

Université Djilali Liabès de Sidi Bel Abbès
Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie
Laboratoire des Matériaux et Systèmes Réactifs (LMSR)

THÈSE

Présentée par

LEKHAL Mohammed Cherif

Pour l'obtention du grade de Docteur de l'Université de Sidi Bel Abbès

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique et Environnement

Modélisation du comportement thermique d'un bâtiment équipé de système combiné, capteur solaire et puits canadien

Date de soutenance :

Jury :

| | | |
|-----------------------|--|-----------------------|
| MAKHLOUF Mohammed | Professeur, Université de Sidi Bel Abbès | Président |
| MOKHTARI Abderrahmane | Professeur, Université d'Oran | Directeur de thèse |
| BELARBI Rafik | Professeur, Université de la Rochelle | Co-directeur de thèse |
| BENZAZZA Abdelylah | Professeur, Université de Sidi Bel Abbès | Examinateur |
| KADDOURI Khacem | Professeur, Université de Sidi Bel Abbès | Examinateur |
| TAHAKOURT Abdelkader | Professeur, Université de Bejaia | Examinateur |
| DROAUI Belkacem | Professeur, Université de Béchar | Invité |

Remerciements

J'adresse mes sincères remerciements à M. MAKHLOUF Mohammed, Professeur à l'Université de Sidi Bel Abbés et ancien responsable de la formation doctorale « Energétique et Environnement » pour avoir accepté de présider le jury.

Je tiens à remercier mon directeur de thèse le Professeur MOKHTARI Abderrahmane de l'Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, Algérie, dont j'ai apprécié l'encadrement et la disponibilité. Je tiens à souligner les compétences du Professeur MOKHTARI Abderrahmane qui m'a fait découvrir les rudiments de la recherche scientifique dans le domaine de l'énergétique du bâtiment.

Je tiens également à remercier mon co-directeur de thèse le Professeur BELARBI Rafik de l'Université de La Rochelle, France pour m'avoir accueilli au sein de son laboratoire (LaSIE) dans le cadre du Programme National Exceptionnel (PNE). Grâce à ses conseils et à ses qualités scientifiques et humaines, ainsi qu'à son soutien moral, ce travail a été accompli.

Je remercie M. BENZAZZA Abdelylah, Professeur à l'Université de Sidi Bel Abbés, M. KADDOURI Khacem, Professeur à l'Université de Sidi Bel Abbés, M. TAHAKOURT Abdelkader, Professeur à l'Université de Bejaia et M. DRAOUI Belkacem, Professeur à l'Université de Béchar pour avoir accepté d'examiner mon travail de thèse.

Mes remerciements au Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique pour m'avoir accordé une bourse de 9 mois à l'étranger dans le cadre du Programme National Exceptionnel (PNE).

Ma profonde reconnaissance s'adresse à tous les professeurs et enseignants qui ont contribué à ma formation.

Je remercie toutes les personnes qui m'ont soutenu et grâce auxquelles, directement ou indirectement, ce travail de thèse a été mené à bien. Une pensée particulière à mes collègues BENZAAMA Mohammed Hichem et ALAMI Ahmed.

Enfin, mes remerciements à mes chers parents, mes frères, mes sœurs, ma fiancée et à mes proches pour leurs encouragements et leur soutien indéfectible.

Résumé

Avec 45% de la consommation énergétique mondiale et une émission de CO₂ avoisinant les 36,2 billions de tonnes, le secteur du bâtiment constitue encore aujourd'hui un gisement important d'économie d'énergie et de réduction de gaz à effet de serre. De ce fait, une réelle et pressante volonté de réduire les dépenses énergétiques et d'améliorer les conditions environnementales s'avère nécessaire. Ce travail a pour objectif de modéliser un bâtiment équipé d'un système combiné afin d'examiner sa performance thermique du point de vue des besoins énergétiques et du confort thermique. Le système combiné est constitué d'un plancher solaire direct (PSD), d'un échangeur de chaleur air-sol (ECAS) et d'un dispositif de ventilation afin d'assurer le refroidissement gratuit (free cooling). Pour assurer une meilleure complémentarité ainsi qu'une bonne synergie entre les systèmes mentionnés ci-dessus lors de leur fonctionnement, une stratégie de contrôle a été adoptée, à la fois pour le chauffage et le refroidissement.

Sur le plan expérimental, une cellule d'essai à échelle réelle équipée d'un PSD et d'un ECAS a été utilisée. Cette cellule sert à valider les résultats de test avec ceux issus du modèle numérique ; Le modèle numérique a été étendu à l'échelle d'un bâtiment résidentiel afin d'étudier la performance pour plusieurs configurations des systèmes intégrés (PSD, ECAS et free cooling) et leur stratégie de contrôle et d'analyser l'impact de chaque système sur la réduction des besoins énergétiques annuels de ce bâtiment et l'augmentation de taux de confort thermique. Ceci a permis d'évaluer individuellement la contribution de chaque système ainsi qu'à examiner la stratégie de contrôle adoptée pour le système combiné intégré dans le bâtiment. Les résultats de l'étude montrent que la combinaison des systèmes avec la stratégie de contrôle adoptée réduit respectivement de 70% et 66% l'énergie nécessaire pour chauffer et refroidir le bâtiment, ce qui représente une réduction annuelle totale de 68%. De plus, le système a pu augmenter le taux de confort thermique à 84% des heures de confort au cours de l'année. Ce pourcentage est en accord avec les taux recommandés par la norme ASHRAE pour le confort thermique.

Mots-clés : Modélisation d'un bâtiment, plancher solaire direct (PSD), échangeur de chaleur air-sol (ECAS), free cooling, besoins énergétiques, confort thermique.

Modeling the thermal behavior of a building equipped with a combined system, solar collector and earth-air heat exchanger

Abstract

With 45% of global energy consumption and an emission of 36.2 billion tons of CO₂, the building sector remains an important source of energy saving and the reduction of greenhouse gases (GHG) emissions. As a result, a real and pressing will to reduce energy costs and improve environmental conditions is needed. This doctoral thesis is part of this societal concern. It aims to model a building equipped with a combined system to examine its thermal performance in terms of energy requirements and thermal comfort. The combined system includes a direct solar floor (PSD), an earth-air heat exchanger (ECAS) and a ventilation device that ensures free cooling. To ensure better complementarity and good synergy between the systems mentioned above during their operation, a control strategy is adopted, whether for heating or cooling conditions.

Experimentally, a real-scale test cell equipped with a DSF and an EAHE was used. This cell is used to validate the experimental results with those deduced by numerical modelling. Then, the numerical model was extended at a residential building's scale in order to investigate the performance for different integrated system configurations and analyze the impact of each system in reducing the annual energy requirements of the building and increasing thermal comfort. This led to individually evaluate the contribution of each system and to examine the adopted control strategy for the combined system integrated in the building.

The results show that combining the system with the adopted control strategy reduces by 70% and 66% respectively the energy required for heating and cooling the house, thus representing a total annual reduction of 68%. Moreover, this combined system subject to the control strategy increases the thermal comfort ratio to 84% of coziness hours during the year. This ratio is in good agreement with the specified percentages recommended by the ASHRAE standard for thermal comfort.

Keywords: Building modeling, direct solar floor (DSF), earth-air heat exchanger (EAHE), free cooling, combined system, energy requirements, thermal comfort.

Table des matières

| | |
|--|-----------|
| Introduction générale | 23 |
| Chapitre I. Généralités sur la consommation et la performance énergétique du bâtiment..... | 27 |
| I.1. Introduction | 27 |
| I.2. Consommation énergétique dans le secteur du bâtiment | 27 |
| I.2.1. Contexte mondiale..... | 27 |
| I.2.2. Contexte algérien..... | 29 |
| I.2.3. Enjeux énergétiques et environnementaux | 30 |
| I.3. Normes pour l'évaluation du confort de l'habitat | 32 |
| I.3.1. Critères de bases | 32 |
| I.3.1.1. Température opérative | 37 |
| I.3.1.2. Humidité relative | 38 |
| I.3.1.3. Qualité de l'air intérieur | 40 |
| I.3.1.4. Vitesse de l'air | 42 |
| I.3.2. Réglementations internationales | 42 |
| I.3.2.1. Norme ASHRAE (USA)..... | 43 |
| I.3.2.2. Norme RT 2012 (France)..... | 44 |
| I.3.3. Réglementation algérienne | 45 |
| I.3.3.1. Documents techniques règlementaires (DTR)..... | 45 |
| I.4. Performance énergétique des bâtiments | 47 |
| I.4.1. Solutions et techniques | 50 |
| I.4.1.1. Solutions passives | 51 |
| I.4.1.2. Solutions actives | 53 |
| I.4.2. Gestion de l'énergie dans le bâtiment | 55 |
| I.4.2.1. Système de régulation et programmation | 55 |
| I.4.2.1. Système d'optimisation..... | 56 |
| I.4.2.3. Accès aux données des capteurs et performances des équipements | 57 |
| I.5. Programme algérien des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique..... | 57 |
| I.5.1. Ressources d'énergie | 59 |
| I.5.1.1. Potentiel solaire..... | 59 |
| I.5.1.2. Potentiel géothermique | 59 |
| I.6. Conclusion..... | 62 |
| Chapitre II. Etat de connaissance sur les technologies PSD et échangeur dans le bâtiment..... | 63 |
| II.1. Introduction..... | 63 |
| II.2. Plancher solaire direct (PSD)..... | 63 |
| II.2.1. PSD sans appoint..... | 64 |
| II.2.2. PSD à appoint intégré (PSDAI) | 68 |
| II.2.3. PSD mixte à double réseau | 69 |

| | |
|--|------------|
| II.3. Échangeurs de chaleur air-sol (ECAS) | 71 |
| II.3.1. Température du sol..... | 71 |
| II.3.2. ECAS à boucle fermée | 74 |
| II.3.3. ECAS à boucle ouverte | 75 |
| II.3.4. Performances de l'ECAS | 72 |
| II.4. Free cooling | 87 |
| I.4.1. Free cooling naturel..... | 87 |
| I.4.2. Free cooling mécanique..... | 89 |
| I.5. Systèmes combinés de solaire et de géothermie couplés au bâtiment | 90 |
| I.6. Objectifs et hypothèses du présent travail..... | 94 |
| I.7. Conclusion..... | 95 |
| | |
| Chapitre III. Approches numériques pour la modélisation des systèmes combinés PSD et ECAS..... | 97 |
| II.1. Introduction..... | 97 |
| II.2. Revues sur les approches de modélisation..... | 97 |
| II.2.1. Approche monozone..... | 98 |
| II.2.2. Approche de multizone..... | 99 |
| II.3. Modélisation et simulation thermique dynamique des bâtiments..... | 101 |
| II.3.1. Modélisation des bâtiments sous TRNSYS | 102 |
| II.3.1.1 Transfert thermique à l'échelle du bâtiment | 103 |
| II.3.1.2. Modélisation des transferts à l'échelle de l'enveloppe | 105 |
| II.4. Modélisation du PSD | 106 |
| II.4.2. Capteur solaire thermique plan | 106 |
| II.4.3. Plancher chauffant..... | 108 |
| II.4.4. Système de régulation | 109 |
| II.5. Modélisation de l'ECAS | 110 |
| II.5.1.1. Modèle de l'ECAS | 110 |
| II.5.1.2. Modèle de température du sol | 112 |
| II.6. Modélisation aéraulique du bâtiment sous TRNBuild..... | 113 |
| II.6.1. Ventilation mécanique | 113 |
| II.6.2. Infiltration d'air..... | 114 |
| II.6.3. Stratégie d'extraction d'air..... | 114 |
| II.6.4. Couplage d'air entre les zones | 114 |
| II.7. Combinaison entre le PSD et l'ECAS | 115 |
| II.7.1. Thermostat..... | 115 |
| II.7.2. Contrôle de forçage en fonction du temps | 116 |
| II.8. Calcul des besoins énergétiques..... | 117 |
| II.8.1. Calcul direct | 118 |
| II.8.2. Calcul indirect..... | 118 |
| II.9. Démarche de simulation | 119 |
| II.10. Conclusions..... | 121 |
| | |
| Chapitre IV. Validation de modèles numériques du PSD et de l'ECAS | 122 |
| III.1. Introduction | 122 |

| | |
|---|------------|
| III.2. Système expérimental..... | 122 |
| III.2.1. Travaux antérieurs réalisés sur le système expérimental..... | 122 |
| III.2.2. Description du système expérimental..... | 124 |
| III.2.2.1. Conception physique..... | 125 |
| III.2.2.1.1. Murs extérieurs..... | 125 |
| III.2.2.1.1. Plancher haut..... | 125 |
| III.2.2.3. Plancher solaire direct (PSD)..... | 127 |
| III.2.2.3.1. Plancher chauffant..... | 127 |
| III.2.2.3.2. Collecteur solaire thermique..... | 128 |
| III.2.2.3.3. Système de régulation..... | 128 |
| III.2.2.3. Echangeur de chaleur air-sol (ECAS)..... | 130 |
| III.2.2.3.1. Caractéristiques de dimensionnement..... | 130 |
| III.2.2.3.2. Caractéristiques du système tuyau/sol..... | 131 |
| III.2.2.3.2. Couplage avec la cellule..... | 131 |
| III.3. Données expérimentales..... | 132 |
| III.3.1. Température de l'air intérieur et du soufflage..... | 132 |
| III.3.2. Température de l'air extérieur..... | 132 |
| III.3.3. Chaîne d'acquisition de données..... | 133 |
| III.4. Validation des modèles avec les mesures expérimentales..... | 134 |
| III.4.1. Performances des modèles numériques..... | 134 |
| III.4.2. Modèle du PSD..... | 135 |
| III.4.3. Modèle de l'ECAS..... | 137 |
| III.4.3.1. Estimation des paramètres du modèle du sol..... | 137 |
| III.6. Conclusion..... | 142 |
| Chapitre V. Etude des performances du système combiné PSD - ECAS intégré dans un bâtiment résidentiel..... | 143 |
| IV.1. Introduction..... | 143 |
| IV.2. Présentation du cas d'étude..... | 143 |
| IV.3. Description de l'habitat et des systèmes intégrés..... | 145 |
| IV.3.1. Description de l'ECAS..... | 146 |
| IV.3.1.1. Choix de profondeur..... | 147 |
| IV.3.1.2. Dimensionnement de la longueur..... | 147 |
| IV.3.2. Description du PSD..... | 148 |
| IV.3.2.1. Régulation différentielle..... | 148 |
| IV.3.2.2. Contrôle de la surchauffe..... | 149 |
| IV.3.2.3. Surface des collecteurs solaires thermiques..... | 149 |
| IV.4. Stratégie de contrôle..... | 149 |
| IV.4.1. Période de chauffage..... | 149 |
| IV.4.2. Période de refroidissement..... | 150 |
| IV.5. Modélisation de du bâtiment..... | 151 |
| IV.5.1. Modélisation des systèmes combinés..... | 152 |
| IV.5.1.1. Modélisation du PSD..... | 152 |
| IV.5.1.2. Modélisation de l'ECAS..... | 152 |
| IV.5.1.3. Systèmes de contrôle..... | 152 |
| IV.5.1.4. Système de ventilation et d'extraction..... | 153 |
| IV.5.1.5. Données climatiques..... | 155 |
| IV.6. Etudes des besoins énergétiques du bâtiment..... | 155 |

| | |
|--|-----|
| IV.6.1. Bâtiment sans systèmes intégrés..... | 155 |
| IV.6.2. Bâtiment avec systèmes intégrés et leurs stratégies de contrôle | 158 |
| IV.7. Etudes de sensibilités aux couplages des systèmes | 163 |
| IV.7.1. Impact sur les besoins énergétiques et taux de confort thermique | 163 |
| IV.8. Conclusions | 166 |
| Conclusion générale perspectives..... | 169 |
| Références bibliographiques..... | 171 |

Liste des illustrations

| | |
|--|----|
| Figure I-1 : Consommation d'énergie finale globale par secteur (IEA, 2017)..... | 28 |
| Figure I-2 : Emissions mondiales de CO ₂ liées à l'énergie par secteur (IEA, 2017) | 29 |
| Figure I-3 : Structure de la consommation finale par secteur (B.E.N, 2016) | 30 |
| Figure I-4 : Consommation moyenne d'énergie primaire par habitant et par an (Peigné, 2011)..... | 31 |
| Figure I-5 : Pourcentage prévu insatisfait (PPD) en fonction du vote moyen prédit (PMV) (ASHRAE-55, 2010)..... | 34 |
| Figure I-6 : Limites de températures opérationnelles acceptables pour les espaces conditionnés naturellement (ASHRAE-55, 2010)..... | 36 |
| Figure I-7 : Limites de températures opératives définissant les zones de confort (EN-15251, 2007) ... | 37 |
| Figure I-8 : Augmentation en pourcentage de la consommation d'énergie de toute la maison par rapport au cas 0 (Fang et al., 2011) | 40 |
| Figure I-9 : Distribution des concentrations médianes de CO ₂ (Chatzidiakou et al., 2012)..... | 41 |
| Figure I-10 : Bilan environnemental des deux maisons pour une température de confort T _c (Boukli et al., 2010)..... | 48 |
| Figure I-11 : Etiquette énergétique de bâtiment selon la RT française | 50 |
| Figure I-12 : Diagramme d'amélioration de performance énergétique dans le bâtiment (source : www.idelecplus.com) | 51 |
| Figure I-13 : Système de chauffage solaire de l'eau domestique (Biaoua and Bernier, 2008) | 52 |
| Figure I-14 : Description schématique du système solaire (Mehdaoui et al., 2014) | 53 |
| Figure I-15 : Profile d'inoccupation (0) et d'occupation (1) (Morosan et al., 2010)..... | 54 |
| Figure I-16 : Accouplements de différents appareils sur le confort humain. T : température, H : humidité, L : éclairement, C : concentration de CO ₂ (Wang and Song, 2013)..... | 55 |
| Figure I-17 : Objectifs du programme algérien des énergies renouvelables (portail.cder.dz) | 58 |
| Figure I-18 : Irradiation solaire globale reçue sur plan incliné à la latitude du lieu : moyenne annuelle (Mefti et al., 2002) | 60 |
| Figure I-19 : (a) Principales zones géothermiques en Algérie (Fekraoui et Abouriche, 1995) et (b) carte de répartition du gradient géothermique en Algérie (Gouareh et al., 2015)..... | 62 |
| Figure II-1 : Schéma hydraulique de PSD (Kazeoui et al., 2015)..... | 64 |
| Figure II-2 : Distribution de fréquence de l'indice PPD pendant la période de chauffage à Bechar (Kazeoui et al., 2015)..... | 65 |
| Figure II-3 : Banc d'essai du système PSD (Kharchi et al., 2001)..... | 66 |
| Figure I-4 : Schéma descriptif du PSD (Oudrane et al., 2016) | 67 |
| Figure I-5 : PSD à appoint intégré (source : solaire 2000) | 69 |
| Figure II-6 : Coupe transversale d'un schéma simplifié du PSD mixte (De Laroche Lambert, 1995)..... | 70 |
| Figure II-7 : Schéma hydraulique de l'installation complète de chauffage et d'ECS (De Laroche Lambert, 1995)..... | 70 |
| Figure II-8 : Flux énergétique dans le sol (Florides and Kalogirou, 2007) | 72 |
| Figure II-9 : Variation de température avec la profondeur d'un forage à Nicosie, Chypre (Florides and Kalogirou, 2007) | 72 |
| Figure II-10 : (a) Détermination des paramètres de modèle théorique du sol A ₀ et t ₀ (Ozgener et al., 2013)..... | 73 |
| Figure II-11 : ECAS à boucle fermée (Bisoniya et al., 2014)..... | 74 |

| | |
|---|-----|
| Figure II-12 : (a) variations horaires des températures d'entrée et de sortie de l'ECAS et (b) variations horaires du COP de l'ECAS (Ozgener and Ozgener, 2010)..... | 75 |
| Figure II-13 : ECAS à boucle ouverte (Bisoniya et al., 2014)..... | 75 |
| Figure II-14 : Schéma de l'ECAS couplé au bâtiment (Khabbaz et al., 2016)..... | 78 |
| Figure II-15 : Profils de température de l'air le long de la partie horizontale du tuyau surveillé pour le 15 Juillet 2013 (Khabbaz et al., 2016)..... | 79 |
| Figure II-16 : Image expérimental de l'emplacement des thermocouples le long du conduit (Benhamza et al., 2016)..... | 80 |
| Figure II-17 : Effet du matériau du tuyau sur la température différentielle entre l'extérieur et la sortie ECAS (Abbaspour-Fard et al., 2011)..... | 82 |
| Figure II-18 : Variations de température d'air à la sortie de l'ECAS pour différentes longueurs de tuyau (Wu et al., 2007)..... | 83 |
| Figure II-19 : Performance de l'ECAS à différentes conditions de diamètres (Niu et al., 2014)..... | 83 |
| Figure II-20 : Prix de l'énergie obtenu en utilisant l'ECAS en fonction de la longueur et du nombre de tuyaux pour un jour d'hiver l'été et un jour d'été (Bojic et al., 1996)..... | 84 |
| Figure II-21 : Comparaison du potentiel d'économie d'énergie de la maison en adobe, avant rénovation, après rénovation et couplée d'un ECAS après rénovation (Chel et al., 2008)..... | 86 |
| Figure II-22 : Période de récupération pour l'installation ECAS existante pour différents taux d'intérêt (Chel et al., 2008)..... | 86 |
| Figure II-23 : Demande annuelle de refroidissement avec différentes stratégies de free cooling (Imessad et al., 2014)..... | 88 |
| Figure II-24 : Refroidissement diurne des pièces A, B et C avec et sans free cooling par ventilation nocturne (Blondeau et al., 1997)..... | 90 |
| Figure II-25 : Schéma de principe intégrant un ECAS et une CS (Maerefat et al., 2010)..... | 91 |
| Figure II-26 : Schéma de principe d'un système couplé d'ECAS avec cheminée salaire (Li et al., 2013)..... | 92 |
| Figure II-27 : Vue schématique des systèmes d'efficacité énergétique intégrés dans la maison (Chel et al., 2015)..... | 93 |
| Figure II-28 : Principe du système combiné..... | 95 |
| Figure III-1 : Approche monozone..... | 98 |
| Figure III-2 : Approche multizone..... | 99 |
| Figure III-3 : Approche zonale..... | 100 |
| Figure III-4 : Interface graphique du logiciel TRNSYS..... | 101 |
| Figure III-5 : Bilan thermique sur le nœud d'air (U.W, 2010)..... | 103 |
| Figure III-6 : Flux thermiques superficiels et températures (U.W, 2010)..... | 105 |
| Figure III-7 : Coupe longitudinale d'un plancher chauffant (U.W, 2010)..... | 108 |
| Figure III-8 : Fonction du contrôleur (U.W, 2010)..... | 110 |
| Figure III-9 : Type de couplage (U.W, 2010)..... | 115 |
| Figure III-10 : Définition du point de consigne (U.W, 2010)..... | 116 |
| Figure III-11 : Evolution temporelle d'une fonction de contrôle au cours de 24 heures (U.W, 2010)..... | 116 |
| Figure III-12 : Paramètres d'entrée « Type 56 »..... | 119 |
| Figure III-13 : Affichage des valeurs numériques (U.W, 2010)..... | 120 |
| Figure IV-1 : Cellule d'essai équipée d'un PSD et d'un ECAS..... | 124 |
| Figure IV-2 : Composition des parois extérieures de l'enveloppe de la cellule (Gacem, 2013)..... | 125 |
| Figure IV-3 : Composition du plancher haut de la cellule d'essai (Gacem, 2013)..... | 125 |
| Figure IV-4 : Plancher chauffant de la cellule d'essai..... | 127 |

| | |
|--|-----|
| Figure IV-5 : Circuit hydraulique en deux boucles (Menhoudj, 2008) | 127 |
| Figure IV-6 : Collecteur solaire thermique plan (Gacem, 2013) | 128 |
| Figure IV-7 : Module hydraulique de transfert intégrant le système de régulation et de contrôle (Menhoudj, 2008) | 129 |
| Figure IV-8 : Schéma de principe de fonctionnement de régulation (Menhoudj, 2008) | 129 |
| Figure IV-9 : Type de ventilateur utilisé (Menhoudj, 2018)..... | 130 |
| Figure IV-10 : Système d'évacuation de condensat (Tennah, 2013) | 130 |
| Figure IV-11 : Intégration de l'ECAS dans la cellule d'essai (Tennah, 2013) | 131 |
| Figure IV-12 : (a) Thermocouples type K, (b) thermocouple placé à la sortie de l'ECAS et (c) thermocouple placé au milieu de la pièce équipée du PSD (Tennah, 2013 ; Benzaama, 2017) | 132 |
| Figure IV-13 : Mini station météorologique (Tennah, 2013)..... | 133 |
| Figure IV-14 : (a) poste d'enregistrement et (b) la chaîne d'acquisition (Tennah, 2013) | 133 |
| Figure IV-15 : Diagramme du PSD intégré à la cellule d'essai | 136 |
| Figure IV-16 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés de la température de l'air intérieur de la zone (pièce 2) équipée du PSD (20-22 Mars 2013)..... | 136 |
| Figure VI-17 : Représentation schématique du système sol-tuyau et paramètres d'entrée utilisés dans le modèle du sol..... | 138 |
| Figure IV-18 : Température du sol à différentes profondeurs..... | 139 |
| Figure IV-19 : Diagramme de l'ECAS..... | 140 |
| Figure IV-20 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés de la température de l'air à la sortie de l'ECAS, période d'hiver du 17-27 Décembre 2013..... | 140 |
| Figure IV-21 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés de la température de l'air à la sortie de l'ECAS, période d'été du 25 Juillet au 4 Août 2013 | 141 |
| Figure V-1 : Schéma de principe de système combiné | 144 |
| Figure V-2 : Plan du bâtiment étudié..... | 145 |
| Figure V-3 : Disposition des tuyaux de l'ECAS..... | 148 |
| Figure V-4 : Evolution temporelle d'une fonction de contrôle au cours de l'année | 150 |
| Figure V-5 : Modèle de système combiné établi sous TRNSYS | 153 |
| Figure V-6 : Stratégie de ventilation et d'extraction d'air adoptée pour le bâtiment | 154 |
| Figure V-7 : Température annuelle de l'air extérieur et l'irradiation solaire globale quotidienne (IHG) de la ville d'Oran | 155 |
| Figure V-8 : Variations annuelles de température de l'air intérieur de différents zones du bâtiment résidentiel étudié (bâtiment sans source)..... | 156 |
| Figure V-9 : Besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment sans systèmes intégrés | 157 |
| Figure V-10 : Variation des températures dans la zone de séjour avec leurs systèmes intégrés (PSD, ECAS et le free cooling) durant toute l'année (chauffage et refroidissement)..... | 159 |
| Figure V-11 : Température de l'air intérieur du séjour combiné avec le PSD et l'ECAS (température de consigne pour le chauffage est de 21°C) | 160 |
| Figure V-12 : Température de l'air intérieur du séjour combiné avec le l'ECAS et le free cooling (température de consigne pour le refroidissement est de 27°C)..... | 161 |
| Figure V-13 : Besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment sans et avec systèmes intégrés | 162 |
| Figure V-14 : Besoins saisonniers en chauffage et en refroidissement du bâtiment avec et sans systèmes intégrés | 162 |
| Figure V-15 : Besoins énergétiques annuels du bâtiment avec et sans systèmes intégrés..... | 162 |

Liste des Tableaux

| | |
|---|-----|
| Tableau I-1 : Echelle du confort thermique (ISO, 1994, ASHRAE-55, 2010) | 34 |
| Tableau I-2 : Environnement thermique acceptable pour le confort général (ASHRAE-55, 2010) | 35 |
| Tableau I-3 : Exigences de confort thermique pour différents types de lieux (Moujalled, 2007) | 32 |
| Tableau I-4 : Valeurs calculées des émissions spécifiques de CO2 de cet habitat étudié (Hamouda et Malek, 2006)..... | 47 |
| Tableau I-5 : Comparaison entre les émissions spécifiques de CO2 des deux type d'habitat (Boukli et al., 2010)..... | 48 |
| Tableau I-6 : Capacités cumulées de programme, par type et phase, sur la période 2015 – 2030 (portail.cder.dz)..... | 58 |
| Tableau I-7 : Potentiel solaire en Algérie par région (source : www.energy.gov.dz) | 60 |
| Tableau II-1 : Taux de couverture solaire mensuel (Menhoudj et al., 2012) | 67 |
| Tableau I-2 : Effet de l'épaisseur de la dalle sur le bilan thermique du PSD en fonction de l'inclinaison du capteur solaire plan (Oudrane et al., 2016)..... | 68 |
| Tableau II-3 : Demande de charge en chauffage et en refroidissement du bâtiment en utilisant un échangeur de chaleur air-sol (Lee and Richard 2007) | 76 |
| Tableau II-4 : Différence de température moyenne entre les températures de sortie et d'entrée pour les villes de Juárez, México et Mérida (Ramírez-Dávila et al. 2014)..... | 77 |
| Tableau II-5 : Energie fournie par les deux ECAS (Menhoudj et al., 2018)..... | 81 |
| Tableau II-6 : Charge de chauffage (Thiers et al., 2008) | 85 |
| Tableau II-7 : Capacité de refroidissement du bâtiment avec et sans ECAS durant l'été (Ajmi et al., 2006)..... | 87 |
| Tableau IV-1 : Propriétés thermiques de la cellule d'essai | 126 |
| Tableau IV-2 : Caractéristiques thermo-physiques du système | 131 |
| Tableau IV-3 : Performance des modèles..... | 135 |
| Tableau IV.4 : Paramètres du sol | 139 |
| Tableau V-1 : Propriétés thermiques du bâtiment | 146 |
| Tableau V-2 : Caractéristiques de l'ECAS et du sol | 147 |
| Tableau V-3 : Débits de ventilation et d'extraction d'air dédiés à chaque zone | 154 |
| Tableau V-4 : Besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment | 157 |
| Tableau V-5 : Besoins annuels en chauffage et en refroidissement du bâtiment pour différents cas .. | 165 |

Nomenclature

Caractères latins

| Désignation | Description | Unité |
|-------------------|---|----------------|
| T_{air} | Température de l'air | °C |
| $T_{a,in}$ | Température ambiante de la zone | °C |
| $T_{a,ex}$ | Température ambiante de l'air extérieur | °C |
| T_m | Amplitude de températures du sol | °C |
| $T_{a,m}$ | Température mensuelle moyenne de l'air extérieur | °C |
| T_{mp} | Température extérieure moyenne hebdomadaire | °C |
| T_f | Température d'entrée du fluide vers le collecteur | °C |
| T_{av} | Température moyenne du fluide collecteur | °C |
| T_p | Température de stagnation du collecteur | °C |
| T_o | Température de sortie d'un module sert d'entrée à l'autre | °C |
| T_{vent} | Température de ventilation | °C |
| A | Surface totale du capteur solaire | m ² |
| A_z | Amplitude de températures du sol | °C |
| A_s | Amplitude annuelle de la température de la surface du sol | °C |
| Z | Profondeur | m |
| $D_{i,pipe}$ | Diamètre intérieur des tuyaux | m |
| $D_{e,pipe}$ | Diamètre extérieur des tuyaux | m |
| $D_{o,soil}$ | Diamètre extérieur du nœud de sol annulaire | m |
| \dot{m} | Débit massique | kg/h |
| $\dot{m}_{v,air}$ | Débit massique de ventilation | kg/h |
| C_{pf} | Chaleur spécifique du fluide | kJ/(kg. K) |
| $C_{p,air}$ | Chaleur spécifique de l'air | kJ/(kg. K) |
| HR | Humidité relative | % |
| P | Temps de l'année | H |
| P_e | Pression partielle de la vapeur d'eau | Bar |
| P_s | Pression de vapeur saturante | Bar |
| R_T | Résistance thermique nette entre l'air et le sol | K/W |
| R_{soil} | Résistances thermiques du nœud de sol annulaire | K/W |
| R_{pipe} | Résistances thermiques des parois des tuyaux | K/W |

| | | |
|-----------------------------|--|---|
| R''_n | Résistance thermique globale | K/W |
| V | Volume | m^3 |
| V_{ps} | Volume de nœud | m^3 |
| N_S | Nombre de collecteurs identiques en série | – |
| I_T | Rayonnement global incident sur le capteur solaire | $\text{kJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ |
| F_R | Facteur global d'efficacité d'enlèvement de la chaleur du collecteur solaire | – |
| F' | Facteur d'efficacité du capteur | – |
| PNF | Facteur de diamètre équivalent des nœuds transversaux enfermant les tuyaux | – |
| ACH | Taux de renouvellement d'air | 1/h |
| h_{air} | Coefficient de transfert de chaleur par convection | $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ |
| U_L | Coefficient de déperdition thermique | $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ |
| \dot{Q}_i | Bilan des échanges thermiques convectifs dans une zone | $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ |
| $\dot{Q}_{inf,i}$ | Gains d'infiltration | W |
| \dot{Q}_{air} | Taux de transfert de chaleur du fluide au sol | kJ/h |
| $\dot{Q}_{g,c,i}$ | Gains de convection interne qui peuvent être dus : aux occupants, aux équipements, à l'éclairage, aux radiateurs | W |
| $\dot{Q}_{cplg,i}$ | Gains convectifs dues aux écoulements d'air provenant de zones adjacentes | W |
| $\dot{Q}_{solaire}$ | Fraction du rayonnement solaire pénétrant dans un nœud à travers des fenêtres externes qui est immédiatement transféré comme un gain convectif à l'air interne | W |
| \dot{Q}_{ISHCCI} | Rayonnement solaire absorbé sur tous les dispositifs d'ombrage internes de la zone et directement transféré comme un gain convectif à l'air interne | W |
| \dot{Q}_{rad} | Bilan d'échange radiatif d'un nœud de température de surface de mur | W |
| $\dot{Q}_{g,r}$ | Gains radiatifs internes de la zone reçus par le mur | W |
| \dot{Q}_{long} | Flux de grande longueur d'ondes échangé entre le mur et les autres murs et fenêtres | W |
| $\dot{Q}_{gains\ internes}$ | Flux de chaleur à la surface du mur ou de la fenêtre | W |
| Q_u | Énergie reçue par le capteur solaire | W/m^2 |
| $\dot{Q}_{cond,n}$ | Transfert de chaleur par conduction | $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ |
| \dot{Q}_{de} | Transfert de chaleur vers la terre profonde | W |
| Q_{vent} | Gain de ventilation provenant d'une source | W |

| | | |
|-------|-------------------------------------|---|
| b_s | coefficients de la série temporelle | – |
| c_s | | |
| d_s | | |

Caractère grecs

| Désignation | Description | Unité |
|--------------|--|-------------------|
| $\tau\alpha$ | Produit du facteur de transmission et de l'absorbance de l'absorbeur | – |
| β | Pente du collecteur au-dessus du plan horizontal | ° |
| ρ | Masse volumique | kg/m ³ |
| ∂_s | Diffusivité thermique du sol | m ² /s |

Introduction générale

L'utilisation mondiale de l'énergie soulève des inquiétudes concernant les difficultés d'approvisionnement dues à l'épuisement des ressources énergétiques conventionnelles et les impacts environnementaux à savoir l'appauvrissement de la couche d'ozone, le réchauffement et le changement climatiques. A ce propos, la sécurité et l'indépendance énergétique ainsi que la réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES) sont des problèmes réels dans les politiques actuelles et futures. Le secteur du bâtiment se positionne parmi les secteurs les plus gourmands en consommation énergétique. En revanche, ce secteur offre des possibilités suffisamment fortes pour anticiper le changement climatique et faire face aux défis énergétiques contemporains.

Concernant le secteur résidentiel, sa consommation est répartie entre les utilisateurs résidentiels et commerciaux ; Il représente le cinquième consommateur de l'énergie totale consommée dans le monde. Selon les perspectives énergétiques internationales, la consommation énergétique mondiale totale dans le secteur du bâtiment augmente en moyenne de 1,5% par an entre les années 2012 et 2040. Cependant, une grande partie de cette consommation énergétique se limite essentiellement pour le chauffage, le refroidissement et la ventilation des locaux.

Le chauffage et le refroidissement des locaux résidentiels constituent une grande partie de la demande d'énergie dans le monde. Ils représentent 34% de la demande totale d'énergie dans le seul secteur du bâtiment et 6% des émissions de gaz à effet de serre (GES). Alors que les populations continuent de croître et que l'espace et les ressources se raréfient, l'adoption de nouvelles stratégies de contrôle et de gestion de l'énergie et l'intégration de ressources renouvelables comme l'énergie solaire et géothermique sont inéluctables.

Pour la grande majorité des pays méditerranéens, et plus particulièrement pour l'Algérie, la croissance attendue de la demande d'énergie peut être facilement satisfaite en utilisant de telles énergies renouvelables. Cela est dû à l'importance du gisement d'énergie et des ressources solaires disponibles en raison de la situation géographique du pays. A ce propos, un programme national de développement concernant les énergies renouvelables a été lancé afin de couvrir partiellement les besoins du marché national en chauffage, refroidissement et électricité sur la période 2015-2020 (CDER, 2015). Ce programme a été mis en place afin de réduire l'énorme consommation d'énergie des foyers algériens. Par conséquent, plusieurs technologies d'énergies

renouvelables pour le chauffage et le refroidissement peuvent être considérées, tels que le puits canadien et le plancher solaire direct (PSD).

Le puits canadien est connu pour son potentiel à augmenter le confort dans un bâtiment en utilisant le sol comme un réservoir d'énergie au lieu de l'atmosphère. Ce système utilise la température souterraine du sol qui reste relativement applicable pour amortir les températures de l'air extérieur à une profondeur d'environ 2 jusqu'à 5 m, que ce soit pour le chauffage comme pour le refroidissement. En revanche, le PSD permet une plus grande diffusion de l'énergie solaire thermique dans le sol, assurant ainsi un environnement thermique acceptable. Son principe est de faire circuler directement dans un réseau de tubes noyés dans le plancher un fluide chauffé par des capteurs sans utiliser de cuves de stockage intermédiaires. Le système ainsi obtenu présente de nombreux avantages par rapport aux systèmes classiques de chauffage solaire sur les plans des coûts, de l'encombrement et de la fiabilité.

Dans ce contexte, et à la recherche des systèmes et applications innovantes, la combinaison des technologies solaires et géothermiques pour chauffer et refroidir les espaces s'avère un moyen plus approprié pour assurer un niveau de confort thermique acceptable tout au long de l'année avec une consommation d'énergie optimale. De ce fait, nous allons proposer une nouvelle application consistant à combiner à la fois le Plancher Solaire Direct (PSD), l'Echangeur de Chaleur Air-Sol (ECAS) et la ventilation gratuite (free cooling) afin d'augmenter la performance énergétique du bâtiment en réduisant à la fois les besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment et le taux d'inconfort. Ce travail s'inscrit dans le cadre des thématiques de recherche de l'équipe thermique du laboratoire sol, Matériaux et Thermique (LMST), Faculté d'architecture et de génie civil, USTOMB en collaboration avec le laboratoire de matériaux et systèmes réactifs (LMSR), de l'université Djilali Liabès de Sidi Bel Abbès et du Laboratoire des sciences de l'ingénieur pour l'environnement (LaSIE) de l'université de La Rochelle, France.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres :

Le chapitre I consiste à apporter des éléments bibliographiques concernant les consommations énergétiques mondiale et nationale dans le secteur du bâtiment et ses enjeux, la performance énergétique des bâtiments, l'intégration des énergies renouvelables et les stratégies de contrôle intelligent comme une solution technique et architecturale permettant à la fois de réduire la facture électrique des bâtiments et de couvrir ses besoins énergétiques ainsi qu'à augmenter le taux de confort thermique.

Le chapitre II consiste à établir un état de l'art des travaux numériques et expérimentaux portants sur les systèmes de plancher solaire direct (PSD), l'échangeur de chaleur air-sol (ECAS) et les ventilations naturelle et mécanique intégrées aux bâtiments. Cela permet de situer le travail actuel par rapport aux travaux antérieurs et de mettre l'accent sur la contribution apportée dans ce document.

Le chapitre III décrit l'approche numérique à la modélisation de l'ensemble du système, bâtiment, systèmes couplés à savoir le PSD, l'ECAS, le free cooling et la stratégie de contrôle mise en place. La description des phénomènes de transfert au niveau du bâtiment et les modèles adéquats en se basant sur le choix pertinent de types existants dans la plateforme de modélisation utilisée.

Le chapitre IV décrit l'approche et les étapes de validation des modèles numériques avec l'expérimental existant. En outre, une description détaillée du système expérimental est faite à savoir la cellule d'essai existante au campus universitaire IGCMO-USTOMB Oran, Algérie, avec ses deux pièces, les systèmes énergétiques comme le capteur solaire thermique, plancher chauffant solaire, puits canadien enterré et les équipements intégrés à la cellule et leurs modes de fonctionnement ainsi que les points de mesures lors du processus expérimental. Enfin, la démarche de simulation a été présentée.

Le chapitre V est réservé à l'étude de cas consistant à étudier la performance d'un bâtiment résidentiel équipé d'un système combinant le PSD, l'ECAS, le free cooling et leurs stratégies de contrôle mises en place pour la période de chauffage et de refroidissement. Une étude de sensibilité a été réalisée afin d'examiner l'impact de chaque système à la contribution de la réduction des besoins énergétiques de ce présent bâtiment et de l'augmentation du taux de confort thermique vis-à-vis de la norme internationale de confort ASHRAE-55. La moyenne du taux de confort thermique a été calculée sur l'ensemble des zones du bâtiment en calculant le nombre d'heures inclus dans les limites tolérables de température.

Enfin, nous clôturons ce travail par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et les perspectives à proposer pour l'avenir.

Chapitre I.

Généralités sur la consommation et la performance énergétique du bâtiment

I.1 Introduction

Le présent chapitre consiste à établir une analyse bibliographique relative à l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments tout en intégrant de nouvelles techniques et solutions à savoir les systèmes intelligent de contrôle et de gestion d'énergie ainsi que les technologies d'énergies renouvelables. Cette analyse reflète le contexte précis de la thèse et trace les parties suivantes de ce travail.

La bibliographie de ce chapitre est organisée comme suit :

- Analyse de la consommation énergétique et ses enjeux ;
- Evaluation du confort thermique des occupants par rapport aux réglementations nationale et internationale ;
- Critères de performance énergétique des bâtiments et les solutions adéquates incorporées dans le bâtiment afin de réduire la consommation d'énergie.

I.2 Consommation énergétique dans le secteur du bâtiment

I.2.1 Contexte mondial

Selon le rapport de la situation mondiale de 2017, le secteur mondial des bâtiments a consommé près de 125 EJ¹ en 2016, soit 30% de la consommation totale d'énergie finale, qui comprend la

¹ Exajoule : 1 EJ = 10¹⁸ J.

consommation d'énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux, le chauffage de l'eau, l'éclairage, la cuisson, les appareils ménagers et autres charges. La construction de bâtiments, y compris la fabrication de matériaux pour la construction tels que l'acier et le ciment, représentait une augmentation de 26 EJ (près de 6%) de l'utilisation énergétique finale mondiale estimée (voir figure I-1).

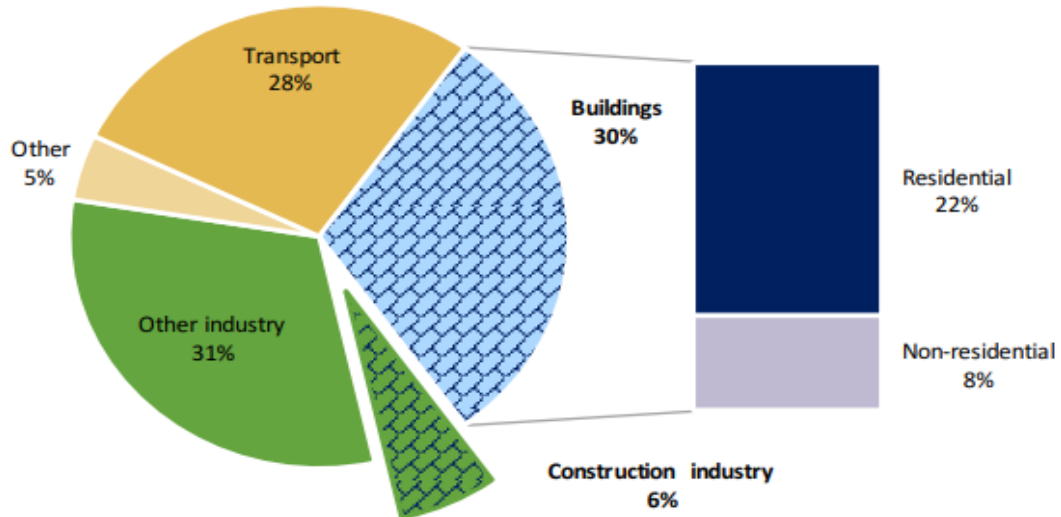


Figure I-1 : Consommation d'énergie finale globale par secteur (IEA, 2017)

Compte tenu de la production d'électricité en amont, les bâtiments représentaient 28% des émissions mondiales de CO₂ liées à l'énergie, les émissions directes dans les bâtiments provenant de la combustion de combustibles fossiles représentant environ un tiers du total. La construction de bâtiments a représenté 11% des émissions de CO₂ du secteur énergétique (Figure I-2).

Aujourd'hui, le principal défi consiste à créer une dynamique autour de la transformation des bâtiments et de la construction et à accélérer ses progrès. Le scénario de référence technologique de l'International Energy Agency (IEA) montre que la demande d'énergie finale dans le secteur du bâtiment continuera à augmenter si des efforts plus ambitieux ne sont pas déployés. Récemment, de nombreuses stratégies et initiatives ont été lancées pour gérer à la fois la demande et l'approvisionnement en énergie. En conséquence, l'évaluation et l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments ont été examinées par plusieurs États et fédérations pour élaborer des stratégies passives ou actives visant à réduire et à atténuer la demande d'efficacité énergétique sur le réseau électrique (Taleb et al., 2010; Itani et al., 2011; Gong et al., 2012; Taleb et al., 2014; Al-khateeb et al., 2016). Les mesures passives qui ont été

mise en œuvre, telles que l'ombrage des éléments et l'amélioration de l'isolation thermique des murs et des fenêtres, permet une économie de 18,5% de la consommation d'énergie de refroidissement et de 14,5% de la consommation électrique totale du réseau. De plus, les mesures actives, telles que l'amélioration du COP² du système de refroidissement et la variation du point de consigne de refroidissement, augmentent les économies d'électricité jusqu'à 65%.

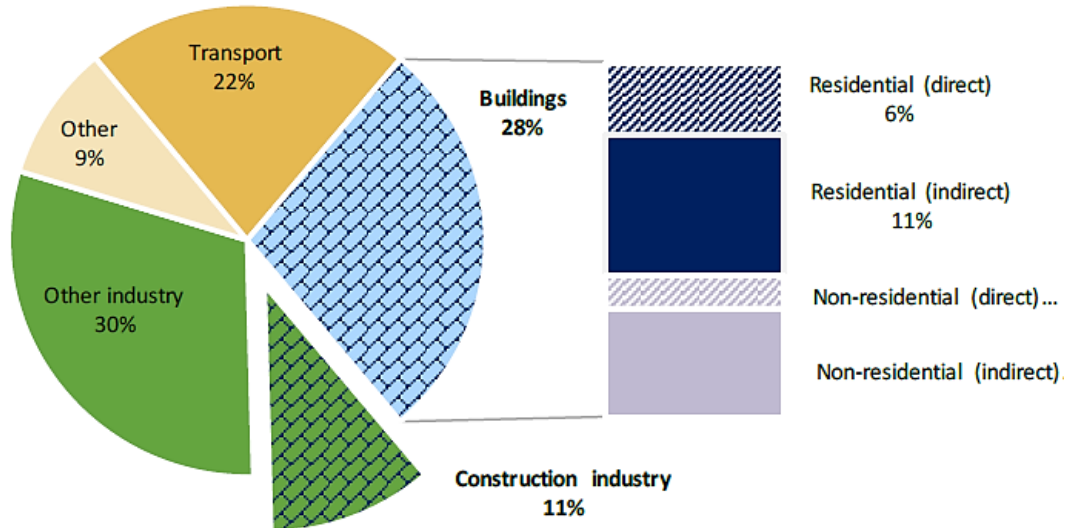


Figure I-2 : Emissions mondiales de CO₂ liées à l'énergie par secteur (IEA, 2017)

I.2.2 Contexte algérien

Comme les pays en voie de développement, l'Algérie connaît ces dernières années un accroissement de ses consommations énergétiques, corrélé à celui de sa population et au développement socio-économique des ménages. De l'année 2000 à 2013, le taux de croissance annuel moyen de tous les secteurs a été estimé à 6,1%, dont le secteur résidentiel représente un taux de 8,17% et qui est considéré comme le plus élevé après le secteur agricole enregistrant son tour un taux de 9,83% (APRUE, 2015). Selon le Ministère de l'énergie, la consommation nationale d'énergie a atteint 58,3 Mtep³ en 2016, reflétant une quasi-stagnation par rapport à 2015. Ceci constitue une inflexion majeure dans la tendance haussière observée depuis 2001,

² COP ou le coefficient de performance d'une machine thermique est le rapport entre la puissance thermique et sa consommation électrique.

³ La tep est l'unité qui représente la quantité d'énergie obtenue sous forme de chaleur par la combustion d'une tonne de pétrole. 1 Gtep = 1 milliard de tep. 1 Mtep = 1 million de tep. 1 tep = 11 630 kWh. 1 kWh = 3,6 MJ.

où la consommation avait évolué à un rythme moyen élevé autour de 5% par an. Cette situation résulte de la conjonction de plusieurs facteurs notamment le relèvement des prix de produits énergétiques depuis janvier 2016. Dans ce contexte, le secteur des ménages consomme l'équivalent de 18,6 Mtep avec un taux de croissance de 2,4%, tirée par celle du sous-secteur résidentiel (1,9%) et notamment des besoins en gaz et électricité. Au final, la structure de la consommation reste dominée par la demande du secteur des ménages et autres qui est d'environ 43%, suivi par le transport (35%) et enfin le secteur de l'industrie et BTP avec une part de 22% (Figure I-3).

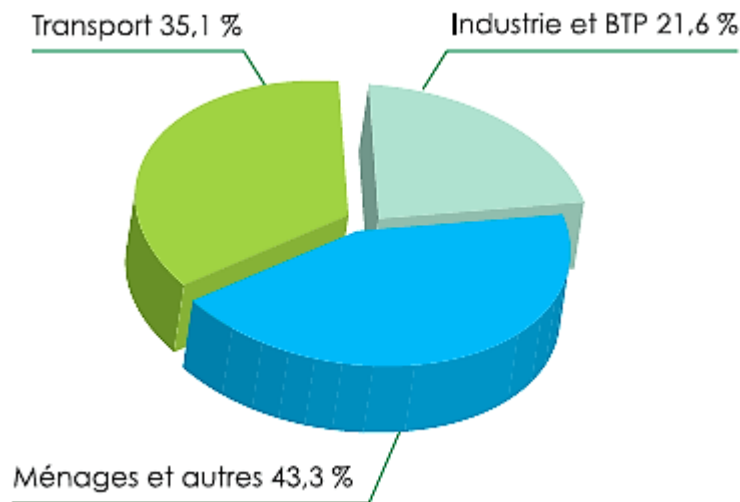


Figure I-3 : Structure de la consommation finale par secteur (B.E.N, 2016)

I.2.3 Enjeux énergétiques et environnementaux

En examinant le bilan énergétique et environnemental, on conclut que l'amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments existants s'impose comme une nécessité. L'efficacité énergétique est rapidement devenue l'un des grands enjeux de notre époque et les bâtiments en sont une des composantes majeures. Selon le conseil mondial des affaires pour le développement durable, les bâtiments consomment plus d'énergie que tout autre secteur et contribuent donc dans une large mesure au changement climatique. De plus, et sans mesures immédiates, des milliers de nouveaux bâtiments seront construits sans aucune considération pour l'efficacité énergétique et des millions de bâtiments existants consommant plus d'énergie que nécessaire seront toujours présents en 2050. Agir maintenant implique de réduire leur consommation énergétique et de faire de réels progrès en faveur de la lutte contre le changement climatique. Cependant, la plupart des propriétaires et occupants de bâtiments ne sont pas assez

informés sur la consommation d'énergie et ne s'en soucient pas suffisamment. La demande mondiale d'énergie primaire⁴ a augmenté rapidement en raison de l'augmentation de la population et l'industrialisation (Figure I-4). Plus d'un tiers de la demande énergétique dans le monde est utilisée dans le secteur résidentiel.

