

Echangeur de chaleur air-sol à Ouagadougou: Revue de la littérature, étude analytique et expérimentation

Boureima Kaboré ^{1*}, Germain Wende Pourié Ouedraogo ¹, Sié Kam ¹,
Moktar Ousmane ^{1,2} and Dieudonné Joseph Bathiébo ¹

¹ Laboratoire d'Energies Thermiques Renouvelables, L.E.T.RE
Université Ouaga 1, Pr. Joseph Ki-Zerbo, 03 B.P. 7021
Ouagadougou 03, Burkina Faso

² Université d'Agadez, B.P. 199, Niger

(reçu le 30 Août 2017 - accepté la 30 Septembre 2017)

Résumé - *L'utilisation des échangeurs de chaleur air-sol (ECAS), pour le refroidissement des habitats connaît un développement important depuis quelques années. En zone sahélienne, la climatisation des habitats à partir des échangeurs de chaleur air-sol est une alternative dans un contexte d'insuffisance de l'énergie électrique. Dans ce travail, nous avons mené une revue de la littérature et une étude analytique de l'ECAS. Nous avons aussi présenté notre prototype expérimental mis en œuvre à Ouagadougou. Cette étude a permis de déterminer les paramètres importants pour la mise en œuvre d'un échangeur de chaleur air-sol.*

Abstract - *The use of air-soil heat exchangers (ASHE) for the cooling habitats has developed considerably in recent years. In the Sahelian zone, air conditioning in house by air-soil heat exchangers is an alternative in the context of insufficient of electrical energy. In this work, we have made a review of literature and an analytical study of ASHE. We have also presented our experimental prototype implemented in Ouagadougou. This study has allowed determination of important parameters for using an air-soil heat exchanger.*

Keywords: Air-soil heat exchanger – Cooling - Literature - Experimental prototype.

1. INTRODUCTION

Un échangeur de chaleur air-sol (ECAS) est un système géothermique qui utilise l'inertie thermique du sol pour chauffer ou refroidir une partie de l'air de renouvellement d'un habitat. Il est parfois appelé puits canadien ou puits provençal. Le principe du système consiste à injecter dans un habitat, un flux d'air provenant de l'extérieur que l'on force au préalable à circuler dans une canalisation enterrée à une profondeur dans le sol (Boureima *et al.*, 2017).

Dans ce manuscrit, il sera question d'une part, de mener une revue de la littérature et une étude analytique afin de mieux cerner la notion d'ECAS. D'autre part, nous présenterons le dispositif expérimental réalisé à Ouagadougou. Ce dispositif a pour rôle de refroidir l'air destiné à un habitat.

2. REVUE DE LA LITTÉRATURE

Les échangeurs de chaleur air-sol (ECAS) ont fait l'objet de nombreux travaux aussi bien numériques qu'expérimentaux. Les travaux numériques sont basés sur différents modèles.

Parmi eux, citons le modèle diffusif et le modèle qui suppose donné la température du sol. Parmi les divers travaux traitant explicitement de la conduction dans le sol, une bonne partie ne permet l'étude que sur un seul tube du système. Ce sont les cas de [1-4]. Alors que dans le premier cas [1], l'équation de conduction est résolue numériquement dans le sol découpé en tranches horizontales à températures uniformes. A la surface du

* kaboureim@gmail.com

sol, les radiations et convections sont retenues et la partie inférieure supposée adiabatique.

Les deux autres travaux [2, 3] supposent des couches de sol cylindriques ainsi que par segmentation horizontale le long du tube (calcul itératif, la température d'air à la sortie d'un segment servant d'input au segment suivant). Dans le premier cas, une condition adiabatique est supposée s'appliquer à grande distance radiale du tube (ne tenant ainsi pas compte de l'influence réciproque de tubes parallèles) et le couplage avec la surface libre se fait, de façon mal explicitée, via la solution analytique de diffusion saisonnière dans un sol non perturbé.

Dans le deuxième cas, les cylindres concentriques sont subdivisés en trois portions (aux proportions réglables), chacune soumise (à distance réglable) à condition au bord adiabatique ou isotherme. Il y'a aussi des travaux qui s'intéressent à l'étude des performances thermiques de ce système. A cet effet, le travail de recherche mené par [5] est consacré à la performance d'un échangeur thermique de type air-sol.

