



ZiE
Fondation ZiE

Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement
International Institute for Water and Environmental Engineering

LABORATOIRE D'ENERGIE SOLAIRE ET ECONOMIE D'ENERGIE



REDUCTION DES COUTS DE LA CLIMATISATION PAR UTILISATION DE Puits CANADIEN

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU MASTER D'INGENIERIE DE L'EAU DE
L'ENVIRONNEMENT**

OPTION : ENERGIE

Présenté et soutenu publiquement le 15 juin 2010 par

NGOULA EWOUKI Uriel De Jésus

Travaux dirigés par : **Pr. Yézouma COULIBALY**

Ing. Henri KOTTIN

Ing. Francis SEMPORE

Jury d'évaluation :

Président : **Dr. Joël BLIN**

Membres : **Pr. Yézouma COULIBALY**

Dr. SIDO Mariam PABYAM

Ing. Henri KOTTIN

Promotion 2009-2010

DÉDICACES

A toi **DIEU** tout puissant que toute la gloire te revienne pour des siècles et des siècles toi à qui rien n'est impossible, toi qui fis mourir ton fils **JESUS CHRIST** pour moi, toi trésor de la sagesse et de la science. Je te rends infiniment grâce pour m'avoir donné les moyens, l'inspiration et la force qui ont servi à la réalisation de ce travail.

A toi **Richard NGOULA**, mon père, pour les sacrifices consentis pour ma scolarisation et ton vœu ardent de me voir réussir dans la vie.

A toi **Régine BOULE**, ma mère pour tes prières adressées à l'Eternel, cette véritable Mère qui a su prendre soin de moi, malgré l'agressivité de la société, tu as su me donner une éducation qui m'a laborieusement incité à découvrir le chemin du bonheur.

A toi **Alvine CHOULA**, ma fiancée et mon associée, pour ton amour, ton soutien, tes prières, tes sacrifices endurés pour parvenir à l'aboutissement de cette œuvre commune.

A tous les membres de la famille **MBOCHEPOKER** de NGAL-MBO à Melong au CAMEROUN, pour avoir souffert de cette longue absence. Ce manque que cette formation vous a infligé constitue votre contribution à cet édifice commun mais aussi un exemple d'endurance.

A vous **population de NGAL-MBO**, pour m'avoir montré à votre manière que la vie est un combat.

Puisse DIEU de vous bénir abondamment, je vous aime

REMERCIEMENTS

Je voudrais tout d'abord penser aux **Services de la Coopération et d'Action Culturelle** auprès de l'Ambassade de France au Cameroun pour m'avoir accordé une bourse de fin d'études. Pour votre soutien multiforme, je vous dis sincèrement merci.

Ce mémoire de fin d'études a été mené au sein du Laboratoire d'énergie solaire et d'économies d'énergie de la fondation 2iE sous l'encadrement du **Pr. Yézouma COULIBALY**, sous le co-encadrement de l'**Ing. Henri KOTTIN** et de l'**Ing. Francis SEMPORE**.

C'est avec le plus grand plaisir que je veux exprimer ma profonde gratitude au **Pr. Yézouma COULIBALY**, Chef de l'UTER GE de la fondation 2iE, qui m'a proposé ce sujet de mémoire et qui a guidé mes réflexions pendant le déroulement du stage. Dans des conditions de travail parfois délicates, son efficacité, ses encouragements dans des moments difficiles, ses conseils et les discussions fructueuses ont constitué un apport considérable dans la réalisation et l'aboutissement de ce travail. Je tiens à lui exprimer ici toute ma reconnaissance. **Henri KOTTIN**, ingénieurs au LESEE, je le remercie pour le dévouement et le dynamisme avec lequel il a suivi et guidé à sa manière ce travail. Qu'il soit assuré de ma profonde reconnaissance.

Ing. Francis SEMPORE, Directeur de la formation continue et à distance de la fondation 2iE, je le remercie pour tout le temps et l'intérêt qu'il m'a consacré malgré ses occupations.

J'adresse mes sincères remerciements au **Dr. Yao AZOUMAH**, chef du LESEE, pour m'avoir accepté comme stagiaire dans son laboratoire. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à tous les **Enseignants de l'UTER GE** de la fondation 2iE, pour l'étendue de leurs connaissances et leurs aptitudes particulières à les transmettre.

Je pense également à quelques membres de ma famille notamment à **Mr. Blaise NJOUME EDJENGUELE et sa Femme**, à **Mr. Yves Olivier EWEBA**, et à **Mr. James Gildas MEKOLLE et à tous les autres membres de ma famille**, non seulement pour toutes leurs mesures de soutien mais également parce qu'ils m'ont donné l'amour des sciences de l'ingénieur et m'ont fait découvrir les finesses de celle-ci. Qu'ils en soient vivement remerciés.

Je n'oublierai pas d'associer dans mes remerciements mes camarades de classe pour leur coopération constante.

RÉSUMÉ

Les températures ambiantes élevées et la radiation solaire au Burkina Faso causent un inconfort thermique accru dans les locaux. Les systèmes mécaniques de climatisation énergétivores sont donc utilisés alors que le pays souffre d'un déficit énergétique. Il est impératif d'associer les moyens de climatisation semi-passifs et moins énergétivore tels que le puits canadien pour réduire la demande de climatisation. Le puits canadien est un système géothermique de surface qui consiste à enterrer des tubes avec une entrée d'air à l'extérieur et une sortie d'air dans le local. Cette étude examine la réduction de charges de climatisation due à un puits canadien et les économies d'énergie qui en découlent. L'étude a été faite aux mois de Mars, Avril et Mai 2010 sur un prototype de puits canadien existant sur le site de la fondation 2iE. Il ressort des résultats qu'au Burkina Faso, il est possible de refroidir l'air ambiant de 8°C avec une réduction de 2,8°C de la température du local pendant les pics de chaleur en utilisant un puits canadien. La réduction de la charge de climatisation et les économies d'énergie sont de 21%. Le système peut donc de manière significative améliorer le confort thermique avec une bonne efficacité énergétique.

Mots clés : Climatisation, confort thermique, puits canadien, efficacité énergétique.

ABSTRACT

The high ambient temperatures and solar radiation in Burkina Faso cause thermal discomfort in buildings. Mechanical air-conditioning systems are then used for cooling buildings, with high energy demands whereas the country endures an energizing deficit. In these conditions, it is imperative to associate semi passive and low energy strategies like Earth-air heat exchanger (EAHX) to reduce the cooling energy demands. This is the concern of this study which examines the reduction of cooling loads and energy saving due to an EAHX. An is a sort of geothermal surface system that consists of underground tubes with an inlet for the outside air to enter the pipe, and an outlet for the air to enter a room. The tests were carried out on March, April and May 2010 on a prototype of EAHX situated on the site of the 2iE foundation. The results show that in Burkina Faso it is possible by an EAHX to cool down the ambient air by 8°C with an indoor temperature reduction of 2.8 °C during summer peak hours. The reduction of cooling loads and energy saving are of 21%.The system can therefore significantly improve thermal comfort with a good energy efficiency.

Keywords : air conditioning, thermal comfort, Earth-air heat exchanger, energy saving.

LISTE DES ABREVIATIONS

2iE : Institut Internationale d'Ingénierie de l'Eau et d'Environnement.

CFC : Chlorofluorocarbone

CNRS : Centre National de la recherche Scientifique.

COP : Coefficient de performance

GE : Génie énergétique

HCFC : Hydrochlorofluorocarbone

HFC : Hydrofluorocarbone

KNUST : Kwamé Nkrumah University of Science and Technology

LESEE : Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie

MDP : Mécanisme de développement propre

PROMES : Procédés Matériaux et Energie Solaire

SONABEL : Société Nationale d'Electricité du Burkina

UTER : Unité thématique d'enseignements et de recherche.

LISTE DES FIGURES

| | |
|---|----|
| Figure 1: Structure de la chaîne énergétique et moyen d'action..... | 3 |
| Figure 2: Etape du mémoire | 4 |
| Figure 3: Equipe du LESEE | 5 |
| Figure 4: Schéma simplifié de fonctionnement d'un puits canadien mono tube | 9 |
| Figure 6: Vue de l'entrée du puits canadien | 15 |
| Figure 7: Ventilateur de soufflage..... | 15 |
| Figure 8: Vue d'ensemble du puits canadien et de la salle expérimentale ⁽⁵⁾ | 16 |
| Figure 9: Diagramme de l'air humide..... | 19 |
| Figure 10: Allure journalière des températures d'entrées et de sorties..... | 21 |
| Figure 11: Variation de la température en fonction de la profondeur | 22 |
| Figure 13: Evolution de la température de l'air en fonction de la distance parcourue dans le tube | 24 |
| Figure 14: Partie vertical du tube | 25 |
| Figure 12: Vue du jardin de la fondation 2iE..... | 26 |
| Figure 15: Variation de la température du local en fonction de la température extérieure..... | 26 |
| Figure 16: Couplage puits canadien et climatisation classique..... | 28 |
| Figure 17: Principe scénario 1 | 34 |
| Figure 18: Principe scénario 2..... | 34 |
| Figure 19: Energie économisée pour la ville de Ouagadougou | 36 |
| Figure 20: Forme du puits à construire dans notre cas..... | 38 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|---|----|
| Tableau 1: Température du sol à différentes profondeurs..... | 17 |
| Tableau 2: Température de l'air dans le tube et paramètres associés. | 20 |
| Tableau 3: Apports de chaleur par transmission | 30 |
| Tableau 4: Apports par rayonnement | 31 |
| Tableau 5: Conditions de calculs | 33 |
| Tableau 6: Devis estimatif des systèmes..... | 39 |

Sommaire

| | |
|---|------------|
| DÉDICACES | i |
| REMERCIEMENTS | ii |
| RÉSUMÉ | iii |
| ABSTRACT | iii |
| LISTE DES TABLEAUX | v |
| I-INTRODUCTION GENERALE | 3 |
| I-1- Contexte..... | 3 |
| I-2- Problématique | 3 |
| I-3- Objectif | 4 |
| II- ETUDE BIBLIOGRAPHIE SUR LE CONFORT THERMIQUE ET LE PUITTS CANADIEN | 6 |
| II-1- Le confort thermique en zone tropicale..... | 6 |
| II-1-1- Définition | 6 |
| II-1-2- Etat de l'art sur le confort thermique..... | 6 |
| II-1-3- Climat tropical et conception architecturale..... | 7 |
| II-1-4- Limites des solutions passives..... | 8 |
| II-2- Le puits canadien..... | 8 |
| II-2-1- Définition et principe de fonctionnement..... | 8 |
| II-2-2- Etat de l'art | 9 |
| II-2-3- Principaux paramètres de dimensionnement d'un puits canadien..... | 10 |
| III-ETUDE EXPERIMENTALE | 15 |
| III-1- Dispositif expérimental | 15 |
| III-2- Présentation générale des résultats..... | 17 |
| V- ANALYSES ET DISCUSSIONS DES RESULTATS | 21 |
| V-1- Evolution de T_e et T_s au cours d'une journée | 21 |
| V-2- Evolution de la température dans le sol | 22 |
| V-3-Evolution de la température de l'air dans le tube..... | 23 |
| V-3- Evolution de la température du local | 26 |
| VI- ESTIMATION DE LA REDUCTION DES CHARGES DE CLIMATISATION ... | 28 |
| VI-1- Bilan thermique de climatisation du local expérimental | 29 |
| VI-1-1- Bases de calcul..... | 29 |
| VI-1-2- Apports de chaleur externe | 29 |
| VI-1-2- Apports de chaleur interne..... | 31 |
| VI-2-Estimation de la réduction des charges de climatisation | 33 |

| | |
|---|-----------|
| VI-2-1- Calcul du débit nécessaire..... | 33 |
| VI-2-2- Evaluation de la réduction de puissance | 34 |
| VI-2-3- Evaluation des économies d'énergie..... | 35 |
| VI-3- Evaluation des économies d'énergie dans les bâtiments publics de la ville de Ouagadougou..... | 35 |
| VI-3-1- Puissance des climatiseurs et énergie consommée actuellement..... | 36 |
| VI-3-2- Réduction des consommations électrique liées à la climatisation des bâtiments publics de la ville | 36 |
| VII- ETUDE SOCIO-ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE | 38 |
| VII-1- Aspects financiers..... | 38 |
| VII-1-1- Coûts des systèmes | 38 |
| VII-1-2- Temps de retour sur investissement (TRI) | 39 |
| VII-2- Impacts environnementaux..... | 40 |
| VII-2-1- Bilan carbone : Quantité de CO2 évitée | 40 |
| VII-2-2- Les économies d'énergie, la couche d'Ozone et l'effet de serre..... | 40 |
| VII-3- Retombées sociétales..... | 40 |
| VIII- CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES | 42 |
| BIBLIOGRAPHIE | 44 |
| ANNEXES..... | 46 |

I-INTRODUCTION GENERALE

I-1- Contexte

La première crise pétrolière du début des années 1970 a totalement modifié le rapport de la planète avec l'énergie. L'épuisement progressif des ressources fossiles autrefois abondante et bon marché, et les bouleversements climatiques observés justifient que l'énergie soit au cœur des préoccupations mondiales actuelles. Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus particulièrement du CO₂ provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et étudié par la communauté internationale. On estime d'ailleurs que d'ici les années 2100 la demande énergétique mondiale pour le chauffage domestique pourrait décroître de 34% à cause du réchauffement planétaire et que la demande d'énergie pour la climatisation résidentielle pourrait croître de 72% avec les émissions de CO₂ de l'ordre de 2,2 Giga tonnes pour les deux cas ⁽¹⁾. Etant donc situé face à un changement climatique planétaire, il est donc impératif aujourd'hui de revoir les habitudes de consommation énergétique et la mise en place de politiques rigoureuses d'économies d'énergie sur toute la chaîne (figure 1).

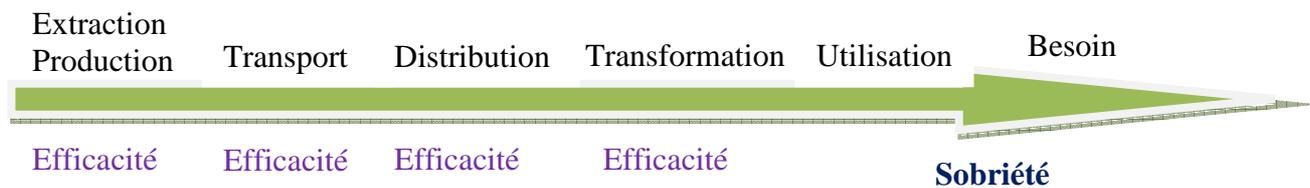


Figure 1: Structure de la chaîne énergétique et moyen d'action

I-2- Problématique

Il est admis que la climatisation représente presque toujours la part la plus importante des consommations d'énergie des immeubles dans les pays tropicaux. On estime que la part de la consommation annuelle d'électricité due à la climatisation avoisine 50 % dans la plus part des immeubles des pays de la sous-région Afrique Occidentale et Centrale ⁽²⁾. Au Burkina Faso, pays caractérisé par un climat tropical désertique les besoins de développement sont étroitement liés à une forte demande énergétique. Ce pendant la part de la consommation due à la climatisation à elle seule dans les édifices publics va de 60% à 75% de la facture électrique total ⁽³⁾, le pays consacre donc une grande partie de sa consommation aux seules fins de la climatisation.

En effet, il est facile de remarquer que les forts besoin en climatisation correspondent à des régions de fortes chaleurs et d'ensoleillement. De plus, ces forts besoins en climatisation lors des pics de chaleur coïncident malheureusement avec des difficultés de production

d'électricité. En Afrique Sub Saharienne environ 400 millions de personnes vivent sans électricité ⁽⁴⁾. Dans le cas particulier du Burkina Faso on estime que 45,7% de la population a accès à l'électricité en zone urbaine et seulement 1,1% en zone rurale ⁽⁵⁾. Cela implique que l'on ne puisse pas conserver ses aliments, s'informer par la télévision, avoir accès au téléphone, se rendre à temps à l'hôpital etc... Les systèmes de climatisation classique qui consomment donc beaucoup d'énergie électrique du fait de la compression mécanique sont donc un gisement d'économies d'énergie de premier choix.

