devrait être aussi faible que possible. La société Suisse **Minergie** exige des valeurs de  $U$  ne dépassant pas  $0,15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  [91], d'autre part la réglementation Belge PEB ou « performance énergétique des bâtiments » exige des valeurs de  $0,24 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  [92]. Si on compare les valeurs  $U$  calculées (Tableaux 1,2 et 3) on constate qu'ils sont supérieurs à la valeur fixée par les normes Européennes, cela indique que la construction des bâtiments en général à Biskra ont une importante perte d'énergie utilisée pour la climatisation. Ce constat nous conduit à changer la typologie de construction des bâtiments en respectant les normes pour l'isolation thermique avec le milieu extérieur pour une meilleure efficacité.

La typologie de construction suivant l'isolation thermique ou la qualité de construction (hermétique ou non) peut s'effectuer avec différentes méthodes, on distingue trois méthodes ;

- La méthode la plus directe, c'est l'augmentation de l'épaisseur de l'enveloppe du bâtiment.
- La construction des enveloppes par l'utilisation des isolants tel que : laine de bois et polystyrène et laine de verre ...etc.
- L'étanchéité à l'air afin d'éviter les pertes de chaleur par l'infiltration d'air.

L'objectif de cette partie est de choisir une composition optimale des parois par différents matériaux de construction réalisant une bonne isolation thermique. Malgré la technologie de construction avancée que connaît le secteur du bâtiment, généralement il n'y a pas de méthode qui permet la mise en œuvre d'une sélection des matériaux pour la construction isolante. On est obligé de choisir la composition de l'enveloppe de manière intuitive ou selon les expériences trouvées dans la littérature [93]. La structure des murs extérieurs est réalisée en béton et en brique creuse et isolée avec du polystyrène extrudé. Le plancher bas est constitué d'une dalle en béton et isolé par le bas avec du polystyrène et le carrelage. Le plafond est constitué par une dalle en béton et une couche de laine de verre de 20 cm (tableau 4, 5 et 6). En ce qui concerne le vitrage, on a choisi des doubles vitrages à faible émissivité pour les façades sud et ouest, alors que la façade nord dispose de triples vitrages.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

*Tableau V.4. Matériaux constituant le mur extérieur.*

Matériau	Epaisseur en cm	Conductivité thermique (W/mK)	Résistance thermique R(m <sup>2</sup> K/W)
Enduit plâtre	1	0.520	0.019
Laine de bois	8	0.036	2.22
lame d'air	2		0.085
Polystyrène	8	0.04	2.00
Brique creuse	10		0.7
Enduit extérieur (ciment)	1	1.4	0.007
			$U_{ME} = 0.19 \text{ W/m}^2\text{K}$

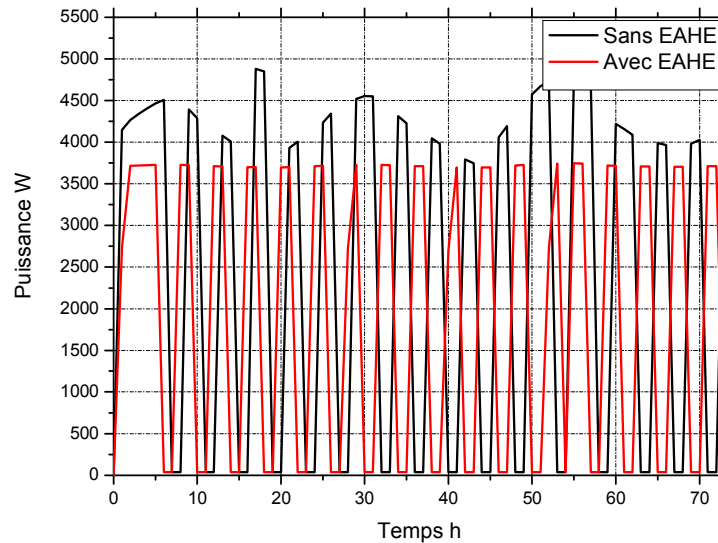
*Tableau V.5. Matériaux constituant le toit.*