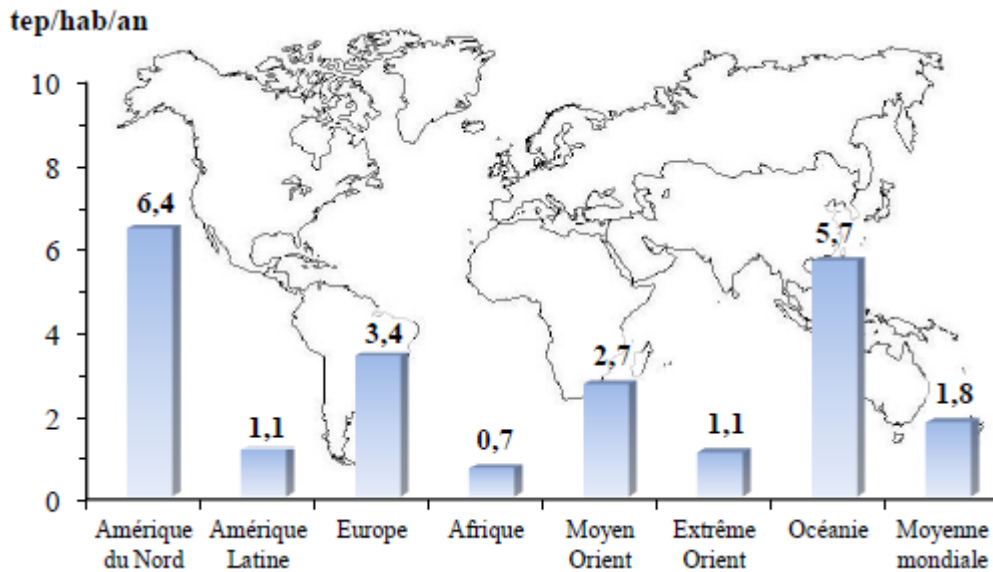


Figure I-4 : Consommation moyenne d'énergie primaire par habitant et par an (Peigné, 2013)

Sur le plan national, le problème énergétique de l'Algérie est un problème qui se pose en terme de stratégie de valorisation de ses ressources pour les besoins du développement du pays, de choix d'une véritable politique énergétique à long terme et de définition immédiate d'un modèle cohérent de consommation énergétique couvrant le court et le moyen terme, avant la date fatidique de l'épuisement de ces ressources fossiles stratégiques. Dans ce contexte, la loi algérienne sur la maîtrise de l'énergie (J.O.R.A., 1999) et les nouveaux textes réglementaires mis en place (CNERIB, 1997; J.O.R.A., 2000) sont venus fixer le modèle de consommation énergétique national et définir le cadre général des différentes actions à mener pour parvenir le plus rapidement possible à une rationalisation de l'emploi des énergies disponibles et à une meilleure maîtrise de la consommation énergétique. Outre la nécessaire diversification énergétique qui vise essentiellement une rapide intégration des énergies renouvelables (solaire

⁴ L'énergie primaire correspond à l'énergie brute non transformée après extraction. Un bilan de consommation en énergie primaire permet la mesure du taux d'indépendance énergétique d'un pays.

photovoltaïque et thermique, éolienne, géothermique, biomasse) dont dispose en abondance l'Algérie, le développement des économies d'énergie est un axe très important de la démarche préconisée par cette loi. La consommation d'énergie peut être considérablement réduite par l'adoption des stratégies d'efficacité énergétique dans le bâtiment.

Le programme vise à encourager la mise en œuvre de pratiques et de technologies innovantes, autour de l'isolation thermique des constructions. Des mesures adéquates seront prévues au niveau de la phase de conception architecturale des logements. Il s'agit également de favoriser la pénétration massive des équipements et appareils performants sur le marché local, notamment les chauffe-eau solaires et les lampes économiques : l'objectif étant d'améliorer le confort intérieur des logements en utilisant moins d'énergie. La mise en place d'une industrie locale des isolants thermiques et des équipements et appareils performants (chauffe-eau solaires ; lampes économiques) constitue l'un des atouts pour le développement de l'efficacité énergétique dans ce secteur. Globalement, c'est plus de 30 millions de tep qui seront économisées, d'ici 2030.

I.3 Normes pour l'évaluation du confort de l'habitat

I.3.1 Critères de base

La définition classique du confort thermique est celle présentée par Fanger (1970), la décrivant comme « l'état d'esprit dans lequel une personne exprime sa satisfaction à l'égard de l'environnement thermique ». Plusieurs chercheurs ont porté leur attention sur l'évaluation et la quantification du confort thermique dans les environnements intérieurs. L'idée principale est de mieux comprendre quelles sont les variables impliquées, comment cela peut être réalisé, son impact en termes de santé et de productivité des occupants et comment il peut être quantifié. Les théories classiques considèrent que le confort thermique dépend de facteurs individuels et environnementaux comme suit :

- Facteurs individuels : taux métabolique, M (*met*) et l'isolation des vêtements, I_{CL} (*clo*),
- Facteurs environnementaux : température de l'air, T_{air} ($^{\circ}C$), température radiante moyenne, T_{mr} ($^{\circ}C$), vitesse de l'air, V_{air} (*m/s*) et pression de vapeur d'eau, p_a (p_a).

La combinaison correcte de ces facteurs environnementaux conduisant à des conditions de confort a été poursuivie et plusieurs modèles pour quantifier un environnement intérieur sur un seul indice hygrothermique ont été proposés. Dans la simulation des espaces habitables, le

confort est souvent évalué uniquement par la température et l'humidité relative de l'air (Olesen et al., 2011; Almeida and Freitas, 2014; Barbosa et al., 2015) et plusieurs modèles simplifiés. Dans les réglementations et normes internationales, on utilise uniquement ces deux paramètres, ou simplement la température de l'air, pour établir les conditions de confort. Fang et al. (2000) ont mené une étude expérimentale afin d'examiner l'effet de la température et de l'humidité sur la perception de la qualité de l'air intérieur. L'étude a révélé un impact important de la température et de l'humidité sur la perception de la qualité de l'air intérieur. L'air était perçu comme moins acceptable avec l'augmentation de la température et de l'humidité, et la capacité d'acceptation diminuait linéairement avec l'augmentation de l'enthalpie de l'air.

Afin d'évaluer le confort thermique, deux approches principales ont été développées à savoir l'approche rationnelle et l'approche adaptative.

Approche rationnelle :

L'approche analytique est basée sur le calcul du bilan thermique du corps humain en utilisant des modèles physiques et physiologiques. Ces modèles ont pour but de prédire la sensation thermique des occupants afin d'identifier les conditions de confort thermique.

Dans la littérature, le modèle du confort thermique le plus utilisé est celui de Fanger. Le modèle de Fanger (1982) a servi de base pour les normes internationales ISO-7730 (2005) et ASHRAE-55 (2010) qui portent sur les conditions de confort thermique dans les ambiances thermiques modérées.

Dans cette approche, deux indicateurs sont définis pour évaluer le niveau du confort thermique : l'indice PMV « Vote Moyen Prédit » et l'indice PPD « Pourcentage Prévu d'Insatisfait ».

L'indice PMV utilise les principes du bilan thermique pour relier les facteurs clés du confort thermique (taux métabolique, isolation des vêtements, température de l'air, température radiante, vitesse de l'air et humidité) à la réponse moyenne des personnes sur l'échelle présentée dans le Tableau I-1. Ils se voient proposer de choisir sur une échelle composée de 7 expressions (de « très froid » à « très chaud » en passant par « confortable ») celle qui caractérise le mieux leur sensation. A chacun de ces termes est associée une valeur entière allant de -3 pour « très froid » à +3 pour « très chaud » en passant par 0 pour « confortable ». Des abaques du PMV sont alors réalisés et, si les résultats sont obtenus sur un échantillon suffisamment large, il est considéré que d'autres sujets réagiront de la même manière dans des conditions similaires.

Tableau I-1 : Echelle du confort thermique (ISO, 1994; ASHRAE-55, 2010)

| | | |
|----|------------------|---------------|
| +3 | Très Chaud | Inconfortable |
| +2 | Chaud | |
| +1 | Légèrement chaud | Confortable |
| 0 | Neutre | |
| -1 | Légèrement froid | |
| -2 | Froid | Inconfortable |
| -3 | Très froid | |

L'indice PPD est lié directement au PMV (Figure I-5). Il est basé sur l'hypothèse que les personnes votant +2, +3, -2 ou -3 sur l'échelle des sensations thermiques sont insatisfaites et sur la simplification que le PPD est symétrique autour d'un PMV neutre.

La zone de confort est définie par la combinaison des facteurs clés de confort thermique (voir ci-dessus) pour lesquels le PMV se situe dans les limites recommandées (Tableau I-2). Si la valeur du PMV résultante générée par le modèle est dans la plage recommandée, les conditions sont dans la zone de confort. Généralement, l'utilisation du modèle PMV est limitée à des vitesses d'air inférieures à 0,20 m/s.

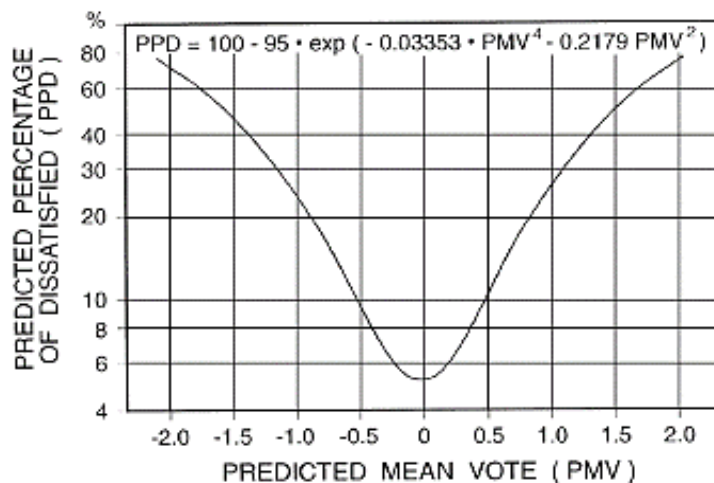


Figure I-5 : Pourcentage prévu insatisfait (PPD) en fonction du vote moyen prédit (PMV) (ASHRAE-55, 2010)

Les plages de confort des différentes normes définissent alors une valeur maximale pour le PPD en plus de l'intervalle du PMV. Ces valeurs, tout comme celles du PMV, dépendent du type de bâtiment et du type d'activité qui s'y exerce.

**Tableau I-2 : Environnement thermique acceptable pour le confort général
(ASHRAE-55, 2010)**

| PPD | PMV |
|-----|-------------------|
| <10 | -0,5 < PMV < +0,5 |

Approche adaptative :

L'approche adaptative vise à déterminer les différents critères physiques et physiologiques, et non psychologiques, du confort thermique. La détermination physiologique comprend l'acclimatation⁵, phénomène par lequel les individus ajustent leurs processus de régulation inconscients suite à des périodes de longue durée de chaleur ou de froid intenses. D'après de Dear et Brager (2002), la majorité des études expérimentales indiquent une faible influence de ce phénomène sur le confort thermique dans les conditions habituelles des bâtiments résidentiels et tertiaires.

Le modèle adaptatif prédit une température de confort comme la température opérative à laquelle soit la personne moyenne sera neutre thermiquement, soit la majorité d'un groupe de personnes sera confortable, en fonction d'une moyenne mensuelle ou d'une moyenne glissante de la température extérieure (Nicol and Humphreys, 2010). Cette relation est obtenue par régression linéaire à partir d'études de confort basées sur l'expérience. Les actions d'adaptation de l'occupant (activité/repos, habillement, etc.) étant supposées dépendre de la température extérieure, c'est la rétroaction entre le climat et ces actions adaptatives qui permet, en pratique, de ne considérer que la température extérieure (Nicol et al., 1999; Raja et al., 2001).

Les modèles adaptatifs tels que ceux suggérés dans (ASHRAE-55, 2010, EN-15251, 2007) utilisent uniquement la température de l'air comme indicateur de confort. ASHRAE-55 (2010) propose une méthode graphique pour l'évaluation du confort thermique intérieur (Figure I-6), qui peut être appliquée aux espaces où les occupants sont engagés dans des activités physiques quasi-sédentaires, avec des taux métaboliques allant de 1,0 à 1,3 met⁶.

⁵ L'acclimatation est le fait, pour un organisme vivant, de s'adapter à un changement durable de son environnement, en particulier climatique (température, humidité, ressources).

⁶ 1 met = 58 W/m² de peau pour un individu assis au repos.

L'équation de base du modèle, qui établit la température opérative intérieure, T_{oc} , comme suit (Brager et al., 2004) :

$$T_{op} = 17,8 + 0,31 T_m \quad (I.1)$$

Avec T_{op} (°C) la température opérative intérieure et $T_{a,m}$ (°C) est la température mensuelle moyenne de l'air extérieur.

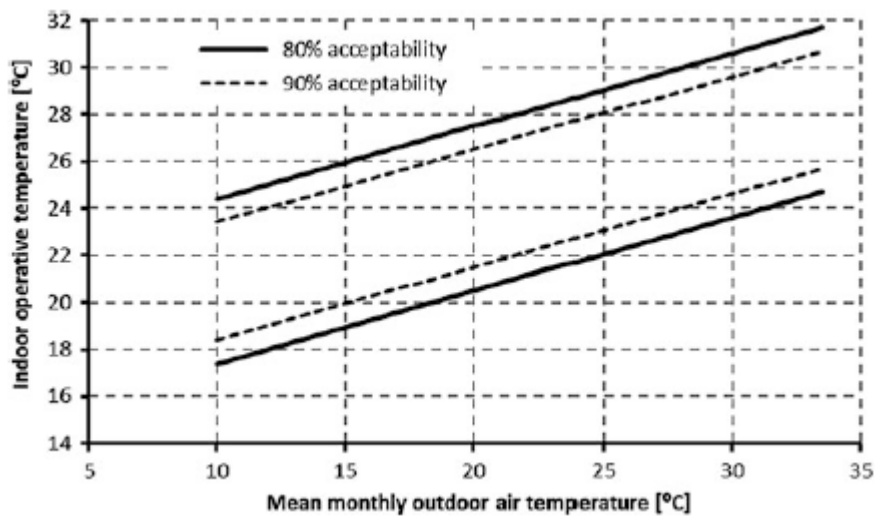


Figure I-6 : Limites de températures opérationnelles acceptables pour les espaces conditionnés naturellement (ASHRAE-55, 2010)

La norme EN-15251 (2007) propose une autre méthode graphique pour l'évaluation du confort thermique (Figure I-7). Ce modèle définit la température de fonctionnement en fonction de la température extérieure moyenne hebdomadaire :

$$T_{oc} = 0,33 T_m + 18,8 \quad (I.2)$$

Avec T_{mp} (°C) la température extérieure moyenne hebdomadaire.

Ce modèle est applicable dans les bâtiments sans dispositifs de refroidissement et prend en compte trois catégories, qui établissent la demande de confort des utilisateurs (Exigence de la limite de pourcentage insatisfaite). Chaque catégorie suppose un intervalle de température de confort qui correspond à la distance entre les limites inférieure et supérieure (Figure I-6). Le modèle est principalement adapté aux conditions estivales mais peut également être utilisé pour la saison hivernale (température extérieure moyenne hebdomadaire entre 10 et 15°C) en

supposant les mêmes limites de température que pour les bâtiments ventilés mécaniquement. Cette méthode est valable pour les immeubles de bureaux et autres bâtiments de type similaire utilisés principalement pour l'occupation humaine avec des activités principalement sédentaires, où l'accès aux fenêtres ouvrantes est facile et où les occupants peuvent librement adapter leurs vêtements aux conditions thermiques intérieures et/ou extérieures.

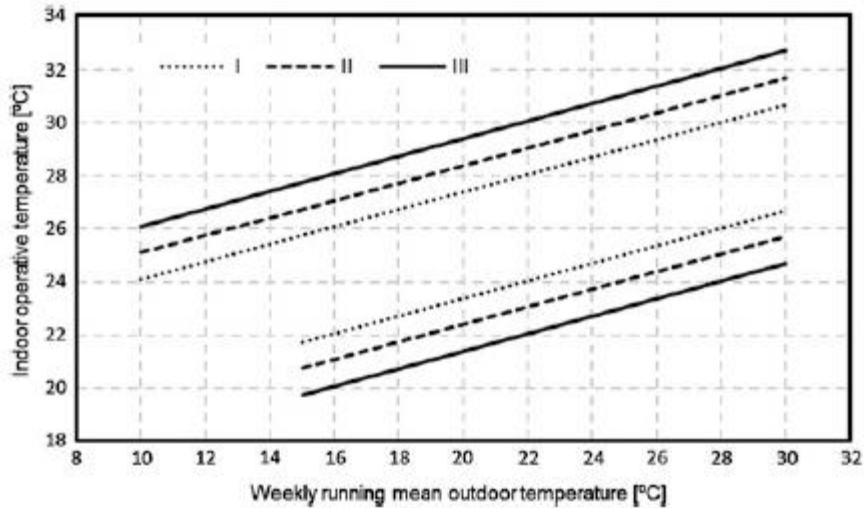


Figure I-7 : Limites de températures opératives définissant les zones de confort (EN-15251, 2007)

I.3.1.1 Température opérative

La température opérative est la moyenne de la température de l'air et de la température radiante moyenne pondérée, respectivement, par le coefficient de transfert de chaleur par convection et le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement linéarisé pour l'occupant. Pour les occupants qui pratiquent une activité physique quasi-sédentaire (taux métabolique compris entre 1,0 et 1,3 met), qui ne sont pas directement exposés au soleil et qui ne sont pas exposés à des vitesses d'air supérieures à 0,2 m/s. Il est acceptable d'approximer la relation avec une précision acceptable en :

$$T_{op} = \frac{T_{a,in} + T_{rm}}{2} \quad (I.3)$$

Où

$$T_{rm} = \frac{\sum T_{si} S_i}{\sum S_i} \quad (I.4)$$

Avec $T_{a,in}$ ($^{\circ}C$) la température de de l'air intérieur, T_{rm} ($^{\circ}C$) la température radiante moyenne et T_{si} ($^{\circ}C$) est la température de la surface S_i .

I.3.1.2 Humidité relative

L'humidité relative est le rapport de la pression partielle⁷ de la vapeur d'eau contenue dans l'air sur la pression de vapeur saturante⁸ à l a même température. Elle est exprimée généralement en pourcentage :

$$HR = 100 \frac{P_e}{P_s(T)} \quad (I.5)$$

Avec P_e (bar) la pression partielle de la vapeur d'eau et P_s (bar) est la pression de vapeur saturante.

Dans un bâtiment, l'humidité peut être d'origine naturelle, accidentelle ou liée à un défaut d'entretien. Elle cause différents dommages comme la diminution importante de l'efficacité de l'isolant, dégradation des enduits et peintures, développement des moisissures et des efflorescences et corrosion des aciers du béton armé, etc. Evaluer l'humidité peut permettre d'éviter ces dégradations. Pour le confort thermique, l'humidité a un effet significatif sur la sensation du confort thermique de l'occupant, elle doit être comprise entre 30% et 70% pour éviter l'inconfort.

L'humidité de l'air est contrôlée en réduisant les sources d'humidité et en ventilant suffisamment les espaces intérieurs. En hiver, les parois faisant face à l'environnement extérieur ont une température de surface inférieure à celle de l'isolation qui est moins forte. Si l'isolation est faible

⁷ La pression partielle d'un gaz parfait i dans un mélange de gaz parfaits de pression totale est définie comme la pression i qui serait exercée par les molécules du gaz i si ce gaz occupait seul tout le volume offert au mélange, à la température de celui-ci.

⁸ La pression de vapeur saturante est la pression à laquelle la phase gazeuse d'une substance est en équilibre avec sa phase liquide ou solide à une température donnée dans un système fermé.

et que l'humidité de l'air intérieur est relativement élevée, deux types de dommages peuvent se produire :

- Dès que la température de surface interne des parois est égale ou inférieure au point de rosée de l'air intérieur, l'humidité de l'air se condense à la surface des murs, les rendant humides, provoquant des écoulements et des tâches,
- Si l'humidité relative de l'air dépasse 80% près de la surface pendant une longue période, alors des moisissures peuvent croître sur cette surface.

A partir des données de terrain recueillies auprès de 43 foyers dans diverses régions climatiques des États-Unis, y compris six villes de climats chauds et humides (Rudd and Henderson, 2007). Les résultats furent que les périodes d'humidité relative élevée se produisaient généralement lorsque le climatiseur fonctionnait à charge partielle. De plus, un faible gain de chaleur sensible, associé à une ventilation mécanique continue dans les maisons à haute performance, augmentait significativement le nombre d'heures nécessitant une déshumidification supplémentaire ; Du même auteur, l'analyse des équipements de climatisation avec ou sans stratégies de contrôle de l'humidité dans plusieurs villes chaudes et humides a été menée à l'aide du logiciel TRNSYS (Henderson et al., 2008). L'étude comprenait une maison de référence conformément aux normes d'efficacité minimale et une maison à haute efficacité. Il a été conclu qu'une déshumidification explicite doit être fournie pour maintenir l'humidité relative (HR) de l'espace en dessous de 60%.

Le système de contrôles de déshumidification a été analysés afin d'étudier leurs impacts sur la réduction de l'humidité dans les espaces intérieurs des bâtiments (Fang et al., 2011). A ce propos, une étude paramétrique pour étudier les problèmes d'humidité sur une maison de référence typique du milieu des années 1990, un foyer de l'International Energy Conservation Code 2006 et une maison de haute performance dans un climat chaud et humide a été réalisé. Il a été montré que la déshumidification supplémentaire devrait être fournie pour maintenir l'humidité relative de l'espace inférieure à 60% dans un climat chaud-humide. Toutes les options de déshumidification supplémentaires modélisées contrôlaient avec succès les excursions d'humidité relative dans l'espace mais l'augmentation de la consommation d'énergie de l'ensemble de la maison était beaucoup plus sensible aux points de consigne d'humidité que l'option technologique choisie (Figure I-8).

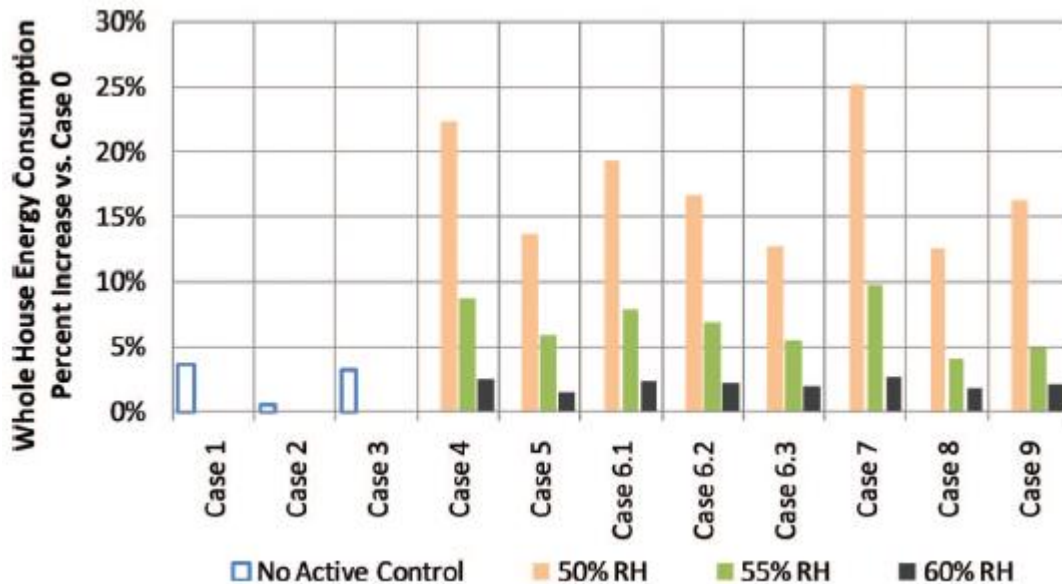


Figure I-8 : Augmentation en pourcentage de la consommation d'énergie de toute la maison par rapport au cas 0 (Fang et al., 2011)

I.3.1.3 Qualité de l'air intérieur

La qualité de l'air intérieur (QAI) dans les milieux résidentiels et de travail a attiré l'attention du public et notamment des scientifiques au cours de ces dernières années. De nombreuses études ont montré que les niveaux de polluants contenus dans l'air intérieurs sont supérieurs aux niveaux extérieurs, alors que les gens passent plus de 90% de leur temps à l'intérieur (Montgomery and Kalman, 1989).

La pollution de l'air intérieur est un effet combinatoire des facteurs physiques, chimiques et biologiques, et de l'adéquation de la ventilation dans l'environnement. Les sources de pollution de l'air intérieur proviennent de l'extérieur, de l'équipement de chauffage, de ventilation, de climatisation (CVC), de l'ameublement et des activités humaines. En revanche, La pollution majeure de l'air extérieur provient des sources de chaleur industrielles, de construction et de combustion (Wark and Warner, 1981).

Les études récentes se concentrent beaucoup plus sur la qualité de l'air dans les bâtiments scolaires vue que ces derniers présentent un taux d'occupation beaucoup plus élevé que les autres bâtiments, avec quatre fois plus d'occupants par unité de surface que dans les immeubles de bureaux (EPA, 1995). A ce propos, des versions récentes de la norme ASHRAE-62 (2004) déterminant la qualité d'air (QAI) en Amérique du Nord et dans certains autres pays recommandent que la différence de concentration entre l'intérieur et l'extérieure ne dépasse pas

700 ppm⁹. Au Royaume-Uni, un bâtiment de référence fournit le cadre réglementaire pour une ventilation adéquate dans les écoles du Royaume-Uni.

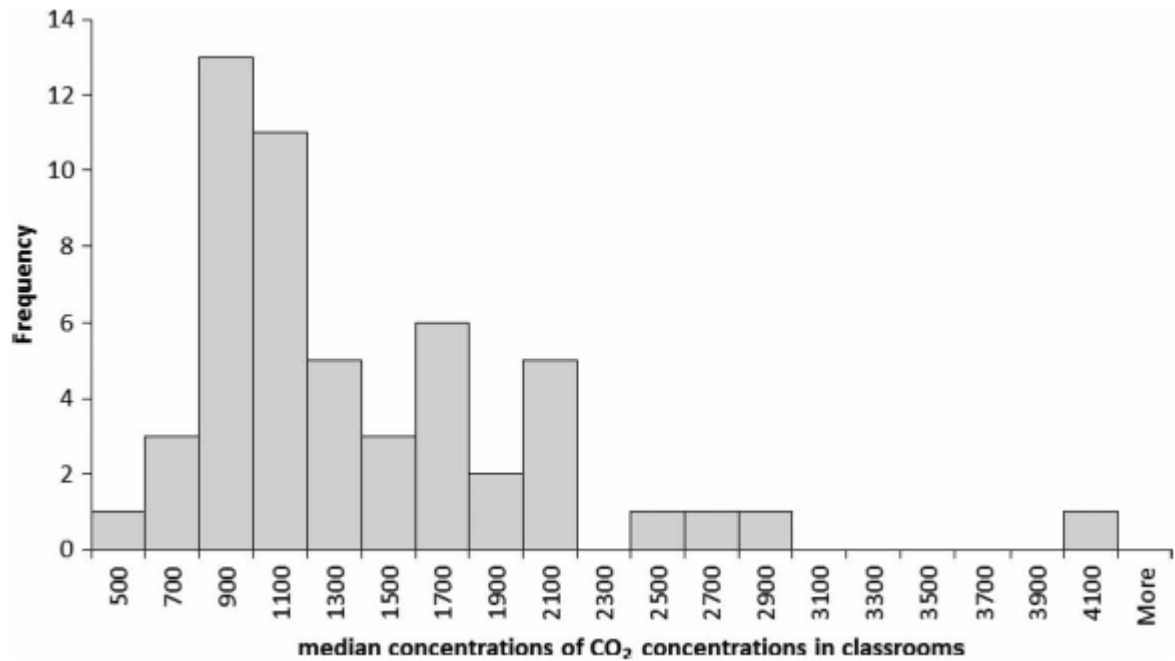


Figure I-9 : Distribution des concentrations médianes de CO₂ (Chatzidiakou et al., 2012)

Afin d'étudier les taux de ventilation et les concentrations de CO₂ correspondantes, les données de 312 salles de classe dans 80 écoles ont été étudiées. Une distribution normale a décrit les concentrations médianes de CO₂ dans 53 salles de classe (Godwin and Batterman, 2007, Santamouris et al., 2008, Mumovic et al., 2009, Chatzidiakou et al., 2012). Au total, 30% des salles de classe étudiées dépassaient 1500 ppm (Figure I-9). De même, d'autres études de méta-analyses ont rapporté que les faibles taux de ventilation sont courants dans les écoles et sont liés aux effets néfastes sur la santé des enfants et des adultes (Wargocki *et al.*, 2002, Daisey *et al.*, 2003, Mendell and Heath, 2005). De plus, l'ampleur des effets similaires sur les enfants qui effectuent des travaux scolaires est plus grande que celle des adultes ayant un travail de bureau, ce qui est probablement dû au fait que les enfants sont plus sensibles aux conditions environnementales que les adultes.

⁹ Le ppm (partie par million), terme beaucoup utilisé en sciences (toxicologie, formulation, chimie, métallurgie, électronique, géochimie, etc.) ; Il est utilisé surtout pour exprimer une fraction massique (1 ppm = 1 mg/kg), volumique (1 ppm = 1 mg/kg) ou molaire (1 ppm = 1 µL/L).

I.3.1.4 Vitesse de l'air

La vitesse de l'air est un paramètre important dans le confort thermique, car elle influe sur les échanges de chaleur par convection. Généralement, le confort thermique des occupants à l'intérieur des bâtiments est assuré tant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s. Cette valeur peut varier selon le type des lieux qui sont classés en catégorie (Tableau I-3).

Tableau I-3 : Exigences de confort thermique pour différents types de lieux (Moujalled, 2007)

| Type de bâtiment/lieu | catégorie | Température opérative (°C) | | Vitesse moyenne max de l'air (m/s) | | |
|--------------------------------------|-----------|---|---|---|---|------|
| | | Eté (saison de refroidissement de l'ambiance) | Hiver (saison de chauffage de l'ambiance) | Eté (saison de refroidissement de l'ambiance) | Hiver (saison de chauffage de l'ambiance) | |
| Bureau individuel "espace ouvert" | A | 24,5 ± 1,0 | 22,0 ± 1,0 | 0,12 | | 0,10 |
| Salle de conférence auditorium | B | 24,5 ± 1,5 | 22,0 ± 2,0 | 0,19 | | 0,16 |
| Restaurant Salle de classe | C | 24,5 ± 2,5 | 22,0 ± 3,0 | 0,24 | | 0,21 |

| Catégorie | Différence verticale de température (°C) | Plage de température du sol (°C) | Asymétrie de rayonnement de température (°C) | | | |
|-----------|--|----------------------------------|--|-----------|---------------|-----------|
| | | | Plafond chaud | Mur froid | Plafond chaud | Mur froid |
| A | <2 | 19-29 | <5 | <10 | <14 | <23 |
| B | <3 | 19-29 | <5 | <10 | <14 | <23 |
| C | <4 | 17-31 | <5 | <13 | <18 | <35 |

I.3.2 Réglementations internationales

Depuis la première crise pétrolière de 1973 provoquée par l'OPEP¹⁰, qui a décidé de réduire considérablement la production en raison de la politique occidentale à l'égard des pays arabes, de nombreuses mesures volontaristes et réglementaires ont été prises par les pays victimes visant à réduire la facture énergétique liée au secteur du bâtiment.

¹⁰ OPEP (Organisation des pays exportateurs de pétrole) est une organisation intergouvernementale de pays visant à négocier avec les sociétés pétrolières pour tout ce qui touche à la production de pétrole, son prix et les futurs droits de concession.

Ce dernier est encadré par une réglementation thermique permettant de spécifier les caractéristiques thermiques des bâtiments neufs et fixer leurs quantités maximales d'énergie à consommer pour le chauffage, le refroidissement, la ventilation, l'éclairage et la production de l'eau chaude sanitaire (ECS). De plus, les priorités environnementales comme les émissions de GES ainsi que les énergies grises¹¹ qui sont devenues tout aussi importantes.

I.3.2.1 Norme ASHRAE (USA)

En Amérique et plus précisément aux États-Unis, la première réglementation sur la consommation énergétique pour les bâtiments a été mise en place en 1975 par l'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) sous l'appellation ASHRAE 90 - *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Elle comprend des exigences prescriptives réparties sur 10 sections afin de fixer des valeurs seuil correspondant à la performance énergétique des bâtiments, à l'enveloppe du bâtiment par la fixation des valeurs minimales pour la résistance des parois, à l'efficacité des équipements, à la puissance de chauffage et de ventilation, etc. La norme ASHRAE 90 est devenue ASHRAE Standard 90.1 en 2001, date à laquelle, elle a été mise à jours en 2004, 2007, 2010, 2013 et 2016 en matière de maintenance continue, basée sur l'évolution rapide des technologies énergétiques récentes et plus efficaces.

L'ASHRAE a également développé plusieurs standards pour les bâtiments du secteur résidentiel à savoir :

- Standard 34 – Designation and Safety Classification of Refrigerants,
- Standard 55 – *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*,
- Standard 62.1 et 61.2 – *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality in Low-Rise Residential Buildings*,
- Standard 90.1 – *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*,
- Standard 135 – *BACnet - A Data Communication Protocol for Building Automation and Control Networks*,

¹¹ L'énergie grise est la quantité d'énergie nécessaire lors du cycle de vie d'un matériau ou d'un produit : la production, l'extraction, la transformation, la fabrication, le transport, la mise en œuvre, l'entretien et enfin le recyclage, à l'exception notable de l'utilisation.

- Standard 189.1 – *Standard for the Design of High Performance, Green Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*.

Il existe l'International Energy Conservation Code (IECC) qui est une norme de construction plus pratique et plus adaptée par les états et les administrations municipales aux États-Unis pour l'établissement d'exigences minimales de conception et de construction en matière d'efficacité énergétique (Heerwagen and Connolly, 2004). Elle est créée par l'International Code Council¹² (ICC) en 1998 et à partir de celle-là, plusieurs versions de la norme ont été mise à jours en 2000, 2003, 2006, 2009 et 2012. Cependant, le code 2009-IECC est le plus utilisé dans les états américains au 1^{er} janvier 2013 (BCAP, 2012).

I.3.2.2 Norme RT 2012 (France)

En 1974, la France a adopté une première réglementation thermique (RT) afin de réduire la facture énergétique du secteur du bâtiment. La RT 1974 s'applique à l'ensemble des bâtiments neufs d'habitation en fixant un objectif de réduction de 25% de la consommation énergétique des bâtiments en tenant compte de l'isolation des parois extérieures et du renouvellement de l'air afin de limiter les déperditions de chaleur. En matière de déperditions thermiques liées au renouvellement de l'air intérieur, la RT 1974 a instauré le coefficient G ($W/m^3 K$), comme coefficient représentant les déperditions globales d'un bâtiment. Concernant l'isolation des parois, la réglementation a introduit un coefficient de transmission thermique K qui mesure la quantité d'énergie qui s'échappe à travers les parois. Les méthodes de calcul de ces dernières ont été finalisées en 1977 et subiront par la suite plus d'une dizaine de modifications.

Dans le cadre de développement de la RT, les concernés n'auront de cesse de renforcer les exigences en matière de déperdition d'énergie et de complexifier les critères retenus afin de mieux tenir compte de certains aspects laissés de côté par la RT 1974. De ce fait, plusieurs réglementations complémentaires de plus en plus restrictives et intégrant un champ d'action de plus en plus large, ne se sont appliquées qu'aux seuls bâtiment neufs (RT 1982, RT 1988, RT 2000, RT 2005, RT 2005-Rénovation, RT 2012). La dernière réglementation précédant l'actuelle RT 2012, vise à réduire de 15% la consommation énergétique des bâtiments neuf.

¹² L'International Code Council, une association dédiée à la sécurité des bâtiments et à la prévention des incendies, élabore les codes internationaux, modèles de codes de construction utilisés pour construire des bâtiments résidentiels et commerciaux, y compris des maisons et des écoles.

Avec la RT 2005, l'objectif fixé est d'atteindre une réduction de 40% de la consommation énergétique dans le secteur résidentiel entre 2000 et 2020. Par ailleurs, la RT 2012 incorpore deux nouveautés :

- Intégration et développement de la construction bioclimatique pour diminuer les besoins en chauffage,
- Intégration et amélioration des énergies renouvelables en les introduisant dans les calculs de référence.

S'agissant de ce dernier point, une maison individuelle utilisant aussi bien l'électricité que les combustibles fossiles doit être théoriquement équipée de 2 m² de capteurs solaires ou doit économiser l'énergie équivalente grâce à un surcroît d'isolation ou des systèmes de chauffage plus performants.

I.3.3 Réglementation thermique algérienne

I.3.3.1 Documents techniques règlementaires (DTR)

Depuis plusieurs années, les autorités algériennes spécialisées dans le domaine de l'énergie mènent une stratégie sous la tutelle du gouvernement afin d'améliorer la gestion des ressources énergétiques. Cette démarche est mise en évidence à travers la loi n°99-09 du 28 Juillet 1999 relative à la maîtrise de l'énergie dans les secteurs les plus sensibles. Parmi les textes d'application soulignés par cette loi, nous trouvons le décret exécutif n°2000- 90 du 24 avril 2000 portant sur la réglementation thermique dans les bâtiments neufs. Comme début, la mise en pratique de cette réglementation thermique a été focalisée sur l'amélioration de l'isolation thermique des enveloppes de bâtiments neufs en mettant en place des techniques concernant la disposition de l'isolant au sein de la paroi et des moyens comme les matériaux de construction à basse conductivité thermique. L'objectif était d'atteindre une réduction de l'ordre de 30% de la consommation énergétique liée au chauffage et à la climatisation.

Jusqu'à présent, ce décret n'est pas encore entré en vigueur, en raison notamment de l'absence d'organisme de contrôle, de l'absence d'outils opérationnels permettant aux bureaux d'études d'intégrer les exigences de cette réglementation dans la conception des bâtiments et le manque de sensibilisation du citoyen qui n'est malheureusement toujours pas conscient sur les atouts associés à la consommation énergétique de son logement.

La réglementation thermique algérienne est basée sur trois documents techniques règlementaires qui traitent respectivement les règles de calcul des déperditions calorifiques, les

règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments et les règles de ventilation naturelle des locaux à usage d'habitation (D.T.R. C3-2; C3-4 et C 3.31). Le premier D.T.R est relatif à la période d'hiver, le deuxième concerne la période d'été et le troisième est dédié à la ventilation naturelle.

- D.T.R. C3-2 – *''Chauffage-Règles de calcul des déperditions calorifiques''* indique que, pendant la période l'hiver, les déperditions calorifiques par transmission à travers les parois doivent être inférieures à une valeur de référence $DT \leq 1,05$;
- D.T.R. C3-4 – *''Climatisation-Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments''* mentionne que les apports de chaleurs à travers les parois (opaques et vitrées) calculés à 15h du mois de juillet (considéré comme le mois le plus chaud de l'année) doivent être inférieurs à une limite appelée « Apport de Référence » :

$$APO (15h) + AV (15h) \leq 1,05 A_{\text{réf}} \quad (I.6)$$

- DTR C3-31 *''Ventilation naturelle-Locaux à usage d'habitation''* définit les principes généraux qui réglementent la conception des installations de ventilation naturelle et fournit les méthodes de calcul nécessaires pour les dimensionner. Il s'applique aux constructions neuves à usage d'habitation, parties des constructions neuves destinées au logement, parties de bâtiments à l'origine non destinés à l'habitation et transformés en constructions à usage d'habitation. Néanmoins, le présent DTR ne traite pas des conduits de fumée d'évacuation des produits de combustion des appareils à gaz, ni des systèmes de désenfumage.

Récemment, l'équipe bioclimatique du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) a développé une application 'RETA' qui permet de décrire les différents composants d'un bâtiment et d'effectuer les calculs thermiques nécessaires afin de vérifier la conformité d'un projet de construction vis-à-vis de la réglementation thermique algérienne. Cette application a pour vocation d'être un outil de référence qui est mis à la disposition des professionnels du bâtiment afin de leurs faciliter l'intégration des exigences de la réglementation thermique algérienne dans leurs projets (Imessad et al., 2017).

La performance énergétique des bâtiments est bien soutenue sur le plan réglementaire en Algérie, néanmoins il faudrait mettre en place des procédures de contrôle aux niveaux de la conception et de la mise en œuvre pour compléter, consolider et mettre à jour ce système réglementaire avec l'évolution rapide des technologies énergétiques récentes. Des recherches

devront également être menées pour ajouter d'autres documents techniques réglementaires beaucoup plus développés qui élaborent plusieurs lignes et notamment l'intégration des énergies renouvelables dans le bâtiment.

I.4 Performance énergétique du bâtiment

La performance énergétique est devenue incontournable dans le secteur du bâtiment, qui représente le secteur le plus énergivore avec une valeur de 43,3% en 2016, dont 26,8% pour les bâtiments résidentiels et 16,5% pour le secteur tertiaire (B.E.N, 2016). Au regard de cette dernière évaluation, la performance énergétique des bâtiments est devenue un enjeu environnemental, économique, sociétal et réglementaire.

En termes d'environnement et selon les perspectives nationales de 2014, le secteur du bâtiment génère 15,2% des émissions de gaz à effet de serre (GES). De ce fait, une amélioration de l'efficacité énergétique peut contribuer à leur stabilisation ou réduction. Dans une étude menée par (Hamouda et Malek, 2006), une analyse de l'utilisation des différents vecteurs énergétiques dans une habitation individuelle en milieu urbain a été faite. Un bilan énergétique de consommation et d'émissions de CO₂ de cette habitation a été présenté. Les émissions de CO₂ sont considérées comme un indicateur de la qualité de sa conception, aussi bien architecturale que thermique. Comme pour les valeurs limites de la consommation de l'énergie utile, il existe aussi des valeurs limites pour les émissions de CO₂ (Tableau I-4). Les émissions de CO₂ dues à la combustion du gaz naturel (chauffage et eau chaude) représentent 85% du total.

Tableau I-4 : Valeurs calculées des émissions spécifiques de CO₂ de cet habitat étudié (Hamouda et Malek, 2006)

| Forme d'énergie | Consommation (kWh/an) | Facteur d'émission CO ₂ (Kg/kWh) | Emission spécifique CO ₂ (KgCO ₂ /m ² an) |
|---|-----------------------|---|--|
| Electricité | 2355 | 0,65 | 6,71 |
| Gaz naturel | 33926 | 0,27 | 40,17 |
| Emission de CO ₂ de l'habitat étudiée | | | 46,88 |
| Valeur limite des émissions de CO ₂ , ancienne construction | | | 40,00 |
| Valeur cible des émissions de CO ₂ pour maison à faible consommation | | | 33,00 |

L'impact d'une maison écologique sur l'environnement a été présentée par (Boukli et al., 2010). Afin d'accomplir cette étude, les auteurs d'abord ont fait une étude globale sur le bilan

énergétique, à partir duquel ils pourront connaître d'un côté le temps d'utilisation de chaque équipement de la maison, donc un bilan sur le rejet de CO₂ et de l'autre côté, la comptabilisation du carbone dans l'énergie primaire, ainsi que le cycle de vie des matériaux d'isolation. Les résultats obtenus ont été confrontés aux résultats de la même maison construite avec des matériaux non isolants. La comparaison montre une différence significative sur les plans énergétique, économique, ainsi qu'environnemental, ce qui nous laisse très optimistes sur le rendement des habitats écologiques (Tableau I-5).

Tableau I-5 : Comparaison entre les émissions spécifiques de CO₂ des deux type d'habitat (Boukli et al., 2010)

| Type maison | Température | Forme d'énergie | Consommation (kWh/an) | Facteur d'émission CO ₂ (kg/kWh) | Emission spécifique CO ₂ (kgCO ₂ /m ² an) |
|-------------|-------------|-----------------|-----------------------|---|--|
| MC1 | Tc | Electricité | 408,4 | 0,65 | 1,16 |
| | | G. naturel | 51151,5 | 0,27 | 6,03 |
| MC2 | | Electricité | 6233,9 | 0,65 | 17,76 |
| | | G. naturel | 78088 | 0,27 | 92,12 |

Les émissions spécifiques de CO₂, sont calculées sur la base des consommations annuelles en électricité et en gaz naturel. Les émissions de CO₂ dues à la combustion du gaz naturel (chauffage et eau chaude) représentent 85 % du total. La différence est nette, entre le rejet de CO₂ de la maison conventionnelle MC1 et celui de la MC2 (Figure I-10). Cette différence est due principalement aux matériaux de conception (type de matériaux, énergie primaire, transport de matériaux, cycle de vie, réduction de chauffage et de la climatisation par une isolation supérieure).

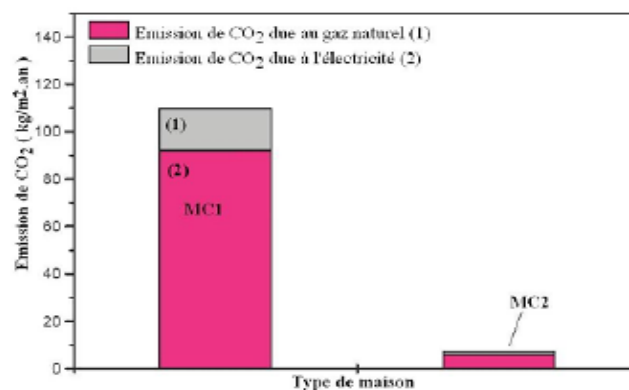


Figure I-10 : Bilan environnemental des deux maisons pour une température de confort Tc (Boukli et al., 2010)

Sur le plan réglementaire, des directives et réglementations thermiques successives imposent des normes de plus en plus strictes quant à la consommation d'énergie des bâtiments neufs. Les concepts purement énergétiques accompagnent des réglementations visant la performance énergétique des bâtiments. En France, la stratégie de la RT 2020 (JORF, 2006) s'oriente vers des bâtiments à énergie positive (BEPOS) dans lesquels l'énergie générée devra être supérieure à l'énergie consommée (Thiers, 2008). Cette impulsion des pouvoirs publics en faveur de la performance énergétique ne concerne pas seulement la construction de bâtiments mais aussi leur rénovation, Passivhaus en Allemagne (Passivhaus, 2008), CasaClima/Klimahaus en Italie (Klimahaus, 2008) et Minergie en Suisse (Minergie, 2008).

La réglementation thermique française propose cinq labels soit plusieurs niveaux de performance différents, et encourage l'intégration des technologies d'énergies renouvelables au bâtiment (JORF, 2007). Les critères évalués sont peu nombreux, bien définis et quantifiables ce qui facilite l'identification des concepts sous-jacents fixant le niveau minimum de performance à atteindre (Figure I-11). Les labels quantifiant le niveau de performance énergétique du bâtiment sont définis comme suit :

- Bâtiment à basse consommation (BBC), désigne un bâtiment pour lequel la consommation énergétique nécessaire pour le chauffer et le climatiser est notablement diminuée par rapport à des habitations standards. Le niveau de performance de ce type de bâtiment peut être atteint par l'optimisation de l'isolation, la réduction des ponts thermiques et l'accroissement des apports passifs (Peigné, 2013).
- Haute performance énergétique (HPE), attribué aux bâtiments qui présentent une consommation conventionnelle d'énergie au moins inférieure de 10% à la consommation de référence définie par la RT 2005.
- Haute performance énergétique - Environnement (HPE EnR), décerné aux bâtiments qui respectent ces exigences et dont 60% de l'énergie employée pour le chauffage est issue d'une installation utilisant les énergies renouvelables.
- Haute performance énergétique - Rénovation (HPE Rénovation) et Basse consommation - Rénovation (BBC Rénovation), attestent de la conformité des travaux de rénovation à un cahier des charges qui intègre les exigences de la réglementation thermique des bâtiments existants prévue dans le code de la Construction et de l'Habitation et qui respecte le niveau minimal de performance énergétique globale et de confort pendant l'été et les modalités de contrôle.

- Très haute performance énergétique (THPE), définit quant à lui une consommation conventionnelle d'énergie au moins inférieure de 20% à la consommation de référence définie par la RT 2005.
- Très haute performance énergétique – Environnement (THPE EnR), attribué aux bâtiments permettant un gain de 30% par rapport à la RT 2005. Ces bâtiments doivent également utiliser les énergies renouvelables.

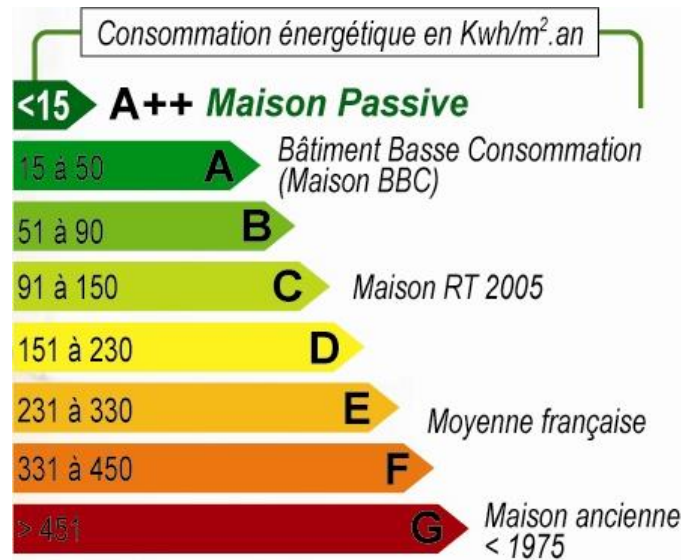


Figure I-11 : Etiquette énergétique de bâtiments selon la RT française

D'autres classifications ont été développées par d'autres réglementations internationales afin d'optimiser la performance énergétique des bâtiments et de déterminer leur consommation, à savoir :

- Bâtiment zéro énergie, combine de faibles besoins d'énergie à des moyens de production d'énergie locaux. Sa production énergétique équilibre sa consommation si celle-ci est considérée sur une année (Bernier, 2006).
- Bâtiment à énergie positive, produit globalement plus d'énergie qu'il n'en consomme. Ce bâtiment est raccordé à un réseau de distribution d'électricité vers lequel il peut exporter le surplus de sa production électrique (Disch, 2008, Maugard et al., 2005).

I.4.1 Solutions et techniques

Pour améliorer la performance énergétique des bâtiments et répondre aux enjeux cités ci-dessus et notamment les enjeux réglementaires, les innovations se multiplient, que ce soit autour des matériaux, des équipements ou des modes de construction. Le bâtiment devient intelligent, en

intégrant des systèmes technologiques permettant de mesurer, de contrôler et de réguler la consommation d'énergie, tout en évitant des consommations inutiles. L'amélioration de la performance énergétique mobilise ainsi des solutions dites « passives » et des solutions « actives » (Figure I-12).

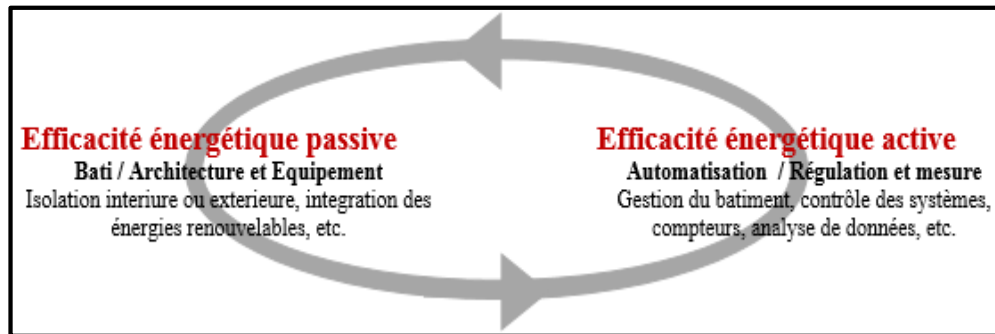


Figure I-12 : Diagramme d'amélioration de performance énergétique dans le bâtiment
(source : www.idelecplus.com)

I.4.1.1 Solutions passives

La solution passive consiste à réduire la consommation d'énergie du bâtiment tout en améliorant à la fois sa performance énergétique. Plusieurs solutions passives ont été proposées ces dernières années à savoir :

- L'intégration des systèmes de chauffage ou de production d'eau chaude en utilisant les énergies renouvelables ;
- L'isolation thermique de l'enveloppe du bâtiment (murs extérieurs, plafond et plancher bas), l'amélioration du vitrage pour des fenêtres (double ou triple vitrage) et l'optimisation de l'orientation bioclimatique du bâtiment.