Il est important de souligner que la maîtrise de la demande énergétique pour la climatisation dans le tertiaire et même dans le résidentiel passe avant tout par un travail soigné de l'enveloppe du bâtiment qui combine isolation, protection solaire et limitations des charges thermiques internes. Il arrive cependant que malgré toutes ces mesures passives, le niveau de confort ne soit pas atteint. Dans le but de réduire d'avantages la demande énergétique due à la climatisation, l'utilisation des technologies semi-passives favorable à l'environnement tel que le puits canadien ou provençal sont des voies de développement particulièrement séduisantes.

I-3- Objectif

L'objectif de ce mémoire est donc de mettre en évidence la réduction de charge de climatisation consécutive à l'utilisation d'un système de puits canadien ou provençal à Ouagadougou au Burkina Faso, car on s'aperçoit qu'il est difficile de transposer une technologie mise au point à partir des conditions climatiques spécifiques d'une région à l'autre. Pour le faire, notre travail s'articulera d'une façon générale sur les étapes suivantes :

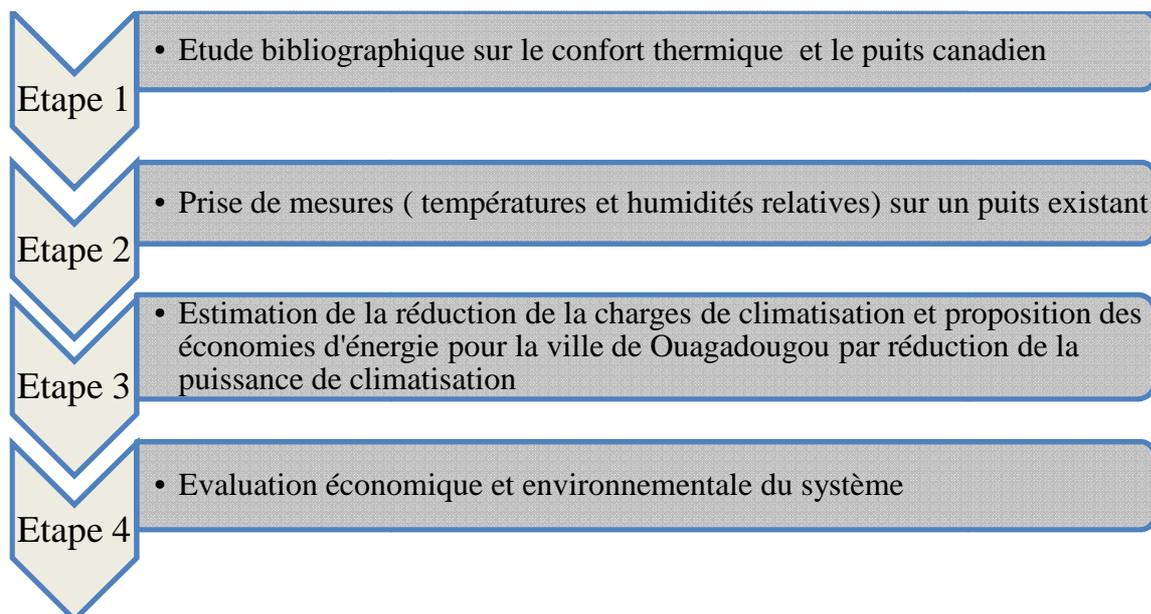


Figure 2: Etape du mémoire

I-4-Présentation du laboratoire d'accueil : LESEE

Notre stage, pour ce mémoire de fin d'études, s'est déroulé au laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (**LESEE**) de l'Unité Thématique de Recherche et d'Enseignement Génie Energétique et Industrielle (UTER GEI) de l'Institut International d'ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) de Ouagadougou.

Le projet scientifique du laboratoire se résume en quatre principaux axes à savoir :

- **AXE 1** : *L'évaluation « précise et continue » de la ressource solaire et des besoins en énergie en Afrique ;*
- **AXE 2** : *Contribution au développement des capacités d'innovation industrielle en Afrique dans le domaine du solaire (PV-Thermique basse et haute températures) pour une production et une utilisation rationnelle d'énergies électrique/thermique à petite et grande échelles.*
- **AXE 3** : *L'accès aux services énergétiques des populations Africaines (principalement pour les populations rurales) et l'assurance du développement économique et sociale de ces populations.*
- **AXE 4** : *Utilisation rationnelle de l'énergie en Afrique (économies d'énergies).*

Notre travail s'inscrit dans le quatrième axe de ce laboratoire qui traite de l'efficacité énergétique car produire de l'énergie c'est bien mais savoir l'utiliser c'est encore mieux.

Dans le but d'atteindre de manière encore plus efficace ses objectifs, le **LESEE** dispose de plusieurs partenaires dont le laboratoire **PROMES-CNRS** (France), l'entreprise **MICROSOW** (Burkina), **KNUST** (Ghana), **DUKE University** (USA) et bien d'autres ...

L'équipe dynamique du LESEE à ce jour est composée de plusieurs membres représentées dans la figure ci-dessous.

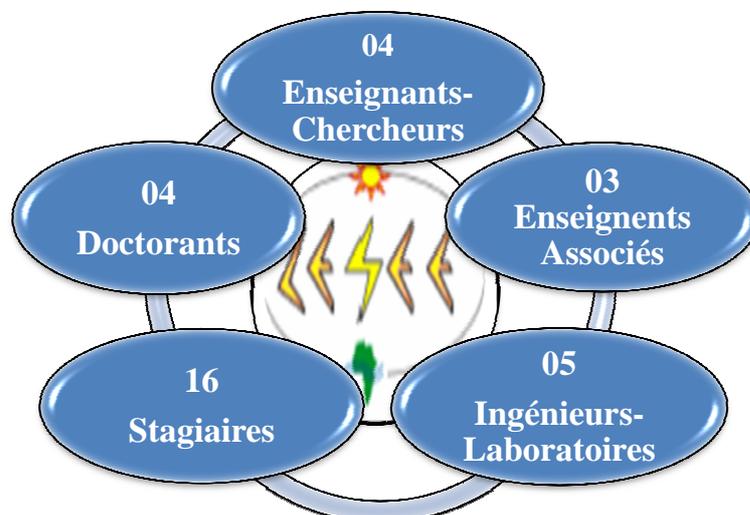


Figure 3: Equipe du LESEE

II- ETUDE BIBLIOGRAPHIE SUR LE CONFORT THERMIQUE ET LE PUIITS CANADIEN

Cette partie est en fait une synthèse bibliographique sur les méthodes d'études du confort thermique et sur les principes de conception d'une architecture bioclimatique. Y sont également regroupés un ensemble d'informations sur le puits canadien, le but étant de mieux situer l'originalité de notre sujet.

II-1- Le confort thermique en zone tropicale

L'objectif n'étant pas de détailler les propriétés d'une architecture qui satisfasse les conditions de confort sans recourir, de façon inconsidérée, aux systèmes mécaniques de conditionnement des locaux, nous nous limitons à l'évocation des grands principes qui doivent guider les concepteurs car le secteur du bâtiment est très énergivore avec 30 % à 40 % de la consommation d'énergie totale dans certains pays ⁽⁶⁾ et un peu plus dans d'autres.

II-1-1- Définition

Le confort thermique est une notion complexe dépendant de nombreux paramètres tels que la température de l'air, l'humidité relative de l'air, la vitesse relative de l'air/sujet, la température radiante moyenne, le métabolisme et la résistance thermique du vêtement. Il peut être défini de la façon suivante : un individu est en situation de confort thermique lorsqu'il ne ressent de sensation ni de chaud ni de froid ⁽⁷⁾.

II-1-2- Etat de l'art sur le confort thermique

La hausse croissante des exigences des usagers vis-à-vis du confort thermique ; liée au probable dérèglement planétaire est l'un des enjeux de la recherche énergétique dans le domaine du bâtiment. La recherche sur le confort thermique dans le bâtiment est partagée entre deux approches. La première étudie le confort thermique d'une façon analytique. Cette approche analytique du confort thermique est basée sur le calcul du bilan thermique du corps humain, par des modèles physiques et physiologiques essentiellement. L'objectif étant de prédire la sensation thermique des occupants afin d'identifier les conditions de confort thermique. La deuxième approche, basée sur l'incapacité de l'approche analytique à représenter la réalité du confort thermique dans les bâtiments, est l'approche adaptative. Cette approche est basée sur les constatations des investigations menées dans des bâtiments in situ. Il s'agit de construire une large base de données sur les conditions thermiques qui règnent dans différents types de bâtiment, pour différents climats et régions, par la mesure des grandeurs physiques de l'ambiance thermique.

II-1-3- Climat tropical et conception architecturale

La construction de locaux représente une préoccupation importante pour les pays Africains. En effet plusieurs de ces pays sont situés dans la zone intertropicale. Le rayonnement solaire direct est très intense et peut atteindre 800 W/m^2 sur une surface horizontale ⁽⁶⁾. La faible humidité relative couplée à l'absence de nuages, provoque de larges amplitudes de températures. Dans ces régions, les vents sont chauds et sont fréquemment accompagnés de tourbillons de sable et de poussière. Les précipitations sont rares et interviennent souvent sous forme d'averses ou de pluies orageuses.

Le mode de construire ancien adaptait l'architecture aux facteurs sociaux, culturels et climatiques pour pouvoir supporter des conditions de vie parfois difficiles, que cela soit au sud ou au nord. Le besoin de construire beaucoup, vite et pas cher a entraîné une rupture entre l'architecture et le climat, ce qui nécessite le recours abusif à des systèmes mécaniques de conditionnement d'air énergivores pour atteindre le confort thermique requis dans les locaux. Le choix du site d'implantation est le premier facteur garantissant une conception architecturale thermiquement performante bien qu'il n'affecte ni les températures ni les humidités, mais il a un effet non négligeable sur le vent, la pluie et le rayonnement solaire.

En effet, l'observation des choix effectués, depuis l'antiquité, en matière de zones habitables, doit orienter le processus de recherche du terrain adéquat. La morphologie et la pente du terrain, l'exposition au soleil, les masques de protection contre les vents dominants, sont autant d'éléments à prendre en compte. Le rayonnement solaire par exemple est l'une des principales sources d'échauffement de l'habitat : lorsque ce rayonnement est transmis directement au local, on observe une augmentation immédiate de la température ambiante interne ; il s'avère donc utile de diminuer l'exposition de la maison.

Dans l'architecture traditionnelle des zones tropicales, le confort de l'utilisateur était assuré par une combinaison de plusieurs stratégies passives de contrôle thermique, qui sont le résultat d'une connaissance approfondie des conditions climatiques. Ainsi, la réduction des températures internes pouvait être réalisée au moyen de concepts de refroidissement passifs tels que : évaporation, convection, ventilation, bâtiment enterré, la végétation autour des constructions.

Un choix judicieux des matériaux de construction participe à la réduction des températures de l'air ambiant à l'intérieur des locaux. Leurs effets thermiques dépendent de deux qualités principales, la résistance thermique et la capacité calorifique.

Les parois et le renouvellement de l'air sont les principales sources de déperditions thermiques dans une construction. Il faut donc, réduire les besoins en assurant une bonne étanchéité à l'air (isolation) et une bonne aération en privilégiant la ventilation naturelle.

La conception du bâtiment doit mettre en œuvre des principes simples, basés sur le bon sens et qui ont prouvé leur efficacité dans les constructions anciennes. Elle doit être adaptée aux besoins saisonniers et minimiser les déperditions. Dans ce cadre, nous dirons que l'architecture en Afrique doit prendre en compte les dispositions suivantes:

- L'utilisation des matériaux massifs pour augmenter l'inertie thermique ;
- La suppression des points faibles, tels que les ponts thermiques, ou les balcons qui font corps avec le reste du bâtiment ;
- La prévision des vitrages performants, qu'il faut protéger par des volets, des stores et des casquettes, tout en privilégiant l'éclairage naturel des espaces ;
- L'évapotranspiration des végétaux ;
- La limitation des charges internes par utilisation de matériel électrique performant ;
- L'utilisation des dispositifs de protection tels que toiture opaque, casquette, etc...

Ainsi, la performance thermique du bâtiment peut être améliorée par diverses méthodes de refroidissement passif, indépendamment des appareils de conditionnement d'air.

II-1-4- Limites des solutions passives

Le choix des matériaux et du type de construction les mieux adaptés à un climat donné permet de se rapprocher des conditions de confort sans toutefois être forcément suffisant sous certaines conditions climatiques particulièrement sévères. Si nous considérons par exemple le cas de Ouagadougou au mois d'avril (avant 1992), la température moyenne est de 33,3°C ⁽⁷⁾. Une maison bien conçue sans système de climatisation actif permettra au mieux d'avoir à l'intérieur une température de 33,3°C, supérieur à la limite de confort. De plus avec des charges thermiques internes, la température intérieure sera supérieure à 33,3°C à un moment de la journée quelque soit la qualité de matériau utilisé. Il ya donc nécessité comme nous le disons plus haut de penser aux moyens semi-passifs tels que le puits canadien.

II-2- Le puits canadien

II-2-1- Définition et principe de fonctionnement

Le puits canadien est un système géothermique de surface. Il consiste à utiliser l'inertie thermique du sol pour récupérer la fraîcheur (ou la chaleur) du sol. Le puits canadien a une origine très ancienne et le terme « Puits canadien » n'est pas employé uniquement au Canada. C'est un système traditionnellement utilisé en Amérique du Nord pour maintenir les habitations hors gel sans chauffage pendant l'hiver mais il trouve son origine chez les romains. L'expression « puits canadien » est utilisée quand il sert à préchauffer la maison et « puits provençal » lorsqu'il sert à rafraîchir. Qu'on l'appelle puits canadien ou puits provençal ou même encore échangeurs air-sol nous sommes toujours en présence de la même technique.

En fonction des conditions atmosphériques, de l'heure, du jour et de la saison, l'air extérieur subit de fortes variations de température et d'hygrométrie. À l'opposé, le sol, à quelques mètres sous sa surface, présente une température peu variable en raison de sa grande inertie thermique.

Le puits canadien tire partie de cette grande inertie en mettant en contact thermique l'air extérieur avec le sol, sa finalité première étant le pré conditionnement de l'air. Concrètement, le puits canadien est constitué de tubes enterrés à quelques mètres de profondeur sous le sol, à proximité ou directement sous le bâtiment. L'air provenant de l'extérieur, mu à l'aide d'un ventilateur, parcourt les tubes avant d'être insufflé dans le bâtiment. Durant son séjour dans les tubes, l'air échange ses calories avec le sol et peut aussi dans certains cas déposer une partie de l'eau dont il était chargé dans les tubes.

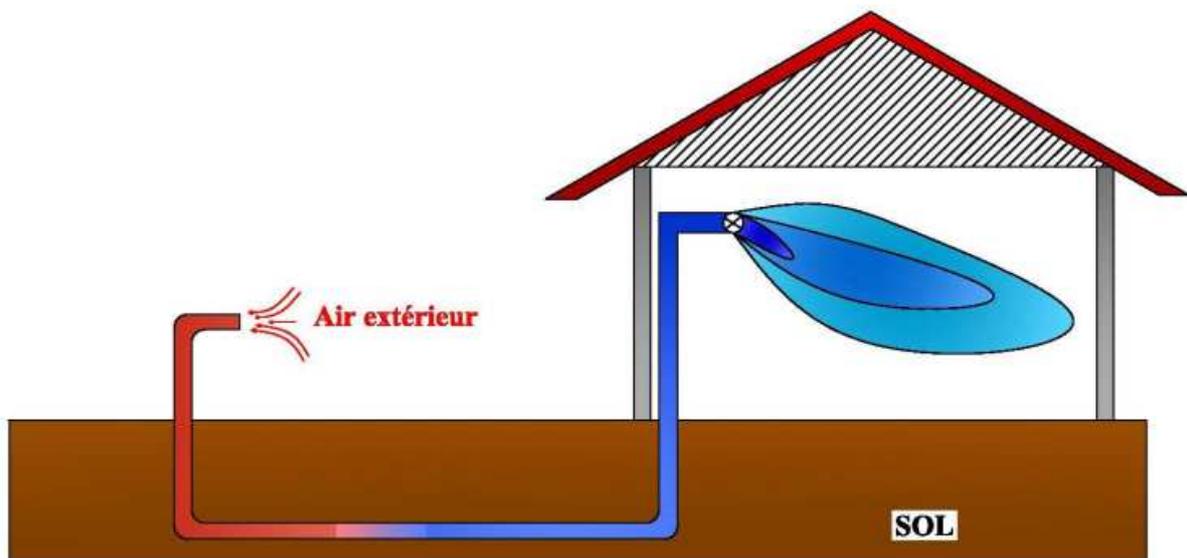


Figure 4: Schéma simplifié de fonctionnement d'un puits canadien mono tube

II-2-2- Etat de l'art

La recherche sur le puits canadien semble avoir démarré après le pic pétrolier de 1979 et s'être arrêtée temporairement après le contre-choc de 1985 ⁽⁸⁾. Ce n'est que depuis 1995 que quelques chercheurs ont repris des études sur les questions des performances des puits canadien, de leur comportement thermique et de leur intégration au bâtiment comme système de pré-conditionnement de l'air. Plusieurs documents abordent la technologie des puits canadien soit en tant que sujet principal, soit en tant que qu'élément d'une étude plus vaste sur le rafraîchissement de bâtiments.

