

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلم
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra

Faculté des Sciences et de la technologie

Département : de Génie Mécanique

Ref :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة

كلية العلوم و التكنولوجيا

قسم: الهندسة الميكانيكية

المرجع:01/ م.ب.ت./ماجستير/2013

Mémoire présenté en vue de l'obtention
du diplôme de
Magister en : Génie Mécanique

Option : Systèmes thermiques et maîtrise de l'énergie

**Identification et analyse des principaux facteurs
influant le comportement thermique d'un
échangeur air/sol enterré**

Présenté par :

Mohamed SAADEDDINE

Soutenu publiquement le : 30/01/2013

Devant le jury composé de :

Dr. Abdelhafid BRIMA	Maitre de Conférences 'A'	Président	Université de Biskra
Pr. Nouredine MOUMMI	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Pr. Abdelhafid MOUMMI	Professeur	Examineur	Université de Biskra
Dr. Adel BENCHABANE	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra

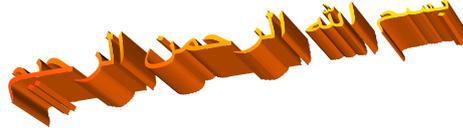
Dédicace et Remerciements

Je dédie ce travail à l'esprit de mon père, à ma mère, à ma femme et mes filles, à mon petit garçon, à mes frères et à tous mes amis.

Je tiens à remercier le Pr. Nouredine MOUMMI et le Dr. Abdelhafid BRIMA pour leurs aides et leurs nombreux conseils qui m'ont permis de réaliser ce travail.

Je voudrais remercier les membres du jury de soutenance, Dr. Adel BENCHABANE, Pr. Abdelhafid MOUMMI pour l'honneur qu'ils me font pour examiner ce travail.

Mes remerciements vont également à mes enseignants, à mes collègues et mes amis sans exception.



ملخص

إن العطالة الحرارية للتربة تجعلها تحافظ على حرارة شبه مستقرة على أعماق معينة، وذلك مهما كانت درجة حرارة الهواء على السطح. هذه الخاصية تجعلنا نفكر في استغلالها باستعمال مبدلات حرارية (هواء- تربة) توضع على أعماق مناسبة، حيث يمرر تيار هوائي عبر قنوات ليستغل بعد ذلك في تلطيف الجو في السكنات صيفا أو تسخينها شتاء.

يهدف هذا العمل لدراسة العوامل التي تتحكم في عمل هذه المبدلات، حيث بدأناه باعطاء تعريفا مفصلا لها، ثم تناولنا بالدراسة نمودجا رياضيا نحسب بواسطته درجة الحرارة المتوقعة للتربة على اي عمق وفي أي يوم من أيام السنة، ثم أنجزنا مناوول رقميا مناسباً يحاكي درجة حرارة الهواء عند خروجه من المبدل الحراري، في أي يوم من فترة الصيف في منطقة بسكرة.

Résumé

L'inertie thermique du sol fait qu'il maintient une température stable à certaines profondeurs quelle que soit la température de l'air à la surface. Cette propriété nous fait penser à l'exploiter en utilisant un échangeur de chaleur (air -sol) enfouis à des profondeurs appropriées, où un courant d'air passe à travers pour une utilisation ultérieure dans la climatisation ou le chauffage.

Ce travail vise à étudier les facteurs qui contrôlent le comportement thermique de ces échangeurs, où nous avons commencé par donner une définition détaillée de celui-ci, puis nous avons réalisé un modèle mathématique, dont l'objectif est de calculer la température pour le sol à n'importe quelle profondeur et pour n'importe quel jour de l'année. Ensuite nous avons fait une modélisation numérique pour simuler la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour chaque jour durant la période estivale dans la région de Biskra.

Abstract

The thermal inertia of the soil allows it to maintain a stable temperature at certain depths, regardless of air temperature at the surface. We exploit this property by using a heat exchanger (air -soil) buried at depths appropriate, where a current of air passes through them for later use in air conditioning or heating.

This work aims to study the factors that control the thermal behavior of these exchangers, where we first give a detailed definition of the latter, then we realized a mathematical model whose goal is to calculate the temperature for the soil any depth and any day of the year. And we made a numerical modeling to simulate the air temperature at the exit of the exchanger, for each day during the summer in the region of Biskra.

SOMMAIRE

Introduction	2
Démarche suivie	3
I - Descriptions et étude technique des puits canadiens	4
I -1- Introduction	5
I -2- Description des puits canadiens	6
I -3- Composition d'un puits canadien	6
I-4-Nature et dimensions des tubes de l'échangeur	8
I -5- Évacuation des condensats	9
I -6- Distance entre canalisations	10
I-7-Exemple de calcul de mise en œuvre d'un puits canadien	11
II- État de l'art et analyse des paramètres physiques	15
II-1- introduction	16
II -2- État de l'art des modèles d'échangeurs air-sol	16
II -2-1- Modèle de Hollmuller	17
II -2-2- Modèle de Stéphane THIERS	21
II -2-3- Essais et travaille expérimentale réalisée au site de l'université de Biskra	18
II -2-4- Essais et instrumentations réalisés par l'INSA de Toulouse France	20
II -3- Analyse des paramètres	22
II -3- 1-Le débit dans les canalisations.....	22
II -3-2-Profondeur d'enfouissement des canalisations	23

II -3- 3- La qualité du sol et le taux d'humidité	24
II -3- 4- La longueur des canalisations	25
II -3- 5- Le diamètre des canalisations	25
II -3- 6- La distance entre les canalisations	26
II -3-7- Echange convectif air/tube	26
II -3-8- Les autres paramètres	28
II -3-9 -Conseils de mise en œuvre	29
III- Modélisation mathématique thermique du sol	31
III -1- Introduction	32
III -2-Modèles basiques	32
III -3-Modèle mathématique du sol proposé	34
IV- Modélisation numérique de la température de l'air dans l'échangeur air-sol	42
IV -1- Hypothèses géométriques	43
IV -2- Hypothèses thermiques	44
IV -3- Le maillage	44
IV -4- Relations entre les mailles	47
IV -5- Mise en équations du modèle	49
IV -6- Bilan thermique pour chaque maille	50
Algorithme du programme de la résolution	54
V- Interprétation des résultats	55
Synthèse des résultats	70
Conclusion générale	73

Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur
air/sol enterré

INTRODUCTION

Dans cette étude on s'intéresse à la valorisation des énergies renouvelables en général et au rafraîchissement par la géothermie, une technique qui est jusqu'à présent non exploitée dans notre pays. Cette technique a pour support technique un échangeur air/sol enterré dit puits canadien. La température du sol influe principalement sur les performances d'un tel échangeur du fait que le sol, à une certaine profondeur devient le facteur primordial pour les échanges thermiques entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur et le milieu qui l'entoure. Dans ce travail, on a mené en premier lieu, une étude théorique pour l'établissement d'un modèle qui traduit le mieux l'évolution de la température du sol, depuis la surface jusqu'à une profondeur optimale. Cette profondeur qui dépend des contextes géographiques et climatique servira de base pour le dimensionnement d'un tel système pour qu'il puisse être exploité. En deuxième étape, nous exposons les résultats issus d'une étude numérique que nous avons menée. L'objectif principal des études que nous menons est de mettre en évidence l'impact que joue l'utilisation de ces énergies sur l'économie nationale pour la mise en place d'un programme de recherche dans ce domaine, permettant également d'établir une démarche globale de maîtrise de l'énergie par la valorisation des énergies nouvelles et renouvelables en Algérie.

Par rapport à d'autres énergies renouvelables, la géothermie présente l'avantage de ne pas dépendre des conditions atmosphériques (soleil, pluie, vent). C'est donc une source d'énergie quasi continue.

On distingue trois types de géothermie :

La **géothermie de haute énergie** : températures supérieures à 80°C. Géothermie des régions privilégiées avec des sources hydrothermales très chaudes, ou forage très profond. Principale utilisation : la production d'électricité.

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

La **géothermie de très basse énergie** : géothermie des faibles profondeurs aux niveaux de température compris entre 10 et 30°C. Principales utilisations : le chauffage et la climatisation individuelle.

Notre travail se base sur le dernier type de la géothermie et consiste à étudier un prototype d'échangeur air-sol dit puits provençal destiné à la climatisation.

Démarche suivie

Chapitre I : Dans ce chapitre on mène une description précise des puits provençaux ainsi que leur façon d'installation.

Chapitre II : Dans ce chapitre on s'intéresse à l'état de l'art concernant les échangeurs air-sol, elle consiste donc à ouvrir une fenêtre sur les études réalisées sur ces échangeurs, puis une analyse des paramètres physiques de base, influant sur leurs comportements thermiques.

Chapitre III : Consiste à proposer un modèle analytique thermique du sol dont l'objectif est de fournir la température du sol non perturbé à toute profondeur et à tout instant.

Chapitre IV : Consiste à proposer une modélisation numérique de l'échangeur air-sol dont l'objectif est de calculer la température de l'air à la sortie de l'échangeur en fonction de la température de l'air à son entrée et de la température du sol non perturbé calculée en limite du volume du sol modélisé par le modèle thermique du sol.

Chapitre V : Interprétation des résultats

Conclusion générale

Chapitre I

Descriptions et étude technique des puits canadiens

I -1- Introduction

Le sud Algérien est caractérisé par un climat sec et chaud. Une alternative à l'utilisation excessive d'énergie électrique dans la ventilation et la climatisation demeure indispensable. Cette alternative est d'exploiter l'inertie thermique du sol. La terre garde sa fraîcheur de la saison froide dans une certaine profondeur et l'idée c'est de bénéficier de cette fraîcheur entre l'air et le sol, puis exploiter le flux d'air frais pour la climatisation des habitations. Et c'est ce qu'on appelle puits provençal ou puits canadien. La température du sol influe principalement sur les performances d'un échangeur air/sol, enterré destiné au rafraîchissement du bâtiment du fait que le sol à une certaine profondeur devient le facteur primordial pour les échanges thermiques entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur et le sol qui l'entoure. Pour faire apparaître cette influence, une étude englobant les aspects technique de faisabilité et celui théorique en vue d'une bonne maîtrise du phénomène pour le dimensionnement optimal d'un tel système .

L'objectif principal des études que nous menons au laboratoire de génie mécanique de l'université de Biskra est de mettre en évidence l'impact que joue l'utilisation des techniques de production et de maîtrise des énergies (solaire et géothermique) sur l'économie nationale pour la mise en place d'un programme de recherche dans ce domaine, puis établir une démarche de maîtrise de l'énergie par la valorisation des énergies renouvelables en Algérie.

L'étude entreprise concernant le rafraîchissement par la géothermie, constitue un projet de démonstration d'une technique qui est jusqu'à présent non exploitée dans notre pays. Cette technique a pour support technique un échangeur air/sol enterré dit puits canadien. La température du sol influe principalement sur les performances d'un tel échangeur du fait que le sol, à une certaine profondeur devient le facteur essentiel pour les échanges thermiques entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur et le milieu qui l'entoure.

Le phénomène du rafraîchissement par la géothermie s'appuie principalement sur le fait qu'en été la température du profond du sol étant basse par comparaison à celle de l'air ambiant. La température du sol influe principalement sur les performances d'un tel échangeur du fait que le sol, à une certaine profondeur devient le facteur principal aux

échanges thermiques qui ont lieu entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur et le milieu qui l'entoure. Le dispositif utilisé pour le rafraîchissement, consiste à utiliser de l'air ambiant qui a préalablement cédé sa chaleur au sol à travers un échangeur tubulaire enterré à une certaine profondeur. Cette profondeur, qui dépend des contextes géographiques et climatique servira de base pour le dimensionnement d'un tel système pour qu'il puisse être exploité.

I -2- Description des puits canadiens

Le puits canadien consiste à faire passer, avant qu'il ne pénètre dans la maison, une partie de l'air neuf de renouvellement, par des tuyaux enterrés dans le sol, à une profondeur dans le sol. Cette profondeur dépend des caractéristiques géographiques, climatiques du site.

En hiver, le sol à cette profondeur est plus chaud que la température extérieure. L'air froid est alors préchauffé lors de son passage dans l'échangeur enterré.

En été, de la même manière, l'air passant dans les tubes enterrés profite de la fraîcheur du sol et l'introduit dans la maison, même par $+40^{\circ}\text{C}$ extérieur, l'air peut atteindre des températures de confort, dans ce cas, le puits canadien est appelé puits provençal.

I -3-Composition d'un puits canadien [19]

Un puits canadien est généralement composé des éléments suivants :

I -3-1-Une entrée d'air neuf : une bouche d'aspiration de l'air avec une grille et un filtre.



Figure -1 : Prise d'air

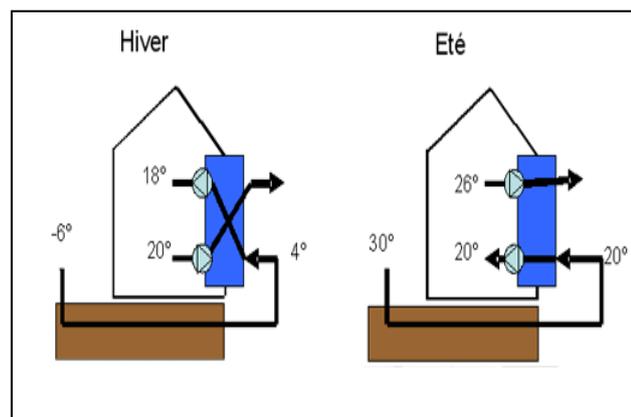
I -3-2- Des conduits enterrés récupérateurs : un ou plusieurs tuyaux pour le passage de l'air avec une pente supérieure à 2 % pour permettre l'évacuation des condensats et ainsi éviter les risques de moisissure et d'humidité résiduelle.

I -3-3- Un by-pass pour court-circuiter le puits canadien à l'intersaison : Il peut en effet être plus intéressant de prendre directement l'air extérieur sans passer par le puits canadien. C'est à cet instant qu'entre en action le relais by-pass commandé par une sonde thermique extérieure.

I -3-4- Un ventilateur pour forcer et réguler le débit de l'air à distribuer dans la maison :

I -3-5- Un système de ventilation simple flux ou double flux en fonction des besoins énergétiques :

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



.Figure -2 : Schéma d'une ventilation en une VMC double flux [11] [20]

I -4 – Nature et dimensions des tubes de l'échangeur [21]

Pour effectuer le dimensionnement de l'échangeur, l'important est le temps de contact entre l'air et le sol. La longueur des tubes ou des tuyaux dépend du débit d'air et du volume à ventiler. La longueur du tuyau doit souvent s'adapter aux dimensions que permet le terrain. D'une manière générale plus que les tubes ou les tuyaux sont longues plus l'échange thermique est important. Il vaut mieux utiliser un tube PVC rigide car l'épaisseur mince du tube conduit à un meilleur échange thermique, mais le PVC risque de se casser sous la pression de la terre. Le tuyau doit avoir une stabilité suffisante pour supporter l'enfouissement dans la terre. L'étanchéité est également importante pour éviter l'infiltration des eaux souterraines et la propagation de bactéries. Les raccords entre les différents tuyaux sont très importants. On utilise souvent des raccords à joints à lèvres types assainissement pour une bonne étanchéité. Les raccords ne doivent pas être collés pour éviter le risque de rupture et surtout le risque de dégagement de vapeur nocive due aux colles.

La longueur du puits dépend du débit dans les canalisations. En effet, pour les faibles débits, la température minimale est atteinte assez rapidement, et qu'à partir d'une certaine longueur, l'échange avec le puits ne rafraîchit plus l'air, ayant atteint sa limite d'efficacité. Par contre, plus le débit augmente et plus cette longueur limite croît, mais plus les pertes de charge augmentent aussi. Dans la littérature, on recommande, une longueur de puits comprise entre 25 et 40 m. Si la longueur des conduits doit être plus importante, alors il convient de réaliser un réseau en augmentant le nombre de conduits.

Une augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la surface d'échange. Au-delà d'une certaine valeur optimale, dépendant de la vitesse d'écoulement, le coefficient d'échange convectif chute. Cela est dû au fait que l'augmentation de la vitesse d'écoulement diminue l'épaisseur de la couche limite où va être échangée la chaleur. L'air circulant au cœur de la canalisation ne va plus être en contact avec le tube et sa température est peu influencée par la température du sol. Cet optimum est indépendant de la longueur du tube, d'où une relation directe entre débit d'air et diamètre optimal.

En règle générale, pour les débits utilisés, cet optimum conduit à un diamètre de l'ordre d'une vingtaine de centimètres. Le matériau utilisé ne doit pas dégager de vapeur

nocive comme cela peut être le cas du PVC par exemple lorsqu'il est soumis à des températures élevées ($>30^{\circ}$).

Types de tuyaux	Remarque
polyéthylène	Ecologique mais assez chère
PVC	Moins chère, mais pas très écologique (dégage de vapeur nocive)
Tuyaux annelés de protection de câbles électriques	Utiliser pour des petits diamètres
Tuyaux de béton	Utiliser pour des diamètres plus de 300mm, mais difficile à étanchéifier

Tableau-1 : Comparaison entre différents types de tuyaux

Exemple de dimensionnement typique [21]

Pour un débit d'air de $100 \text{ m}^3/\text{h}$:

160 mm : longueur totale de 25 m à 80 m ;

200 mm : longueur totale de 20 m à 60 m.

I -5- Évacuation des condensats

En été, lorsque l'air se refroidit, de l'eau peut se condenser. Des bactéries pathogènes pourront se développer dans ces conditions, polluant l'air, il convient d'évacuer ces condensats. Mais il est rare d'en observer, car l'air se recharge très vite en humidité. Donc un ou plusieurs siphons sont indispensable et sont placés aux points les plus bas de la pente de la canalisation afin d'évacuer ces condensats.

Détail du siphon : Le passage de l'air va avoir tendance à assécher le siphon. Un système simple consiste à placer un tuyau dans un récipient rempli d'eau. Une contenance suffisante en fonction du débit va éviter que le siphon ne se dessèche. L'excédent peut être évacué dans un écoulement des eaux usées. On place un deuxième siphon dans ce cas pour éviter d'aspirer des mauvaises odeurs

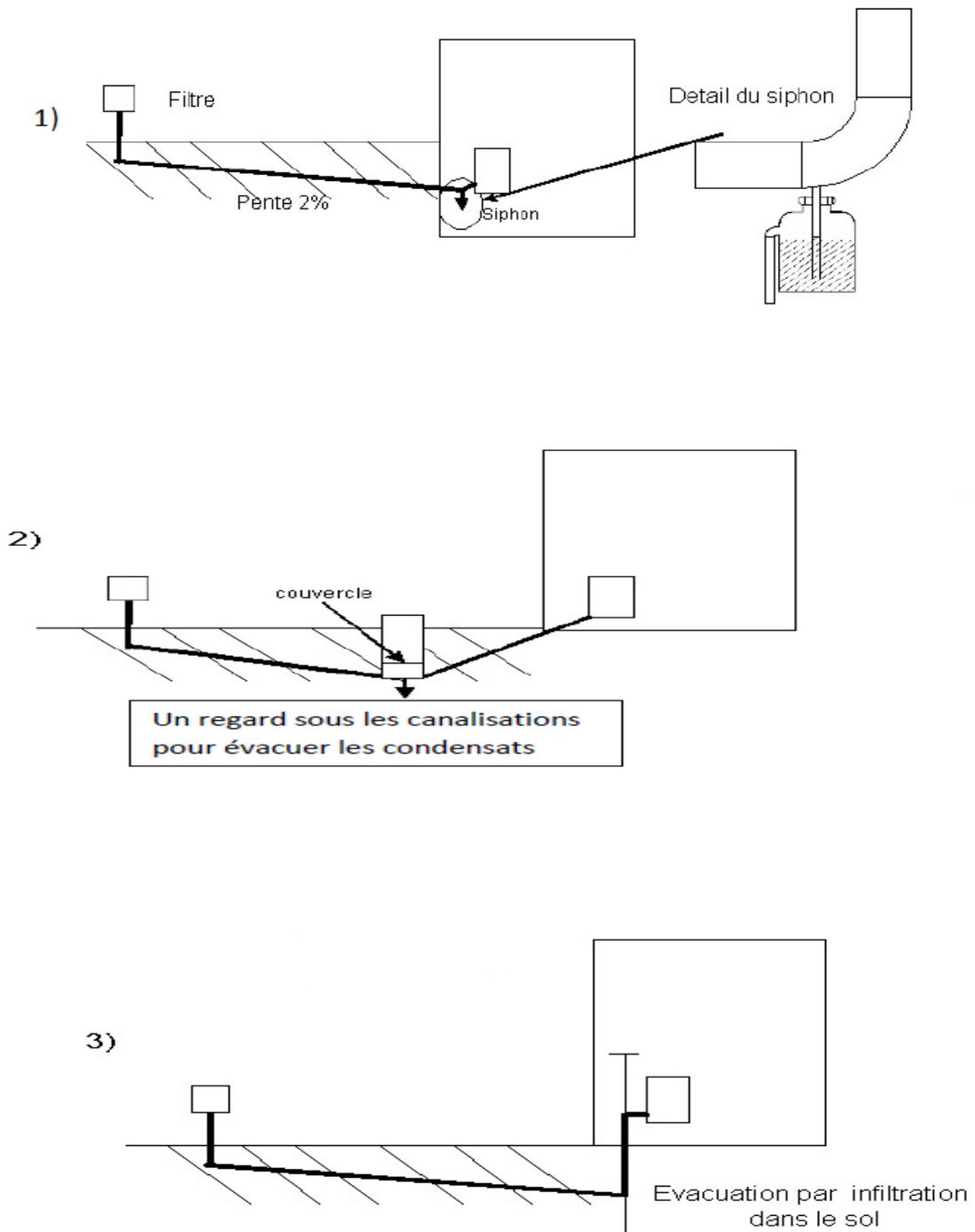


Figure -3 : Quelques possibilités des évacuations des condensats

I -6- Distance entre canalisations

Il est important d'assurer une distance suffisante entre deux canalisations pour éviter des interférences thermiques et permettre le bon échange de chaque canalisation avec le sol. On recommande de les espacer d'une distance d'environ cinq fois leur diamètre.

I -7- Exemple de calcul et de mise en œuvre d'un puits canadien [21]

Le calcul d'un puits canadien est fonction de plusieurs paramètres :

- Le volume de la maison
- Le débit nécessaire en hiver et en été
- Le choix de la ventilation de la maison (VMC, aération naturelle, ...)
- L'architecture (bioclimatique, matériaux, isolation, serre, ...)
- La nature du sol (sablonneux, argileux, nappe phréatique, ...)
- La place disponible pour l'enfouissement du tuyau
- La localisation géographique
- Le budget

Hypothèses

Il s'agit d'une construction : en brique rouge. L'isolation est de 25 cm pour les murs et de 40 cm de béton pour la dalle. Un soin particulier a été apporté à l'étanchéité de l'ensemble pour éviter les pertes d'énergies. De ce fait, le choix s'est porté sur une ventilation double flux pour assurer un échange d'air et d'humidité réguliers et permanents de l'ensemble de la maison en récupérant l'énergie refoulée par la ventilation. Le volume de la maison est de 800 m³ environ et l'air sera renouvelé toutes les 3 à 4 heures, soit 240 m³/h de besoin d'apport d'air de l'extérieur.

Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré

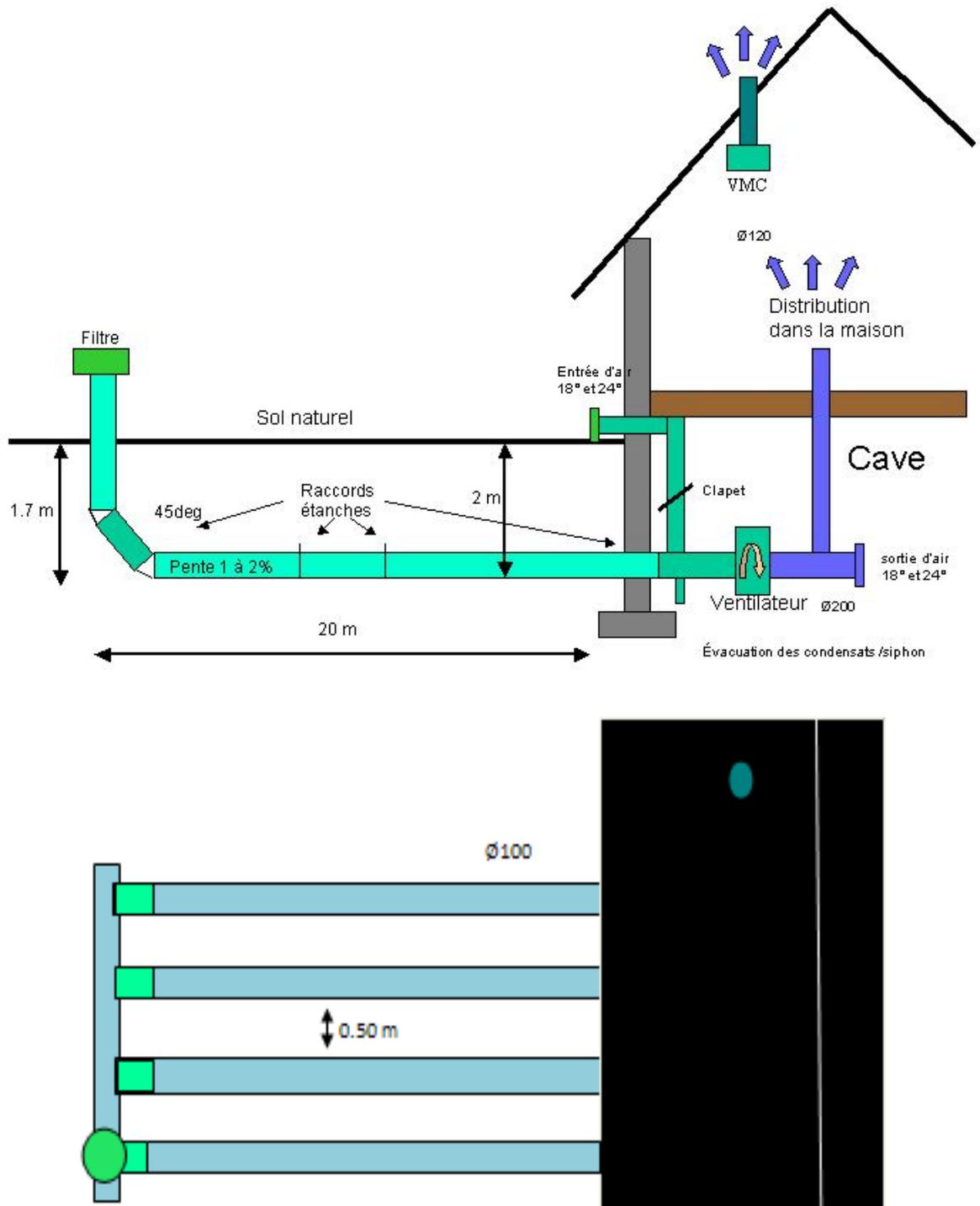


Figure -4 : Disposition du puits canadien

Dans cet exemple de calcul les constantes sont :

- Volume de la maison 800 m³
- 4 tuyaux de 20 m en PE (polyéthylène) diamètre de 100mm à 1,7m de profondeur

En été : L'objectif est de rafraîchir au maximum la maison en cas de forte chaleur. Pour obtenir le maximum d'efficacité, le débit de l'air devra être important pour renouveler l'ensemble de l'air de la maison toutes les 2 heures.

Calculs : Le logiciel GAEA* a été utilisé pour optimiser l'installation

Résultats :

Débit(m ³ /h)	Perte de charge (Pa)	Puissance de ventilateur (Watt)
240	75,80	8,42
320	93,13	13,80
400	114,27	21,16
560	167,38	43,40
800	272,50	100,93

Tableau-2 : Résultats des calculs

Le tableau ci-dessus permet de vérifier que pour un tuyau de 20m de long avec un diamètre de 100 mm et pour un débit de 240 m³/h , la perte de charge est de seulement 75,8 Pa. La puissance du ventilateur est d'autant plus élevée que le débit est important, on passe de 8,42 watts à 100 watts avec un débit seulement 3 fois supérieur.

*Le logiciel GAEA est développé par l'université de Siegen en Allemagne. Il permet d'évaluer les apports thermiques de puits canadiens

Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré

Débit(m ³ /h)	Heures de fonctionnement (h/an)	Température de l'air en sortie pour une Température de l'air en entrée (32°C)
240	4607	17,9
320	4648	19,2
400	4683	20,3
560	4754	22,0
800	4930	24,0

Tableau-3 : Résultats obtenus

Chapitre II

État de l'art et analyse des paramètres physiques

II-1- introduction

La recherche sur les échangeurs air-sol a démarré après le pic pétrolier de 1979 et arrêtée temporairement après le contre-choc de 1985. Ce n'est que depuis 1995 que quelques chercheurs ont repris des études sur les questions des performances des échangeurs air-sol, de leur comportement thermique et de leur intégration au bâtiment comme système de pré-conditionnement de l'air. Une analyse des différentes approches rencontrées dans la littérature permet d'identifier les différentes hypothèses et simplifications, ainsi que les outils de représentation mathématique employés qui dépendent des objectifs du modèle. Cette analyse constitue une base de travail préalable à l'étude de ces systèmes.

II -2- État de l'art des modèles d'échangeurs air-sol :

Au moins une quinzaine d'études abordent la technologie des échangeurs air-sol, soit en tant que sujet principal [Mihalakakou et al. 1994 ; Benkert et al. 1997 ; Boji. et al. 1997 ; Benkert et Heidt 2000 ; Kunetz et Lefebvre 2001 ; Hollmuller 2002 ; De Paepe et Janssens 2003 ; Dibowski 2003 ; Zweifel 2004 ; Al Ajmi et al. 2005 ; Dibowski 2005a, 2005b ; Ghosal et Tiwari 2006 ; Badescu 2007, Stéphane Thiers 2008], soit en tant qu'élément d'une étude plus vaste sur le rafraîchissement de bâtiments [Serres et al. 1996 ; Boji. 2000 ; Badescu et Sicre 2003]. Les structures à rafraîchir sont soit des bâtiments, soit des serres [Gauthier et al. 1997 ; Hollmuller et Lachal 2001 ; Ghosal et Tiwari OP. cit.].

II -2-1- Modèle de Hollmuller

La thèse de doctorat de Hollmuller constitue aujourd'hui l'une des principales références pour la thermique des échangeurs air-sol [Hollmuller 2002]. En s'appuyant sur une modélisation théorique analytique approfondie mais aussi sur de nombreuses mesures in-situ, l'auteur y établit des règles simples pour le dimensionnement des échangeurs air-sol. La dynamique de l'échange et l'influence des différentes caractéristiques physiques du sol et de l'air sur cet échange sont étudiées dans un cas idéal (un seul tube enfoui dans le sol). Après une adimensionnalisation du problème, l'étude aboutit à des solutions analytiques complètes permettant de simuler les échanges de chaleurs intervenant entre un tube et le sol qui l'entoure. La dynamique du stockage

thermique réalisé dans le sol est analysée : l'échangeur est considéré comme un filtre intervenant sur le signal thermique constitué par la température de l'air entrant. L'auteur analyse les capacités d'amortissement et de déphasage du signal en fonction de la fréquence de variation de ce dernier. Pour caractériser le phénomène, il utilise la notion de profondeur de pénétration, représentant l'épaisseur de sol où la température est fortement influencée par une variation de température de l'air circulant dans le tube. Il faut noter que les transferts de chaleur par migration d'eau dans le sol, les transferts par conduction dans la direction de la longueur, l'effet de l'interposition de la paroi du tube entre l'air et le sol ont été négligés dans cette étude.

Néanmoins, les échanges thermiques latents (évaporation ou condensation d'eau) ont été intégrés au modèle numérique mis en œuvre avec le logiciel TRNSYS. Ce modèle comporte 2 095 mailles, pour un échangeur composé de 14 tubes placés sur trois niveaux de profondeur différents ; la définition du maillage est directement liée à la structure de l'échangeur modélisé.

II -2-2- Modèle de Stéphane THIERS

La thèse de doctorat de Stéphane THIERS (2008) est aussi une référence principale dans le domaine d'échangeurs air-sol. L'auteur a réalisé un modèle mathématique très avancé qui donne la température du sol à tout instant et à toute profondeur, en prenant en considération le comportement thermique du sol, ce modèle est l'un des meilleurs modèles qui simule parfaitement cette température. Pour le modèle numérique de l'échangeur, l'auteur a choisi la méthode des différences finies pour l'appliquer sur un modèle comportant 80 mailles pour un échangeur composé de quatre tubes. Pour la résolution l'auteur a utilisé un outil informatique dit « COMFIE ».

COMFIE est un logiciel de simulation thermique multi zones qui a été développé au sein du Centre Énergétique et Procédés de l'École des Mines de Paris.

II -2-3- Essais et travail expérimental réalisés au site de l'Université de Biskra

Mr. N. Moummi* [7] et ses collaborateurs ont mené en premier lieu une étude théorique pour l'établissement d'un modèle qui traduit l'évolution de la température de l'air dans un échangeur air-sol en fonction des différents paramètres structurels conceptuels les plus adaptés aux caractéristiques du site.

En deuxième étape, les résultats théoriques obtenus sont comparés avec ceux obtenus expérimentalement.

En voici une description du dispositif expérimental réalisé

Le banc des essais expérimentaux est monté sur site à l'université de Biskra. Il s'agit d'un réseau de quatre trçons d'une longueur totale d'environ 60 m. Le diamètre interne du tube est de 110 mm. L'ensemble est placé à une profondeur de 3 m sous une pente de 2 %.

Pour le site de Biskra, cette profondeur (3 m) a été déterminée préalablement grâce à une étude effectuée en fonction des données locales du site). Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m.

Une fosse de réception en béton est construite à la sortie de l'échangeur. Un extracteur d'air de débit variable est placé à l'entrée de l'échangeur. Une série de sondes thermiques a été placées le long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie. Les sondes sont reliées à une centrale d'acquisition. Les tests sont effectués le 28 juin 2009.

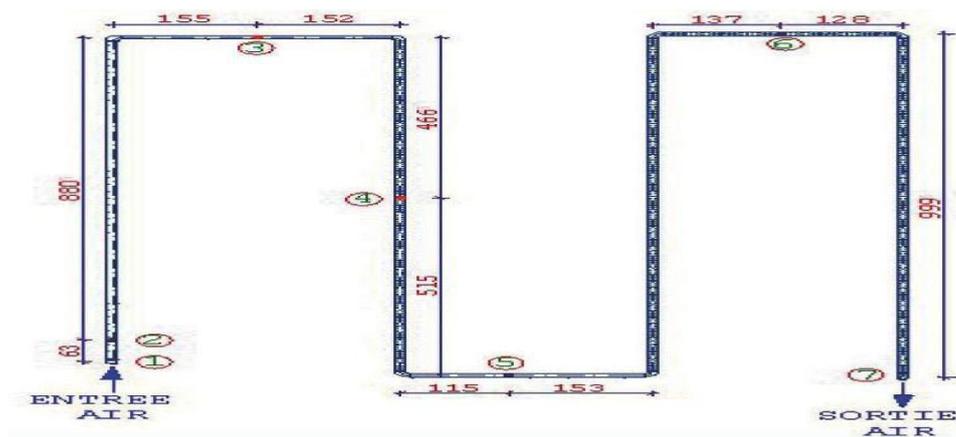


Figure -5 : Disposition des sondes le long de l'échangeur

* Laboratoire de Génie Mécanique, LGM Université Mohamed Khider, Biskra, Algérie

Les graphes suivants présente une comparaison entre les résultats calculés et ceux obtenus expérimentalement pour différents débits :

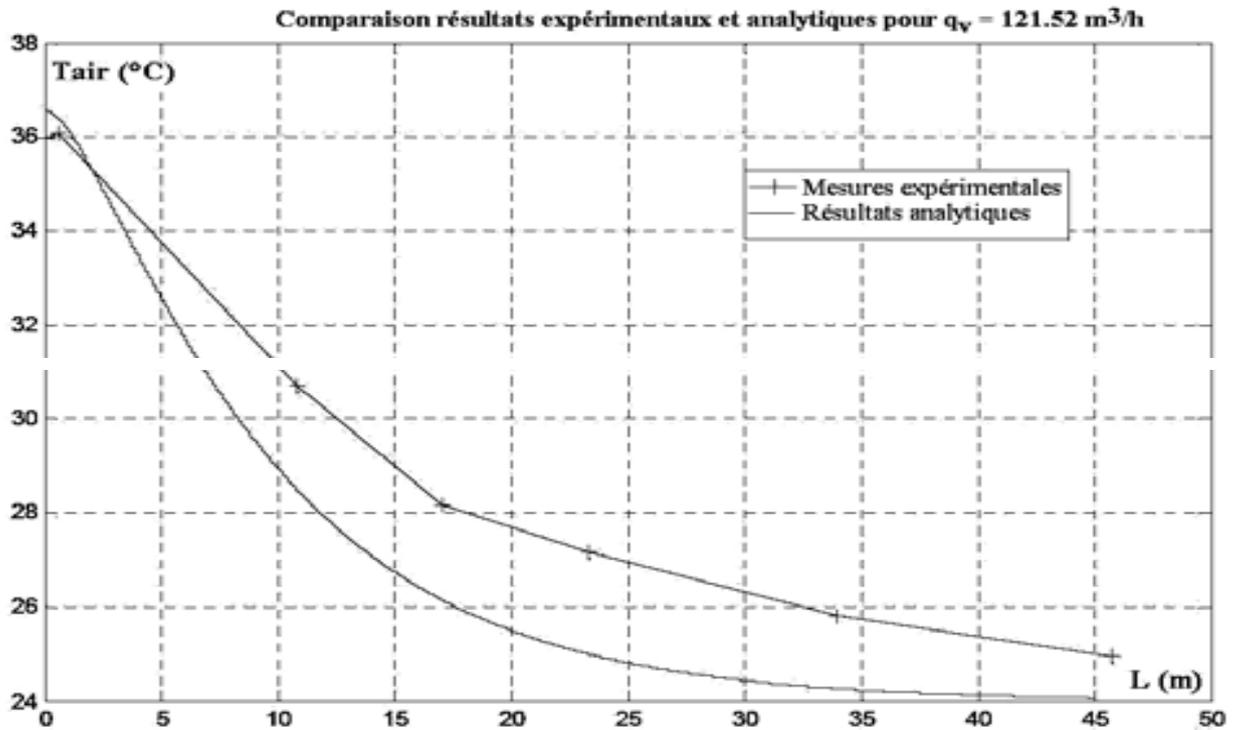


Figure -6 Variation en fonction de la longueur de la température de l'air

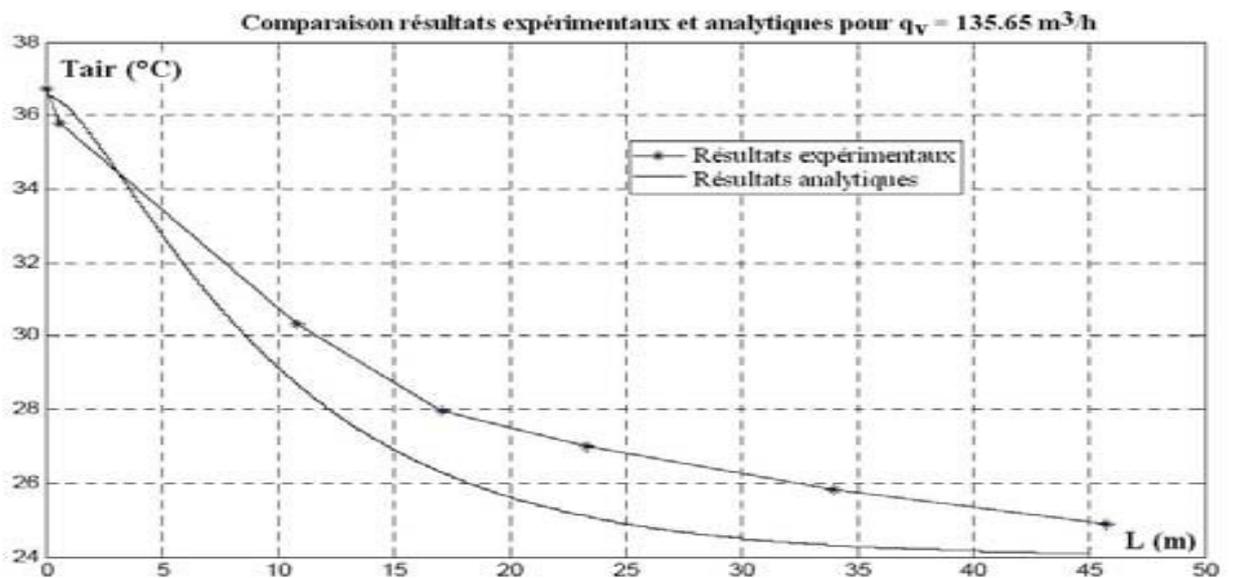


Figure -7 Variation en fonction de la longueur de la température de l'air

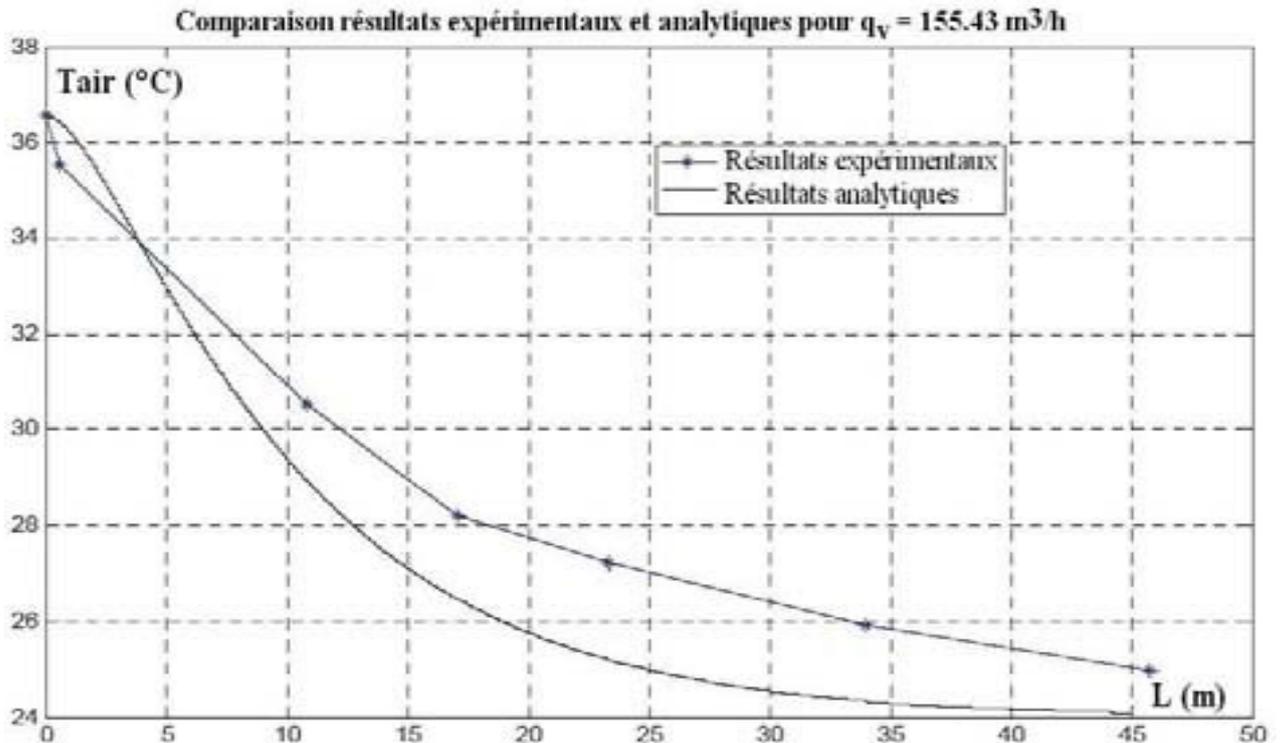


Figure -8 : Variation en fonction de la longueur de la température de l'air

II -2-4 - Essais et instrumentations réalisés par l'INSA de Toulouse France [9]

A. Trombe et B.Bourret (Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse .France) proposent une modélisation d'un puits canadien suivie de sa validation expérimentale. Le modèle est construit grâce au principe de superposition permettant de chercher des solutions séparées pour les différentes sollicitations thermiques subies par la terre, la solution étant la somme des solutions séparées. La terre est soumise à un échange thermique au niveau de la surface et à la charge imposée par le puits canadien. Le modèle prend en compte tous les phénomènes de transfert de chaleur à l'exception des échanges radiatifs et latents au niveau de la surface et des échanges latents dans le puits. Les échanges radiatifs sont principalement l'ensoleillement reçu par le sol et dans une moindre mesure les radiations émises par le sol vers le ciel la nuit. Les échanges latents sont relatifs à l'évaporation de l'eau. Les échanges latents dans les puits, en l'absence d'infiltrations sont négligés.

L'avantage de ce modèle est d'être analytique. Il évite ainsi un maillage de la terre qui est délicat, étant donné la géométrie du problème. Cependant, la présence de fonctions mathématiques dans les formules est susceptible d'augmenter nécessairement le temps

de calcul. En outre, le principe de superposition peut être extrapolé à plusieurs puits facilement alors que c'est très délicat dans le cas des modélisations numériques par maille. La deuxième partie est consacrée uniquement à l'expérimentation. Elle présente trois expériences distinctes. La première est consacrée à l'étude d'un puits canadien classique et évalue son incidence sur la thermique d'un petit bâtiment. La seconde compare trois puits canadiens ne se différenciant que par le matériau le constituant. Enfin la troisième étudie l'évolution de la température du sol en l'absence de puits canadiens. La première expérience étudie à la fois l'été et l'hiver. Elle permet plusieurs constats. Les puits canadiens amortissent très bien l'oscillation jour-nuit qui passe d'une amplitude de 10°C pour l'air extérieur à 1°C pour la température de sortie des puits. En été, la température de sortie passe de 20 à 23°C entre début juillet et début août ce qui montre l'incidence de l'utilisation du puits et donc la nécessité de modéliser les puits canadiens de manière dynamique. Cela montre aussi la capacité de rafraîchissement du système puisque l'air entre dans la pièce avec une température environ 5° inférieure à celle de l'air extérieur. Pour l'hiver : Au mois de novembre et décembre la température de sortie vaut 14°C environ ce qui permet un préchauffage efficace de l'air de ventilation, environ 55% des besoins relatifs au renouvellement d'air sont assurés. Pendant la période allant de janvier à mars, ce chiffre n'est plus que de 25% à cause de la baisse de température de sortie du puits due à la fois à la baisse naturelle de température de la terre et aux prélèvements effectués pendant la période précédente.