L'étude est menée dans le but d'un dimensionnement de ce système, nécessaire pour optimiser ses performances qui sont analysées tout au long de l'année en distinguant les saisons hivernale et estivale. Cependant, le travail de [6] constitue l'une des principales références pour la thermique des échangeurs air-sol. En s'appuyant sur une modélisation théorique approfondie mais aussi sur de nombreuses mesures in-situ, l'auteur établit des règles simples pour le dimensionnement des échangeurs air-sol.

Une des références aussi dans le domaine des échangeurs air-sol est le travail de [7]. 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. Au Burkina Faso, Woodson *et al.* [8] ont mené une étude expérimentale de l'évolution de la température du sol dans le cas d'un échangeur air-sol. Ils ont montré qu'à 1.5 m de profondeur, la température du sol était approximativement égale à 30.4 °C.

En 2016 et 2017-

Dubey *et al.* [9] ont aussi conduit une étude expérimentale des performances thermiques d'un échangeur de chaleur air-sol utilisé pour améliorer l'efficacité du chauffage, de la ventilation et de la climatisation dans un bâtiment. La température du sol est considérée constante et le sol est utilisé comme une source froide ou comme une source chaude pour le refroidissement ou le chauffage du bâtiment.

L'efficacité thermique est supposée être une fonction du nombre d'unités de transfert. Ils ont principalement étudié l'influence de la vitesse sur les évolutions de la température de l'air à la sortie de l'échangeur et de l'efficacité thermique du système. Belloufi *et al.* [10] ont procédé à une analyse numérique et expérimentale du comportement thermique d'un échangeur de chaleur enterré dans le sol.

Cet échangeur est destiné au rafraîchissement de l'air d'un local. Ils ont procédé à une résolution de l'équation de chaleur en régime stationnaire dans le sol, puis de celle dans l'échangeur de chaleur air-sol. Le sol est considéré comme un milieu semi-infini homogène. Une résolution analytique de l'équation de conduction est proposée.

Les résultats de ce travail sont validés par les résultats expérimentaux qui sont réalisés sur le site de l'université de Biskra. Au Burkina Faso, Kaboré *et al.* [11] ont mené une analyse numérique et paramétrique des parties verticales d'un échangeur de chaleur air-sol. Cette étude a permis de mieux comprendre l'influence des paramètres tels que la vitesse de l'air, la température du sol et la température d'entrée de l'air sur le fonctionnement des parties verticales d'entrée et de sortie du système.

3. ETUDE ANALYTIQUE

3.1 Présentation du système

Il s'agit d'un échangeur de chaleur air-sol monotube qui va être utilisé dans la ville de Ouagadougou pour le refroidissement d'un habitat (figure 1).

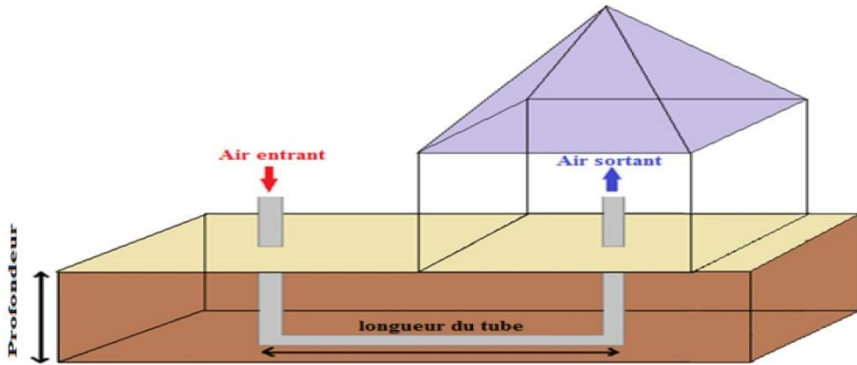


Fig. 1: Géométrie simplifiée de l'échangeur air-sol étudié

Hollmuller [6] a établi 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.

3.2 Matériel et méthode de travail

Pour cette étude, nous avons recueilli des données météorologiques de la station de Ouagadougou auprès de la Direction Générale de la Météorologie du Burkina Faso. Ces données sont des températures horaires de l'année 2014 (DGM, 2014). Le sol considéré est sableux sec, avec pour conductivité thermique $\lambda_s = 0.4 \text{ W/m.K}$; capacité massique $C_s = 1.45 \text{ MJ/Km}^3$ [12].

Nous utilisons la modélisation analytique par transformée de Fourier (Hollmuller, 2002) pour pré-dimensionner un échangeur air/sol avec prise d'air extérieure, sur la base de l'année météorologique standard 2014 de Ouagadougou en pas horaire [13].