Matériau	Epaisseur en cm	Conductivité thermique (W/mK)	Résistance thermique R(m <sup>2</sup> K/W)
Enduit plâtre	1	0.520	0.019
Hourdis en brique	12	0.84	0.7
Laine de verre	20	0.04	5.00
Béton lourd	5	0.92	0.054
Bitume	2	0.042	0.47
			$U_T = 0.15 \text{ W/m}^2\text{K}$

*Tableau 6. Matériaux constituant le plancher (sol).*

Matériau	Epaisseur en cm	Conductivité thermique (W/mK)	Résistance thermique R (m <sup>2</sup> K/W)
carrelage	2		0.0017
Sable+Mortier	5	0.1	0.5
Polystyrène	15	0.04	3.75
Béton lourd	10	0.92	0.10
			$U_P = 0.22 \text{ W/m}^2\text{K}$

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.



**Figure V.27.** Variation d'énergie consommée par un bâtiment de coefficient  $U < 0.24$ .

On constate d'après les figures 26 et 27, que les différentes résistances thermiques des parois de l'enveloppe influent sur l'efficacité du système de climatisation EAHE- climatiseur. L'évaluation de l'énergie consommée est variée selon le coefficient de déperdition de murs extérieures. Il est à noter qu'avec les valeurs de  $U$  supérieures à  $0.24 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , la consommation d'énergie est très élevée malgré l'utilisation du système de climatisation EAHE- climatiseur.

### 5. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une nouvelle approche de l'utilisation d'EAHE. L'échangeur air/sol a été employé pour réduire la consommation d'énergie de climatiseur conventionnel, par le couplage avec le condenseur. Les résultats obtenus, montrent que ce couplage est très utile pour augmenter l'efficacité du climatiseur sous des conditions climatiques trop chaudes, par une augmentation de 20% du coefficient de performance (COP) et de 19% d'efficacité énergétique (EER). La viabilité économique de ce système hybride peut contribuer à la réduction de la consommation de l'énergie d'environ 0,14 KWh soit 21% de réduction de l'énergie totale, que le coût équivalent à 100 DA en 72 heures ou 12403.8 DA/année pour le cas de l'Algérie. La comparaison entre le système de climatisation avec et sans EAHE est présentée dans le tableau 7.

## Chapitre V : Couplage échangeur air-sol-climatiseur conventionnel. Application au bâtiment.

*Tableau V.7. Comparaison entre les systèmes de climatisation avec et sans EAHE.*

	Sans EAHE	Avec EAHE	Économie
<b>Consommation du coût énergétique (kWh/J)</b>	21.41	17.67	3.74
<b>Coût (DA)</b>	140	100	40
<b>COP</b>	3.92	4.92	
<b>EER</b>	12.75	15.58	

En plus, l'avantage de ce couplage avec l'unité de condenseur abaisse la chaleur à la sortie du condenseur, et réduit son effet nocif sur l'environnement. On peut aussi utiliser l'échangeur comme un dispositif pour renouveler l'air à l'intérieur des bâtiments par le couplage avec le condenseur et au même temps avec le bâtiment pour garder toujours l'air frais.

Enfin, nous jugeons que nous avons réalisé des essais de climatisation de différentes typologies de construction des bâtiments par le système EAHE-climatiseur. On a constaté que la méthode de construction à Biskra en général possède un grand potentiel de déperdition thermique. Ce qui revient sur l'efficacité du système de climatisation de manière négative. Selon les résultats obtenus, la construction des bâtiments avec une enveloppe respectant la valeur de U entre 0.15 et 0.24 W/m<sup>2</sup>K, assure un modèle plus efficace et plus économique.

## Conclusion générale

À travers ce travail, nous avons présentés les différentes typologies et technologies de rafraîchissement voire même l'aération thermique du bâtiment de différents types de construction. Nous avons focalisé nos recherches sur la méthode de rafraîchissement de l'air ambiant à partir des conduites enterrées ; c'est ce qu'on appelle échangeur de chaleur air/sol (EAHE), et résoudre les problèmes d'écoulements turbulents de l'air à travers le tube de notre échangeur, dans le but d'évaluer les préférences thermiques et améliorer leurs méthodes d'utilisation dans les bâtiments.