Nous essayons de donner quelques travaux à la fois connus et sensibles dans la littérature pour mettre en évidence la contribution de chacune de ces solutions passives sur la performance énergétique du bâtiment.

Le chauffage de l'eau est un grand consommateur d'énergie dans le monde représentant d'environ 11% aux États-Unis 14% en Europe et 32% en Afrique du Sud (Levine et al., 2007), etc. Par conséquent, le bon choix d'un système d'eau chaude domestique pourrait considérablement économiser de l'énergie, protéger l'environnement et réduire les coûts d'exploitation. A ce propos, une étude comparative de quatre moyens alternatifs de production d'eau chaude domestique installés dans différentes maisons à consommation énergétique nette

nulle pour deux climats de Montréal et de Los Angeles a été faite (Biaoua and Bernier, 2008).

Les systèmes alternatifs étudiés étaient :

- Un réservoir d'eau chaude électrique régulier ;
- Un désurchauffeur d'une pompe à chaleur géothermique avec secours électrique ;
- Des capteurs solaires thermiques avec appoint électrique (Figure I-13) ;
- Un chauffe-eau à pompe à chaleur couplé indirectement avec une pompe à chaleur géothermique de conditionnement d'espace.

Les résultats ont révélé que la troisième alternative celui des capteurs solaires thermiques avec appoint électrique offrait la meilleure performance et que la quatrième alternative était légèrement meilleure que la seconde d'un point de vue énergétique.

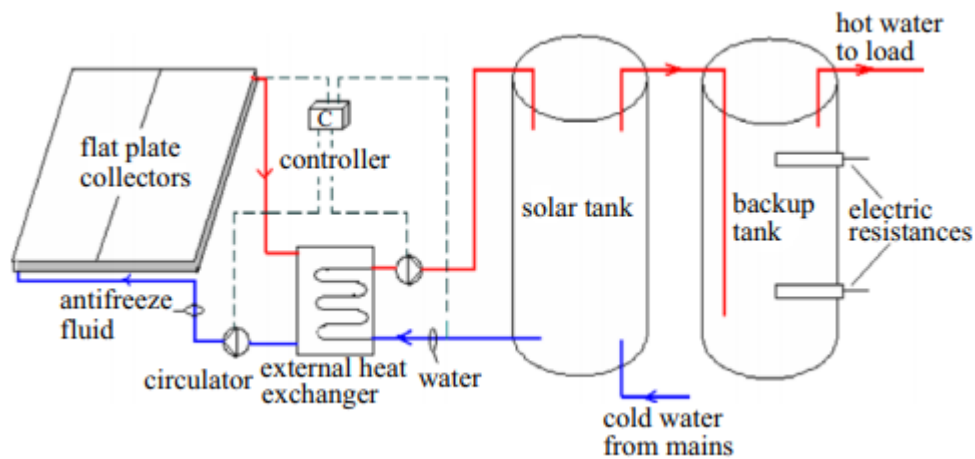


Figure I-13 : Système de chauffage solaire de l'eau domestique (Biaoua and Bernier, 2008)

L'utilisation du système solaire dans l'application de chauffage de l'air des bâtiments offrirait une grande possibilité de réduire à la fois la quantité d'énergie conventionnelle nécessaire et la pollution environnementale. A ce propos, la performance énergétique d'un chauffage solaire passif utilisé pour l'application de chauffage de l'air des bâtiments a été examinée dans le climat tunisien (Mehdaoui et al., 2014). Le système se compose principalement d'un capteur solaire plat, d'un ballon d'eau chaude solaire et d'une couche active intégrée dans une seule pièce (Figure I-14). Les résultats montrent que sans faire appel au système de chauffage auxiliaire, la température interne moyenne mensuelle pendant les mois froids, de décembre à Mars, varie entre 22 et 25°C, ce qui rapporte une valeur moyenne de plus de 4°C. De plus, le système solaire utilisé dans cette étude peut réduire l'humidité relative (HR) à l'intérieur de la chambre monozone d'environ 40%.

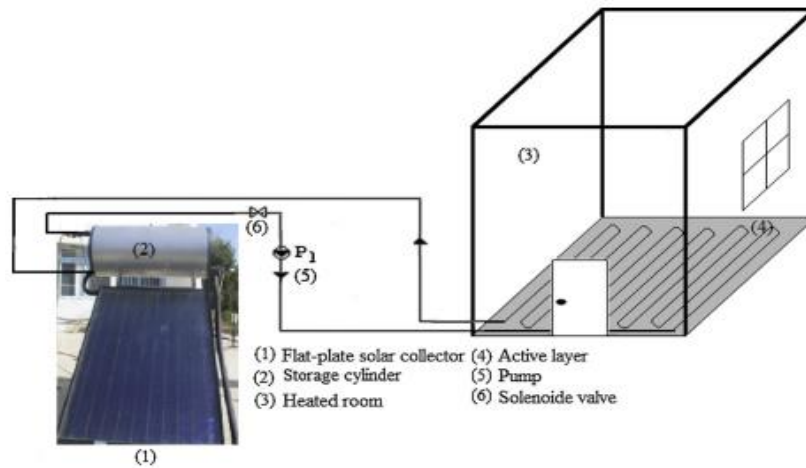


Figure I-14 : Description schématique du système solaire (Mehdaoui et al., 2014)

Concernant l'isolation thermique, elle est comme une mesure d'économie d'énergie les plus efficaces pour le refroidissement et le chauffage. Par conséquent, la détermination et la sélection de l'épaisseur optimale de l'isolation est le sujet principal de nombreuses études d'ingénierie (Hasan, 1999, Bolattürk, 2006). Deux structures de murs typiques (murs sandwich brique/brique et pierre/brique) et deux types de matériaux d'isolation (polystyrène expansé et laine de roche) ont été analysés pour déterminer la combinaison la plus économique entre la structure et la sélection des matériaux (Daouas et al., 2008). Le polystyrène expansé s'est avéré être le matériau d'isolation le plus rentable. De plus, la combinaison de polystyrène expansé et de la structure de mur sandwich en pierre/brique permettait des économies d'énergie de 58% avec une épaisseur d'isolation optimale de 0,057 m. Dans une étude, l'épaisseur optimale de l'isolant a été trouvée à 0,101 m, ce qui a permis des économies d'énergie de 71,33% pour l'orientation sud (Daouas, 2008). En outre, il a été noté que l'orientation des murs avait un faible effet sur l'épaisseur d'isolation optimale, mais un effet plus important sur les économies d'énergie.

I.4.1.2 Solutions actives

Les solutions d'efficacité énergétique active visent à superviser, gérer et optimiser le fonctionnement des systèmes et équipements afin de réduire la consommation d'énergie et améliorer l'efficacité énergétique du bâtiment. Elles concernent principalement la gestion de l'énergie, la domotique ou la gestion technique de bâtiments (GTB). Cela comprend également des systèmes intelligents de mesure, de contrôle et de régulation de la consommation

(électricité, chauffage, climatisation, ventilation, etc.), thermostats intelligents, compteurs intelligents, gestion de l'éclairage, gestion des prises, système de comptage, etc.

Concernant les systèmes de contrôle et de régulation thermique pour le bâtiment, deux stratégies de contrôle opposées existent : la structure de contrôle décentralisée, qui n'offre pas de bonnes performances surtout lorsque le couplage thermique entre les pièces adjacentes n'est pas négligeable, et d'autre part, le contrôle centralisé pour lequel la demande informatique croît exponentiellement avec la taille du système, étant très coûteux pour les bâtiments à grande échelle (Morosan et al., 2010). Un algorithme MPC (Modèle prédictif de contrôle) est basé sur une approche qui prend les avantages des deux méthodes mentionnées ci-dessus et qui distribue avec un échange d'informations par pas de temps avec de bonnes performances de contrôle et de faibles exigences de calcul. Les résultats montrent que la stratégie de contrôle proposée a réalisé des réductions significatives de la consommation en optimisant les transitions entre les phases d'inoccupation et d'occupation (Figure I-15).

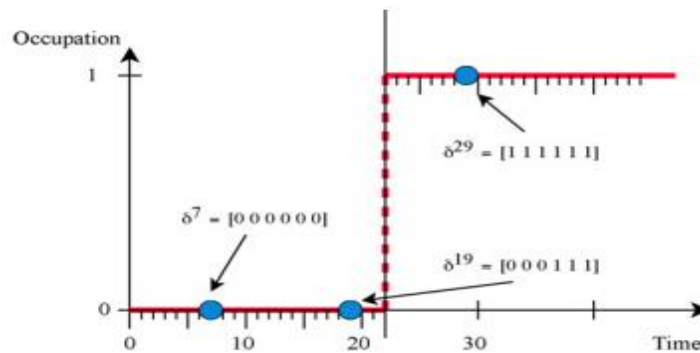


Figure I-15 : Profil d'inoccupation (0) et d'occupation (1) (Morosan et al., 2010)

Environ 40% et 15% de ce volume sont consommés, respectivement, par les systèmes CVC et d'éclairage. Ces utilisations d'énergie peuvent être réduites par le contrôle intégré des sources actives et passives de chauffage, de refroidissement, d'éclairage, d'ombrage et de ventilation par l'utilisation d'une formulation innovante capturant les interactions clés des fonctions de construction ci-dessus est établie pour minimiser le coût énergétique total quotidien (Wang and Song, 2013) (Figure I-16). Pour obtenir des stratégies intégrées et efficaces en temps opportun, une méthodologie combinant la programmation dynamique stochastique et la technique de déploiement qu'est développée dans le cadre de coordination basé sur les prix. Pour faciliter la mise en œuvre, des règles heuristiques dérivées de dynamique stochastique sont développées pour coordonner les stores d'ombrage et la ventilation naturelle, avec des stratégies

d'optimisation simplifiées pour les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVC¹³) et d'éclairage. Les résultats montrent que ces stratégies sont évolutives et peuvent effectivement réduire les coûts énergétiques et améliorer le confort humain

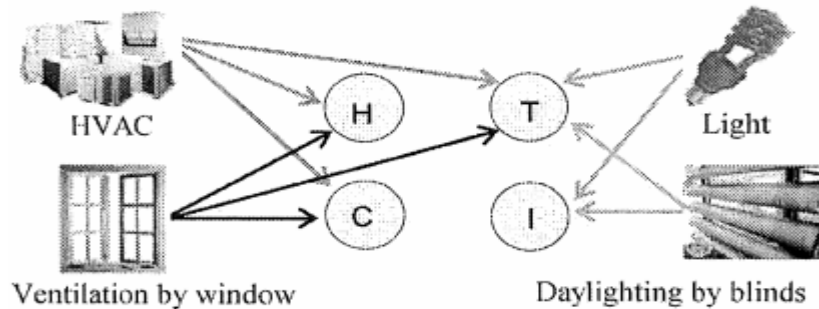


Figure I-16 : Accouplements de différents appareils sur le confort humain. T : température, H : humidité, L : éclairage, C : concentration de CO₂ (Wang and Song, 2013)

I.4.2 Gestion de l'énergie dans le bâtiment

La gestion de l'énergie n'est pas une nouvelle application des systèmes domotiques. La maîtrise de la demande d'énergie dans l'habitat en utilisant les systèmes domotiques a été introduit en 1991 (Wacks, 1991). Le concept de système de gestion d'énergie du bâtiment consiste en un ensemble d'équipements équipés de microcontrôleurs ayant des capacités de transmettre l'information via des protocoles standards, un système de contrôle centralisé et une interface homme-machine pour réaliser certaines fonctions d'optimisation, pilotage et suivi de consommation d'énergie. Ces systèmes visent les bâtiments tertiaires commerciaux et étatiques pour gérer la consommation de chauffage, de climatisation, de ventilation, d'eau chaude sanitaire (ECS) et d'éclairage.

I.4.2.1 Système de régulation et programmation

La régulation thermique dans le bâtiment est souvent réalisée par un thermostat. Elle est généralement basée sur la température ambiante selon le principe de la boucle formée. Le système de contrôle d'ambiance est constitué de trois éléments principaux :

¹³ CVC : HVAC en Anglais.

- Un organe de détection à savoir les sondes de température, d'humidité, vitesse d'air, etc. ;
- Unité de traitement pour comparer et transmettre un signal d'information ;
- Un organe de réglage comme les robinets thermostatiques, vanne trois voies pour le chauffage ou la climatisation ;
- L'unité de traitement ou le dispositif de commande fonctionne pour régler la température ambiante autour d'une température fixe.

La programmation est une fonction essentielle du système de gestion de l'énergie. Elle permet de gérer automatiquement ou manuellement les systèmes d'installation pendant l'occupation du bâtiment entier ou de zones thermiques. Dans les bâtiments occupés seulement une partie du temps comme les écoles, les bureaux, les bâtiments commerciaux, cette fonctionnalité réduit la consommation inutile en réduisant ou en arrêtant le chauffage, le refroidissement et l'éclairage. Dans les systèmes de gestion d'énergie dans les bâtiments existants, l'utilisateur doit définir ou préprogrammer les périodes d'occupation, les jours fériés et les week-ends. Pour réagir à des événements spéciaux, lorsque des bâtiments sont occupés en dehors de périodes prédéfinies, une fonction « override » force les services concernés à démarrer (Duy-Long, 2007).

Selon l'ADEME, Les organes de programmation sont :

- Minuteries : interrupteur équipé d'une horloge de temporisation coupant l'alimentation de l'équipement au bout d'un temps prédéterminé,
- Horloges de programmation : système arrêtant tout ou partie d'une installation d'un équipement aux heures programmées.

I.4.2.2 Système d'optimisation

Le système d'optimisation est une fonction complémentaire de la fonction de programmation des services énergétiques. Il améliore la consommation du système thermique dans le bâtiment en tenant compte de l'inertie du bâtiment et des conditions climatiques extérieures. Le système d'optimisation peut intervenir pour arrêter les systèmes de chauffage ou de refroidissement avant la fin de la période d'occupation d'environ 10 à 15 minutes. Grâce à l'énergie accumulée, la température ambiante diminue tout en maintenant un confort acceptable pour l'utilisateur jusqu'à son départ. De la même manière, l'optimisation juste-à-temps permet de démarrer les

systèmes de chauffage et de refroidissement au bon moment pour atteindre une température ambiante acceptable pour les occupants.

I.4.2.3 Accès aux données des capteurs et performances des équipements

Cette fonction est très importante et permet d'implémenter certaines fonctions intermédiaires et avancées. Il faut que des informations soient accessibles et exploitables pour que le système de contrôle-commande puisse réaliser l'optimisation ou le suivi de la consommation d'un bâtiment. Ces informations sont aussi importantes pour surveiller et diagnostiquer des défauts, en particulier dans les systèmes de chauffage et de refroidissement.

I.5 Programme algérien des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique

Aujourd'hui, les besoins énergétiques de l'Algérie sont satisfaits, presque exclusivement, par les hydrocarbures, notamment le gaz naturel. Il est donc nécessaire de faire appel aux autres formes d'énergie que lorsque le gaz ne peut pas être exploité. A long terme, la reconduction du modèle national de consommation énergétique actuel peut rendre problématique l'équilibre offre-demande pour cette source d'énergie. A cet égard, l'Algérie s'engage sur la voie des énergies renouvelables afin d'apporter des solutions globales et durables aux défis environnementaux, aux problèmes de conservation des ressources énergétiques fossiles et à l'amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments à travers l'adoption d'un programme ambitieux pour le développement et l'intégration des énergies renouvelables dans le secteur de la construction (EnR, 2011). Le programme a été lancé par le gouvernement algérien en février 2011. Il a pour objectif d'installer une puissance d'origine renouvelable de l'ordre de 22000 MW à l'horizon 2030 pour le marché national, avec le maintien de l'option de l'exportation comme objectif stratégique (Figure I-17).

Cet engagement stratégique est motivé par l'immense gisement solaire qui constitue l'axe majeur du programme en consacrant une partie essentielle à l'énergie solaire thermique et photovoltaïque. Selon les experts du domaine, cette énergie solaire pourrait atteindre plus de 37% de la production énergétique nationale d'ici 2030 (EnR, 2011). Via ce programme, l'Algérie envisage de se positionner comme un grand pays producteur d'électricité en utilisant les technologies photovoltaïques, éoliennes, biomasses, géothermiques et solaires thermiques.

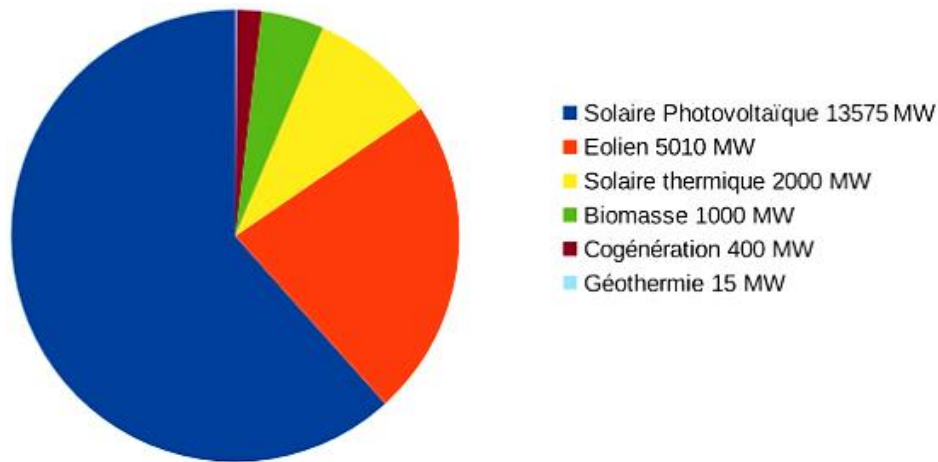


Figure I-17 : Objectifs du programme algérien des énergies renouvelables (portail.cder.dz)

Le programme est mené en deux étapes s'étalant de 2015 à 2030 (Tableau I-6) :

- Etape entre 2015 et 2020 qui verra la réalisation d'une puissance de 4000 MW, entre photovoltaïque et éolien, ainsi que 500 MW, entre cogénération et géothermie ;
- Etape entre 2021 et 2030 qui verra un développement de l'interconnexion électrique entre le Nord et le Sahara et plus spécifiquement la ville d'Adrar. Cette connexion permettra l'installation de grandes centrales d'énergies renouvelables dans les régions d'In Salah, Adrar, Timimoun et Béchar et leur intégration dans le système énergétique national. De ce fait, le solaire thermique pourrait être économiquement viable.

Tableau I-6 : Capacités cumulées de programme, par type et phase, sur la période 2015 – 2030 (portail.cder.dz)

| | Phase de 2015 à 2020 (MW) | Phase de 2021 à 2030 (MW) | Total (MW) |
|-------------------|---------------------------|---------------------------|--------------|
| Photovoltaïque | 3000 | 10575 | 13575 |
| Eolien | 1010 | 4000 | 5010 |
| CSP ¹⁴ | – | 2000 | 2000 |
| Cogénération | 150 | 250 | 400 |
| Biomasse | 360 | 640 | 1000 |
| Géothermie | 05 | 10 | 15 |
| Total | 4525 | 17475 | 22000 |

¹⁴ CSP est l'abréviation de solaire thermique à concentration qui désigne la transformation d'un rayonnement lumineux concentré en chaleur. Cette technique a innové pour permettre la production de l'électricité ou pour alimenter des procédés industriels.

En ce que concerne le programme de l'efficacité énergétique, ce dernier s'inscrit dans la volonté de l'Algérie de promouvoir une utilisation plus responsable de l'énergie et d'explorer toutes les voies pour préserver les ressources et systématiser la consommation utile et optimale. Le programme contient des actions qui favorisent l'utilisation des formes d'énergie les mieux adaptées aux différents usages et nécessitant une modification du comportement et une amélioration du secteur du bâtiment. Le plan d'action en matière d'efficacité énergétique se présente comme suit (EnR, 2011) :

- L'amélioration de l'isolation thermique des bâtiments qui permettra de réduire d'environ 40% la consommation d'énergie liée au chauffage et à la climatisation des logements ;
- Le développement du chauffe-eau solaire (CES) ;
- La promotion de la cogénération¹⁵ et la conversion au cycle combiné des centrales électriques quand cela est possible ;
- La réalisation de projets de climatisation au solaire ;
- La généralisation de l'utilisation des lampes à basse consommation et la substitution de la totalité du parc de lampes à mercure par des lampes à sodium ;
- La promotion du gaz de pétrole liquéfié (GPL) et du gaz naturel (GN) ;
- Le dessalement des eaux saumâtres.

I.5.1 Ressources d'énergie

Le potentiel national en énergies renouvelables est fortement dominé par le solaire et la géothermie en considérant cette énergie comme une opportunité et un levier de développement économique et social, notamment à travers l'implantation d'industries créatrices de richesses et l'intégration de ces technologies dans le secteur de l'habitat.

I.5.1.1 Potentiel solaire

Selon le ministère de l'énergie, l'Algérie possède un important potentiel solaire, et cela est également dû aux durées d'insolations enregistrées sur la quasi-totalité du territoire national dépassant les 2000 heures/an et pouvant atteindre les 3900 heures/an sur les hauts plateaux et

¹⁵ La cogénération est production simultanée d'énergie thermique et d'énergie mécanique dans une même installation.

le Sahara. L'énergie reçue quotidiennement sur une surface plane de 1 m² est de l'ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 kWh/m²/an au Nord et 2263 kWh/m²/an au Sud du pays (Tableau I-7).

Tableau I-7 : Potentiel solaire en Algérie par région (source : www.energy.gov.dz)

| Régions | Région côtière | Haut plateaux | Sahara |
|--|----------------|---------------|--------|
| Superficies (%) | 4 | 10 | 86 |
| Durée moyenne d'ensoleillement (h/an) | 2650 | 3000 | 3500 |
| Energie moyenne reçue (kWh/m ² /an) | 1700 | 1900 | 2650 |

En ce qui concerne la mesure et l'évaluation du rayonnement solaire en Algérie, le réseau de prélèvement et d'évaluation des mesures est moins dense relativement à la superficie du territoire national. Selon l'office national de la météorologie (ONM), seules sept stations météorologiques assurent la mesure des composantes diffuse et globale du rayonnement solaire reçu sur le plan horizontal au niveau du territoire national (Figure I-19).

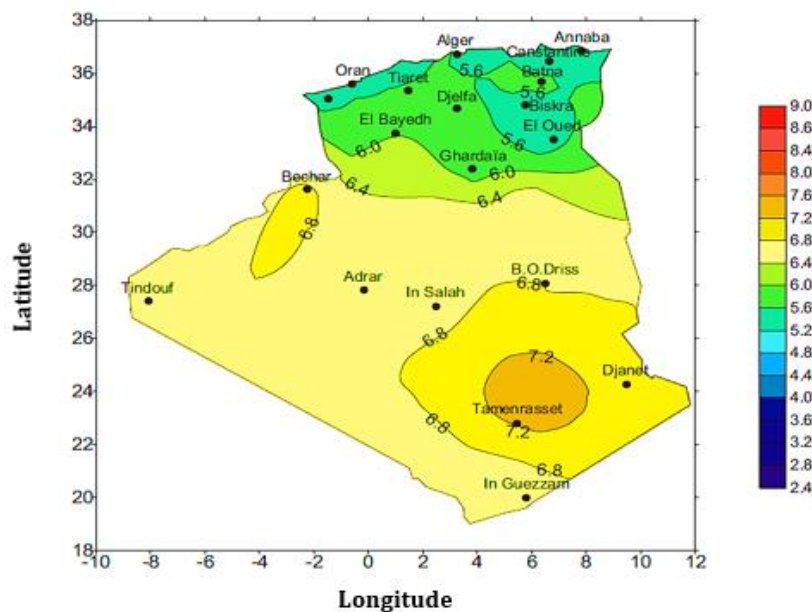


Figure I-18 : Irradiation solaire globale reçue sur plan incliné à la latitude du lieu : moyenne annuelle (Mefti et al., 2002)

D'un autre côté, et selon le ministère de l'énergie, l'évaluation du potentiel solaire devient de plus en plus importante avec le démarrage des centrales solaires ces dernières années qui ont donné l'ambition d'obtenir une capacité solaire d'environ 22 GW d'ici 2030. A cet effet,

différentes études ont été présentées sur l'énergie solaire en Algérie montrant un potentiel considérable pour l'exploitation de cette énergie propre (Mecibah and Benyahia, 2015; Boukha et al., 2013; Yaiche et al., 2014; Gairaa et al., 2011a, 2011b). Dans le même contexte, des objectifs ont été fixés afin de développer une méthodologie qui permet une estimation réaliste du gisement solaire. Cette méthodologie consiste d'une part, à valider et développer des modèles sur le site où les différentes composantes du rayonnement solaire particulièrement celles obtenues sur des plans d'inclinaison et d'orientation intéressant les concepteurs de systèmes solaires sont mesurées (Mefti et al., 2002).

I.5.1.2 Potentiel géothermique

Historiquement, en Algérie, la ressource géothermique n'a pas eu le développement escompté. Le programme d'exploration géothermique en Algérie a débuté en 1967 et a été entrepris par la compagnie nationale de pétrole Sonatrach¹⁶. En 1982, la Sonelgaz¹⁷ a entrepris les études de reconnaissance géothermique des régions nord et est du pays en association avec la société italienne ENEL¹⁸.

Les études d'exploration ont été menées principalement aux zones situées dans le nord-est de l'Algérie et à partir de 1983 les études ont été poursuivies par le centre de développement des énergies renouvelables d'Algérie (CDER) et le programme a été étendu à l'ensemble de la partie nord du pays. Cependant, le ministère de l'énergie a adopté une nouvelle politique concernant les énergies classiques et renouvelables. Cette nouvelle stratégie permettra l'utilisation et l'exploitation de la ressource géothermique, dont la recherche a montré qu'il existe un potentiel géothermique très important à plusieurs types et à différentes zones réparties sur tout le territoire national (Fekraoui et al., 1988, 1995; Kedaid et al., 1996, 2007; Saibi et al., 2009) (Figure I-20). Saibi et al. (2009) dans son étude, a recommandé l'utilisation davantage des ressources géothermiques du pays pour améliorer la production alimentaire, où le climat nécessite des serres chauffées afin de favoriser la croissance et alimenter les systèmes de chauffage avec ses

¹⁶ Sonatrach : Société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation, et la commercialisation des hydrocarbures est une entreprise publique algérienne créée le 31 décembre 1963, avec pour objectif principal le transport et la commercialisation des hydrocarbures.

¹⁷ Sonelgaz : Société nationale de l'électricité et du gaz, est une compagnie chargée de la production, du transport et de la distribution de l'électricité et du gaz en Algérie.

¹⁸ Enel : Ente Nazionale per l'Energia Elettrica, est la société nationale italienne d'électricité.

différentes configurations géothermiques. Dans une étude récente menée par Gouareh et al. (2015), l'élaboration d'une carte de gradient géothermique montrant la variation de la température en fonction de la profondeur sur le territoire national algérien a été présentée (Figure I-19). Les auteurs ont montré que le site nord-est est caractérisé par un gradient géothermique de $6^{\circ}\text{C}/100\text{ m}$ et présente un potentiel important en le comparant avec le site sud-ouest.

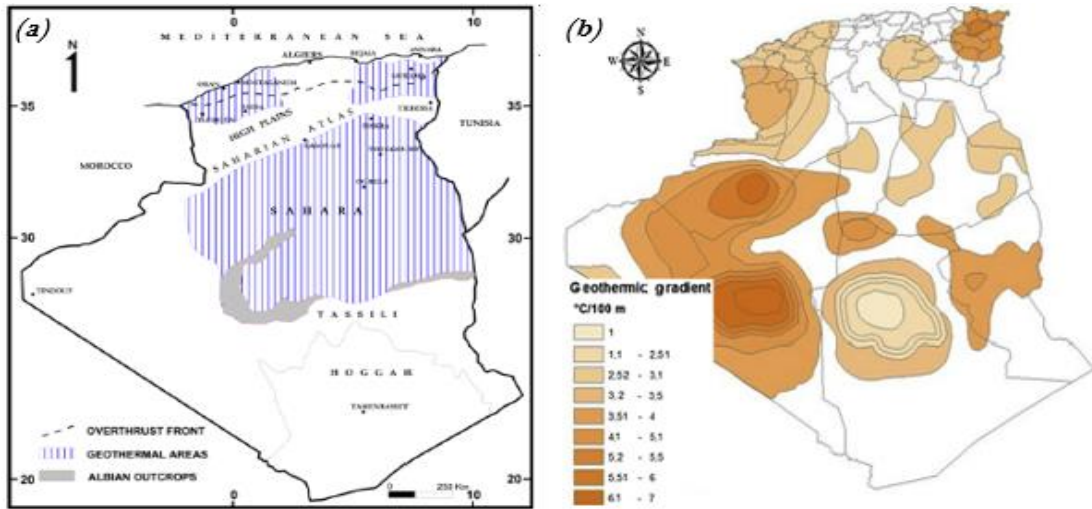


Figure I-19 : (a) Principales zones géothermiques en Algérie (Fekraoui et Abouriche, 1995) et (b) carte de répartition du gradient géothermique en Algérie (Gouareh et al., 2015)

I.6 Conclusion

L'analyse présentée dans ce chapitre a permis d'introduire le contexte général de notre travail qui consiste à donner une approche générale sur la consommation d'énergie dans les bâtiments et les engagements envisagés pour celle-ci afin de trouver des solutions réalisables et alternatives à long terme. Les techniques et les solutions mises en place aux utilisateurs afin d'améliorer l'efficacité et la performance énergétique des bâtiments ont été soulignées dans ce chapitre.

Chapitre II.

Etat de connaissance sur les technologies du PSD et de l'ECAS dans le bâtiment

II.1 Introduction

Le présent chapitre constitue une synthèse des travaux bibliographiques sur les technologies existantes de chauffage et de refroidissement utilisées dans notre étude à savoir le PSD, l'ECAS et le free cooling sur les performances énergétiques et environnementales des bâtiments et sur le confort thermique des occupants. Le chapitre s'articule autour de trois parties :

- La première est consacrée à un état de l'art sur les différents systèmes du PSD ;
- La deuxième est réservée à l'ECAS et son potentiel de chauffage et de refroidissement ;
- La troisième partie est réservée au free cooling ainsi qu'à un recueil de travaux expérimentaux et numériques sur les systèmes combinant à la fois l'énergie solaire et géothermique.

II.2 Plancher solaire direct (PSD)

La technique du PSD a été conçue et développée par l'École Supérieure d'Ingénieurs de Marseille, France (Roux et al., 1983). Le système PSD permet une plus grande diffusion du chauffage solaire dans les habitations individuelles grâce à la réduction des coûts d'investissement et à la simplicité de mise en œuvre qu'elle entraîne par rapport aux systèmes de chauffage solaire classiques (Chateauminois et al., 1979). Depuis le développement de la technologie de chauffage par PSD, plusieurs installations ont été réalisées, principalement dans le secteur de l'habitat individuel. À cet effet, des campagnes de suivi et de mesure ont permis de vérifier le PSD, notamment le comportement des dalles et leur contribution aux bilans

énergétiques, avec des taux de couverture solaire généralement compris entre 30% et 50% (Mandineau, 1985).

Au niveau national, la technique du chauffage solaire par plancher bas et plus précisément le PSD n'a pas encore connu des progrès sur le terrain malgré un environnement favorable vu l'importance du gisement solaire qui couvre la totalité du territoire national (Mefiti et al., 2002).

II.2.1 PSD sans appoint

L'intégration du PSD dans certaines constructions typiques à savoir les bâtiments traditionnels et modernes a été étudiée par (Kazeoui et al., 2015). Dans cette étude, différents types de matériaux de construction locaux sont utilisés afin d'optimiser l'enveloppe du bâtiment par rapport à son isolation thermique tout en améliorant ainsi la performance du PSD.

Le PSD étudié se compose d'une dalle de béton de 10 cm, d'une couche isolante en polystyrène de 4 cm d'épaisseur et d'une deuxième couche de béton de 10 cm. Les tuyaux qui font circuler le fluide chauffé sont en polyéthylène réticulé (PER), espacés de 20 cm avec un diamètre interne de 18 mm. Le plancher chauffant est relié à un collecteur thermique plat, installé sur le toit et orienté vers le sud avec une inclinaison de 45° (Figure II-1).

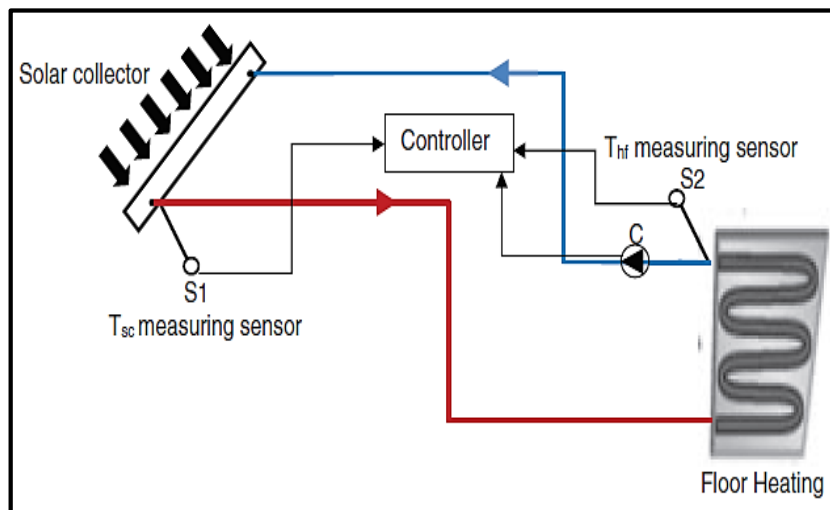


Figure II-1 : Schéma hydraulique de PSD (Kazeoui et al., 2015)

Après avoir étudié le système et l'avoir appliqué à plusieurs cas d'études, les auteurs ont conclu que :

- Des économies d'énergie significatives ont été obtenues grâce à la réduction de la charge de chauffage par l'utilisation du PSD ;

- Les économies d'énergie étaient plus importantes dans les bâtiments traditionnels que dans les bâtiments modernes. La plus grande économie d'énergie pendant une période de chauffage donnée était d'environ 70% dans un bâtiment en adobe.

De même, les calculs des indices du confort PMV et PPD ont montré :

- L'utilisation du PSD améliore significativement les conditions du confort en réduisant les zones froides ;
- L'état de confort a atteint 56% pendant la période de chauffage dans un bâtiment traditionnel en adobe, 48% dans un bâtiment en pierre locale, 43% dans un bâtiment en briques doubles et 26% dans un bâtiment en béton (Figure II-2).

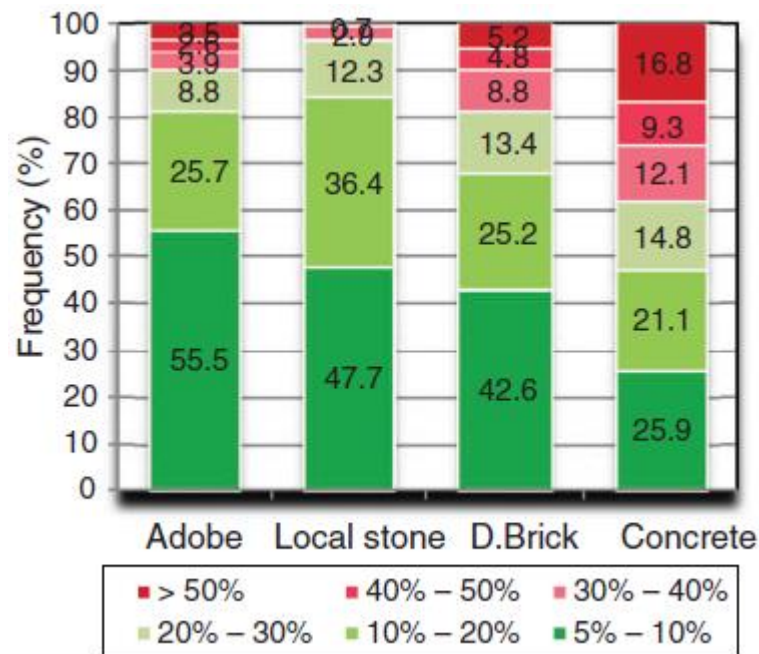


Figure II-2 : Distribution de fréquence de l'indice PPD pendant la période de chauffage à Bechar (Kazeoui et al., 2015)

En ce qui concerne le paramètre qui correspond au choix de la surface collecteur thermique/plancher chauffant, les simulations montrent qu'un ratio de 10% n'est pas suffisant quel que soit le matériau du bâtiment dans les climats méditerranéens et qu'un ratio de 20% est le minimum requis. En revanche, dans les climats semi-arides et arides, un ratio de 10% est largement suffisant pour les bâtiments traditionnels.

Dans le même contexte, un banc d'essai du système PSD a été réalisé afin d'étudier son comportement thermique ainsi que la distribution de la température au niveau de la dalle (Kharchi et al., 2001). Le système a été installé dans le site de Bouzaréah à Alger. Le PSD se

compose d'une dalle en béton de 3,2 m² de surface et de 17 cm d'épaisseur, parcouru par un serpentín en cuivre de 16/18 mm de diamètre et de 13 m de longueur. Ce dernier est relié à un collecteur solaire plan de 1,8 m² de surface (Figure II-3).

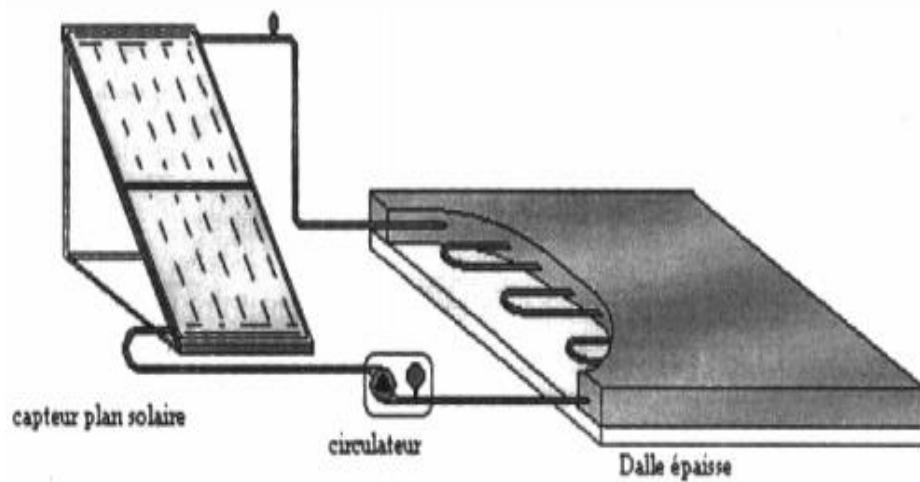


Figure II-3 : Banc d'essai du système PSD (Kharchi et al., 2001)

Au bout d'une semaine de chauffage, les températures dans les différents points de la dalle deviennent homogènes (température uniforme le long de la surface), cependant, les températures aux extrémités sont plus faibles, expliquées par les pertes thermiques liées à la mauvaise isolation latérale du plancher. Les tests qui ont été effectués montrent les avantages du système :

- Sur le plan d'économie d'énergie, le PSD baisse de 1 à 2° C l'écart de température nécessaire pour le confort thermique ;
- Sur le plan du confort, le PSD élimine le phénomène de zone froide assurant une bonne répartition de chaleur, de plus, il permet d'éviter l'écart thermique entre le haut et le bas du corps humain ;
- Stockage de la chaleur au niveau de la salle.

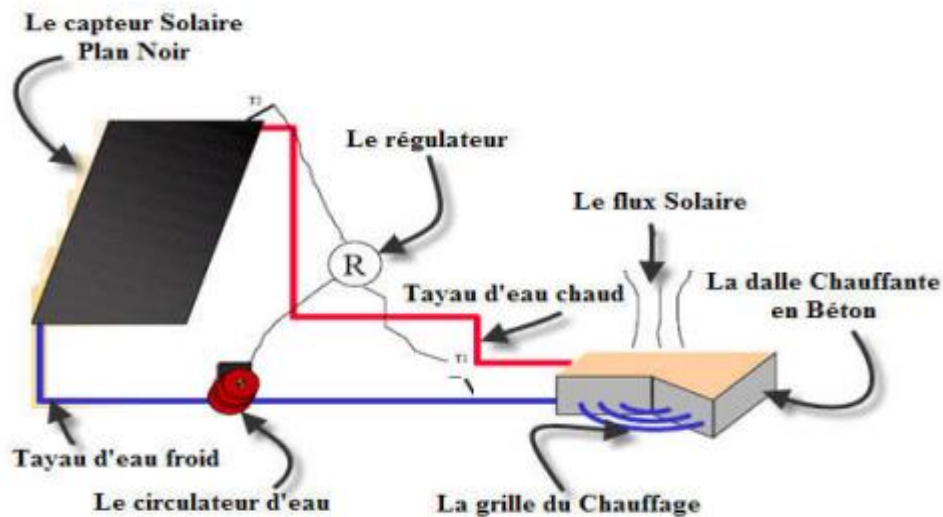
Afin d'étudier expérimentalement la performance énergétique du PSD et l'économie de l'énergie apportée en matière de besoins en chauffage du local, une analyse des données expérimentales a montré que la couverture solaire s'élève à plus de 67 % pour un ratio de captation de 0,2 (Menhoudj *et al.*, 2012). De plus, l'appoint est considéré faible en représentant 27% des besoins en chauffage durant la période d'hiver (Tableau II-1).

Tableau II-1 : Taux de couverture solaire mensuel (Menhoudj et al., 2012)

| Mois | Taux de couverture solaire calculés par le logiciel PSD (%) | Taux de couverture solaire calculé expérimentalement (%) |
|----------|---|--|
| Novembre | 72 | 64,9 |
| Décembre | 58 | 46,6 |
| Janvier | 59 | 47,4 |
| Février | 70 | 79,2 |
| Mars | 100 | 100 |

Une étude récente portant sur l'analyse de l'effet de l'épaisseur de la dalle chauffante sur l'efficacité thermique d'un PSD implanté à Adrar a été réalisée par Oudrane et al. (2016). Le système étudié se compose des éléments suivants (Figure I-4) :

- Capteur solaire ;
- Plancher hydraulique ;
- Circulateur de fluide caloporteur ;

**Figure I-4 : Schéma descriptif du PSD (Oudrane et al., 2016)**

L'objectif principal de ce travail est la détermination de l'épaisseur optimale de la dalle chauffante en béton afin d'obtenir un rendement mensuel maximal du PSD. A cet effet, un programme de simulation a été développé pour faciliter le dimensionnement et la simulation des paramètres géométriques et thermiques du système PSD.

Les résultats de cette étude sont englobés dans le Tableau II-2, à partir de ce dernier, on peut conclure que :

- La variation d'épaisseur de la dalle a une influence très importante sur le rendement et la température du plancher, c'est-à-dire quand l'épaisseur augmente le rendement diminue et aussi la température superficielle maximale diminue ;
- La valeur la plus importante de la température maximale du plancher a été obtenue au mois de février avec une inclinaison de 40° et une épaisseur de 10 cm ;
- Finalement, pour fournir un chauffage constant tout au long de la période d'hiver, malgré l'intermittence du rayonnement solaire, le PSD utilise l'inertie et la capacité de stockage de la dalle en béton. Pour cette raison, il est conseillé dans cette région d'utiliser une épaisseur comprise entre 10 et 15cm avec une inclinaison comprise entre 60° et 40° et une orientation vers le sud.

Tableau II-2 : Effet de l'épaisseur de la dalle sur le bilan thermique du PSD en fonction de l'inclinaison du capteur solaire plan (Oudrane et al., 2016)

| Epaisseur de la dalle en (cm) | Rendement mensuel de PSD | | | Température superficielle maximale en (°C) | | |
|-------------------------------|--------------------------|---------|----------|--|---------|-----------|
| | Mois | β | η_p | Mois | β | T_{max} |
| 10 | Novembre | 60° | 61% | Février | 40° | 23,1°C |
| 20 | Novembre | 60° | 56% | Février | 40° | 21,1°C |
| 30 | Novembre | 60° | 53% | Février | 40° | 21,6°C |
| 40 | Novembre | 60° | 51% | Février | 40° | 21,5°C |

II.2.2 PSD à appoint intégré (PSDAI)

La faisabilité technico-économique d'un système de chauffage global a été étudiée en se basant sur le concept de couplage thermique asservi au réseau de chauffage d'appoint par le réseau de chauffage solaire dans un seul et même plancher chauffant, avec découplage hydraulique total (Papillon, 1992a, 1994a; Achard et al., 1993). Ces travaux ont tenté d'apporter une solution économique au problème en cherchant à utiliser les dalles du PSD comme planchers chauffants utilisés simultanément par les circuits solaires et par les circuits de chauffage d'appoint (Figure I-5). La solution consiste pour l'essentiel en un couplage hydraulique et thermique des circuits d'appoint et solaire dans un seul et même réseau de tubes chauffants noyés dans le plancher solaire en béton, dont l'épaisseur est diminuée de moitié par rapport aux PSD classiques.

Les résultats obtenus montrent qu'il est tout à fait possible de distribuer le complément à l'énergie solaire par le plancher chauffant sans générer l'augmentation importante de la consommation d'énergie d'appoint (de l'ordre de 0 à 6 %). Dans ce cas, l'utilisation de dalles de 30 cm est à proscrire. Ces dernières génèrent en effet des pertes trop importantes de chaleur vers le sol et conduisent à des difficultés de régulation pénalisantes pour la consommation d'énergie traditionnelle. D'autre part, nous avons pu constater que les performances du système avec appoint intégré étaient fortement dépendantes de la quantité des apports passifs (Papillon, 1992).

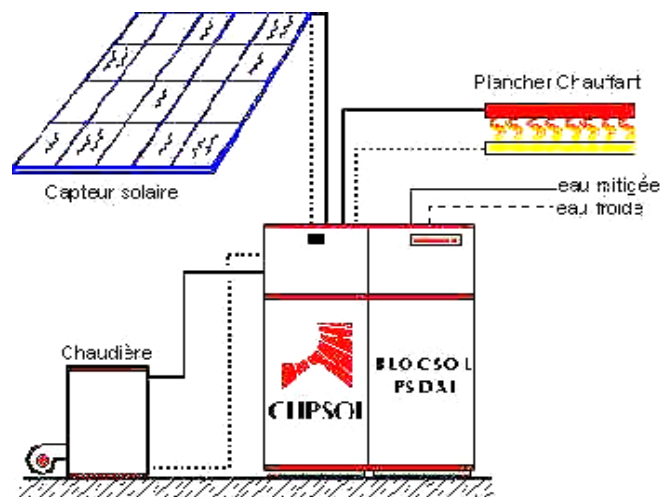


Figure I-5 : PSD à appoint intégré (source : solaire 2000)

II.2.3 PSD mixte à double réseau

La réalisation et le suivi d'une installation de chauffage solaire par PSD mixte dans une habitation bioclimatique en région à climat continental de faible ensoleillement a été réalisée par De Larochelambert (1995). Le PSD mixte étudié est constitué d'une dalle de béton épaisse de 26 cm, fortement isolée sur sa face inférieure par 23 cm de polystyrène, comportant un double réseau de tubes de chauffage, réseau solaire et réseau d'appoint (Figure II-6) :

- Le réseau solaire est directement relié aux capteurs solaires ; il est noyé à environ 7 cm du fond de la dalle avec un espacement de 20 cm entre les tubes. Cette profondeur assure au PSD ses fonctions de stockage indispensable à une bonne productivité solaire et au confort thermique.
- Le réseau d'appoint relié à la chaudière à gaz par le biais d'une vanne qui est liée à une bouteille de mélange chauffée à 65°C par la chaudière. Ce réseau est noyé en surface de

dalle, à environ 3 cm sous le carrelage de manière à répondre rapidement aux variations des besoins de chauffe.

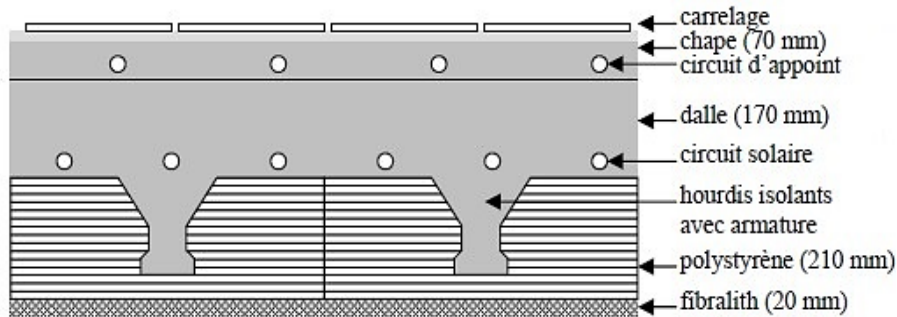


Figure II-6 : Coupe transversale d'un schéma simplifié du PSD mixte (De Laroche Lambert, 1995)

L'objectif premier du PSD mixte est donc de rendre compatible le chauffage solaire et la structure bioclimatique d'un bâtiment. Cette technique offre en outre l'avantage de la simplicité dans la mise en œuvre et dans la gestion simultanée de l'appoint et du chauffage solaire (Figure II-7).

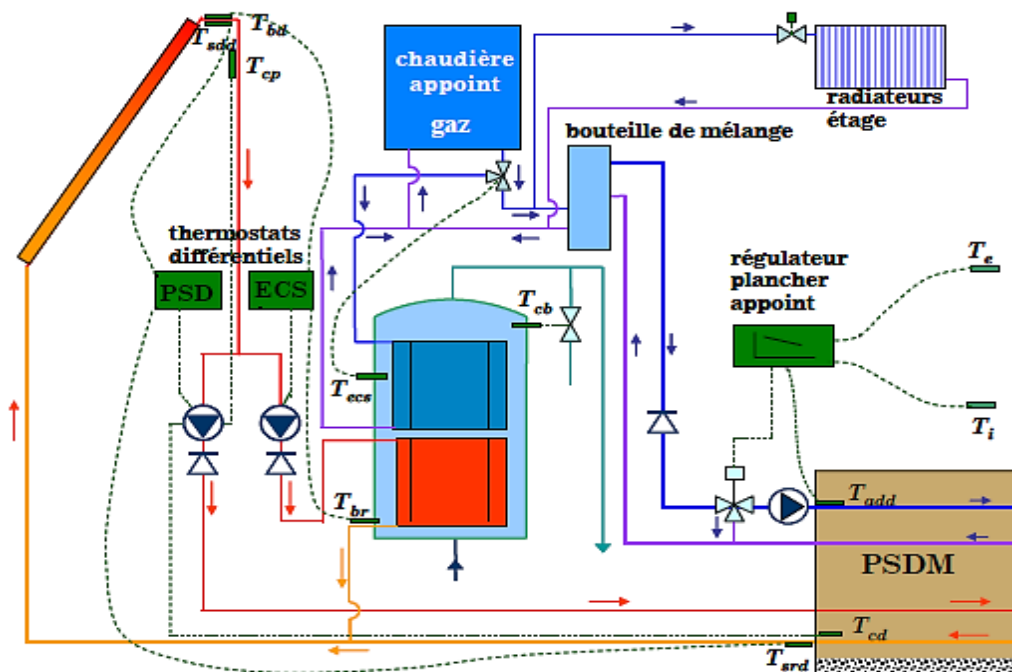


Figure II-7 : Schéma hydraulique de l'installation complète de chauffage et d'ECS (De Laroche Lambert, 1995)

Les résultats ont démontré la bonne complémentarité du chauffage solaire actif et du chauffage solaire passif. Le PSD mixte assure la double fonction de stockage solaire par inertie thermique

complémentaire de faible inertie de l'enveloppe de l'habitat, et de régulation de l'énergie d'appoint en surface de PSD par asservissement thermique grâce à la fois aux apports passifs, à la faible inertie thermique de l'enveloppe de l'habitation et à l'épaisseur de la dalle.

L'étude énergétique du système a montré le très bon comportement de l'installation solaire dont le rendement et la productivité ne semblent pas affectés par l'utilisation conjointe de la dalle et du stock d'eau chaude sanitaire par les circuits d'appoint.