3.3 Modélisation du problème

- Equations mathématiques

Le modèle consiste à trouver à partir des équations de bilan énergétique, l'expression analytique qui traduit l'évolution de la température de l'air T_a [°C] le long de l'échangeur et celle qui traduit l'évolution de la température T_s [°C] du sol.

Les échanges thermiques mis en jeu sont représentés par un système de trois équations régissant respectivement la diffusion dans le sol, l'échange convectif air-tube et le couplage entre les deux au niveau du tube [6]:

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

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

$$\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \bigg|_{r=r_0} = h_a (T_s|_{r=r_0} - T_a) \quad (3)$$

Où la diffusivité du sol a_s [m^2/s] est reliée aux propriétés conductives λ_s [$W/K.m$] et capacitive C_s [$J/K.kg$] du sol:

$$a_s = \frac{\lambda_s}{C_s \rho_s} \quad (4)$$

et la vitesse V_a [m/s] de l'air est reliée à son débit massique $\dot{m}$ [kg/s], à sa masse volumique ρ_a [kg/m^3] et au rayon du tube r_0 [m] par:

$$v_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a r_0^2} \quad (5)$$

- Hypothèses simplificatrices

L'ECAS modélisé, possède les caractéristiques suivantes:

- Le débit d'air à l'intérieur du tube est constant et homogène;
- Les propriétés physiques sont constantes et homogènes;
- La diffusion de chaleur longitudinale est négligée devant la diffusion radiale;
- Le tube est considéré d'épaisseur nulle et n'entre pas en considération dans le calcul thermique;
- Le sol est parfaitement isolé en sa surface (adiabatique).

Les éventuels échanges latents ne sont pas pris en compte, ce qui revient à dire qu'il n'y a pas d'infiltration dans le tube. De même l'échauffement de l'air par frottement (pertes de charges) est négligé.

- Solution périodique

Le problème périodique est défini par une température d'entrée sinusoïdale [14]:

$$T_a|_{x=0} = \theta_{a_0} \cos(\omega t) \quad (6)$$

x [m] représente la longueur du tube, θ_{a_0} [K] est l'amplitude de la température de l'air à l'entrée du tube et ω [rad/s] la fréquence angulaire du signal sinusoïdal.

La recherche d'une solution périodique passe par la notation complexe:

$$T_a = R_e \left(\theta_a^*(x) \exp(i\omega t) \right) \quad (7)$$

$$T_s = R_e \left(\theta_s^*(x) \Gamma_s^*(r) \exp(i\omega t) \right) \quad (8)$$

A la limite de la couche de terrain disponible, nous considérons une condition aux bords adiabatique:

$$\theta_a^*|_{x=0} = \theta_{a_0} \quad (9)$$

$$\frac{\partial \Gamma_s^*}{\partial r} \bigg|_{x=R_0} = 0 \quad (10)$$

avec R_0 [m] le rayon du tube cylindrique + sol ou encore profondeur du sol; θ_s^0 [K] est l'amplitude complexe de la température du sol et θ_a^* [K] l'amplitude complexe de la température de l'air; Γ_s^* représente l'amplitude complexe de la température radiale du sol et r [m] son rayon à chaque instant t [s].

La solution longitudinale est donnée par:

$$\theta_s^*(x) = \frac{h_a}{h_a + h_\Gamma^*} \theta_{a_0} \exp \left(-i \omega \Delta t - \frac{2 \pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_\Gamma^*}{h_a + h_\Gamma^*} x \right) \quad (11)$$

$$\theta_a^*(x) = \theta_{a_0} \exp \left(-i \omega \Delta t - \frac{2 \pi r_0}{c_a \dot{m}_a} \frac{h_a h_\Gamma^*}{h_a + h_\Gamma^*} x \right) \quad (12)$$

h_a [W/Km²], le coefficient d'échange convectif air-tube et h_Γ^* [W/Km²], le coefficient diffusif de déphase thermique du sol.

Δt [s] représente le temps nécessaire au flux d'air pour parcourir la distance x

$$\Delta t = x / v_a \quad (13)$$

La solution radiale générale est donnée par:

$$\Gamma_s^*(r) = A_I I_0 \left((1+i) \frac{r}{\delta} \right) + A_K K_0 \left((1+i) \frac{r}{\delta} \right) \quad (14)$$

où, δ [m] est la profodeur de pénétration propre à la diffusivité du sol et à la fréquence du signal:

$$\delta = \sqrt{\frac{2a_s}{\omega}} = \sqrt{\frac{a_s \tau}{\pi}} \quad (15)$$

Où, I_n et K_n sont les fonctions de Bessel modifiées d'ordre n .