Selon la littérature concernant l'échangeur de chaleur air/sol et son utilisation dans les bâtiments, plusieurs études montrent que cette méthode n'atteint pas le confort thermique. Mais généralement elle est efficace pour réduire la consommation de l'énergie dans les bâtiments. À cet effet, l'utilisation EAHE est devenue un peu plus compliquée par le couplage avec des différents systèmes de climatisation des bâtiments tel que les pompes à chaleur et les panneaux solaires ....ect.

Une étude expérimentale réalisée au niveau de l'université de Biskra, basée sur l'installation d'un échangeur de chaleur EAHE par le laboratoire de recherche LGM. Les mesures in-situ montrent que cette installation peut faire l'objet d'un rafraîchissement engendrant une économie conséquente d'énergie de climatisation.

La première étape de ce travail consiste à étudier la performance de notre installation par la technique de CFD. On a développé un modèle mathématique basé sur le modèle de turbulence ( $K-\epsilon$ ). Le champ de température de l'air tout au long de l'échangeur de chaleur air/sol indique une réduction substantielle de la température de l'air à la sortie de l'échangeur avec un écart important peut atteindre dans certains jours un écart de 18° C. Cette partie de simulation numérique en 3D nous à montrer que l'échangeur est efficace avec une longueur de 35 m dans le cas des différentes valeurs des débits d'écoulement à une vitesse qui peut atteindre 4 m/s.

Ensuite, pour l'utilisation d'échangeur de chaleur air /sol dans les bâtiments; le logiciel TRNSYS a permet de connecter et de coupler notre échangeur avec différents types de bâtiments, et de nombreuses autres applications. À cet effet, nous avons créé un nouveau modèle d'EAHE sous TRNSYS. Ce modèle a été validé avec les mesures expérimentales prenant en considération les données climatiques de la région Biskra. Selon les résultats de la



température de l'air à la sortie de l'EAHE obtenus (D'environ 29 à 33 °C pour la saison chaude), on peut dire que l'utilisation d'échangeur de chaleur air-sol dans les climats chauds, n'atteint pas le confort thermique (la température du confort est environ de 25 °C), mais on peut l'utiliser comme un moyen de contribution pour la climatisation des locaux.

La troisième étape de ce travail consiste à trouver une méthode efficace d'utilisation de notre échangeur pour la contribution au rafraîchissement des bâtiments et réduire leur consommation en énergie. Pour cela nous avons appliqué une nouvelle méthode de l'utilisation d'échangeur de chaleur air-sol horizontal, afin de coupler cet échangeur avec le condenseur d'un climatiseur résidentiel. Les résultats obtenus montrent que ce couplage est très efficace, et augmente le rendement de climatiseur durant les moments trop chauds, avec une augmentation de 20% sur le coefficient de performance(COP) et de 19% sur l'efficacité énergétique (EER), et réduire la consommation de l'énergie par environ 0,14 KWh à 21% de réduction de l'énergie totale, que le coût équivalent à 100 DA en 72 heures ou 12403.8 DA/année pour le cas de l'Algérie.

On n'a pas touché à la caractéristique thermique humide car nous sommes convaincu que le climat chaud en général ne favorise pas les valeurs importantes de l'hygrométrie.