La technologie des puits canadien a été pendant longtemps restreinte à l'Europe et l'Amérique mais ces dernières années les études ont été menées dans des zones ayant des climats

différents de ceux de l'Europe et d'Amérique. En Inde, deux études ont été menées sur le comportement du puits canadien. La première a conclu qu'un puits canadien pouvait réduire la température interne du local de 3°C pendant l'été et pouvait le réchauffer de 6,5°C pendant la période froide ⁽⁹⁾. La deuxième étude quant à elle a pu démontrer que le puits canadien pouvait réduire la température de l'air ambiant de 40,8°C à 27,2°C ⁽¹⁰⁾. Dans les climats désertique du Koweït une étude sur le puits canadien à montrer que l'on pouvait réduire la température d'un local de 300 m³ de 2,8°C ⁽¹¹⁾. Au regard de toutes ces études, il est admis que la technologie des puits canadien est aujourd'hui approuvée sous différents types de climats. Au Burkina Faso et plus précisément à la fondation 2iE, deux groupes d'étudiants ont menés en 2008 des études de faisabilité du puits canadien au Burkina Faso. L'un des deux groupes arrivait à la conclusion qu'un puits canadien de 30 m de long (200 mm de diamètre) avec un débit de circulation d'air de 245 m³/h pouvait réduire la température ambiante de 5°C ⁽¹²⁾. L'autre étude quant à elle arrivait à la conclusion qu'un puits canadien constitué de deux tubes parallèles 17m de long chacun enterrés à 2,2 m de profondeur et un débit de 90 m³/h pouvait réduire la température de l'air ambiant de 10°C ⁽¹³⁾. A la suite de ces études, la fondation 2iE dispose depuis l'année 2009 d'un prototype de puits canadien sur lequel nous nous baserons dans cette étude, les caractéristiques de ce puits seront données plus bas.

II-2-3- Principaux paramètres de dimensionnement d'un puits canadien

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez complexe du fait du nombre de paramètres à optimiser : longueur, diamètre et nombre de tubes, profondeur d'enfouissement, distance entre les tubes, débit de ventilation et température de sortie de l'air. Le dimensionnement présenté ici a pour but de proposer des critères objectifs pour le choix de ces différentes caractéristiques qui permettront de mieux optimiser l'installation pour l'atteinte efficace des résultats escomptés. Une grande partie des études limite fortement les détails de la modélisation afin de fournir une valeur approchée acceptable de la température de l'air en sortie du puits.

➤ Le débit d'air total

Le débit total de l'air circulant dans le puits canadien doit assurer l'ensemble des besoins d'air des locaux à rafraîchir. La détermination du débit d'air total maximal constitue l'un des premiers paramètres de dimensionnement d'un puits canadien.

Le débit d'air est donné par l'équation suivante :

$$q_v = \tau \times V \quad (1)$$

Avec :

- q_v : débit volumique d'air nécessaire en m^3/h ;
- τ : Taux de brassage de l'air ;
- V : volume du local

NB : On peut également déterminer le débit de soufflage en utilisant un écart de soufflage qui est la différence de température entre l'air de la salle et l'air soufflé.

➤ **Le nombre et le diamètre des tubes**

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la section totale d'échange entre l'air et le tuber. Ils influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Ces paramètres sont ajustés en fonction du débit d'air nécessaire.

➤ **La vitesse de l'air dans les tubes**

La vitesse de l'air ne constitue pas un paramètre indépendant, puisqu'elle est liée directement aux trois paramètres précédents. Néanmoins, elle impose le type d'écoulement 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.

➤ **Profondeur d'enfouissement**

Pour un puits canadien, le sol joue le rôle d'isolant et de tampon thermique entre l'atmosphère et les canalisations enterrées. La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de cette isolation. L'augmentation de la profondeur au-delà d'une certaine valeur accroît les contraintes comme la sécurité sur le chantier et accroît également les coûts de réalisation qui ont un impact direct sur la rentabilité du système.

La température $T_{sol}(z,t)$ en °C du sol à une profondeur z et à un temps t est soit un paramètre mesurer soit calculer par la fonction sinusoidale suivante après résolution de l'équation de la chaleur en milieu semi infini :

$$T_{sol}(z,t) = T_m + A e^{-z\sqrt{\frac{\omega}{2a}}} \sin(\omega t - \delta - z\sqrt{\frac{\omega}{2a}}) \quad (2)$$

Où

- T_m : température moyenne sur l'année ;
- A : amplitude des variations de température annuelles ;
- ω : pulsation annuelle ;
- δ : déphasage annuel en surface ;
- a , diffusivité thermique ($a = \frac{k}{\rho \cdot c}$).

Avec :

- k : conductivité thermique du sol en [W/m.K] ;
- ρ : masse volumique du sol en [kg/m³] ;
- C : chaleur massique du sol en [J/kg.K].

➤ Température de sortie

En considérant une température T_{sol} du sol homogène imposée sur la paroi des tubes, un bilan thermique en tout point du tube permet de déduire le profil de température de l'air et la température en bout de tube. Ainsi la température de sortie de l'air est donnée par :

$$T_{air}(x) = T_{sol} + (T_e - T_{sol})e^{-\frac{x}{l}} \quad (3)$$

- $T_{air}(x)$: Température de l'air dans le tube à une distance x de l'entrée en [°C] ;
- T_{sol} : Température du sol au niveau du tube en [°C] ;
- T_e : température d'entrée de l'air dans le tube [°C] ;
- l : Longueur caractéristique de l'échange thermique, dépendant du débit d'air et des propriétés thermiques de l'air et du tube en [m].

➤ La longueur du tube

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. En première approximation, d'après l'équation 3 le profil de température de l'air dans les tubes est asymptotique. Ainsi, au-delà d'une certaine longueur, le rallongement des tubes n'apporte aucune amélioration de l'échange. Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur, liée à la longueur caractéristique de l'échange thermique, l , qui peut être obtenue en confrontant le surcoût économique de l'échangeur à l'économie d'énergie apportée par l'allongement des tubes. Par conséquent, il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable plutôt qu'un seul tube beaucoup plus long. La longueur caractéristique en mètre de l'échangeur thermique est :

$$l = \frac{q_m \times c_{air}}{2\pi \times h \times r_{int}} \quad (4)$$

Avec :

- q_m : Débit massique de l'air dans le tube en [kg.s⁻¹]
- c_{air} : Capacité calorifique massique de l'air en [J.kg⁻¹.K⁻¹]
- h : Coefficient d'échange par convection entre l'air et le tube en [W.m⁻².K⁻¹]
- r_{int} : Rayon intérieur du tube en [m] ;

h est fonction des nombres adimensionnels tels que le nombre de Nusselt $Nu = f(Re, Pr)$, Il représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction.

$$h = \frac{N_u \times \lambda}{D} \quad (5)$$

$$Nu = 3,66 \text{ quand } Re < 2300 \quad \text{et} \quad Nu_u = \frac{\xi/8(R_e - 1000)P_r}{1 + 12,7\sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right)(P_r^{2/3} - 1)}} \quad (6)$$

$$\text{Quand } 2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \text{ et } 0,5 < Pr < 10^6 \text{ avec } \xi = (1,82 \log R_e - 1,64)^{-2} \quad (7)$$

$$Re = \frac{\rho_{air} \times v \times D}{\mu} \quad (8)$$

$$Pr = \frac{u \times \lambda}{D} \quad (9)$$

Où

- μ : viscosité dynamique de l'air en [Kg/m.s] ;
- v : vitesse moyenne de l'air dans la conduite en [m/s] ;
- D : Diamètre de la conduite en [m] ;

Re est le nombre de Reynolds, Il caractérise le type d'écoulement et Pr est le nombre de Prandtl, Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique

➤ Efficacité η

Par définition c'est le rapport entre le flux effectivement transféré par le flux maximum échangeable.

$$\eta = \frac{T_s - T_e}{T_{sol} - T_e} \quad (10)$$

T_s est la température de sortie de l'air du tube.

➤ Le ventilateur

Le dimensionnement aéraulique s'avère aussi important que le dimensionnement thermique car les pertes de charge élevées sont indésirables puisqu'elles peuvent entraîner un surdimensionnement du ventilateur et des pertes énergétiques supplémentaires. Le choix du ventilateur passera nécessairement par la représentation de la caractéristique du réseau ainsi que des courbes caractéristiques données par les catalogues des constructeurs afin de déterminer le point de fonctionnement. En effet le ventilateur choisi doit d'une part fournir le

débit inscrit dans le cahier des charges tout en ayant une hauteur manométrique suffisante pour vaincre les pertes de charges du réseau.

La puissance mécanique fournie par un ventilateur est égale à :

$$P_m = q_v \times \Delta p = \frac{q_m \times \Delta p}{\rho_{air}} \quad (11)$$

Avec :

- P_m : Puissance mécanique fournie à l'air par le système de ventilation [W] ;
- q_v : Débit volumique de l'air mis en mouvement par le ventilateur [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] ;
- Δp : Différence de pression assurée par le ventilateur [Pa].

D'autre part, le rendement de conversion électromécanique n_v du même ventilateur vaut :

$$\eta_v = \frac{P_m}{P_{ev}} \quad (12)$$

P_{ev} est la puissance électrique du ventilateur.

La loi de chute de pression quant à elle vaut :

$$\Delta p = \frac{\rho_{air} \times q_m \times v^2}{2} \left[\Lambda \times \frac{l}{D} + \zeta \right] \quad (13)$$

Avec :

- Λ : Coefficient de perte de charge régulière;
- ζ : Coefficient global de perte de charge.

Les coefficients de perte de charge ne sont généralement pas connus. Ils sont propres à chaque installation et à chaque régime de fonctionnement. Le coefficient de perte de charge régulière Λ peut être calculé à partir de la « formule de Blasius » ci-dessous:

$$\Lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}} \quad (14)$$

Et le coefficient global de perte de charge ζ ne peut être déterminé sans une connaissance fine de la géométrie de l'installation.

Les études bibliographiques et les états de l'art présentés dans cette partie nous ont permis de recenser un ensemble d'informations. Ces informations permettront dans la suite de mieux cadrer notre étude. La partie suivante est basée sur l'expérience proprement dite et l'ensemble des mesures obtenues.

III-ETUDE EXPERIMENTALE

Dans cette partie nous ferons d'abord une présentation générale du dispositif expérimental et tous les équipements de mesures que nous avons utilisés. Nous finirons en présentant de façon aussi générale les résultats obtenues et surtout les méthodes utilisées, le but étant de donner les informations permettant de répéter toutes les actions ou les tâches accomplies.

III-1- Dispositif expérimental

Le puits canadien construit à la fondation 2iE a 25 m de long et est a une profondeur de 1,5 m. Le tube est légèrement incliné pour permettre l'évacuation éventuelle des condensats à travers un petit trou percé au point le plus bas. Le tube est en Polychlorure de vinyle (PVC) de 125 mm de diamètre. Le puits a deux entrées d'air situées respectivement à 25 et 15 m de la sortie d'air située dans le local expérimental, les deux entrées permettent au système d'être testé à différentes distances. Les deux entrées sont identiques, la figure ci-dessous montre une vue d'une des deux entrées.



Figure 5: *Vue de l'entrée du puits canadien*

Le ventilateur qui permet de faire passer l'air dans le tube a une puissance électrique de 14 W et un débit de soufflage de 95m³/h. Il est présenté sur la figure suivante :



Figure 6: *Ventilateur de soufflage*

Le puits est doté de quatre sondes de température situées dans le tube à 5 m, 10 m, 15 m, 20 m qui permettent de faire des mesures de températures lors du parcours de l'air dans le tube. Il existe également trois sondes de température enterrées respectivement à 0,5 m, 1 m et 1,5 m pour mesurer le gradient de température du sol. Dans le but de pouvoir nettoyer toute la conduite, un fil en nylon sur lequel un tissu peut être accroché traverse tout le tube.

La figure ci-dessous est une vue générale de l'installation, les 15 premiers mètres sont couverts à certains moments de la journée par l'ombre des arbres à proximité de l'installation tandis que le parcours restant est exposé au soleil en longueur de journée.

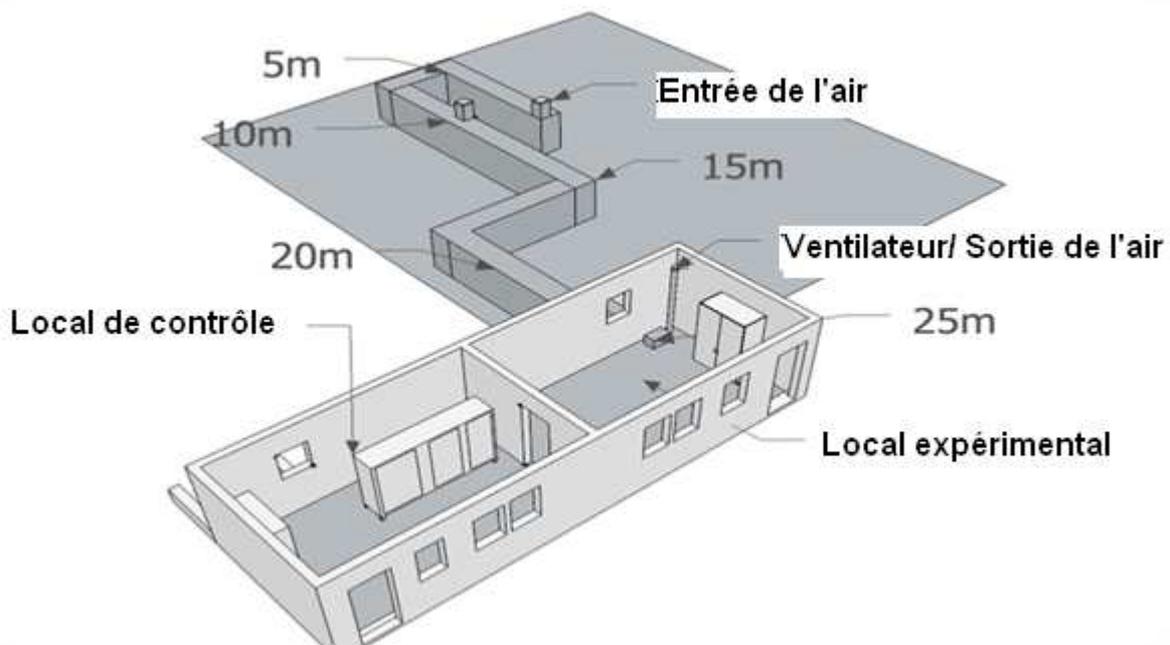


Figure 7: Vue d'ensemble du puits canadien et de la salle expérimentale ⁽⁵⁾

La salle d'expérience quant à elle a un volume de $51,50 \text{ m}^3$ soit $5,35$ de longueur, $3,50 \text{ m}$ de largeur et $2,75 \text{ m}$ de hauteur sous plafond. Les côtés Nord et Est donnent sur l'extérieur tandis que le côté Ouest donne sur un grand laboratoire d'électrotechnique et le côté Sud sur une salle identique à la salle expérimentale. Les murs ont une épaisseur de 18 cm et ont été construits localement avec du béton. Le plafond est constitué de lames de bois et le toit en alliage zinc-aluminium ondulé.

Un thermomètre digital de marque TPI 343 avec des thermocouples de type K permet la prise directe des mesures de températures de l'air à l'entrée, à la sortie du puits et dans le tube (après 5 m, 10 m, 15 m et 20 m de parcours). Un thermo-hygromètre de marque CHAVIN ARNOUX de type CDA 845 permet de son côté de prendre directement les humidités relatives de l'air à l'entrée.