Au bilan, la couverture énergétique des puits canadiens pour le renouvellement d'air est d'environ 40%. La seconde expérience compare les températures en sortie de 3 puits de 10 mètres de long de ne se différenciant que par le matériau les constituant. Les écarts ne dépassent pas 2°C. Dans le cas d'un puits canadien réel, c'est à dire d'une longueur d'environ 30 mètres, ils seront encore bien plus faibles (de l'ordre de 0,5°C). Le choix du matériau constitutif du puits n'influe donc pas de manière significative sur son efficacité. La troisième expérience permet de vérifier la bonne concordance entre les valeurs expérimentales et théorique de la température du sol en l'absence de puits canadien. La température expérimentale est supérieure de 1 °C au maximum à 2,5 mètres de profondeur. La troisième partie compare les mesures expérimentales avec les résultats donnés par le modèle. La température de sortie théorique est plus faible d'environ 0,5°C en moyenne par rapport à la température expérimentale été comme hiver. Les

températures le long du canal sont suivies par pas de 3 mètres. En conclusion de cette étude :

- Les performances des puits canadiens peuvent être évalués grâce au modèle présenté avec une bonne précision à condition de bien connaître les caractéristiques thermiques du sol.
- En hiver les puits canadiens permettent de réaliser des économies de chauffage de l'ordre de 40% sur le poste de renouvellement d'air.
- En été, la puissance de froid lors des périodes les plus chaudes vaut 800 W par puits et elle pourrait être augmentée grâce à une augmentation de débit.

II -3- Analyse des paramètres

L'analyse approfondie de certain références et surtout (la thèse de Docteur Stéphane Thiers 2008) amène à identifier les paramètres physiques influant sur le comportement thermique du puits canadien et à distinguer les plus prépondérants d'entre eux :

II -3-1 - Le débit dans les canalisations

Le débit d'air dans les canalisations intervient simultanément sur l'échange convectif entre l'air et la canalisation et sur la puissance thermique apportée.

Il impose le type d'écoulement (laminaire, turbulent) et influe donc non seulement sur la valeur du coefficient d'échange convectif entre l'air et les tubes, mais aussi sur les pertes de charges mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur.

Trois modes de fonctionnement :

1. En hiver : L'objectif est de réchauffer l'air avant qu'il n'entre dans la maison. Pour obtenir le maximum d'échange thermique l'air devra circuler à une vitesse de 1m.s^{-1} environ.

2. En été : L'objectif est de rafraîchir au maximum la maison en cas de forte chaleur. La maison bioclimatique a été conçue pour gérer au maximum l'apport passif du soleil par les baies vitrées et donc de créer des zones ombragées pour éviter un apport calorifique important en journée (store extérieur, plantation au sud, ...).

Le puits canadien ne vient qu'en complément à toutes ces mesures. Pour obtenir le maximum d'efficacité, le débit de l'air devra être plus important pour renouveler l'ensemble de l'air de la maison toutes les 2 heures. La vitesse est le plus souvent maintenue en deçà de 3 à 4 m.s^{-1}

3. En inter-saison : La température de confort est comprise entre 18 et 22° et le système sera déconnecté en cas de besoin par une dérivation pour ne pas rafraîchir la maison alors que la température extérieure est proche de la température de confort.

II -3-2 -Profondeur d'enfouissement des canalisations

Le sol joue un rôle de tampon thermique entre l'extérieur et la canalisation enterrée. C'est lui qui isole celle-ci de l'influence des conditions atmosphériques. La profondeur d'enfouissement est donc un paramètre important qui joue un rôle sur la qualité de cette isolation. Elle doit être déterminée en fonction de la nature du sol et de l'objectif recherché (chauffage ou rafraîchissement). Dans le cas d'un puits qui chercherait à utiliser le déphasage journalier (la fonction rafraîchissement est alors recherchée), une profondeur de 40 cm est a priori suffisante. Pour un déphasage saisonnier (on privilégie dans ce cas la fonction préchauffage), une profondeur minimale de 1,50 m est requise. Au-delà, l'efficacité du puits augmente encore, mais des contraintes économiques ne permettent pas généralement d'installer le puits à de telles profondeurs. Au delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne varie plus sous l'effet de l'évolution de la température extérieure. Des essais et des mesures concernant les températures du sol à différents profondeurs dans un site en France, ont aboutis à des résultats résumés dans le graphe suivant :

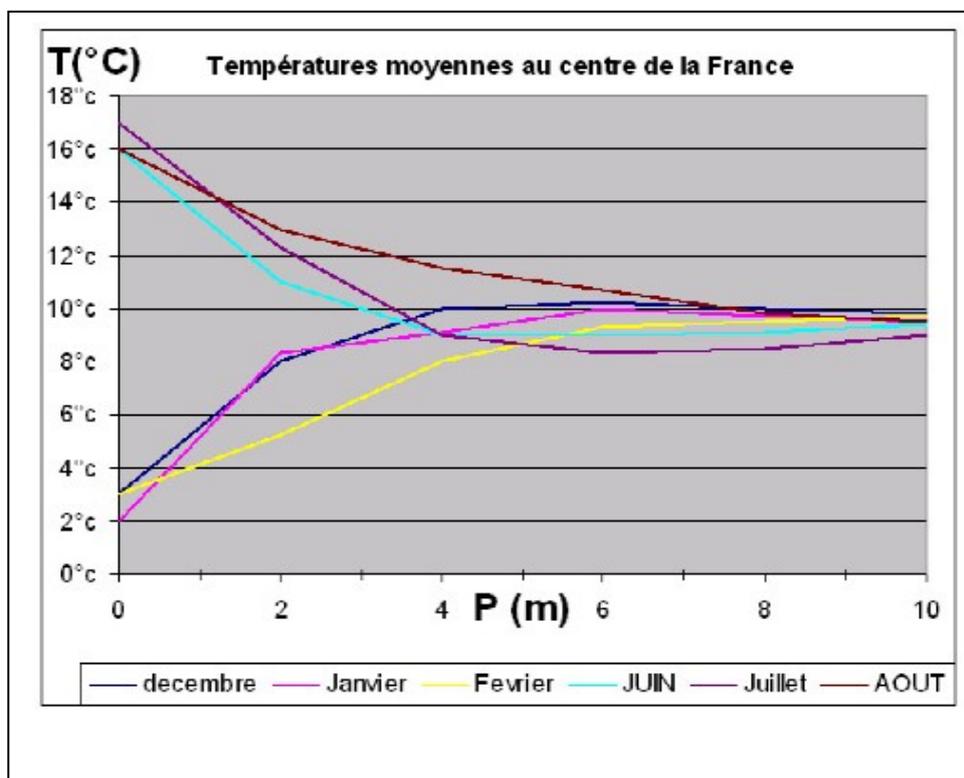


Figure 9 :
Températures moyennes du sol en fonction de la profondeur P dans un site au centre de la France [23]

II -3-3- La qualité du sol et le taux d'humidité

Les capacités calorifiques et conductivité du sol ont un impact important sur l'efficacité du système. Ces caractéristiques dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité et des migrations d'eau en son sein.

La capacité thermique du sol correspond à la moyenne des capacités calorifiques de ses différents constituants : minéraux, matières organiques, air et eau.

L'eau possédant une capacité et une conductivité thermique supérieures à celles des autres constituants du sol. Un sol humide est plus inertielle qu'un sol sec et transmettra plus facilement sa chaleur ou sa fraîcheur à l'air dans les canalisations du puits. Cet effet peut être mis à profit pour augmenter la performance des échangeurs thermiques air/sol. Il suffit alors d'humidifier le sol par arrosage pour accroître ses capacités de stockage thermique et les échanges avec l'air dans le puits.

Capacité calorifique du sol C_s

La capacité thermique du sol est la moyenne pondérée de capacités respectives de ses constituants :

$$C_s = \sum_i \chi_i \rho_i c_i \quad (1) \quad [2]$$

χ_i : La teneur de sol en constituant i (m^3/m^3)

ρ_i : Sa masse volumique (kg/m^3)

c_i : Sa capacité thermique ($J/k.m^3$)

Conductivité thermique du sol λ [2]

La conductivité thermique du sol λ dépend de sa nature et de son teneur en eau.

La courbe suivante présente la variation de la conductivité thermique (λ) des différents gros de sol en fonction de la teneur en eau (χ_{eau})

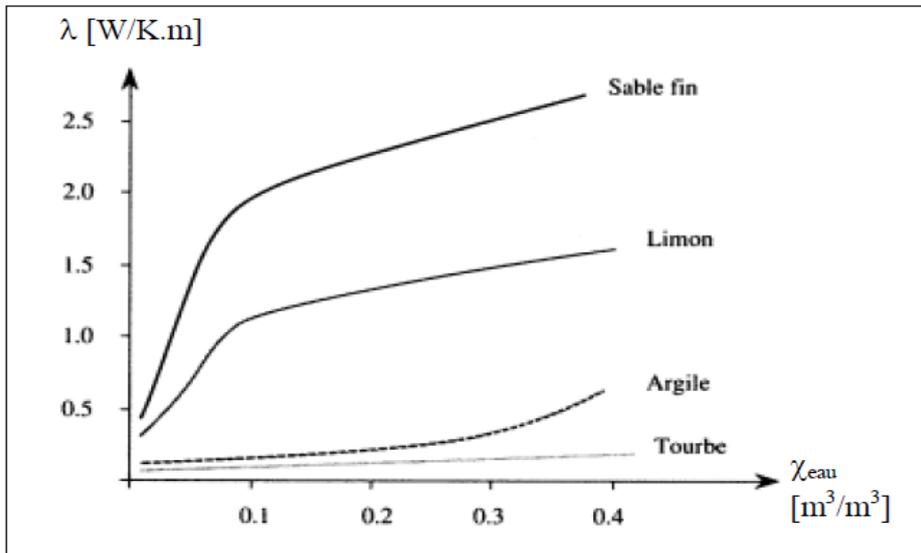


Figure-10

Conductivité thermique de quelques sols en fonction de la teneur en eau [Musy et Soutter, 1991].

II -3-4- La longueur des canalisations

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. En première approximation, le profil de température de l'air dans les tubes est asymptotique. La longueur optimale du puits va dépendre du débit dans les canalisations. En effet, la bibliographie montre que pour les faibles débits, la température minimale est atteinte assez rapidement, et qu'à partir d'une certaine longueur, l'échangeur ne tempère plus l'air : il a atteint sa limite d'efficacité. Par contre, plus le débit augmente et plus cette longueur limite croît.

Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur, liée à la longueur caractéristique de l'échange thermique, qui peut être obtenue en confrontant le surcoût économique de l'échangeur à l'économie d'énergie apportée par l'allongement des tubes. Par conséquent, il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20m à 40 m) plutôt qu'un ou deux tubes beaucoup plus longs.

II -3-5- Le diamètre des canalisations

Une augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la surface d'échange, mais n'augmente pas nécessairement l'échange thermique.

Au delà d'une certaine valeur optimale, dépendant de la vitesse d'écoulement de l'air, le coefficient d'échange convectif chute (INSA, 2004). Ceci est dû au fait l'accroissement

de cette vitesse d'écoulement réduit l'épaisseur de la couche limite, où va être échangée la chaleur.

L'air circulant au cœur de la canalisation ne va plus être en contact avec le tube et sa température sera peu influencée par la température du sol.

Cet optimum est indépendant de la longueur de la canalisation. On obtiendra donc une relation directe entre débit d'air et diamètre optimal. En général, pour les débits utilisés, cet optimum se situe autour des 20 cm de diamètre.

II -3-6- La distance entre canalisations

La fonction de stockage et d'amortisseur thermique du puits est assurée par la couche de sol se trouvant en contact ou à proximité de chaque canalisation, l'épaisseur de sol concernée dépendant de la période des phénomènes mis en jeu.

Le rôle de la distance entre les canalisations n'a pas été réellement abordé dans les documents consultés. Cependant, il semble important d'assurer une distance suffisante pour maintenir une interaction mineure entre deux canalisations adjacentes. Une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour les variations journalières. Un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de plusieurs mètres qui n'est généralement pas envisageable en pratique.

II -3-7- Echange convectif air/tube [2]

Le coefficient d'échange convectif entre le flux d'air et le tube h_a est un paramètre fondamental qui influe sur le comportement de l'échangeur air-sol. Il reflète les échanges thermiques qui ont lieu entre le flux d'air et la couche limite qui se développe à la surface du tube.

Le nombre adimensionnel de Nusselt donne la relation entre le coefficient de convection et le coefficient de conduction de l'air λ_a et le diamètre du tube d :

$$Nu = \frac{h_a d}{\lambda_a} \quad (2)$$

Le nombre de Nusselt, est lui-même évalué en fonction de deux autres nombres adimensionnels, à savoir le nombre de Prandtl Pr (rapport entre viscosité cinématique et diffusivité thermique) et le nombre de Reynolds Re qui dépend de la viscosité cinématique γ_a , la vitesse du fluide v et le diamètre du tube d :

$$Re = \frac{vd}{\gamma_a} \quad (3)$$

Ainsi, en s'appuyant sur [Ibarra Castanedo 2000] et [Hollmuller 2002], c'est la formule proposée par Gnielinski (1975) qui a été retenue, dans un premier temps :

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left(1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right) \left(\frac{T_a}{T_t}\right)^{0.45} \quad (4)$$

Où les températures de l'air T_a et du tube T_t sont donnés en K.

Ainsi, le produit des deux termes correctifs :

$$\left(1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right) \left(\frac{T_a}{T_t}\right)^{0.45}$$

Apporte une correction minime (inférieure à 1 %) qui peut être négligée. La formule simplifiée retenue est donc :

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \quad (5)$$

Le coefficient d'échange convectif vaut donc

$$h_a = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \frac{\lambda_a}{2r_{int}} \quad [1] \quad (6)$$

Le tableau suivant donne quelques propriétés de l'air [2]

Température T_a [K]	Conductivité λ_a [W/K.m]	Viscosité γ_a [m ² /s]	Nombre de Prandtl Pr [-]
200	18,1x10 ⁻³	7,59x10 ⁻⁶	0,737
250	23,3x10 ⁻³	11,44x10 ⁻⁶	0,720
300	26,3x10 ⁻³	15,89x10 ⁻⁶	0,707

Tableau-4

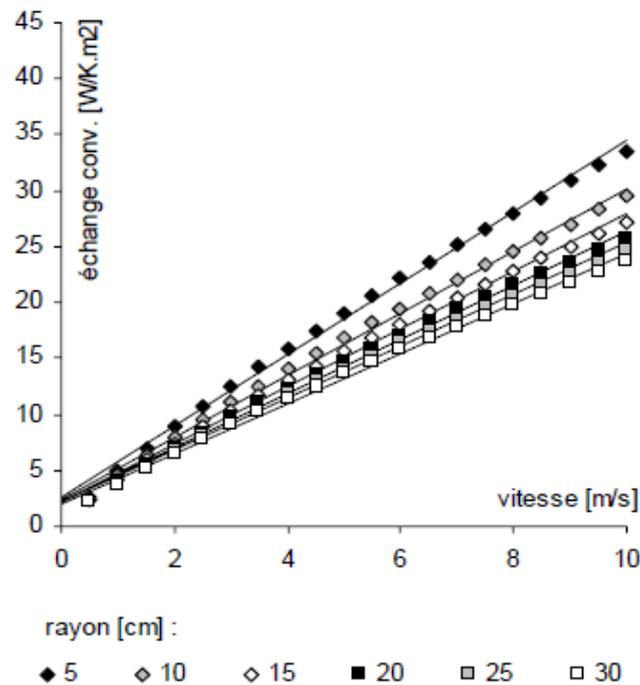


Figure -11 : Coefficient d'échange convectif de l'air en fonction de la vitesse, à 10°C, pour un tube cylindrique [2]

II -3-8- Les autres paramètres

Certains paramètres sont peu ou pas cités dans la bibliographie des échangeurs air / sol à cause de leur faible influences sur les comportements des ces échangeurs. Il s'agit par exemple de la rugosité intérieure des canalisations, les propriétés physiques des canalisations, la géométrie globale du puits canadien, l'impact du rayonnement solaire sur la température du sol, le régime de fonctionnement du puits canadien.

La rugosité intérieure des canalisations

Elle induit des pertes de charges hydrauliques indésirables qui vont nécessiter un surdimensionnement des systèmes de ventilation et des pertes énergétiques induites supplémentaires. Par contre, elle favorise le transfert convectif en créant de la turbulence. Cependant, les rugosités risquant d'entraîner des accumulations d'eau stagnante, une légère pente de l'ensemble des canalisations est indispensable pour permette alors à l'eau condensée de s'écouler naturellement.

Les propriétés physiques des canalisations

Les capacités et conductivité thermiques des canalisations sont généralement négligées dans l'ensemble des documents consultés, la faible épaisseur des canalisations rendant ces dernières peu influentes sur le comportement général du puits. Pourtant ces propriétés peuvent avoir un impact sur le comportement dynamique de l'échangeur, et il est nécessaire de les prendre en compte.

La géométrie de l'échangeur

L'échangeur est généralement constitué d'une nappe de tubes placés parallèlement et regroupés en entrée et en sortie par des collecteurs. Les coudes, les bifurcations induisent des pertes de charges supplémentaires, à éviter dans la mesure du possible.

Le rayonnement solaire et la surface du sol

La surface du sol absorbe le rayonnement solaire selon son coefficient d'albédo : il s'agit d'un apport énergétique majeur dont l'effet sur la température du sol est important, bien que souvent négligé dans les rapports consultés.

II -3-9- Conseils de mise en œuvre

Outre la nécessité de passer par des professionnels (architecte, ingénieur de bureaux d'études thermiques) pour dimensionner correctement un puits ou un réseau de puits, il est conseillé de respecter un certain nombre de précautions d'usage afin de maintenir le dispositif en bon état et d'assurer une bonne qualité de l'air insufflé.

- L'entrée d'air doit être située loin des sources possibles de pollution (parking, local à poubelles...) et à une hauteur suffisante pour éviter l'aspiration de poussières. Elle doit être protégée des vents dominants qui pourraient venir perturber le fonctionnement du puits et fermée par une grille à faibles mailles pour empêcher l'intrusion de petits animaux ou de corps étrangers.
- Les coudes et les bifurcations induisent des pertes de charge supplémentaires qu'il faut éviter. Par ailleurs, les conduits doivent être résistants à la pression de la terre, étanches à l'air et à l'eau.

- Le tuyau doit avoir une stabilité suffisante pour supporter l'enfouissement dans la terre. Par exemple, prendre une classe CR8 pour du PVC.
- L'étanchéité est également importante pour éviter l'infiltration des eaux souterraines et la propagation de bactéries.
- Le matériau utilisé ne doit pas dégager de vapeur nocive comme cela peut être le cas du PVC par exemple lorsqu'il est soumis à des températures élevées (> 30°).
- Le tuyau sera de préférence lisse à l'intérieur pour diminuer les pertes de charge et rester en régime laminaire. Pour l'extérieur, privilégier les tuyaux annelés pour augmenter l'échange thermique entre le sol et le tuyau.

Chapitre III

Modélisation mathématique thermique du sol

III-1- Introduction

Dans un échangeur thermique deux fluides de températures différentes en mouvement sont en contact. Dans le cas de l'échangeur air-sol, l'une de ces sources est l'air qui circule dans les tubes et l'autre est le sol placé au contact des tubes. Ce dernier joue le rôle de la source froide pendant la saison chaude, et la source chaude pendant la saison froide. Donc la température de l'air à l'entrée des tubes et la température du sol constituent les conditions au limite pour l'échangeur.

Pour un échangeur fluide-fluide, interviennent simultanément conduction et convection. Par contre, ici le sol est immobile et toute sa masse située au voisinage des tubes participe à l'échange par conduction. La température du sol au contact des tubes évolue donc au cours de l'échange thermique. Le voisinage de l'échangeur veut dire que l'énergie reçue ou cédée par le sol est transmise jusqu'à une distance indéterminée des tubes au-delà de laquelle, la température du sol n'est plus influencée par l'échangeur, c'est la température du sol non-perturbé.

La température de l'air en entrée d'échangeur correspond à la température de l'air extérieur. Elle est facilement mesurable ou accessible à partir de bases de données météorologiques horaires. Par contre, la température du sol non perturbé ne peut être connue sans l'usage d'un dispositif de mesure difficile à mettre en œuvre (sonde thermique placée à la profondeur d'enfouissement des tubes). Il n'existe aucune base de données à même de fournir cette température, c'est pourquoi une modélisation, dont le but est de donner la température du sol à tout instant et à toute profondeur est nécessaire.

III -2- Modèles basiques [1], [11]

Utilisé pour calculer la température à la sortie de l'échangeur. Ce modèle considère le sol comme une source de température fixe, donnée par une fonction sinusoïdale de la profondeur z (profondeur d'enfouissement de l'échangeur) et du temps t .

$$T_{sol}(Z, t) = \bar{T}_{sol} + \frac{A_{sol}(Z)}{2} \sin(\omega t + \varphi(Z)) \quad (8)$$

Et en prenant cette température comme condition au limite avec la température ambiante de l'air à l'entrée de l'échangeur, un bilan thermique en tout point du tube permet de déduire le profil de température de l'air en toute distance x de l'entrée :

$$T_{air}(x) = T_{sol} + (T_{air}(x)_{x=0} - T_{sol}) \exp\left(-\frac{x}{l}\right) \quad (9)$$

Avec :

$\bar{T}_{sol}(Z)$: Température moyenne annuelle du sol à la profondeur Z [K]

$A_{sol}(Z)$: Amplitude des oscillations de la température du sol [K]

ω : Pulsation des oscillations [rad.s⁻¹]

$\varphi(Z)$: Déphasage des oscillations [rad]

($\varphi, \omega, \bar{T}_{sol}, A_{sol}$, sont établies empiriquement, par corrélation avec des mesures ou à partir d'abaques.)

$T_{air}(x)$: Température de l'air dans le tube à une distance x de l'entrée [K]

T_{sol} : Température du sol au niveau des tubes. [K]

l : Longueur caractéristique de l'échange thermique, dépendant du débit d'air et des propriétés thermiques de l'air et du tube. [m]

La longueur caractéristique de l'échange thermique est :

$$l = \frac{\dot{m} \cdot C_{air}}{h_a \cdot 2\pi \cdot r_{int}} \quad (10)$$

Avec :

\dot{m} : Débit massique de l'air [kg.s⁻¹]

C_{air} : Capacité calorifique massique de l'air [J.kg⁻¹.K⁻¹]

h_a : Coefficient d'échange par convection entre l'air et le tube [W.m⁻².K⁻¹]

r_{int} : Rayon intérieur du tube [m]

III-3- Modèle mathématique du sol proposé

Le modèle basique est simple et superficiel car il ne permet pas de simuler le comportement de tout type de sol pour toute situation géographique et climatique. L'absorption du rayonnement solaire par la surface du sol, les échanges latents avec l'atmosphère et d'autres facteurs n'ont pas été pris en compte. C'est pour quoi une modélisation plus profonde est nécessaire. La propagation d'un signal de température dans un massif semi-infini (ici le sol), possède une solution analytique lorsque le signal de température est sinusoïdale. Donc il s'agit d'extraire à partir des températures mesurées un signal de forme sinusoïdale, c'est-à-dire que la température de l'air extérieur, T_e , sera idéalement exprimée sous la forme [16] :

$$T_e(t) = \bar{T}_e + A_T \sin(\omega_T t - \varphi_T) \quad (11)$$

\bar{T}_e : Température moyenne de l'air extérieur en [K]

$$\bar{T}_e = \frac{1}{12} \sum T_{e-\text{mesurée}}$$

($T_{e-\text{mesurée}}$: Accessible à partir de bases de données météorologiques horaires. On s'intéresse à des moyennes mensuelles des températures horaires mesurées chaque mois de l'année).