## Références bibliographiques

- [01] F.Chlel, Développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à basse consommation d'énergie, thèse de doctorat. Université de la Rochelle, France, 2008.
- [02] A. Degueurce, La méthanisation par voie sèche agricole appliquée aux fumiers de bovins: optimisation de la recirculation des lixiviats, thèse de doctorat. Université de Rennes 1, France, 2016.
- [03] S.Thiers, Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive, thèse de doctorat. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, France, 2008.
- [04] B. Bouhacina, Simulation numérique du comportement dynamique et échangeur de chaleur bi-tubulaire muni d'ailettes destiné pour stockage de l'énergie solaire, thèse de doctorat. Université de Tlemcen, 2015.
- [05] L. Tome, Puits canadiens/ provençaux et qualité de l'air intérieur : analyse des dégradations potentielles, Mémoire d'Ingénieur du Génie sanitaire. Ecole des Hautes Etudes en Santé Publique. (E.H.E.S.P.), 2009.
- [06] G. Florides and S. Kalogirou, Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications. *Renewable Energy*, vol. 32, pp.2461–2478, 2007.
- [07] Z. Li, A new constant heat flux model for vertical U-tube ground heat exchangers, *Energy and Buildings*, vol. 45, pp.311–316, 2012.
- [08] L.Ozgener, A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 4483– 4490, 2011.
- [09] T. S. Bisoniya, A. Kumar and P. Baredar, Experimental and analytical studies of earth–air heat exchanger (EAHE) systems in India: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.19, pp. 238–246, 2013.
- [10] D. Bartolomeu, Performances d'un échangeur thermique de type air-sol, Université J. Fourier, Grenoble, Vol. 28, 2005.
- [11] E. Panzhauser, Soil heat exchanger for preheating of fresh air, *Energy Confers*. Vol. 22, pp. 381-384, 1982
- [12] Kelley S. Temperatures in the Kiowa drill hole. Denver basin project—The Denver Museum of NatureScience (DMNS). /[http://www.dmnh.org/denverbasin/r\\_temp.html](http://www.dmnh.org/denverbasin/r_temp.html), 2005.
- [13] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agrawal and J. Mathur, Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for summer cooling, *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 645–648, 2010.
- [14] Y. Daouadji, Évaluation d'un système de rafraîchissement passif dans les zones chaudes et arides par l'application d'un couplage puits canadien et cheminée solaire, mémoire de magister. Université Mohamed Khider – Biskra, 2017.
- [15] D.A.Ball, R.D. Fisher and D.L.Hodgett, design methods for ground-source heat pumps. *ASHRAE Transactions*, vol. 89, pp. 416-440, 1983.
- [16] N. Lemire, Etude sur les systèmes de pompes à chaleur géothermiques, Mémoire de maitrisées sciences appliquées. Université de Montréal, 1999.
- [17] N. K. Bansal and M. S. Sodha, An Earth-Air tunnel system for cooling buildings, *Tunneling and Underground Space Technology*, Vol. 1, pp. 177-182, 1986.
- [18] A. Tzaferis and D. Liparaki, Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, *Energy and Buildings*, vol. 18, pp. 35-43, 1992.
- [19] A.Trombe and L. Serres, Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy and Buildings*, vol. 21, pp. 155-162, 1994.

- [20] G.Mihalakakou, M. Santamouris and D. Asimakopoulos, Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers, *Solar Energy*, Vol. 53, pp. 301-305, 1994.
- [21] M. Santamouris, G. Mihalakakou, A. Argiriou and D. N. Asimakopoulo, On the performance of buildings coupled with earth to air heat exchangers, *Solar Energy*, Vol. 54, pp. 375-380, 1995.
- [22] J. Pfafferott, Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardized method to calculate energy efficiency, *Energy and Buildings*, vol. 35, pp. 971–983, 2003.
- [23] J.W. Thornton, T.P. McDowell, J. Shonder, P.J. Hughes, D. Pahud and G. Hellstrom, Residential vertical geothermal heat pump system models: calibration to data, *ASHRAE Transactions*, Vol. 103, 660-674.
- [24] P. Hollmuller, Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments, thèse de doctorat. Université de Genève, 2002.
- [25] J. Vaz, M.A. Sattler, E.D. Santos and L.A. Isoldi, Experimental and numerical analysis of an earth–air heat exchanger, *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 2476–2482, 2011.
- [26] N. Moummi, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moummi and S. Youcef Ali, Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra, *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13, pp. 399 – 406, 2010.
- [27] A. Sehli, A. Hasni and M. Tamal, The potential of earth-air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria, *Energy Procedia*, vol. 18, pp. 496 –506, 2012.
- [28] R. Hohotă, I. Colda, D. Enache, M. Găvan and R. Enache, Etude numérique des « puits canadiens » pour la diminution des consommations énergétiques liées à la ventilation des bâtiments, IBPSA France, 2008.
- [29] L. Ramírez-Dávila, J. Xamán, J. Arce, G. Álvarez and I. Hernández-Pérez, Numerical study of earth-to-air heat exchanger for three different climates, *Energy and Buildings*, vol. 76, pp. 238–248, 2014.
- [30] J. Xamán, I. Hernández-López, R. Alvarado-Juárez, I. Hernández-Pérez, G. Álvarez and Y. Chávez, Pseudo transient numerical study of an earth-to-air heat exchanger for different climates of México, *Energy and Buildings*, vol. 99, pp. 273–283, 2015.
- [31] R. Misra, V. Bansal, G. D. Agrawal, J. Mathur and T.K. Aser, CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, vol. 103, pp. 266–277, 2013.
- [32] R. Misra, V. Bansal, G. D. Agrawal, J. Mathur and T. Aseri, Transient analysis based determination of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger in winter, *Energy and Buildings*, vol. 58, pp. 76–85, 2013.
- [33] V. Khalajzadeh, G. Heidarinejad and J. Srebric, Parameters optimization of a vertical ground heat exchanger based on response surface methodology, *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 1288–1294, 2011.
- [34] P.M. Congedo, G. Colangelo and G. Starace, CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations, *Applied Thermal Engineering*, vol. 33-34, pp. 24-32, 2012.
- [35] M.K. Ghosal, G.N. Tiwari, D.K. Das and K.P. Pandey, Modeling and comparative thermal performance of ground air collector and earth air heat exchanger for heating of greenhouse, *Energy and Buildings*, vol. 37, pp. 613–621, 2005.
- [36] G.N. Tiwari, M.A. Akhtar, A. Shukla and M. E. Khan, Annual thermal performance of greenhouse with an earth–air heat exchanger: An experimental validation, *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 2432 – 2446, 2006.
- [37] S. Thiers and B. Peuportier, Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France, *Solar Energy*, vol. 82, pp. 820–831, 2008.
- [38] H. Esen, M. Inalli and M. Esen, A techno-economic comparison of ground-coupled and air-coupled heat pump system for space cooling, *Building and Environment*, vol. 42, pp. 1955 – 1965, 2007.