II.3 Échangeurs de chaleur air-sol (ECAS)

Le système de tunnel d'air souterrain, aujourd'hui connus sous le nom d'échangeurs de chaleur air-sol (ECAS) est une technique passive utilisée pour chauffer et/ou refroidir les bâtiments ainsi que de contrôler le climat des serres agricoles en vue d'une meilleure croissance (Goswami et al., 1990; Sodha et al., 1985). Ce système utilise la température souterraine du sol qui reste relativement applicable pour amortir les températures de l'air extérieur à une profondeur d'environ 2 jusqu'à 5 m (Kusuda et al., 1965). Le principe de fonctionnement de l'ECAS est basé sur l'échange de chaleur entre l'air qui circule à l'intérieur du tuyau et le sol environnant. Il permet à l'air d'absorber ou de céder la chaleur dans le sol selon les conditions climatiques extérieures. Après l'échange de chaleur, l'air est entraîné par un ventilateur placé à l'extrémité de l'ECAS afin de préchauffer/rafraichir le bâtiment.

II.3.1 Température du sol

L'utilisation des techniques de couplage direct ou indirect d'ECAS avec la terre pour les bâtiments et les serres agricoles nécessite de connaître préalablement le profil de la température du sol à la surface et à différentes profondeurs. Les conditions climatiques ambiantes affectent considérablement le profil de la température du sous-sol et doivent être prises en considération lors du processus de conception de l'ECAS (Figure II-8). En fait, la distribution de la température du sol dépend de la structure et des propriétés physiques du sol, de la surface du sol (sol nu, pelouse, neige) et de l'interaction climatique à savoir le rayonnement solaire, l'humidité de l'air et les précipitations. La distribution de la température du sol à n'importe quelle profondeur reste inchangée tout au long de l'année, la température augmentant avec la profondeur avec un gradient moyen d'environ 30 °C/km (Florides and Kalogirou, 2007).

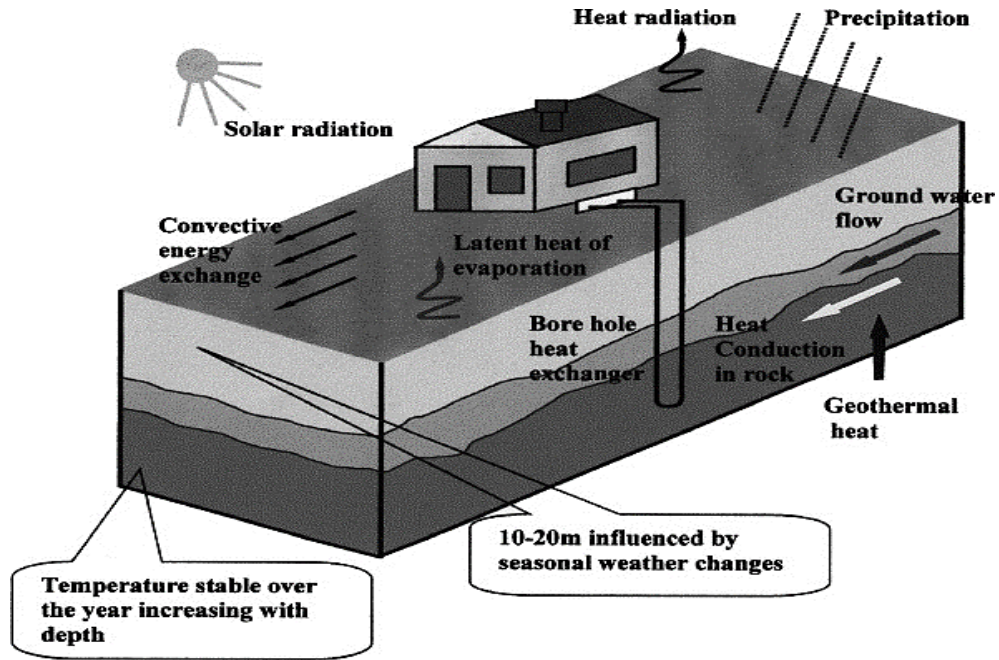


Figure II-8 : Flux énergétique dans le sol (Florides and Kalogirou, 2007)

A l'échelle d'une utilisation peu profonde, la profondeur dans laquelle l'ECAS est installé revêt une importance cruciale pour le dimensionnement, la performance thermique et les coûts d'installation du système (Ozgener, 2011; Ozgener and Ozgener 2010a, 2011b). En ce qui concerne l'évolution de la température du sol au cours de l'année, les mesures ont montré qu'en dessous d'une certaine profondeur la température du sol reste relativement constante (Florides and Kalogirou, 2007). Ceci est dû au fait que les fluctuations de température à la surface du sol diminuent à mesure que la profondeur du sol augmente en raison de l'inertie thermique élevée du sol.

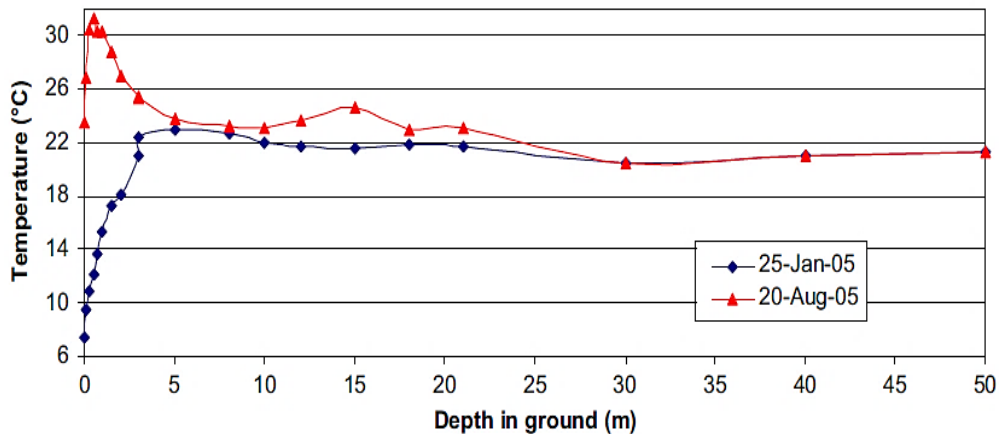


Figure II-9 : Variation de température avec la profondeur d'un forage à Nicosie, Chypre (Florides and Kalogirou, 2007)

La Figure II-9 montre la variation de la température du sol à différentes profondeurs durant le mois d'août et le mois de janvier. En analysant le graphique, il est clair que la température est presque constante au-dessus d'une profondeur de 5 m pour toute l'année.

Afin de déterminer les paramètres de conception et la faisabilité du système en vue d'un meilleur investissement en temps et en argent, les chercheurs ont besoin de modèles, d'outils et d'approches plus pratiques car il n'est pas toujours possible d'obtenir une étude détaillée du site afin d'identifier préalablement la température du sol à différentes profondeurs et à n'importe quel moment (Mihalakakou et al., 1997; Popiel et al., 2001).

Dans une étude récente faite par Ozgener et al. (2013), ce dernier a présenté une approche pratique pour prédire les variations de température du sol pour les applications d'échangeurs de chaleur géothermiques. Cette étude s'est concentrée sur l'utilisation de données facilement accessibles telles que les températures moyennes annuelles de l'air pour prédire la température quotidienne du sol en fonction de la profondeur et du temps tout en utilisant cette approche (Figure II-10).

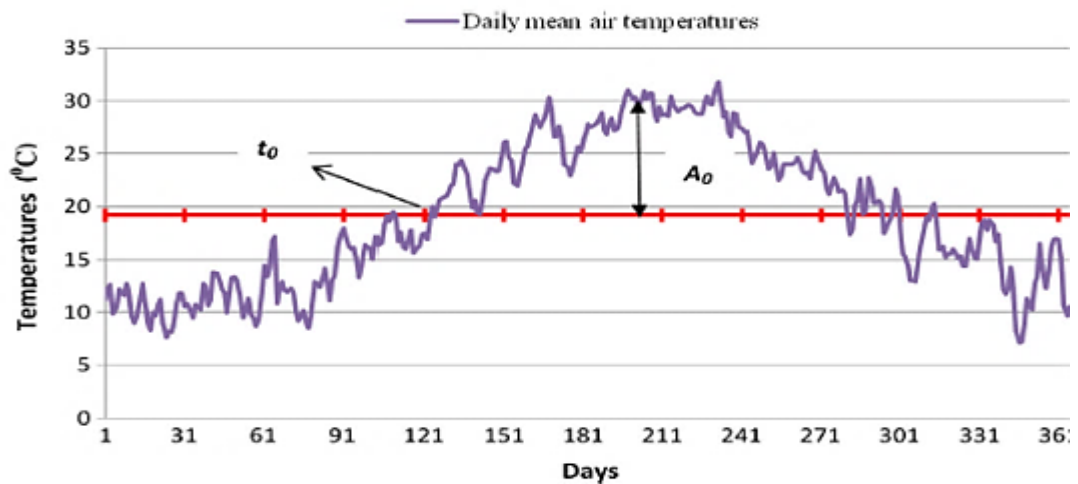


Figure II-10 : Détermination des paramètres de modèle théorique du sol A_0 et t_0 (Ozgener et al., 2013)

Pour conclure, la prédiction de la température du sol à partir des données quotidiennes sur la température de l'air donne des résultats satisfaisants pour déterminer les lignes directrices pour les calculs d'ingénierie. Afin de projeter l'intérêt de cette étude sur la nôtre, nous avons adopté la méthode décrite par ce travail afin de prédire la température du sol à différentes profondeurs dans notre cas d'étude. Les détails sont précisés dans le chapitre IV.

II.3.2 ECAS à boucle fermée

Le principe des ECAS en boucle fermée est très simple, l'air du bâtiment se fait re-circuler à travers les tuyaux enterrés en faisant un circuit fermé (Figure II-11). Au fur et à mesure l'échange entre l'air et le sol se fait soit en augmentant ou en diminuant la température de l'air re-soufflé dans le bâtiment. Ce système d'ECAS en boucle fermée est très performant en terme d'efficacité énergétique, cependant, il n'est pas préféré en comparaison avec le système d'ECAS en boucle ouverte car il ne répond pas aux critères du confort en ce qui concerne les besoins en air frais du bâtiment et la qualité de l'air des espaces ambiants.

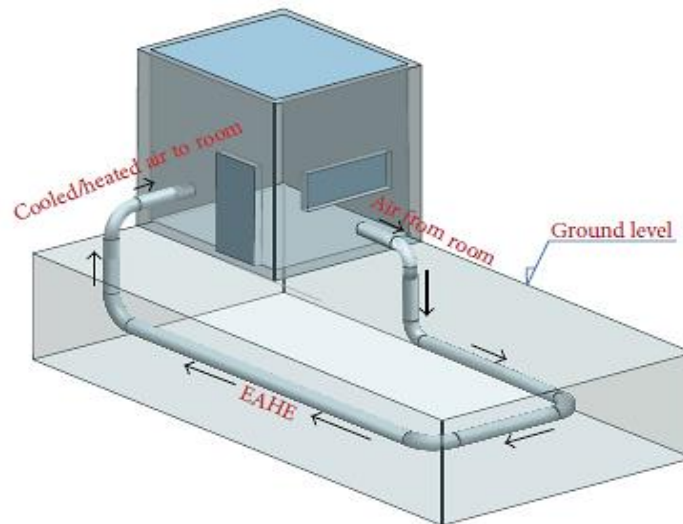


Figure II-11 : ECAS à boucle fermée (Bisoniya et al., 2014)

Les travaux qui ont traité les ECAS à boucle fermée sont peu nombreux, cependant, nous essayons de collecter cette littérature en analysant les études existantes sur la revue scientifique. Goswami and Ileslamlou, (1990) ont analysé un système de climatisation en boucle fermée utilisant un ECAS. L'ECAS est mis en marche pour les périodes chaudes des jours et est éteint pour les périodes froides des jours et des nuits. L'utilité de cette méthode a été étudiée en analysant le COP du système. Il a été montré que lors de l'utilisation du système, la température du sol autour du tuyau augmente, entraînant une limitation de la technique ce qui diminue le COP du système. Dans un travail plus récent, (Ozgener and Ozgener, 2010) ont évalué exergo-économiquement l'application de l'ECAS à boucle fermée pour déterminer la conception optimale du chauffage de serre à Izmir, en Turquie. Le COP et l'efficacité exergétique du système global a été étudiée pour analyser et améliorer ses performances. D'après les résultats, le COP moyen et l'efficacité exergétique peuvent atteindre respectivement 10,51 et 89,25%. De

plus, la différence de température moyenne de l'air entre l'entrée et la sortie de l'ECAS peut aller jusqu'à 6,09°C (Figure II-12).

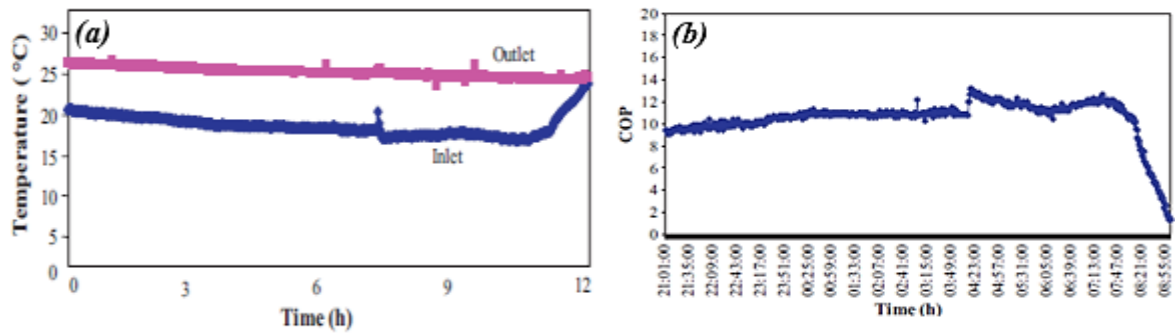


Figure II-12 : (a) variations horaires des températures d'entrée et de sortie de l'ECAS et (b) variations horaires du COP de l'ECAS (Ozgener and Ozgener, 2010)

II.3.3 ECAS à boucle ouverte

Dans le système d'ECAS à boucle ouverte, l'air ambiant frais est aspiré par un ventilateur puis entrainé à travers des tuyaux enterrés qui sont modérés à la température non perturbée du sol. Après un processus d'échange entre l'air et le sol, l'air chaud/frais est fourni au bâtiment afin de répondre aux besoins en chauffage et/ou refroidissement (Figure II-13). L'air soufflé à l'intérieur du bâtiment est renouvelé à chaque pas du temps en fonction de l'alimentation en air par le système. Ce type d'échangeur à boucle ouverte est plus apprécié vu que le processus de renouvellement d'air frais est assuré, ce qui améliore la qualité de l'air.

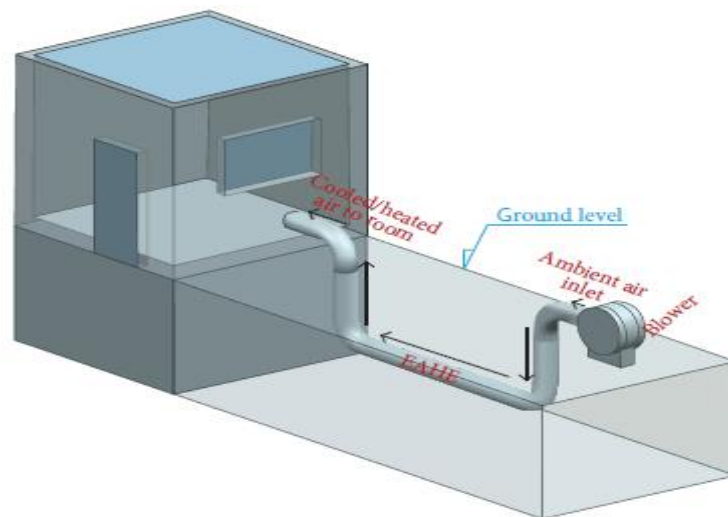


Figure II-13 : ECAS à boucle ouverte (Bisoniya et al., 2014)

II.3.4 Performances de l'ECAS

Les performances de l'ECAS dépendent fortement du contexte dans lequel est installé à savoir les conditions climatiques in situ, qui correspondent à la nature du sol et les paramètres importants de conception et d'opération. Selon l'ADEME¹⁹, l'utilisation de l'ECAS dans les régions continentales soumises à de fortes variations de température est très intéressante en raison des grands écarts entre les températures extérieures et intérieures du bâtiment. A l'inverse, et lorsque les températures extérieures sont proches de la température de confort (18 °C, cas d'hiver), le recours aux ECAS n'est pas prioritaire car il n'est pas très efficace. En revanche, et dans les climats chauds, l'ECAS peut contribuer à éviter l'installation d'un système de chauffage et de rafraîchissement lorsque les paramètres de conception sont bien optimisés (isolation, orientation, vitrages, protections solaires, etc.) et que le climat et la température du sol le permet.

En analysant le potentiel du chauffage et du refroidissement de l'ECAS dans quatre endroits aux USA (Lee and Richard 2007). L'ECAS présente une grande capacité pour le refroidissement que pour le chauffage et que ses performances qu'ils soient bénéfiques ou non dépendent fortement du climat local (Tableau II-3).

Tableau II-3 : Demande de charge en chauffage et en refroidissement du bâtiment en utilisant un échangeur de chaleur air-sol (Lee and Richard 2007)

| Endroit | Demande de charge de chauffage (kWh) | Demande de charge de refroidissement (kWh) |
|----------|--------------------------------------|--|
| Key West | 21,2 | 129,7 |
| Peoria | 196,1 | 14,3 |
| Phoenix | 65,7 | 106,6 |
| Spokane | 161,3 | 8,1 |

A partir de ces résultats, on conclut que les conditions météorologiques devraient être correctement étudiées pour dimensionner et déterminer auparavant si l'ECAS doit être utilisé

¹⁹ ADEME est l'abréviation de l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie. Il s'agit d'un établissement public à caractère industriel et commercial français qui agit sur plusieurs domaines à savoir la gestion des déchets, l'efficacité énergétique et les énergies renouvelables.

ou non pour un bâtiment particulier et pour déterminer la combinaison la plus optimale par rapport à la profondeur, la longueur, le rayon, et la vitesse de l'air.

Dans un autre contexte et plus précisément en Europe centrale, il existe une asymétrie fondamentale entre les potentiels de chauffage et de refroidissement avec le sol utilisé comme un réservoir d'énergie saisonnier (Hollmuller and Lachal, 2014). De l'Europe centrale à l'Amérique latine, une étude numérique a été menée par Ramírez-Dávila et al. (2014) afin d'examiner le comportement thermique d'un ECAS pour trois climats différents. Le modèle a été développé dans le code de calcul CFD²⁰. Les simulations ont été faites pour trois types de sol à savoir le sable, le limon et l'argile pour la ville Juárez, la ville du Mexico et la ville de Mérida. En ce qui concerne la ville de Juárez et la ville de Mexico, les résultats montrent que la performance thermique de l'ECAS est meilleure en été qu'en hiver en diminuant la température de l'air en moyenne de 6,6 et 3,2°C durant l'été et en l'augmentant à 2,1°C et 2,7°C durant l'hiver respectivement. Par contre, pour la ville de Mérida, l'ECAS a eu ses meilleures performances thermiques en hiver en augmentant la température de l'air à 3,8°C (Tableau II-4).

Tableau II-4 : Différence de température moyenne entre les températures de sortie et d'entrée pour les villes de Juárez, México et Mérida (Ramírez-Dávila et al. 2014)

| Mois | $\Delta T_{ave}^{out} = T_{aver}^{out} - T_{aver}^{in}$ | | |
|-----------|---|---------|--------|
| | Juárez | Mexique | Mérida |
| Janvier | 1,8 | 3,7 | 3,2 |
| Février | 2,1 | 2,1 | 3,9 |
| Mars | 0,8 | 1,5 | 3,2 |
| Avril | -5,2 | -5,4 | -1,07 |
| Mai | -4,0 | -3,5 | 0,9 |
| Juin | -9,5 | -3,9 | 3,5 |
| Juillet | -8,0 | -2,3 | 0,5 |
| Aout | -6,9 | -2 | -0,4 |
| Septembre | -6,2 | -1,9 | -1,1 |
| Octobre | 2,5 | -1,9 | 4,8 |
| Novembre | 2,1 | 3,5 | 3 |
| Décembre | 3,7 | 3,5 | 4,5 |

²⁰ CFD est un code de calcul spécialisé dans la simulation numérique de phénomènes physiques complexes liés à la mécanique des fluides, les transferts thermiques et la combustion (<http://www.cfd- numerics.com>).

Au final, les auteurs ont conclu que l'utilisation de l'ECAS est appropriée pour le chauffage ou le refroidissement de bâtiments dans des sols de températures extrêmes et/ou modérées où l'effet d'inertie thermique du sol est plus important.

Les conditions du sol et son état physique affectent considérablement la performance thermique des échangeurs enterrés, par contre, la meilleure performance énergétique pourrait être obtenue pour des sols mouillés (humides) en adoptant une longueur du tuyau de plus de 50 m avec une profondeur de 3 m (Ascion et al., 2011). Un facteur d'évaluation a été récemment introduit par Bansal et al., (2013) afin d'évaluer la performance de l'ECAS. Moyennant un modèle numérique (3D) développé sous le logiciel CFD ainsi que des données expérimentales, les analyses ont montré que le facteur d'évaluation jouait un rôle clé dans l'évaluation de la performance des systèmes d'ECAS et que ce dernier dépend principalement de la conductivité thermique du sol et de la durée du fonctionnement continu du système.

Concernant le contexte maghrébin, Khabbaz et al. (2016) ont examiné expérimentalement et numériquement le potentiel de refroidissement d'un ECAS couplé à un immeuble résidentiel situé à Marrakech au Maroc sous un climat semi-aride chaud. L'ECAS se compose de trois tubes en PVC de 72 m de longueur chacun et de 15 cm de diamètre intérieur enterrés parallèlement à une profondeur de 2,2 m à 3,2 m. L'étude expérimentale s'étale sur toute la période estivale afin de mesurer la température et l'humidité de l'air tout au long de l'ECAS ainsi que son entrée et sa sortie (Figure II-14).

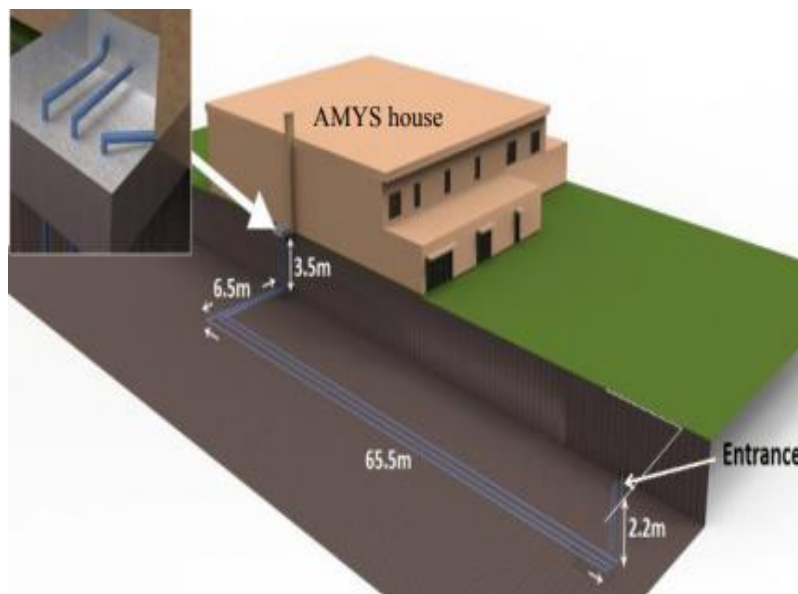


Figure II-14 : Schéma de l'ECAS couplé au bâtiment (Khabbaz et al., 2016)

Les résultats expérimentaux montrent que l'ECAS est un bon système semi-purifie pour le rafraîchissement de l'air, car la température d'air soufflée enregistrée dans le bâtiment est quasi constante 25°C avec une humidité de l'air d'environ 40% même si la température extérieure atteint plus de 40 °C. En outre, la réduction des amplitudes journalières et annuelles de la température de l'air est caractérisée par une baisse exponentielle en fonction de la longueur du tube. Par ailleurs nous remarquons qu'au fur et à mesure que l'air avance dans le tube, sa température chute de manière quasi-exponentielle sauf durant les premières heures du jour (2h30- 8h30), pour lesquelles l'air est très légèrement réchauffé sur les 10 premiers mètres du tube et de l'ordre de 0.5 °C. (Figure II-15).

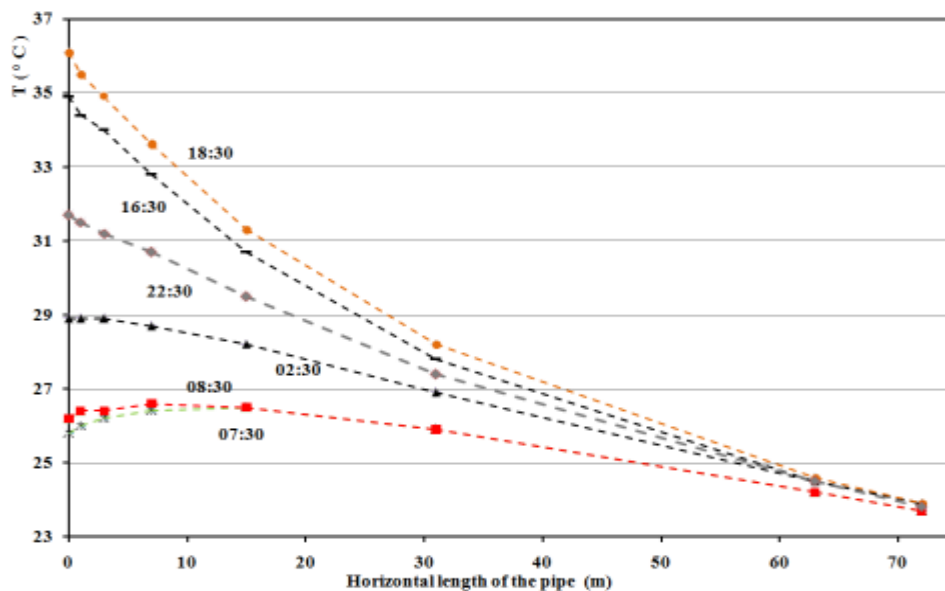


Figure II-15 : Profils de température de l'air le long de la partie horizontale du tuyau surveillé pour le 15 Juillet 2013 (Khabbaz et al., 2016)

Arrivant au contexte algérien, les ECAS ont été étudiés par plusieurs chercheurs notamment dans le sud où les températures peuvent atteindre les 45°C durant la période estivale (conditions extrêmes). À cet effet, l'utilisation de l'ECAS comme une technique de rafraîchissement passive peut être une solution alternative contribuant à la diminution de quelques degrés de température, de combler les besoins en refroidissement et d'alléger considérablement la charge imposée sur le réseau électrique domestique vue que l'utilisation indispensable des systèmes de climatisation et de conditionnement d'air est à base électrique. Dans ce contexte, Benhamza et al. (2016) ont examiné expérimentalement et numériquement la performance d'un ECAS installé dans l'université de Biskra. Le système a été couplé au bâtiment afin d'être utilisé pour réduire sa consommation énergétique. Un modèle numérique a été développé sous le code de

calcul CFD pour examiner la performance de l'ECAS et suivre l'évolution de la température de l'air circulant tout au long du tuyau enterré (Figure II-16).



Figure II-16 : Image expérimentale de l'emplacement des thermocouples le long du conduit (Benhamza et al., 2016)

Les mesures in situ indiquent une réduction substantielle de la température de l'air extérieur, entré à 49°C (Jour le plus chaud) est sorti à 29°C, ce qui représente une différence de 20 ° C. Cette réduction de température est considérable pour un tel système de refroidissement passif, cette valeur peut entraîner une économie d'énergie conséquente dans le bâtiment dans les régions chaudes et arides de sud algérien.

Récemment, une étude sur la performance énergétique d'un ECAS a été effectuée pour trois villes situées en Algérie à savoir la ville d'Oran, la ville de Bechar et la ville d'Adrar (Menhoudj et al., 2018). L'étude consiste à évaluer deux ECAS de matériau différent afin d'examiner son impact sur le potentiel de refroidissement du système. A cette fin, une campagne de mesures expérimentales a été lancée sur le système d'ECAS en se basant sur le mois le plus chaud d'Aout de l'année 2015. Les deux échangeurs de chaleur air-sol sont couplés à une cellule d'essai située sur le site universitaire IGCMO-USTOMB d'Oran.

Pendant la période de refroidissement, la diminution de température de l'air moyenne calculée est égale à 6°C pour l'ECAS en PVC et à 6,5°C pour celui en Zinc. De plus, l'énergie fournie par l'ECAS en PVC a un taux de couverture de 58,42% pour les besoins en refroidissement de la pièce 2. Cependant, pour l'ECAS en zinc qui souffle dans la pièce 1, l'énergie calorifique fournie est moins importante avec une valeur de 35,41% (Tableau II-5). Hormis les besoins en refroidissement énergétique des deux pièces (1 et 2), les deux échangeurs étudiés apportent à

peu près les mêmes contributions. Le matériau du tuyau n'a pas beaucoup d'effet sur l'échange thermique entre le tuyau d'air et le sol environnant.

Tableau II-5 : Energie fournie par les deux ECAS (Menhoudj et al., 2018)

| Période d'aout 2015 | Besoins (kWh) | | Energie fournie par les ECAS (kWh) | | Taux de couverture (%) | |
|------------------------|------------------|---------|---------------------------------------|----------------|---------------------------|----------------|
| | Pièce 1 | Pièce 2 | ECAS en Zinc | ECAS en PVC | ECAS en Zinc | ECAS en PVC |
| | 368,5 | 209,5 | 130,5 | 122,4 | 35,41 | 58,42 |

L'influence du matériau des tuyaux sur la performance de l'ECAS a été étudiée par plusieurs chercheurs, citant, Badescu (2006), qui à son tour, propose un modèle numérique d'un ECAS permettant de calculer la température du sol superficielle et à différentes profondeurs. Le modèle a été utilisé pour simuler le fonctionnement du système du chauffage d'une maison à Pirmasens PH (Rhénanie-Palatinat, Allemagne) ainsi que d'évaluer son potentiel de chauffage et de refroidissement dans des conditions climatiques réelles. Les résultats montrent que les performances thermiques ou l'énergie délivrées par l'ECAS dépendent de trois paramètres principaux à savoir la profondeur d'enfouissement, le diamètre et le matériau du tuyau enterré. Par contre, et dans une autre étude, les investigations ont montré que la performance du système ECAS n'a pas été affectée par le matériau des tuyaux enterrés pour le chauffage ainsi que le refroidissement (Bansal et al., 2009, 2010). Cela indique que le gain apporté par l'ECAS ne dépend pas du matériau du tuyau. De plus, Le gain de chaleur horaire total obtenu à partir de ce système varie de 423,36 à 846,72 kWh. Dans ce travail, l'ECAS économise environ 38% de l'énergie électrique par rapport à un chauffage électrique et une efficacité de 95% pour le même chauffage. Le refroidissement horaire obtenu à travers l'ECAS se situe dans la fourchette de 1,2-3,1 mWh. Le COP du système d'ECAS varie de 1,9 à 2,9 pour une augmentation de vitesse de 2 à 5 m/s.

Récemment, Abbaspour-Fard et al. (2011) en se basant sur 72 essais expérimentaux, ils ont conclu que tous les paramètres opérationnels tels que la profondeur, la vitesse d'air et la longueur du tuyau ont un effet significatif sur la performance du système, à l'exception du matériau de tuyau. En outre, les auteurs ont évalué la performance de l'ECAS sous un climat

semi-aride d'Iran ; le coefficient de performance de l'ECAS est de 5,5 pour le mode de refroidissement et 3,5 pour le mode de chauffage (Figure II-17).

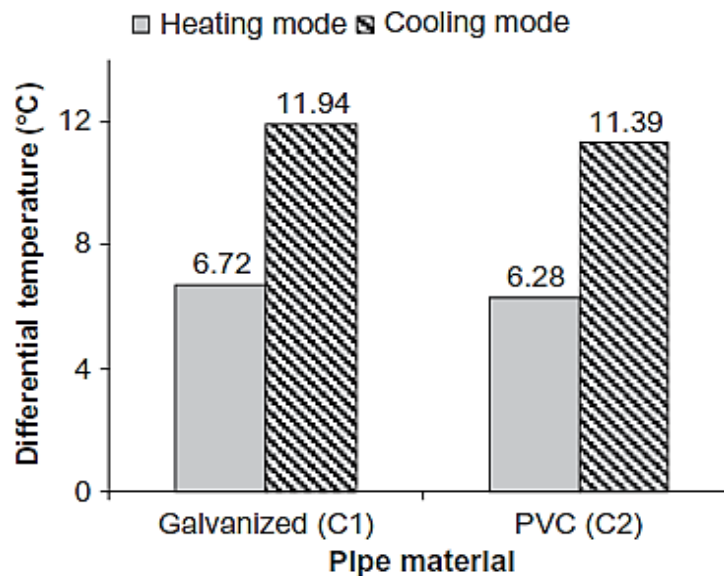


Figure II-17 : Effet du matériau du tuyau sur la température différentielle entre l'extérieur et la sortie ECAS (Abbaspour-Fard et al., 2011)

La longueur du tuyau enterré est un facteur important dans la conception et l'optimisation des systèmes des échangeurs enterrés étant donné l'augmentation de la surface d'échange du tuyau permettant un échange plus long entre l'air et le sol. A ce propos, plusieurs études expérimentales et numériques ont été effectuées afin d'examiner l'influence de la longueur sur le potentiel du chauffage et de refroidissement du système. Au fur et à mesure que la longueur du conduit augmente, la température de l'air d'entrée augmente ou diminue respectivement, pour le chauffage et le refroidissement du fait que le conduit plus long fournit un chemin plus long sur lequel le transfert de chaleur entre l'air, le conduit et le sol est très important (Mihalakakou et al., 1995; Wu et al., 2007; Lee et al., 2008; Benhamou et al., 2013; Niu et al., 2015).

Figure II-18 montre la variation de la température de l'air à la sortie de l'ECAS pour différentes longueurs de tuyau à savoir 20, 40 et 60 m. Les fluctuations de la température de l'air en sortie suivent les variations des températures ambiantes de l'air extérieur mais diminuent significativement en amplitude. La température de l'air ambiant variait entre 27,4°C et 36°C (c'est-à-dire une amplitude de 8,6°C) en juillet. Les fourchettes des températures de sortie d'air étaient respectivement de 26,1°C à 33,6°C pour les conduites enterrées de 20 m, 24,7°C à 31,2°C pour 40 m et de 23,8°C à 29,5°C pour 60 m.

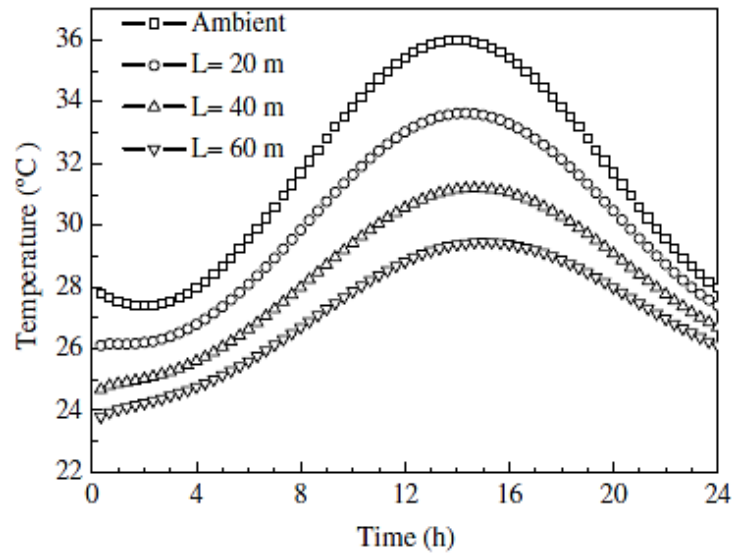


Figure II-18 : Variations de température d'air à la sortie de l'ECAS pour différentes longueurs de tuyau (Wu et al., 2007)

Le diamètre du tuyau et la vitesse de l'air à laquelle l'air est mis en circulation à travers l'ECAS sont des paramètres qui devraient être étudiés à la fois, car la diminution de diamètre du tuyau à débit constant entraînera une augmentation de la vitesse d'air ce qui diminue le temps de l'air restant dans tuyau défavorisant le transfert de chaleur entre l'air et le sol (Abbaspour-Fard et al., 2011; Mihalakakou et al., 1995; Wu et al., 2007; Lee et al., 2008; Benhamou et al., 2013; Niu et al., 2015; Menhoudj et al., 2018).

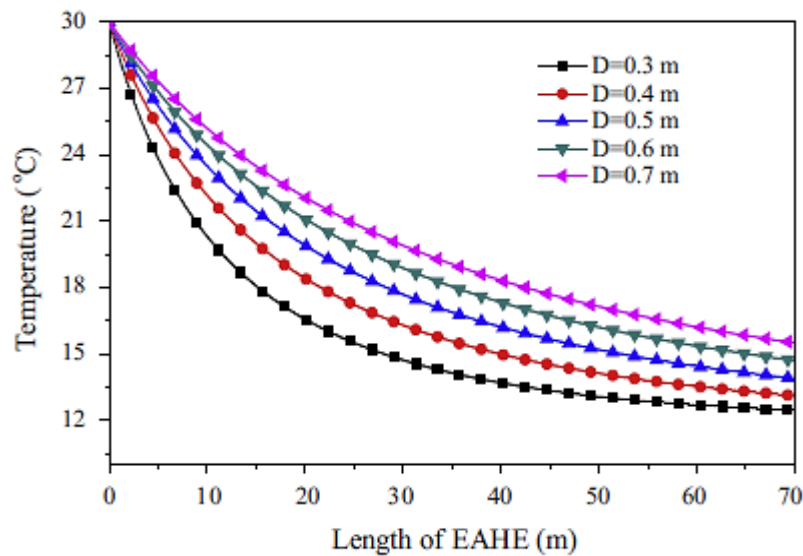


Figure II-19 : Performance de l'ECAS à différentes conditions de diamètres (Niu et al., 2015)

Le rapport de la température avec la longueur d'ECAS dans différentes conditions de diamètre du tube a été étudié par (Niu et al., 2015). La température de l'air sous de grandes conditions de diamètres diminuée plus lentement que celle du petit diamètre. Quand le diamètre du tuyau était de 0,3 m, la température de l'air diminué rapidement au premier segment d'ECAS. La température de l'air à la sortie de l'ECAS à 0,3 m de diamètre était de 17°C et de 13°C sous à un diamètre de 0,7 m (Figures II-19)

Sur le plan économique, l'utilisation de l'ECAS couvre une partie des besoins quotidiens du bâtiment pour le chauffage ou le refroidissement de l'espace et le coût de l'énergie apportée par l'ECAS est plus faible pour l'été que pour l'hiver (Bojic et al., 1996). Il a été montré qu'en été, les dépenses en énergie sont les plus élevées $C^{21} = 11 \text{ d}^{22}/\text{MJ-s}$ en utilisant l'ECAS avec le tuyau de 10 m et le plus bas 7 d/MJ-s pour l'application de l'ECAS de deux tuyaux, chacun d'une longueur comprise entre 30 et 35 m (Figure II-20). Lorsque $L_p < 17 \text{ m}$, il est préférable de choisir quatre tuyaux plutôt que deux, car le refroidissement obtenu à partir de l'ECAS est moins cher.

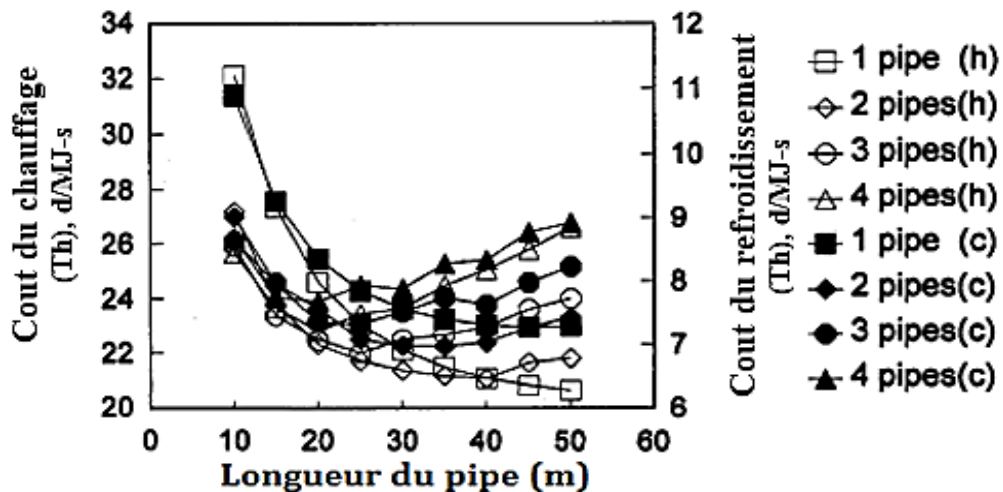


Figure II-20 : Prix de l'énergie obtenue en utilisant l'ECAS en fonction de la longueur et du nombre de tuyaux pour un jour d'hiver et un jour d'été (Bojic et al., 1996)

L'impact de l'ECAS sur la consommation énergétique du bâtiment et le confort thermique a été étudié par Thiers et al. (2008). Ce dernier a évalué la performance énergétique d'une maison

²¹ C : Le coût de l'énergie dépensée.

²² d est drachme grecque, ancienne unité monétaire de la Grèce.

passive située à Paris, France. Cette maison est équipée d'un ECAS couplé à un récupérateur de chaleur. Un modèle de l'ECAS, y compris le système de ventilation a été développé et intégré dans le logiciel COMFIE²³. Les simulations ont montré une réduction substantielle de la consommation d'énergie et de l'inconfort d'été pour le bâtiment passif par rapport à un bâtiment standard. La charge de chauffage annuelle du bâtiment passif équipé d'un ECAS et le système de ventilation est évaluée à 7,5 kWh/m²/an, conforme à la norme Passivhaus, (15 kWh/m²/an). Cette valeur est environ douze fois inférieure à celui du bâtiment standard (Tableau II-6).

Tableau II-6 : Charge de chauffage (Thiers et al., 2008)

| Unité | Charge du chauffage | |
|-------------------|---------------------|------------------------|
| | kWh/an | kWh/m ² /an |
| Bâtiment passif | 1978 | 7,5 |
| Bâtiment standard | 19,8 | 75,3 |

Une autre étude relative à l'intégration de l'ECAS dans le bâtiment a été menée par Chel et al. (2009). L'étude repose sur l'évaluation du potentiel d'économie d'énergie d'une maison en adobe constituée de six chambres interconnectées. Les résultats expérimentaux ont montré que la température de l'air intérieur pendant l'hiver était de 5-15°C, un écart de 8°C plus élevé par rapport à la température de l'air extérieur, alors qu'il était plus bas pendant les mois d'été.

Le potentiel d'économie d'énergie annuel total de la maison en adobe pour trois conditions : (i) avant rénovation, (ii) après rénovation et (iii) avec ECAS pour maison en adobe rénovée a été évalué à 4182 kWh/an, 4946 kWh/an et 10321 kWh/an respectivement. Cela se traduit par une réduction des émissions de CO₂ presque égale à 7 tonnes/an, 8 tonnes/an et 16 tonnes/an respectivement (Figure II-21).

L'analyse du coût du cycle de vie montre que l'intégration de ECAS avec adobe house a des avantages substantiels avec une période de récupération de moins de 2 ans pour le taux d'intérêt de 16%. Le potentiel annuel supplémentaire d'économies d'énergie de l'ECAS a été estimé à 5 376 kWh/an, comprenant un potentiel d'économie d'énergie de chauffage et de refroidissement de 3012 kWh/an et 2364 kWh/an correspondant respectivement aux données climatiques de

²³ COMFIE est un logiciel de simulation énergétique du bâtiment destiné à l'écoconception et à l'optimisation énergétique de bâtiments (www.izuba.fr/logiciel/comfie).

New Delhi. L'encaisse monétaire annuelle de l'ECAS a été estimée à 448 euros/an alors que les sorties de fonds annuelles pour l'exploitation et la maintenance étaient de 240,9 euros / an (Figure II-22).

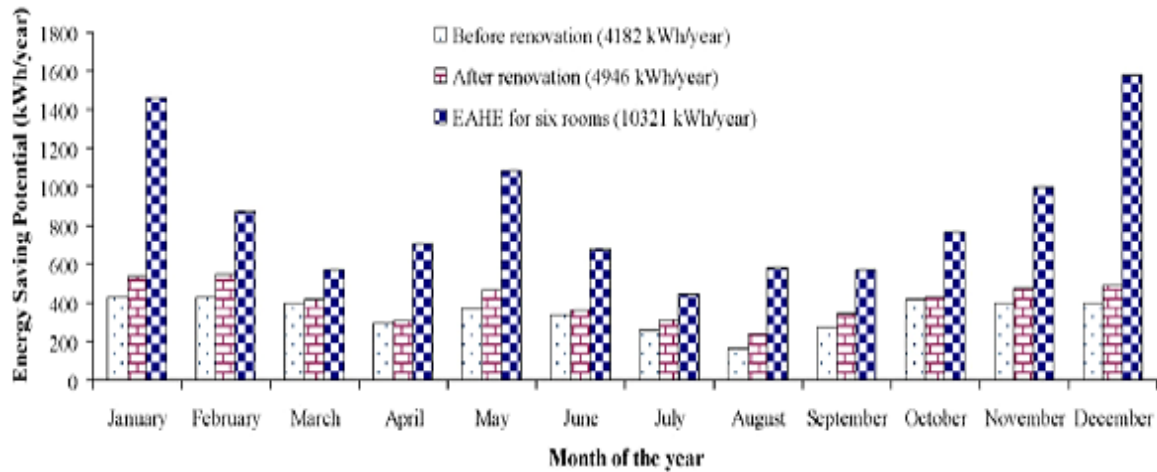


Figure II-21 : Comparaison du potentiel d'économie d'énergie de la maison en adobe, avant rénovation, après rénovation et couplée d'un ECAS après rénovation (Chel et al., 2009)

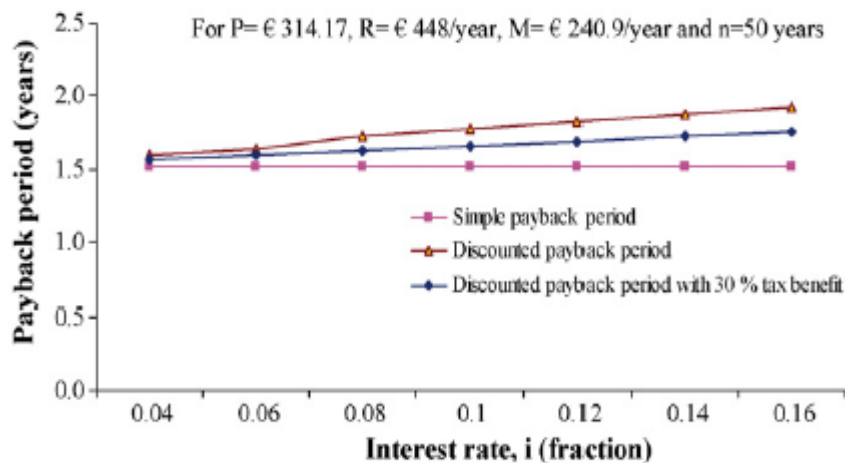


Figure II-22 : Période de récupération pour l'installation ECAS existante pour différents taux d'intérêt (Chel et al., 2009)

Le climat sub-saharien a été considéré par (Al-Ajmi et al., 2006) qui a développé un modèle analytique pour prédire la température de l'air à la sortie de l'ECAS et évaluer son potentiel de refroidissement sous un climat chaud et aride de Kuwait. Afin de coupler l'ECAS avec le bâtiment, le modèle a été intégré dans le logiciel TRNSYS (chapitre III) afin d'évaluer son impact sur la maison étudiée. Les simulations montrent que l'ECAS baisse la température de

l'air intérieur d'environ 2.8°C durant les heures de pointe d'été, soit une réduction de 1700 W. L'ECAS a un potentiel de réduction de 30% de la demande d'énergie d'un bâtiment typique située au Kuwait durant la saison estivale de pointe (Tableau II-7).

Tableau II-7 : Capacité de refroidissement du bâtiment avec et sans ECAS durant la période d'été (Al-Ajmi et al., 2006)

| Mois | Capacité de refroidissement avec ECAS (kWh) | Capacité de refroidissement sans ECAS (kWh) | Economie due à l'utilisation de l'ECAS (kWh) |
|-----------|---|---|--|
| Mai | 649 | 952 | 303 |
| Juin | 584 | 996 | 412 |
| Juillet | 839 | 1250 | 411 |
| Aout | 1050 | 1470 | 420 |
| Septembre | 809 | 956 | 147 |
| Season | 3931 | 5624 | 1693 |

II.4 Free cooling

Le free-cooling est une technique de rafraîchissement passif des bâtiments. Elle utilise l'air extérieur lorsque sa température est inférieure à la température intérieure de l'air afin de diminuer les exigences de refroidissement du bâtiment. Cette technique de refroidissement passif n'est adaptée que si une stratégie de contrôle et de régulation au niveau du bâtiment est mise en place. Il existe 3 techniques de free-cooling : le free-cooling mécanique, le free-cooling naturel et le free-cooling hybride.

II.4.1 Free cooling naturel

Le free cooling naturel est considéré comme la technique de refroidissement la moins coûteuse contribuant à la réduction de la charge de refroidissement des bâtiments et à l'amélioration du confort thermique des occupants. Cette technique tire profit de l'air frais du jour ou de la nuit en ouvrant les fenêtres ou par des ouvertures ; Cela diminue la température de l'air intérieur ainsi que la température de la structure du bâtiment. La ventilation due à la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment est causée par l'écoulement du vent et la différence de température de l'air. (De Gids and Phaff, 1982) proposent une expression pour le débit d'air de ventilation pour un bâtiment ventilé d'un seul côté qui s'est développé à travers des mesures expérimentales. Bien que cette expression ne prenne pas en compte l'angle

d'incidence du vent, elle peut être adoptée pour les bâtiments de faible hauteur (de Jesus Freire et al., 2013).

$$Q = \frac{A}{2} (c_1 U_{10}^2 + c_2 H \Delta T + c_3)^{1/2} \quad (\text{III.1})$$

Avec c_1 le coefficient sans dimension, c_2 [$\text{m/s}^2\text{K}$] le paramètre de flottabilité, c_3 [m^2/s^2] la turbulence du vent, A [m^2] la zone d'ouverture, U_{10} [m/s] la vitesse moyenne du vent à 10 m de hauteur, ΔT [K] est la différence de température moyenne entre l'intérieur et l'extérieur.

Le free cooling par ventilation naturelle est souvent appliqué pour le refroidissement des bâtiments à grande échelle, vus les problèmes de surchauffe et la forte demande d'énergie de refroidissement qui se produit dans ce type de bâtiment. En général, les températures extérieures diminuent pour atteindre des valeurs moyennes entre 5 et 13°C, pour des périodes spécifiques. A cet effet, le free cooling est une bonne solution pour l'efficacité énergétique des bâtiments durant ces périodes. Gómez (2006) a mené des études préliminaires qui ont permis de conclure que certaines stratégies de conception de refroidissement libre telles que le free cooling par ventilation naturelle sont très efficaces. Ces études montrent la faisabilité d'atteindre la ventilation nécessaire à travers les fenêtres, pour un refroidissement efficace de deux bâtiments construits à Santiago. Il a été observé qu'avec cette stratégie, il est possible d'économiser plus de 50% d'énergie totale de refroidissement.