A_T : Amplitude des oscillations de la température de l'air, [K]

$$A_T = \frac{T_{\text{emax}} + T_{\text{emin}}}{2}$$

ω_T : Pulsation d'oscillation en [rad.s⁻¹]

$$\omega_T = \frac{2\pi}{\text{période}}$$

φ_T : Déphasage [rad]

$$\varphi_T = \omega t_{\bar{T}}$$

($t_{\bar{T}}$: Le temps où la température moyenne est atteinte pour la première fois en [s])

Avec la condition au la limite suivante :

$$T_{surf-sol}(0, t) = \bar{T}_e + A_T \sin(\omega_T t - \varphi_T) \quad (12)$$

L'équation de la chaleur : $\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ (13) appliquée sur le sol, possède la solution suivante :

$$T_{sol}(z, t) = \bar{T}_e + A_T e^{-\frac{z}{\delta}} \sin(\omega_T t - \varphi_T - \frac{z}{\delta}) \quad (14) \quad [11], [13]$$

Avec :

$$\alpha = \frac{\lambda_{sol}}{\rho_{sol} c_{psol}} \quad : \text{Diffusivité thermique du sol} \quad [m^2.s^{-1}]$$

$$\delta = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad : \text{Profondeur de pénétration} \quad [m]$$

$$\lambda_{sol} \quad : \text{Conductivité thermique du sol} \quad [W.m^{-1}.K^{-1}]$$

$$\rho_{sol} \quad : \text{Masse volumique du sol} \quad [Kg. m^{-3}]$$

$$c_{psol} \quad : \text{Capacité thermique du sol} \quad [J.kg^{-1}.K^{-1}]$$

En réalité il ya d'autres facteurs qui entrent en jeu et qui influent sur la température du sol à toute profondeur et à tout instant, parmi ces facteurs :

- L'échange de chaleur avec l'atmosphère par convection à cause du vent (flux thermique convectif sensible Φ_{conv}).
- L'échange par rayonnement avec le ciel et le soleil (flux thermique reçu par rayonnement du soleil Φ_{ra} et flux radiatif échangé avec le ciel Φ_{re}).
- L'échange de chaleur par convection latente causé par l'évaporation quand la surface du sol est humide (flux thermique convective latent émis par la surface du sol Φ_{lat}).
- Et enfin l'échange de chaleur par conduction dans le sol (flux thermique conductif vers le sol Φ_{cond}).

Le flux radiatif émis par le sol peut être regroupé par corrélation avec l'échange convectif sensible et caractérisé par un coefficient d'échange équivalente h_{eq} [17].

(12,6 W.m⁻².K⁻¹ pour un sol abrité du vent, 20 W.m⁻².K⁻¹ pour un sol moyennement exposé au vent et 50 W.m⁻².K⁻¹ pour un sol particulièrement exposé au vent).

$$\Phi_{eq} = \Phi_{conv} - \Phi_{re} = h_{eq} (\bar{T}_e - T_{sur-sol}) \quad (15)$$

Donc on aura le bilan thermique suivant :

$$\Phi_{con} = \Phi_{eq} + \Phi_{ra} - \Phi_{lat} \quad (16)$$

Tel que :

$$\Phi_{con} = -\lambda_{sol} \left. \frac{dT_{sol}}{dz} \right|_0 \quad (17)$$

$$\Phi_{ra} = (1 - \alpha)G(t) \quad (18)$$

$$\Phi_{lat} = C_l \cdot f \cdot h_{surf} [(a_l T_{surf-sol} + b_l) - r_a (a_l T_e + b_l)] \quad [1] \quad (19)$$

α : Albédo de la surface du sol

f : Un coefficient de correction empirique, variant entre 0 et 1 en fonction du type de sol considéré et de l'état de sa surface. [1], [18]

h_{surf} : Le coefficient d'échange par convection du sol avec l'air calculé par la formule [1]

$$h_{surf} = 0,5 + 1,2 \cdot \sqrt{v_{vent}} \quad (20)$$

v_{vent} : La vitesse du vent au niveau du sol [m/s]

a_l, b_l et c_l : Constantes empiriques[1]

$a_l = 103 \text{ Pa/K}$, $b_l = 609 \text{ Pa}$, $c_l = 0,0168 \text{ K/Pa}$:

r_a : L'humidité relative de l'air

G : Rayonnement solaire global horizontal [W.m⁻²]

De plus, l'expression des solutions du bilan thermique fait appel aux deux coefficients d'échange suivants [1]:

$$h_r = c_l \cdot f \cdot h_{surf} \cdot a_l \cdot r_a + h_{eq} \quad (21)$$

$$et \quad h_e = c_l \cdot f \cdot h_{surf} \cdot a_l + h_{eq} \quad (22)$$

Les valeurs du flux du rayonnement solaire global mesuré à partir d'une base de données métrologique (moyennes mensuelles mesurées chaque mois de l'année) peuvent aussi être exprimé sous formes sinusoïdale :

$$G(t) = \bar{G} + A_G \sin(\omega_G t - \varphi_G) \quad (23)$$

Les paramètres A_G , ω_G et φ_G sont calculés par le même type de calcul réalisé pour le calcul de A_T , ω_T et φ_T vu plus haut.

Autre méthodes pour extraire les paramètres précédents :

Pour plus de précision, différentes autres méthodes peuvent être utilisées (moindres carrés, identification, analyse spectrale), cependant, l'objectif étant donc d'extraire le fondamental d'un signal réel bruité (les températures mesurées ou les valeurs du flux du rayonnement solaire global).

La méthode la plus adaptée reste l'analyse spectrale de type Fourier.

Cette méthode permet d'exprimer $T_e(t)$ et $G(t)$ sous la forme d'une somme de fonctions sinusoïdales :

$$T_e(t) = \bar{T}_e + \sum_{i=1}^N (a_T)_i \sin(i\omega t) + \sum_{i=1}^N (b_T)_i \cos(i\omega t) \quad (24)$$

$$G(t) = \bar{G} + \sum_{i=1}^N (a_G)_i \sin(i\omega t) + \sum_{i=1}^N (b_G)_i \cos(i\omega t) \quad (25)$$

En ce limitant à la première harmonique où la précision est largement suffisante pour notre cas, on aura :

$$T_e(t) = \bar{T}_e + (a_T)_1 \sin \omega t + (b_T)_1 \cos \omega t \quad (26)$$

$$G(t) = \bar{G} + (a_G)_1 \sin \omega t + (b_G)_1 \cos \omega t \quad (27)$$

Avec :

$$\bar{T}_e = \frac{1}{12} \sum T_{e\text{-mesurée}} \quad (26)$$

$$\bar{G} = \frac{1}{12} \sum G_{\text{mesuré}} \quad (27)$$

$$(a_T)_1 = \frac{2}{12} \sum_{i=1}^{12} T_{e\text{-mesurée}}(i) \sin \frac{2\pi i}{12} \quad (28)$$

$$(b_T)_1 = \frac{2}{12} \sum_{i=1}^{12} T_{e\text{-mesurée}}(i) \cos \frac{2\pi i}{12} \quad (29)$$

$$(a_G)_1 = \frac{2}{12} \sum_{i=1}^{12} G_{\text{mesuré}}(i) \sin \frac{2\pi i}{12} \quad (30)$$

$$(b_G)_1 = \frac{2}{12} \sum_{i=1}^{12} G_{\text{mesure}}(i) \cos \frac{2\pi i}{12} \quad (31)$$

En suite on peut calculer les paramètres des équations (11) et (23)

$$A_T = \sqrt{(a_T)_1^2 + (b_T)_1^2} \quad (32)$$

$$A_G = \sqrt{(a_G)_1^2 + (b_G)_1^2} \quad (33)$$

$$\varphi_T = \text{Arccos}\left(\frac{(a_T)_1}{A_T}\right) \quad (34)$$

$$\varphi_G = \text{Arccos}\left(\frac{(a_G)_1}{A_G}\right) \quad (35)$$

La température à la surface du sol résultant du bilan (16) se présente finalement sous la forme suivante :

$$T_s(t) = \bar{T}_s + A_1 \sin(\omega t - \varphi_T) + A_2 \sin(\omega t - \varphi_G) \quad (36)$$

$$\text{où } \bar{T}_s = \frac{(h_r + h_e) \frac{b_l}{a_l} + h_r \bar{T}_e + (1 - \alpha) \bar{G}}{h_e} \quad (37)$$

$$A_1 = \frac{h_r A_T}{h_e} \quad (38)$$

$$A_2 = \frac{(1 - \alpha) A_G}{h_e} \quad (39)$$

Avec la nouvelle condition à la limite :

$$T_s(o, t) = \bar{T}_s + A_1 \sin(\omega t - \varphi_T) + A_2 \sin(\omega t - \varphi_G) \quad (40)$$

L'équation (13) de chaleur aura la solution qui donne la température du sol à toute profondeur et à tout instant :

$$T_s(z, t) = \bar{T}_s + A_1 \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_T - \frac{z}{\delta}\right) + A_2 \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_G - \frac{z}{\delta}\right) \quad (41)$$

En lui ajoutant le terme de réchauffement géothermique du sol, $geo(z)$, ce modèle prend sa forme le plus complet suivante:

$$T_s(z, t) = \bar{T}_s + A_1 \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_T - \frac{z}{\delta}\right) + A_2 \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_G - \frac{z}{\delta}\right) + geo(z)$$

(50)

En raison de la faible profondeur d'enfouissement, le terme $geo(z)$ a un effet assez réduite. En pratique, ce terme peut être présenté par une fonction linéaire qui ne dépend que de la profondeur z : $geo(z) = g \cdot z$ avec g le gradient thermique en K/m. Ce coefficient pourra être pris égal à 0,2 K/m (INSA, 2004).

La température du sol, à toute profondeur et à tout instant, est généralisée afin de prendre en compte chaque composante. Son calcul dépend donc de la température de l'air extérieur et du flux de rayonnement global incident mais aussi de l'humidité du sol, de la couverture du sol par la végétation, de la vitesse du vent, et de l'humidité relative moyenne de l'atmosphère. Ainsi, le modèle prend en compte la plupart des spécificités du lieu d'implantation de l'échangeur air-sol étudié.

Données météorologiques de la ville de Biskra *

Mois	Jan	Fév.	Mars	Avr.	Mai	Juin	Juil.	Août	Spt.	Oct.	Nov.	Déc.
Tem.moy.(°c)	11.9	13.7	16.2	20.0	25.2	29.9	33.5	32.7	27.5	22.1	16.5	12.8
Humi.rel.moy.	0.57	0.52	0.44	0.40	0.37	0.31	0.29	0.31	0.40	0.49	0.57	0.60
V_{vent} moy.(m/s)	3.70	4.18	4.59	4.82	4.78	4.34	3.70	3.82	3.58	3.82	3.60	3.65
Rayon.so.moy.(w/m ²)	211,7	295,5	411,7	489,7	511,2	533,5	525,1	476	398,8	304,2	219,2	177,7

Tableaux 5 : Données Météorologiques

Propriétés physiques du sol de la région de Biskra (nature de sol : Limon argilo –sableux)**

Masse Volumique ρ_{sol} (kg/m ³)	Capacité calorifique C_{psol} (J /kg K)	Conductivité thermique λ_{sol} (w.m/k)	Diffusivité Thermique a (m ² /s)	Profondeur de pénétration δ (m)	Albédo (α)
1800	1340	1.5	6.22×10^{-7}	2.5	0.35

Tableaux 6 : Propriétés du sol (Réf. : station météorologique de Biskra)

* température ambiante, humidité et vitesse du vent ont été obtenues par des données mensuelles de la station météorologique de Biskra. Ces données sont les résultats des années d'expérience. En ce qui concerne les données estimatives du rayonnement solaire, elles ont été obtenues de l'Atlas Solaire d'Algérie.

** On suppose que le sol est un massif semi-infini homogène dont les propriétés physiques sont constantes en fonction de la profondeur (faible profondeur moins de 3 mètres)

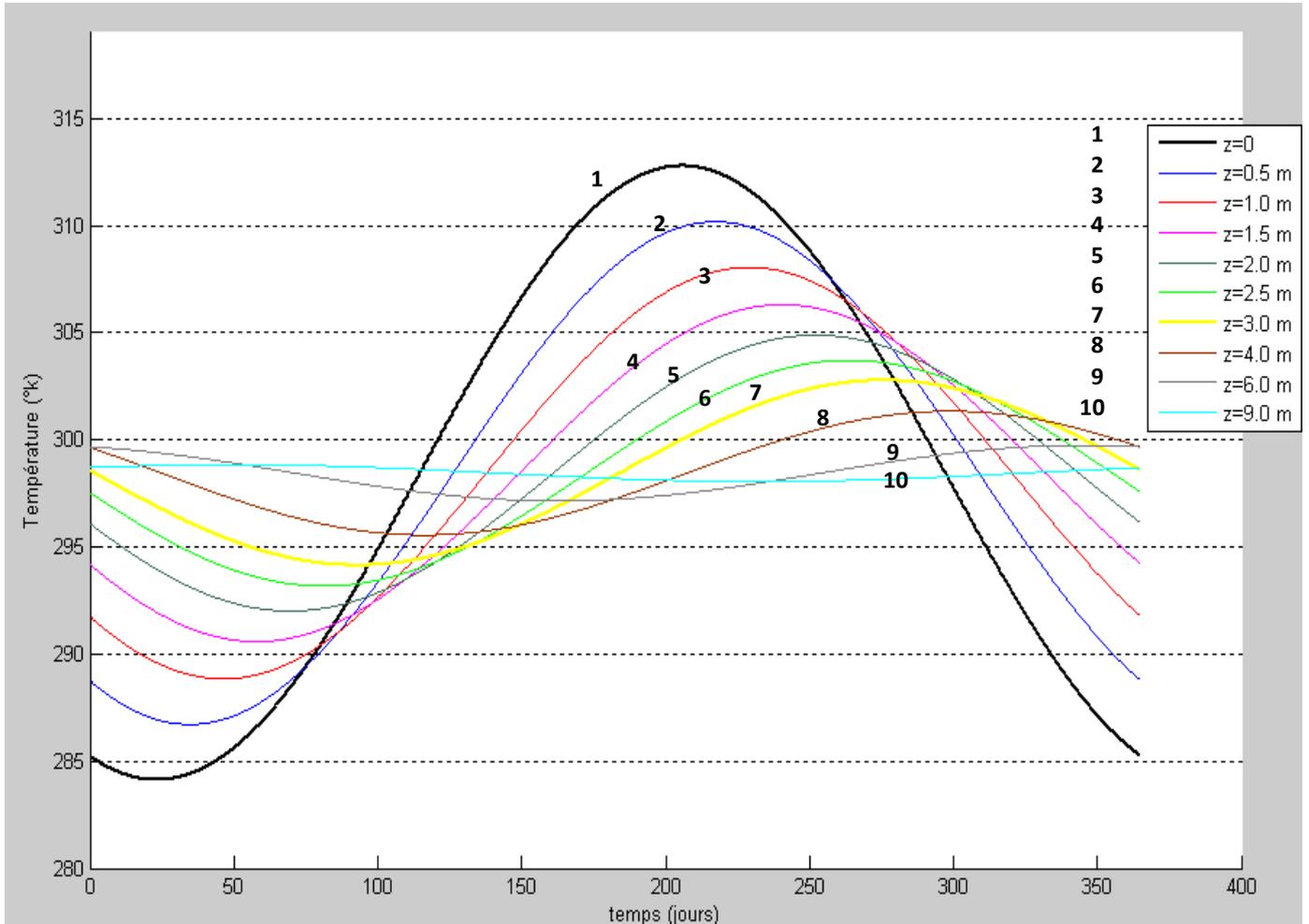


Fig.12 : Signal de température de sol en fonction de la profondeur

Chapitre IV

Modélisation numérique de la température de l'air dans l'échangeur air-sol

IV-1- Hypothèses géométriques

Le puits canadien qui va être modélisé ici possède les caractéristiques suivantes :

- Une entrée d'air verticale située entre la surface du sol ($z=0$) et le niveau d'enfouissement du puits ($z=2.5\text{m}$).
- Quatre canalisations disposées horizontalement sous la terre à la profondeur $z=2.5\text{m}$.
- Une sortie d'air verticale située entre le niveau d'enfouissement du puits ($z=2.5\text{m}$) et la surface du sol ($z=0$).

Les connexions entre les canalisations horizontales (tubes) et les conduites d'entrée et de sortie d'air (collecteurs) ne sont pas prises en compte. Les collecteurs sont considérés identiques. De même, les tubes horizontaux sont considérés identiques entre-eux : mêmes dimensions, mêmes propriétés physiques, même orientation. Ils sont disposés côte à côte dans un même plan horizontal (une seule nappe horizontale), selon un espacement régulier fixé. Collecteurs et tubes sont à section circulaire, le débit de l'air dans chacun des tubes sera supposé identique. En effet, les tubes étant identiques en tout point, la répartition des débits sera uniforme entre chaque tube.

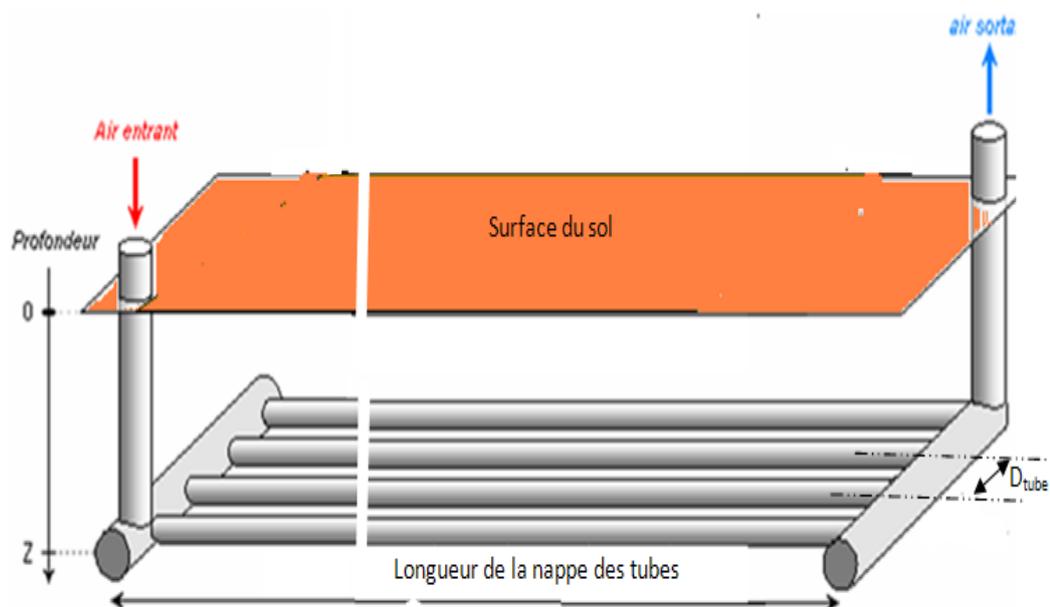


Figure-13 Schéma de la géométrie de l'échangeur

IV-2- Hypothèses thermiques

Le modèle géométrique présenté ci-dessus peut être simplifié. En effet, pour chaque tube :

- le débit d'air à l'intérieur est identique,
- les dimensions et propriétés physiques sont identiques.
- le sol environnant présente des propriétés thermiques homogènes et identiques.
- la température de l'air en entrée de chaque tube est la même.

Il est donc aisé de ramener le problème à celui d'un seul tube, par symétrie du modèle.

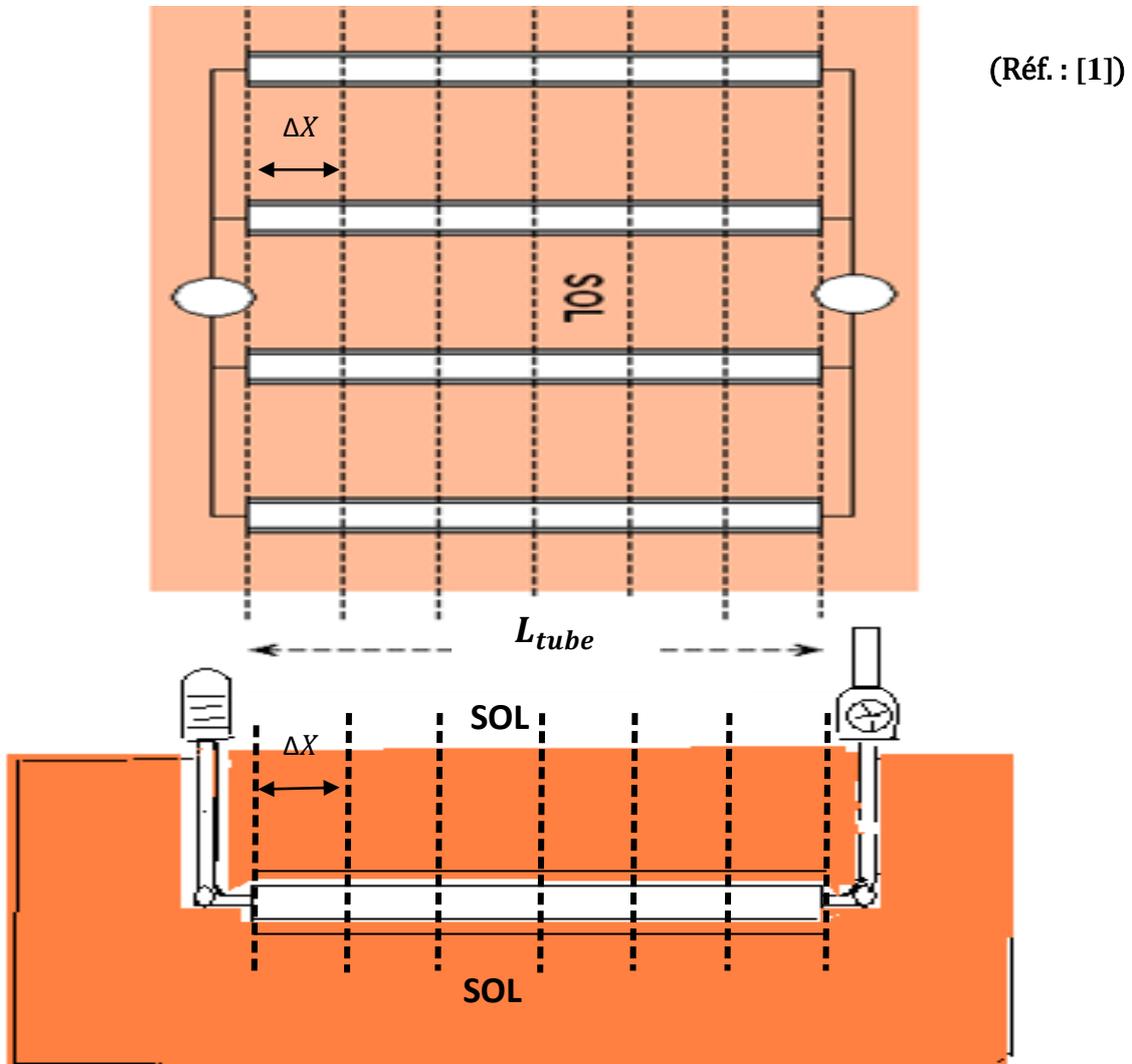
L'air traversant l'échangeur est donc au même environnement thermique, quel que soit le tube qu'il parcourt. En réalité, l'environnement de chaque tube n'est pas exactement identique puisque certains tubes se trouveront à proximité de deux autres tubes, tandis qu'aux extrémités, les tubes ne se trouveront à proximité que d'un seul tube (effet de bord).