- [39] H. Esen, M. Inalli and M. Esen, Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system, *Building and Environment*, vol. 42, pp. 1126 – 1134, 2007.
- [40] V.R. Tarnawski, W.H. Leong, T. Momose and Y. Hamada, Analysis of ground source heat pumps with horizontal ground heat exchangers for northern Japan, *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 127–134, 2009.
- [41] V. Bansal, R. Mishra, G. D. Agarwal and J. Mathur, Performance analysis of integrated earth–air–tunnel–evaporative cooling system in hot and dry climate, *Energy and Buildings*, vol. 47, pp. 525–532, 2012.
- [42] V. Khalajzadeh, M. Farmahini-Farahani and G. Heidarinejad, A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, vol. 49, pp. 604–610, 2012.
- [43] V. Trillat-Berdal, B. Souyri and G. Achard, Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1750–1755, 2007.
- [44] O. Ozgener and A. Hepbasli, A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse, *Building and Environment*, vol. 42, pp. 11–24, 2007.
- [45] X. Wang, M. Zheng, W. Zhang, S. Zhang and T. Yang, Experimental study of a solar-assisted ground-coupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas, *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 2104–2110, 2010.
- [46] A. Yildiz, O. Ozgener and L. Ozgener, Exergetic performance assessment of solar photovoltaic cell (PV) assisted earth to air heat exchanger (EAHE) system for solar greenhouse cooling, *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 3154–3160, 2011.
- [47] P. Naphon, On the performance of air conditioner with heat pipe for cooling air in the condenser, *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 2362–2366, 2010.
- [48] N. Chaiyat, Energy and economic analysis of a building air-conditioner with a phase change material (PCM), *Energy Conversion and Management*, vol. 94, pp. 150–158, 2015.
- [49] Q.P. Ha and V. Vakiloroyaya, A novel solar-assisted air-conditioner system for energy savings with performance enhancement, *Procedia Engineering*, vol. 49, pp. 116–123, 2012.
- [50] W.L. Lee, H. Chen and F.W.H. Yik, Modeling the performance characteristics of water-cooled air-conditioners, *Energy and Buildings*, vol. 40, pp. 1456–1465, 2008.
- [51] J. Khedari, W. Permchart, N. Pratinthong, S. Thepa and J. Hirunlabh, Field study using the ground as a heat sink for the condensing unit of an air conditioner in Thailand, *Energy*, vol. 26, pp. 797–810, 2001.
- [52] L. Serir, Impact du microclimat distribué sur la performance énergétique des Bâtiments Agricoles: Cas des Serres dans les Régions Semi-arides et océaniques, thèse de doctorat. Université Mustapha Ben Boulaid Batna 2, 2012.
- [53] A. Zeghi, Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone, mémoire de Magister. Université Mentouri-Constantine, 2008.
- [54] F. Payette, Simulation de l'écoulement turbulent dans les aspirateurs de turbines hydrauliques : Impact des paramètres de modélisation, thèse de grade de maîtres sciences, Université Laval Québec, Canada, 2008.
- [55] W. P. Jones and B. E. Launder, The Prediction of laminarization with a two equation model of turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pp. 301–314, 1972.
- [56] P. Y. Chou, On the Velocity Correlations and the Solution of the Equations of Turbulent Fluctuation, *Quarterly of Applied Mathematics*, vol. 3, pp. 38, 1945.