Les coefficients A_I et A_K sont quant à eux déterminés par des conditions radiales (Hollmuller, 2002) et τ [s] est la période du signal sinusoïdal.

Avec la condition adiabatique (10), l'équation (14) devient :

$$\Gamma_s^*(r) = \frac{I_0 \left((1+i) \frac{r}{\delta} \right) \bullet K_1 \left((1+i) \frac{R_0}{\delta} \right) + K_0 \left((1+i) \frac{r_0}{\delta} \right) \bullet I_1 \left((1+i) \frac{R_0}{\delta} \right)}{I_0 \left((1+i) \frac{r_0}{\delta} \right) \bullet K_1 \left((1+i) \frac{R_0}{\delta} \right) \bullet K_0 \left((1+i) \frac{r_0}{\delta} \right) \bullet I_1 \left((1+i) \frac{R_0}{\delta} \right)} \quad (16)$$

La solution complète du problème, définie par (7) et (8), s'obtient par multiplication des solutions partielles (11), (12) et (16), dont il s'agit de prendre la partie réelle. Et cela, après décomposition formelle du couplage entre h_Γ^0 et h_a :

$$\frac{h_a h_\Gamma^0}{h_a + h_\Gamma^*} = h + i k \quad (17)$$

Où, h [W/K.m²] et k [W/K.m²] représentent respectivement le coefficient total de transfert thermique et le coefficient total de déphasage thermique.

Nous obtenons pour la température de l'air une solution qui fait explicitement apparaître l'amortissement exponentiel et le déphasage du signal d'entrée [6].

$$T_a(x, t) = \theta_{a_0} \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \cdot \dot{m}_a} h x\right) \bullet \cos\left(\omega\left(t - \frac{x}{v_a}\right) - \frac{2\pi r_0}{c_a \cdot \dot{m}_a} h x\right) \quad (18)$$

- Transformée de Fourier

Le calcul effectué précédemment pour un signal sinusoïdal simple peut se généraliser à un signal périodique quelconque.

Pour une température d'entrée de période τ_0 [s] (par exemple annuelle) donnée à pas de temps Δt (par exemple horaire), le signal d'entrée peut se décomposer comme suit:

$$T_a(x=0, t) = \theta_0 + \sum_{i=1}^{n/2} \theta_i \bullet \cos(\omega_i t + \varphi_i) \quad (19)$$

$$\text{Avec, } \omega_i = \frac{2\pi}{\tau_0} \bullet i \quad (20)$$

$$n = \frac{\tau_0}{\Delta t} \quad (21)$$

Où les amplitudes et déphasages sont obtenus par transformée de Fourier. Sous l'hypothèse d'un débit d'air constant, l'évolution de la température le long du tube est alors directement donnée par superposition de solutions du type (18):

$$T_a(x, t) = \theta_{a_0} \exp\left(-\frac{2\pi r_0}{c_a \cdot \dot{m}_a} h x\right) \bullet \cos\left(\omega\left(t - \frac{x}{v_a}\right) - \frac{2\pi r_0}{c_a \cdot \dot{m}_a} h x\right) \quad (22)$$

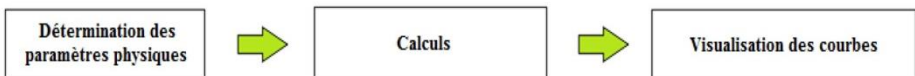
Une fois l'analyse de Fourier du signal d'entrée effectuée, la solution (22) est mise en œuvre sur un tableur (Hollmuller, 2002), permettant l'appréciation rapide de l'influence de paramètres tels que, R_0 , $\dot{m}_a$ et x .

- Description et mode d'utilisation du tableur de modélisation

Cet outil de simulation simplifié permet de:

- reconstruire en une fraction de seconde la réponse du système aux deux harmoniques fondamentales (annuelle et journalière), puis d'en affiner la dynamique par un ensemble plus complet de sinus, jusqu'à la reproduction complète de la dynamique horaire.
- visualiser très rapidement l'effet sur la température de sortie des quelques paramètres fondamentaux à la base du modèle : débit d'air, rayon et longueur des tubes, épaisseur de sol autour des tube, propriétés thermiques du sol.

Tout se détermine et se visualise sur une feuille EXCEL. Il y a trois étapes:



3.4 Résultats et analyse

Nous appliquons la modélisation par transformée de Fourier, au pré-dimensionnement de notre système. Pour cela nous fixons le diamètre du tube à 0.2 m et le nombre de fréquence à 100. Sur les figures suivantes, T_{ext} représente la température

de l'air à l'entrée de l'échangeur; T_{sortie} , la température de l'air à la sortie et T_{sol} , la température du sol.