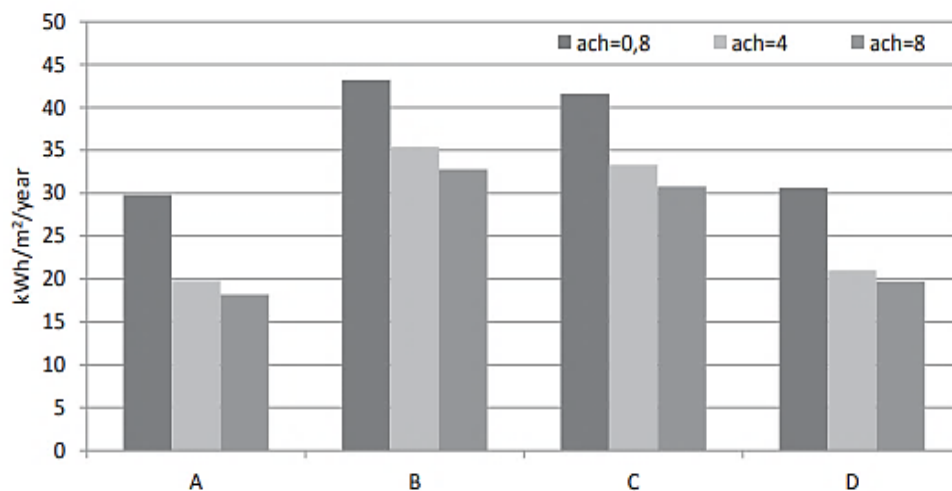


Figure II-23 : Demande annuelle de refroidissement avec différentes stratégies de free cooling (Imessad et al., 2014)

L'impact des techniques de refroidissement passif sur la demande énergétique et le confort des bâtiments résidentiels conçus et réalisés conformément aux mesures d'efficacité énergétique a été examiné par Imessad et al. (2014). Un système de free cooling à ventilation naturelle a été mis en place. Des valeurs moyennes du débit volumique d'air neuf entrant dans les pièces atteignant jusqu'à $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$, si les fenêtres sont entièrement ouvertes, ce qui correspondant à un taux de renouvellement d'air (ACH) de 8 h^{-1} . Si les fenêtres sont ouvertes avec des volets fermés, le débit moyen d'air frais entrant dans les pièces serait divisé par deux ($\text{ACH} = 4 \text{ h}^{-1}$).

La simulation avec différents changements d'air de ventilation de nuit démontre qu'une enveloppe de bâtiment avec une masse thermique élevée et une isolation externe a le plus grand potentiel d'économies d'énergie de refroidissement (Figure II-23). De plus, une ventilation naturelle de 8 vol/h peut réduire la demande d'énergie de refroidissement d'environ $10 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$ pendant la journée.

II.4.2 Free cooling mécanique

Le free cooling mécanique fait référence à l'échange d'air extérieur par l'air intérieur fourni par un ventilateur mécanique. Il consiste à évacuer la chaleur de l'espace du bâtiment à travers un extracteur d'air et à insuffler de l'air frais par un ventilateur généralement de type souffleur. Les systèmes mécaniques sont alimentés par une énergie électrique pour faire fonctionner les ventilateurs. L'efficacité d'un système utilisant le free cooling par ventilation mécanique a été étudié par Blondeau et al. (1997). L'analyse des résultats expérimentaux ont montré qu'en dépit de conditions météorologiques défavorables, le free cooling a permis de réduire les températures intérieures de $1,5^\circ\text{C}$ à 2°C , entraînant une amélioration significative du confort des occupants. Les besoins de refroidissement totaux diurnes des trois pièces avec et sans free cooling par ventilation nocturne pour différents points de consigne de température du climatiseur montre que la contribution de la ventilation nocturne diminue à mesure que le niveau de température intérieur requis augmente (Figure II-24). Pour un point de consigne de température de 22°C , cela ne conduit qu'à une diminution de 12% de l'énergie de refroidissement mécanique, alors qu'elle couvre plus de la moitié du besoin de refroidissement pour un point de consigne de température de 26°C . En effet, le fait de refroidir le bâtiment pendant une journée entraîne une diminution des différences de température entre l'intérieur et l'extérieur et diminue ainsi l'efficacité du free cooling nocturne. De plus, la contribution à la réduction des besoins de refroidissement est plus élevée en utilisant le free cooling nocturne qu'un système de climatisation.

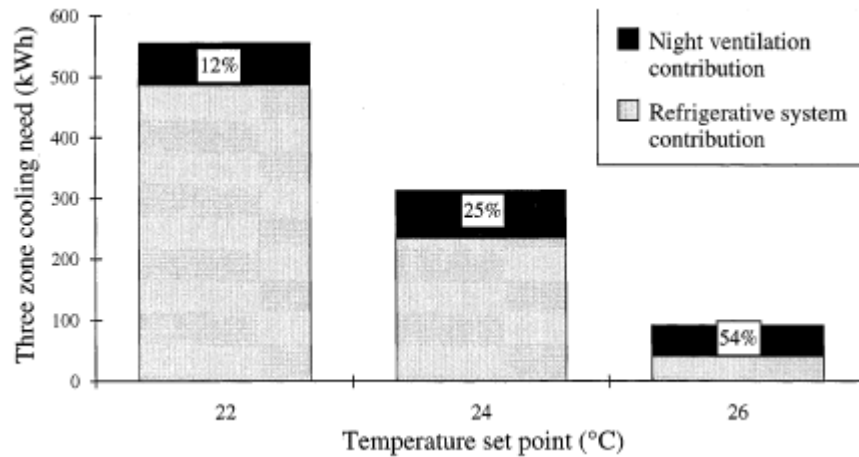


Figure II-24 : Refroidissement des pièces A, B et C avec et sans free cooling par ventilation nocturne (Blondeau et al., 1997)

II.5 Systèmes combinés de solaire et de géothermie couplés au bâtiment

Le secteur du bâtiment est l'un des plus grands consommateurs d'énergie fossile qui n'exploite pas une grande partie des énergies renouvelables disponibles dans son environnement. Environ 50% de cette énergie utilisée dans les bâtiments concerne le chauffage, le refroidissement et la ventilation (Perez-Lombard et al., 2008). Par conséquent, environ 86% de l'énergie utilisée dans les bâtiments provient de combustibles fossiles. En revanche, des recherches ont été menées pour améliorer l'efficacité énergétique du secteur résidentiel et trouver des moyens d'utiliser des sources d'énergie renouvelables. A ce propos, de nombreuses techniques ont été développées au cours des dernières décennies dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du bâtiment en contribuant à la réduction de la demande de chauffage et de refroidissement et même d'autres applications dédiées aux bâtiments comme la production d'électricité (Chow et al., 2003; Li et al., 2009).

Les sources d'énergies renouvelables présentes sur tout site de construction et offrant de grands potentiels sont au nombre de deux, il s'agit des énergies solaire et géothermique. L'énergies solaire et l'énergie géothermique peuvent être exploitées pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire (ECS), le chauffage et le conditionnement d'air des bâtiments. Lorsque les deux systèmes sont couplés dans le bâtiment, nous parlons de systèmes de chauffage et de refroidissement combinés utilisant les énergies solaire et géothermique (Eicker, 2014).

Dans le but d'établir un état de l'art sur les travaux réalisés par les chercheurs et les scientifiques qui ont examiné à la fois la faisabilité et l'efficacité de coupler et d'intégrer des systèmes solaires est géothermiques dans le bâtiment, et dans l'objectif de proposer des solutions alternatives à long terme afin d'améliorer le confort, réduire la consommation énergétique et baisser la charge du chauffage et de refroidissement dans le bâtiment. Nous citons les techniques innovantes et les travaux récents qui ont été réalisés au cours des dix dernières années.

Un système intégrant à la fois un ECAS et une cheminée solaire (CS) destiné au refroidissement en se basant sur la ventilation naturelle a été proposé par Maerefat et al. (2010). La CS est un dispositif de tirage naturel qui utilise l'énergie produite par le rayonnement solaire pour accumuler la pression de la cheminée et, par conséquent, pour faire circuler l'air dans la cheminée (Chen et al., 2003; Wang et al., 2004; Nugroho et al., 2006, Ming et al., 2008).

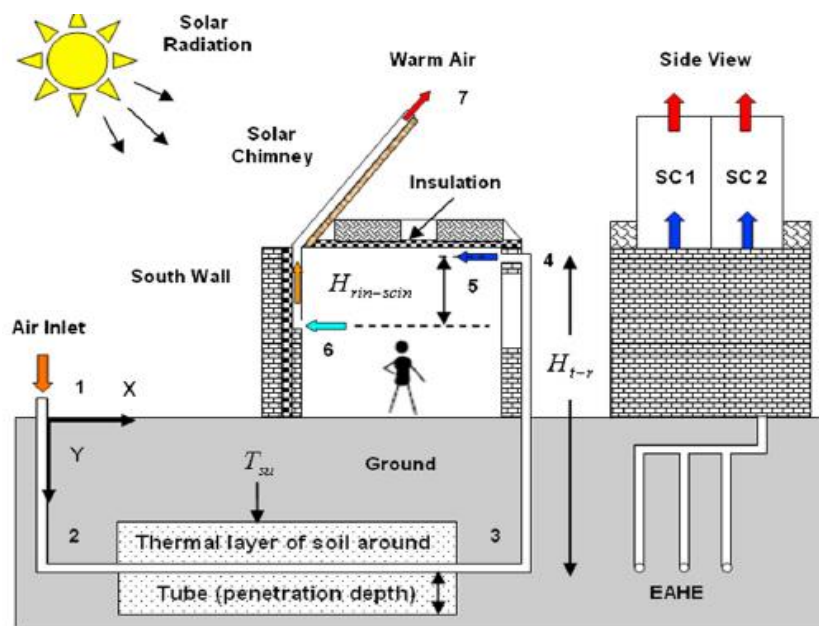


Figure II-25 : Schéma de principe intégrant un ECAS et une CS (Maerefat et al., 2010)

Le système ne fonctionne que le jour vu qu'il utilise le rayonnement solaire comme une source pour faire tourner le système. Le système se compose de deux parties : la CS et l'ECAS.

La CS étudié par Maerefat et al. (2010) se compose d'une surface de verre orientée vers le sud et d'une paroi absorbante qui fonctionne comme une surface de captation. L'air est chauffé dans le SC par l'énergie solaire, et circule vers le haut à cause de l'effet de cheminée. Il provoque une force motrice qui aspire l'air extérieur à travers le tuyau de refroidissement. L'ECAS se compose

de longs tuyaux horizontaux qui sont enterrés sous la surface nue à la profondeur spécifique. Les tuyaux sont étendus sous le sol de manière parallèle (Figure II-25).

Les résultats ont montré que la cheminée solaire peut être parfaitement utilisée pour alimenter le système de refroidissement souterrain pendant la journée, sans avoir besoin d'électricité. De plus, ce système avec une bonne conception peut également fournir un environnement intérieur thermiquement confortable selon la norme du confort thermique (ASHRAE-55, 2010) pour un grand nombre d'heures pendant les journées d'été torrides.

Deux ans après, un nouveau concept destiné au rafraîchissement passif des espaces intérieurs a été proposé par Li et al. (2013). Le système étudié consiste en une cellule d'essai couplée à un ECAS et une CS (Figure II-26). Le système consiste à utiliser des capteurs solaires plans reliant le bâtiment avec la cheminée solaire afin d'accélérer le processus du tirage thermique de l'air circulant dans la cheminée. Le processus de refroidissement et de ventilation passive adopté dans cette étude fonctionne selon le principe de la différence de pression : l'air circulant à travers le capteur solaire est chauffé par le rayonnement solaire engendrant une différence de densité, ce qui permet à l'air de migrer du capteur solaire vers le fond de la cheminée et monter jusqu'au sommet afin d'être évacué. L'air ambiant chaud aspirer à travers le tube d'ECAS se refroidit en raison du processus d'échange de chaleur qui se produit avec ce dernier et le sol, fournissant un flux d'air frais à la cellule d'essai. Comme les composants du système sont étroitement connectés, la migration de l'air chaud crée une différence de pression ce qui aspire naturellement l'air ambiant à travers l'ECAS.

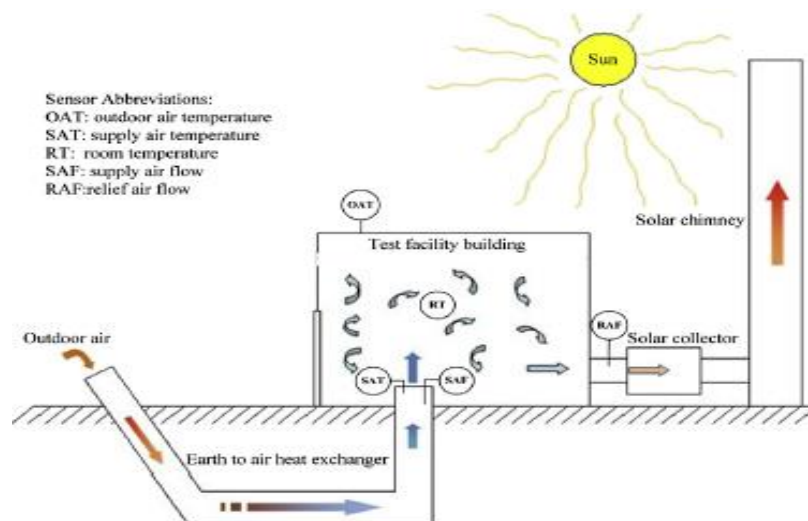


Figure II-26 : Schéma de principe de l'ECAS couplé avec une cheminée solaire (Li et al., 2013)

Les résultats montrent que l'ECAS a fourni une capacité de refroidissement totale maximale de 3308 W durant la journée. En tant que système d'air extérieur à cent pourcent, la capacité de refroidissement maximale du système couplé était de 2582 W, ce qui couvrait presque la charge de refroidissement du bâtiment. La température de l'air intérieur a été maintenue entre 21,3°C et 25,1°C, tandis que le taux d'humidité intérieure était maintenu entre 50% et 78%. Ces valeurs semblent être conformes avec ce qui est exigé dans la norme (ASHRAE 55, 2010) pour le confort thermique. Les résultats de cette recherche fournissent la base pour la conception et l'application des systèmes couplés aux bâtiments.

Récemment, la performance thermique d'une maison passive intégrant un échangeur de chaleur air-air (ECAA), un échangeur de chaleur air-eau (ECAE) couplé à un échangeur de chaleur sol-eau (ECSE) a été étudié par Chel et al. (2015). Le système étudié fonctionne comme suit : l'entrée d'air frais est préchauffée/refroidie à l'aide de l'ECAE couplé à l'ECSE et cet air préchauffé est réchauffé une seconde fois par l'air ambiant extrait à l'aide de l'ECAA (Figure II-27). Après avoir traversé l'ECAA, l'air est fourni aux espaces dédiés de la maison selon les débits d'alimentation et d'extraction prévus pour différentes zones du rez-de-chaussée et du premier étage.

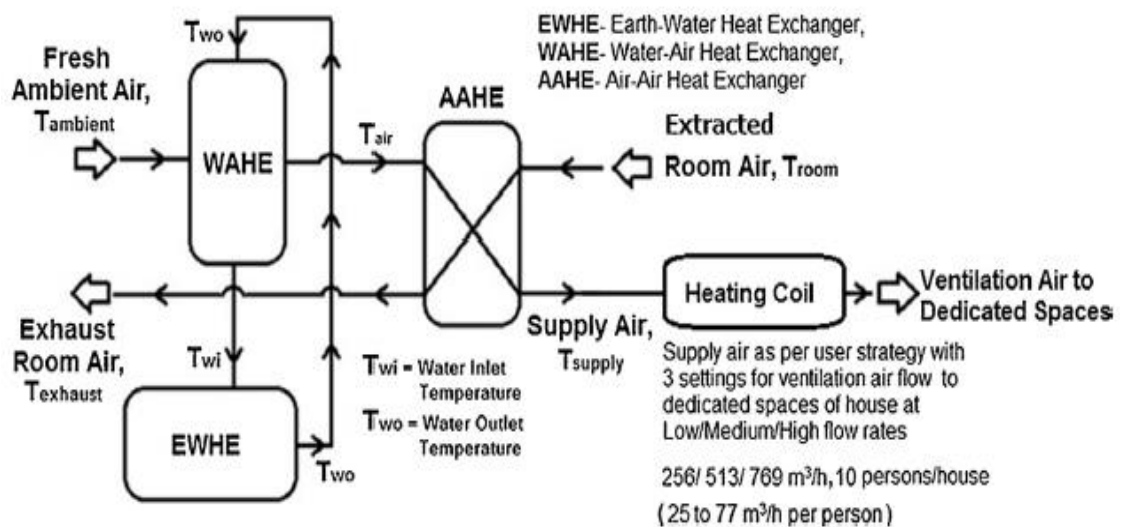


Figure II-27 : Vue schématique des systèmes d'efficacité énergétique intégrés dans la maison (Chel et al., 2015)

La maison a été conçue avec un système de ventilation d'air avec trois niveaux de réglage de bas/moyen/haut avec des débits d'air de 256/513/769 m^3/h respectivement. Ces trois réglages de débit d'air peuvent être commandés manuellement par l'utilisateur de la maison. La maison

est conçue pour accueillir 10 personnes avec un débit d'air de ventilation de l'ordre de 25 à 77 m³/h par personne, adapté aux activités résidentielles. La stratégie adoptée par l'utilisateur est de maintenir la ventilation à un débit moyen pendant la journée (de 7 h à 20 h) et faible pendant la nuit (de 20 h à 7 h) pendant les mois d'hiver (de novembre à mars). L'utilisateur sélectionne un débit d'air de ventilation moyen pendant la journée et la nuit dans la maison pendant les mois d'été (avril-octobre).

Les résultats montrent que l'ECAA et l'ECSE ont respectivement un impact de 66% et 7% sur la réduction de la consommation annuelle de chauffage de la maison. De plus, tous les systèmes intégrés contribuent ensemble de manière significative à hauteur de 72% à la réduction de la consommation annuelle de chauffage de la maison. La consommation annuelle de chauffage de la maison par unité de surface est estimée à 6,9 kWh / (m² an), ce qui correspond à la norme de la maison passive. A la fin de cette étude, les auteurs ont conclu qu'il y a une réduction significative de la durée de surchauffe au-dessus de 25 °C en raison de l'ECSE installé dans la maison avec une contribution annuelle de refroidissement de l'air ventilé de 602,6 kWh/an.

II.6 Objectifs et hypothèses du présent travail

Selon l'état actuel des techniques, il n'y a pratiquement pas d'études combinant un PSD avec un ECAS et un dispositif de ventilation assurant le free cooling afin de synergiser les avantages à la fois pour le chauffage et le refroidissement. L'unicité de cette recherche est dans le système couplé avec l'énergie solaire et l'énergie géothermique, et l'analyse de la performance synergétique pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments. Avec le système couplé, l'objectif est de réaliser de grandes économies d'énergie dans le secteur du bâtiment et réduire la demande d'électricité maximale en hiver et en été. Pour cette raison, la recherche présente des résultats sur l'utilisation de deux moyens de sources d'énergie renouvelables à savoir l'énergie solaire et l'énergie géothermique pour fournir une approche naturelle, faisable et alternative pour le chauffage, le refroidissement et la ventilation des bâtiments résidentiels.

Le principe du système est de combiner le PSD avec l'ECAS pour le chauffage en hiver, tandis que l'ECAS est alterné avec le free cooling pour le refroidissement en été (Figure II-30).

Dans une situation similaire où plusieurs systèmes sont combinés, une stratégie de contrôle plus adéquate et adaptative est recommandée. Dans cette étude, nous avons adopté une stratégie de contrôle. Le but de cette stratégie est de créer une synergie et une complémentarité entre les systèmes mentionnés ci-dessus pour le chauffage et le refroidissement. Cette complémentarité,

soutenue par la stratégie de contrôle, contribuera non seulement à réduire les besoins en chauffage et en refroidissement, mais également à augmenter le niveau de confort thermique dans le bâtiment intégré au système combiné. De cette manière, le système combiné assure le chauffage, le refroidissement et la ventilation pendant les saisons d'hiver et d'été en utilisant des sources d'énergie alternatives/propres.

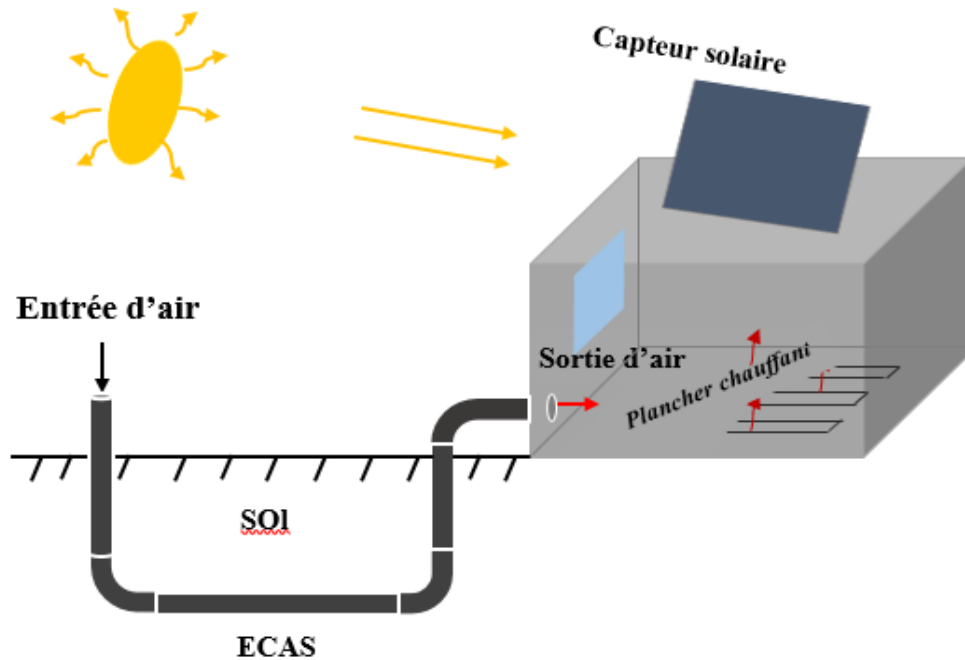


Figure II-28 : Principe du système combiné

II.7 Conclusion

Le présent chapitre nous a permis de dresser un état de l'art sur les travaux qui ont traité le système du plancher solaire direct (PSD), l'échangeur de chaleur air-sol (ECAS) et les systèmes de ventilation pour le refroidissement gratuit (free cooling). Cette revue s'est focalisée sur les études examinant les performances thermiques de ces systèmes, sur les nouvelles techniques et les applications adoptées afin de réduire la consommation énergétique des bâtiments et améliorer leur confort thermique.

Enfin, et dans le but de présenter l'avancement des travaux en matière d'application et stratégie ainsi que l'apport rajouté par notre étude, une synthèse des différentes et nouvelles applications concernant l'intégration des énergies renouvelables dans le bâtiment et l'adoption des systèmes combinés en se basant sur ces technologies renouvelables a été mise en évidence.

Le chapitre suivant présente l'approche adoptée au développement des modèles du bâtiment, du PSD et d'ECAS ainsi que le système de ventilation consacré au refroidissement des espaces.

Chapitre III.

Approches numériques pour la modélisation des systèmes combinés PSD et ECAS

III.1 Introduction

Ce chapitre présente l'approche numérique pour la modélisation des performances thermiques d'un bâtiment équipé d'un PSD, d'un ECAS, d'un dispositif de ventilation et de leurs systèmes de contrôle et de régulation de la température. Une revue sur les approches de modélisation à l'échelle du bâtiment et leurs applications sur les outils et logiciels numériques sera présenté. De plus, une description mathématique du modèle thermique du bâtiment multizone « Type 56 » sera présenté. Nous avons décrit le modèle du capteur solaire thermique et l'ECAS (phénomènes de transfert thermique) utilisés lors de la modélisation des systèmes jusqu'à la simulation en vue d'une meilleure compréhension de fonctionnement des systèmes utilisés.

A la fin de ce chapitre, nous avons présenté les deux méthodes utilisées pour calculer les besoins en chauffage et en refroidissement, que ce soit pour le bâtiment sans et avec systèmes intégrés. De plus, nous avons présenté les démarches de modélisation et élaboration du modèle jusqu'à la simulation et la validation puis l'exploitation des résultats.

III.2 Revues sur les approches de modélisation à l'échelle du bâtiment

La performance énergétique des bâtiments est influencée par de nombreux facteurs, tels que les conditions météorologiques ambiantes, la structure et les caractéristiques du bâtiment, le fonctionnement des composants tels que l'éclairage et les systèmes de chauffage, de ventilation ou de climatisation, les occupants et leur comportement. Cette situation complexe rend très difficile la prédiction de la consommation énergétique du bâtiment.

Cette section présente une revue sur les différentes approches de modélisation thermique du bâtiment. Ces approches comprennent deux principales modélisations à savoir la modélisation monozone et la modélisation multizone.

III.2.1 Approche monozone

Les premières approches de modélisation thermique du bâtiment considèrent le champ de température interne du bâtiment complètement homogène. L'approche monozone consiste à représenter le bâtiment comme un volume d'air, c'est-à-dire par une unique maille, (Figure III-1). Cette approche ne prend pas en compte les éléments du bâtiment ou de l'équipement thermique individuellement, mais globalement. Cette méthode est particulièrement adaptée aux bilans énergétiques sur de longues périodes.

Concernant le côté aéraulique, il se résume au calcul des infiltrations et à la prise en compte des débits d'air pour la ventilation. Cette approche est généralement utilisée dans les calculs réglementaires et notamment la réglementation thermique française (Le modèle TH-CE de la RT-2005) (CSTB, 2005).

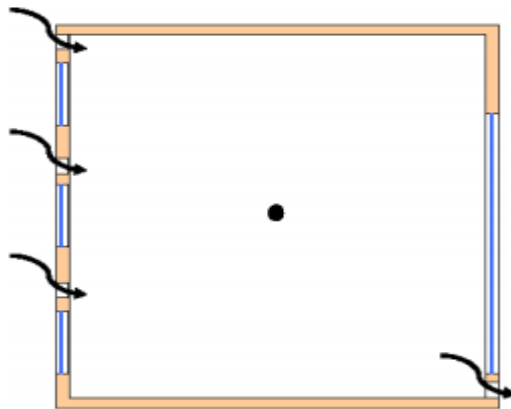


Figure III-1 : Approche monozone

Le but de cette approche est de calculer les besoins de chauffage ou de refroidissement et d'évaluer les performances du bâtiment. Les expressions décrivant le bilan de flux au niveau du bâtiment font intervenir des paramètres équivalents liés aux besoins d'énergie du bâtiment. Ces paramètres peuvent être, par exemple, les indices de charge thermique et de disposition d'énergie (Botsaris and Prebezanos, 2004), les schémas journaliers de consommation (Räsänen et al., 1995), les coefficients de pertes ou de gains thermiques et énergétiques (Catalina et al., 2008; Andersson et al., 2011; Olofsson and Mahlia, 2012), et le coefficient global de transfert

thermique (Chow and Yu, 2000). Parmi les outils existants qui s'appuient sur cette approche, nous citons DOE-2 (Birdsall et al., 1990) et BLAST (Hittle, 1979).

III.2.2 Approche multizone

L'approche multizone consiste à étudier, en régime variable, le bilan énergétique de chaque zone du bâtiment, en supposant que la température de l'air ambiant dans chacune des zones thermiques²⁴ est homogène (Boyer et al., 1996). Elle repose également sur des bilans d'échanges thermiques appliqués sur un seul nœud représentant une zone thermique (Boland, 1997; Wetter, 2006), (Figure III-2). Les équations du modèle intègrent le couplage entre les zones et les parois sur la base des équations de bilans énergétiques et des modèles de convection et de rayonnement, des conditions aux limites environnementales, des gains solaires et des charges internes. Cette approche est notamment utilisée dans le logiciel de modélisation et de simulation thermique TRNSYS (Klein et al., 1975). Ces dernières années, plusieurs études se sont basées sur cette modélisation, dont l'objectif est d'étudier les performances thermiques de toutes les catégories de bâtiments et d'évaluer leurs besoins énergétiques (Zogou et al., 2007 ; Chargui and Sammouda, 2014; Chel et al., 2015), d'étudier les systèmes de chauffage, de refroidissement et de ventilation (CVC) (Seo et al., 2014 ; Cacabelos et al., 2015), d'examiner l'efficacité des énergies renouvelables (solaire, géothermique, éolienne, etc.) (Kalogirou, 2001 ; Terziotti et al., 2011; Ayompe et al., 2010), ainsi que les stratégies de contrôle et de régulation de température (Bisgambiglia et al., 1997 ; Lekhal et al., 2018).

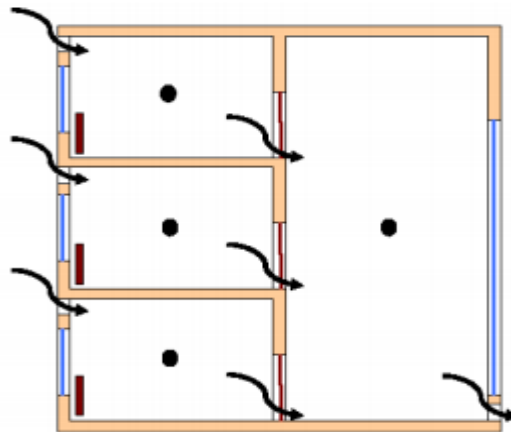


Figure III-2 : Approche multizone

²⁴ Classiquement, une pièce fermée.

Le modèle multizone est largement utilisé dans la littérature car il est facile à établir et mis en place dans différents programmes et codes de calcul. Cependant, il présente un certain nombre d'inconvénients, notamment ses limites quant à la description des phénomènes qui se produisent dans le volume de la zone thermique, tels que la stratification thermique verticale ou horizontale (Etheridge, 2011). Afin de modéliser les détails de l'environnement intérieur, température à différents points du volume de la zone, traitement particulier des écoulements dominants (jets, panaches, couches limites), l'utilisation d'autres approches telles que l'approche multizone zonale est primordiale. Cette dernière consiste à diviser le domaine d'étude en un petit nombre de sous-volumes (cellules) supposés uniformes (Bellivier, 2004) (Figure III-3).

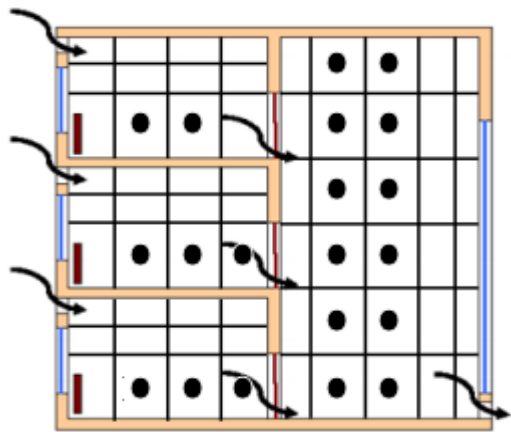


Figure III-3 : Approche zonale

Le choix de l'emplacement et la taille des sous-volumes doivent être choisis en fonction des phénomènes à mettre en évidence. Une fois la discrétisation faite, les équations sont dérivées des bilans de flux dans chaque cellule (Musy et al., 2001). Cette méthode est principalement utilisée sur un petit nombre de pièces et sur une période plus courte. Cependant, une description beaucoup plus détaillée des phénomènes aérodynamiques dans le bâtiment peut être effectuée en utilisant un maillage beaucoup plus raffiné. L'outil de calcul principal qui utilise cette approche est le CFD. Les atouts de cette approche c'est qu'elle présente une fiabilité relative des prédictions de l'environnement intérieur, pas de connaissance a priori des écoulements dominants, très adaptés à l'étude du transport de polluants (Mendes Roque, 2001; Vachon, 2001; Mora, 2003). En revanche, cette approche présente certaines limites à savoir la difficulté en ce qui concerne le choix du modèle de turbulence adapté, la mise en œuvre complexe des modèles, les ressources et un temps de calcul importants.

Le but de cette dernière revue est de présenter les différentes approches existantes dans la littérature et mettre en évidence leurs avantages et leurs limites d'application dans la modélisation thermique dynamique des bâtiments. De plus, et à travers cette revue, nous avons pu expliquer en bref l'approche de la modélisation multizone adoptée par le logiciel TRNSYS utilisé dans notre cas d'étude.

III.1 Modélisation et simulation thermique dynamique des bâtiments

Le choix de l'outil de modélisation est porté sur le logiciel TRNSYS. Cet outil est développé par le laboratoire « Solar Energy » de l'université du Wisconsin. TRNSYS est un environnement de simulation transitoire complet et extensible possédant une structure ouverte et modulaire de systèmes dynamiques. Il permet la validation de nouveaux concepts énergétiques allant de simples systèmes jusqu'à la conception et la simulation de bâtiments et de leurs équipements, notamment les stratégies de contrôle et le comportement des occupants. La modélisation des systèmes complexes dans l'environnement TRNSYS est généralement configuré par l'établissement de schémas fonctionnels en connectant des composants graphiques dans l'interface STUDIO où le système global est décomposé en sous-systèmes interconnectés (Figure III-4).

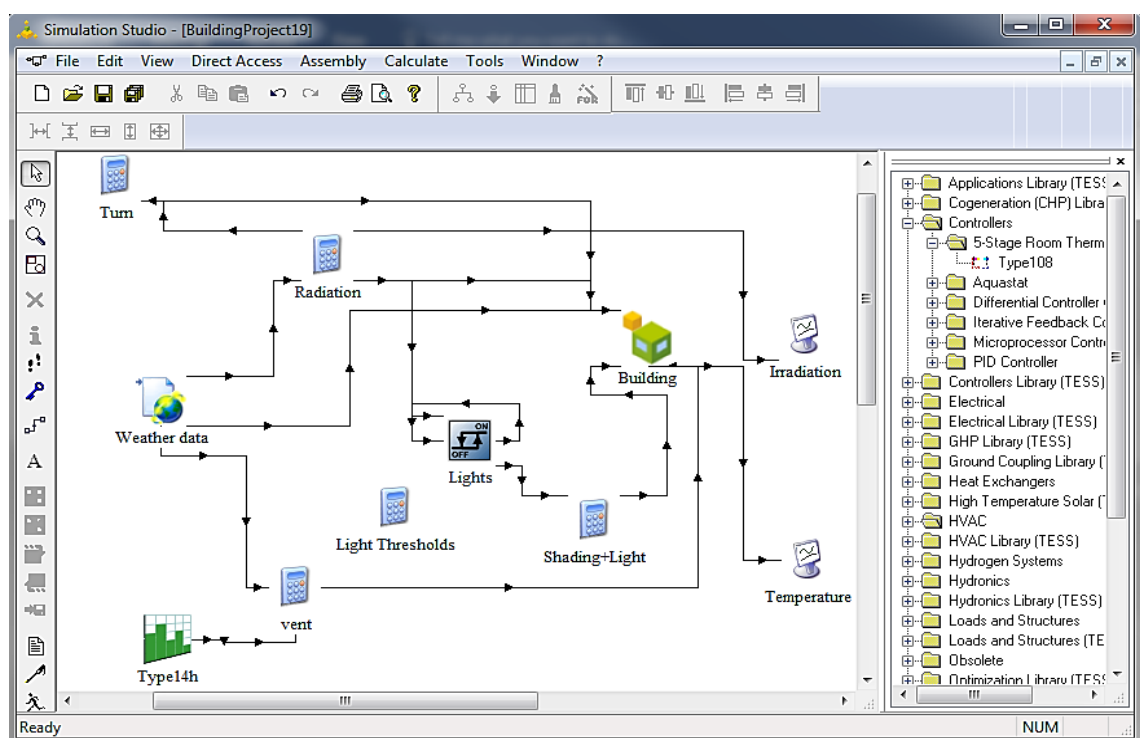


Figure III-4 : Interface graphique du logiciel TRNSYS

L'interface du logiciel est la plateforme principale permettant la création de modèle en reliant plusieurs Types. Les Types sont définis par un certain nombre de paramètres, d'entrées et de sorties. Afin de mettre en œuvre un modèle, les types nécessaires sont sélectionnés et insérés dans l'interface du projet, les sorties de certains sont connectés aux entrées des autres afin de former un système physique complet que le programme résout au pas de temps choisi.

Les différents composants TRNSYS appelés « Types », sont regroupés en une bibliothèque, un standard et l'autre complémentaire (TESS models) pour étendre leurs applications lorsqu'il s'agit de systèmes plus complexes. Le modèle thermique du bâtiment multizone est connu sous le nom Type 56. Ce dernier est associé à une interface visuelle appelée « TRNBuild » qui vise à décrire le bâtiment en question à partir des données du projet (dimensions, orientation, charges thermiques, systèmes de chauffage et de refroidissement) afin d'établir successivement les zones thermiques. Certains Types permettent de lire des fichiers de données météorologiques ou d'imposer des sollicitations spécifiées. D'autres modélisent des systèmes solaires (solaire thermique et photovoltaïque), des bâtiments à basse consommation d'énergie, des systèmes de chauffage, de refroidissement et de ventilation, des systèmes d'énergie renouvelable et tout ce qui nécessite une simulation dynamique.

III.1.1 Modélisation des bâtiments sous TRNSYS

La modélisation du bâtiment multizone se fait à l'aide de modèle de bâtiment multizone (Type 56) associant un nœud d'air à chaque zone de volume donné. Ce type fournit une description détaillée de la structure du bâtiment à l'aide de l'interface TRNBuild. Ce dernier permet de définir l'architecture du bâtiment, de fixer son orientation et de préciser la composition des murs multicouches soit en utilisant des bases de données spécifiques, soit en ajoutant de nouveaux matériaux. De plus, il permet de spécifier les charges thermiques et les gains tels que le nombre de personnes et d'appareils installés dans le bâtiment, le taux de ventilation, les taux d'infiltration, les fenêtres et les types de vitrage. Le logiciel TRNSYS permet d'effectuer des simulations tout au long de l'année à différents pas de temps. Il permet également de calculer les besoins en chauffage et en refroidissement pour chaque zone et pour l'ensemble du bâtiment ainsi que d'évaluer son niveau de confort en utilisant différents indices tels que le PDD et le PMV.

Comme tout modèle dynamique, le « Type 56 » nécessite un certain nombre de variables d'entrée. Ces variables sont généralement les conditions météorologiques qui sont la

température de l'air extérieur, l'humidité relative, le rayonnement solaire, le vent et sa direction et la pression de l'air, etc. La lecture des données des conditions météorologiques est effectuée par le Type 15. Ce composant est utilisé pour lire des données à intervalles réguliers à partir d'un fichier de données météorologiques externe, interpolant les données à des intervalles inférieurs à une heure, les rendant disponibles aux autres composants TRNSYS. Ce composant lit les fichiers de données météorologiques dans les formats suivants :

- Format (.TMY);
- Format (.TMY2);
- Format (.TMY3);
- Format international des calculs d'énergie (IWECC).

III.1.1.1 Transferts thermiques à l'échelle du bâtiment

Le modèle de bâtiment « Type 56 » est basé sur l'établissement des équations de bilan énergétique pour chaque zone thermique (Figure III-5).

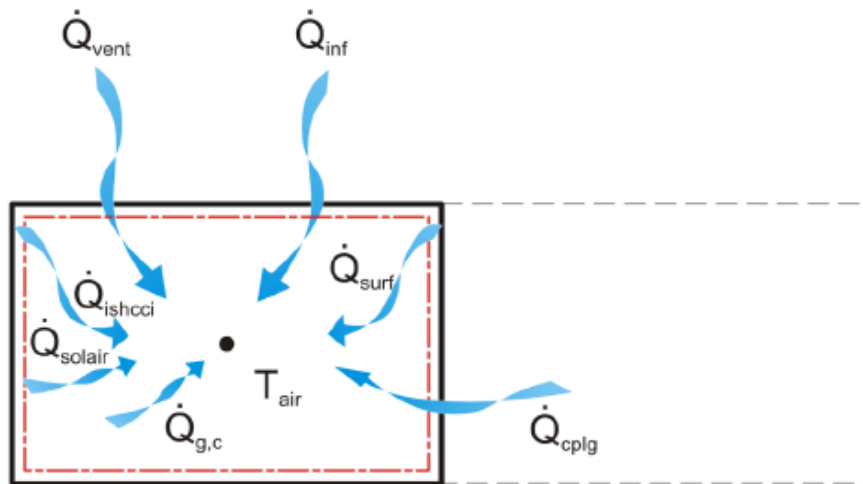


Figure III-5 : Bilan thermique sur le nœud d'air (U.W, 2010)

Le bilan des échanges thermiques convectifs dans une zone donnée s'écrit comme suit (U.W, 2010) :

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{ven,i} + \dot{Q}_{g,c,i} + \dot{Q}_{cplg,i} + \dot{Q}_{solaire,i} + \dot{Q}_{ISHCCI,i} \quad (III.1)$$

Où

$$\dot{Q}_{surf,i} = U_{parois,i} \times A_{w,i} (T_{parois,i} - T_{air,i}) \quad (III.2)$$

Les gains d'infiltration sont donnés par :

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{V} \times \rho \times C_{p,air} (T_{extérieure,i} - T_{air,i}) \quad (III.3)$$

Les gains de ventilation provenant d'un système de chauffage ou de refroidissement sont donnés par :

$$\dot{Q}_{vent,i} = \dot{V} \times \rho \times C_{p,air} (T_{ventilation,i} - T_{air,i}) \quad (III.4)$$

Avec $\dot{Q}_{g,c,i}$ [W] Les gains de convection interne qui peuvent être dus : aux occupants, aux équipements, à l'éclairage, aux radiateurs, etc. et $\dot{Q}_{cplg,i}$ [W] Les gains convectifs dus aux écoulements d'air provenant de zones adjacentes.

$$\dot{Q}_{cplg,i} = \dot{V} \times \rho \times C_{p,air} (T_{zone,i} - T_{air,i}) \quad (III.5)$$

$\dot{Q}_{solaire,i}$ [W] Représente la fraction du rayonnement solaire pénétrant dans un nœud à travers des fenêtres externes qui est immédiatement transféré comme un gain convectif à l'air interne,

$\dot{Q}_{ISHCCI,i}$ [W] Le rayonnement solaire absorbé sur tous les dispositifs d'ombrage internes de la zone et directement transféré comme un gain convectif à l'air interne.

En ce qui concerne les échanges radiatifs, le Type 56 distingue les échanges de courtes longueurs d'onde (CLO) correspondant à des longueurs d'onde inférieures à 2,5 μm et les grandes longueurs d'onde (GLO) supérieures à 2,5 μm . Le bilan d'échange radiatif d'un nœud de température de surface de mur est exprimé comme suit :

$$\dot{Q}_{rad,i} = \dot{Q}_{CLO,i} + \dot{Q}_{GLO,i} = \dot{Q}_{g,r,i} + \dot{Q}_{solaire,i} + \dot{Q}_{long,i} + \dot{Q}_{gains\ internes,i} \quad (III.6)$$

Avec $\dot{Q}_{g,r,i}$ [W] représente les gains radiatifs internes de la zone reçus par le mur, $\dot{Q}_{solaire,i}$ [W] les gains solaires à travers les fenêtres reçus par le mur, $\dot{Q}_{long,i}$ [W] le flux de grande longueur d'ondes échangé entre le mur et les autres murs et fenêtres, $\dot{Q}_{gains\ internes,i}$ [W] est le flux de chaleur à la surface du mur ou de la fenêtre (si la modélisation a été spécifié).

Concernant les échanges radiatifs CLO, les flux solaires sont calculés à l'intérieur d'un processeur solaire « Type 16 » à partir des données météorologiques (hauteur et azimut du soleil, densité de flux direct et diffus reçus sur un plan horizontal) qui constituent des entrées du « Type 16 ».

III.1.1.2 Modélisation des transferts à l'échelle de l'enveloppe

Les parois sont modélisées selon les relations de transfert de (Stephenson and Mitalas 1970; Mitalas and Arseneault, 1971; Lechner, 1992) définies de surface en surface. C'est une méthode qui s'appuie sur l'analyse dynamique des échanges de chaleur, qui permet de calculer avec une bonne précision la conduction dans les murs en régime transitoire. Pour tout mur, la conduction de chaleur sur les surfaces est exprimée comme suit :

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k \quad (\text{III.7})$$

$$\dot{q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{a_s}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k \quad (\text{III.8})$$

Ces équations de séries temporelles en termes de températures de surface et de flux de chaleur sont évaluées à intervalles de temps égaux.

$K = 0$ représente l'heure actuelle et $K = 1$ l'heure précédente.

Les coefficients de la série temporelle (b_s, c_s et d_s) sont déterminés dans le programme TRNBuild en utilisant les fonction de transfert de référence (Mitalas and Arseneault, 1971) (Figure III-6).

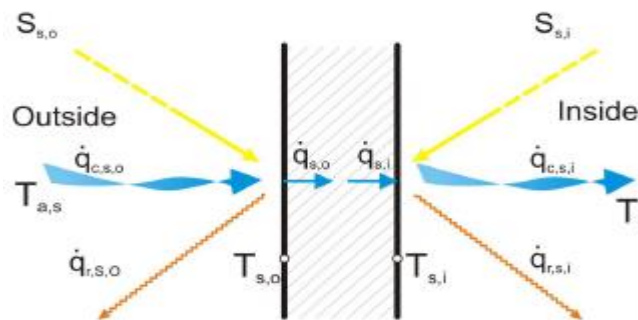


Figure III-6 : Flux thermiques superficiels et températures (U. W, 2010)

La méthode de la fonction de transfert ou facteurs de réponse peut être décrite comme la méthode dite « Histoire thermique » du mur. Le nombre de pas de temps (K) relativement au temps de base montre que pour le mur léger avec une masse thermique élevée ($K \leq 0$), seul un petit pas de temps doit être considéré pour décrire le comportement de ce mur. Si le temps de base du mur considéré est plus élevé que la constante de temps, le calcul des coefficients de la matrice de fonction de transfert est interrompu. Cependant, un tel mur fin peut être remplacé par une résistance négligeant la masse thermique.

III.2 Modélisation du PSD

III.2.1 Capteur solaire thermique plan

Le capteur solaire thermique est modélisé en utilisant le « Type 73 ». Ce composant modélise les performances thermiques d'un capteur solaire basé sur le modèle Hottel-Whillier en régime permanent. L'énergie reçue par le capteur solaire est modélisée selon l'équation de Hottel-Whillier (Klein, 1975) :

$$Q_u = \frac{A}{N_s} \sum_{j=1}^{N_s} F_{R,j} \left(I_T(\tau\alpha) - U_{L,j}(T_{f,i,j} - T_a) \right) \quad (\text{III.9})$$

Où A [m^2] la surface totale du capteur solaire, N_s le nombre de collecteurs identiques en série, I_T [$\text{kJ}/(\text{h m}^2)$] le rayonnement global incident sur le capteur solaire, $\tau\alpha$ le produit du facteur de transmission et de l'absorbance de l'absorbeur, U_L [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$] le coefficient de déperdition thermique, T_f [$^{\circ}\text{C}$] la température d'entrée du fluide vers le collecteur, T_a [$^{\circ}\text{C}$] la température de l'air ambiant et F_R représente le facteur global d'efficacité d'enlèvement de la chaleur du collecteur solaire qui est calculé par :

$$F_{R,j} = \frac{N_s \dot{m}_f C_{pf}}{A U_{L,j}} \left(1 - \exp \left(- \frac{F' U_{L,j} A}{N_s \dot{m}_f C_{pf}} \right) \right) \quad (\text{III.10})$$

Où \dot{m}_f [kg/h] le débit massique du fluide caloporteur dans le tuyau de chauffage, C_{pf} [$\text{kJ}/(\text{kg K})$] la chaleur spécifique du fluide et F' représente le facteur d'efficacité du capteur qui est donné par la formule suivante :

$$F' = \frac{R_{\text{absorber-Ambiance}}}{R_{\text{Fluide-Ambiance}}} \quad (\text{III.11})$$

Le coefficient de perte globale est une fonction complexe de la construction du capteur et de ses conditions de fonctionnement. L'expression suivante, développée par (Klein, 1975), est utilisée pour approcher U_L [kJ]/(h m² K) :

$$U_{L,j} = \frac{3.6}{\frac{N_G}{\frac{C}{T_{P,j}} \left[\frac{T_{av,j} - T_a}{N_G - f} \right]^{0.33} + \frac{1}{h_w} + U_{be}}} + \frac{3.6 \sigma (T_{av,j}^2 + T_a^2) (T_{av,j} + T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05 N_G (1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N_G + f - 1}{\varepsilon_g} - N_G} \quad (\text{III.12})$$

Où :

$$h_w = 5.7 + 3.8 W (W/m^2 K) \quad (\text{III.13})$$

$$F = (I - 0.04 h_w + 0.0005 h_w^2) (I + 0.091 N_G) \quad (\text{III.14})$$

$$C = 365.9 (1 - 0.00883 \beta + 0.0001298 \beta^2) \quad (\text{III.15})$$

Avec T_{av} [°C] la température moyenne du fluide collecteur, h_w [W/m²K] le coefficient de convection thermique entre la surface du collecteur solaire et le vent, I [kJ]/(h m²) le rayonnement horizontal global et β (°) la pente du collecteur au-dessus du plan horizontal.

Le produit de transmittance-absorption global est déterminé comme suit :

$$(\tau\alpha) = \frac{I_{bT}(\tau\alpha)_b + I_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_s + \rho I \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_g}{I_T} \quad (\text{III.16})$$

La température de sortie d'un module sert d'entrée à l'autre et est donnée comme suit :

$$T_{o,j} = \frac{AF_R \left(I_T (\tau\alpha) - U_L (T_{i,j} - T_a) \right)}{N_s \dot{m}_c C_{Pc}} + T_i \quad (\text{III.17})$$

Si le débit du collecteur est nul, la température de stagnation du collecteur est :

$$T_p = \frac{I_T(\tau\alpha)}{U_L} + T_a \quad (\text{III.18})$$

III.2.2 Plancher chauffant

Le système du plancher chauffant est modélisé à l'aide de la plateforme TRNBuild « Type 56 ». Le chauffage par le sol est modélisé en créant une couche active de sorte que l'épaisseur de deux couches supérieures et inférieures adjacentes soit supérieure ou égale $\geq 0,3$ multipliée par l'espacement entre les tuyaux (d_x). Après avoir modélisé les couches constituant le plancher chauffant, un dimensionnement est nécessaire au niveau de la couche active « circuit hydraulique » afin de dimensionner le diamètre du circuit hydraulique, l'espacement entre les tuyaux du circuit hydraulique dont la longueur peut être dimensionnée et le débit massique du fluide circulant à l'intérieur du circuit hydraulique. En raison de l'espace fini entre les tuyaux, un champ de température bidimensionnel se développe dans le plan de la section transversale de l'élément de couche thermoactive²⁵.

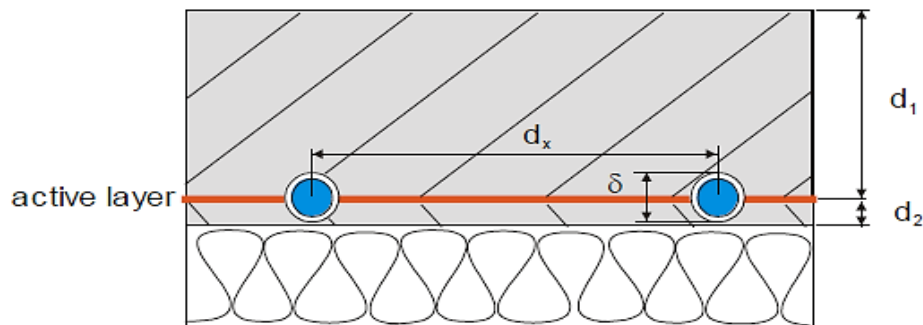


Figure III-7 : Coupe longitudinale d'un plancher chauffant (U.W, 2010)

Avec d_x [m] l'espacement entre les tuyaux, δ [m] diamètre extérieur du tuyau du circuit hydraulique, d_1 [m] la profondeur dans laquelle le circuit hydraulique « couche active » est enfoui ($d_1 = 0,3 \times d_x$) et d_2 (m) la distance entre le tuyau du circuit hydraulique et la limite de la couche où ($d_2 \geq \delta/2$).

La fonction de modélisation du plancher chauffant dans la plateforme TRNBuild dispose d'un outil de segmentation surfacique au niveau de la dalle. Cet outil peut être nécessaire pour définir

²⁵ Couche thermoactive est la couche dans laquelle le circuit hydraulique est enfoui dans le plancher chauffant.

plusieurs segments pour faciliter l'utilisation de la couche active (circuit hydraulique) et prendre en charge une utilisation physiquement correcte. Le premier segment d'un système de chauffage aura la température de surface la plus élevée, entraînant un flux de chaleur plus élevé vers la pièce, le segment suivant étant un peu plus petit, etc. La segmentation peut être utile dans le cas où un système de contrôle au niveau du plancher chauffant est mis en place afin de gérer la température d'entrée et de sortie du fluide.