- [57] V. Yakhot and S. A. Orszag, Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids*. Vol. 4, pp. 1510, 1992.
- [58] S. Houada, Couplage des transferts thermiques et écoulement d'air en vue de la simulation dynamique des bâtiments, thèse de doctorat. Université Mohamed Khider – Biskra, 2015.
- [59] T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang and J. Zhu, New k- $\epsilon$  eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows-model development and validation, *NASA Technical Memorandum* 10672, 1994.
- [60] D. C. Wilcox, Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, La Cañada, États-Unis, 1993, 460.
- [61] P. M. Congedo, G. Colangelo and G. Starace, CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations, *Applied Thermal Engineering*, vol. 33-34, pp. 24-32, 2012.
- [62] H. Wu, S. Wang and D. Zhu, Modeling and evaluation of cooling capacity of earth-air-pipe systems, *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 1462-1471, 2007.
- [63] F. Vendel, Modélisation de la dispersion atmosphérique en présence d'obstacles complexes : application à l'étude de sites industriels, thèse de doctorat. Université de Lyon, France, 2011.
- [64] F. Tahrouz, Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes, Thèse de Doctorat LMD. Université El Hadj Lakhder – Batna, 2016.
- [65] M. H. Sharqawy, E. M. Mokheimer and H. M. Badr, Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers, *Geothermics*, vol. 38, pp. 271-277, 2009.
- [66] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agrawal and J. Mathur, Performance evaluation and economic analysis of integrated earth-air-tunnel heat exchanger-evaporative cooling system, *Energy and Buildings*, 2012.
- [67] D. Y. Goswami and S. Ileslamlou, Performance analysis of a closed loop climate control system using underground air tunnel, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 112, pp. 76-81, 1990.
- [68] N. K. Bansal, M. S. Sodha and S. S. Bharadwaj, Performance of earth air tunnels, *Energy Research*, vol. 7, pp. 333-345, 1983.
- [69] A. Huser, P. J. Nilsen and H. Skatun, Application of k- $\epsilon$  model to the stable ABL : Pollution in complex terrain. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn*, vol. 67-68, pp. 425-436, 1997.
- [70] A. Riddle, D. Carruthers, A. Sharpe, C. McHugh and J. Stocker, Comparisons between FLUENT and ADMS for atmospheric dispersion modeling, *Atmospheric Environment*, vol. 38, pp. 1029-1038, 2004.
- [71] S. Di Sabatino, R. Buccolieri, B. Pulvirenti and R. Britter, Simulations of pollutant dispersion within idealised urban-type geometries with CFD and integral models. *Atmospheric Environment*, vol. 41, pp. 8316-8329, 2007.
- [72] M. Pontiggia, M. Derudi, V. Busini and R. Rota, Hazardous gas dispersion : A CFD model accounting for atmospheric stability classes. *Journal of Hazardous Material*, vol. 171, pp. 739-747, 2009.
- [73] J. P. Van Doormal and G. D. Raithby, Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flow, *Numerical Heat Transfer*, vol. 7, pp. 147-163, 1984.
- [74] S. V. Patankar. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere. Washington, D.C. pp 115-120. 1980.
- [75] P. Hollmuller and B. Lachal, Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects, *Energy and Buildings*, vol. 33, pp. 509-518, 2001.
- [76] S. A. Klein, TRNSYS 16: A Transient System Simulation Program, SEL, University of Wisconsin, Madison USA, 2006.