III-2- Présentation générale des résultats

Nous présenterons ici de façon succincte les résultats qui sont la base de cette étude, les analyses étant faites au fur et à mesure dans les parties qui suivront plus bas. Les mesures ont été prises au cours des mois de mars, avril et mai 2010. Pour un jour, les mesures sont prises entre 8h et 17h30 pour la simple raison que le système assure le rôle de rafraîchissement seulement entre 8h et 22h nous y reviendrons là dessus plus bas. Les valeurs présentées dans les tableaux qui suivront sont regroupées en moyennes hebdomadaires puis en moyennes mensuelles.

III-2-1- Température du sol

Le tableau 1 ressort les températures moyennes du sol à différentes profondeurs. Ces températures sont prises directement avec notre thermocouple et grâce aux trois sondes enterrées jusqu'à ces différentes profondeurs.

Dans le tableau suivant nous avons :

- $T_{(0,5\text{ m})}$: Température du sol à 0,5 m de profondeur en [°C] ;
- $T_{(1\text{ m})}$: Température du sol à 1 m de profondeur en [°C];
- $T_{(1,5\text{ m})}$: Température du sol à 1,5 m de profondeur en [°C].

Tableau 1: Température du sol à différentes profondeurs

| | Mars | | | | Avril | | | | Mai | | |
|-----------------|------|------|------|------|-------|------|------|------|-------------------|------|------|
| Semaine | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| T (0.5m) | 31,8 | 30,8 | 31,6 | 31,6 | 30,3 | 30,4 | 31,1 | 30,2 | Sonde défectueuse | | |
| T (1 m) | 30,1 | 29,6 | 30,7 | 30,4 | 29,8 | 29,5 | 30,5 | 29,6 | 31,1 | 33,4 | 32,5 |
| T (1.5m) | 28 | 27,5 | 29,6 | 29,7 | 29,7 | 29,2 | 30,1 | 29,1 | 30,8 | 31,6 | 31,7 |

III-2-1- Température de l'air dans le tube et autres paramètres caractéristiques du système

Le tableau qui suivra donne les valeurs de la température de l'air après une certaine distance parcourue à travers le tube. Ces valeurs sont également relevées directement avec nos appareils de mesure. Les sondes enterrées dans le tube remontent en surface et sont visibles sur le site expérimental, une analyse plus profonde de ces valeurs sera faite dans la suite de ce travail.

Dans le même tableau on y retrouve les humidités relatives de l'air à l'entrée et à la sortie du puits, les enthalpies et enfin les écarts de température de l'air entre l'entrée et la sortie de notre puits.

Les humidités relatives à l'entrée sont obtenues par simple mesure à l'aide de hygromètre alors que les humidités relatives à la sortie sont lues à partir du diagramme psychométrique car nous avons remarqué que l'air subissait un refroidissement sans déshumidification (La température du tube étant toujours supérieure à la température de rosée de l'air il y'a donc pas de condensation). Connaissant donc la température de sortie et l'humidité absolue qui reste constante au cours de la transformation, l'humidité relative peut se lire simplement sur le diagramme de l'air humide. L'humidité absolue elle-même est obtenue par lecture sur le même diagramme à partir de la température de l'air et de son humidité relative à l'entrée du puits.

Les écarts de températures sont simplement la différence entre la température de l'air à l'entrée et la température à la sortie du puits.

Toutes les enthalpies qui sont des fonctions d'état extensives sont également obtenues à partir du diagramme de l'air humide. Le diagramme de l'air humide que nous avons utilisé est un diagramme numérique du constructeur DAIKIN, nous présenterons son interface après les nomenclatures ci-après.

L'ensemble des paramètres cités ci-dessus sont :

- T_e : Température à l'entrée du puits en [°C];
- T_{5m} : Température de l'air dans le tube après 5 m de parcours en [°C];
- T_{10m} : Température de l'air dans le tube après 10 m de parcours en [°C];
- T_{15m} : Température de l'air dans le tube après 15 m de parcours en [°C];
- T_{20m} : Température de l'air dans le tube après 20 m de parcours en [°C];
- T_s : Température de l'air à la sortie du puits ;
- ΔT : Différence entre T_e et T_s en [°C];
- $\Delta T'$: Différence entre T_e et T_{15m} en [°C];
- H_{re} : Humidité relative de l'air à l'entrée du puits en [%];
- H_{rs} : Humidité relative de l'air à la sortie du puits en [%];
- h_e : Enthalpie de l'air à l'entrée du puits en [kJ/kg];;
- h_s : Enthalpie de l'air à la sortie du puits en [kJ/kg];

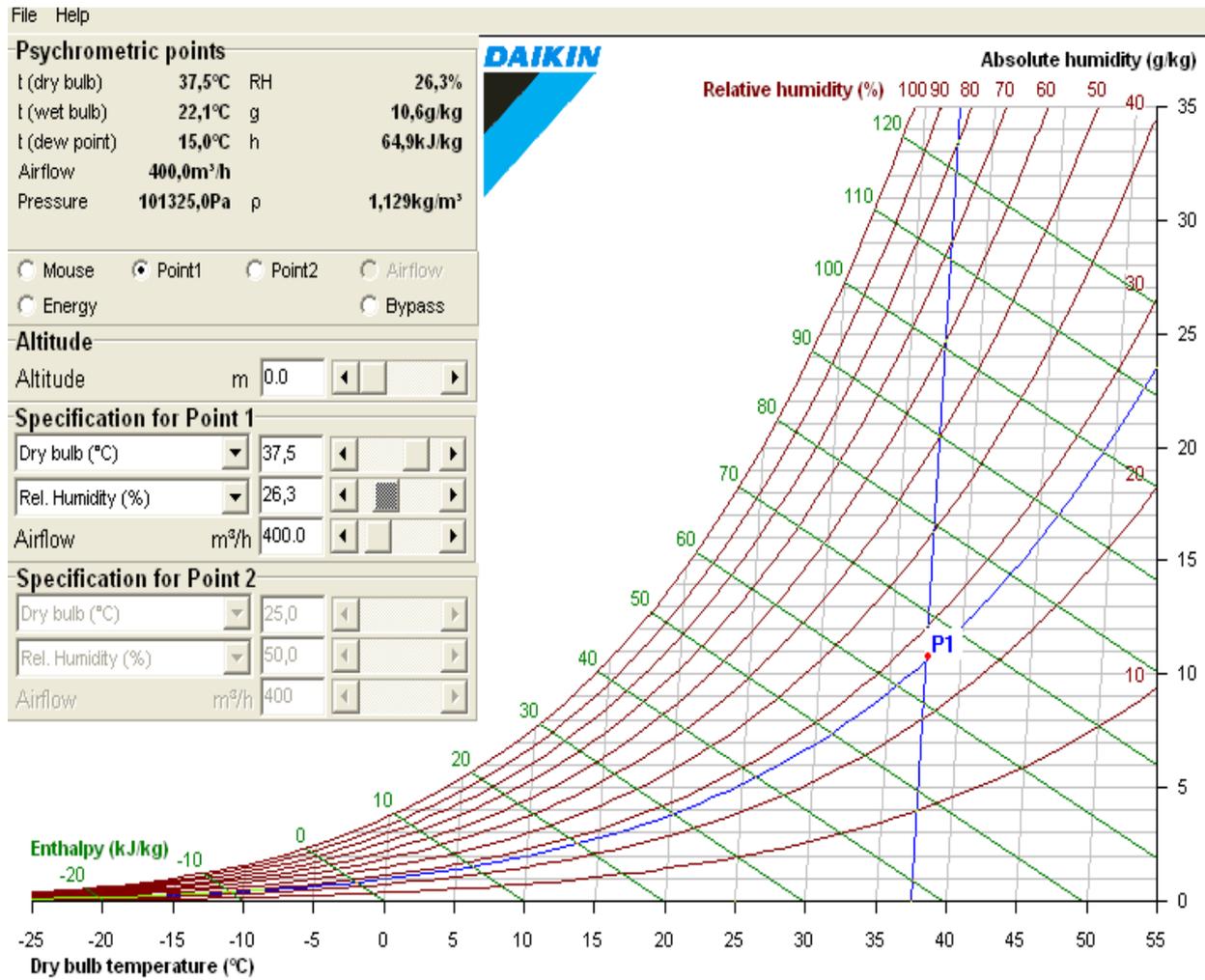


Figure 8: Diagramme de l'air humide

Tableau 2: Température de l'air dans le tube et paramètres associés.

| | Mars | | | | | Avril | | | | | Mai | | | |
|-------------------------------|------|------|------|------|---------|-------|------|------|------|---------|------|------|------|---------|
| Semaine | 1 | 2 | 3 | 4 | Moyenne | 5 | 6 | 7 | 8 | Moyenne | 9 | 10 | 11 | Moyenne |
| <i>Te</i> | 38 | 37,3 | 37 | 37,7 | 37,5 | 37,7 | 36,3 | 39,6 | 37,4 | 37,8 | 34 | 36,4 | 35,5 | 35,3 |
| T5m | 29,5 | 30,6 | 30 | 30,2 | 30,1 | 30,6 | 31 | 31,4 | 31,6 | 31,2 | 32,9 | 33,3 | 32,6 | 32,9 |
| T10m | 29,1 | 28,1 | 29,5 | 28,7 | 28,9 | 29,4 | 29,6 | 30,4 | 31,9 | 30,3 | 32,3 | 32,7 | 31,3 | 32,1 |
| T15m | 28,5 | 28,4 | 29,4 | 28,5 | 28,7 | 29,6 | 28,6 | 29,8 | 31,6 | 29,9 | 31,7 | 32,2 | 31 | 31,6 |
| T20m | 29,3 | 29,6 | 30,5 | 29,2 | 29,7 | 30,5 | 29,6 | 30 | 32 | 30,5 | 32 | 31,6 | 31,6 | 31,7 |
| <i>Ts</i> | 30 | 30,3 | 29,5 | 29,5 | 29,8 | 30 | 28,4 | 30,2 | 31,5 | 30,0 | 30,7 | 29,9 | 30,9 | 30,5 |
| <i>H_{re}</i> | 15 | 20,8 | 37,6 | 31,7 | 26,3 | 15 | 21,3 | 34 | 31 | 25,3 | 52 | 40,5 | 51,8 | 48,1 |
| <i>H_{rs}</i> | 23,6 | 30,9 | 57,1 | 48,4 | 40 | 23,2 | 33,2 | 57,4 | 43,2 | 39,3 | 62,7 | 58,4 | 67,2 | 62,8 |
| <i>he</i> | 54,1 | 58,7 | 75,3 | 69,2 | 64,3 | 53,5 | 57,1 | 79,6 | 69,6 | 65,0 | 79 | 76,4 | 87,8 | 81,1 |
| <i>hs</i> | 46 | 51,7 | 67,5 | 61,6 | 56,7 | 45,8 | 49 | 70 | 63,7 | 57,1 | 75,6 | 69,7 | 79,7 | 75,0 |
| ΔT | 8 | 7 | 7,5 | 8,2 | 7,7 | 7,7 | 7,9 | 9,4 | 5,9 | 7,7 | 3,3 | 6,5 | 4,6 | 4,8 |
| $\Delta T'$ | 9,5 | 8,9 | 7,6 | 9,2 | 8,8 | 8,1 | 7,7 | 9,8 | 5,8 | 7,9 | 2,3 | 4,2 | 4,5 | 3,7 |

Comme nous le disons plus haut, la suite de notre travail (analyse et discussion) est essentiellement basée sur tous les résultats ci-dessus.

V- ANALYSES ET DISCUSSIONS DES RESULTATS

Nous ferons ici une analyse plus détaillée des résultats qui nous permettrons plus loin de faire un certain nombre de calculs. Ces analyses sont essentiellement basées sur la température de l'air et du sol, la température étant l'un des paramètres prépondérant dans l'atteinte de nos objectifs.

V-1- Evolution de T_e et T_s au cours d'une journée

La figure ci-dessous représente les profils de températures d'entrées et de sortie du puits. L'expérience est menée sur une journée entière (18 Avril 2010) et les mesures sont prises heure par heure durant 24 heures. Nous rappelons que T_e est la température de l'air à l'entrée et T_s celle de l'air à la sortie du puits canadien.

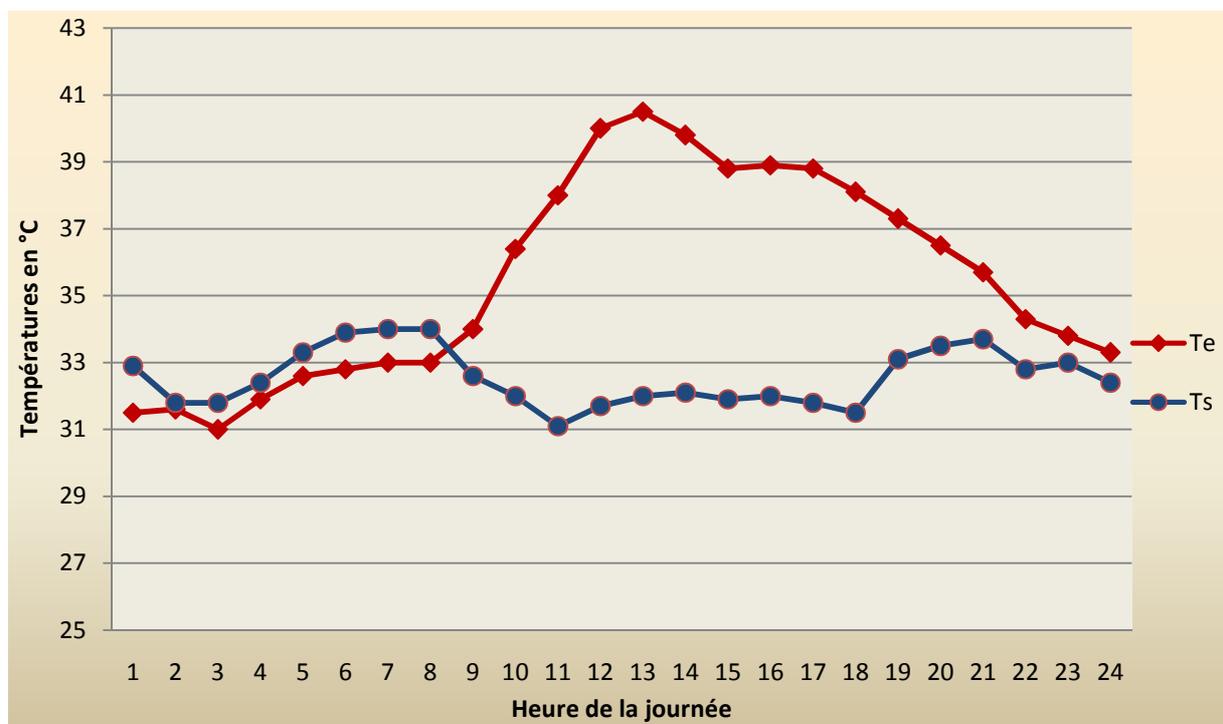


Figure 9: Allure journalière des températures d'entrées et de sorties

A l'issue de cette expérience, on constate qu'il ya une période pendant laquelle le puits canadien refroidit l'air (entre 8h et 22h) et une autre pendant laquelle il réchauffe plutôt l'air, il est bien entendu que le deuxième phénomène n'est pas intéressant en climat tropical comme celui du Burkina Faso (chaud et sec) du moins pour le moment. En effet compte tenu de la grande inertie thermique du sol, ses moments de réchauffement pendant la journée et de refroidissement pendant la nuit sont déphasés. Ainsi pendant le jour le puits canadien tire profit du refroidissement de la nuit précédente. Et pendant la nuit, quand la chaleur reçue

pendant la journée en cours atteint la profondeur à laquelle le tube est enterré (autour de 20h), le puits se met à réchauffer l'air. De plus au courant d'une journée, même si on considère que la température du sol varie moins à cette profondeur (amplitudes ne dépassant pas 3°C), il n'est pas rare de voir la température de l'air à l'entrée du puits tombée en-dessous de la température du sol à certaines heures. Dans cette situation le puits ne peut que réchauffer l'air la loi des transferts thermiques l'obligeant (la température se déplace du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid). Il faut donc prévoir un by-pass pour pouvoir bien exploiter le système en fonction des besoins (refroidissement ou chauffage).