La méthode de calcul des températures au niveau du plancher chauffant (température de surface du plancher chauffant, flux thermique cédé par le plancher chauffant et les températures du fluide d'entrée et de sortie du circuit hydraulique), intégrée dans le modèle de bâtiment « Type 56 » est décrite en détail dans (Koschenz and Lehmann, 2000).

III.2.3 Système de régulation

Comme mentionné au chapitre IV, un système de contrôle différentiel est utilisé au niveau du PSD pour gérer la gestion de l'énergie du système et de la zone à chauffer. Afin de modéliser le contrôle différentiel de notre système, nous avons choisi le « Type 2 ». Ce type est le plus souvent utilisé pour contrôler le débit de fluide dans la boucle du réseau solaire en fonction de deux températures d'entrée.

Le contrôleur différentiel marche/arrêt génère une fonction de contrôle γ_0 pouvant avoir une valeur de 1 ou 0. La valeur du signal de commande est choisie en fonction de la différence entre les températures supérieure et inférieure T_h et T_l , comparée à deux différences de température de bande morte ΔT_h et ΔT_l . La nouvelle valeur de γ_0 dépend de γ_i ($\gamma_i = 0$ ou 1). Le contrôleur est normalement utilisé avec γ_0 connecté à γ_i donnant un effet d'hystérésis.

Mathématiquement, la fonction de contrôle est exprimée comme suit :

Si le contrôleur était précédemment en ''marche''

$$\text{if } \gamma_i = 1 \quad \text{and} \quad \Delta T_l \leq (T_h - T_l), \gamma_0 = 1 \quad (\text{III.19})$$

$$\text{if } \gamma_i = 1 \quad \text{and} \quad \Delta T_l > (T_h - T_l), \gamma_0 = 0 \quad (\text{III.20})$$

Si le contrôleur était précédemment à l''arrêt''

$$\text{if } \gamma_i = 0 \quad \text{and} \quad \Delta T_h \leq (T_h - T_l), \gamma_0 = 1 \quad (\text{III.21})$$

$$\text{if } \gamma_i = 0 \quad \text{and} \quad \Delta T_h > (T_h - T_l), \gamma_0 = 0 \quad (\text{III.22})$$

La fonction du contrôleur est représentée graphiquement comme suit (Figure III-8) :

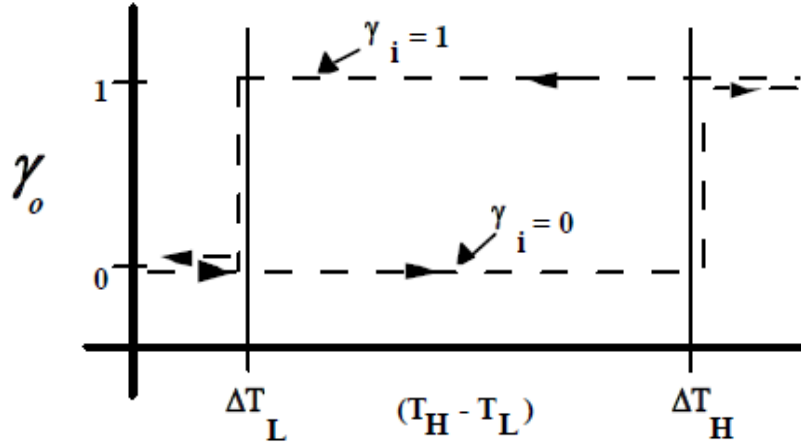


Figure III-8 : Fonction du contrôleur (U.W, 2010)

III.3 Modélisation de l'ECAS

III.3.1.1 Modèle de l'ECAS

Le système d'ECAS a été modélisé en utilisant le « Type 997 » étudiant les échangeurs de chaleur enterrés horizontalement dans le sol. Un flux d'air d'échange thermique circule à travers les tuyaux et rejette ou absorbe la chaleur du sol environnant en fonction de la température locale de ce dernier. Le modèle est résolu en utilisant la méthode des différences finies avec un schéma totalement implicite. Le transfert de chaleur se produit par convection dans les tuyaux, puis par conduction à travers les parois du tuyau et le sol.

Le bilan énergétique sur le nœud d'air prend en compte le stockage, la conduction à travers le tuyau jusqu'au sol et le transfert de chaleur par le mouvement du fluide et est écrit comme suit (TESSLibs-17, 2012) :

$$\dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{air(i+1)} - T_{air(i)}) - \dot{Q}_{air} = \rho_{air} V_{air} C_{p_{air}} \frac{dT_{air(i)}}{dt} \quad (\text{III.23})$$

Avec ρ_{air} [kg/m³] la masse de l'air, V_{air} [m³] le volume d'air, Cp_{air} [J/(m K)] la chaleur spécifique de l'air, \dot{m}_{air} [kg/h] le débit massique, T_{air} [°C] la température de l'air et \dot{Q}_{air} [kJ/h] représente le taux de transfert de chaleur du fluide au sol et qui est calculé selon la formule suivante :

$$\dot{Q}_{air} = \frac{T_{air(i)} - T_{(i)}}{R_T} \quad (III.24)$$

Avec T [°C] la température du nœud du sol et R_T [K/W] représente la résistance thermique nette entre l'air et le sol et qui est calculée comme suit :

$$R_T = R_{soil} + R_{pipe} + R_{air} \quad (III.25)$$

Les résistances thermiques du nœud de sol annulaire et des parois des tuyaux sont calculées respectivement comme suit :

$$R_{soil} = \frac{\ln\left(\frac{D_{o,soil}}{D_{o,pipe}}\right)}{2\pi\Delta x_p\lambda_{soil}} \quad (III.26)$$

$$R_{pipe} = \frac{\ln\left(\frac{D_{o,pipe}}{D_{i,pipe}}\right)}{2\pi\Delta x_p\lambda_{pipe}} \quad (III.27)$$

Où $D_{i,pipe}$ et $D_{o,pipe}$ [m] Représente respectivement le diamètre extérieur et le diamètre intérieur des tuyaux, λ_{soil} [W/(m.K)] la conductivité thermique du sol, λ_{pipe} [W/(m K)] la conductivité thermique des tuyaux et $D_{o,soil}$ [m] représente le diamètre extérieur du nœud de sol annulaire et qui est calculé par :

$$D_{o,soil} = \left(V_{ps} \frac{4}{\pi \Delta x_p} + D_{o,pipe}^2\right)^{1/2} \quad (III.28)$$

Le volume de nœud V_{ps} est calculé selon l'expression suivante :

$$V_{ps} = \left((PNF D_{o,pipe})^2 - \frac{\pi D_{o,pipe}^2}{4}\right) \Delta x_{pipe} \quad (III.29)$$

Avec *PNF* Le facteur de diamètre équivalent des nœuds transversaux enfermant les tuyaux.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection et la résistance thermique sont respectivement calculés par :

$$h_{air} = \frac{Nu \lambda_{air}}{D_{i,pipe}} \quad (III.30)$$

$$R_{air} = \frac{1}{h_{air} \pi D_{i,pipe} \Delta x_p} \quad (III.31)$$

Quant au bilan énergétique sur les nœuds du sol, il est déterminé selon l'équation suivante (U.W, 2012) :

$$\dot{Q}_{cond,n} + \dot{Q}_{de} = \rho_{soil} V_{soil} C p_{soil} \frac{dT_{(i)}}{dt} \quad (III.32)$$

Le transfert de chaleur par conduction à partir de 'n' est donné par :

$$\dot{Q}_{cond,n} = \frac{A(T_n - T_{(i)})}{R''_n} \quad (III.33)$$

Où R''_n La résistance thermique globale entre le nœud et 'n' et il est donné par l'expression suivante :

$$R''_n = \frac{\Delta s}{2\lambda_{soil}} + \frac{\Delta s_n}{2\lambda_{soil,n}} \quad (III.34)$$

Le taux de transfert de chaleur vers la terre profonde est donné comme suit :

$$\dot{Q}_{de} = \frac{A (T(Z, t) - T_{(i)})}{\Delta s / 2\lambda_{soil}} \quad (III.35)$$

III.3.1.2 Modèle de température du sol

La température du sol en profondeur $T(Z, t)$ est déterminée à l'aide du modèle thermique du sol développé par (Kusuda, 1983). Le modèle permet de calculer les profils de température dans le

sol non perturbé à différentes profondeurs. Ce modèle est basé sur la théorie de la conduction thermique appliquée à un solide homogène semi-infini. L'équation qui fournit les températures du sol à différentes profondeurs est présentée comme suit :

$$T(Z, t) = T_m - A_s \exp \left(-Z \left(\frac{\pi}{365 \delta_{soil}} \right)^{1/2} \right) \cos \left[\frac{2\pi}{365} \left(t - t_o - \frac{Z}{2} \left(\frac{365}{\pi \delta_{soil}} \right)^{1/2} \right) \right] \quad (\text{III.36})$$

Où T_m [°C] amplitude de températures du sol, A_s [°C] amplitude annuelle de la température de la surface du sol, Z [m] profondeur du sol, P [h] temps de l'année et δ_s [m²/h] la diffusivité thermique du sol.

III.4 Modélisation aéraulique du bâtiment sous TRNBuild

III.4.1 Ventilation mécanique

Les taux de ventilation sont exprimés, soit en renouvellements d'air de zone par heure soit en débit massique. Il existe deux types de modélisation, la modélisation à l'extérieur et modélisation spécifiée.

- Si l'équipement de chauffage ou de refroidissement est modélisé à l'extérieur, le renouvellement d'air, la température et l'humidité extérieure doivent être définis en termes d'entrées dans le bâtiment « Type 56 » ;
- Si l'équipement de chauffage ou de refroidissement est modélisé en fonction d'un système spécifié (système ou fichier source), les inputs souhaités doivent être déclarés (température, humidité, etc.).

Pour notre cas d'étude présenté dans le chapitre V, nous avons utilisé les deux types de ventilation, puisque notre système est basé sur une ventilation alimentée par un ECAS et une autre utilisant le free cooling en se basant entièrement sur les conditions externes. Le gain de ventilation provenant d'une source, comme un système de chauffage ou de refroidissement, est donné comme suit :

$$Q_{vent} = \dot{m}_{v,air} \times Cp_{air} (T_{vent} - T_{a,in}) \quad (\text{III.37})$$

Avec $\dot{m}_{v,air}$ [kg/h] le débit massique de ventilation, Cp_{air} [kJ]/(kg K)] la chaleur spécifique de l'air, T_{vent} [°C] la température de ventilation et $T_{a,in}$ [°C] la température ambiante de la zone.

III.4.2 Infiltration d'air

Comme la ventilation, les taux d'infiltration sont donnés en termes de renouvellement d'air par heure pour chaque zone. Ainsi, le débit massique d'infiltration pour toute zone est le produit des renouvellements d'air, du volume de la zone et de la masse volumique de l'air. L'air d'infiltration est supposé être dans des conditions ambiantes extérieures.

$$\dot{m}_{air} = ACH \times V \times \rho_{air} \quad (III.38)$$

Avec V [m^3] le volume de la zone, ρ_{air} [kg/m^3] la masse volumique d'air et ACH [$1/h$] est le renouvellement d'air par heure.

III.4.3 Stratégie d'extraction d'air

Dans la littérature, il existe trois stratégies principales d'extraction d'air appliquées aux bâtiments résidentiels :

- La première est une extraction mécanique de l'air qui se fait par les pièces techniques et l'entrée d'air est libre dans les pièces principales à travers des ventilateur d'air (Rahmeh, 2014; Ferroukhi, 2015) ;
- La deuxième consiste à extraire mécaniquement l'air par les pièces (toutes les zones) et la ventilation se fait dans un point central de la maison. Cette stratégie représente le système de ventilation et d'extraction le plus utilisé en France (Rahmeh, 2014; Ferroukhi, 2015) ;
- La troisième stratégie consiste à combiner les deux ci-dessous, où l'injection de l'air est répartie sur les pièces principales (chambres et séjour) et l'extraction s'effectue par les pièces principales (Rahmeh, 2014; Ferroukhi, 2015).

Dans notre cas d'étude qui est présenté dans le chapitre V, nous avons choisi la première stratégie qui consiste à injecter l'air (par ventilation) par les pièces principales (séjour et chambres) et à l'extraire par les pièces techniques (cuisine, salle de bain et hall). Le détail est présenté dans le chapitre V.

III.4.4 Couplage d'air entre les zones

Le couplage entre les zones permet la définition d'un flux d'air massique qu'une zone reçoit d'une autre zone, considéré comme un flux de chaleur en provenance ou à destination d'une

zone. Il existe trois types de couplage aéraulique entre les zones, renouvellement d'air interzonal, ventilation transversale et cercle de ventilation (Figure III-9). Le choix du type de couplage entre les zones dépend de la stratégie d'extraction ou du mode de ventilation adopté par l'utilisateur. Dans notre étude de cas, nous avons adopté le choix du couplage par ventilation transversale, puisque l'extraction d'air a été faite par d'autres zones (zones techniques) (chapitre VI).

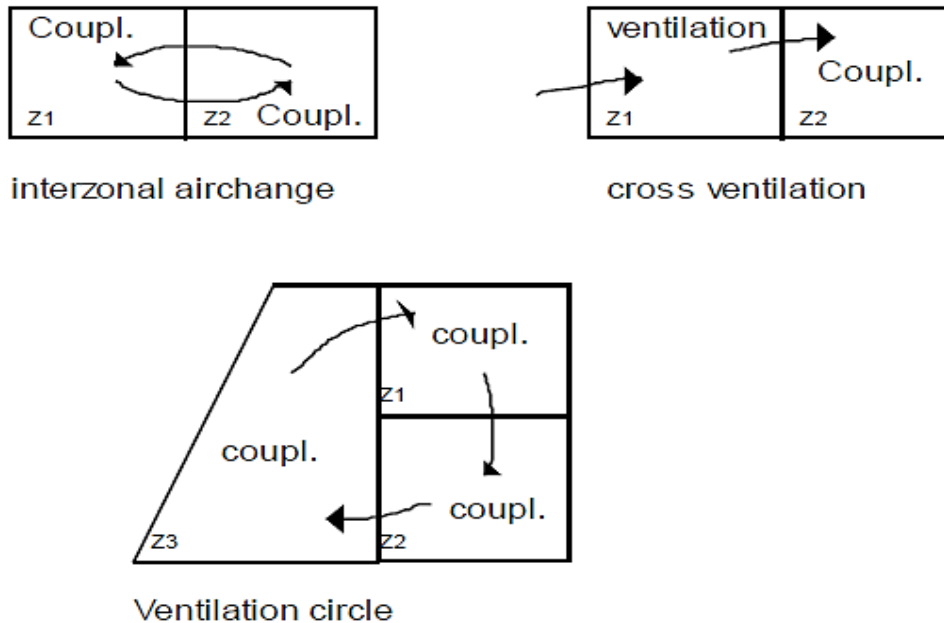


Figure III-9 : Type de couplage (U.W, 2010)

III.5 Combinaison entre le PSD et l'ECAS

III.5.1 Thermostat

Les températures ambiantes sont contrôlées en utilisant un thermostat d'ambiance « Type 108 ». Ce dispositif différentiel marche/arrêt modélise un thermostat d'ambiance à cinq étages qui délivre cinq signaux de commande qui peuvent être utilisés pour commander un système de chauffage, climatisation et de ventilation, ayant une source de chauffage à trois étages et une source de refroidissement à deux étages. Le « Type 108 » vérifie que la température de consigne est réaliste. C'est-à-dire que la consigne de refroidissement du deuxième étage est beaucoup plus élevée que la consigne de refroidissement du premier étage, qui doit être supérieure à la consigne de chauffage du premier étage, qui doit être supérieure à la température de consigne de chauffage du troisième étage. Le placement relatif des différents

points de consigne est représenté graphiquement sur une échelle de température de la Figure III-10.

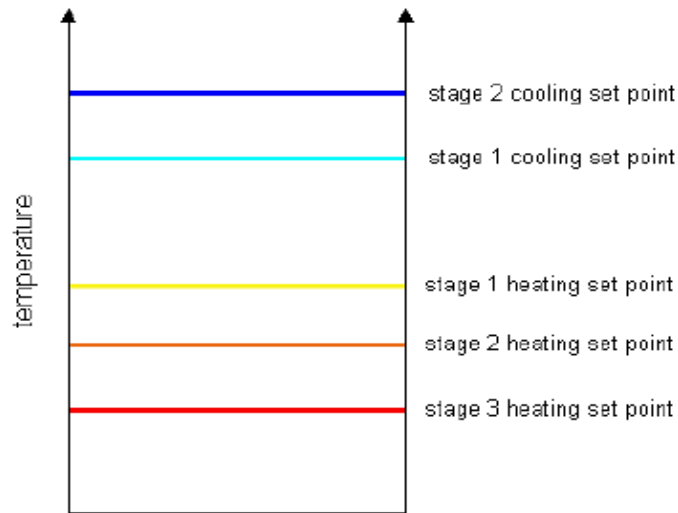


Figure III-10 : Définition du point de consigne (U.W, 2010)

III.5.2 Contrôle de forçage en fonction du temps

Dans une simulation transitoire, il est pratique d'utiliser une fonction de forçage dépendant du temps qui a un comportement caractérisé par un motif répété. Le modèle de la fonction de forçage « Type 14 » est établi par un ensemble de points de données discrets indiquant la valeur de la fonction à différents moments tout au long d'un cycle (Figure III-11).

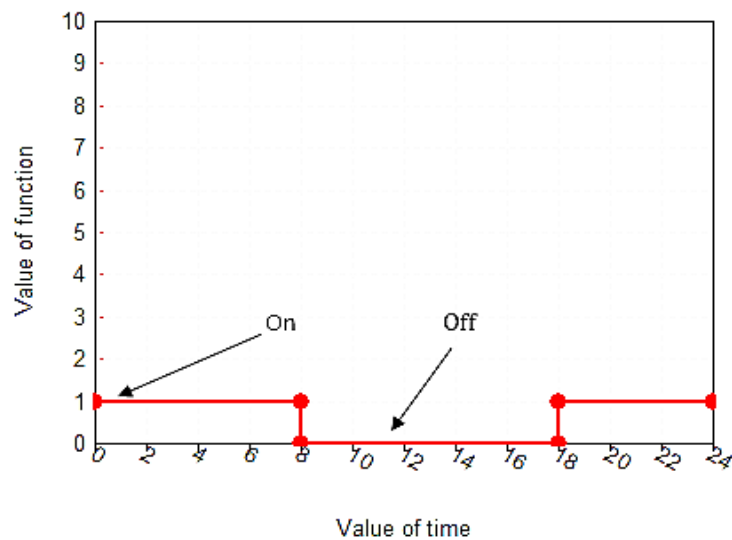


Figure III-11 : Evolution temporelle d'une fonction de contrôle au cours de 24 heures (U.W, 2010)

Une interpolation linéaire est fournie afin de générer une fonction de forçage continu à partir des données discrètes. Le cycle se répète toutes les N heures où N est la dernière valeur du temps spécifié. Il doit être complètement spécifié, ce qui nécessite que t_N ($t_N = t_i$ à $i = N$) soit supérieur ou égal à C_T .

La valeur moyenne interpolée linéairement de la fonction sur la durée à la valeur initiale du temps, est calculée comme suit :

$$\bar{V} = V_{i-1} + R (V_i + V_{i-1}) \quad (\text{III.39})$$

Où

$$R = \frac{t_c - t_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (\text{III.40})$$

$$t_c = MOD (Time, C_T) - \Delta t/2 \quad (\text{III.41})$$

Avec C_T le temps de cycle ou l'intervalle de temps après lequel le motif se répète (temps de simulation), t_c (*heure*) la valeur initiale du temps, N le nombre de segments définissant la fonction ($N + 1$ points doivent être spécifiés), V_o la valeur initiale de la fonction de forçage (se produit à $TIME = 0, C_T, 2C_T, 3C_T$ etc.), V_i la valeur de la fonction de forçage au point i , t_i le temps écoulé depuis le début du cycle au point où i et V_i sont atteints et Δt le pas de temps de simulation.

III.6 Calcul des besoins énergétiques

Dans le bâtiment, le calcul des besoins en chauffage ou en refroidissement nécessite un bilan thermique. Ce bilan thermique dépend du type de bâtiment, de sa configuration et des systèmes installés (ventilation, appareils, occupation, etc.). Dans l'approche retenue (Modélisation multizone, TRNSYS), le bilan intègre à la fois les déperditions des parois, les pertes aérauliques (infiltrations), les apports solaires et les gains internes. De plus, la combinaison des trois modes de transfert thermique à savoir la conduction à travers les parois (pleines ou opaques), la convection entre les surfaces de bâtiment et l'air et le rayonnement en particulier à travers les surfaces vitrées a été modélisée. Dans cette étude, nous nous appuyons sur deux méthodes de calcul des besoins énergétiques du bâtiment, à savoir le calcul direct et le calcul indirect.

III.6.1 Calcul direct

Le calcul direct se fait en se basant sur les moyens de l'outil de simulation (TRNSYS) après avoir adapté toutes les conditions nécessaires au calcul des besoins en chauffage ou refroidissement. Ces conditions reposent sur la fixation de température de consigne prédéfinie que ce soit pour le chauffage comme pour le refroidissement et le transport automatique des données de simulation une fois la simulation faite.

L'outil de la simulation thermique dynamique simule au pas de temps horaire le métabolisme du bâtiment en fonction de la composition de ses parois, de la météo, et de l'occupation. Les besoins de chauffage et de refroidissement sont accessibles heure par heure dans les différentes zones prédéfinies du bâtiment au moyen d'un fichier au format '.data'. A noter que cette méthode est appliquée uniquement dans le cas où le bâtiment n'intègre aucun système de chauffage ou de climatisation, c'est-à-dire un simple bâtiment soumis aux sollicitations thermique de l'ambiance.

III.6.2 Calcul indirect

Le calcul indirect se fait de la même manière que le calcul direct en ce qui concerne les conditions de calcul des besoins énergétiques (point de consigne, etc.). Contrairement à la méthode directe, la méthode indirecte est appliquée pour les catégories de bâtiments incorporant une ou plusieurs sources d'énergie basées sur le cas de référence (bâtiment soumis à des excitations externes de l'atmosphère). Étant donné que le modèle 56 modélise le métabolisme du bâtiment en intégrant le calcul des taux d'infiltration, des gains solaires et des charges internes (appareils et occupations), la température intérieure simulée est celle utilisée dans le calcul des besoins. Les besoins énergétiques sont calculés en utilisant l'équation suivante :

$$Q_{besoins} = C_{air} (T_{air,intégré} + T_{air,simple}) \quad (III.42)$$

Avec $T_{air,intégré}$ [°C] température de l'air intérieur de la zone équipée des systèmes de chauffage ou de refroidissement, $T_{air,simple}$ [°C] température de l'air intérieur de la zone sans systèmes de chauffage ou de refroidissement et C_{air} [kJ/K] représente la capacitance de l'air intérieur de la zone, et est calculé comme suit :

$$C_{air} = C_{p,air} \rho_{air} V_{air} \quad (III.43)$$

Où $C_{p,air}$ [$kg/(kJ K)$] la chaleur spécifique de l'air intérieur de la zone, ρ_{air} [kg/m^3] la masse volumique de l'air intérieur de la zone et V_{air} [m^3] le volume de la zone (air).

III.7 Démarche de simulation

Le processus de simulation dans le logiciel TRNSYS passe par les démarches classiques de modélisation numérique reconnues dans la littérature. Nous présentons un organigramme expliquant les procédures de modélisation et de simulation de système étudié (Figure III-12).

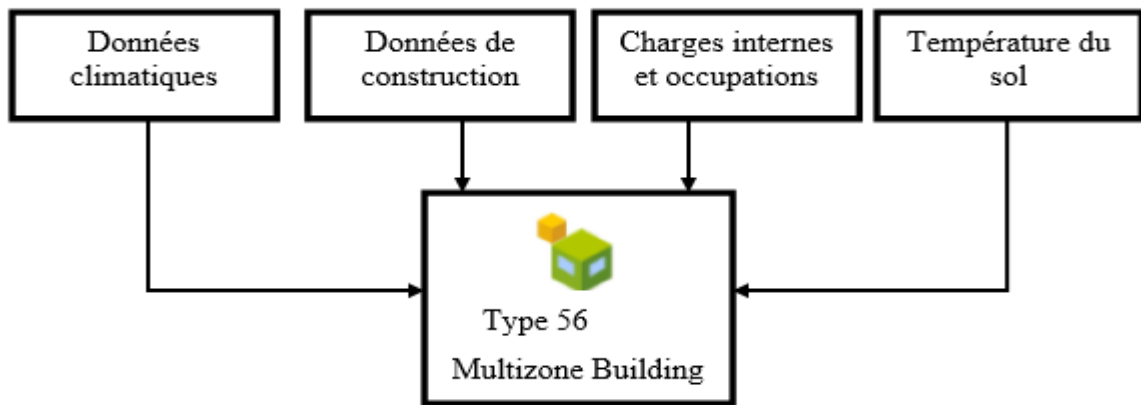


Figure III-12 : Paramètres d'entrée « Type 56 »

La démarche de simulation s'effectue en 4 étapes :

Première étape :

- Le choix précis des modèles « Types » correspondant au type de module qu'on veut modéliser, mode de fonctionnement pour l'application destinée, et la nature des résultats qu'on veut avoir ;
- L'assemblage des Types pour constituer le modèle final et assurer la liaison entre eux avec la déclaration précise des type d'entrée et de sortie ;
- La mise en place des données climatiques pour la région où l'étude est faite ;
- Le dimensionnement des systèmes (Type de capteur solaire et échangeur de chaleur air sol) et la déclaration des paramètres physiques et thermiques.

Deuxième étape :

La description détaillée du bâtiment étudié dans l'interface TRNBuild issue du modèle multizone (Type 56). Cette description consiste à :

- Etablir les zones thermiques du bâtiment, à dimensionner l'enveloppe et les fenêtres ;
- Définir la composition des parois (matériaux de construction) et le type de vitrage (simple ou double) ;
- Définir l'orientation du bâtiment ;
- Compléter les charges thermiques (appareils et occupations) ;
- Installer des systèmes de chauffage et de refroidissement ;
- Fixer les résultats de sortie (températures, humidité, besoins énergétiques, bilan général, etc.).

Troisième étape :

- Le couplage des systèmes énergétiques (le capteur solaire thermique et l'ECAS) avec le bâtiment « Type 56 » ;
- La configuration des systèmes de contrôles et de régulation entre les systèmes énergétiques (Types) et le bâtiment « Type 56 ».

Quatrième étape :

- Le lancement de simulation avec un pas de temps précis ;
- La validation des résultats de simulation avec ceux de l'expérimental ;
- La lecture des résultats de la simulation (Figure III-13) ;
- L'exploitation des résultats (importation des données).

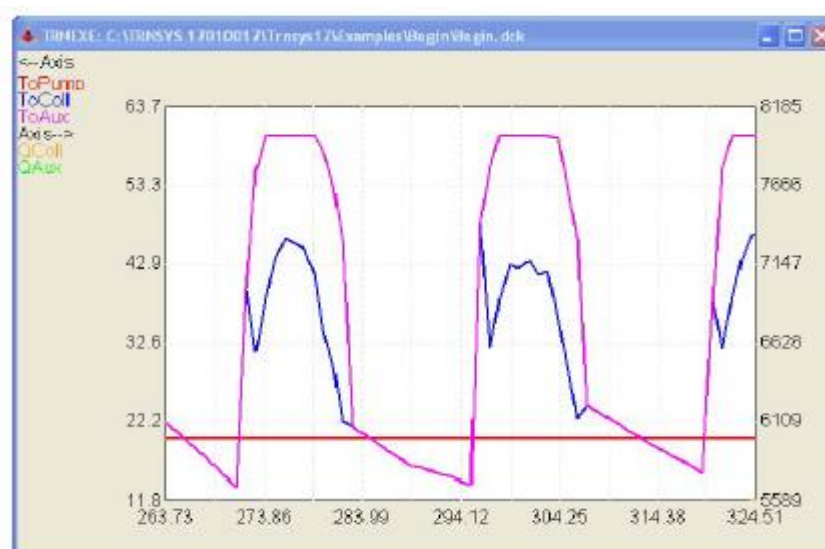


Figure III-13 : Affichage des valeurs numériques (U.W, 2010)

III.8 Conclusion

L'approche de modélisation des performances thermiques du bâtiment, du PSD, de l'ECAS, du dispositif de ventilation et d'extraction d'air ainsi que les systèmes de contrôle d'ambiance a été présentée dans ce chapitre. Cette présentation permet de comprendre l'approche mise en place dans l'outil de modélisation et de simulation « TRNSYS » ainsi que de décrire les différents phénomènes d'échanges et de transferts de chaleur et de masse dans les modèles « Type » qui décrivent le mieux les systèmes à modéliser. De plus, le calcul des besoins énergétiques et les démarche de simulation mise en place ont été présentées.

Le chapitre suivant, présente le système expérimental (cellule d'essai) mis en place pour cette étude et la validation des modèles numériques du PSD et de l'ECAS.

Chapitre IV.

Validation de modèles numériques du PSD et de l'ECAS

IV.1 Introduction

L'approche expérimentale que nous avons conçue consiste à étudier la performance énergétique d'une cellule d'essai équipée d'un plancher solaire direct (PSD) et d'un échangeur de chaleur air-sol (ECAS). Cette cellule d'essai a fait l'objet de plusieurs études sur la performance énergétique de systèmes basés sur des technologies renouvelables, leur efficacité et leur potentiel de chauffage et de refroidissement.

La description physique et le monitoring mis en place pour la cellule intégrant les deux systèmes mentionnés ci-dessus sont présentés dans ce chapitre. En suite, des validations expérimentales de modèles numériques développés sous le logiciel TRNSYS ont été faites en validant séparément les deux modèles, à savoir le modèle du PSD et celui de l'ECAS.

Les études expérimentales y compris la collecte de données de mesure au niveau du PSD et de l'ECAS ont été réalisées par M. H. Benzaama (Benzaama, 2017), et S. Menhoudj (Menhoudj, 2018), dans le le cadre de leurs travaux de thèse.

IV.2 Système expérimental

IV.2.1 Travaux antérieurs réalisés sur le système expérimental

Le système expérimental utilisé dans notre étude fut l'objet de plusieurs études reposant sur la performance énergétique des locaux, l'efficacité énergétique des systèmes de chauffage et de refroidissement basés sur le solaire et la géothermie comme une source d'énergie. Ces études

ont été faites dans le cadre de la préparation du diplôme de magister et de doctorat. Par le présent chapitre, nous essayons d'effectuer un état de l'art englobant tous les travaux effectués sur le système expérimental.

Kazeoui, (1997) a exploité le système expérimental afin d'examiner l'influence du système PSD sur le conditionnement climatique des locaux dans le contexte maghrébin. Dans la même année, Boukezzi, (1997) a valorisé le circuit hydraulique enfoui dans le plancher de la cellule d'essai en reversant le mode d'utilisation de chauffage au rafraîchissement. Le système réversible a été alimenté par l'eau de ville afin d'évaluer le potentiel de rafraîchissement de la cellule. Dans une autre étude, Menhoudj, (2008) a exploité la cellule d'essai afin d'étudier les performances énergétiques d'un plancher solaire direct (PSD). Il a été montré que la couverture solaire s'élève à plus de 67% pour un ratio de captation de 0,2. De plus, l'appoint est considéré comme faible en représentant 27% des besoins en chauffage durant la période d'hiver. Tennah, (2013) a étudié expérimentalement l'efficacité énergétique d'un échangeur de chaleur air-sol (ECAS) pour le besoin de ventilation d'un local. Le dispositif est composé de deux conduits de matériaux différents Zinc et PVC dont les conditions géométriques sont les mêmes. Un suivi expérimental de l'efficacité énergétique d'un système de stockage saisonnier constitué d'une citerne enterrée a été réalisé durant deux années en profitant du contexte d'un projet opérationnel réalisé par le laboratoire de thermique au département de Génie Civil dans le cadre de la thèse de magister de Gacem, (2013). L'instrumentation mise en place et les relevés périodiques effectués ont permis un suivi complet de l'évolution de l'état thermique local du sol, de la citerne et de la cellule d'essai au cours du temps.

Dans les travaux de thèse réalisés par Benzaama, (2017) concernant l'étude du confort thermique dans l'habitat par des procédés géo-héliothermiques, l'effet de la tache solaire sur le comportement thermique d'un plancher chauffant a été étudié Benzaama et al. (2016). L'étude a été faite en prenant la cellule comme un modèle afin de suivre les essais expérimentaux et les valider numériquement. Les résultats ont montré que le déplacement de la tache solaire sur le plancher chauffant entraîne une surchauffe de la zone irradiée et affecte également la température de l'air intérieur et le confort thermique. Récemment, et dans les travaux de thèse réalisés par Menhoudj, (2018) reposant sur l'intégration des énergies renouvelables dans le bâtiment, l'évaluation des performances énergétiques des deux ECAS couplés à la cellule d'essai a été réalisée. Le travail a été élargi en examinant l'efficacité des systèmes enterrés dans plusieurs zones et régions climatiques en Algérie à savoir les villes d'Oran, de Béchar et

d'Adrar (Menhoudj et al., 2018). Comme il a été déjà dit dans le chapitre 2, l'énergie fournie par le l'ECAS en PVC a un taux de couverture de 58,42% pour les besoins en refroidissement de la pièce 2 de la cellule en comparaison avec 35,41% fournie par l'ECAS en Zinc.

Par rapport à cette revue, notre étude repose sur la combinaison entre deux systèmes utilisant à la fois l'énergie solaire et l'énergie géothermique intégrés au bâtiment. L'idée est de combiner le PSD et l'ECAS couplés au bâtiment à des fins de chauffage et de refroidissement. A ce propos, la cellule a servi à valider les modèles thermiques du PSD et d'ECAS développés afin d'élargir l'utilisation à l'échelle d'un bâtiment résidentiel (Lekhal et al., 2018).

IV.2.2 Description du système expérimental

Le système expérimental est une cellule d'essai équipée de systèmes d'énergie solaire et géothermique. Il est situé à l'institut de génie civil et mécanique (IGCMO) de l'université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, en Algérie, où les coordonnées sont : 35,65 ° Nord latitude, 0,62 ° Ouest longitude. La cellule est orientée dans la direction Nord-Sud et se compose de deux pièces juxtaposées de dimensions identiques : $4,7 \times 3,7 \times 2,8 \text{ m}^3$ (Figure IV-1).

- La première pièce (1) est couplée à un ECAS de type Zinc de 20 m de long, enterré à 2 m de profondeur. Un ventilateur de type aspirateur/souffleur est installé à l'extrémité de l'ECAS, soufflant un débit de $90 \text{ m}^3/\text{h}$ à l'intérieur du bâtiment.
- La seconde pièce (2) est équipée d'un système PSD composé d'un capteur solaire thermique associé à un système de chauffage par plancher.

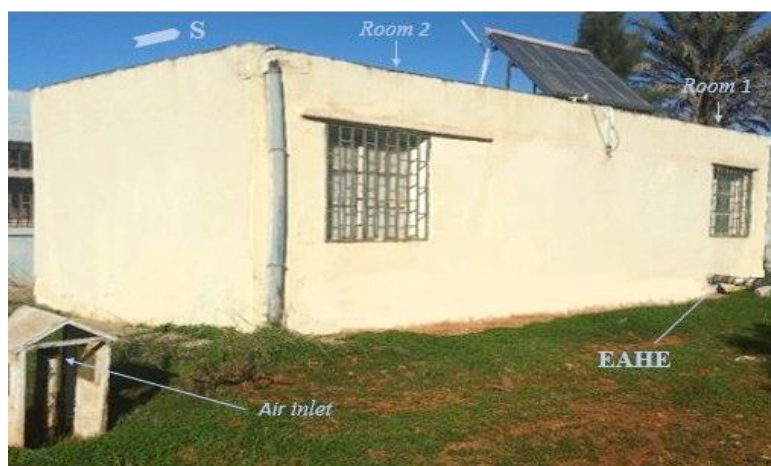


Figure IV-1 : Cellule d'essai équipée d'un PSD et d'un ECAS

IV.2.2.1 Conception physique

IV.2.2.1.1 Murs extérieurs

La conception de l'enveloppe de la cellule d'essai a été faite selon l'état actuel des constructions en Algérie. La construction des murs extérieurs est considérée comme étant bien isolée, dont l'isolation est faite au milieu de la paroi avec une épaisseur de 0,4 m située entre deux couches de brique positionnées en symétrie avec une épaisseur de 0,1 m (Figure IV-2).

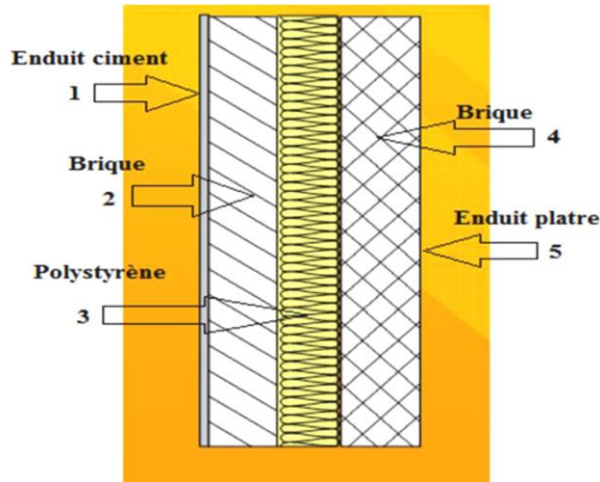


Figure IV-2 : Composition des parois extérieures de l'enveloppe de la cellule (Gacem, 2013)

IV.2.2.1.2 Plancher haut

Le plancher haut se compose d'une couche supérieure d'étanchéité, d'une forme de pente, d'un isolant, d'un corps creux avec une dalle de compression et d'une couche interne d'enduit de plâtre (Figure IV-3).

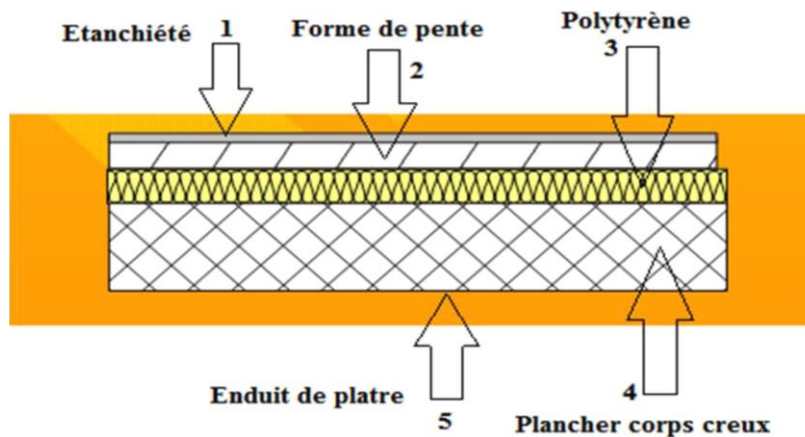


Figure IV-3 : Composition du plancher haut de la cellule d'essai (Gacem, 2013)

La paroi séparant les deux pièces de la cellule d'essai est construite de la même façon que la paroi extérieure sauf qu'elle est en enduit de plâtre sur les deux côtés des deux pièces. En ce qui concerne les fenêtres, elles sont en simple vitrage, encadrées du châssis en bois de 0,1 m d'épaisseur. Les dimensions et les caractéristiques thermo-physiques de l'enveloppe de la cellule sont illustrées au Tableau IV-1.

Tableau IV-1 : Propriétés thermiques de la cellule d'essai

| Type de parois et nom de la couche (de l'intérieur à l'extérieur) | Epaisseur [m] | Conductivité [W/(m K)] | Chaleur spécifique [kJ/(kg K)] | Masse volumique [kg/m ³] |
|--|---------------------------|---------------------------|-----------------------------------|--|
| Murs extérieurs et de séparation | | | | |
| Enduit en ciment | 0,01 | 1,15 | 1,00 | 1800 |
| Brique | 0,10 | 0,50 | 0,92 | 1100 |
| Isolation (polystyrène) | 0,04 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Brique | 0,10 | 0,50 | 0,92 | 1100 |
| Enduit en ciment | 0,01 | 1,15 | 1,00 | 1800 |
| Plancher haut | | | | |
| Enduit en ciment | 0,01 | 1,15 | 1,00 | 1800 |
| Corps creux | 0,16 | 1,14 | 0,65 | 1850 |
| Isolation (polystyrène) | 0,02 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Dalle de compression | 0,04 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Forme de pente | 0,04 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Etanchéité supérieure | 0,03 | 0,04 | 0,67 | 200 |
| Plancher bas | | | | |
| Revêtement en Gerflex | 0,003 | 0,31 | 1,046 | 1190 |
| Béton | 0,1 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Isolation (polystyrène) | 0,04 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Béton | 0,10 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Plancher chauffant | | | | |
| Revêtement en Gerflex | 0,003 | 0,31 | 1,046 | 1190 |
| Béton | 0,06 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Tube en PER | 18/20 (10 ⁻³) | | | |
| Béton | 0,06 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Isolation (polystyrène) | 0,04 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Béton | 0,10 | 1,75 | 0,92 | 2300 |

IV.2.2.2 Plancher solaire direct (PSD)

IV.2.2.2.1 Plancher chauffant

Le plancher chauffant est constitué de (Figure IV-4) :

- Une dalle de béton de 12 cm (côté supérieur) ;
- Un serpentin de polyéthylène réticulé (PER) de 18/20 mm de diamètre, espacé de 20 cm et arrangé en deux boucles au niveau de la dalle (Figure IV-5) ;
- Une couche d'isolation de 4 cm ;
- Une deuxième couche de béton de 10 cm (côté inférieur).

Le plancher chauffant est directement relié à un collecteur thermique installé sur le toit avec une inclinaison de 45° et une orientation en plein sud.

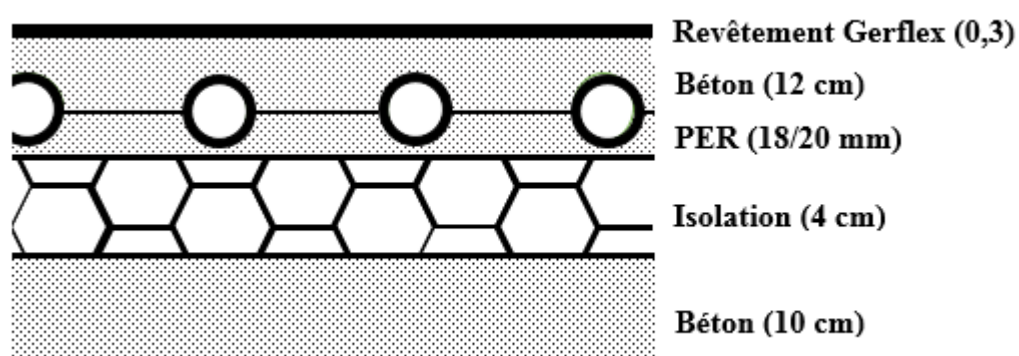


Figure IV-4 : Plancher chauffant de la cellule d'essai



Figure IV-5 : Circuit hydraulique en deux boucles (Menhoudj, 2008)

IV.2.2.2.2 Collecteur solaire thermique

Le collecteur solaire thermique utilisé dans la cellule d'essai est de type plan, vitré d'une surface de 4,6 m² avec une inclinaison de 45° et une orientation en plein Sud (Figure IV-6). Le collecteur solaire thermique est utilisé à des fins de chauffage et de production de l'eau chaude sanitaire (ECS).



Figure IV-6 : Collecteur solaire thermique plan (Gacem, 2013)

IV.2.2.2.3 Système de régulation

Le système de régulation est constitué d'un seul ensemble électronique appelé module hydraulique de transfert, ce dernier comporte tous les équipements techniques et accessoires nécessaires au fonctionnement de l'installation permettant de réaliser l'acquisition des différents points de températures et de contrôler tous les actionneurs de l'installation à savoir les pompes de circulation (Figure IV-7).

Deux modes de régulation ont été mis en place :

Régulation différentielle : la régulation différentielle se traduit par le contrôle de la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide dans le circuit hydraulique. Au niveau du système du PSD, un régulateur différentiel active la pompe de circulation PP et attire cette chaleur utile dans le système lorsque la différence entre la température de sortie du capteur solaire (T_s) et la température de sortie du plancher chauffant (T_p) est supérieure à 5°C (Figure IV-8). La pompe est désactivée lorsque cette température descend jusqu'à 2°C.

Régulation anti-surchauffe : cette dernière permet de limiter la température de retour du fluide dans le circuit chauffant, pendant la période de chauffage. Afin d'éviter les surchauffes et les

températures inconfortables, le système de régulation utilisé arrête le système lorsqu'une température limite élevée du fluide de sortie du plancher est atteinte (25°C) et permet une circulation du fluide à nouveau si cette température descend jusqu'à la valeur limite de 2°C . La température de surface du plancher chauffant a été fixée à 28°C , au-delà de cette valeur le système anti surchauffe peut intervenir afin d'arrêter le système en arrêtant la pompe de circulation du circuit PSD.

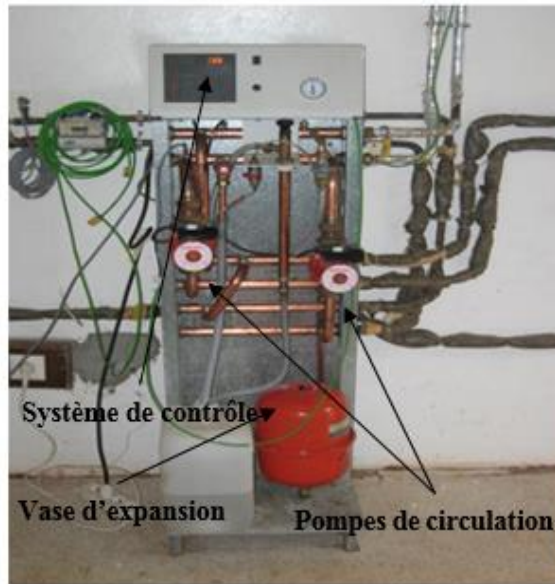


Figure IV-7 : Module hydraulique de transfert intégrant le système de régulation et de contrôle (Menhoudj, 2008)

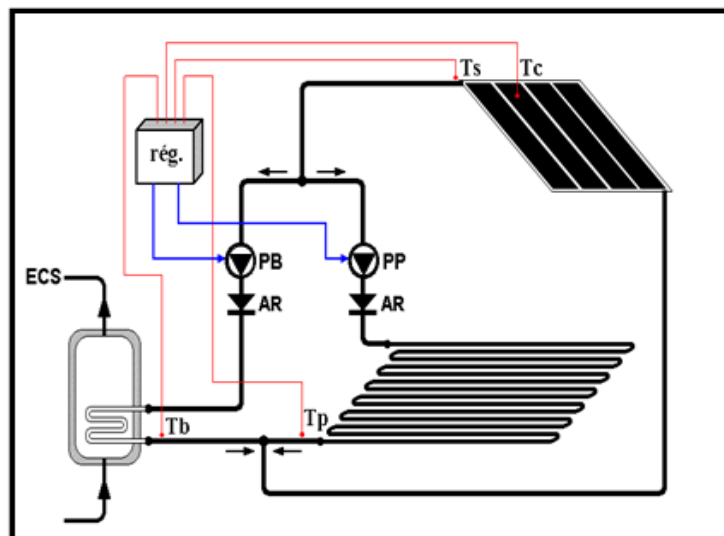


Figure IV-8 : Schéma de principe de fonctionnement de régulation (Menhoudj, 2008)

IV.2.2.3 Echangeur de chaleur air-sol (ECAS)

IV.2.2.3.1 Caractéristiques de dimensionnement

L'ECAS utilisé dans cette étude est de type Zinc de 20 m de longueur, enterré à 2 m de profondeur sous un sol argileux limoneux. L'entrée d'air est une bouche extérieure avec une hauteur d'environ 1 m et la sortie d'air se trouve à l'intérieur de la cellule afin d'assurer le soufflage de l'air. Un ventilateur de type aspirateur/souffleur est installé à l'extrémité de l'ECAS soufflant en continu (sans système de contrôle) un débit de 90 m³/h. Le régime de ventilation peut varier selon le mode de fonctionnement (mode chauffage ou mode rafraîchissement) (Figure IV-9). Le débit d'air circulant dans l'échangeur a été dimensionné tout en assurant les besoins de renouvellement d'air de la pièce.



Figure IV-9 : Type de ventilateur utilisé (Menhoudj, 2018)

Le conduit de l'ECAS est implanté dans le sol avec une pente de 2% pour favoriser l'évacuation des condensats qui peuvent se former dans le conduit lorsque l'air extérieur chaud se trouve en contact avec les parois qui sont plus froides. Généralement, la pente doit être comprise entre 1 et 3% (Figure IV-10).



Figure IV-10 : Système d'évacuation de condensat (Tennah, 2013)

IV.2.2.3.2 Caractéristiques du système tuyau/sol

Comme il a été indiqué dans le chapitre II, le sol est un paramètre principal à prendre en considération lors de la conception d'un échangeur enterré. Les performances du système sont directement liées à la capacité calorifique du sol et sa conductivité thermique. Concernant le site dans lequel l'ECAS est installé, la caractérisation du sol a été effectuée au laboratoire de géotechnique de l'IGCMO, il s'agit d'un sol de nature argileux limoneux. Le Tableau IV.2 représente les caractéristiques thermo-physiques du conduit d'air enterré et du sol.

Tableau IV-2 : Caractéristiques thermo-physiques du système

| Type de matériau | Conductivité thermique [W/(m K)] | Chaleur spécifique [J/(kg K)] | Masse volumique [Kg/m ³] |
|-------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|---|
| Sol (argileux limoneux) | 1,5 | 1300 | 1530 |
| Conduit en zinc | 116 | 380 | 7200 |

IV.2.2.3.3 Couplage avec la cellule

L'ECAS utilisé dans cette étude est de forme U, couplé à la cellule d'essai par la paroi ouest (Figure IV-11). Ce choix de conception a été fait afin de limiter les coûts liés à l'installation de l'ECAS.



Figure IV-11 : Intégration de l'ECAS dans la cellule d'essai (Tennah, 2013)

IV.3 Données expérimentales

IV.3.1 Température de l'air intérieur et du soufflage

Les mesures de températures ont été effectuées à l'aide de thermocouples de type K. Plusieurs thermocouples étalonnés ont été placés à l'intérieur de la cellule d'essai dans la pièce 2 équipée du PSD et à la sortie de l'ECAS pour mesurer respectivement les températures de l'air intérieur dans la pièce 1 et les températures de l'air soufflé dans la pièce 2 (Figure IV-12).

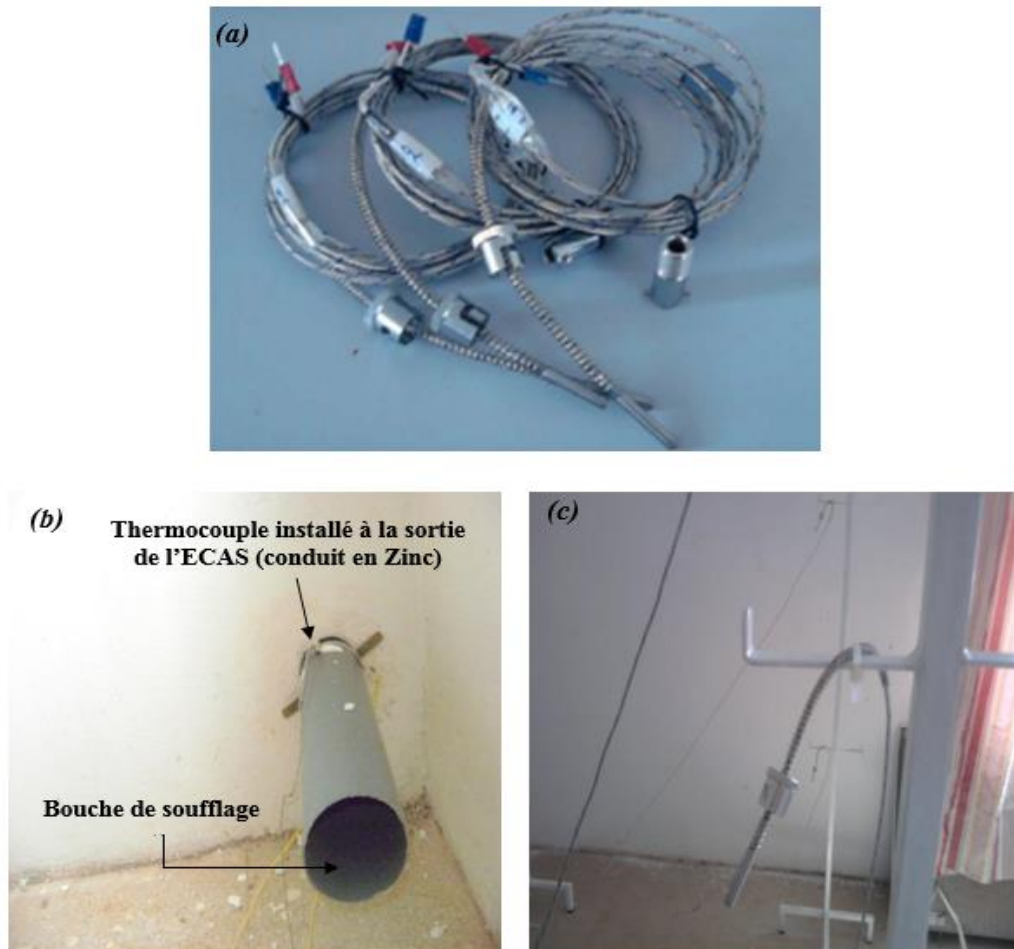


Figure IV-12 : (a) Thermocouples type K, (b) thermocouple placé à la sortie de l'ECAS et (c) thermocouple placé au milieu de la pièce équipée du PSD (Tennah, 2013; Benzaama, 2017)

IV.3.2 Température de l'air extérieur

La température de l'air extérieur est mesurée à l'aide d'une mini station météorologique de type OREGON (Figure IV-13). Cette dernière peut être aussi utilisée pour mesurer la température

de l'air à l'intérieur de la cellule, l'humidité relative, la pression atmosphérique, la pluviométrie, la vitesse et la direction du vent. La mini station est dotée d'unité d'affichage permettant d'afficher et d'enregistrer les données collectées. L'enregistrement des données se fait avec un pas de temps d'une heure.