- [77] M. J. Duffy, M. Hiller, D. E. Bradley, W. Keilholz and J. W. Thornton, TRNSYS – features and functionality for building simulation 2009 conference, *Building Simulation*, pp. 1950-1954, 2009.
- [78] M. Ahmad, Nouveaux composants actifs pour la gestion énergétique de l'enveloppe légère des bâtiments. Couplage matériaux à changement de phase, super-isolation, apports solaires, thèse de doctorat. Université Joseph Fourier- Grenoble 1, 2004.
- [79] D. Bradley and M. Kummert, New evolutions in TRNSYS – A selection of version 16 features, *Building Simulation*, pp. 107-114, 2005.
- [80] T. Boulard, E. Razafinjohany and A. Baille, Heat and water vapor transfer in a greenhouse with an underground heat storage system Part I. Experimental results, *Agricultural and Forest Meteorology*, vol. 45, pp. 175-184, 1989.
- [81] T. Boulard, E. Razafinjohany and A. Baille, Heat and water vapor transfer in a greenhouse with an underground heat storage system Part II. Model, *Agricultural and Forest Meteorology*, vol. 45, pp. 185-194, 1989.
- [82] M. Benhammou, B. Draoui, M. Zerrouki and Y. Marif, Performance analysis of an earth-to-air heat exchanger assisted by a wind tower for passive cooling of buildings in arid and hot climate, *Energy Conversion and Management*, vol. 91, pp. 1-11, 2015.
- [83] K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Yang and J. Yan, Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies, *Applied Energy*, vol. 104, pp. 87-104, 2013.
- [84] Y.H. Yau and H.L. Pean, The climate change impact on air conditioner system and reliability in Malaysia—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 4939-4949, 2011.
- [85] F. Cron, M. El Mankibi, C. Inard and P. Michel, Experimental and numerical analysis of a hybrid ventilated room, Proceedings of roomvent, Copenhagen, Denmark, pp. 273-278, 2002.
- [86] B. Moujalled, R. Cantin and G. Guarracino, 'Contraintes du confort d'été, lors de la réhabilitation d'un lycée', 2ème Congrès Méditerranéen, CLIMAMED, Madrid, Spain, Feb. 2005.
- [87] R. Guechhati, M.A. Moussaoui, Ahm. Mezhaband Abd. Mezhab, Simulation de l'effet de l'isolation thermique des bâtiments cas du centre psychopédagogique SAFAA à Oujda, *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 13, pp. 223 - 232, 2010.
- [88] M. Bojic, G. Papadakis and S. Kyritsis, Energy from a two-pipe, earth-to-air heat exchanger, *Energy*, vol. 24, pp. 519-523, 1999.
- [89] A. Benazza, E. Blanco, M. Aichouba, José Luis Río and S. Laouedj, Numerical investigation of horizontal ground coupled heat exchanger, *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 29-35, 2011.
- [90] Z. El Khoury, P. Riederer, N. Couillaud, J. Simon and M. Raguin, A multizone building model for MATLAB/SIMULINK environment, Building Simulation, Montréal Canada, 2005.
- [91] P. Tittlein, Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation, thèse de doctorat. Université de Savoie, 2008.
- [92] R. Kharchi, Étude énergétique de chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire d'une maison type en Algérie, thèse de doctorat. Université de Tlemcen, 2013.
- [93] L. Chahwane, Valorisation de l'inertie thermique pour la performance énergétique des bâtiments, thèse de doctorat. Université de Grenoble, 2011.
- [94] X. Faure, Optimisation d'enveloppe hybride pour bâtiment à haute performance énergétique, thèse de doctorat. Université Joseph Fourier – Grenoble 1, 2007.
- [95] J. Heintz, Les puits Canadiens/ Provençaux guide d'information, Centre technique des industries Aérauliques et thermiques (CETIAT), France, 2008.