- Effet de la profondeur du sol

La figure 2 présente l'évolution des températures dans le système pour des profondeurs du sol de 1 m et 2 m.

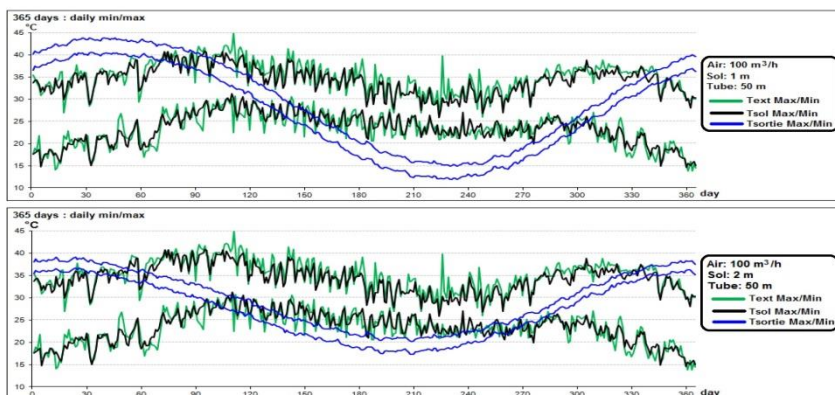


Fig. 2: Evolution des températures journalières en fonction de la profondeur du sol en 2014

Lorsque la profondeur du sol augmente (figure 2), l'amplitude de la température de l'air à la sortie de l'échangeur est amortie. Cela signifie qu'il y a une diminution de la température à la sortie du puits.

- Effet de la longueur du tube

La figure 3 présente l'évolution des températures dans le système pour des longueurs du tube de 50 m et 100 m.

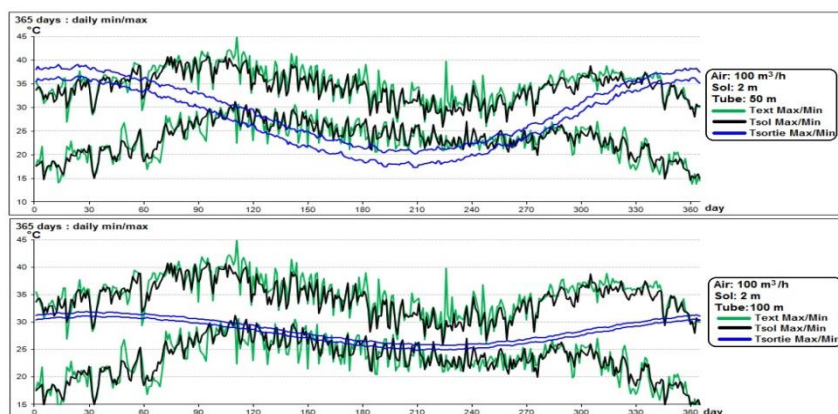


Fig. 3: Evolution des températures journalières en fonction de la longueur du tube en 2014

Lorsque la longueur du tube augmente (figure 3), nous notons un amortissement considérable de la température de l'air à la sortie du puits. La température de l'air à la sortie diminue pour des longueurs de tube plus grandes. Ce paramètre a un effet assez important sur la réponse de l'échangeur.

- Effet du débit d'air

La figure 4 présente l'évolution des températures dans le système pour des débits d'air de 100 m³/h et 200 m³/h.

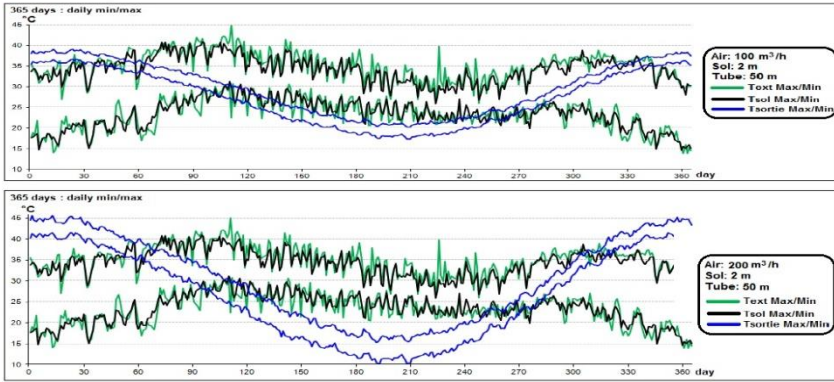


Fig. 4: Evolution des températures journalières en fonction du débit d'air en 2014

L'augmentation du débit d'air n'est pas toujours favorable à la réponse du système. En effet, d'après la figure 4, l'amplitude de la température de sortie de l'air augmente lorsque le débit de l'air augmente. Ainsi, pour un débit d'air supérieur à 100 m³/h, le refroidissement n'est pas remarquable.