Figure IV-13 : Mini station météorologique (Tennah, 2013)

IV.3.3 Chaîne d'acquisition de données

Une chaîne d'acquisition de données de type KEITHLEY 7700 a été utilisée. Elle est composée de deux slots permettant de relier les thermocouples aux différents canaux afin de transmettre les mesures sensibles collectées à différents points (température de l'air à l'intérieur de la cellule et à la sortie de l'ECAS) (Figure IV-14).

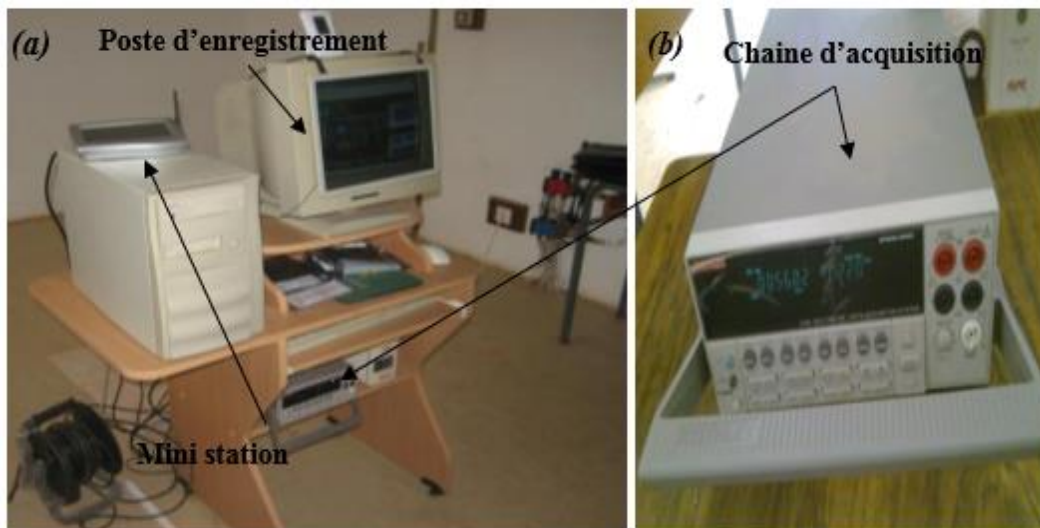


Figure IV-14 : (a) poste d'enregistrement et (b) la chaîne d'acquisition (Tennah, 2013)

La chaîne d'acquisition a pour fonction de recueillir et transformer la grandeur à mesurer sous une forme adaptée à son exploitation (analogique ou numérique), c'est-à-dire jusqu'au récepteur et à l'utilisation. L'enregistrement des températures pour chaque canal et à chaque point de mesure a été réglé avec un pas de temps d'une heure.

IV.4 Validation des modèles avec les mesures expérimentales

Les principaux Types et composants utilisés dans les modèles du PSD et de l'ECAS développés sous TRNSYS.17 sont d'abord simulés et validés par rapport aux données expérimentales fournies par la cellule d'essai. La validation de l'ensemble des systèmes est faite séparément, puisque le PSD et l'ECAS sont découplés expérimentalement.

Afin de valider systématiquement les modèles mentionnées ci-dessus, les données climatiques d'entrée (inputs) de la période d'essai sont incorporées en utilisant le Type 9a (Figure VI-15). Ce composant sert à lire des données à intervalles réguliers à partir d'un fichier de données ".data", à les convertir en un système d'unités souhaité et à les rendre disponibles à d'autres composants sous la forme de fonctions de forçage variables dans le temps. Ce composant est de nature très générale et peut lire de nombreux types de fichiers différents. Les données d'une ligne à l'autre doivent être à intervalles de temps constants. Dans notre étude, nous avons pris un intervalle de 1 représentant une heure.

IV.4.1 Performances des modèles numériques

Les études expérimentales impliquent généralement certains facteurs incertains et imprévisibles qui se produisent en raison d'erreurs de fabrication des instruments, d'erreurs d'étalonnage et d'erreurs humaines. L'analyse d'erreurs permet d'étudier la performance des modèles en comparant les résultats simulés avec ceux obtenus par expérience. La simulation est exécutée avec un intervalle de temps de 1 heure pour les deux modèles (PSD et ECAS), c'est-à-dire égal au pas de temps utilisé dans le processus expérimental. Dans cette étude, nous avons utilisé trois critères : l'erreur quadratique moyenne (EQM), l'erreur absolue moyenne (EAM) et l'erreur relative (ER) pour analyser la fiabilité et la précision des modèles.

Erreur quadratique moyenne (EQM) : l'EQM d'un estimateur est une mesure caractérisant la précision de cet estimateur. L'estimateur le plus efficace est simplement celui dont la variance est la plus petite. On peut exprimer l'EQM comme suit :

$$EQM = \frac{1}{N} \sum_{K=1}^N (y' - y)^2 \quad (IV.1)$$

Avec y' [°C] les variables mesurées, y [°C] : Les variables simulées et N le nombre de samples.

Erreur absolue moyenne (EAM) : l'EAM mesure l'ampleur moyenne des erreurs dans un ensemble de prévisions, sans tenir compte de leur direction. Il mesure la précision pour les variables continues. On peut exprimer l'EAM comme suit :

$$EAM = \frac{1}{N} \sum_{K=1}^N |y' - y| \quad (IV.2)$$

Erreur relative (ER) : L'ER est égale à l'erreur absolue divisée par la valeur absolue du nombre. Elle est souvent exprimée en pourcentage. L'ER est exprimée comme suit :

$$RE = \left(\frac{\sum_{i=1}^N |y' - y|/y'}{N} \right) \times 100 \quad (IV.3)$$

En utilisant ces trois formules d'incertitude, la performance des modèles est calculée tout en calibrant les résultats de simulation avec ceux de l'expérimental pour une meilleur validation (Tableau IV-3).

Tableau IV-3 : Performance des modèles

| Paramètre | MSE | MAE | RE (%) |
|-------------------|------|------|--------|
| T_air_ECAS (ECAS) | 0,52 | 0,48 | 2,98 |
| T_interieur (PSD) | 0,16 | 0,34 | 1,93 |

IV.4.2 Modèle du PSD

Le modèle du système PSD intégré à la cellule d'essai est simulé puis validé sur la base des données expérimentales de la température de l'air intérieur pendant la saison de chauffage du 20 au 22 Mars 2013. L'interface représentant le modèle du PSD construit sous le logiciel TRNSYS est présenté dans la Figure IV-15.

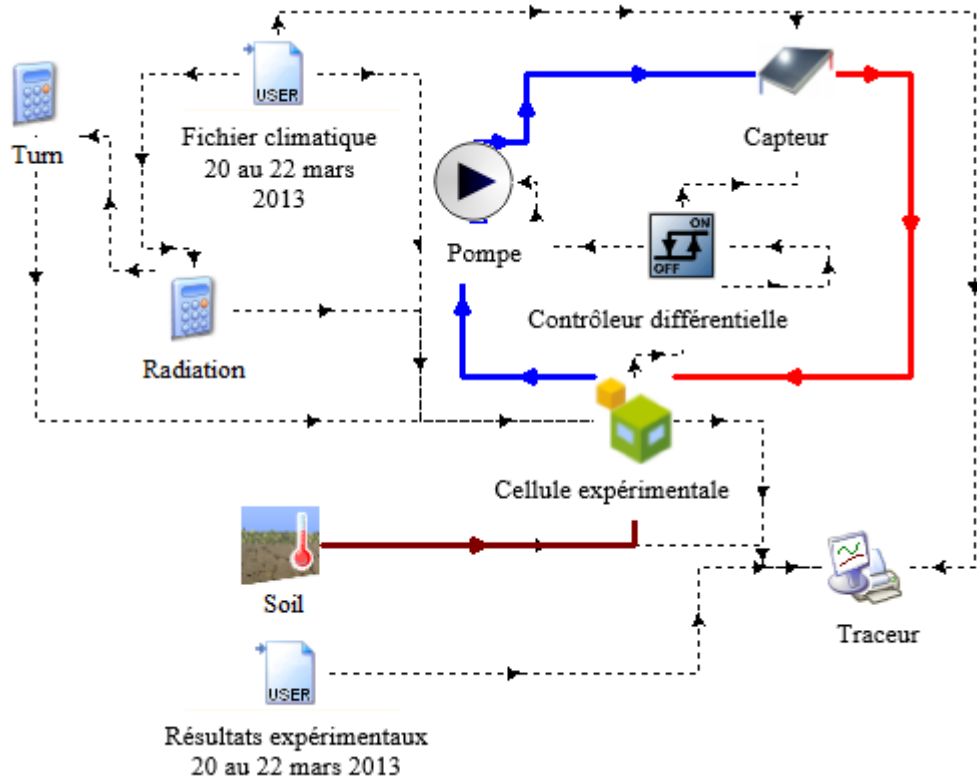


Figure IV-15 : Diagramme du PSD intégré à la cellule d'essai

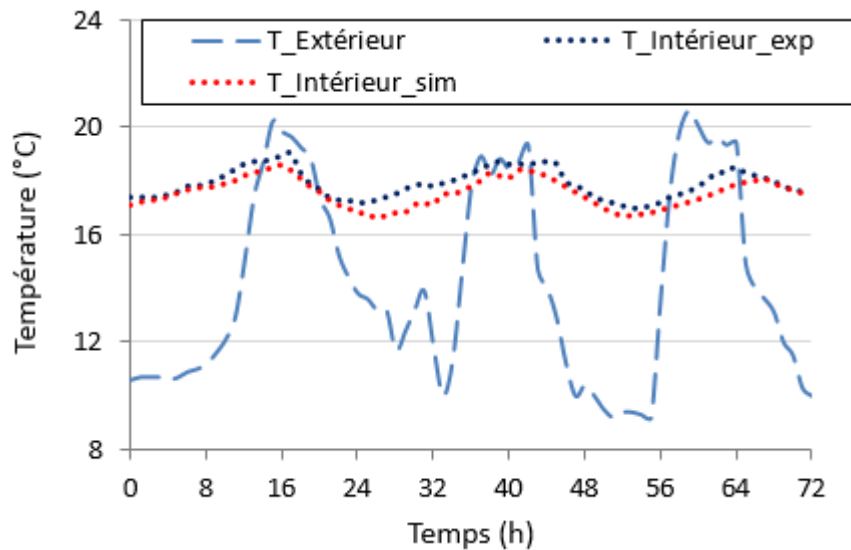


Figure IV-16 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés de la température de l'air intérieur de la zone (pièce 2) équipée du PSD (20-22 Mars 2013)

La Figure IV-16 montre la comparaison entre les données expérimentales et simulées de la température de l'air intérieur de la zone équipée du PSD. Le pourcentage d'écart des résultats expérimentaux et simulés est de 1,93% (Tableau IV-3). Ce pourcentage représente une valeur

acceptable dans les systèmes d'ingénierie. Nous observons que les températures de l'air extérieur vont de 9,2°C à 20,6°C et que la température de l'air intérieur de la zone équipée du système PSD varie entre 17,1°C et 19°C. Un gain de chaleur de plus de 7,5°C peut être apporté à la cellule grâce au PSD et à l'enveloppe (matériaux de construction et isolation). Cette valeur est d'environ 245,8 Wh.

IV.4.3 Modèle de l'ECAS

L'ECAS est validé sur la base des données expérimentales prises pendant les saisons d'hiver et d'été de 2013, puisque l'ECAS est utilisé à la fois pour le chauffage et le refroidissement. Comme nous l'avons indiqué au chapitre III, le « Type 997 » utilise le modèle du sol (Kusuda, 1983) afin de calculer la température du sol à différentes profondeurs. Ce modèle de sol nécessite des paramètres d'entrée liés à l'état météorologique du site qui sont : la température annuelle moyenne du sol (T_m), l'amplitude annuelle de la température de la surface du sol (A_s) et le temps de l'année correspondant à la température minimale superficielle du sol (t_0).

IV.4.3.1 Estimation des paramètres du modèle du sol

L'estimation des paramètres du modèle de sous-sol (T_m , A_s et t_0) est basée sur les conditions météorologiques (température extérieure de l'air) de la région où l'EAHE est installé (Figure VI-17). Afin de fournir la température de l'air extérieur tout au long de l'année, nous avons utilisé le logiciel Meteonorm (Meteonorm, 2014). Ce dernier est utilisé pour générer les données climatiques de n'importe quel site, basé sur l'historique climatique des deux dernières décennies de la région en question.

En basant sur ces données, la température moyenne annuelle du sol est égale à la température moyenne annuelle de l'air, $T_m = 23,8^\circ\text{C}$.

La période de l'année correspondant à la température superficielle minimale (t_0) peut être estimée en utilisant deux solutions :

- La première est de collecter des informations sur la température de surface du sol en utilisant des données mesurées in situ ;
- La seconde est de spécifier l'heure où la température moyenne annuelle de l'air ambiant est la plus basse. En se basant sur la seconde méthode, la valeur de (t_0) est prise autour de 419 h.

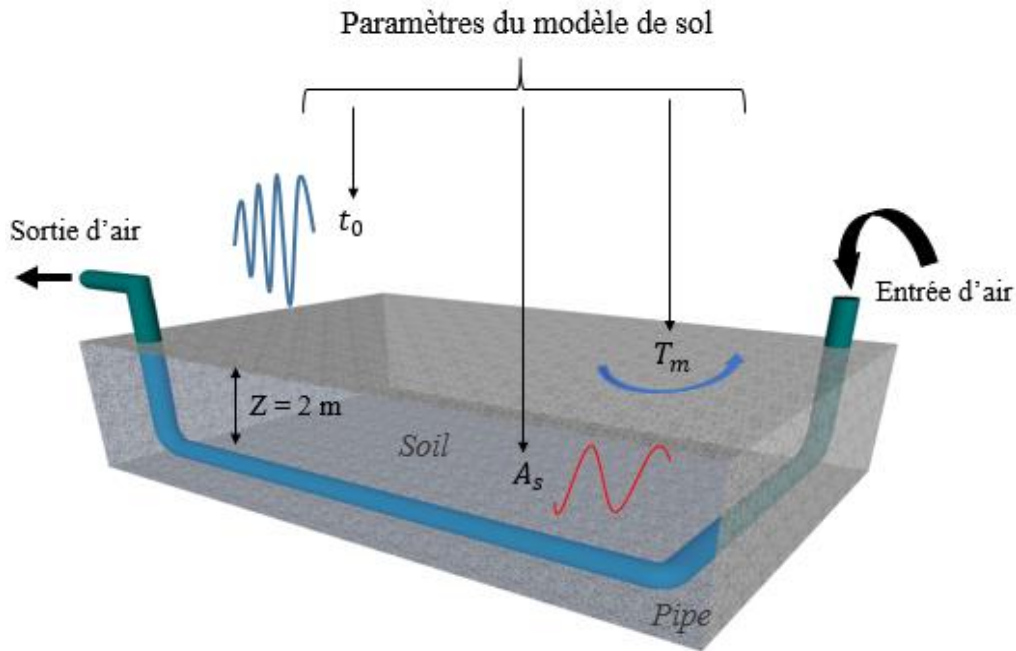


Figure VI-17 : Représentation schématique du système sol-tuyau et paramètres d'entrée utilisés dans le modèle du sol

L'amplitude des températures du sol est l'un des principaux paramètres utilisés pour caractériser la variation de température du sol et définir la profondeur optimale lors de la conception des systèmes de chauffage et de refroidissement. L'amplitude de température du sol à n'importe quelle profondeur est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$A_Z = A_s \exp^{-z \sqrt{\frac{\pi}{P \partial_s}}} \quad (\text{IV.4})$$

Avec A_Z ($^{\circ}\text{C}$) amplitude de températures du sol, A_s ($^{\circ}\text{C}$) amplitude annuelle de la température de la surface du sol, Z (m) profondeur du sol, P (h) temps de l'année et ∂_s (m^2/h) diffusivité thermique du sol.

La diffusivité thermique du sol est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$\partial_s = \frac{\lambda_s}{\rho_s C p_s} \quad (\text{IV.5})$$

Avec λ_s ($\text{W}/\text{m K}$) conductivité thermique du sol, ρ_s (kg/m^3) la masse volumique du sol et $C p_s$ ($\text{kJ}/\text{kg K}$) chaleur spécifique.

L'amplitude annuelle de la température de la surface du sol (A_s) est déterminée en calculant la différence entre la température ambiante moyenne maximale et la température ambiante moyenne minimale. Suite à cela, l'amplitude annuelle de la température de la surface du sol est de 30°C. En utilisant l'Eq. IV.4, l'amplitude de température du sol (A_z) à 2 m de profondeur est de 14,6°C.

Tableau IV.4 : Paramètres du sol

| Paramètres | Valeurs | Unités |
|------------|---------|--------|
| T_m | 23,8 | [°C] |
| A_s | 30 | [°C] |
| t_0 | 419 | [h] |

En substituant les paramètres du modèle (T_m , A_z , t_0 et ∂_s) dans l'équation du sol (Eq. III.33), la variation annuelle de la température du sol pour la région d'Oran, Algérie est la suivante :

$$T(Z, t) = 23,8 - 30 \exp(-0,364 Z) \cos \left[\frac{2\pi}{8760} (t - 419 - 508,24 Z) \right] \quad (\text{IV.6})$$

La Figure VI-18 présente la température du sol à différentes profondeurs. Il a été observé que l'amplitude de la température du sous-sol diminue avec la profondeur. L'évolution de la température du sous-sol est stable sur une profondeur de 10 m, ce qui est logique contrairement aux basses profondeurs qui sont très sensibles aux variations de températures externes.

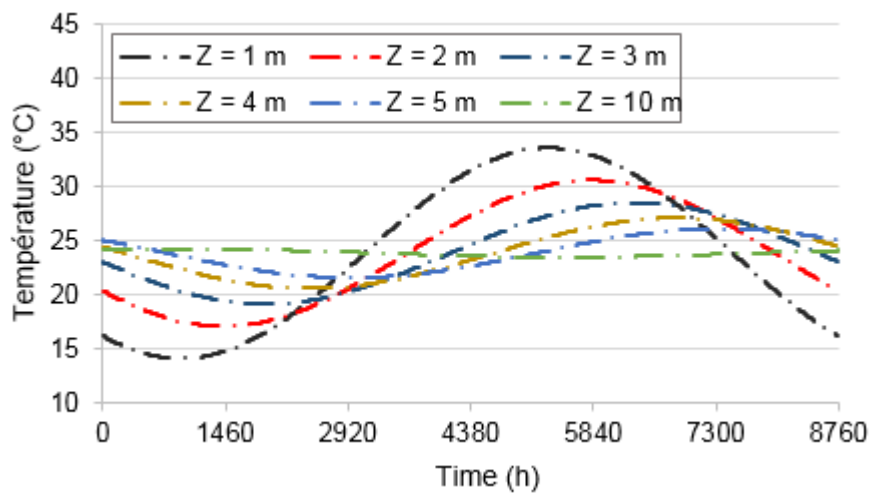


Figure IV-18 : Température du sol à différentes profondeurs

L'interface représentant le modèle de l'ECAS construit sous le logiciel TRNSYS est présentée dans la Figure IV-19. La Figure IV-20 compare les températures de l'air simulées et celles de l'expérimentale fournie par l'EAHE sur une période de 10 jours pendant les saisons d'hiver et d'été de 2013. Pour l'utilisation de chauffage, nous avons utilisé la période du 17 jusqu'au 27 Décembre 2013, et pour le refroidissement, nous avons utilisé la période du 25 Juillet jusqu'au 4 Août 2013.

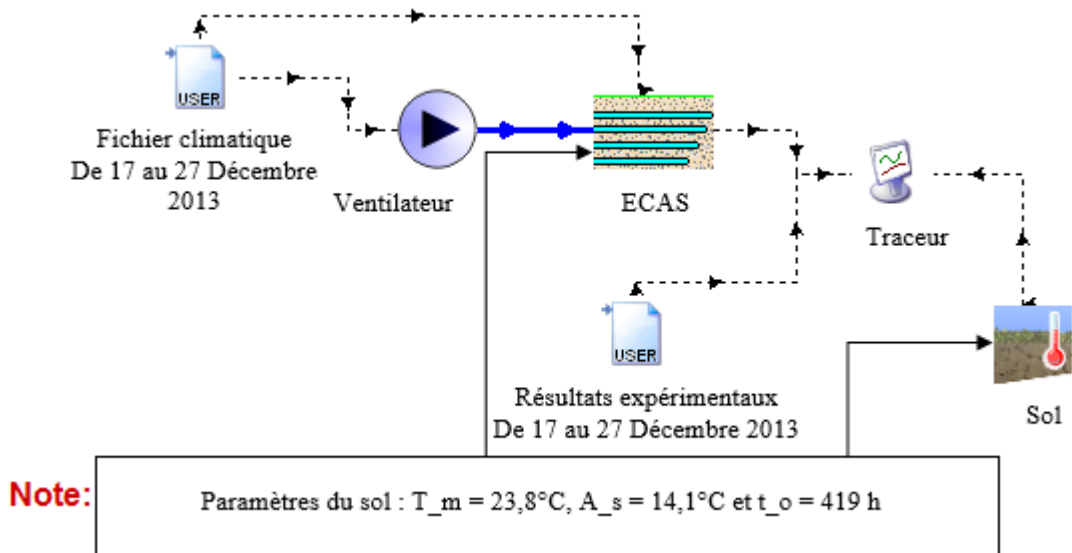


Figure IV-19 : Diagramme de l'ECAS

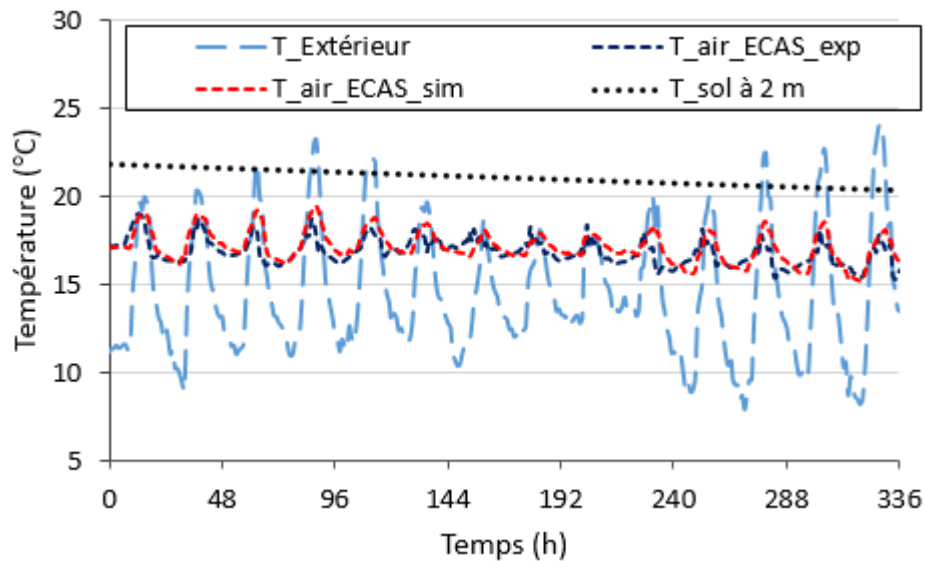


Figure IV-20 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés de la température de l'air à la sortie de l'ECAS, période d'hiver du 17-27 Décembre 2013

La validation montre que les résultats de simulation sont en accord avec les résultats expérimentaux, où l'écart entre eux tombe à 2,98%. Pendant la période chauffage du 17 au 27 Décembre (Figure IV-20), on observe que les températures de l'air à la sortie de l'ECAS varient entre 15,2°C et 19°C, les variations de température extérieure varient de 9°C à 23,5°C et les températures du sol à 2 m variaient entre 22°C et 20°C.

Le système d'ECAS est perçu comme un moyen efficace d'amortir les variations de température de l'air extérieur. La différence entre les températures du sol à 2 m de profondeur et la température de l'air extérieur peut atteindre 12°C. L'air de sortie est donc considérablement chauffé, ce qui entraîne des gains allant jusqu'à 7,3°C pendant ces journées d'hiver.

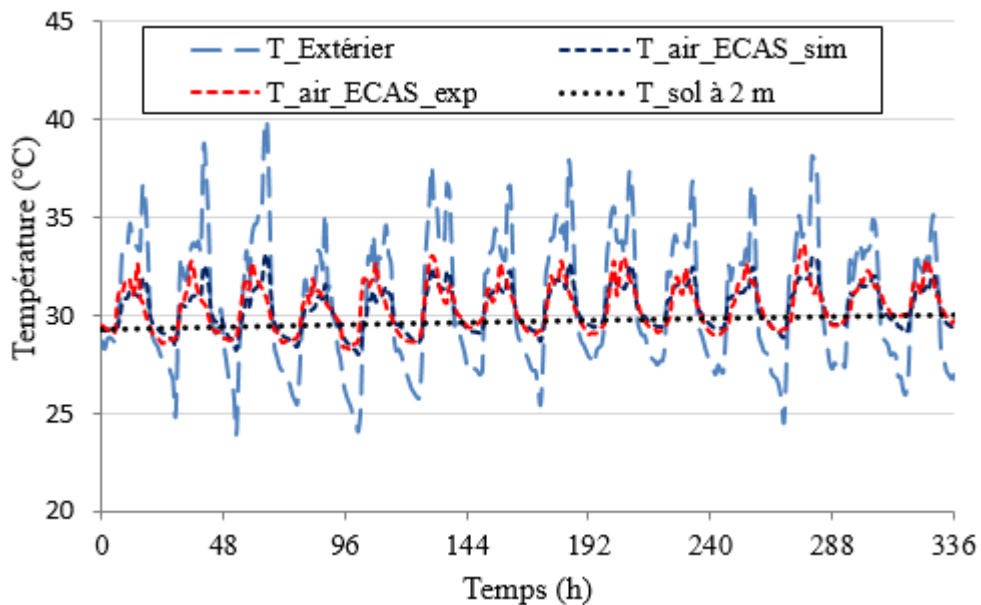


Figure IV-21 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés de la température de l'air à la sortie de l'ECAS, période d'été du 25 Juillet au 4 Août 2013

Pendant la période de refroidissement du 25 juillet au 4 août (Figure IV-21), on a observé que la température de l'air extérieur variait entre 24°C et 39,9°C, alors que les températures de l'air à la sortie de l'ECAS variaient entre 28,2°C et 32,2°C, et la température du sol à 2 m variait entre 29,3°C et 29,9°C. Ces mesures montrent que l'air de sortie est considérablement refroidi, ce qui entraîne une baisse de température allant jusqu'à 9,1°C.

Pendant les heures de soir, la température extérieure tombe en dessous de la température du sol en provoquant un chauffage au lieu d'un refroidissement, ce qui diminue les performances de l'ECAS. Pendant ces heures, le gain de chaleur généré par le système peut atteindre 5°C. Pour cette raison, un système de contrôle est fortement recommandé.

IV.5 Conclusion

Le monitoring mis en place pour l'étude du plancher solaire direct (PSD) et de l'échangeur de chaleur air-sol (ECAS), a été présenté dans ce chapitre. Une description de la cellule d'essai du point de vue construction et instrumentation ainsi que le dimensionnement des deux systèmes a été détaillée. De plus, l'approche de validation des modèles avec les données expérimentales a été présentée. La validation montre donc que les résultats de simulation sont en accord avec les résultats expérimentaux, où le pourcentage d'écart (ER) entre eux tombe à 2,98% pendant la période de fonctionnement de l'ECAS, tandis que le pourcentage d'écart (ER) entre les résultats expérimentaux et simulés du PSD est de 1,93%.

Chapitre V.

Etude des performances du système combiné PSD - ECAS intégré dans un bâtiment résidentiel

V.1 Introduction

Nous présentons dans ce chapitre une étude des performances thermiques d'un bâtiment résidentiel équipé d'un système combinant à la fois un PSD, un ECAS et un système de ventilation assurant le free cooling. Dans ce cas d'étude, nous avons combiné le PSD avec l'ECAS pour le chauffage, tandis que l'ECAS a été alterné avec le free cooling pour améliorer les conditions de refroidissement pendant l'été. A ce propos, un modèle thermique d'un bâtiment équipé de systèmes mentionnés ci-dessus a été développé et simulé sous le logiciel TRNSYS.17 afin d'étudier ses performances thermiques. Enfin, une étude de cas a été menée pour différentes configurations de systèmes intégrés et leurs stratégies de contrôle pour analyser l'impact de chaque système en réduisant les besoins énergétiques annuels du bâtiment et en augmentant le confort thermique.

V.2 Présentation du cas d'étude

Le principe du système combiné est illustré à la Figure V-1. Il comprend un PSD, un ECAS et un dispositif de ventilation assurant le free cooling. Le système combiné fonctionne de cette manière :

En hiver, le chauffage se fait en combinant le PSD avec l'ECAS. Le rayonnement solaire est recueilli par le capteur solaire thermique pour chauffer le fluide circulant à l'aide d'une pompe. Le fluide s'écoule ensuite dans le plancher chauffant qui, à son tour, transmet la chaleur apportée par le fluide et la diffuse à l'intérieur du bâtiment. Pendant ce temps, l'air ambiant est aspiré à

l'intérieur du tuyau, puis circule dans le système de tuyauterie d'air souterrain (ECAS). Il échange sa chaleur avec le sol à travers le tuyau d'air et se réchauffe en fonction de l'air ambiant et de la différence de température du sol. Le ventilateur de distribution d'air est alimenté à l'intérieur du bâtiment, qui fournit de l'air chaud dans le même espace.

Pendant l'été, le refroidissement à basse énergie se fait par l'ECAS et le free cooling. Pour l'ECAS, la même opération expliquée ci-dessous sera réalisée sauf que l'air ambiant sera refroidi puis injecté dans le bâtiment. L'ECAS et le free cooling fonctionnent alternativement pour assurer la continuité opérationnelle et l'efficacité tout au long de la saison estivale. Suite à ce processus, de l'air frais est fourni directement dans le bâtiment par un ventilateur lorsque sa température descend en dessous de la température de l'air intérieur. Le free cooling est souvent utilisé durant les soirées en raison de la baisse de la température ambiante.

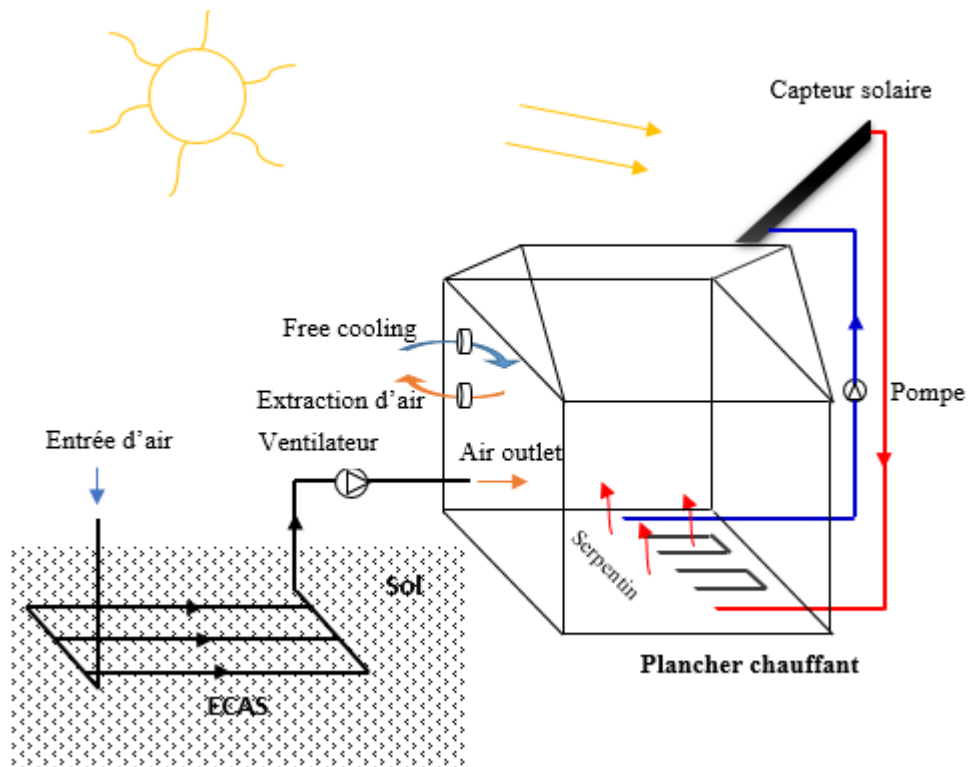


Figure V-1 : Schéma de principe de système combiné

Une fois les systèmes combinés, une stratégie de contrôle plus adéquate et adaptative sera nécessaire. À cet effet, nous avons adopté une stratégie de contrôle visant à créer une synergie et une complémentarité entre le PSD et l'ECAS pour le chauffage en hiver et une alternance entre l'ECAS et le free cooling pour le refroidissement en été. Cette stratégie de contrôle contribuera à réduire les besoins en chauffage et en refroidissement et à augmenter le niveau de

confort thermique du bâtiment grâce à des systèmes utilisant les énergies renouvelables comme sources d'énergie utilisées pour le chauffage, le refroidissement et la ventilation des habitations résidentielles. La stratégie de couplage et de contrôle adoptée dans cette étude sera présentée ci-dessous.

V.3 Description du bâtiment et des systèmes intégrés

Le bâtiment étudié a été défini selon l'architecture de l'état actuel en Algérie. C'est une maison d'habitation collective de type F3, d'une surface habitable de 100 m² et d'un volume de 300 m³. Le plan architectural du bâtiment est montré dans la Figure V-2. Le bâtiment est un étage unique, et il se compose de deux pièces, un salon et trois salles techniques : un couloir, une cuisine et une salle de bains. La surface de l'enveloppe, le toit, les fenêtres et la porte extérieure sont respectivement : 120 m², 100 m², 12,25 m² et 2 m². Les fenêtres à double vitrage sont utilisées avec un coefficient global de transfert de chaleur (valeur U) et un facteur de gain solaire (valeur g) respectivement de 1,4 et 0,59 W/m² K. Les propriétés thermo-physiques concernant la constitution des murs, des cloisons, du plancher haut et du plancher chauffant sont précisées dans le Tableau V-1.

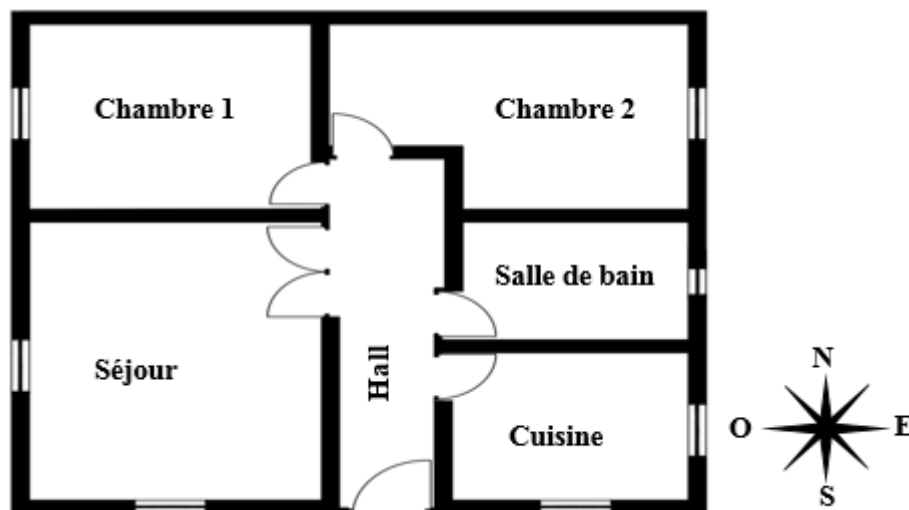


Figure V-2 : Plan du bâtiment étudié

Le bâtiment est couplé à deux systèmes d'énergie renouvelable : un ECAS enterré horizontalement à 3 m de profondeur et un système PSD incluant des collecteurs thermiques solaires associés à un plancher chauffant.

Tableau V-1 : Propriétés thermiques du bâtiment

| Type de parois et nom de la couche (de l'intérieur à l'extérieur) | Epaisseur [m] | Conductivité [W/(m K)] | Chaleur spécifique [kJ/(kg K)] | Masse volumique [kg/m ³] |
|--|---------------------------|---------------------------|-----------------------------------|--|
| Murs extérieurs et de séparation | | | | |
| Enduit en ciment | 0,01 | 1,15 | 1,00 | 1800 |
| Brique | 0,10 | 0,50 | 0,92 | 1100 |
| Isolation (polystyrène) | 0,04 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Brique | 0,10 | 0,50 | 0,92 | 1100 |
| Enduit en ciment | 0,01 | 1,15 | 1,00 | 1800 |
| Plancher haut | | | | |
| Enduit en ciment | 0,01 | 1,15 | 1,00 | 1800 |
| Corps creux | 0,16 | 1,14 | 0,65 | 1850 |
| Isolation (polystyrène) | 0,02 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Dalle de compression | 0,04 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Forme de pente | 0,04 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Etanchéité supérieure | 0,03 | 0,04 | 0,67 | 200 |
| Plancher chauffant | | | | |
| Revêtement en Gerflex | 0,003 | 0,31 | 1,046 | 1190 |
| Béton | 0,06 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Tube en PER | 18/20 (10 ⁻³) | | | |
| Béton | 0,06 | 1,75 | 0,92 | 2300 |
| Isolation (polystyrène) | 0,04 | 0,03 | 1,45 | 20 |
| Béton | 0,10 | 1,75 | 0,92 | 2300 |

V.3.1 Description de l'ECAS

L'ECAS étudié est constituée de 3 tuyaux de zinc horizontaux enfouis sous 3 m de sol argilo-limoneux. L'espacement entre les tuyaux est supérieur à 1 m, ce qui est considéré comme suffisant pour assurer un taux d'échange thermique optimal (De Jesus Freire et al., 2013).

Un ventilateur de type soufflante est installé à l'extrémité des tuyaux et intégré dans le bâtiment. Ce ventilateur est muni d'un contrôleur marche/arrêt. Le but de ce contrôleur est d'activer ou de désactiver le ventilateur de l'ECAS lorsque la température de l'air amortie par l'ECAS peut être considérée comme contre-productive pour le préchauffage ou le pré-refroidissement. Les caractéristiques de l'ECAS et du sol environnant sont indiquées dans le Tableau V-2.

Tableau V-2 : Caractéristiques de l'ECAS et du sol

| Caractéristiques | Valeurs |
|-----------------------------------|------------------------|
| ECAS | |
| Diamètre extérieur des tuyaux | 0,12 m |
| Diamètre intérieur des tuyaux | 0,118 m |
| Espacement entre les tuyaux | 1,5 m |
| Conductivité thermique des tuyaux | 116 W/(m K) |
| Capacité thermique des tuyaux | 380 J/(kg K) |
| Masse volumique des tuyaux | 7200 kg/m ³ |
| Sol | |
| Conductivité thermique | 1,5 W/(m K) |
| Masse volumique | 1530 kg/m ³ |
| Capacité thermique | 1300 J/(kg K) |

V.3.1.1 Choix de la profondeur

Le choix de la profondeur d'enfouissement est basé sur plusieurs simulations en se référant à la littérature (Ascione et al., 2011). Ce dernier a examiné les performances des systèmes d'ECAS dans trois climats différents, y compris le climat méditerranéen pour l'hiver et l'été. Les besoins énergétiques des systèmes ont été évalués en fonction des principales conditions aux limites principales, y compris la profondeur. Une meilleure efficacité et un bon compromis entre la performance énergétique de l'ECAS, les coûts d'installation et la récupération de la terre sont atteints avec une profondeur de 3 m.

V.3.1.2 Dimensionnement de la longueur

La longueur du tuyau est déterminée en fonction du débit de renouvellement d'air souhaité et de la surface d'échange du conduit (Hollmuller, 2002). En mode préchauffage ou rafraichissement, on recherche un amortissement annuel ou saisonnier, c'est-à-dire que l'on cherche à capter la chaleur de la saison chaude stockée par le sol ou capter la fraîcheur de la nuit précédente qui est toujours présente dans le sol. La surface d'échange du conduit est déterminée en fonction du débit d'air renouvelé (voir, Tableau V-3) divisé par 7 [m/h]²⁶. En utilisant la formule ci-

²⁶ 7 (m/h) est l'amortissement annuel donné par Hollmuller, 2002. Son choix dépend de la vitesse d'air qui traverse les tuyaux enterrés.

dessous, on peut déduire la longueur du conduit nécessaire. La longueur totale de l'ECAS est de 120 m (voir Figure V-3).

$$S_{\text{écahnge}} = \pi D_{\text{conduit}} L_{\text{conduit}} \Rightarrow L_{\text{conduit}} = \frac{S_{\text{échange}}}{\pi D_{\text{conduit}}} \quad (\text{V.1})$$

Avec $S_{\text{échange}}$ [m²] la surface d'échange entre de la parois du conduit et le sol, D_{conduit} [m] le diamètre du conduit et L_{conduit} [m] la longueur du conduit.

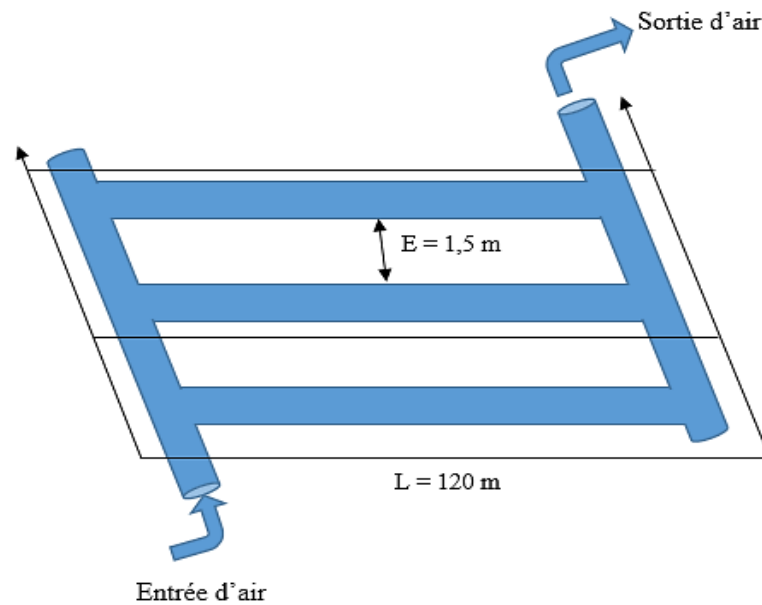


Figure V-3 : Disposition des tuyaux de l'ECAS

V.3.2 Description du PSD

V.3.2.1 Régulation différentielle

Un régulateur de température différentielle active la pompe de circulation lorsque la différence des températures entre la température du fluide d'entrée et la température du fluide de sortie du plancher chauffant est supérieure à 10°C et active la pompe de circulation lorsque cette différence de températures est inférieure à 5°C.

$$\begin{cases} \text{Turns on if } \Delta T > 10^\circ\text{C} \\ \text{Turns off if } \Delta T < 5^\circ\text{C} \end{cases} \quad (\text{V.2})$$

Avec ΔT [°C] la différence entre les températures de départ et de retour du fluide du plancher chauffant.

V.3.2.2 Contrôle de la surchauffe

Un système de contrôle de surchauffe est mis en place afin de limiter la température du liquide de retour les jours d'hiver lorsque les températures extérieures sont supérieures à la moyenne. Dans cette étude, la température de retour est fixée à 25°C.

Le contrôleur surveille également la température de surface du plancher chauffant. Il éteint la pompe de circulation lorsque la température de la surface du plancher chauffant est supérieure à 28°C.

V.3.2.3 Surface des collecteurs solaires thermiques

La surface du capteur solaire thermique représente l'un des principaux paramètres à déterminer dans le processus de conception du PSD. L'augmentation de la surface des capteurs thermiques augmente la quantité d'énergie fournie par le plancher chauffant. Un rapport de la surface du capteur solaire à la surface de chauffage du sol de 20% génère une économie d'énergie de 90%, et de 60% avec un ratio de 10%, pour un climat méditerranéen (Mokhtari et al., 1989). Dans la présente étude, nous recommandons le ratio optimal de 20% pour toutes les zones. Cette valeur est supposée suffisante pour éviter la surchauffe. En utilisant ce ratio, la surface totale installée des capteurs solaires est de 20 m².

V.4 Stratégie de contrôle

La saison est une condition préalable importante dans la stratégie de contrôle. C'est un critère pour fixer préalablement la température de consigne de la zone au cours de chaque saison. Deux saisons ont été considérées dans cette étude : la période de chauffage de Novembre à Avril et la période de refroidissement de Mai à Octobre.

V.4.1 Période de chauffage

En hiver, le chauffage du bâtiment est assuré en couplant le PSD avec l'ECAS soumis à une stratégie de contrôle. Cette stratégie a été adoptée pour éviter l'impact négatif lors de l'opération synergique entre les systèmes (PSD et ECAS). Un thermostat d'ambiance à deux niveaux (deux fonctions de contrôle marche/arrêt) est utilisé, le premier éteignant la pompe de circulation du

PSD lorsque la température de l'air intérieur atteint le point de consigne de 21°C ou plus, et vice versa. Le second allume/éteint le ventilateur de l'ECAS, respectivement, si :

- La température de l'air soufflée est inférieure ou égale à la température de l'air intérieur ($T_{\text{soufflée}} \leq T_{\text{in}}$) ;
- La température de l'air intérieur est inférieure à celle de l'air fourni ($T_{\text{in}} < T_{\text{soufflée}}$).

Le contrôle différentiel s'applique uniquement au système hydraulique. D'autre part, un contrôleur de temps de forçage est utilisé pour arrêter le système PSD une fois la période de chauffage est terminée (voir Figure V-4).

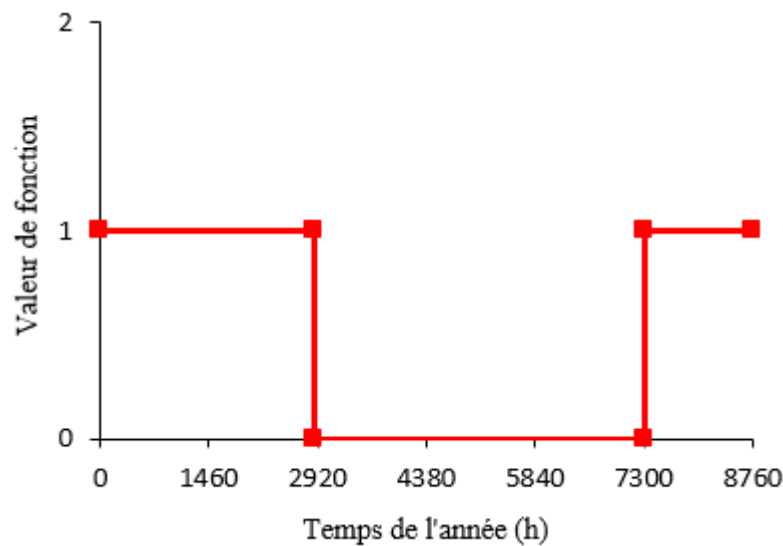


Figure V-4 : Evolution temporelle d'une fonction de contrôle au cours de l'année

Un dispositif d'ombrage avec un contrôleur de temps de forçage (saisonnier) est utilisé pour gérer le gain solaire entrant dans le bâtiment. Ce gain est pleinement exploité comme énergie thermique supplémentaire pendant la saison de chauffage.

V.4.2 Période de refroidissement

Pendant l'été, le refroidissement du bâtiment est assuré par l'ECAS et le free cooling. Sur la base des résultats de la simulation, l'ECAS fournit une température plus élevée que l'air ambiant principalement du soir jusqu'au début de la journée (temps variable). Évidemment, l'ECAS ne fournit pas de refroidissement à l'air pendant ces heures. En d'autres termes, il chauffe au lieu de rafraîchir ($T_{\text{sol}} > T_{\text{ex}}$). Désormais, la technique du free cooling est choisie comme alternative pour couvrir les besoins en refroidissement le soir ou la nuit. Dans ce contexte, une

stratégie de commande est adoptée sur la base d'une opération alternative entre l'ECAS et le refroidissement libre, c'est-à-dire, lorsque l'ECAS s'éteint, le refroidissement libre est activé et vice versa. L'ECAS s'allume lorsque la température de l'air intérieur est supérieure à la température de consigne (27°C) à condition que la température de l'air intérieur soit supérieure à la température de l'air fourni par l'ECAS. Ce dernier s'éteint lorsque la température du sol devient supérieure à la température extérieure et le free cooling s'active ensuite. Le contrôle a été assuré en établissant un petit programme de langage informatique en le transformant en équation adaptée au langage TRNSYS. Le système de contrôle du free cooling est programmé comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{If } (T_{sol} > T_{ex}) \\ F = Marche \\ \quad \text{else} \\ F = Arret \\ \quad \text{endif} \end{array} \right. \quad (V.3)$$

Avec T_{sol} [°C] la température du sol, T_{ex} [°C] la température de l'air extérieur et F le mode de fonctionnement ;

Marche : Le ventilateur s'active afin de souffler l'air frais ;

Arret : Le ventilateur s'éteint.

V.5 Modélisation du bâtiment

Un modèle thermique du bâtiment intégrant le PSD, l'ECAS, et le free cooling est développé sous le logiciel TRNSYS.17 (Klein et al., 2010). Le bâtiment est modélisé en utilisant le modèle de Multizone « Type 56 » via TRNBuild en prenant en compte les 6 zones du bâtiment en question. Les détails de construction du bâtiment (parois extérieures, cloisons, plafond, plancher bas et plancher chauffant) et ses propriétés thermiques sont présentés dans le Tableau IV-1 (Chapitre IV). Les fenêtres à double vitrage sont sélectionnées sur la base de la liste existante tirée du manuel fondamental de l'ASHRAE (Klein et al., 2010). Le transfert de flux d'air d'une zone à une autre est assuré par le couplage entre les zones adjacentes. Le couplage entre les zones repose sur les taux d'alimentation en air de ventilation, de l'extraction d'air et des infiltrations d'air.

Toutes les zones du bâtiment sont équipées d'un système PSD, il s'agit de la salle de séjour, de la chambre 1, de la chambre 2, du hall, de la salle de bain et de la cuisine. Le circuit hydraulique

incorporé dans la dalle est disposé en fonction de la surface du plancher bas de chaque zone, deux boucles pour la zone de séjour et une boucle pour chaque zone (mentionnées ci-dessus) ont été sélectionnées. Une auto-segmentation a été effectuée pour subdiviser la surface du plancher chauffant en plusieurs segments. Le but de la segmentation est de favoriser une utilisation physique correcte et de faciliter la gestion du système de contrôle (débit et température du fluide) du plancher chauffant (U.W, 2010). Trois segments ont été utilisés pour chaque zone, à l'exception de la salle de bain et du hall (non segmentés).