L'intérêt de la simplification à un seul tube est la simplification et la réduction du nombre des équations. Le problème est ramené à l'étude d'un seul tube, la température en sortie est la même pour chaque tube.

IV-3- Le maillage

La méthode des différences finies est utilisée pour la simulation de l'échangeur thermiques. Par cette méthode, le système modélisé est découpé en volumes (ou mailles). Chaque volume donne lieu à l'établissement d'un bilan thermique.

La température et toutes les propriétés physiques au sein de chaque maille sont supposées uniformes. Le maillage proposé est constitué par un découpage des tubes en n_{pas} tronçons réguliers de longueur $\Delta x = L_{\text{tube}}/n_{\text{pas}}$. Ces tronçons sont délimités par des plans verticaux perpendiculaires aux tubes.



- Les tranches verticales sont ensuite découpées en mailles cylindriques coaxiales centrées sur chaque tube. En cheminant de l'intérieur vers l'extérieur du tube, les mailles se répartissent comme suit :
- une maille à section circulaire représentant l'intérieur du tube où circule l'air (maille *air*),
 - une maille à section annulaire représentant le tube (maille *tube*),
 - une première maille de sol à section annulaire (maille *sol1*),
 - une seconde maille de sol à section annulaire (maille *sol2*).

- La maille air

La maille intérieure (*air*) est un cylindre droit de section circulaire qui représente le volume intérieur des tubes. Elle est constituée par l'air circulant dans le tube. Son rayon r_{int} correspond au rayon intérieur des tubes.

- La maille tube

La maille *tube* est un cylindre droit à section annulaire qui représente exactement le volume occupé par le tube. Cette maille est nécessaire à la prise en compte fine des caractéristiques du tube (en particulier sa composition, son diamètre et son épaisseur). Elle permet de connaître la température du tube. La faible épaisseur des tubes ne lui fait pas jouer un rôle très important pour le comportement thermique de l'ensemble. Cependant, cette maille est utile pour comparer les performances d'échangeurs air-sol différant uniquement par les propriétés de leurs tubes. Son rayon extérieur r_{ext} correspond au rayon extérieur des tubes.

- La maille sol1

La maille *sol1* est un cylindre droit de section annulaire. Elle a pour rôle la prise en compte de la conduction thermique dans le volume de sol situé au voisinage des tubes. Ce voisinage est défini par son épaisseur, qui constitue un paramètre du maillage. Cette épaisseur est limitée car les mailles ne doivent pas s'interpénétrer. La valeur retenue pour ce modèle est égale à 0,8 [1] fois la profondeur de pénétration pour un signal thermique de période un jour (notée δ_{1j}). Cette valeur a été retenue pour permettre de modéliser un échangeur dont les tubes sont distants au minimum de $D_{tube} = 70$ cm environ. Le rayon extérieur de cette maille est r_{12} .

-la maille sol2

La maille *sol2* est une maille cylindrique de section annulaire tout à fait analogue à la maille *sol1* et de rayon extérieur r_{2sol} .

Cette maille est en contact avec la « sollicitation thermique » imposée par le sol. Ainsi, au delà de cette maille, la température du sol n'est plus influencée par le puits canadien mais imposée par le modèle du massif semi-infini soumis à une excitation périodique.

La dimension retenue pour r_{2sol} est [1]:

$$r_{2sol} = r_{ext} + 1,3 \cdot \delta_{1j} \quad (51)$$

La valeur 1,3 retenue dans la formule ci-dessus (Thiers-2008) permet la prise en compte de l'interaction entre tubes jusqu'à une distance d'environ 1 m et la simulation de tubes situés au minimum à 50 cm de profondeur environ.

- Le sol

Le sol représente l'environnement du volume maillé. La surface extérieure de la maille *sol2* représente la limite du volume maillé : c'est sur cette surface que sont imposées les conditions aux limites constituées par la température du sol non perturbé calculée.

Afin de distinguer les conditions aux limites et les comportements au-dessus et au-dessous des tubes, les mailles *sol1* et *sol2* sont divisées en deux parties hautes et basses séparées par le plan horizontal contenant les axes des tubes. L'ensemble du maillage présente donc 4 mailles par tronçon vertical, soit $4 \cdot n_{pas}$ mailles au total.

IV-4- Relations entre les mailles

Selon la méthode des différences finies, chacune des mailles est supposée à température uniforme. Cette température représente donc une moyenne spatiale de la température dans tout le volume de la maille. Les échanges conductifs entre mailles sont exprimés à l'aide de ces températures, à partir de surfaces isothermes intérieures aux mailles.

Le rayon interne de la maille *tube* r_t vaut :

$$r_t = \exp\left(\frac{r_{ext}^2 \ln(r_{ext}) - r_{int}^2 \ln(r_{int})}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} - \frac{1}{2}\right) \quad (52)$$

[16]

Des formules analogues à la formule (52) sont aussi valables pour le calcul de r_1 et de r_2 rayons interne des mailles *sol1* et *sol2* .

Les paramètres du maillage permettent de définir les résistances thermiques et les surfaces des échanges. Figure(14)

Les paramètres du maillage permettent de définir les résistances thermiques et les surfaces des échanges. Figure(13)

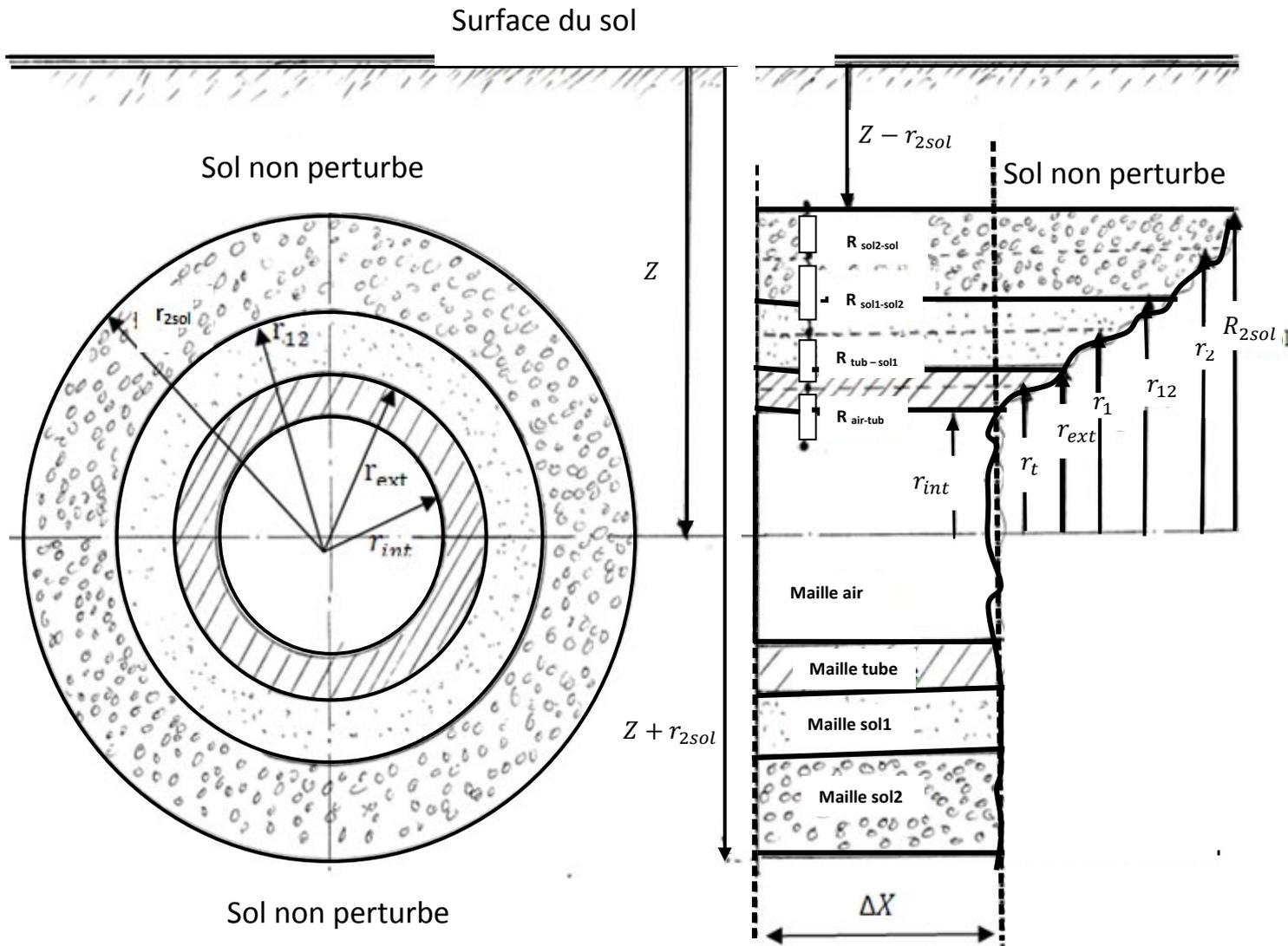


Fig. 13 Maillage au niveau d'un tube avec résistances thermiques équivalentes (Coupe de face et de profil)

Les paramètres géométriques du maillage sont les suivants :

r_{int} : Rayon intérieur du tube et de la maille tube et rayon extérieur de la maille air.

r_t : Rayon interne de la zone tube.

r_{ext} : Rayon extérieur du tube et de la maille tube et rayon intérieur de la maille sol1.

- r_1 : Rayon interne de la maille sol1.
 r_{12} : Rayon extérieur de la maille sol1 et rayon intérieur de la maille sol2.
 r_2 : Rayon interne de la maille sol2.
 r_{2sol} : Rayon extérieur de la maille sol2.

Les échanges thermiques considérés entre les mailles air, tube, sol1 et sol2 sont des échanges conductifs à symétrie circulaire.

La condition de température au niveau des extrémités de la maille sol2 est la moyenne arithmétique des deux températures de sol T_{solh} et T_{solb} (température de sol aux extrémités supérieur $Z-r_{2sol}$ et inférieur $Z+r_{2sol}$ de la maille sol2).

Les échanges thermiques par conduction se déroulant dans la direction parallèle à l'axe des tubes sont négligés dans les mailles de tube et de sol. En effet, selon cette direction, l'épaisseur des mailles est grande et les écarts de température sont faibles.

Seule la convection forcée de l'air est à l'origine des différences de températures entre les différents pas d'espace.

IV-5- Mise en équations du modèle

Le temps est divisé en intervalles de durée fixe Δt . Ce pas de temps est un sous-multiple du pas de temps horaire des données météorologiques qui constituent les sollicitations du modèle. La durée totale de simulation est limitée à une année.

Le tube est divisé en n_{pas} intervalles de longueur fixe ΔX . Ce pas d'espace est un sous-multiple de la longueur totale des tubes L_{tube} . Afin de réduire le temps de calcul, il est préférable de choisir un petit nombre d'intervalles de longueur.

Les inconnues du problème sont les températures des différentes mailles, qui doivent être déterminées pour chaque pas de temps et pour chaque pas d'espace : T_{air} , T_{tube} , T_{sol1} , T_{sol2} .

Les sollicitations (paramètres variables) sont :

- la température du sol non perturbé aux profondeurs correspondant aux surfaces haute et basse de la maille sol2 .

- la température de l'air entrant dans la première maille air.

À chaque pas de temps, la température de l'air en entrée d'échangeur est calculée par interpolation linéaire à partir des données horaires issues du fichier de données météorologiques.

Aux quatre inconnues cités plus haut, correspondent quatre équations différentielles.

Leur détermination provient de l'expression des bilans thermiques sur chacune des mailles.

Ces bilans sont ici de deux types : les bilans sur les mailles « fermées » et les bilans sur les mailles « ouvertes ».

- Sur les mailles « fermées » (tube, sol1, sol2), à tout instant, la puissance emmagasinée (ou cédée) est égale à la somme des puissances reçues ou fournies à l'extérieur de la maille. En effet, aucune puissance thermique n'est produite ni absorbée à l'intérieur de la maille.

- Sur les mailles « ouvertes » (air), à tout instant, la puissance enlevée (ou apportée) par le flux d'air est égale à la somme des puissances reçues ou fournies à l'extérieur de la maille. L'inertie thermique de l'air est négligée.

Puisque le modèle a été ramené à l'étude d'un seul tube, les coefficients d'échange thermique total de l'échange entre la maille sol2 et le sol et le volume de la maille sol2 sont divisés par le nombre total de tubes N_{tubes} .

IV-6- Bilan thermique pour chaque maille

Maille air :

$\varphi(\text{transporte}) = \varphi(\text{échangé avec la maille tube})$

$$c_{air} \dot{m} (T_{i-1,air}^n - T_{i,air}^n) = \frac{1}{R_{air-tub}} (T_{i,air}^n - T_{i,tub}^{n-1}) \quad (53)$$

Avec :

c_{air} : capacité calorifique massique de l'air [J.kg⁻¹.K⁻¹]

\dot{m} : débit massique de l'air [kg.s⁻¹]

$T_{i,air}^n$: température de la i-eme maille de l'air pour la n-eme pas de temps [K]

$T_{i,tub}^n$: température de la i-eme maille de tube pour la n-eme pas de temps [K]

$R_{air-tub}$: résistance thermique entre la i-eme maille de l'air et
la i-eme maille de tube [k.w⁻¹]

Maille tube

$\varphi(\text{stocké}) = \varphi(\text{échangé avec la maille air}) - \varphi(\text{échangé avec la maille sol1})$

$$C_{i,tub} \frac{dT}{dt} = \frac{1}{R_{air-tub}} (T_{i,air} - T_{i,tub}) - \frac{1}{R_{tub-sol1}} (T_{i,tub} - T_{i,sol1}) \quad (54)$$

En appliquant la méthode de différence finie schéma totalement implicite en aura :

$$C_{i,tub} (T_{i,tub}^n - T_{i,tub}^{n-1}) = \frac{\Delta t}{R_{air-tub}} (T_{i,air}^n - T_{i,tub}^n) - \frac{\Delta t}{R_{tub-sol1}} (T_{i,tub}^n - T_{i,sol1}^n) \quad (55)$$

Maille sol1

$\varphi(\text{stocké}) = \varphi(\text{échangé avec la maille tube}) - \varphi(\text{échangé avec la maille sol2})$

$$C_{i,sol1} \frac{dT}{dt} = \frac{1}{R_{tub-sol1}} (T_{i,tub} - T_{i,sol1}) - \frac{1}{R_{sol1-sol2}} (T_{i,sol1} - T_{i,sol2}) \quad (56)$$

En appliquant la méthode de différence finie schéma totalement implicite en aura :

$$C_{i,sol1} (T_{i,sol1}^n - T_{i,sol1}^{n-1}) = \frac{\Delta t}{R_{tub-sol1}} (T_{i,tub}^n - T_{i,sol1}^n) - \frac{\Delta t}{R_{sol1-sol2}} (T_{i,sol1}^n - T_{i,sol2}^n) \quad (57)$$

Maille sol2

$\varphi(\text{stocké}) = \varphi(\text{échangé avec la maille sol1}) - \varphi(\text{échangé avec la maille sol})$

$$C_{i,sol2} \frac{dT}{dt} = \frac{1}{R_{sol1-sol2}} (T_{i,sol1} - T_{i,sol2}) - \frac{1}{R_{sol2-sol}} (T_{i,sol2} - \bar{T}_{sol}) \quad (58)$$

En appliquant la méthode de différence finie schéma totalement implicite en aura :

$$C_{i,sol2} (T_{i,sol2}^n - T_{i,sol2}^{n-1}) = \frac{\Delta t}{R_{sol1-sol2}} (T_{i,sol1}^n - T_{i,sol2}^n) - \frac{\Delta t}{R_{sol2-sol}} (T_{i,sol2}^n - \bar{T}_{sol}^n) \quad (59)$$

La température du sol qui intervient en tant que conditions aux limites est la moyenne arithmétique des températures imposées sur les surfaces supérieure et inférieure de la maille sol2.

$$\bar{T}_{sol} = \frac{T_{solh} + T_{solb}}{2} \quad \text{avec } T_{solh} = T_{sol}(z - r_{2sol}), \quad T_{solb} = T_{sol}(z + r_{2sol}) \quad (60)$$

Et encore les expressions ci-dessus dépendent des coefficients C_i , elles sont calculées comme suit :

$$C_{i,tub} = c_{tube} \cdot \rho_{tube} \cdot V_{i,tube} \quad (61)$$

$$C_{i,sol1} = c_{sol} \cdot \rho_{sol} \cdot V_{i,sol1} \quad (62)$$

$$C_{i,sol2} = c_{sol} \cdot \rho_{sol} \cdot V_{i,sol2} \quad (63)$$

avec :

$$C_i \quad : \text{Capacité thermique de la maille } i \quad [J.K^{-1}]$$

$$c \quad : \text{Capacité thermique massique} \quad [J.kg^{-1}.K^{-1}]$$

$$\rho \quad : \text{Masse volumique} \quad [kg.m^{-3}]$$

$$V_i \quad : \text{Volume de matière de la maille } i \quad [m^3]$$

Les volumes des mailles s'expriment comme suit :

$$V_{i,tube} = \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \cdot \Delta X \quad (64)$$

$$V_{i,sol1} = \pi \cdot (r_{12}^2 - r_{ext}^2) \cdot \Delta X \quad (65)$$

$$V_{i,sol2} = \pi \cdot (r_{2sol}^2 - r_{12}^2) \cdot \Delta X \quad (66)$$

Les expressions de la résistance thermique sont :

$$R_{air-tub} = \frac{1}{h_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot \Delta x} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_t}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \lambda_{tub}} \quad (67)$$

$$R_{tub-sol1} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_{ext}}{r_t}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \lambda_{tub}} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_1}{r_{ext}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \lambda_{sol}} \quad (68)$$

$$R_{sol1-sol2} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_{12}}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \lambda_{sol}} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_2}{r_{12}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \lambda_{sol}} \quad (69)$$

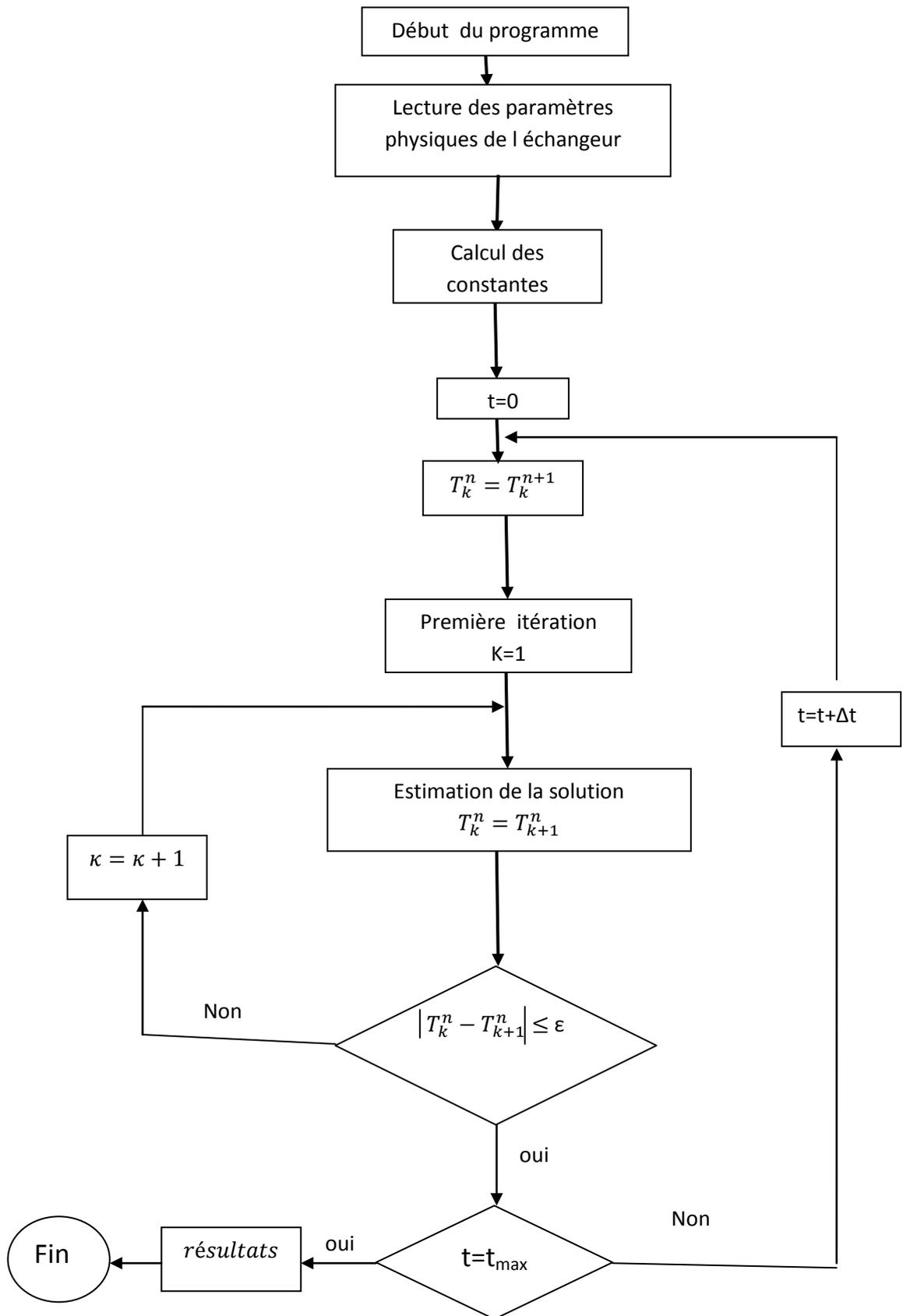
$$R_{sol2-sol} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_{2sol}}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \lambda_{sol}} \quad (70)$$

Après simplification des équations : (53) , (55), (57) et (59) en aura le système d'équations suivant à résoudre numériquement :

$$\left\{ \begin{aligned}
 & C_{air} \dot{m} T_{i-1,air}^n - \left(C_{air} \dot{m} + \frac{1}{R_{air-tub}} \right) T_{i,air}^n + \frac{1}{R_{air-tub}} T_{i,tub}^{n-1} = 0 \\
 & -\frac{\Delta t}{R_{air-tub}} T_{i,air}^n + \left(\frac{\Delta t}{R_{tub-sol1}} + \frac{\Delta t}{R_{air-tub}} + C_{i,tub} \right) T_{i,tub}^n - \frac{\Delta t}{R_{tub-sol1}} T_{i,sol1}^n = C_{i,tub} T_{i,tub}^{n-1} \\
 & -\frac{\Delta t}{R_{tub-sol1}} T_{i,tub}^n + \left(\frac{\Delta t}{R_{tub-sol1}} + \frac{\Delta t}{R_{sol1-sol2}} + C_{i,sol1} \right) T_{i,sol1}^n - \frac{\Delta t}{R_{sol1-sol2}} T_{i,sol2}^n = C_{i,sol1} T_{i,sol1}^{n-1} \\
 & -\frac{\Delta t}{R_{sol1-sol2}} T_{i,sol1}^n + \left(\frac{\Delta t}{R_{sol1-sol2}} + \frac{\Delta t}{R_{sol2-sol}} + C_{i,sol2} \right) T_{i,sol2}^n - \frac{\Delta t}{R_{sol2-sol}} \bar{T}_{sol}^n = C_{i,sol2} T_{i,sol2}^{n-1}
 \end{aligned} \right.$$

(71)

Algorithme du programme de la résolution



Chapitre V

Résultats et Interprétation

V-1- Variation de la température de l'air le long de l'échangeur

Les caractéristiques des tubes et du sol :

Conductivité 0,16 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Masse volumique 1380 kg.m ⁻³
Capacité thermique 1040 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Epaisseur 0,005 m
Longueur 50 m
Diamètre extérieur 0,205 m
Nombre de tubes 4
Profondeur moyenne 2,5 m

Tableau 7. Caractéristiques des tubes

Conductivité 1,5 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Masse volumique 1800 kg.m ⁻³
Capacité thermique 1200J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Humidité sec
Exposition au vent normal

Tableau 8. Caractéristiques du sol

(Réf. : Station météorologique de Biskra.)