V-2- Evolution de la température dans le sol

Nous nous intéressons maintenant à la variation de la température du sol en fonction de la profondeur. En fait le potentiel de refroidissement du sol à une certaine profondeur dépend étroitement de sa température. La valeur de la température à une certaine profondeur nous permettra donc de prévoir les évolutions du système sur une période bien déterminée.

Contrairement à l'air extérieur qui subit des grandes variations avec des amplitudes allant à plus de 15°C, la température subit de faibles variations dans le sol. Les variations de température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande ⁽¹⁴⁾. La température s'estompe donc dans le sol au fur et à mesure que la profondeur augmente. La figure ci-après présente les variations de température en fonction de la profondeur. Ces mesures sont faites pendant les mois de Mars et Avril 2010.

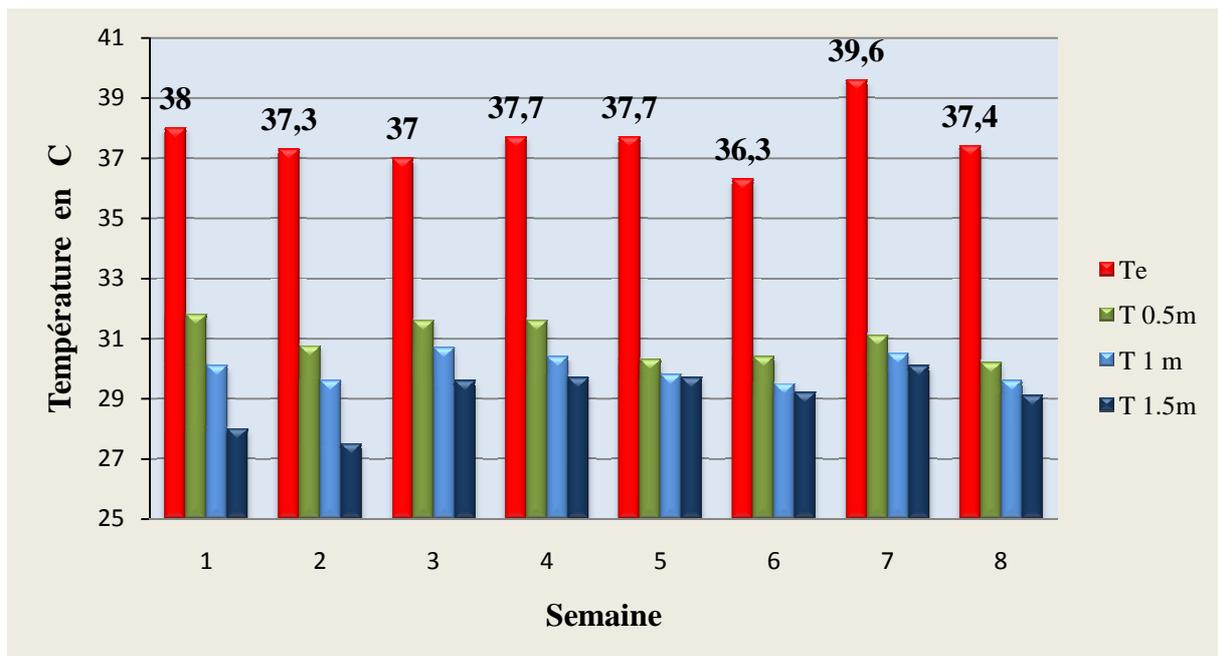


Figure 10: Variation de la température en fonction de la profondeur

Il ressort de cette expérience que la température varie de manière significative à 0,5 m de profondeur et atteint souvent près de 34°C avec des amplitudes de 5°C . Il est donc clair que les variations journalières des conditions atmosphériques influencent encore le sol à cette profondeur. Par contre à 1 m et 1,5 m de profondeur, ces variations journalières ne sont pas trop prononcées. La température peut être de 32°C à 1 m et de 31°C à 1,5 m la différence entre les deux ne dépasse généralement pas 2°C . Ces deux profondeurs mettent quand même le système à l'abri des grandes variations journalières, on peut considérer la température du sol comme constante à ces profondeurs sur une journée (entre 8h et 22h).

Les variations saisonnières pourraient avoir un impact sur le système, l'idéal serait d'avoir un sol plus frais pendant la période chaude comme celle pendant laquelle notre étude se déroule et d'avoir un sol plus chaud pendant la période froide. Ce pendant, s'il est vrai que la température du sol dépend des conditions atmosphériques, c'est le phénomène inverse qui pourrait être observé c'est-à-dire avoir un sol plus chaud pendant la période chaude et un sol plus frais pendant la période froide. En effet, les phénomènes de réchauffement et de refroidissement du sol se succèdent entre les jours et les nuits ce qui peut en réalité atténué de façon considérable les variations saisonnières. En plus on ne peut pas se limiter à dire que le sol sera plus frais pendant les périodes chaudes parce qu'il se refroidit pendant la période froide qui n'est que de deux ou trois mois au Burkina Faso.

V-3-Evolution de la température de l'air dans le tube

D'une comparaison faite avec les prévisions mathématiques (équation 3), il ressort des différences entre les valeurs mesurées et les valeurs théoriques de près de 3°C , les valeurs mesurées étant chaque fois inférieures aux valeurs théoriques. L'explication peut bien venir du fait qu'il existe plusieurs modèles permettent de calculer le coefficient d'échange h qui est très déterminant dans la modélisation des échanges thermiques dans le tube mais par leur simplicité, ces modèles sont généralement utilisés pour la réalisation des simulations et ils demeurent généralement limités car ils sont très faiblement modulables. De façon particulière, leur utilisation peut nécessiter un étalonnage à partir des mesures prises sur de longues périodes. De plus, ces modèles ne tiennent pas compte de l'évolution de la température du sol au voisinage du tube, une analyse détaillée s'avère donc indispensable.

La figure 13 ci-dessous représente l'évolution de la température moyenne de l'air dans le tube au cours du mois de Mars.

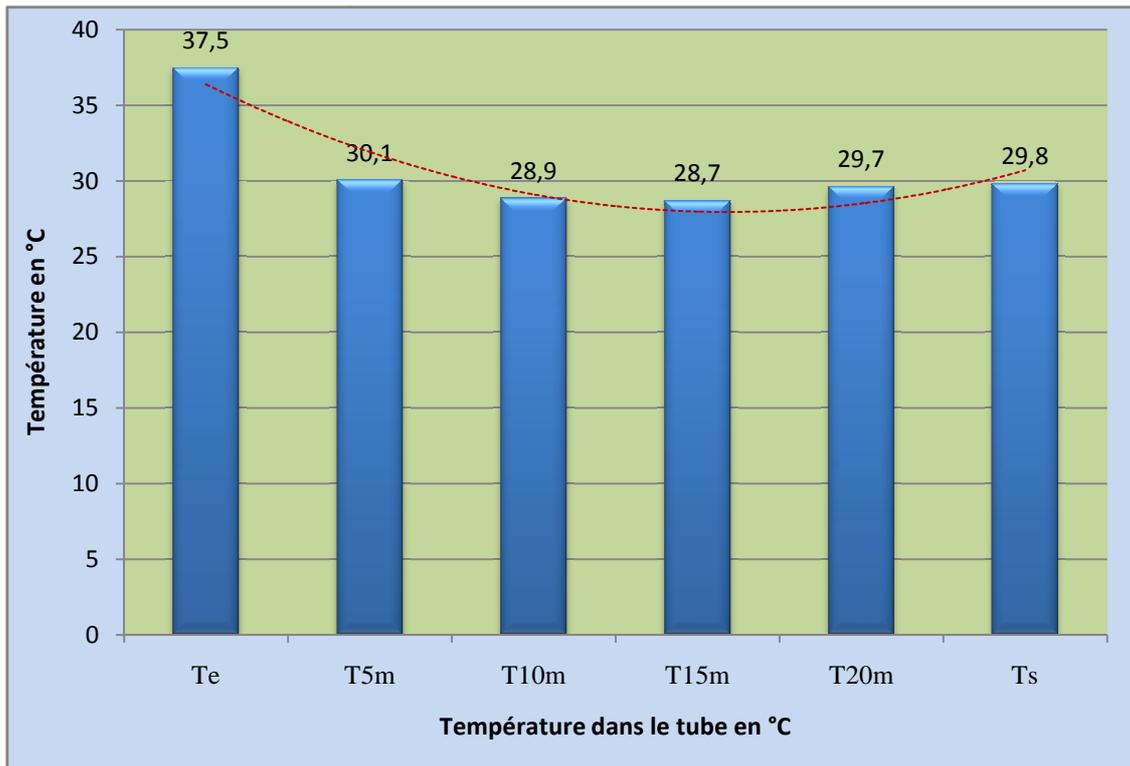


Figure 11: Evolution de la température de l'air en fonction de la distance parcourue dans le tube.

Les températures à l'entrée sont au tour 24 °C à 7H, ces températures augmentent rapidement au tour de 9H et atteignent généralement leurs maximums au tour de 14H (figure 10). Comme illustré à la figure 13, les échanges de chaleur entre l'air et le sol se font de façon très efficace dans les 15 premiers mètres. La température de l'air peut être réduite de 37°C à 30°C après 5m de parcours puis de 30°C à 28,9°C après les 5 prochains mètres et cette température atteint les 28,7°C après 15 m de parcours. Ceci s'explique par le fait que la température entre l'air et le sol sont réduites à un moment donné, ce qui réduit également les transferts de chaleur car le flux de chaleur transféré est une fonction croissante de la différence de température entre l'air et le sol.

Ce pendant nous notons que l'air commence à se réchauffer après près de 17 m de parcours et atteint 30°C à la sortie. Ceci peut être évidemment lié à plusieurs raisons qui sont entre autres :

- La première remarque est que le tronçon en question (à partir de 15m) est soumis aux contraintes climatiques plus intenses (échanges radiatifs avec le soleil) car il reste en longueur de journée exposé au soleil comme nous l'avons dit plus haut, la température du sol autour de ce tronçon peut donc être différente à celle du premier

tronçon (les 15 premiers mètres) qui bénéficie à un moment de l'ombrage des arbres à proximité de l'installation.

- Le ventilateur est une cause évidente car il est situé à la sortie du puits et dans le tuyau (voir figure 7). En effet, un ventilateur convertit une puissance électrique en puissance mécanique avec un rendement qui dépend du type de ventilateur. Les pertes de conversion sont dégradées sous forme de chaleur, dont une partie est directement évacuée par l'air de ventilation, ce qui influence la température de l'air insufflé. Et de toutes les façons c'est une perturbation qui sera toujours ou presque présente car il faut bien qu'il ait un ventilateur de soufflage pour que l'air subisse un bon transfert convectif dans le tube.
- En fin l'air peut gagner de la chaleur au cours de son parcours dans la partie vertical du tube qui remonte du sol et va vers la bouche de soufflage. Cette partie du tuyau situé à l'intérieur du local expérimental n'est pas isolé, de ce fait l'air pourrait bien gagner en température car la salle en question peut atteindre une température de 35°C et même plus à certain moment. La figure ci-dessous montre cette partie du tube.



Figure 12: Partie vertical du tube

L'exposition et l'humidité du terrain sous lequel le puits canadien est enterré ont une influence sur ce dernier.

Deux sondes de températures plantées de façon aléatoire à 1 m de profondeur dans le jardin présenté sur la figure ci-dessous nous ont donné des températures moyennes du sol à cette profondeur toujours au tour de 29°C. Ceci est dû certainement au fait que ce jardin est souvent arrosé et en plus la végétation ne permet pas qu'une bonne partie du rayonnement solaire atteigne le sol. Nous rappelons que le jardin est proche de notre site expérimental.



Figure 13: Vue du jardin de la fondation 2iE

V-3- Evolution de la température du local

Le but dans cette sous partie est de savoir de combien de degré le puits canadien à lui seul peut baisser la température du local. La figure 13 montre l'évolution de la température de notre local expérimental en fonction de la température extérieure.

T_e reste la température à l'extérieur tandis que T_{salle} et T'_{salle} sont respectivement les températures de la salle quand le puits fonctionne et quand il ne fonctionne pas. Nous rappelons que l'expérience est également faite le 18 Mars 2010 sur 24 heure et que T'_{salle} est mesurée pour les besoins de la cause dans un local proche et identique à notre local expérimental.

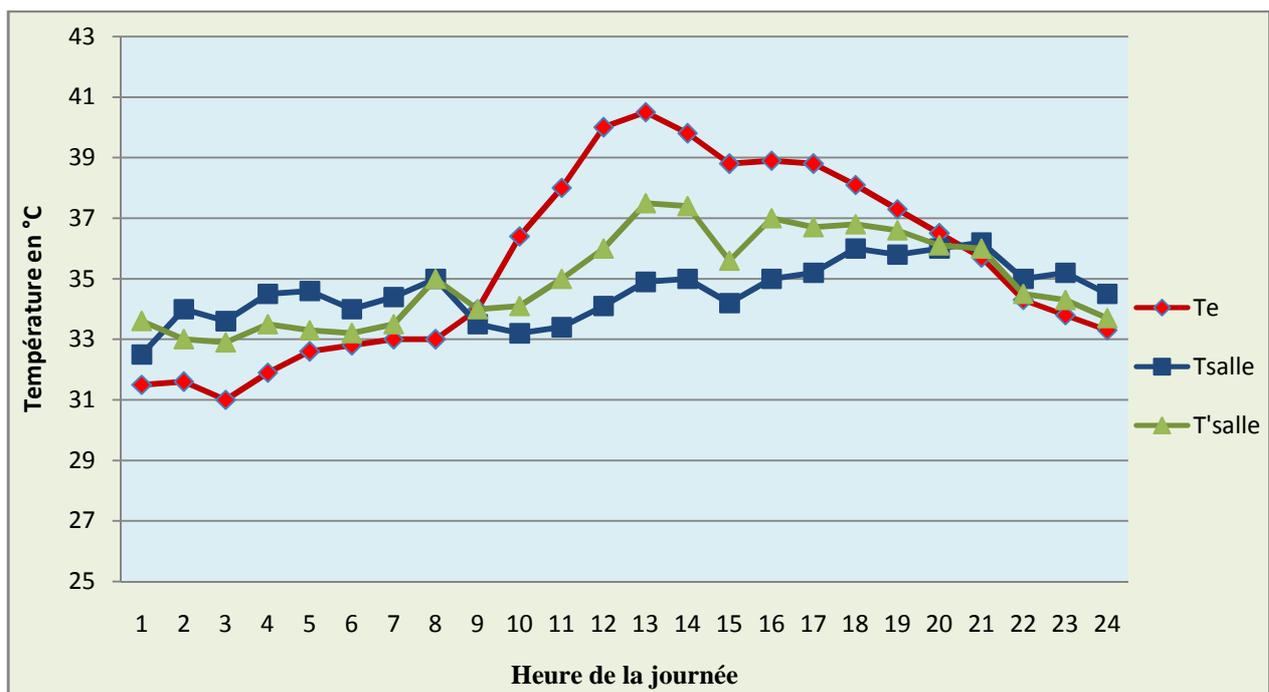


Figure 14: Variation de la température du local en fonction de la température extérieure

Il ressort de cette expérience que les températures à l'intérieur du local contrairement à la température extérieure, varient peu que le puits soit en marche ou pas même si elle varie encore moins pendant le fonctionnement du puits canadien. La période pendant laquelle la température T_{salle} est supérieure à T_e correspond bien à la période au cours de laquelle le puits réchauffe le local et en plus de ce fait le réchauffement du local est accentué par l'inertie thermique des murs qui rejettent alors la chaleur emmagasinée pendant la journée. La différence entre T_{salle} et T'_{salle} vient donc plutôt du réchauffement de l'air par le puits canadien.

Cependant la température T_{salle} devient inférieure à T_e pendant la période de rafraîchissement du puits canadien car de l'air plus frais que l'air intérieur est soufflé dans le local. Pendant la même période, T'_{salle} est inférieure à T_e mais là suit de façon fidèle au point d'atteindre 37°C quand T_e vaut 41°C. De ce qui précède nous constatons que le puits canadien permet un abaissement de la température du local de près de 2,8°C. Ce pendant compte tenu des conditions de confort requises jusqu'ici au Burkina Faso, il est clair que le puits canadien à lui seul ne peut ramener le local dans la zone de confort qui est comprise entre 20°C et 28°C avec des humidités relatives comprises entre 20% et 80% ⁽¹⁵⁾.