4. EXPERIMENTATION DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL (ECAS) A OUAGADOUGOU EN 2017

4.1 Schéma du dispositif expérimental

L'échangeur de chaleur air-sol que nous expérimentons est schématisé sur la figure 5.

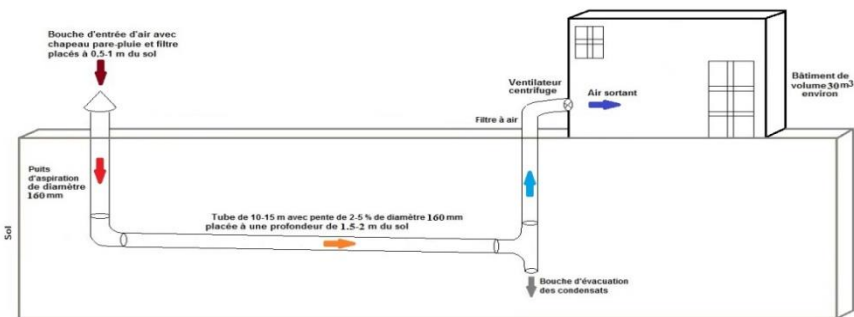


Fig. 5: Schéma du dispositif expérimental

4.2 Description du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental comporte de deux parties: l'échangeur et l'habitat.

L'échangeur- Il s'agit d'un échangeur de chaleur air-sol constitué d'un tube PVC en forme de U de longueur horizontale 15 m, de diamètre 16 cm et placé à une profondeur de 1.5 m (pente d'environ 2%) dans le sol. Quelques parties du dispositif sont décrites sur la figure 6.



Fig. 6: Description de quelques parties du dispositif expérimental

L'entrée de l'échangeur (figure 6.a) est couverte par un filtre et un chapeau de protection contre la poussière et les insectes. A la sortie de l'échangeur (figure 6.c), le tube est isolé avec de la laine de verre afin de limiter les pertes thermiques. Nous avons opté pour le tube PVC en prenant en compte plusieurs considérations qui sont le coût, l'étanchéité, la rigidité et la durabilité.

[1] et [15] ont montré que la nature du tube a très peu d'influence sur la performance thermique d'un échangeur de chaleur air-sol. La sortie du tube est reliée à un aspirateur (figure 6.d) qui a une vitesse de 4.5 ± 0.1 m/s, soit un débit de $258 \text{ m}^3/\text{h}$. Son rôle est de forcer la circulation de l'air de l'entrée jusqu'à la sortie du tube.

L'habitat- L'échangeur est relié à un habitat de volume 32.82 m^3 (soit $3.30 \text{ m} \times 3.25 \text{ m} \times 3.06 \text{ m}$). Ce bâtiment dispose d'une porte de dimensions $2 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$, d'une fenêtre de dimensions $0.8 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$ et d'une toiture métallique (sans plafond). Une couche de ciment est posée sur les parois internes du mur. La figure 7 décrit quelques parties de cet habitat.



Fig. 7: Quelques parties de l'habitat expérimental

4.3 Protocole expérimental

Le travail expérimental consiste à mesurer d'une part, la température de l'air à l'entrée du tube jusqu'à la sortie à des pas de longueur de 2 m et d'autre part, les températures de l'air ambiant, de l'air dans l'habitat et du sol à 1 m et 1.5 m de profondeur.

Sur la figure 8, les points numérotés indiquent les zones où les thermocouples sont placés. Pour les mesures, nous avons considéré au total de 15 emplacements de thermocouples.