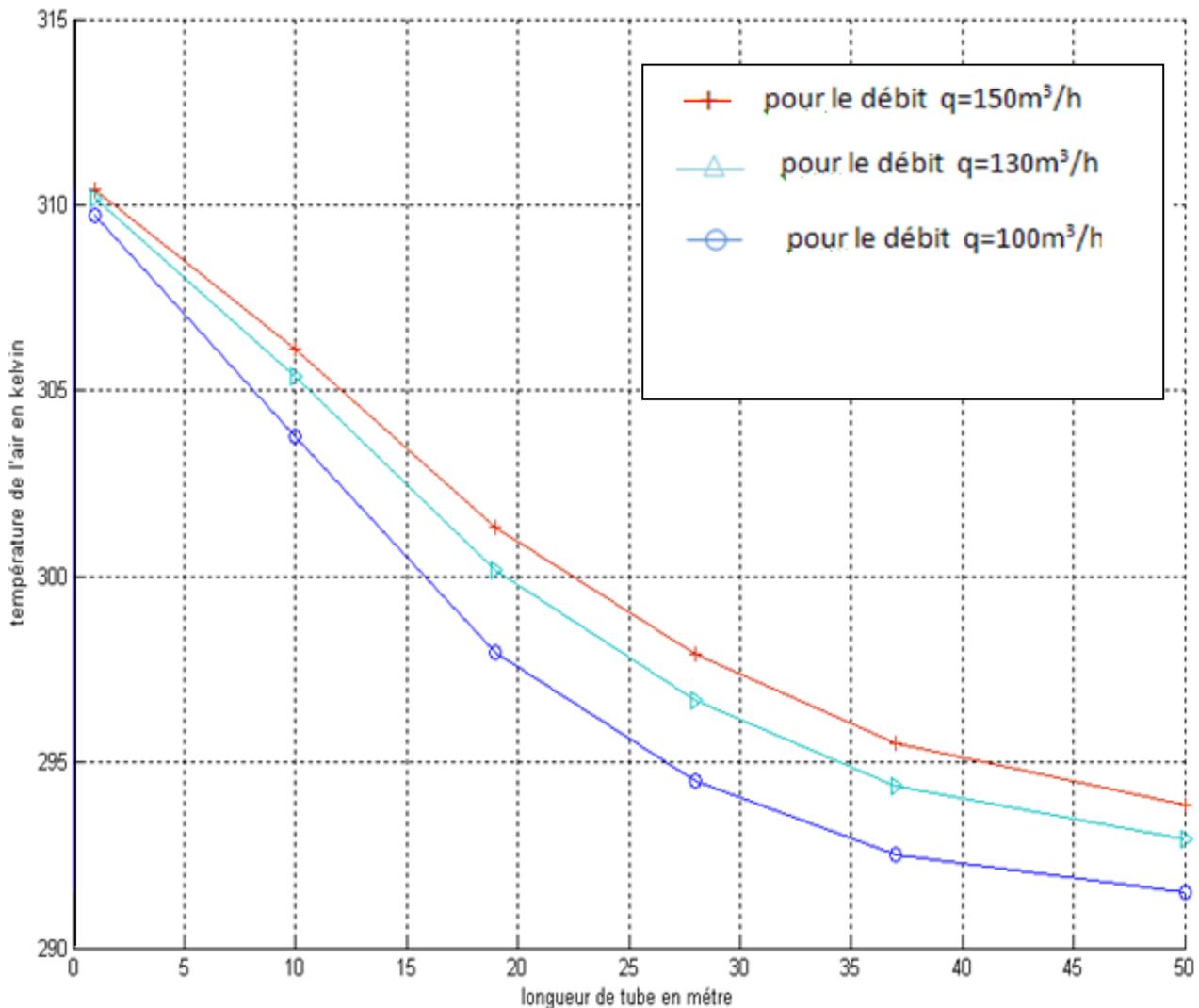


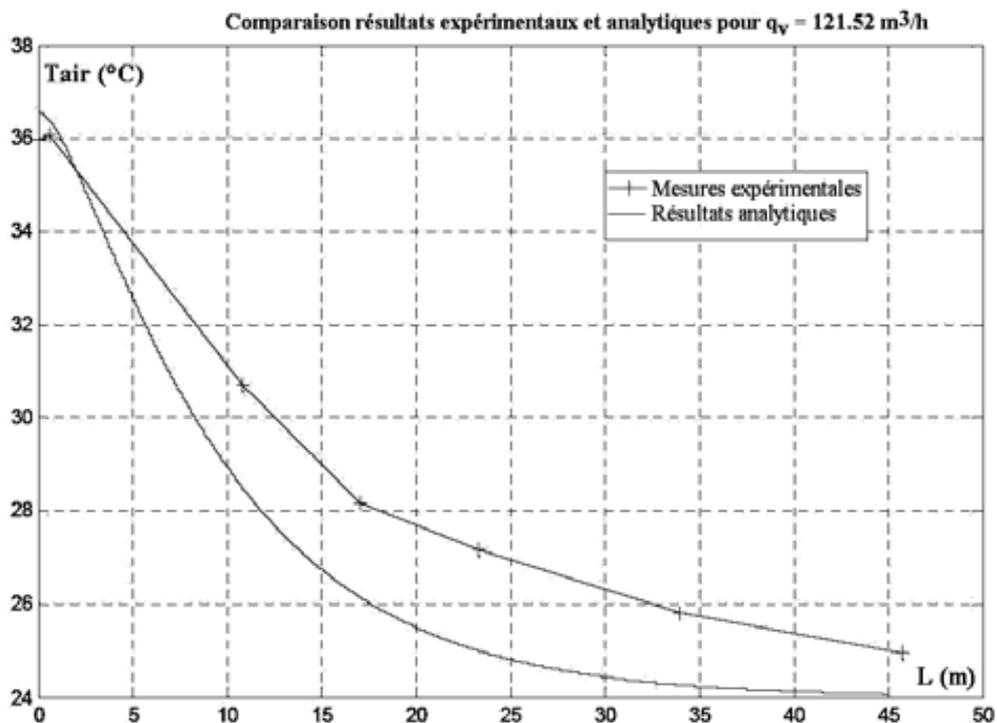
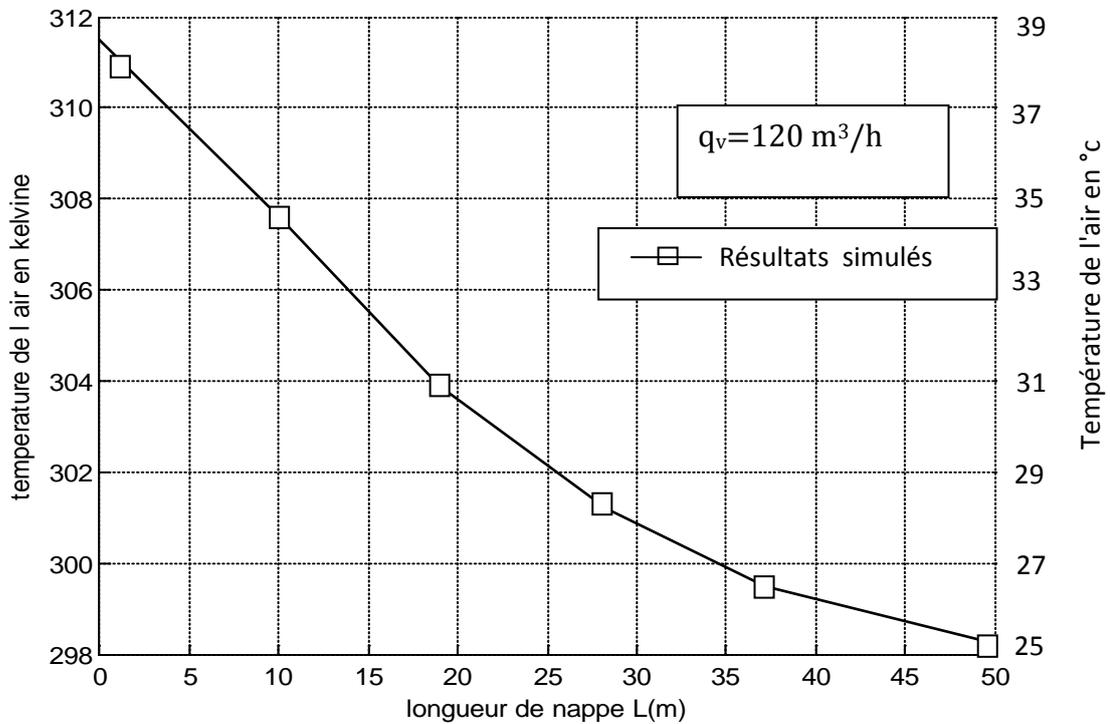
Fig. 15 : Variation de la température de l'air le long du tube pour la 200^{ème} journée de l'année.

Les courbes montrent l'évolution la température de l'air dans l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie pour trois débits différents. On remarque que la température de l'air décroît de l'entrée de l'échangeur jusqu'à la sortie.

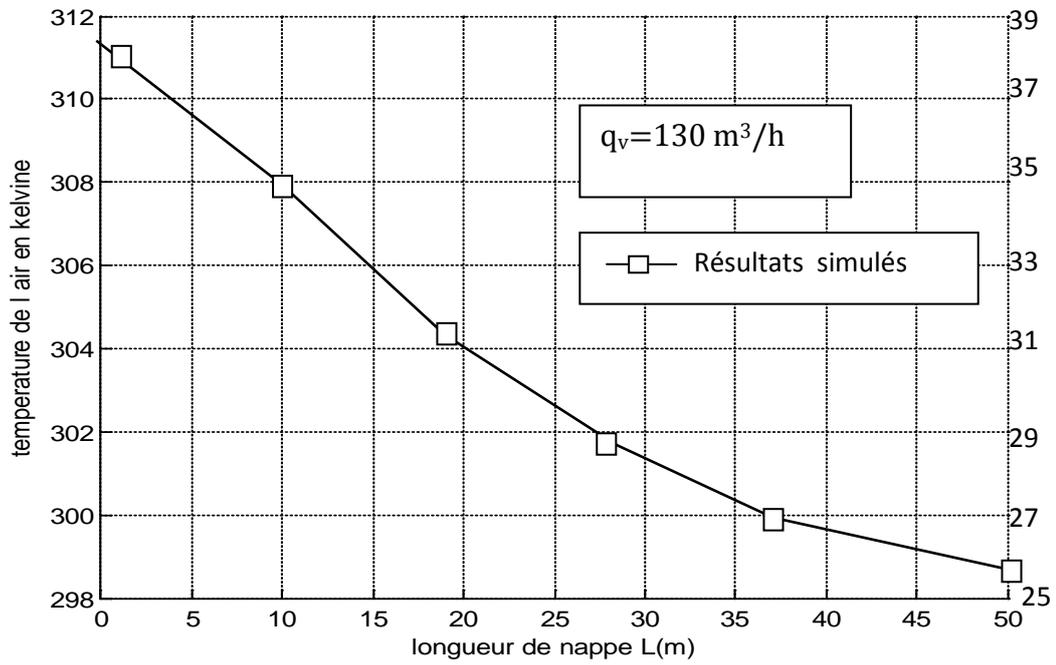
Un écart important (environ $16\text{ }^\circ\text{C}$) est enregistré. Cet écart correspond à une distance de l'entrée égale à 50 m. Au-delà de cette longueur, la chute de la température est peut remarquable.

Confrontation des résultats : Les résultats simulés sont comparés à ceux analytique et expérimentaux réalisés le 28 juin 2009 au Laboratoire de Génie Mécanique, LGM Université Mohamed Khider, Biskra. Nous exposons dans les figures suivantes, les courbes

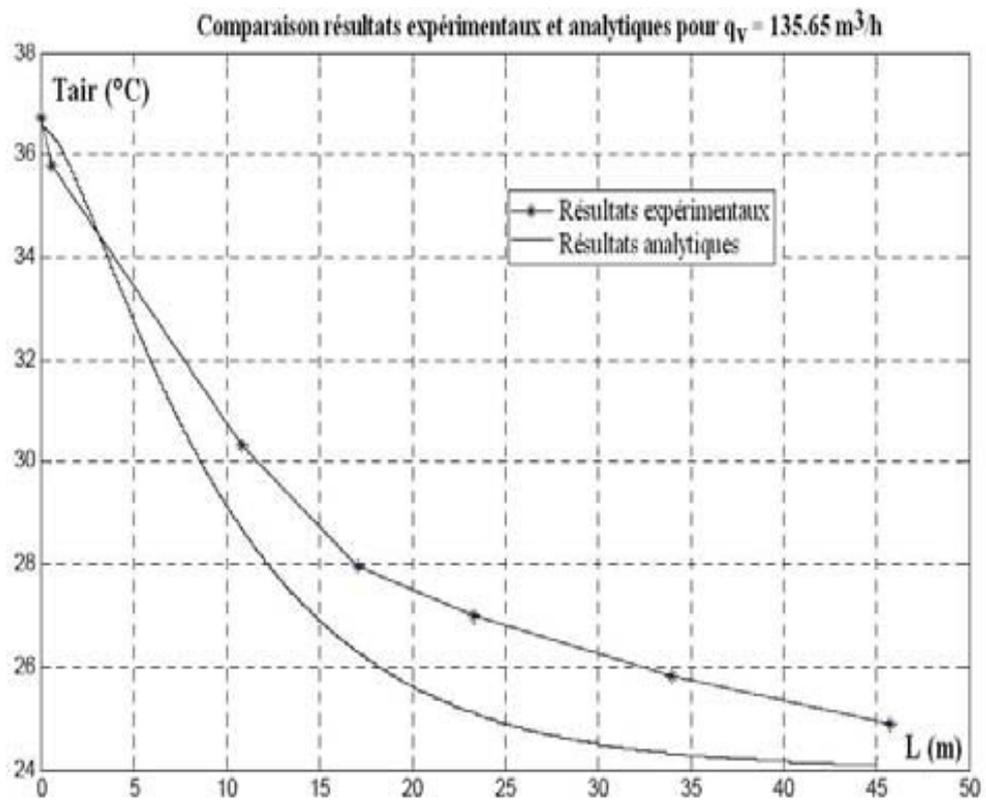
qui traduit la variation de la température de l'air simulée le long du tube de l'échangeur pour la 210 ième journée de l'année 2011 pour $q_v=120 \text{ m}^3/\text{h}$, $q_v=130 \text{ m}^3/\text{h}$ et $q_v=150 \text{ m}^3/\text{h}$, et les courbes des résultats analytique et expérimentaux réalisés le 28 juin 2009 au Laboratoire de Génie Mécanique, LGM Université Mohamed Khider, Biskra.



Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré



Température de l'air en °c



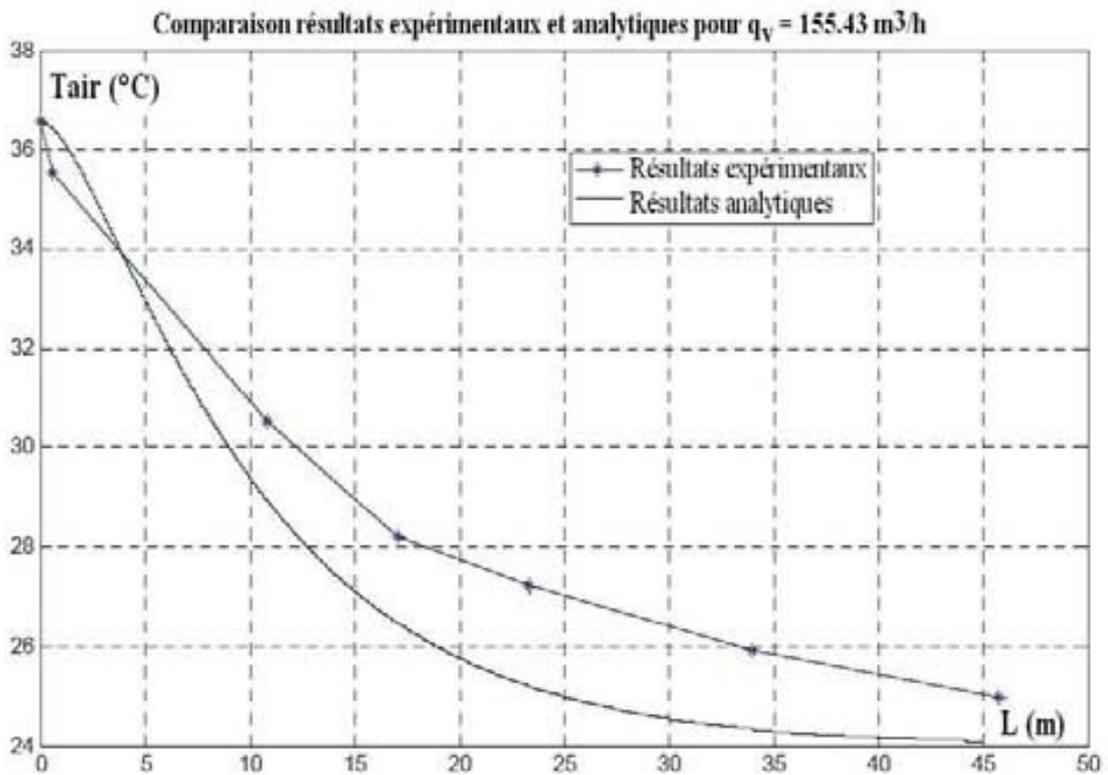
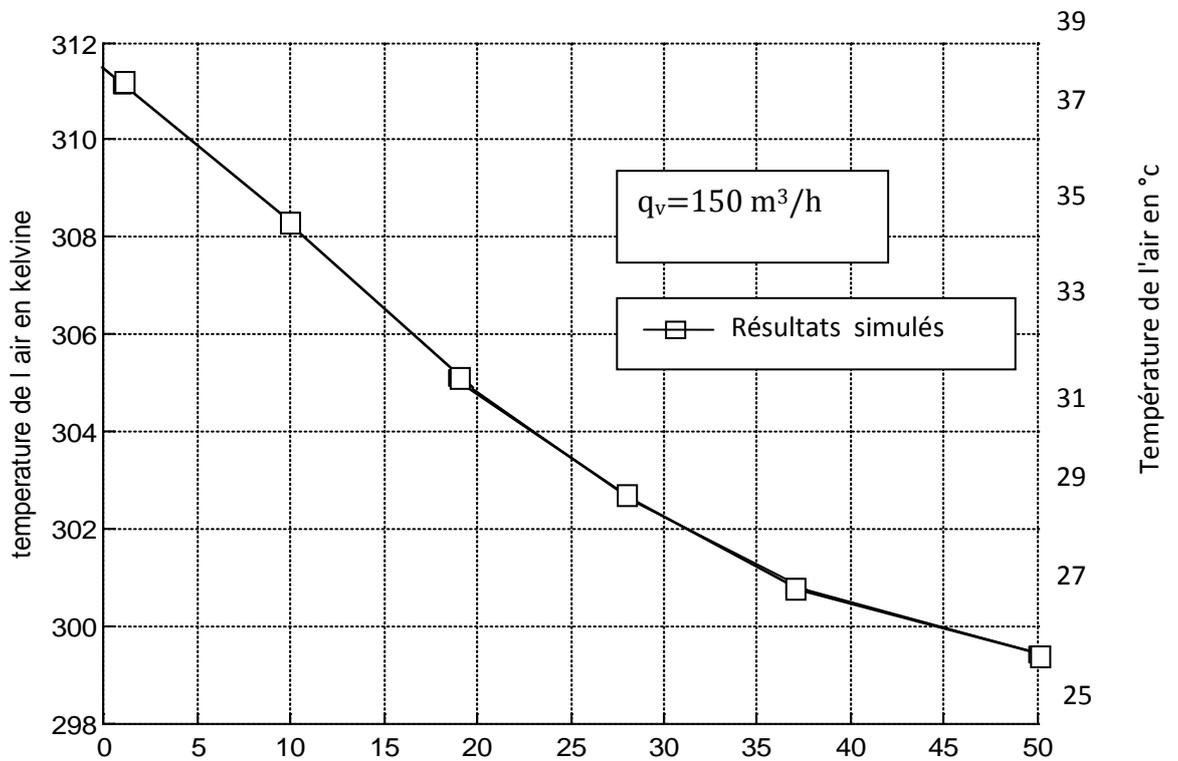


Fig. 16 : Variation en fonction de la longueur de l'échangeur de la température de l'air simulée, calculée et mesurée

v-2- Confrontation de la température de l'air simulée à la sortie de l'échangeur à la température ambiante mesurée à l'entrée

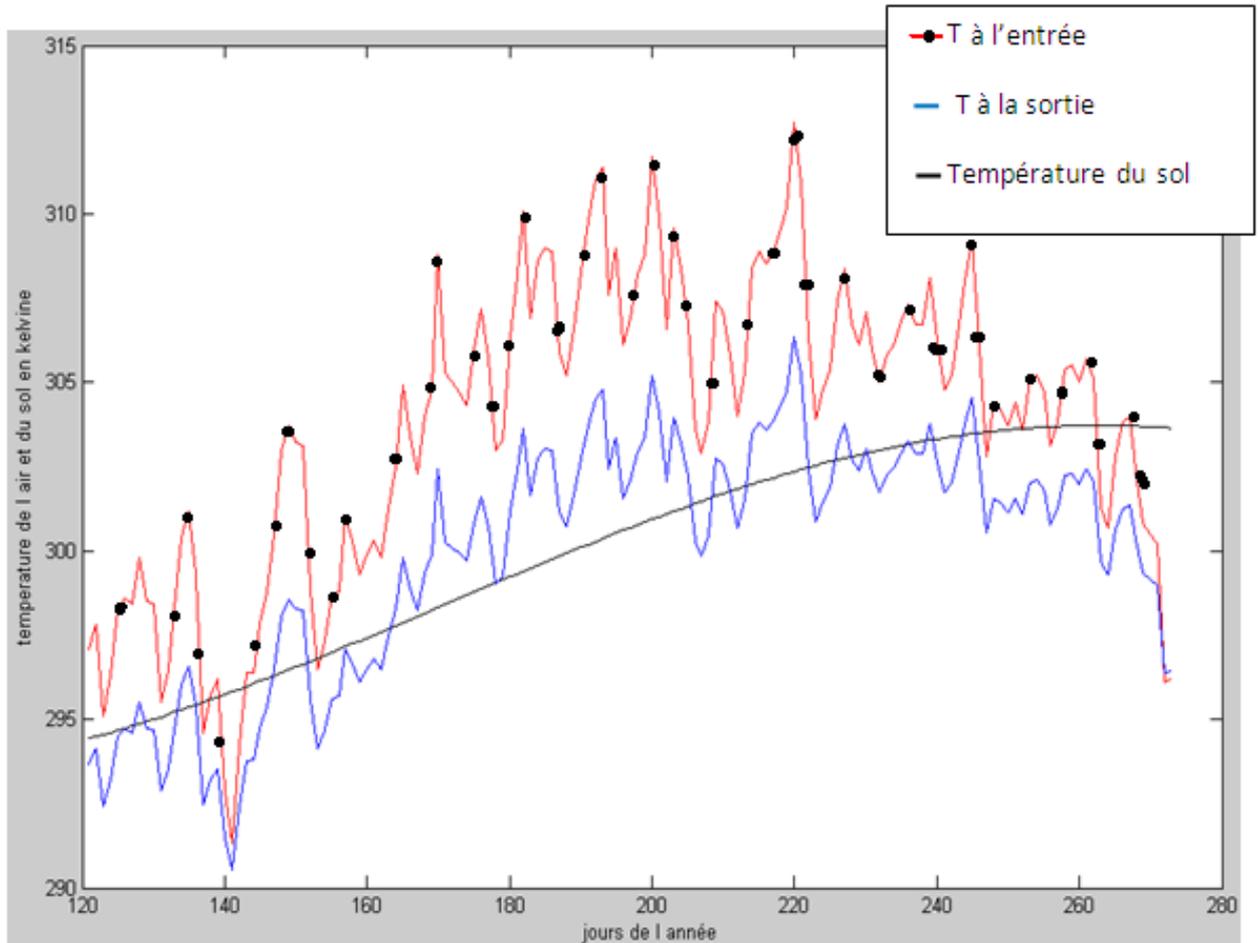


Fig.17 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

Période de simulation du premier mai au 30 septembre

On remarque que l'écart entre la température d'entrée et la température de sortie, est plus important au milieu de la courbe, c.à.d. pendant la période la plus chaude. Cependant, les deux températures se convergent quand on s'approche des périodes moins chaudes de la saison.