Le puits canadien dans notre cas ne peut donc pas assurer tout seul les besoins de rafraîchissement de notre local bien qu'il permet un abaissement de la température du local. Son exploitation aux fins de la climatisation nécessitera donc une association avec un système classique de climatisation.

NB: Toutes les expériences menées sur 24 H c'est à dire avec des prises de mesures heure par heure on été faites deux fois. Une fois le 18 Avril, une autre fois le 15 Mai 2010 et les résultats obtenus sont quasiment identiques.

Dans la suite de notre travail nous allons donc coupler le puits canadien à un système classique de climatisation et dégager l'intérêt du puits canadien.

VI- ESTIMATION DE LA REDUCTION DES CHARGES DE CLIMATISATION

Au regard de ce qui précède, il a été démontré que le puits canadien à lui seul ne pouvait situer le local dans la zone de confort thermique. Le but est maintenant de dire quel serait la part du puits canadien dans la climatisation à Ouagadougou c'est-à-dire de combien la charge de climatisation serait elle réduite si le puits canadien est combiné à un système classique de climatisation à Ouagadougou ?

Le principe est donc comme indiqué sur la figure ci-après d'utiliser le puits canadien comme système amont de pré conditionnement de l'air.

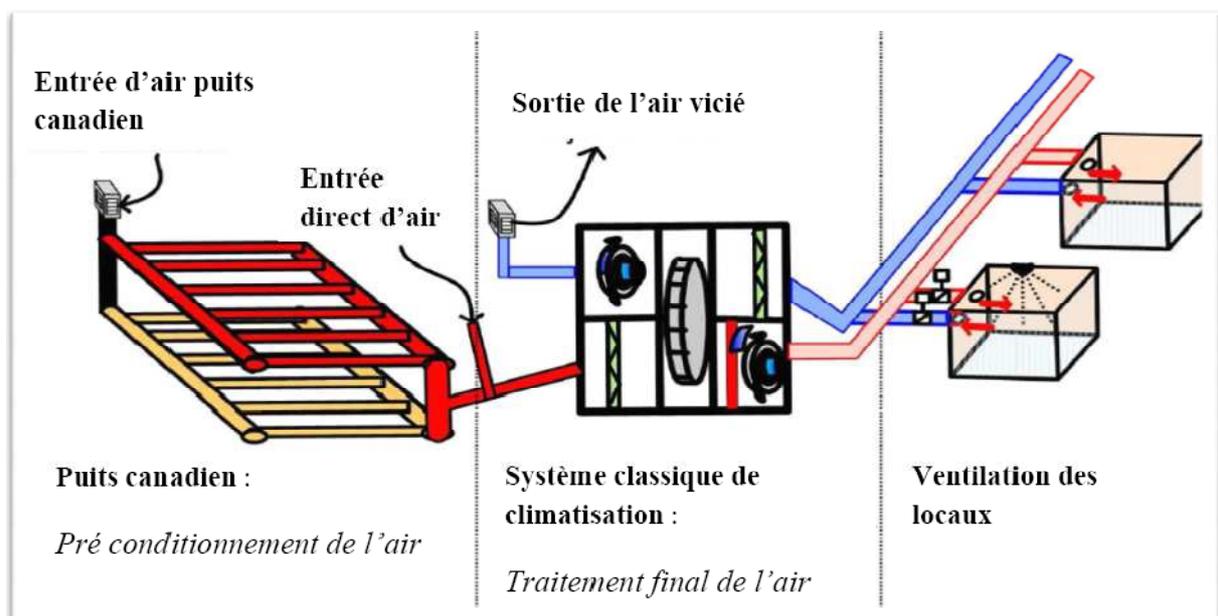


Figure 15: Couplage puits canadien et climatisation classique

Ainsi pour la mise en évidence des réductions que peut apporter le puits, nous ferons d'abord un bilan thermique de notre local expérimental ceci nous permettra de calculer le débit nécessaire de soufflage et nous nous appuyerons enfin sur l'ensemble des résultats précédents pour évaluer la diminution de la charge puis les économies d'énergie qui en découlent. La puissance de climatisation de notre local expérimental sera certainement petite, ce local n'étant qu'un prototype mais les résultats nous permettront de nous pencher sur les grandes puissances de climatisation comme celle des bâtiments publics de la ville de Ouagadougou. Nous estimerons par exemple les économies d'énergie qui en découleraient si le procédé était mis en œuvre dans les bâtiments publics de la ville de Ouagadougou.

VI-1- Bilan thermique de climatisation du local expérimental

Faire un bilan thermique de climatisation revient à déterminer la puissance frigorifique nécessaire pouvant combattre de façon continue l'ensemble des gains thermiques d'un local. Toute la difficulté du dimensionnement du groupe de climatisation réside dans la détermination de ces divers gains et de leurs compensations. Si une partie seulement de la chaleur était évacuée, la température globale de l'air du local augmenterait. Ce pendant si la chaleur est évacuée plus vite qu'elle ne pénètre dans le local, la température globale aura au contraire tendance à décroître.

Nous ferons le calcul pour notre local expérimental et nous utiliserons la méthode simplifiée de calcul présenté dans l'ouvrage référencé ⁽¹⁶⁾.

VI-1-1- Bases de calcul

Nous rappelons que le local se trouve à Ouagadougou donc en climat chaud désertique. Le mur Ouest est le seul mur ensoleillé et les apports de chaleur sont maximaux en présence des occupants à 14h. Nous choisissons alors d'effectuer le bilan thermique à 14h pour la avec les conditions suivantes :

- **Extérieur** : température (T_e) = 40°C, humidité relative (h_{re}) = 30%, humidité absolue (ω_e) = 13,9g/kg AS
- **Intérieur** : température (T_i) = 26°C, humidité relative (h_{ri}) = 50%, humidité absolue (ω_i) = 10,5g/kg AS.

VI-1-2- Apports de chaleur externe

- **Apports par transmission**

Les calculs se font à partir de la relation :

$$Q_{str} = k \times S \times \Delta T \quad (15)$$

Avec :

- Q_{str} : Flux transmis à travers les murs au local en [W] ;
- k : coefficient de transmission thermique en [W/m².K] ;
- S : Surface de la paroi ou de la fenêtre considérée en [m²] ;
- ΔT : différence de température entre les deux faces de la paroi considérée en [°C].

Les valeurs de k et certaines valeurs de ΔT ont été obtenues à partir de tableaux pris dans ⁽¹⁶⁾.

Ces valeurs sont en fait liées à plusieurs autres paramètres sur lesquels nous ne nous attarderons pas dans le cadre de cette étude. Appliquant l'équation 15 nous obtenons les résultats sont inscrits dans le tableau suivant :

Tableau 3: Apports de chaleur par transmission

| Parois | k | S | ΔT | Q_{STr} |
|---|------|-------|------------|-------------|
| Mur Nord (pas ensoleillé) | 2,43 | 9,63 | 14 | 327,61 |
| Mur Ouest (ensoleillé) | 2,43 | 14 | 14 | 476,3 |
| Mur Est (pas ensoleillé) | 2,43 | 10,92 | 11 | 291,90 |
| Vitrage Est (vitrage simple pas ensoleillé) | 5,8 | 1,4 | 11 | 90 |
| Vitrage Ouest (vitrage simple ensoleillé) | 5,8 | 0,7 | 14 | 56,80 |
| Porte en bois | 3,94 | 1,68 | 11 | 72,81 |
| Plafond | 1,14 | 18,73 | 11 | 234,90 |
| Flux total transmis | | | | 1550 |

➤ **Apports par rayonnement**

Les calculs se font à partir des relations suivantes :

$$Q_{SRm} = \alpha \times F \times S \times R_m \quad (16)$$

$$Q_{SRv} = \alpha \times g \times S \times R_v \quad (17)$$

La première sera utilisée dans le cas des murs et la deuxième dans le cas des vitrages.

Avec :

- Q_{SRm} : Flux de chaleur transmis par rayonnement solaire sur les parois en [W];
- Q_{SRv} : Flux de chaleur transmis par rayonnement solaire sur vitres en [W] ;
- α : coefficient d'absorption de la paroi ou du vitrage recevant le rayonnement ;
- F : Facteur de rayonnement solaire ;
- g : Facteur de réduction qui est fonction du mode de protection du vitrage ;
- S : Surface du mur ou du vitrage considéré en [m²] ;
- R_m : Rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en [W/m²] ;
- R_v : Intensité du rayonnement solaire sur le vitrage en [W/m²] ;

Les valeurs de α , F , g , R_m et R_v ont été obtenues à partir de tableaux pris dans ⁽¹⁶⁾. L'ensemble de résultats se trouvent dans le tableau ci-après :

Tableau 4: Apports par rayonnement

| Parois | α | S | F/g | R_m/R_v | Q_{SRm}/Q_{SRv} |
|------------------------|----------|-----|------|-----------|-------------------|
| Mur Ouest (ensoleillé) | 0,4 | 14 | 0,05 | 391 | 109,48 |
| Vitrage Ouest | 0,86 | 0,7 | 0,63 | 313 | 118,70 |
| Flux total transmis | | | | | 228,19 |

➤ **Apport par infiltration**

Les mouvements d'air externe font que l'air chaud de l'extérieur s'infiltré régulièrement à l'intérieur des locaux. L'infiltration se fait par les cadres des fenêtres, les portes et par toutes autres ouvertures pratiquées dans les murs. Cet air externe apporte à la fois des gains sensibles et des gains latents.

- Gains sensibles par infiltration de l'air :

$$Q_{Si} = 0,33 \times d \times (T_e - T_i) \quad (18)$$

- Gains latents par infiltration de l'air :

$$Q_{Li} = 0,84 \times d \times (\omega_e - \omega_i) \quad (19)$$

d est le débit d'infiltration de l'air extérieur, il vaut dans notre cas **15,14 m³/h**, nous avons déterminé à partir des tableaux présents dans ⁽¹⁶⁾. Nous avons donc les résultats suivants :

$$Q_{Si} = 70W \quad \text{Et} \quad Q_{Li} = 43,25W$$

VI-1-2- Apports de chaleur interne

➤ **Apports par les occupants**

Les flux de chaleur dus par les occupants sont donnés par :

$$Q_{SOC} = n \times C_{SOC} \quad (20)$$

$$Q_{LOC} = n \times C_{LOC} \quad (21)$$

L'équation 20 représente les gains sensibles tandis que l'équation 21 représente les gains latents. n est le nombre d'occupants, C_{SOC} et C_{LOC} sont respectivement les chaleurs sensibles et latents par occupant.

Nous faisons ici l'hypothèse qu'il y'aura quatre personnes qui travaillerons dans le local qui pourra être en fait un bureau. Nous prendrons également les valeurs de C_{SOC} et C_{LOC} dans (16). Ainsi on a :

$$Q_{SOC} = 268W \quad \text{et} \quad Q_{LOC} = 196W$$

➤ **Apports par éclairage**

Le local comprend quatre lampes d'une puissance de 40W chacune. Le flux apporté par ces lampes est donné par:

$$Q_{Secl} = 1,25 \times S \times p \quad (22)$$

Où p est la puissance électrique de chacune des lampes par m^2 et S la surface éclairée. Nous obtenons en application numérique:

$$Q_{Secl} = 1,25 \times 18,73 \times 16 = 374,6W$$

N.B : Les 25% supplémentaire représentent la chaleur dégagée par le ballast.

➤ **Apports par les machines (ordinateur)**

Les apports sensibles dus aux machines qui sont principalement des ordinateurs portables sont donnés par :

$$Q_{Sm} = N \times P_u \quad (23)$$

Avec N le nombre de machine et P_u la puissance de chacune des machines. Chaque occupant sera doté d'un ordinateur de 40 W à peu près. Les apports par les machines sont donc :

$$Q_{Sm} = 4 \times 40 = 160W$$

En fin la puissance frigorifique pouvant vaincre toute ces charges thermiques est donc:

$$Q_f = Q_{ST} + Q_{LT} \quad (24)$$

Où Q_{ST} représentent le total des apports sensibles et Q_{LT} représente le total des apports latents.

$$Q_f = 2650,80 + 239,25 = 2890,05W$$

En appliquant un coefficient de sécurité de 5% vue l'ensemble des éléments entrant dans ce bilan thermique et les sources éventuelles d'erreurs on obtient: $Q_{fT} = 3034,55W$, qui en principe est la puissance frigorifique à fournir au local pour le maintenir sous les conditions intérieures ci-dessus (26°C et 50% d'humidité).

VI-2-Estimation de la réduction des charges de climatisation

Nous allons ici calculer la réduction de charges ou encore la diminution de la puissance électrique consécutive à l'utilisation d'un puits canadien dans la climatisation. Ayant déjà la puissance sensible totale Q_{ST} nécessaire pour le local, nous allons d'abord calculer le débit d'air nécessaire à souffler dans le local pour vaincre les gains thermiques du local puis nous calculerons les puissances frigorifiques et électriques de la machine froide qu'on peut installer suivant deux scénarios. Le premier scénario sera un refroidissement direct c'est-à-dire l'air ne passera pas par le puits avant d'être refroidi par la machine classique de climatisation et le second un refroidissement sera dit indirect c'est-à-dire l'air transitera d'abord par le puits canadien avant de passer sur notre machine classique.

Hypothèses :

- COP = 2,5 ;
- θ_s (températures de soufflage) = 16°C, l'écart de température est inférieur à 15°C ⁽¹⁷⁾
- H'_{rs} (humidité relative au soufflage) = 60%.

Nous raisonnerons d'abord sur le mois de Mars et les résultats des mois d'Avril et de Mai seront obtenus à l'aide d'un tableau Excel. Nous regroupons dans le tableau ci-après les conditions de base de nos calculs

Tableau 5: Conditions de calculs

| Point → | A | B | C | D |
|-----------------------|-----------|--------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Conditions | Extérieur | Sortie puits | Soufflage | Intérieur |
| Température (°C) | Ts=37,5 | 29,8 | $\theta_s=16^\circ\text{C}$ | $\theta_i=26^\circ\text{C}$ |
| Humidité relative (%) | 26,3 | 40 | 60% | 50% |
| Enthalpie (kJ/kg) | he=64,3 | hs=56,7 | h's=33,2 | hi=52,9 |

VI-2-1- Calcul du débit nécessaire

L'air se réchauffe dans la salle en passant des conditions de soufflage aux conditions intérieures en fournissant une puissance égale à :

$$P_{air} = Q_{ST} = q_m \times (h_i - h'_s) \quad (25) \quad (15) \quad (17)$$

En introduisant les valeurs du tableau 5 dans l'équation 25 nous avons : $q_m = 0,13 \text{ kg/s}$

VI-2-2- Evaluation de la réduction de puissance

Nous allons maintenant évaluer la puissance nécessaire que devrait avoir une machine classique pour ramener l'air des conditions extérieures aux conditions de soufflage suivant deux scénarios comme nous l'avons dit plus haut. En rappel, il s'agira de passer dans le premier du point A au point C et dans le deuxième nous passerons de A à B puis de B à C.

➤ Scénario 1 : Refroidissement direct



Figure 16: Principe scénario 1

La puissance frigorifique nécessaire P_f dans ce cas vaut : $P_f = q_m \times (h_e - h_s) = 4,04kW$

Vu que la puissance frigorifique pour refroidir réellement le local est de près de **3kW**, il est clair qu'il ya un certain nombre de pertes liées d'une part au rendement de la machine et d'autre part à l'air extrait du local. Nous ne nous attarderons pas sur ce dernier cas dans le cadre de cette étude.

➤ Scénario 2 : Refroidissement en passant par le puits canadien



Figure 17: Principe scénario 2

La puissance P_{pc} fournie par le puits canadien vaut :

$$P_{pc} = q_m \times (h_e - h_s) = 0,988kW$$

La puissance P'_f fournie par la machine classique vaut :

$$P'_f = q_m \times (h_s - h_s) = 3,05kW$$

La réduction de puissance frigorifique R_{pf} vaut :

$$R_{pf} = P_f - P'_f = P_{pc} = 0,99kW$$

Quand on applique un COP de 2,5, la puissance électrique est réduite de **0,4 kW** soit une réduction de **24,44%**. La puissance électrique du ventilateur n'est pas prise en considération

car elle reste négligeable devant la puissance électrique de la machine et de plus les systèmes pris dans notre cas peut être de toutes les façons équipé d'un ventilateur d'aspiration.