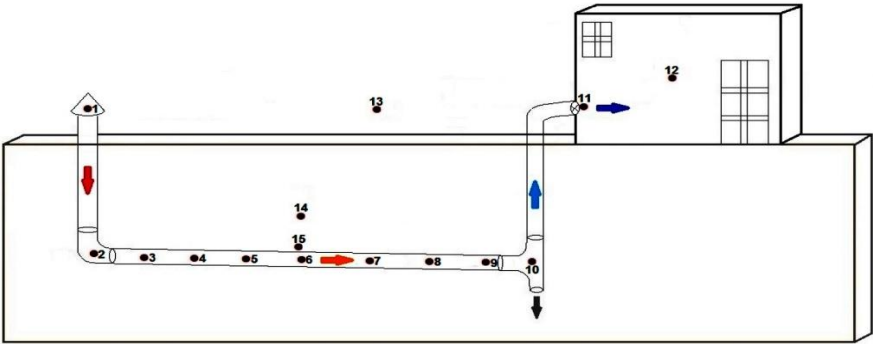


Fig. 8: Emplacement des thermocouples sur le système

Sur la figure 8, le thermocouple 1 mesure la température de l’air à l’entrée de l’échangeur. Les thermocouples 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 et 10 mesurent les températures de l’air le long de la partie horizontale du tube. Le thermocouple 11 mesure la température de l’air à la sortie de l’échangeur. Le thermocouple 12 mesure la température de l’air dans l’habitat. Le thermocouple 13 mesure la température de l’air ambiant (extérieur). Les thermocouples 14 et 15 mesurent les températures du sol respectivement à 1 m et 1.5 m de profondeur.

Ces mesures sont effectuées à l’aide de thermocouples de type K composés d’alliage de nickel + chrome et d’alliage de nickel + aluminium (5 %) + silicium [16]. En effet, ce type de thermocouple résiste bien face aux radiations. Ils sont reliés à deux enregistreurs de température (Midi Logger GL 220) programmables (figure 2). La précision de ces appareils est de 1 % pour des températures comprises entre 20°C et 50°C [16].

La précision des thermocouples de type K est de $\pm (0.05 \text{ \% de la lecture} + 1.0 \text{ }^\circ\text{C})$ pour des températures comprises entre -100 °C et 1370 °C. La mesure de la vitesse de l’air à la sortie du tube, est effectuée par un anémomètre de type PCE - AM 81. Sa précision est de 0.1 m/s.

4.4 Paramètres physiques

Les paramètres physiques sont consignés dans le **Tableau 1**. Ces paramètres interviennent dans le dimensionnement du système.

Tableau 1: Description des paramètres physiques

Paramètres	Description ou Valeur
Situation géographique	Université Ouaga I JKZ
Architecture de l’habitation	Brique en parpaing
Choix de la ventilation de l’habitation	Aération naturelle
Nature du sol	Argile
Nature du tube	PVC
Volume de la maison	32.82 m ³
Profondeur de la fouille	1.5 m avec une pente de 2-3 %
Longueur du tube	15-20 m
Diamètre du tube	16 cm
Débit d’air de l’aspirateur	4.3 m ³ /min soit 258 m ³ /h

4.5 Dépenses énergétiques

La source d'énergie étant le sol (énergie géothermique), les dépenses énergétiques se résument uniquement à celles de l'aspirateur (figure 9).



Fig. 9: Photographie et caractéristiques de l'aspirateur cylindrique

La puissance électrique de l'aspirateur est 15 W, soit 0.015 kW. Cela correspond à une énergie de 0.015 kWh. Pour une année, soit 8760 heures de fonctionnement, l'énergie nécessaire est de 131.4 kWh.

Si le kilowattheure (1 kWh) coûte en moyenne 100 FCFA (environ 0.15 Euros), alors la facture annuelle vaut 13 140 FCFA (environ 20 Euros par an). Ainsi, l'ECAS est un système géothermique, avec une consommation électrique réduite à celle de l'aspiration utilisé pour la circulation de l'air.

5. CONCLUSION

Dans ce manuscrit, nous avons d'abord mené une revue littéraire sur les échangeurs de chaleur air-sol (ECAS). Nous avons ensuite mené une étude analytique d'un ECAS utilisé à Ouagadougou. Enfin, nous avons présenté notre dispositif expérimental implanté à Ouagadougou.

Il ressort de la littérature que ce système est beaucoup utilisé pour le refroidissement de l'air à l'intérieur des habitats. Diverses méthodes d'approche théorique et expérimentale sont développées par les auteurs de la littérature.

L'étude analytique a été menée dans les conditions météorologiques de la ville de Ouagadougou pour l'année 2014. Les résultats permettent de comprendre l'influence de certains paramètres (la profondeur du sol, la longueur du tube et le débit d'air) sur le fonctionnement annuel de l'échangeur de chaleur air-sol.

Nous retenons que l'ECAS répond favorablement à la météorologie de Ouagadougou.

Le dispositif réalisé à Ouagadougou est destiné au refroidissement de l'air dans un habitat construit en brique de parpaing. Notre dimensionnement montre que l'échangeur de chaleur air-sol est un système qui consomme très peu d'énergie.