v-3- Température en sortie de l'échangeur pour deux profondeurs différentes

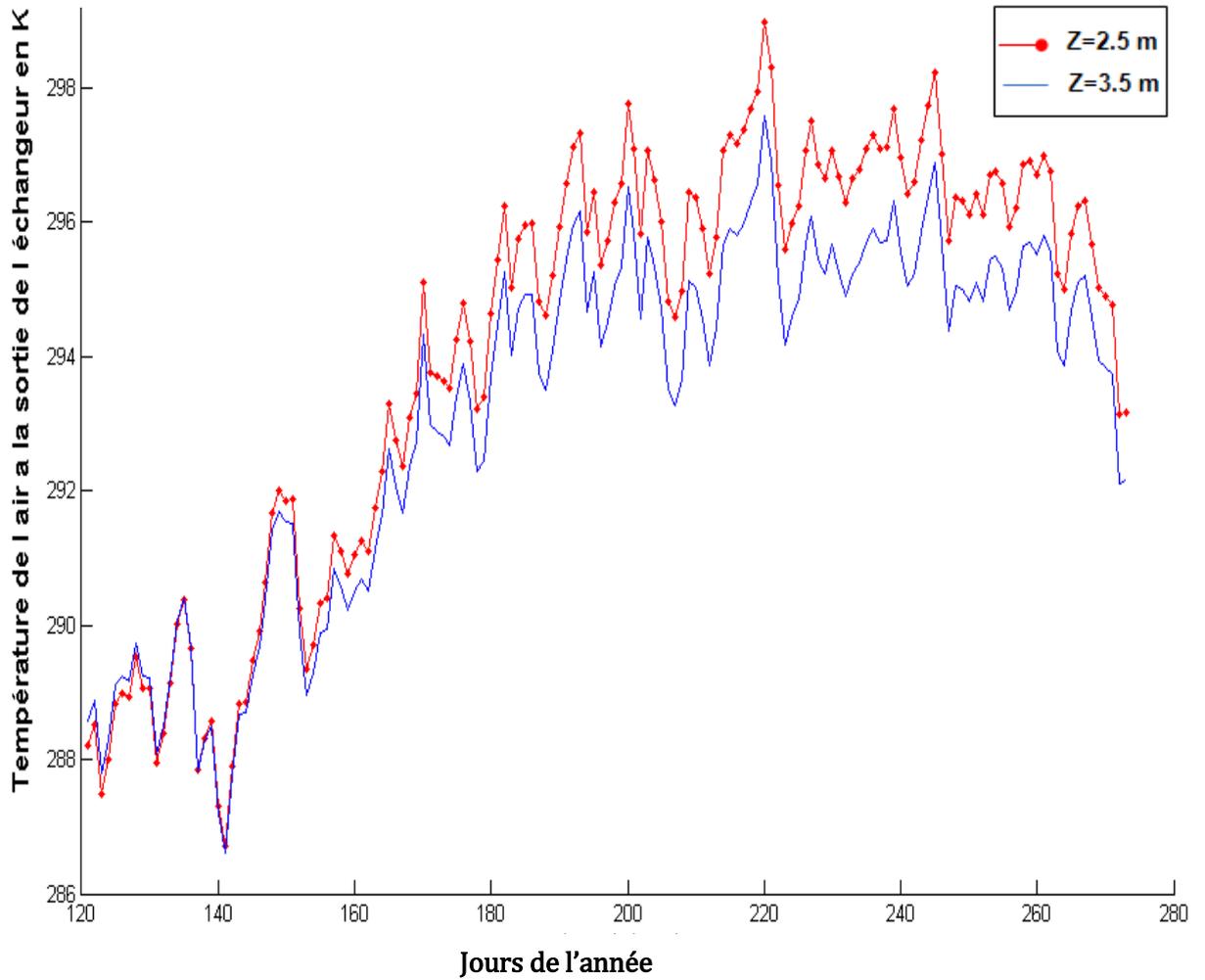


Fig.18 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

v-4- Température en sortie de l'échangeur pour deux débits différents

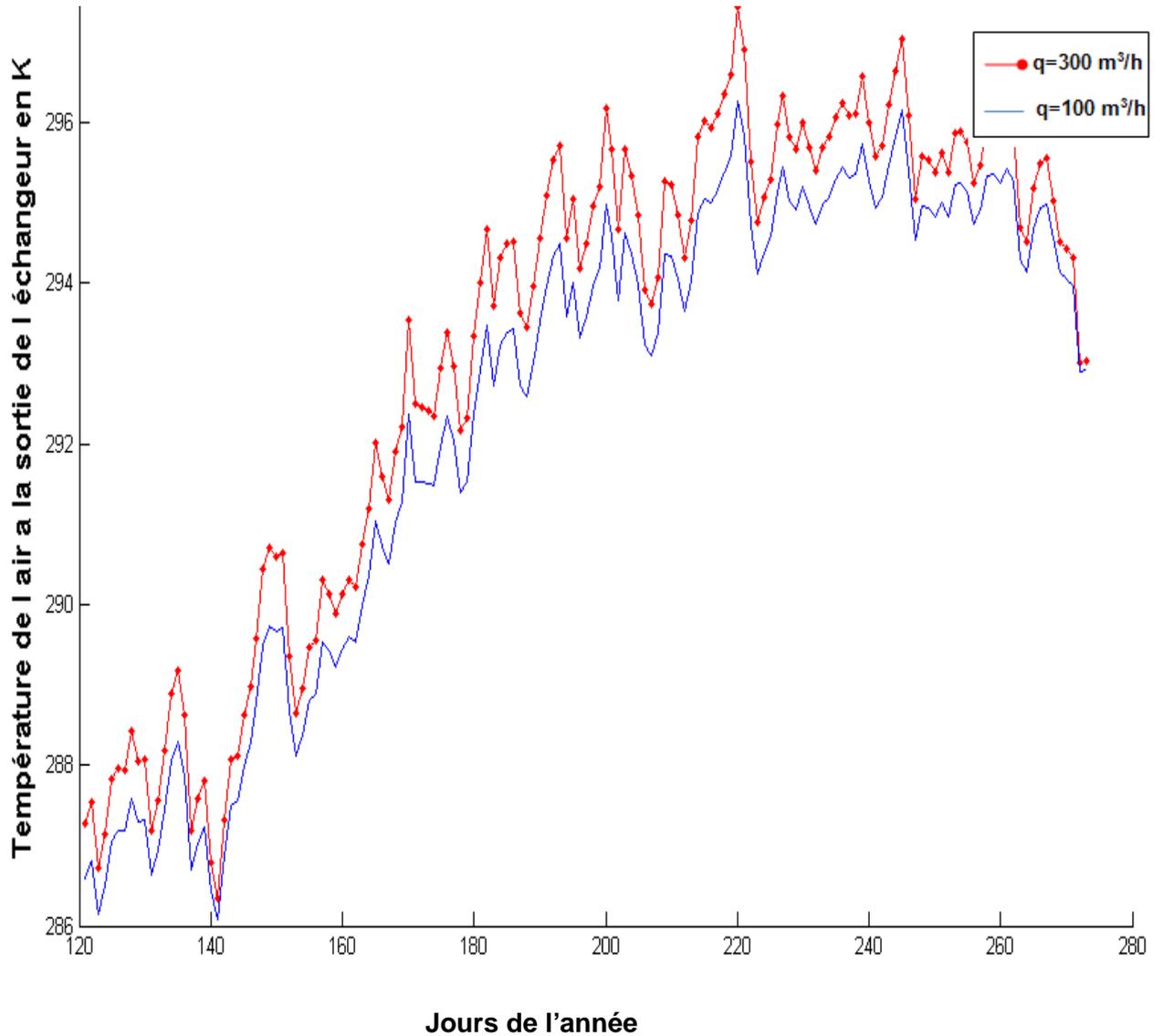


Fig.19 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

v-5- Température en sortie de l'échangeur en fonction de la conductivité thermique du sol

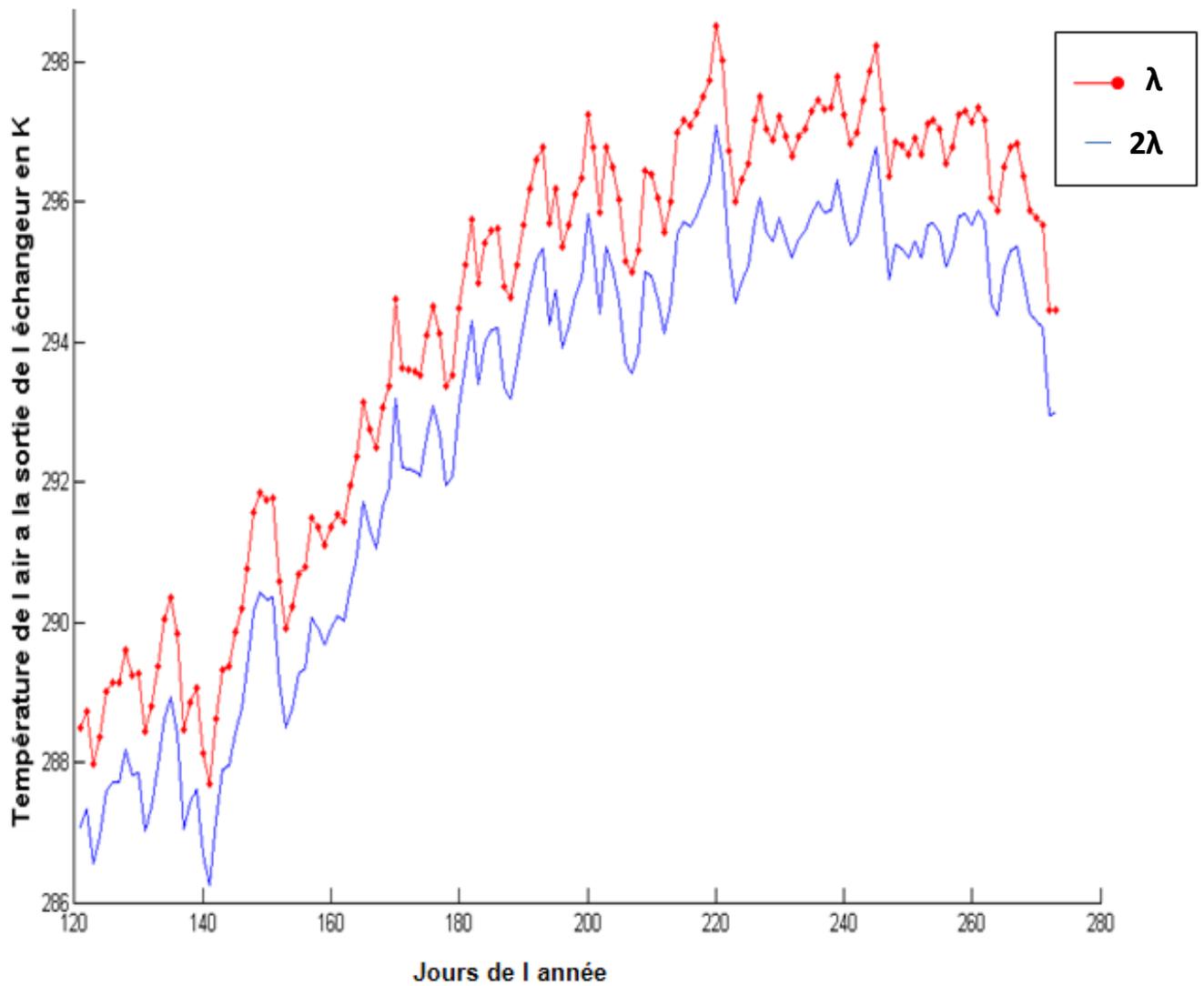


Fig.20 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

v-6- Température en sortie de l'échangeur pour deux types de sol différents

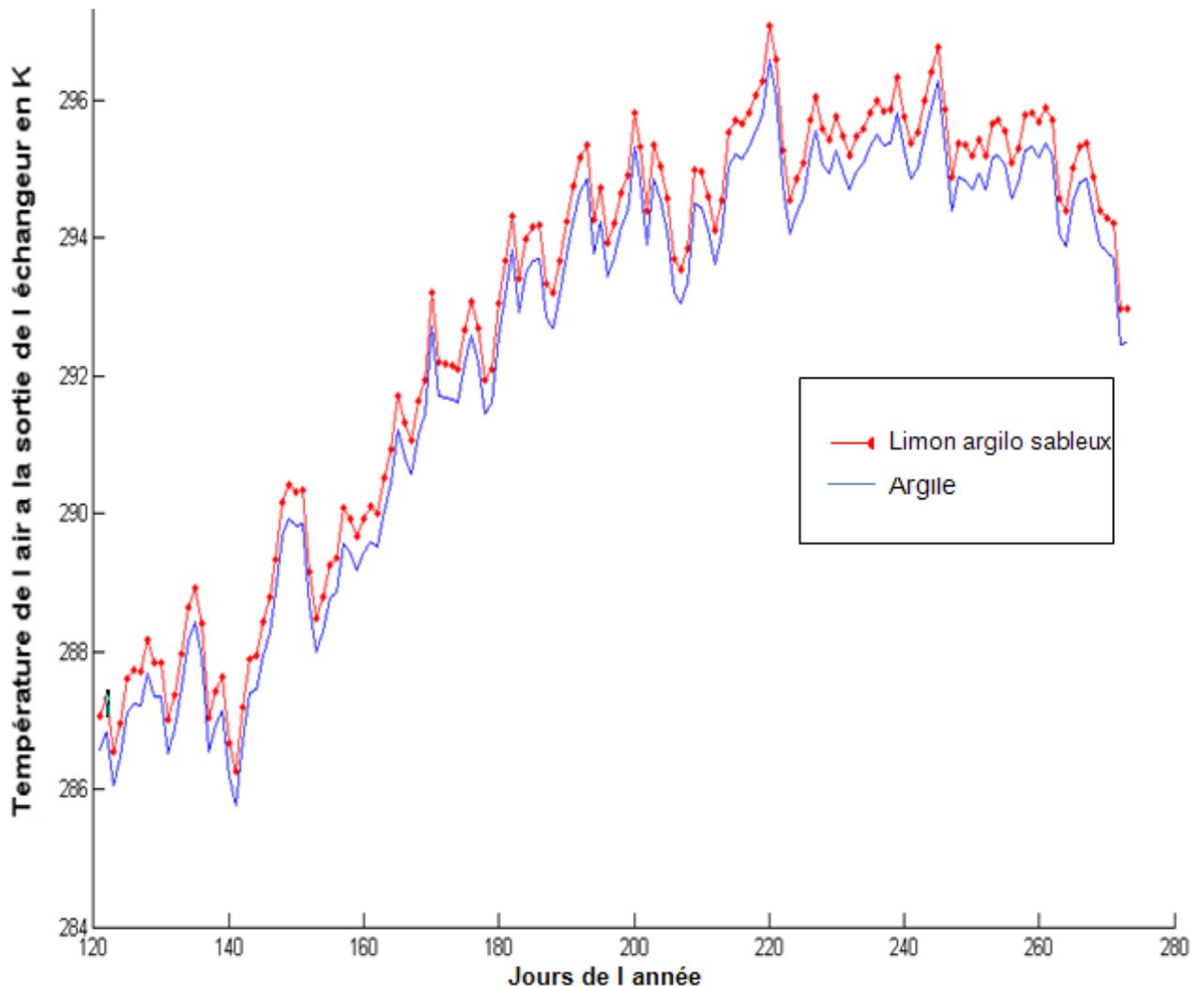


Fig.21 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

Les caractéristiques physique des différent types de sol sont souvent voisine si ils sont confronté à la même condition climatiques, c'est pour cela que les résultats sont similaires.

v-7- Température en sortie de l'échangeur en fonction de la conductivité thermique du tube

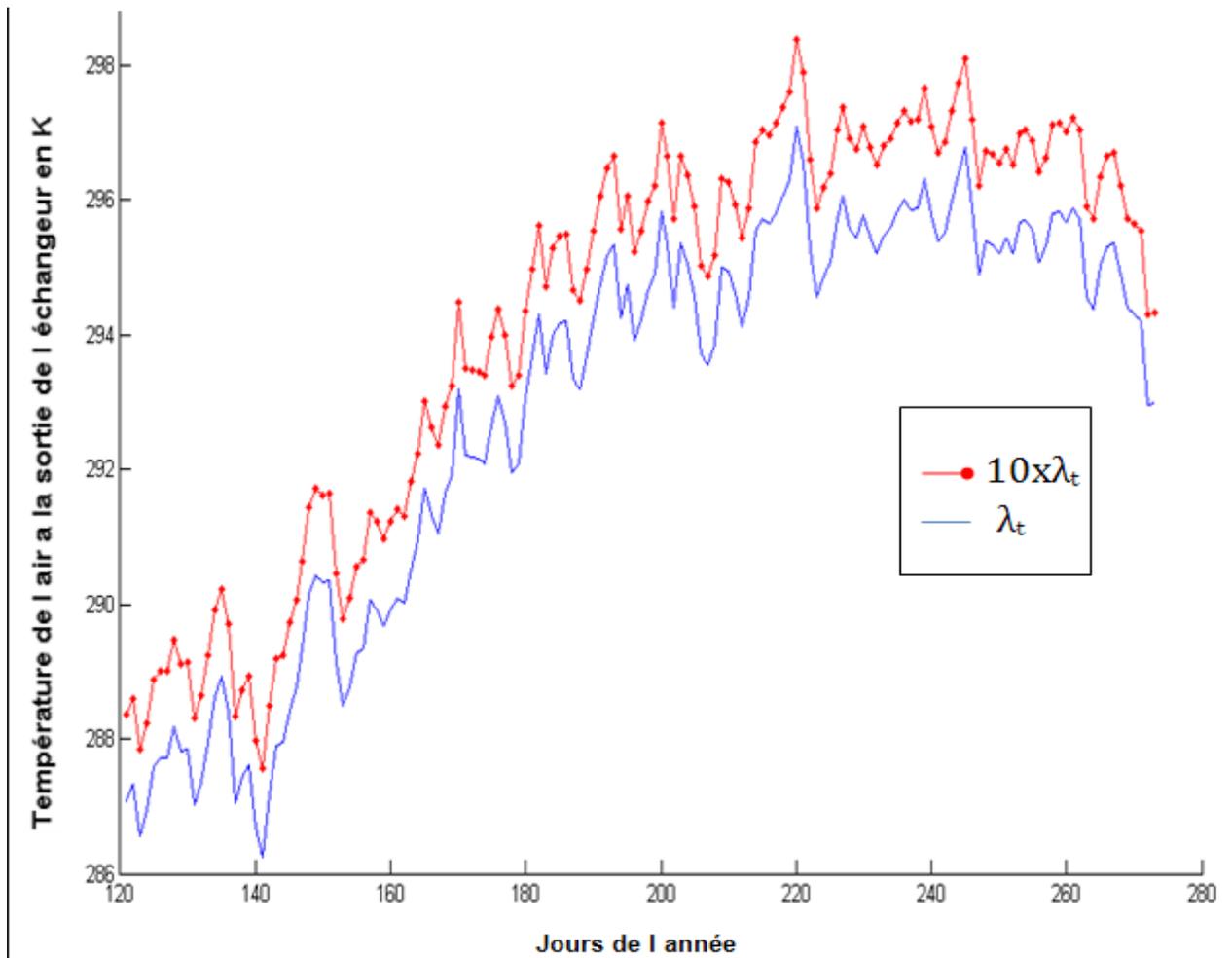


Fig.22 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

v-8- Température en sortie de l'échangeur en fonction de la capacité massique du sol

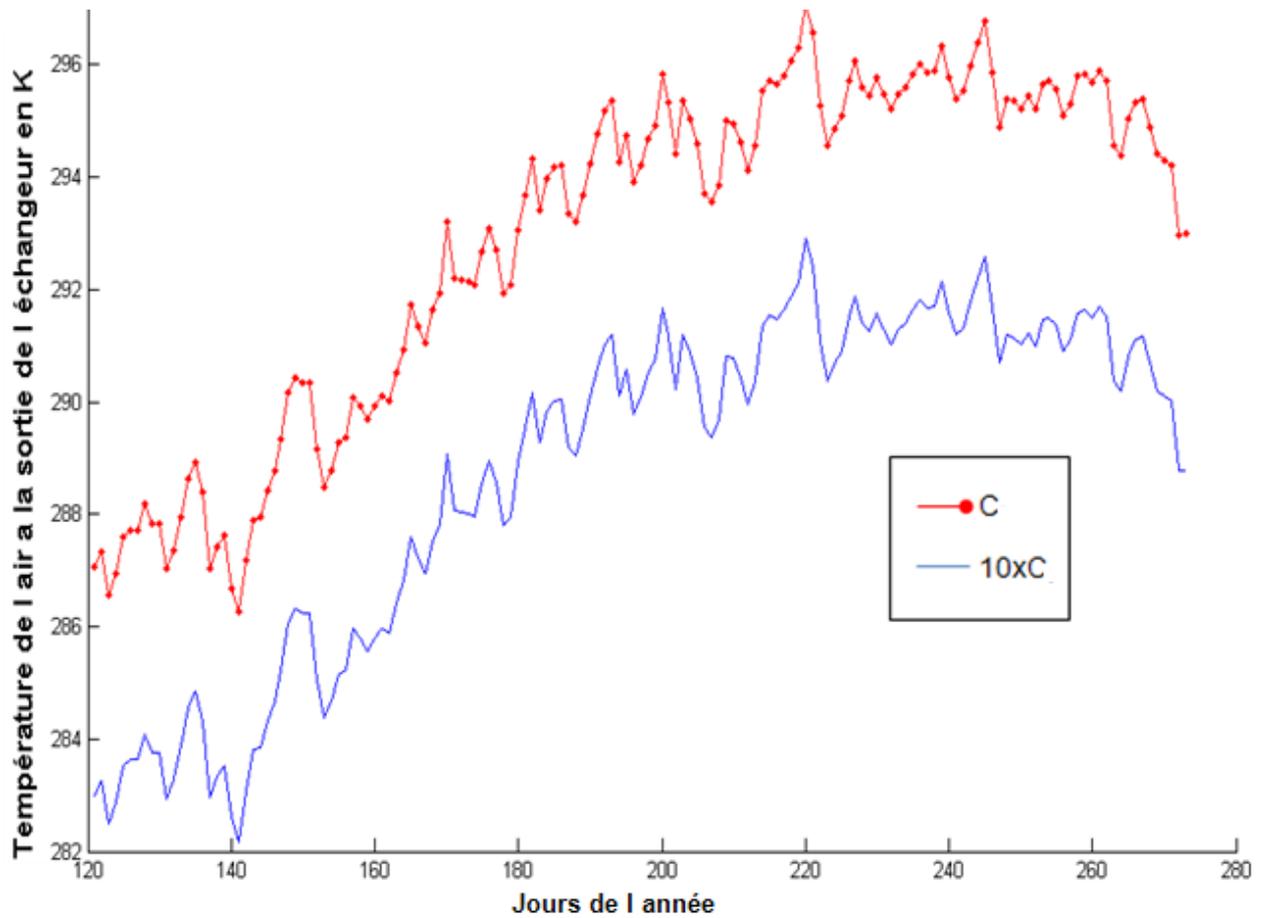


Fig.23 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

v-9- Température en sortie de l'échangeur pour deux différentes longueurs des tubes