En appliquant la même méthode pour les mois d'Avril et de Mai nous obtenons respectivement des réductions de puissance électrique respectives de **24,84%** et **12,73%** soit une réduction de **20,67%** pour l'ensemble des trois mois. Le mois de Mai avait des humidités élevées (**48%**) et des températures basses (**35°C**) par rapport aux autres mois ceci justifie ce résultat car le puits devient moins efficace quand la température extérieure se rapproche de la température du sol. Mais ce résultat est plutôt très intéressant car peut permettre de prévoir le comportement du système au cours des mois chauds et humides à Ouagadougou.

Par ailleurs si on se limitait à une distance de 15 m de parcours de l'air dans le tube, la puissance électrique serait réduite de **23,06%**. Il est vrai qu'à cette distance un ensemble de perturbations tels que le moteur du ventilateur ne sont pas pris en compte mais les mesures peuvent être prises pour atténuer certaines perturbations, nous pouvons par exemple bien isoler le tube au moment de sa remontée. Les résultats obtenus à 15 m nous permettent de dire juste que les performances du système peuvent bien être améliorées ou optimisées.

VI-2-3- Evaluation des économies d'énergie

Pour faire ce calcul, nous considérerons que le système fonctionnera pendant **8** heures par jour (cas du résidentiel exclus), pendant **5** jours par semaine et **4** semaines par mois soit **160** heures par mois.

Nous rappelons que la puissance électrique du même système sans puits canadien serait de **1,6 kW**. Au regard des résultats précédents, nous réalisons une réduction de puissance moyenne de **20,67%** pour les trois mois soit une réduction de **0,33 kW** en moyenne. Les économies d'énergie **E** réalisées valent donc :

$$E = 0,33 \times 160 \times 3 = 158,75 \text{ kWh}$$

Et si on exploitait plutôt les données obtenues après les 15 premiers mètres de parcours de l'air nous pourrions avoir **177,10 kWh** économisés au cours des trois mois.

VI-3- Evaluation des économies d'énergie dans les bâtiments publics de la ville de Ouagadougou

Il est question ici d'évaluer les économies d'énergie dans les bâtiments du secteur public si le procédé de climatisation décrit dans notre étude était appliqué sur l'ensemble des installations de climatisations des différents bâtiments du secteur public de la ville.

VI-3-1- Puissance des climatiseurs et énergie consommée actuellement

Les bâtiments publics de la ville de Ouagadougou compte au total **7531** climatiseurs qui ont des puissance de 1,5 CV ou 2 CV avec un temps de fonctionnement de **8** heures par jour ⁽³⁾.

Ces climatiseurs consomment donc **77,6 MWh** par jour et en faisant l'hypothèse que les bureaux sont ouverts cinq jours par semaine et vingt jours par mois comme l'avons fait plus haut, l'énergie consommée par mois par cet ensemble de climatiseurs est de **1,6 GWh** par mois soit **4,8 GWh** pendant trois mois avec des émissions de **2928 tonnes** de CO₂.

VI-3-2- Réduction des consommations électrique liées à la climatisation des bâtiments publics de la ville

Il a été montré dans notre étude qu'un puits canadien couplé à la climatisation classique peut réduire de près de **21%** la puissance de climatisation et dont l'énergie consommée pendant les mois de Mars, Avril et Mai à Ouagadougou.

Quand on applique les résultats obtenus dans cette étude aux bâtiments publics de la ville de Ouagadougou, on obtient la situation présente par la figure ci-dessous. Les économies réalisées sont significatifs, ce qui sera effectivement comme nous le verrons plus loin une autre source de développement pour le pays. La situation non optimisée est celle qui n'utilise pas un puits canadien dans la climatisation et la situation optimisée est celle intégrant un puits canadien.

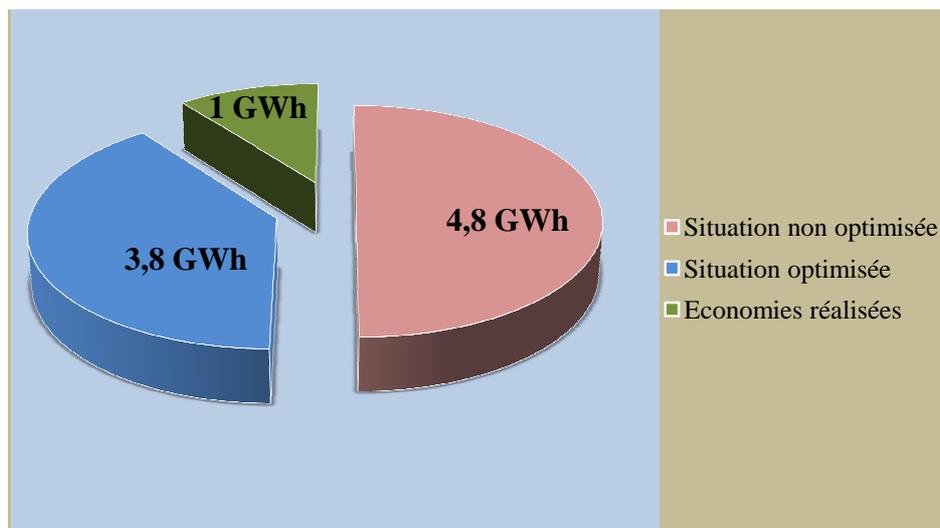


Figure 18: Energie économisée pour la ville de Ouagadougou

Il est donc possible de faire des économies d'énergies avec un puits canadien à Ouagadougou. Cependant nous intéresserons dans la suite à la rentabilité socio-économique et environnementale qui sont en fait des volets pouvant avoir un impact direct sur ce type de projet.

VII- ETUDE SOCIO-ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE

Il est également nécessaire de mettre un accent sur l'analyse socio-économique et environnementale qui peut aussi servir à recenser et à clarifier les questions qui se posent lors de la prise de décisions. L'analyse que nous ferons ici nous permettra de dégager les avantages des de ce type sur le bien être du pays et de ses populations.

VII-1- Aspects financiers

Hypothèse : Nous prendrons dans tout ce qui suit un prix moyen de **120 F CFA** par *kWh*.

Nous allons évaluer les coûts des systèmes des deux scénarios cités plus haut, le scénario 1 devant être équipé d'une machine de 2 CV et le scénario 2 d'une machine de 1,5 CV à peu près. Vu que nous ne nous préoccupons pas encore de l'aspect technologique, nous allons prendre pour le moment les prix des machines classiques de même puissance qui seront dans une moindre mesure une représentation des machines appropriées dans le cas de notre étude.

VII-1-1- Coûts des systèmes

Nous évaluerons ici les coûts des systèmes des scénarios 1 et 2, la différence entre les deux représentera l'investissement supplémentaire à faire si le coûts du système du scénario 2 est supérieur au coûts du système du scénario 1. Nous appellerons machine classique 1 la machine du scénario 1 et machine classique 2 celle du scénario 2.

Le puits canadien que nous combinerons à un système classique peut être construit en faisceaux comme sur la figure suivante :

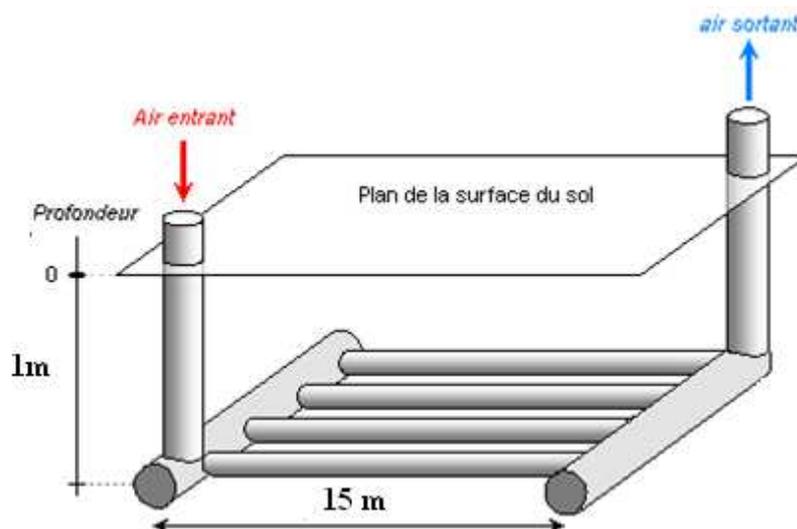


Figure 19: Forme du puits à construire dans notre cas

Les tubes sont tous de même diamètre (125 mm), la profondeur du puits est de 1 m car il est possible que nous essayons des températures du sol égales à **28°C** selon l'endroit où le puits

est construit. Les quatre tubes en parallèles ont une longueur de 15 m, car il est clair qu'après un parcours de 15m, l'air est considérablement refroidit.

Le tableau ci-dessous regroupe l'ensemble des prix de nos différents systèmes.

Tableau 6: Devis estimatif des systèmes

| Désignation | Prix unitaire (CFA) | Quantité | Total (CFA) |
|---|---------------------|----------|----------------|
| Tube PVC 125mm, 6m | 15 000 | 11 | 165000 |
| Coude 90° | 2 000 | 10 | 20 000 |
| ventilateur | 25 000 | 1 | 25 000 |
| Terrassement de 1 *1, 2 *15m³ | 1000 | 12 | 15 000 |
| Filet (filtre) | 1000 | 1 | 1000 |
| Main d'œuvre | 30 000 | 1 | 30 000 |
| Colle pour PVC | 12 000 | 2 | 24 000 |
| Total 1' | | | 280 000 |
| Imprévues | 10% du total 1' | | |
| Total 1(FCFA) | | | 308 000 |
| Machine classique 2 | 325 000 | 1 | 325 000 |
| Total Scénario 2(F CFA) | | | 633 000 |
| Machine classique 1 | 450 000 | 1 | 450 000 |
| Total Scénario 1(F CFA) | | | 450 000 |

L'investissement supplémentaire est donc de **183 000 F CFA**. Nous utiliserons cette somme pour le calcul du retour sur investissement.

VII-1-2- Temps de retour sur investissement (TRI)

L'investissement supplémentaire à faire pour mettre sur pied le système couplé puits canadien-machine de climatisation classique est de **183 000 F CFA** mais le système permet d'économiser **158,75 kWh** soit **19 050 FCFA** en trois mois. Le TRI est vaut donc :

$$TRI = \frac{183000}{19050} \times 3 = 29 \text{ mois}$$

Le TRI serait égal à **26 mois** si on ne se limitait qu'aux 15 premiers mètres du tronçon de notre puits canadien. Ce TRI pourrait même encore diminuer si en plus le coût des unités de réductions d'émissions certifiées étaient pris en compte dans notre cas (cas des projets éligibles aux MDP). Les coûts des unités de réductions d'émissions certifiées représentent en

fait le prix de vente de la quantité de CO₂ évitée, ils sont évalués à 20 euro ⁽¹⁸⁾ soit près de 13 120 FCFA par tonne d'émissions CO₂ évitée.

VII-2- Impacts environnementaux

VII-2-1- Bilan carbone : Quantité de CO₂ évitée

L'énergie électrique produite par la SONABEL dans les centrales thermiques à fuel en 2009 est de **567 492 164 kWh** et la quantité de CO₂ rejetée quant à elle vaut **348 932 324 kg** ⁽¹⁹⁾. Ce qui conduit à une production de **0,61 kg** de CO₂ par **kWh** contre **0,67 kg de CO₂** par **kWh** en 2008 puisque SONABEL a augmenté ses importations par les interconnexions avec le pays voisin qui sont dotés d'un fort potentiel hydroélectrique (Côte d'ivoire, Ghana).

Ainsi notre installation qui nous permettra d'économiser **158,75 kWh**, économisera également ou encore évitera un rejet de **97 kg** de CO₂ en trois mois. Ce qui n'est pas négligeable bien que nous soyons encore à une petite échelle de climatisation. Quand nous passons à l'échelle des bâtiments publics de la ville de Ouagadougou, **610 tonnes** d'émissions CO₂ sont évitées en trois mois.

VII-2-2- Les économies d'énergie, la couche d'Ozone et l'effet de serre

Les économies d'énergies sur la climatisation reposent aussi sur deux autres phénomènes en occurrence l'effet de serre et la destruction de la couche d'Ozone. Les systèmes comme celui décrit dans notre étude évitent le rejet d'une certaine quantité de CO₂ qui est l'un des principaux gaz à effet de serre. Cette quantité de CO₂ évité est en fait une contribution indirecte de notre système puisqu'il existe une contribution directe quand les fluides frigorigènes sont rejetés dans l'atmosphère. La masse de fluide frigorigène est une fonction croissante de la puissance de climatisation classique. Une réduction de cette puissance entraînera inéluctablement une réduction de la masse de fluides frigorigènes et une diminution de leurs effets tant sur l'effet de serre que sur la destruction de la couche d'Ozone.

VII-3- Retombées sociétales

Il existe une corrélation nette et positive entre les économies d'énergies et la croissance d'un pays. Ce pendant le coût élevé de l'énergie est en corrélation inverse avec la croissance. Les pays qui connaissent des fortes croissances sont également ceux dans lesquels les coûts de l'énergie ont été maîtrisés. En économisant l'énergie on peut augmenter les volumes de consommation puisqu'on met à la disposition des autres usagers l'énergie qu'on ne consomme pas ce qui à son tour réduirait les coûts de l'énergie.

Au Burkina Faso, si on arrivait à appliquer le couplage entre climatisation conventionnelle et puits canadien, on aboutirait à une réduction de puissance souscrite et donc une industrialisation plus poussée du pays. Le puits canadien couplé à la climatisation conventionnelle engendrera des nombreux emplois tant dans le secteur formel que dans le secteur informel. Les charges de l'Etat pourront elles aussi diminuer car l'énergie économisée représente près de **120 millions de francs CFA en trois mois** pour les bâtiments publics pris dans le cas de cette étude, ce qui permettra des nouveaux investissements dans les domaines prioritaires tels que la santé, l'éducation, les transports, l'eau, l'énergie etc...Tous ces investissements à court ou à long terme accéléreront à coup sûr la croissance du pays.

VIII- CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Au terme de notre étude donc l'objectif était de mettre en évidence les économies d'énergie consécutives à l'utilisation d'un puits canadien dans la climatisation à Ouagadougou au Burkina Faso, force est de constater que le procédé de couplage d'un puits canadien à la climatisation classique au Burkina Faso est une voie de développement particulièrement séduisante aux vues des économies d'énergie substantielles obtenues. Il a donc été question de profiter de la gratuité de calories présentes à une certaine profondeur dans le sol pour réduire les coûts de la climatisation.

Il ressort de notre étude que cette technologie est approuvée aujourd'hui dans les autres continents mais reste limitée en Afrique. La situation économique de ce dernier continent en ait une cause évidente de cette limite car le surcoût d'investissement peut altérer la viabilité économique des projets de ce genre. Ce pendant le temps de retour sur investissement qui est en-dessous de trois ans et les économies d'énergie qu'on peut réaliser sont indéniablement des avantages du système. De plus le système permet de limiter les émissions de CO₂ et la réduction de fluides frigorigènes nocifs mis en jeu (CFC, HCFC et HFC).

D'ailleurs, il serait très restrictif d'extrapoler le développement des économies énergie sur le seul aspect économique, même si aujourd'hui c'est celui qui prime. Il faut quand même rappeler que l'objectif premier et fondamental de faire des économies d'énergie n'est pas forcément ou seulement de générer des revenus financiers mais aussi de préserver notre environnement. Aujourd'hui, c'est le facteur économique et financier qui semble être le plus important aux yeux du monde. Il faut espérer que dans les années à venir il y ait une véritable prise de conscience générale et que les économies d'énergie ne soient pas et plus abordées seulement sous l'aspect économique, mais sous l'aspect environnemental nous permettant ainsi de comprendre qu'économiser l'énergies n'est pas seulement un « placement financier » ou une source de revenu mais une opportunité que nous avons pour préserver notre planète. C'est de cette manière que le développement des systèmes comme le puits canadien en Afrique seront, le plus accomplis, le plus mûris, le plus intégrés et donc le plus efficace.

Il serait souhaitable que les Etats édictent des normes de construction (matériaux et architecture) qui réduiront jusqu'à un certain niveau les charges de climatisation. Les utilisateurs des installations de climatisation devront à leur tour respecter les consignes d'utilisation économe d'énergie liées à ces installations.

D'une part, le rendement d'un puits canadien dépend de la différence de température entre l'air extérieur et le sol : plus elle est grande, plus le gain de degrés à la sortie sera grand. Il

serait donc intéressant d'implanter le puits sous un jardin, un bâtiment (cas d'une construction neuve). Ce qui éviterait d'avoir des puits moins profond et donc moins coûteux.