En effet, la principale source d'énergie utilisée est celle du sol (géothermique). Ainsi, cela porte un intérêt capital à notre travail, car en zone sahélienne l'énergie reste difficilement accessible par les populations.

En perspective, nous présenterons nos résultats de mesures expérimentales effectuées durant la période allant de juin 2016 à mai 2017 à Ouagadougou. Nous étudierons aussi les performances thermiques de ce dispositif.

REFERENCES

- [1] M. Bojic, N. Trifunovic, G. Papadakis and S. Kyritsis, '*Numerical Simulation, Technical and Economic Evaluation of Air-To-Earth Heat Exchanger Coupled to a Building*', Energy, Vol. 22, N°12, pp. 1151 - 1158, 1997.
- [2] G. Mihalakakou, M. Santamouris, D. Asimakopoulos, '*Modelling the Thermal Performance of Earth-To-Air Heat Exchangers*', Solar Energy, Vol. 53, N°3, pp. 301 - 305, 1994.
- [3] A. Huber and S. Remund, '*Widerstands-Kapazitäten-Model WKM_Lte: Program for the Simulation of Air-earth Heat Exchangers*', Zürich, Huber Energietechnik, 1996.
- [4] S. Benkert, F.D. Heidt and D. Schöler, '*Calculation Tool for Earth Heat Exchangers GAEA*', In: Proceedings of the International Building Performance Simulation Association, Fifth International IBPSA Conference, Prague, Vol. 2, pp. 9-16, 1997.
- [5] D. Bartolomeu, '*Performances d'un Echangeur Thermique de Type Air-Sol*', ITP-Romillé, Vol. 28, N°3, 2005.
- [6] P. Hollmuller, '*Utilisation des Echangeurs Air/Sol pour le Chauffage et le Rafraîchissement des Bâtiments*', Thèse de Doctorat, Faculté des sciences, Université de Genève, Suisse, pp. 44 - 52, 2002. Disponible en ligne. URL: <http://www.unige.ch/cyberdocuments/theses2002/HollmullerP/these.html>.
- [7] S. Thiers et P. Bruno, '*Modélisation Thermique d'un Echangeur Air-Sol pour le Rafraîchissement de Bâtiments*', <HAL-00216068>, pp. 96 - 103, 2008.
- [8] T. Woodson, Y. Coulibaly and E.S. Traoré, '*Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso*', Journal of Construction in Developing Countries, Vol. 17, pp. 21 - 32, 2012.
- [9] H. Dubey, K. Bhupendra and C. Keshavendra, '*Performance Analysis of Earth Tube Heat Exchanger*', International Journal of Engineering Sciences and Research Technology, Vol. 5, pp. 323 - 331, 2016.
- [10] Y. Belloufi, A. Brima, R. Atmani, N. Moumami et F. Aissaoui, '*Etude Théorique et Expérimentale du Rafraîchissement de l'Air par un Echangeur Géothermique Air/Sol*', Larhyss Journal, ISSN 1112-3680, N°25, 2016.
- [11] B. Kaboré, S. Kam, G.W.P. Ouedraogo, B. Zeghmami, and D.J. Bathiébo, '*Numerical and Parametric Analysis of Vertical Input and Output Parts of an Air-Soil Heat Exchanger in the Sahelian Zone*', International Journal of Research (IJR), Vol. 4, pp. 1461 - 1469, 2017.
- [12] B. Colliard, '*Outil de Décision et de Quantification du Potentiel Géothermique pour l'Implantation de Sondes Géothermiques Verticales*', Cycle de Spécialisation en Hydrogéologie, Université de Neuchâtel, Suisse, pp. 1 - 90, 2004.
- [13] DGM, '*Données Météorologiques de Températures Horaires pour la Ville de Ouagadougou, Burkina Faso*', 2014.
- [14] P. Hollmuller, '*Analytical Characterisation of Amplitude-Dampening and Phase-Shifting in Air/Soil Heat-Exchangers*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 4303 - 4317, 2003.

- [15] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agrawal and J. Mathur, '*Performance Analysis of Earth–Pipe–Air Heat Exchanger for Summer Cooling*', Energy and Buildings, Vol. 47, pp. 525 - 532, 2012.
- [16] M. Ousmane, B. Dianda, S. Kam, A. Konfé, T. Ky and D. J. Bathiébo, '*Experimental Study in Natural Convection*', Global Journal of Pure and Applied Sciences, Vol. 21, N°2, pp. 155 - 169, 2015.