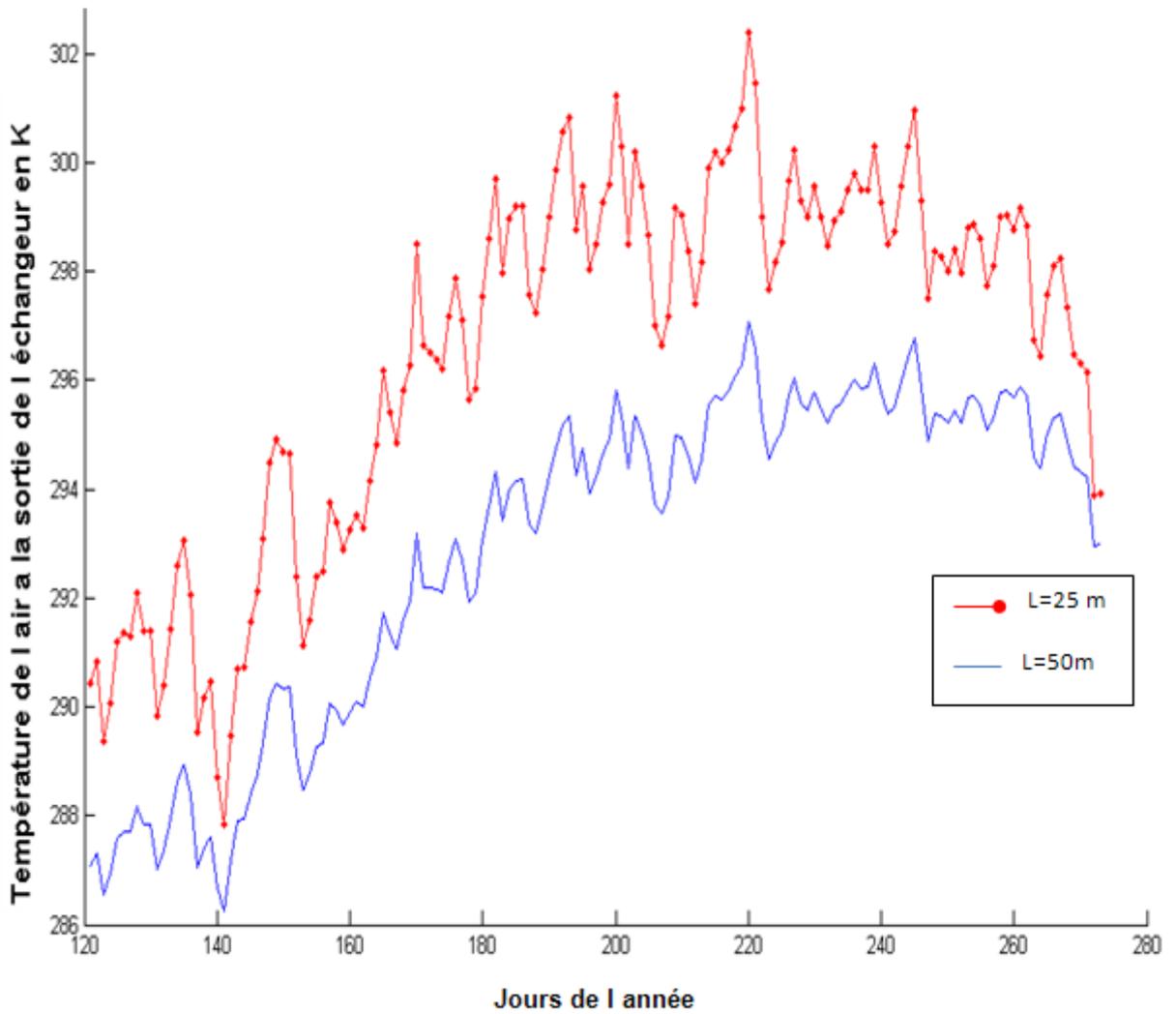


Fig.24 : Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

v-10- Température en sortie de l'échangeur pour deux différents diamètres du tube

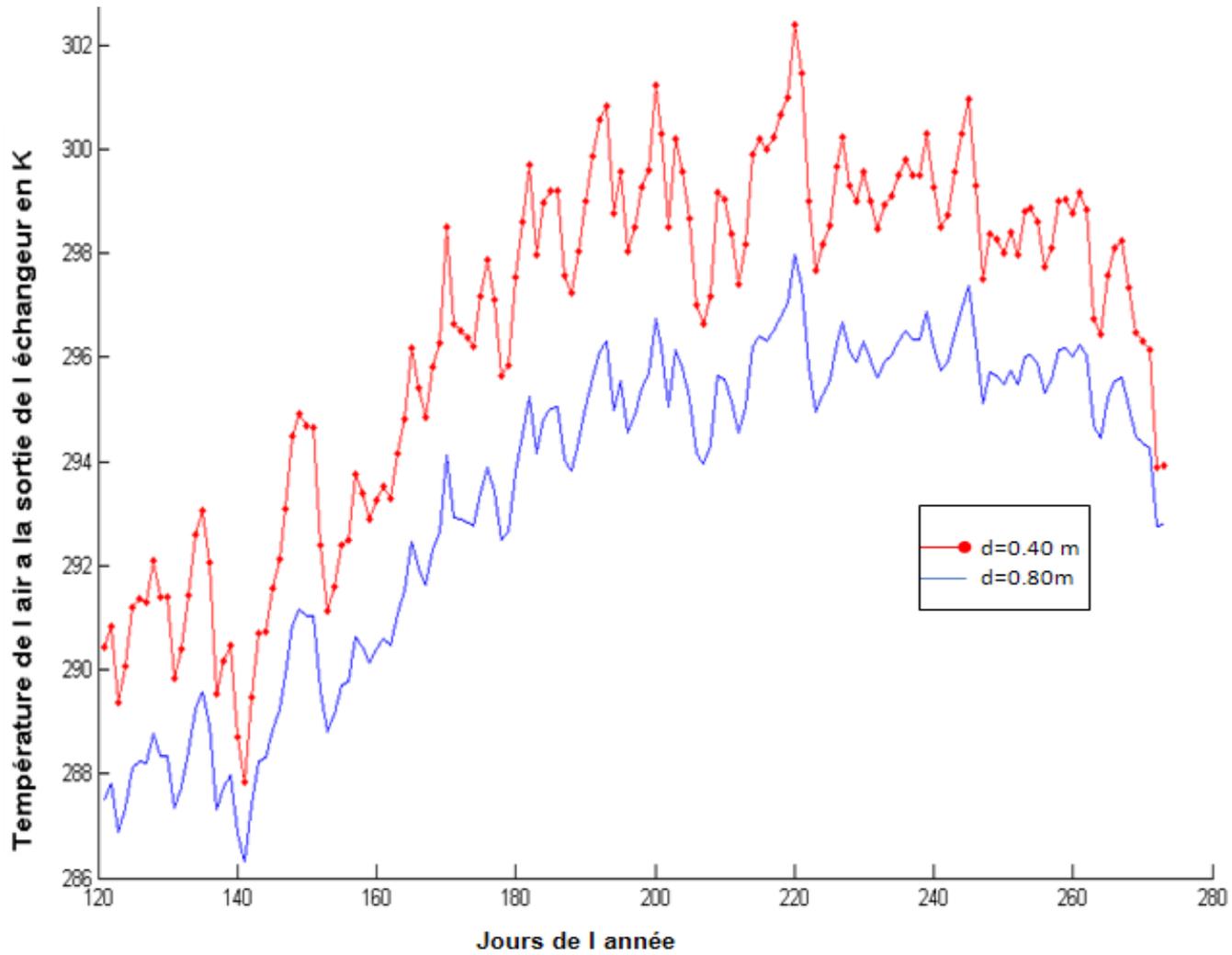


Fig.25: Evolution Annuelle de la température à la sortie de l'échangeur air-sol

Synthèse des résultats

- Influence du débit de l'air :

Les résultats présentés sur la **figure-18** montrent que l'efficacité de l'échangeur diminue pour un débit plus élevé (la température de l'air est alors moins tempérée). Donc on peut conclure que, ce paramètre joue un rôle important sur le régime d'écoulement de l'air dans les tubes, c'est à dire sur l'efficacité de l'échange par convection entre l'air et le tube. Par contre un débit faible peut être insuffisant pour aérer le local à climatiser.

- Influence du diamètre du tube :

L'augmentation du diamètre du tube augmente la surface de contact de l'échangeur avec le sol, ce qui permet un échange thermique plus important. Donc l'efficacité de l'échangeur augmente avec l'augmentation du diamètre du tube, comme le montre le résultat sur la **figure-24**. Par contre le grand diamètre du tube, diminue sa résistance à la pression du sol.

- Influence de la conductivité thermique du tube :

Ce paramètre n'a aucune influence sur la température du sol « non perturbé », mais joue fortement sur l'efficacité de l'échange, en particulier pour des valeurs faibles. Une faible conductivité thermique des tubes réduit l'échange thermique entre l'air et le sol, comme le montre le résultat sur la **figure-21**, ce qui explique que, dans ce cas, l'inertie thermique du sol est moins sollicitée et les variations journalières de la température extérieure sont moins amorties que lorsque la conductivité des tubes est élevée. En outre, l'influence de ce paramètre n'est plus significative au-delà d'une certaine valeur (environ $1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

- **Influence de la longueur de la nappe :**

La longueur de la nappe de l'échangeur est l'un des facteurs les plus influant sur le comportement de l'échangeur air/sol, et le résultat sur la **figure-23** le prouve. On remarque qu'il y a un écart de plus de 3 degrés entre une nappe de 25m et une autre de 50 m de longueur. Ce pendant, l'influence de ce paramètre n'est plus significative au-delà d'une certaine valeur (environ 50 m).

- **Influence de la conductivité thermique du sol:**

L'inertie thermique du sol diminue quand sa conductivité thermique augmente, ce qui causera la diminution de l'efficacité de l'échangeur quelque soit la période de fonctionnement. **Figure-19.**

- **Influence de la capacité massique du sol :**

Ce paramètre joue un rôle inverse à celui de la conductivité thermique. Il représente l'inertie thermique du sol. Un sol à forte inertie sera donc toujours préférable, qu'elle que soit la saison. **Figure-22.**

- **Influence de la profondeur d'enfouissement:**

Le résultat présenté sur la **figure -17** montre que pendant la période la plus chaude de la saison, la température de l'air à la sortie de l'échangeur chute quand la profondeur d'enfouissement augmente (de 0.3 à 1 degré par mètre), mais cette chute est négligeable pendant la périodes moins chaude de la saison, et ça est dû à l'amortissement de l'amplitude des sollicitations du signal de température, à cause de l'inertie du sol.

Echangeur air-sol typique pour le site Biskra

D'après nos résultats de simulation l'échangeur qui convient mieux pour une climatisation efficace dans un site qui a les caractéristiques voisines à celles de Biskra, doit avoir les paramètres physiques suivants :

- Une nappe de tube de P.V.C. formé de 3 à 7 tubes, de 25 à 50 mètres de longueur et de 10 à 40 cm de diamètre.
- Enterré 2 à 3,5 mètre sous sol.
- La distance entre deux tubes doit être plus de 1,5 du diamètre du tube.
- L'épaisseur de tube est de moins de 1cm.

Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré

- Le débit d'air doit être suffisant pour l'aération de l'habitation à rafraîchir mais elle ne doit pas dépasser une certaine valeur dépendante du nombre de tube de la nappe.

Conclusion générale

Notre étude de la performance d'un échangeur air/sol dit puits canadien ou puits provençal, exploité pour la climatisation, a commencé par la proposition d'un modèle mathématique, qui donne la température du sol, pour toute profondeur et à n'importe quel jour de l'année. Ce modèle se base sur les caractéristiques du sol du site et sur la base de données météorologique. Les résultats théoriques obtenus montrent l'amortissement de l'amplitude des sollicitations du signal de température du sol quelque soit la saison, ce qui explique sa grande inertie thermique. Mais Le modèle n'a pas été validé expérimentalement, faute de mesures.

La simulation basée sur une modélisation numérique d'un échangeur, supposé implanté dans un site, qui possède les données météorologiques et les caractéristiques de sol similaires à celles de la wilaya de Biskra, a montré que l'efficacité de cet échangeur dépend essentiellement des facteurs suivants :

- Profondeur d'enfouissement
- Longueur de nappes des tubes
- Débit volumique de l'air dans les tubes
- Diamètre du tube

Et aussi, mais d'un effet moins, des facteurs suivants :

- Type du sol
- Type du tube

Perspective

La suite de ce travail serait dirigée vers une validation expérimentale, pour réaliser une confrontation des résultats de la simulation aux données mesurées dans des autres sites.

Nomenclature

a	: Diffusivité thermique du sol	$[m^2.s^{-1}]$
A_T	: Amplitude des oscillations de la température de l'air	$[K]$
$A_{sol}(Z)$: Amplitude des oscillations de la température du sol	$[K]$
c_{air}	: Capacité calorifique massique de l'air	$[j.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_i	: Capacité thermique de la maille i	$[J.K^{-1}]$
c	: Capacité thermique massique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
c_i	: La capacité thermique volumique du constituant	$[j.k^{-1}.m^3]$
C_{psol}	: Capacité thermique du sol	$[j.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_t	: Capacité calorifique massique du tube	$[j.Kg^{-1}.K^{-1}]$
d	: Diamètre de tube	$[m]$
a_l, b_l et c_l	: Trois constantes empirique : $a_l = 103$ Pa/K, $b_l = 609$ Pa, $c_l = 0,0168$ K/Pa	
f	: Un coefficient de correction empirique, variant entre 0 et 1 en fonction du type de sol considéré et de l'état de sa surface	$[-]$
G	: Rayonnement solaire global horizontal	$[W.m^{-2}]$
\bar{G}	: Rayonnement solaire global horizontal moyenne	$[W.m^{-2}]$
h_a	: Coefficient d'échange par convection entre l'air et le tube	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{eq}	: coefficient d'échange équivalente	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
L	: Longueur de tube	$[m]$
l	: Longueur caractéristique de l'échange thermique, dépendant du débit d'air et des propriétés thermiques de l'air et du tube.	$[m]$
\dot{m}	: Débit massique de l'air	$[kg.s^{-1}]$
Nu	: Nombre de Nusselt	$[-]$
Pr	: Nombre de Prandtl	$[-]$
$R_{air-tub}$: Résistance thermique entre la maille de l'air et la maille du tube	$[k.w^{-1}]$
$R_{tub-sol1}$: Résistance thermique entre la maille du tube et la maille du sol1	$[k.w^{-1}]$
$R_{sol1-sol2}$: Résistance thermique entre la maille du sol1 et la maille du sol2	$[k.w^{-1}]$
$R_{sol2-sol}$: Résistance thermique entre la maille du sol2 et la maille du sol	$[k.w^{-1}]$
Re	: Nombre de Reynolds	$[-]$
r_a	: L'humidité relative de l'air	$[-]$
r_{int}	: Rayon intérieur du tube	$[m]$
r_t	: Rayon interne de la zone tube.	$[m]$
r_{ext}	: Rayon extérieur du tube et de la maille tube et rayon intérieur de la maille sol1.	$[m]$
r_1	: Rayon interne de la maille sol1.	$[m]$
r_{12}	: Rayon extérieur de la maille sol1 et rayon intérieur de la maille sol2.	$[m]$
r_2	: Rayon interne de la maille sol2.	$[m]$
r_{2sol}	: Rayon extérieur de la maille sol2.	$[m]$
T_a	: Température de l'air	$[K]$
$\bar{T}_{sol}(Z)$: Température moyenne annuelle du sol à la profondeur z	$[K]$
$T_{sol}(Z, t)$: Température du sol à la profondeur Z , au temps t	$[K]$
\bar{T}_{sol}	: Température moyenne du sol	$[K]$
$T_{air}(x)$: Température de l'air à la distance x de l'entrée de l'échangeur	$[K]$
\bar{T}_e	: Température moyenne de l'air extérieur	$[K]$
$T_e(t)$: Température moyenne de l'air extérieur	$[K]$
$T_{e-mesurée}$: Accessible à partir de bases de données météorologiques horaires	$[K]$

T_t	: Température du tube	[k]
$T_{i,air}^n$: Température de la i-eme maille de l'air pour la n-eme pas de temps	[k]
$T_{i,tub}^n$: Température de la i-eme maille de tube pour la n-eme pas de temps	[k]
$T_{i,sol1}^n$: Température de la i-eme maille dusol1 pour la n-eme pas de temps	[k]
$T_{i,sol2}^n$: Température de la i-eme maille dusol2 pour la n-eme pas de temps	[k]
$t_{\bar{T}}$: Le temps où la température moyenne est atteindre pour la première fois	[s]
t	: Le temps	[s]
v	: La vitesse du fluide	[m.s ⁻¹]
V_i	: Volume de matière de la maille i	[m ³]
α	: Albédo de la surface du sol	[-]
ρ	: Masse volumique	[kg.m ⁻³]
$\varphi(Z)$: Déphasage des oscillations	[rad]
φ	: flux thermique échange entre mailles	[W]
λ	: conductivité thermique du sol	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_{tub}	: conductivité thermique du tube	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
χ_{eau}	La teneur de sol en eau	[m ³ /m ³]
λ_a	: conductivité thermique de l'air	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
χ_i	: La teneur de sol en constituant i	[m ³ /m ³]
ρ_i	: La masse volumique du constituant i	[kg/m ³]
γ_a	: La viscosité cinématique de l'air	[m ² .s ⁻¹]
ω	: Pulsation des oscillations	[rad.s ⁻¹]
λ_{sol}	: Conductivité thermique du sol	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ρ_{sol}	: Masse volumique du sol	[Kg. m ⁻³]
δ	: Profondeur de pénétration	[m]
Φ_{conv}	: flux thermique convectif sensible	[W.m ⁻²]
Φ_{ra}	: flux thermique reçu par rayonnement du soleil	[W.m ⁻²]
Φ_{re}	: flux radiatif échangé avec le ciel	[W.m ⁻²]
Φ_{lat}	: flux thermique convective latent émis par la surface du sol	[W.m ⁻²]

Bibliographie

- [1] **S. Thiers**, 'Bilans énergétique et environnementaux de bâtiment à énergie positive' Thèse de Doctorat, L'école national supérieur des mines de Paris, 2008
- [2] **P. Hollumer**, 'Utilisation des Echangeurs Air/Sol pour le Chauffage et le Rafraîchissement des Bâtiments', Thèse de Doctorat, Université de Genève, 2002.
- [3] **D. Bartolomeu**, 'Performances d'un Echangeur Thermique de Type Air-Sol', ITP Romillé, 2005.
- [4] **D. Amitrano**, 'Eléments de dimensionnement d'un échangeur Air/Sol, dit Puits Canadien', Université J. Fourier, Grenoble, 2006.
- [5] **Tzaferis, A., Liparakis, D., Santamouris, M., Argiriou, A.** (1992). Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, Energy and buildings. Vol 8 (1). pp. 35-43. 1992
- [6] **T. Salomon, R. Mikolasek, B. Peuportier, S. Thiers, Y. Jautard et A. Trombe**, 'Dimensionnement du Puits Climatique, Analyse, Modélisation, Validation d'un Modèle de Simulation Dynamique pour les Puits Canadiens ou Provençaux', Rapport Ademe, Languedoc, Roussillon, 2003.
- [7] **N. Moummi, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moummi et S. Youcef Ali**. 'Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra' Revue des Energies Renouvelables Vol. 13 N°3 (2010) 399 - 406. 2010
- [8] **H. Benfatah**, 'Etude du Rafraîchissement par la Géothermie, Application à l'Habitat', Mémoire de Magister, Université de Biskra, 2009.
- [9] **S. Thiers et B. Peuportier**, 'Modélisation Thermique d'un Echangeur Air-Sol pour le Rafraîchissement des Bâtiments', Centre Énergétique et Procédés, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, France, 2007.
- [10] **A.M. Biabianchi, Y. Fautrelle et J. Etay**, 'Transferts Thermiques', Agence Universitaire de la Francophonie, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 2004.
- [11] **J.F. Sacadura**, 'Initiation aux Transferts Thermiques', Technologie & Documentation, Edition Lavoisier, Lyon, 1980.
- [12] **N. Moummi, A. Moummi, K. Aoues, C. Mahboub et S. Youcef Ali**, 'Systematic Forecasts of Solar Collector's Performance in Various Sites of Different Climates in Algeria', International Journal of Sustainable Energy, Vol. 29, N°3, pp. 142 - 150, 2010.
- [13] **Mermoud, A.** (2001). Cours de physique du sol. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
- [14] **Depaepe, M., Janssens, A.** 'Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers', Energy and Buildings. Vol. 35 (4). pp. 389-397. (2003).

- [15] **Al ajmi, F., Loveday, L., Hanby,** 'The cooling potential of earth-air heat exchanger for domestic buildings in a desert climate', *Building and Environment*. Vol. 41 (3). pp. 235-244. (2005).
- [16] **Marchio, D., Rreboux, P.** (2003). *Introduction aux transferts thermiques*, Les Presses de l'École des Mines, Paris. 214
- [17] **Duffie, J.A., Becman, W. A.** (1991). *Solar engineering of thermal processes* (second edition). John Wiley & Sons. New York. 920 p.
- [18] **Mihalakakou, G., Santamouris, M., Asimakopoulos, D.** (1995). Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers, *Solar energy*. Vol 53 (3). pp. 301-305.
- [19] <http://www.leguידeduhauffage.com/le-puits-canadien.htm> 10/02/2011
- [20] <http://www.climamaison.com/maison-energie-zero.php?Doss=35&Art=690> 10/02/2011
- [21] http://fr.ekopedia.org/Puits_canadien 10/02/2011
- [22] <http://www.construire-sain.com/puitcanadien.htm> 10/02/2011
- [23] <http://www.puitscanadien.com/pages/26.php> 10/02/2011