D'autre part, en augmentant la longueur de quelques mètres, on améliore le rendement de l'installation, mais son prix risque de devenir prohibitif, pour un gain limité. L'intérêt serait de bien optimiser la longueur du puits pour éviter également des investissements en plus.

Il serait également intéressant de coupler un puits canadien aux panneaux photovoltaïque ce qui pourra le mettre à l'abri de nombreuses délestages et des éventuelles coupures du courant électrique. En effet, le fait que les besoins en rafraîchissement correspondent plus ou moins avec les moments les plus chauds de la journée est un avantage en plus. Ce type de système pourra fonctionner aussi en zone isolée.

En parlant de couplage, il faut aussi voir quel serait le comportement du puits canadien si on le couplait d'abord à un ventilateur-humidificateur puis si on ajoutait aux deux un système classique de climatisation.

Toujours dans le but d'atteindre une efficacité énergétique sur toute la ligne, la SONABEL pourrait utiliser le puits canadien pour refroidir les locaux des transformateurs. En effet les surchauffes des postes cabines de transformation de façon générale sont des perturbations qui endommagent de façon significative les équipements à l'intérieur des postes. Ces surchauffes peuvent causer des brûlures des câbles isolants qui à leur tour peuvent engendrer des courts-circuits et les incendies.

En fin la grande force du puits canadien réside dans sa simplicité, propice à l'auto construction, mais il est indispensable de prendre en compte tous les paramètres qui influent sur les performances thermiques, énergétiques et économiques de chaque projet l'intégrant à son sein.

BIBLIOGRAPHIE

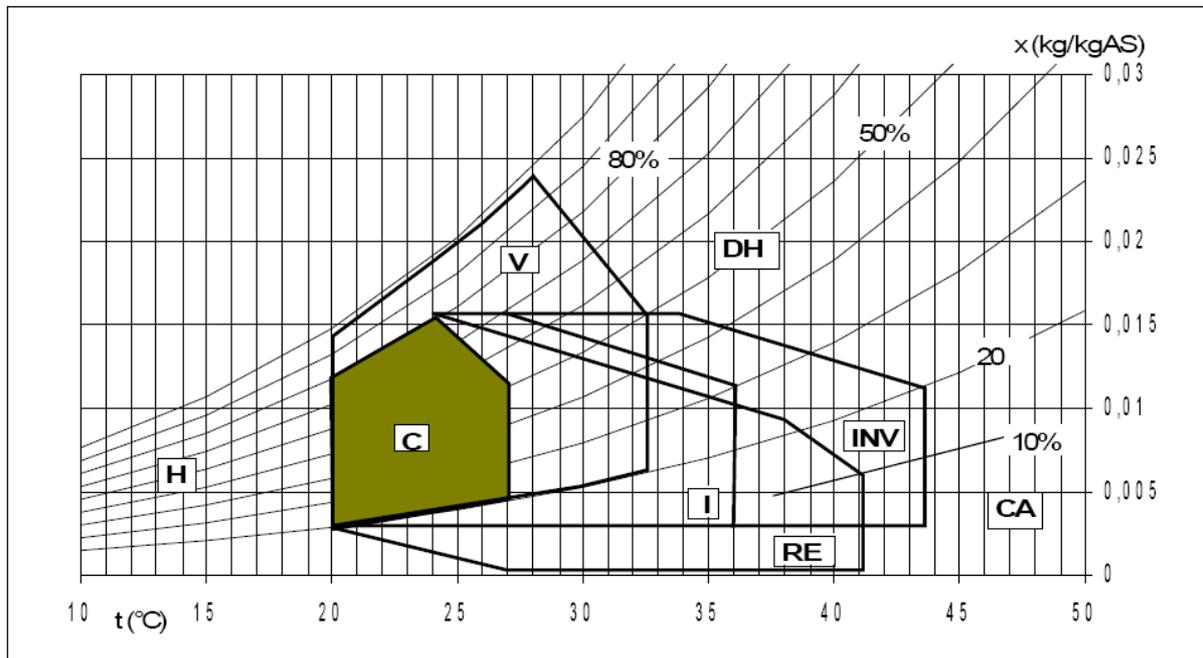
- (1)-**I.MORNA et D.P. VAN VUUREN.** *Modeling global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change.* Energy Policy ,2009, Vol. 37, pp. 507-521.
- (2)-**Groupe des écoles EIER-ETSHER. Formation continue « Utilisation rationnelle de l'énergie dans les bâtiments climatisés ».** Ouagadougou ,Décembre 2003.
- (3)-**Cellule de la Gestion de l'Energie- Burkina Faso.** *Mise en place d'un programme de maintenance curative et préventive des équipements électriques de l'administration Burkinabé.* Ouagadougou-Burkina Faso , 2010.
- (4)-**A. ZONON et P.KABORÉ.** *Bilan énergétique et maîtrise de l'énergie au Burkina Faso,* Ouagadougou-Burkina Faso ,Connaissances pour le développement, 2007,pp 128-147.
- (5)-**T.WOODSON et Al.** *Earth Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso.* Ouagadougou-Burkina Faso , 2iE, 2009,19p.
- (6)-**A.MOKHTARI et Al.** *Architecture et confort thermique dans les zones arides.* Revue des Energies Renouvelables. 2008, Vol. 11, n°2 pp.307-315.
- (7)-**Y.JANNOT et T.DJIAKO.** *Economie d'énergie et confort thermique en zone tropicale.* International Journal of Refrigeration, 1994, Vol 17,n°3,pp166-173.
- (8)-**S.THIERS.** *Bilans Energétiques et Environnementaux des bâtiments à énergie positive.* Thèse de doctorat spécialité énergétique, Paris: Mine Paris Tech, 2008. 251p.
- (9)-**ASHISH SHUKLA et Al.** *Thermal Performance of an Adobe Structure Integrated with an Earth-AirHeat Exchanger: An Experimental Study.* the CIGR Ejournal Manuscript EE 08 005,May 2008,Vol X,14p.
- (10)- **G.SHARAN et R.JADHAV.** *Performance of Single Pass earth-Tube Heat Exchanger: An Experimental Study.* Ahmedabad : Indian Institute of Management, 2002, 17p.
- (11)-**F. AL-AJMI et Al.** *The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate.* Building and Environment. 2006 , Vol. 41, pp 235–244.
- (12)-**TALA et Al.** *Etude de faisabilité (aspects techniques , économiq Etude de faisabilité d'un « Puits canadien » pour le rafraichissement d'une maison individuelle:cas d'une construction en projet et d'une construction existante.* Rapport projet intégrateur,Ouagadougou : 2iE, 2008,60pp.

- (13)- **T. Y. DJIVENOU et Al.** *Etude de faisabilité d'un « Puits Canadien ou Puits Provençal » pour le rafraîchissement d'une maison individuelle.* Rapport projet intégrateur Ouagadougou : 2iE, 2008,87pp.
- (14)- **P.HOLLMULLER.** *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments .*Thèse de doctorat section de physique, Genève : Université de Genève, 2002. 126pp.
- (15)- **Y.COULIBALY.** *Cours de Climatisation.* Ouagadougou : Polycopié de l'EIER, 2001.
- (16)- **A.KEMAJOU.** *De l'initiation à la maîtrise de la climatisation et du conditionnement de l'air.* Brussel : Masseur, 2007,367p.
- (17)- **J.TESSEYRE.** *Cours de climatisation.* Versailles : LGT Galilée CERGY, 2006.
- (18)- **ARVIND CHEL et G.N.TIWARI.** *Performance evaluation and life cycle cost analysis of earth to air heat exchanger integrated with adobe building for New Delhi composite climate,* Energy and Buildings, 2009, Vol. 41,pp 56–66.
- (19)- **SONABEL.** *Rapport d'activités.* Ouagadougou : 2009.

ANNEXES

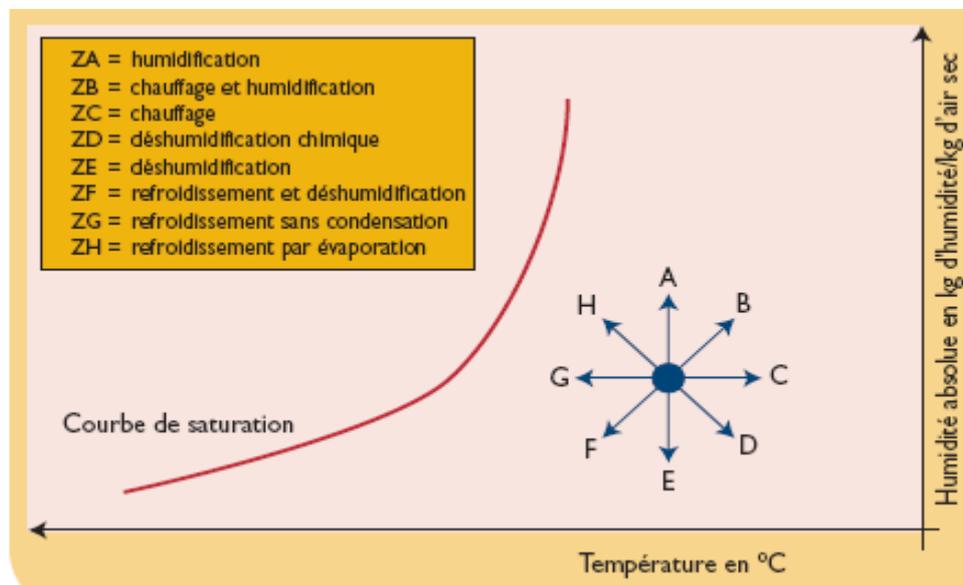
| | |
|---|----|
| Annexe 1: Zone de confort thermique..... | 47 |
| Annexe 2: Traitement de l'air | 47 |
| Annexe 3: Caractéristiques du climat et du sol à Ouagadougou..... | 48 |
| Annexe 4: Risque lié au Radon | 48 |
| Annexe 5: Organigramme de conception d'un puits canadien | 50 |
| Annexe 6: Nature du sol et taux d'humidité | 51 |

Annexe 1: Zone de confort thermique



Le diagramme ci-dessus présente cette zone de confort © sur le diagramme de Carrier. Hors de la zone de confort ainsi définie, le confort thermique n'est possible qu'en utilisant des moyens artificiels tels que le chauffage (H), la ventilation (V), l'humidification de l'air (RE), les habitations à forte inertie thermique (I), la combinaison forte inertie et ventilation nocturne (INV) et enfin la climatisation active (CA). En règle générale, la méthode la plus efficace est la climatisation active qui permet de créer artificiellement une ambiance confortable à partir de toute ambiance inconfortable.

Annexe 2: Traitement de l'air



Annexe 3: Caractéristiques du climat et du sol à Ouagadougou

| | | | |
|---|------------------------|-------------|-------------------|
| Conductivité thermique du sol | λ_{sol} | 1,23 | W/m.k |
| Masse volumique du sol | ρ_{sol} | 1520 | kg/m ³ |
| Chaleur spécifique du sol | c_{sol} | 1650 | j/kg.k |
| Diffusité thermique | a | 7,97448E-07 | m ² /s |
| Température moyenne annuelle de la surface du sol | T _{sur} | 28,9 | °C |
| Amplitude moyenne annuelle des températures | A _a | 13 | °C |
| Amplitude journalière | A _j | 16 | °C |
| Pulsation moyenne annuelle des oscillations du sol | ω_a | 0,000717 | rad/h |
| Pulsation moyenne journalière des oscillations du sol | ω_j | 0,261799388 | rad/h |
| Déphasage annuelle en surface | ϕ_a | 0,523598776 | rad |
| Déphasage journalier en surface | ϕ_j | -1,5707 | rad |

Annexe 4: Risque lié au Radon

Le radon est un gaz est un gaz naturel inerte et radioactif inodore, incolore et insipide. Il est particulièrement présent dans les régions granitiques, volcaniques et uranifères et surtout présent dans les mines en particuliers celles d'uranium. Il provient de la chaîne de désintégration de l'uranium, élément que l'on trouve en quantités variables dans toutes les roches et les sols de la planète. L'inhalation du radon peut être à l'origine de cancer de poumons. Le taux d'uranium dans le sol sur lequel est bâtie la maison y détermine la teneur en radon. Mais c'est par les ouvertures, les fissures sous planchers, les chemins d'infiltrations et les échanges d'air entre l'extérieur et l'intérieur que le radon va se trouver concentré ou non dans le local ce qui fait que pour deux bâtiments voisins, la teneur en radon peu s'avérer très différente. Le radon n'est donc pas un risque spécifique au puits provençal. Le lien avec ce gaz, c'est que le puits provençal peut insuffler du radon dans la maison si le tuyau amenant l'air depuis l'extérieur n'est pas étanche et que l'on se trouve dans un endroit où il y a suffisamment du radon dans le sol. En tout état de cause, les éventuelles infiltrations gazeuses sont diluées avec l'air frais ce qui ramène les teneurs en radon à un niveau acceptable lorsque le puits fonctionne. C'est l'arrêt prolongé ou le fonctionnement par intermittence du puits qui

conduit au risque dans la mesure où le gaz peut s'accumuler dans les conduites. Il est donc conseillé de prévoir un by-pass grâce auquel on peut purger les conduits directement vers l'extérieur lorsque le système a été abandonné pendant une longue période. On peut également faire plus simple en inversant le flux d'air dans la conduite lorsqu'on arrête la ventilation du puits : l'air ira naturellement de l'intérieur vers l'extérieur s'il fait plus chaud à l'intérieur qu'à l'extérieur.

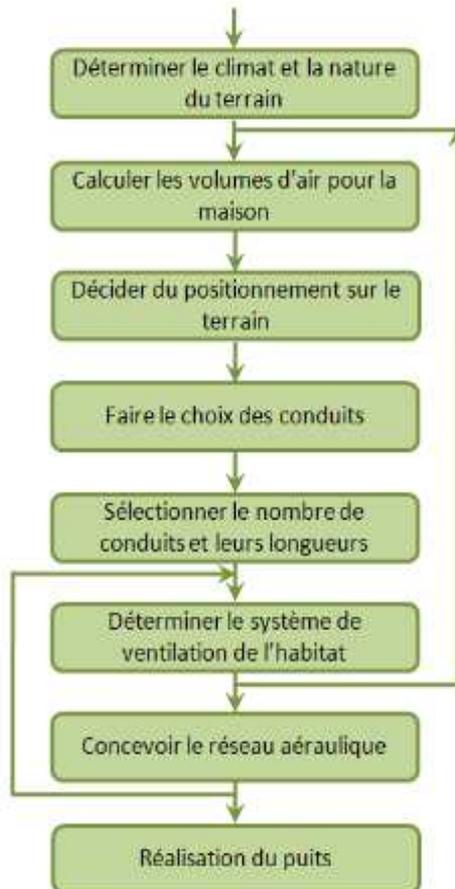
S'il existe des normes de valeur maximales admises dans les pays occidentaux, il est à déplorer que la question ne soit à l'ordre du jour en Afrique. On sait quand même que beaucoup de pays du continent possèdent des gisements d'uranium même ces sites sont localisés dans chaque pays.

Pour lutter contre le radon dans les habitations, l'OMS recommande cinq moyens principaux pour faire baisser les quantités de radon accumulées dans une maison :

- Améliorer l'aération et éviter d'amener le radon du sous-sol vers les pièces d'habitation
- Améliorer la ventilation sous les planchers ;
- Installer un système de puisard dans le sous-sol ;
- Sceller les planchers et les murs ;
- Mettre en place un système de ventilation à pression positive.

Il est donc surtout question d'assurer une bonne aération du bâtiment. Mais spécifiquement au puits provençal, il s'agira de s'assurer que les conduits utilisés sont bien étanches.

Annexe 5: Organigramme de conception d'un puits canadien



Annexe 6: Nature du sol et taux d'humidité

D'autre part, la conductivité thermique d'un sol dépend non seulement de sa composition (teneur en matières minérales et organiques), mais également de l'arrangement et de la forme de ses particules constitutives, des liaisons entre ces particules (ponts d'eau), ainsi que de sa teneur en air (faiblement conducteur). Le sol apparaît ainsi comme conducteur de chaleur d'autant meilleur qu'il est humide effet qui se cumule au précédent et milite, lorsque c'est possible, pour l'humidification d'un sol utilisé dans un échangeur air/sol.