V.5.1 Modélisation du système combinés

Les modèles du PSD et d'ECAS sont développés sur la base des « Types » et des techniques proposés par le logiciel TRNSYS.17. Les composants du système sont représentés sous forme de plateformes auxquelles les propriétés souhaitées peuvent être attribuées. Ils peuvent être interconnectés de la manière souhaitée afin de construire un modèle de système.

V.5.1.1 Modélisation du PSD

Comme nous l'avons indiqué dans le Chapitre III, le principal composant du modèle PSD est le capteur solaire thermique, qui est modélisé à l'aide du « Type 73 ». La circulation du fluide à l'intérieur du réseau solaire est assurée par une pompe de circulation « Type 3b » et la régulation de température différentielle est gérée par un régulateur différentielle « Type 2b ».

V.5.1.2 Modélisation de l'ECAS

Le modèle de l'ECAS utilisé dans cette étude consiste en 3 tuyaux enterrés horizontalement dans le sol. Comme nous l'avons déjà indiqué, l'ECAS est modélisé en utilisant le « Type 997 ». Ce composant modélise un échangeur de chaleur enterré, constitué d'un ou plusieurs tuyaux horizontaux qui interagissent thermiquement avec le sol. Le modèle utilise la corrélation de Kusuda pour définir les équations de la température du sol et du bilan énergétique de l'air circulant dans les tuyaux. La circulation d'air à travers le tuyau est assurée par un ventilateur « Type 3c ».

V.5.1.3 Systèmes de contrôle

En ce qui concerne les dispositifs de contrôle, un contrôleur de forçage est assuré en utilisant le « Type 14 ». Ce type définit des profils dépendant du temps (fonction de forçage). Le profil peut être défini pour n'importe quelle période de temps (heures, jour/nuit et mois/saison). La

température ambiante est contrôlée à l'aide d'un thermostat d'ambiance « Type 108 ». Ce contrôleur modélise un thermostat d'ambiance à cinq niveaux qui émet cinq signaux de contrôle. Ils peuvent être utilisés pour commander un système comprenant une source de chauffage à trois étages et une source de refroidissement à deux étages. Dans cette étude, trois étapes ont été utilisées : deux pour le chauffage et une pour le refroidissement. Le rayonnement solaire pénétrant dans les zones d'habitations est géré par le « Type 34 ». Le schéma d'information expliquant le principe du système combiné est illustré par la Figure V-5.

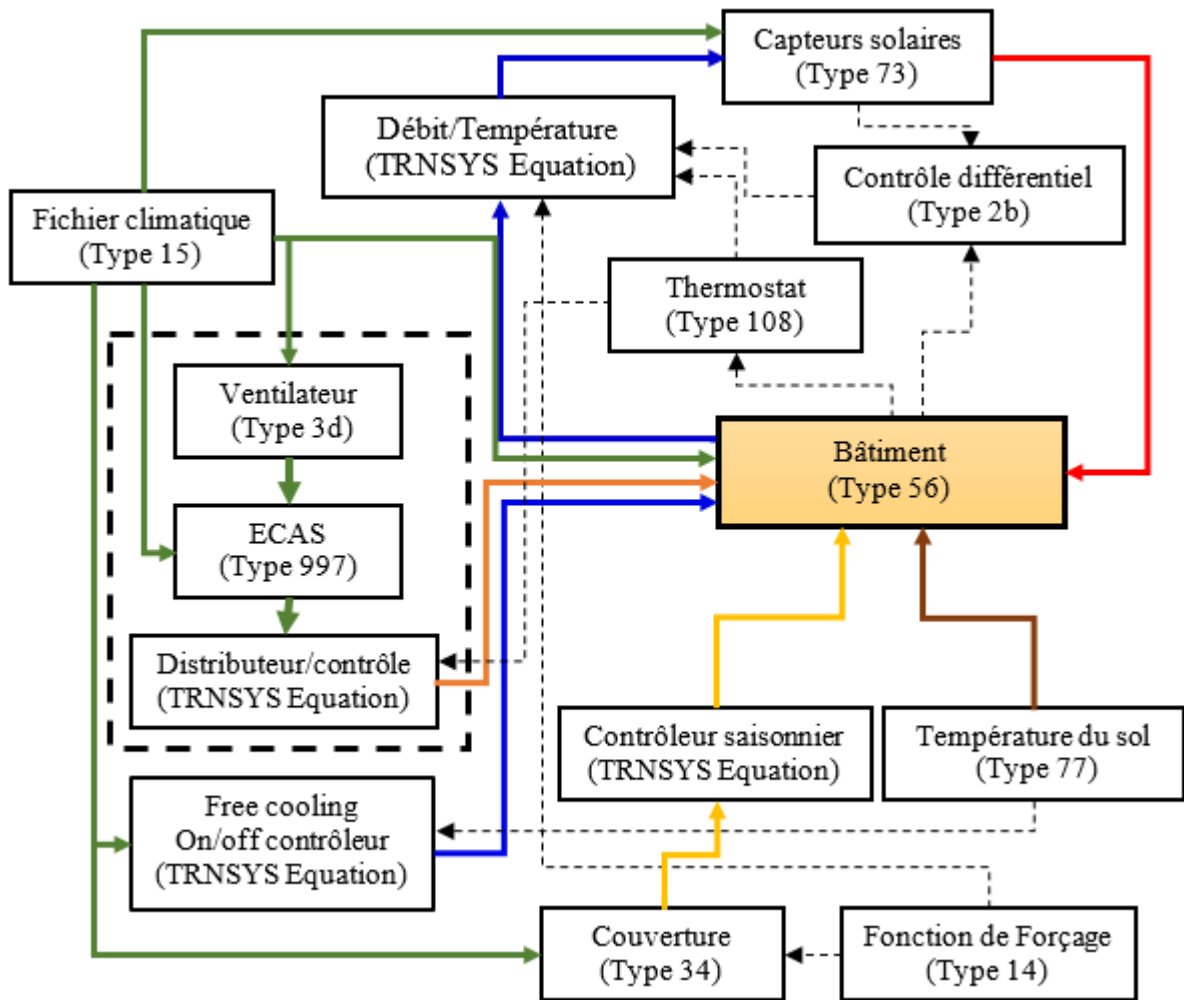


Figure V-5: Modèle de système combiné établi sous TRNSYS

V.5.1.4 Système de ventilation et d'extraction

L'alimentation en air pour le chauffage et le refroidissement est assurée par deux ventilateurs pour chaque pièce principale : le premier est alimenté par un ECAS et le second est utilisé pour le refroidissement gratuit. La quantité d'air fournie dans le bâtiment dépend de plusieurs

paramètres tels que le volume de la zone, la saison, le nombre et l'activité des occupants. Les débits des ventilateurs sont déterminés selon la norme ASHRAE (ASHRAE-55, 1992). Sur cette base, les quantités d'air fournies à chaque zone sont déterminées en fonction du nombre de personnes qui y vivent. Le débit d'air varie entre une limite inférieure et une limite supérieure de 7,5 et 21,5 l/s/personne (ASHRAE-55, 1992). Les débits d'air d'alimentation et d'extraction utilisés dans le bâtiment pour chaque zone sont résumés dans le Tableau V-3.

Tableau V-3: Débits de ventilation et d'extraction d'air dédiés à chaque zone

| Zone | Nombre de personnes | Air de ventilation [m ³ /h] | Air d'extraction [m ³ /h] |
|---------------|---------------------|--|--------------------------------------|
| Séjour | 4 | 147,5 | - |
| Salle de bain | - | - | 65,6 |
| Chambre 1 | 2 | 73,8 | - |
| Cuisine | - | - | 131,1 |
| Chambre 2 | 2 | 73,8 | - |
| Hall | - | - | 98,4 |

L'extraction d'air est régulée en fonction de l'air fourni par l'ECAS et de la ventilation réalisée par free cooling. De plus, l'alimentation en air est assurée par les zones principales et l'extraction d'air est réalisée par les zones techniques et auxiliaires (voir Chapitre III). La Figure V-6 illustre le principe d'alimentation et d'extraction d'air utilisé dans le bâtiment.

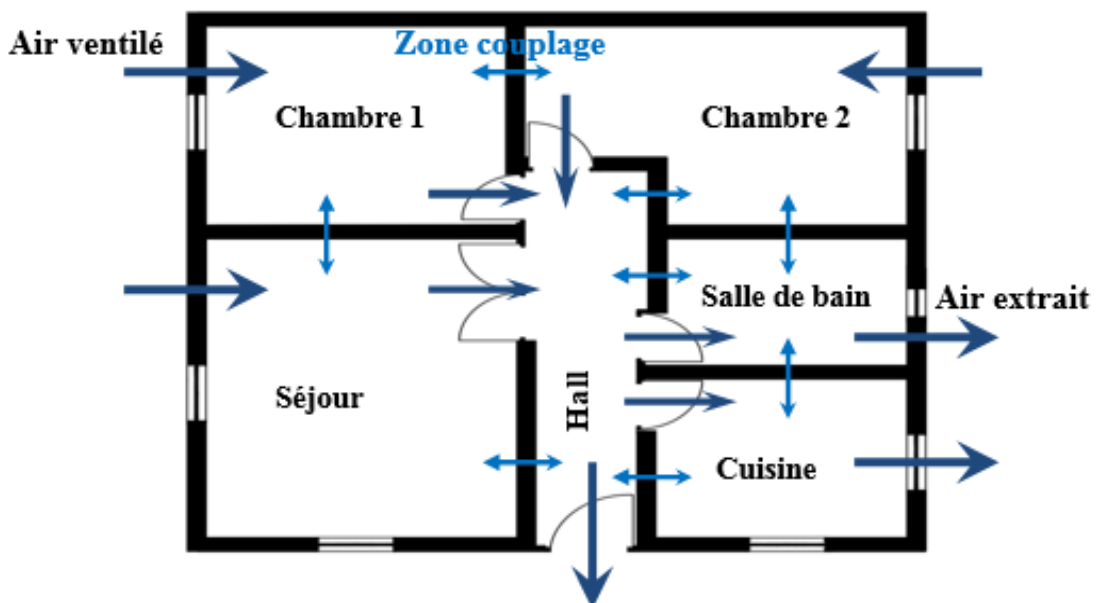


Figure V-6 : Stratégie de ventilation et d'extraction d'air adoptée pour le bâtiment

V.5.1.5 Données climatiques

Le bâtiment considéré pour cette étude est situé dans la ville d'Oran en Algérie (35,69° nord, 0,63° ouest). Cette ville bénéficie d'un climat méditerranéen parfait qui se caractérise par des étés chauds et secs et des hivers doux et humides avec des températures minimum et maximum variant entre 0°C et 40°C et une irradiation horizontale globale allant jusqu'à 4000 kJ/m². Les données climatiques (TMY) utilisées pour la simulation sont générées par le logiciel Meteonorm (Meteonorm, 2014). La Figure 7 montre la variation de la température annuelle de l'air extérieur et de l'irradiation solaire globale quotidienne de la ville d'Oran. Nous notons que les températures de l'air extérieur varient de 2°C à 38°C toute l'année et que l'irradiation horizontale globale peut dépasser 2500 kJ/m² en hiver et 3500 kJ/m² en été.

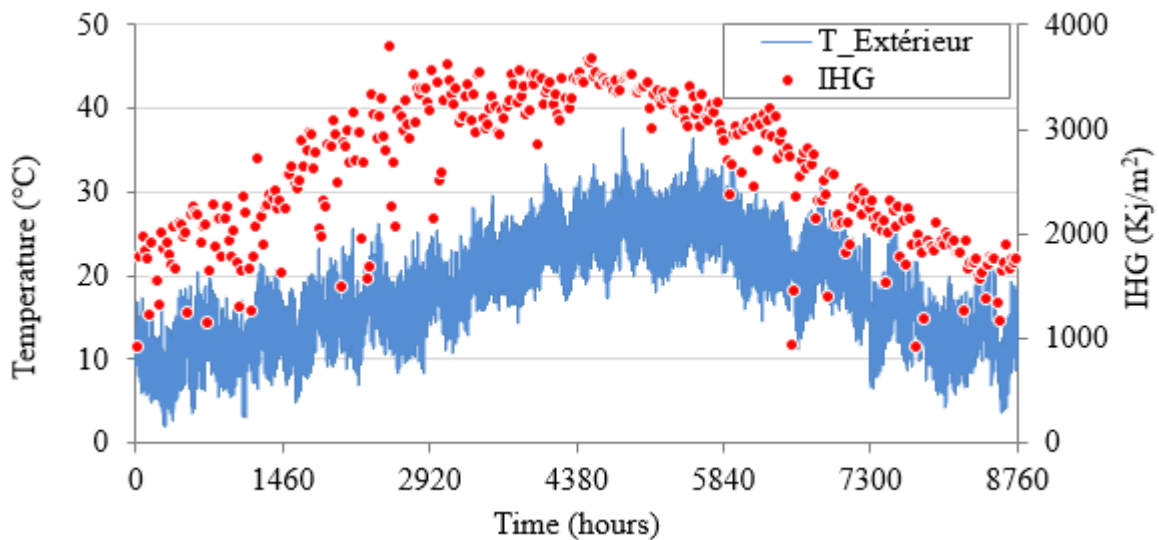


Figure V-7: Température annuelle de l'air extérieur et l'irradiation solaire globale quotidienne (IHG) de la ville d'Oran

V.6 Etudes des besoins énergétiques du bâtiment

V.6.1 Bâtiment sans systèmes intégrés

Les résultats de simulation du modèle thermique du bâtiment résidentiel sont obtenus en utilisant le logiciel TRNSYS.17 dans les conditions climatiques d'Oran, Algérie. Les variations de températures de l'air intérieur des zones de bâtiment sont simulées au cours d'une année (voir Figure V-8). La simulation montre que les variations de température des zones varient entre 8,3°C-14,4°C en hiver et 27,6°C-33,2°C en été. Les températures de l'air intérieur dans

les zones exposées au sud (séjour et chambre 1) sont importantes par rapport à la chambre 2 (exposée au nord) en hiver et en été, pouvant atteindre 6,5°C. Cette différence de température est due à la présence d'un gain solaire pénétrant dans les zones, ce qui augmente la température de l'air intérieur, contribuant à chauffer la zone sous forme d'énergie passive pendant l'hiver et provoquant généralement une surchauffe en été.

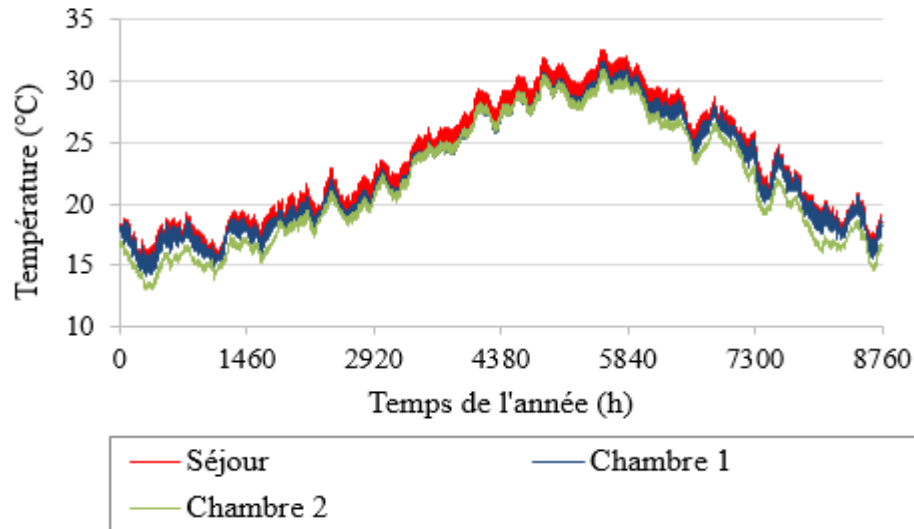


Figure V-8 : Variations annuelles de température de l'air intérieur de différentes zones du bâtiment résidentiel étudié (bâtiment sans source)

Un rapport mensuel des besoins en chauffage et en refroidissement est obtenu de différentes zones ainsi que l'ensemble du bâtiment (voir Figure V-9). Les températures de consigne utilisées pour les simulations sont prises de la réglementation thermique algérienne du bâtiment (DTR C3-T, 2011), établies respectivement à 21°C et 27°C pour le chauffage et le refroidissement.

Les résultats montrent que les besoins en chauffage sont importants pendant les mois les plus froids de janvier, février et décembre, avec des valeurs allant respectivement jusqu'à 394,8 kWh, 374,4 kWh et 229,7 kWh pour le séjour, la chambre 2 et la chambre 1. De plus, les besoins en refroidissement atteignent 337,3 kWh et 365,2 kWh durant les mois d'été les plus chauds de juillet et d'août pour le salon. Cette augmentation est due à la position du salon et à l'orientation des murs et des fenêtres vers les directions sud et ouest, ce qui permet la pénétration du rayonnement solaire dans la zone.

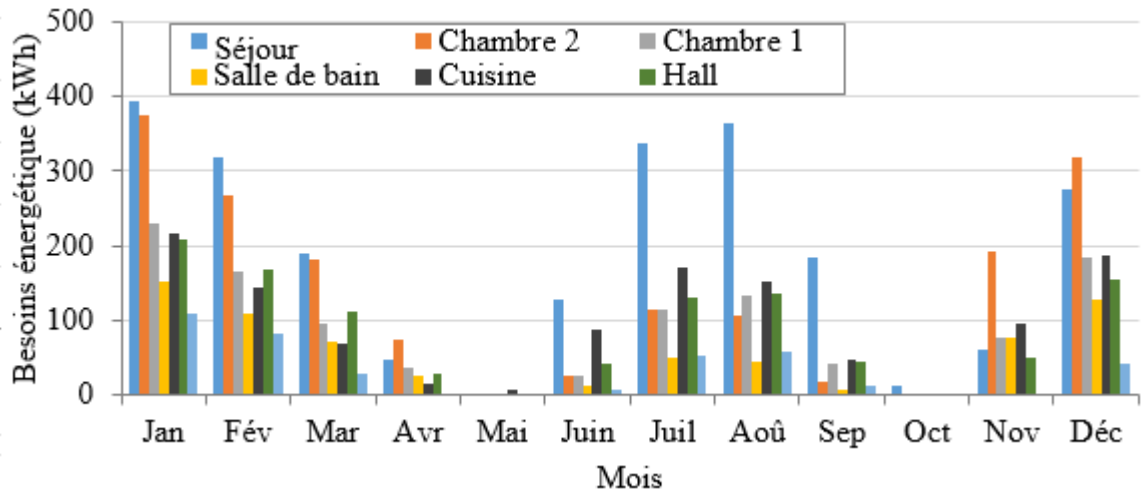


Figure V-9 : Besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment sans systèmes intégrés

Les besoins saisonniers et annuels en chauffage et en refroidissement pour chaque zone et pour tout le bâtiment sont indiqués dans le Tableau V-4. Les besoins énergétiques annuels du bâtiment sont estimés à 8044,23 kWh/an (la somme des besoins énergétiques de toute les zones du bâtiment), soit une valeur de 55 kWh/m²/an pour le chauffage et 25,45 kWh/m²/an pour le refroidissement par unité de surface de plancher.

Tableau V-4 : Besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment

| Zones | Besoins énergétiques du bâtiment (kWh/an) | |
|---|---|--------------------------------|
| | Chauffage (21°C) | Refroidissement (27°C) |
| Séjour | 1285,6 | 1027,5 |
| Chambre 1 | 791 | 316 |
| Chambre 2 | 1407,5 | 268 |
| Salle de bain | 567,4 | 114,4 |
| Cuisine | 717,9 | 464 |
| Hall | 719,6 | 355,3 |
| Total des besoins saisonniers en chauffage et en refroidissement du bâtiment | 5499 | 2545,2 |
| Total des besoins saisonniers en chauffage et en refroidissement du bâtiment par unité de surface de plancher | ~ 55 (kWh/an/m ²) | 25,45 (kWh/an/m ²) |
| Total annuel des besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment | 8044,2 | |

V.6.2 Bâtiment avec systèmes intégrés et leurs stratégies de contrôle

La performance thermique du bâtiment intégrant le PSD, l'ECAS et le free cooling avec la stratégie de contrôle a été étudiée. Le couplage entre ces sources a été bien pensé en ce qui concerne les conditions climatiques et le rôle complémentaire de chaque source.

Le chauffage du bâtiment est assuré en combinant le PSD avec l'ECAS. La stratégie de couplage adoptée utilise le PSD comme source de chaleur principale et le combine avec l'ECAS pour couvrir les besoins en chauffage. En outre, l'ECAS peut également être utilisé les jours les plus froids où le rayonnement solaire tend vers zéro, et pendant la nuit où il n'y a plus de chaleur fournie par le PSD. En revanche, le refroidissement du bâtiment est assuré par l'ECAS et le free cooling. Ce dernier est sélectionné pour couvrir les besoins en refroidissement pendant les heures où l'ECAS ne fournit aucun rafraîchissement à l'air. Ce choix est adopté car souvent l'ECAS fournit une température de l'air plus élevée (chauffage au lieu de refroidissement) que l'air ambiant, pendant la nuit jusqu'au début de la journée ($T_{Sol} > T_{Ext}$).

La Figure V-10 montre les variations de température de la zone de séjour, du sol (3 m) et des systèmes intégrés, tels que la température du fluide de départ et de retour du PSD, la température de l'air à la sortie de l'ECAS en mode contrôle, la température de l'air frais en mode de contrôle (free cooling) et les débits massiques en mode contrôle des systèmes PSD, ECAS et la ventilation dédiée au free cooling. La température du fluide de départ du plancher chauffant (sortie du capteur solaire) peut atteindre 70°C lorsque le système de chauffage par plancher (PSD) est mis à l'arrêt, c'est-à-dire quand le système de contrôle intervient pour arrêter les pompes de circulation du fluide au niveau du capteur solaire jusqu'au circuit hydraulique. Cet arrêt de la pompe a permis à l'eau de stagner dans le capteur solaire, ce qui augmente sa température de plus de 60°C. Le principe de fonctionnement des modes de contrôle au niveau des zones ainsi que les systèmes de chauffage et de refroidissement est clairement expliqué dans les figures suivantes.

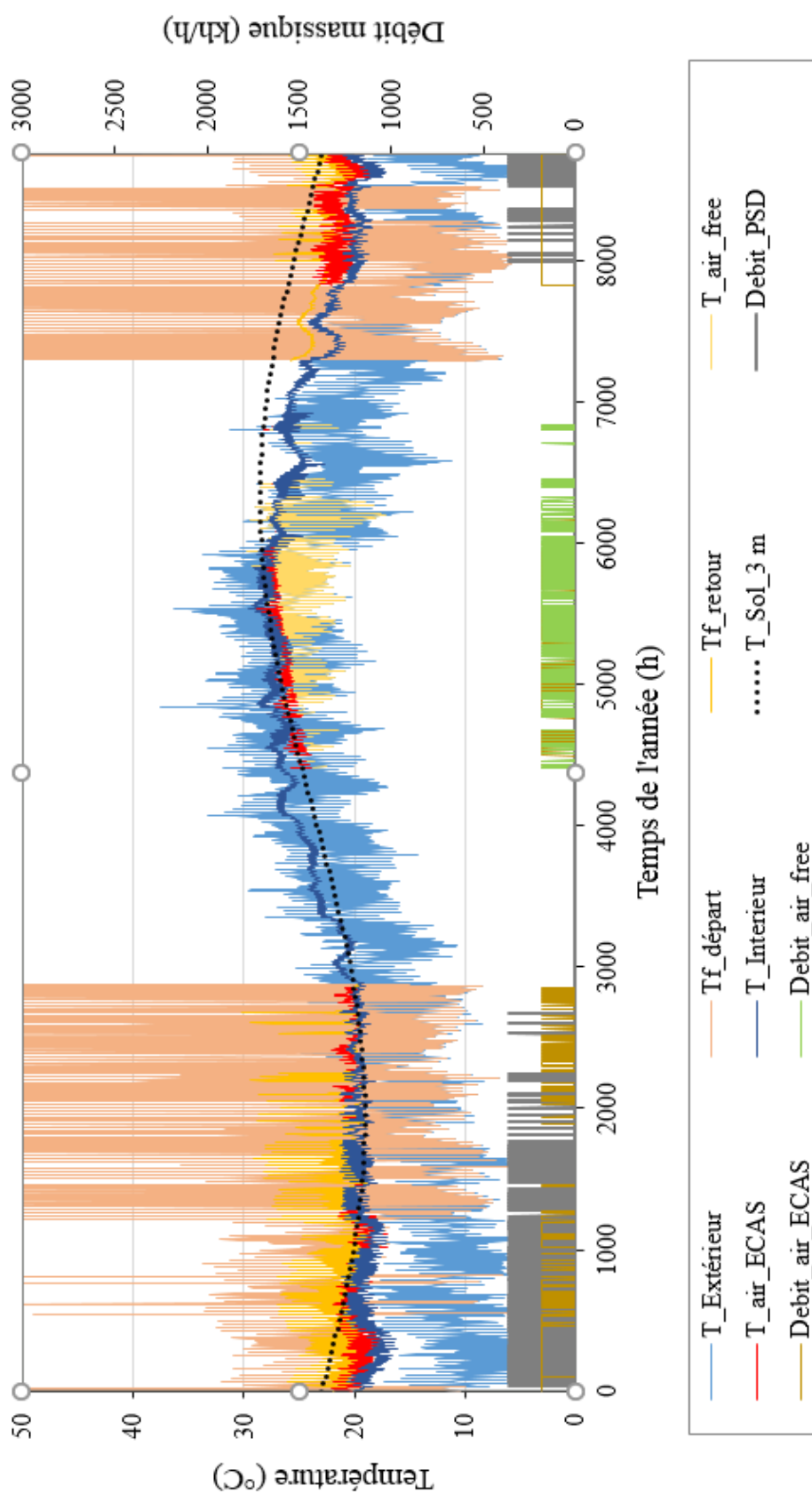


Figure V-10 : Variation des températures dans la zone de séjour avec leurs systèmes intégrés (PSD, ECAS et le free cooling) durant toute l'année (chauffage et refroidissement)

La Figure V-11 présente la température de l'air extérieur, la température de l'air intérieur, la température de l'air à la sortie de l'ECAS (en mode contrôle), la température du sol à 3 m de profondeur et les températures du fluide de départ et de retour du PSD (en mode contrôle). La température de l'air extérieur varie entre 3°C et 17°C, la température de l'air intérieur dans le séjour varie entre 16,5°C et 20°C et la température du sol varie autour de 20°C. Le graphique montre la variation de la température de l'air intérieur préchauffé lorsqu'il descend en dessous de 21°C et au-dessus de l'air fourni par l'ECAS. Pendant la journée, l'air intérieur est chauffé par le PSD et l'ECAS lorsque les conditions le permettent. Cependant, pendant la nuit, l'intérieur est chauffé uniquement par l'ECAS lorsque la température de l'air fourni n'est pas considérée comme contre-productive.

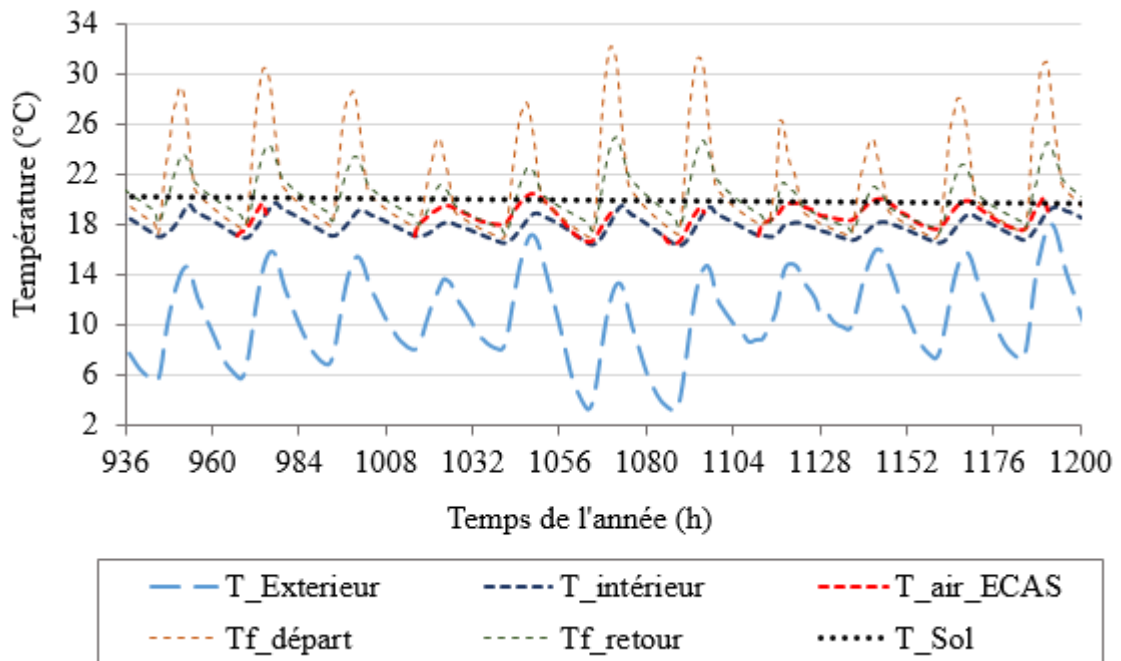


Figure V-11 : Température de l'air intérieur du séjour combiné avec le PSD et l'ECAS (la température de consigne pour le chauffage est de 21°C)

La variation de la température de l'air extérieur, la température de l'air intérieur dans le séjour, la température à la sortie de l'ECAS (en mode contrôle), la température de l'air fourni par le free cooling (en mode contrôle) et la température du sol à 3 m de profondeur sont respectivement représentées sur la Figure V-12. La température de l'air extérieur varie entre 20°C et 38°C, la température de l'air intérieur varie entre 26°C et 31°C et la température du sol varie autour de 25°C. L'ECAS s'allume lorsque la température de l'air intérieur dépasse 27°C et s'éteint lorsque la température du sol à la profondeur d'enfouissement est supérieure à la température de l'air

extérieur. En continuation, le free cooling s'allume et vice versa. Le système fonctionne en continu selon la stratégie de contrôle mise en place pendant la saison estivale.

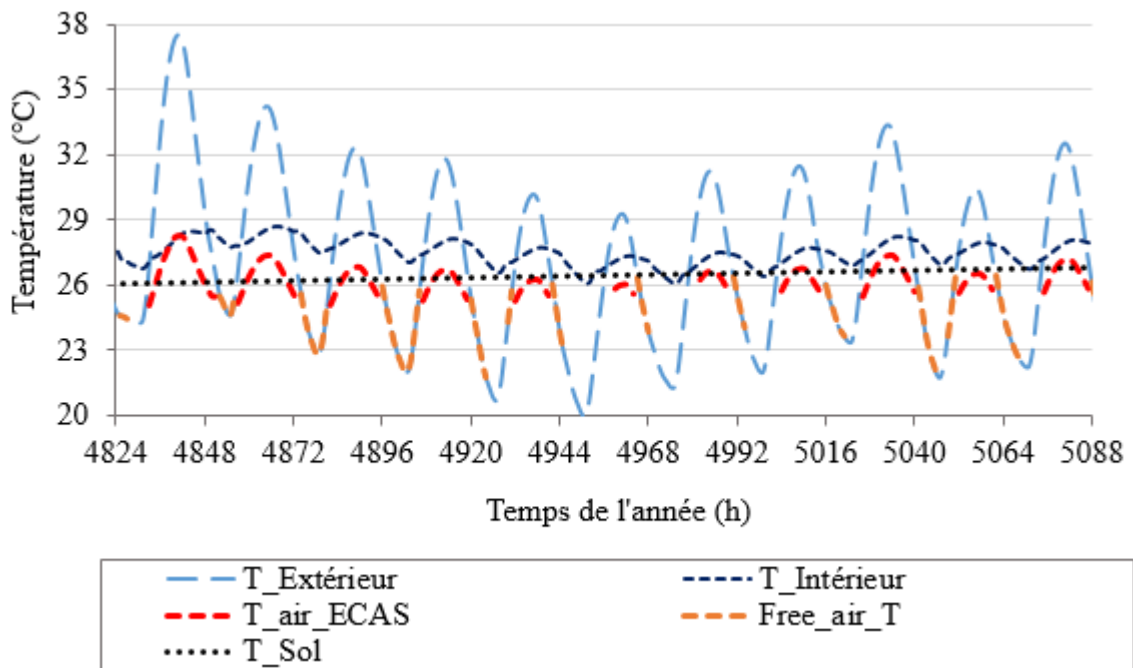


Figure V-12 : Température de l'air intérieur du séjour combiné avec le l'ECAS et le free cooling (la température de consigne pour le refroidissement est de 27°C)

La Figure V-13 montre les besoins mensuels en chauffage et en refroidissement de toutes les zones du bâtiment étudié avec et sans systèmes intégrés. Comme nous l'avons indiqué dans la Figure V-9, les besoins en chauffage du bâtiment sans systèmes intégrés atteignent des valeurs maximales en mois de janvier avec de valeurs de 394,8 kWh, 374,4 kWh et 229,7 kWh pour le séjour, la chambre 2 et la chambre 3. Cependant, les besoins en chauffage du bâtiment équipé du PSD et de l'EAHE enregistrent respectivement des valeurs de 67,7 kWh, 133,64 kWh et 73,5 kWh en janvier pour le séjour, la chambre 2 et la chambre 1. Les besoins en refroidissement sans systèmes intégrés enregistrent des valeurs maximales en juillet et août avec respectivement des valeurs de 337,3 kWh et 365,2 kWh pour la zone de séjour. Pour la même zone, des valeurs de 41,86 kWh et 87,36 kWh ont été enregistrées pour le bâtiment équipé d'EAHE et du free cooling.

Une diminution des besoins en chauffage et refroidissement peut atteindre 87,6% et 83% pour une zone donnée, comme la zone de séjour. Les besoins en refroidissement sont presque nuls en mai, juin et octobre.

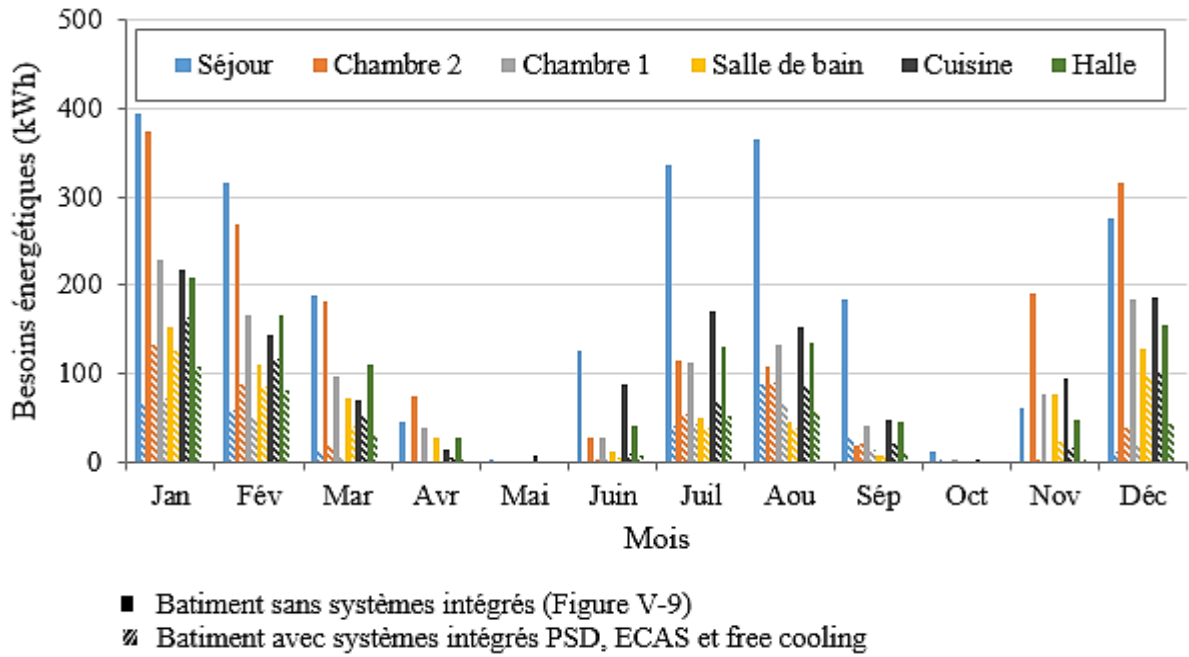


Figure V-13 : Besoins en chauffage et en refroidissement du bâtiment avec et sans systèmes intégrés

La Figure V-14 montre les besoins saisonniers en chauffage et en refroidissement du bâtiment sans et avec systèmes intégrés (PSD, ECAS et free cooling). Les besoins en chauffage du bâtiment intégrant le PSD et l'ECAS soumis à la stratégie de contrôle sont réduits de 3813,8 kWh/an, ce qui couvre environ 70% les besoins saisonniers en chauffage du bâtiment. Les besoins saisonniers en refroidissement sont réduits de 1684,2 kWh/an couvrant environ 66% les besoins saisonniers en refroidissements du bâtiment.

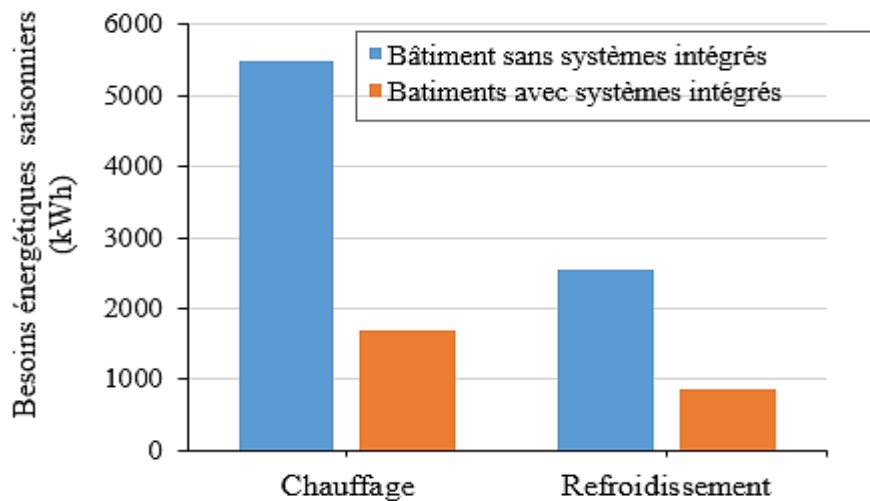


Figure V-14 : Besoins saisonniers en chauffage et en refroidissement du bâtiment avec et sans systèmes intégrés

La Figure V-15 montre les besoins énergétiques annuels du bâtiment avec et sans systèmes intégrés. Le bâtiment intégrant le PSD, l'ECAS, le free cooling et leurs stratégies de contrôle couvre 68% les besoins annuels du bâtiment.

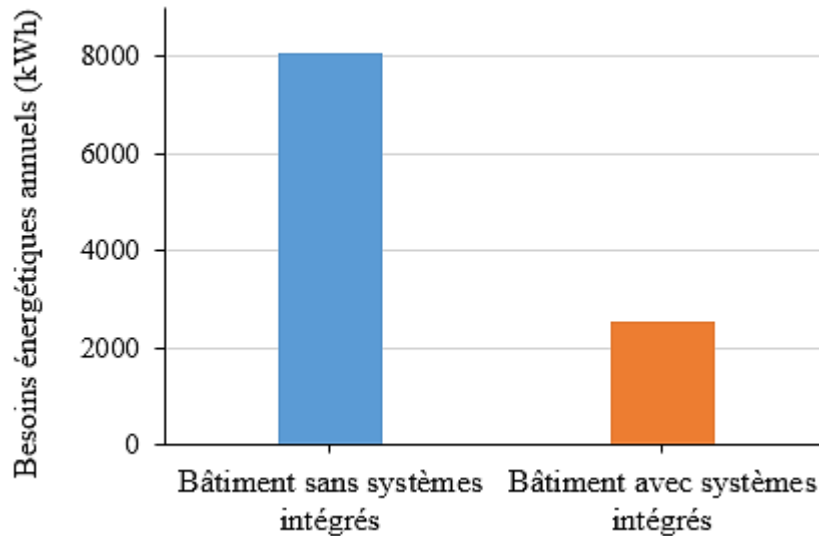


Figure V-15 : Besoins énergétiques annuels du bâtiment avec et sans systèmes intégrés

V.7 Etudes de sensibilités aux couplages des systèmes

V.7.1 Impact sur les besoins énergétiques et taux de confort thermique

Différentes études de cas du bâtiment sont simulées afin d'analyser l'impact du PSD, de l'ECAS, du free cooling et de leurs stratégies de contrôle sur les besoins annuels en chauffage et en refroidissement du bâtiment et sur le taux de confort thermique. En outre, la contribution de ces systèmes et de leurs stratégies de contrôle à la réduction des besoins énergétiques du bâtiment a été évalué (voir Tableau V-5).

Le taux de confort thermique est défini dans cette étude comme le rapport des heures de confort thermique. Il représente les heures où l'état thermique du bâtiment est de l'ordre de $18^{\circ}\text{C} < \text{limite} < 22^{\circ}\text{C}$ pour le chauffage et $25^{\circ}\text{C} < \text{limite} < 29^{\circ}\text{C}$ pour le refroidissement au cours de l'année (4344 heures pour l'hiver et 4416 heures pour l'été) (DTR C3-T, 2011). En effet, la limite de confort thermique est comprise entre la limite inférieure de la température améliorée et la limite supérieure de la température tolérée.

Les différents cas sont comparés au cas de référence du bâtiment sans systèmes intégrés (cas 1, Figure V-9, Tableau V-4, Tableau V-5). Le cas 1 est pris comme référence pour évaluer la

contribution de chaque système. Une étude comparative est effectuée entre différents cas pour déterminer l'effet sur le bâtiment actuel avec et sans le PSD, l'ECAS et le free cooling, ainsi que pour examiner l'impact de la stratégie de contrôle adoptée dans cette étude.

Le cas 2 représente l'étude de cas du bâtiment intégrant uniquement le PSD. Ce dernier a le potentiel de réduire les besoins en chauffage du bâtiment de 46% (Tableau V-5) par rapport au cas 1 (cas de référence). Ce pourcentage représente une différence énergétique de 2515,3 kWh/an que le PSD a pu couvrir en hiver (Tableau V-5). Le taux de confort thermique augmente de 7% à 58% des heures de confort pendant la saison de chauffage (cas 1, 2, Tableau V-5). De plus, l'ECAS intégré dans le bâtiment (cas 3) a une contribution de 42% et 60% (Tableau V-5) à la réduction des besoins en chauffage et en refroidissement par rapport au cas 1. Dans ce cas, l'ECAS est simulé stratégie expliquée dans la section 4. Les valeurs du rapport de confort thermique pour le bâtiment intégrant uniquement l'ECAS (cas 3) sont différentes en hiver et en été ; c'est-à-dire que les deux sont respectivement de 31% et 53% (Tableau V-5). En comparant le cas 3 avec le cas 2, nous déduisons que l'ECAS est moins efficace que le PSD pendant la période de chauffage. Le free cooling (cas 4) représente une contribution de 41% à la réduction des besoins en refroidissement du bâtiment (Tableau V-5). Il couvre 1053 kWh/an des besoins en refroidissement pendant les nuits d'été (Tableau V-5). De plus, dans ce cas, la durée du confort thermique estival est de 39%, ce qui représente une augmentation de 24% par rapport au cas 1. L'impact de la stratégie de contrôle sur la performance des systèmes intégrés dans le bâtiment au cours des opérations combinées est examiné pour différentes études de cas (cas 5, 6 et 7). Le cas 5 représente le bâtiment intégrant le PSD et l'ECAS sans la stratégie de contrôle, tandis que le cas 6 inclut la stratégie de contrôle. Le système combiné sans la stratégie de contrôle (cas 5) réduit les besoins en chauffage du bâtiment de 42%, ce qui représente une différence de 2292,6 kWh/an (Tableau V-3). Les besoins en chauffage du bâtiment intégrant le PSD et l'ECAS sans stratégie de contrôle sont augmentés de 222,7 kWh/an par rapport au cas du PSD seul (cas 2) et de 40 kWh/an par rapport au cas de l'ECAS seul (cas 3). De même, le taux de confort thermique du cas présent est réduit de 33% par rapport à celui intégrant uniquement le PSD (cas 2) et de 6% par rapport au cas intégrant uniquement l'ECAS (cas 3). D'autre part, les systèmes intégrés (PSD et ECAS) soumis à la stratégie de contrôle (cas 6) réduisent les besoins en chauffage d'environ 70%, soit 3813,8 kWh/an (Tableau V-5), que le

Tableau V-5 : Besoins annuels en chauffage et en refroidissement du bâtiment pour différents cas d'étude

| N | Cas d'étude | Besoins du bâtiment (kWh/an) | | Besoins couverts (kWh/an) | | Pourcentage de réduction (%) | | Taux de confort thermique (%) | |
|-------|--|------------------------------|---------|---------------------------|--------|------------------------------|--------|-------------------------------|-----|
| | | Chauf | Refroi- | Chauf | Refroi | Chauf | Refroi | Hiver | Été |
| 1 | Bâtiment sans source (référence) | 5499 | 2545 | - | - | - | - | 7 | 15 |
| 2 | Bâtiment équipé du PSD | 2983,7 | - | 2515,3 | - | 46 | - | 58 | - |
| 3 | Bâtiment couplé d'ECAS | 3166,4 | 1017,4 | 2332,6 | 1527,6 | 42 | 60 | 31 | 53 |
| 4 | Bâtiment rafraîchi par le free cooling | - | 1492 | - | 1053 | - | 41 | - | 39 |
| 5 | Bâtiment équipé du PSD et d'ECAS sans stratégie de contrôle | 3206,4 | - | 2292,6 | - | 42 | - | 25 | - |
| 6 | Bâtiment équipé du PSD et d'ECAS soumis à la stratégie de contrôle | 1685,2 | - | 3813,8 | - | ~70 | - | 81 | - |
| 7 | Bâtiment équipé d'ECAS et du free cooling soumis à la stratégie de contrôle | - | 860,8 | - | 1684,2 | - | 66 | - | 86 |
| Total | | | | | | | | | |
| 8 | Total des besoins annuels en chauffage et en refroidissement du bâtiment équipé du PSD, DECAS et du free cooling soumis à la stratégie de contrôle | 2546 kWh/an | | 5498 | | 68% | | ~ 84% | |

système combiné peut couvrir. De plus, un taux de confort thermique de 81% a été enregistré (Tableau V-5), ce qui représente environ 3519 heures de confort en hiver.

La stratégie de contrôle appliquée au système combiné (cas 6) réduit les besoins en chauffage du bâtiment de 1298,5 kWh/an par rapport au cas intégrant le PSD seul (cas 2), de 1481,1 kWh/an par rapport au cas intégrant l'ECAS (cas 3) et de 1521,2 kWh/an (28%) par rapport au cas intégrant le système combiné sans stratégie de contrôle (cas 5). De même, cette stratégie de contrôle appliquée au cas 6 augmente la durée du confort thermique de 23% par rapport au cas 2, de 50% par rapport au cas 3 et de 56% par rapport au cas 5 (sans stratégie de contrôle).

Le cas 7 représente le bâtiment actuel intégrant l'ECAS et le free cooling soumis à la stratégie de contrôle. Ils réduisent les besoins en refroidissement du bâtiment de 66%, ce qui équivaut à 1684,2 kWh/an (Tableau V-4). Cette réduction représente 156,6 kWh/an (6%) et 632 kWh / an (25%) par rapport au cas intégrant exclusivement l'ECAS (cas 3) et le cas utilisant le free cooling (cas 4). Ici, le taux de confort thermique atteint 86% (3842 heures) en été pour le cas présent (cas 7), soit une différence de 33% et 47% par rapport aux cas 3 et 4.

Le cas 8 étudie l'effet de la combinaison de tous les systèmes mentionnés ci-dessus : le PSD, l'ECAS, le free cooling et la stratégie de contrôle adoptée tout au long de l'année. Ensemble, ils réduisent les besoins énergétiques annuels du bâtiment étudié de 68%, ce qui correspond à économiser 5498 kWh/an sur les besoins globaux en chauffage et en refroidissement (Tableau IV-4). En outre, le taux de confort thermique annuel estimé du bâtiment combinant tous les systèmes mentionnés ci-dessus (cas 8) est d'environ 84%, ce qui est conforme à la norme ASHRAE 55-2010.

V.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons analysé les performances thermiques d'un bâtiment équipé d'un système combiné comprenant un plancher solaire direct (PSD), un échangeur de chaleur air-sol (ECAS) et un système de ventilation pour assurer le free cooling. Le modèle thermique du bâtiment et tous les systèmes intégrés (mentionnés ci-dessus) soumis à la stratégie de contrôle a été développé en utilisant le logiciel TRNSYS.17. Les principaux Types et modèles utilisés dans la simulation sont validés à partir de données expérimentales issues d'une cellule d'essai intégrant des systèmes d'énergies renouvelables. Le modèle développé est utilisé pour étudier les performances thermiques du bâtiment avec et sans systèmes intégrés (PSD, ECAS et free cooling) et l'impact de la stratégie de contrôle. Enfin, une étude comparative est menée afin

d'évaluer la contribution de chaque système à la réduction des besoins annuels en chauffage et en refroidissement du bâtiment. Il est à noter que ces simulations sont réalisées par rapport au climat méditerranéen d'Oran (étés chauds et secs et hivers doux et humides). Les conclusions tirées de ce travail sont résumées comme suit :

- En hiver, les besoins en chauffage du bâtiment intégrant le PSD et l'ECAS soumis à la stratégie de contrôle sont réduits de 70%, alors qu'ils ne sont réduits que de 46% avec le PSD uniquement et de 42 % avec l'ECAS et de 42% en utilisant le système combiné sans la stratégie de contrôle.
- Le taux de confort thermique a été évalué à 7% des heures de confort en hiver pour le bâtiment sans système intégré. Il augmente jusqu'à 31% en utilisant uniquement l'ECAS, à 58% en utilisant uniquement le PSD (cas 2) et à 81% en utilisant les deux systèmes (PSD et ECAS) sous stratégie de contrôle.
- La stratégie de contrôle appliquée au système combiné couvre non seulement 28% des besoins en chauffage du bâtiment mais augmente également le taux de confort thermique d'environ 56% par rapport au cas du bâtiment intégrant le système combiné sans la stratégie de contrôle.
- Pendant l'été, l'ECAS et le free cooling soumis à la stratégie de contrôle contribuent ensemble à une réduction de 66% des besoins en refroidissement de ce bâtiment.
- L'ECAS et le free cooling soumis au contrôle réduisent les besoins en refroidissement du bâtiment de 6% par rapport au cas intégrant uniquement l'ECAS et de 25% par rapport au cas utilisant le free cooling
- Le taux de confort thermique a été estimé à 15% des heures de confort en été pour le bâtiment sans systèmes intégrés. Il est porté à 39% en utilisant le free cooling, à 53% en utilisant l'ECAS et à 86% en utilisant les deux systèmes (ECAS et free cooling) soumis à la stratégie de contrôle.
- Les systèmes intégrés combinés ensemble réduisent de 68% les besoins énergétiques annuels totaux du bâtiment étudié et augmentent le taux de confort thermique d'environ 84% de la période totale de l'année (les deux saisons).

Enfin, la combinaison simultanée de plusieurs systèmes dans le bâtiment sans mettre en place une stratégie de contrôle adéquate peut non seulement augmenter la consommation d'énergie, mais également réduire le niveau de confort thermique.

Conclusion générale et perspectives

Ce travail est une contribution à l'étude des performances énergétiques des systèmes solaire et géothermique intégrés au bâtiment. Nous avons étudié le comportement thermique d'un bâtiment équipé d'un système combiné utilisant un plancher solaire direct (PSD), un échangeur chaleur air-sol (ECAS) et le free cooling. Une modélisation à l'échelle du bâtiment a été faite. Elle consiste à modéliser les composants du bâtiment et ses systèmes énergétiques intégrés. Le PSD a été combiné avec un ECAS afin de couvrir les besoins énergétiques en chauffage durant l'hiver. Cette combinaison nécessite de mettre en place une stratégie de contrôle afin d'assurer une synergie et une complémentarité entre les systèmes ainsi qu'à éviter l'impact négatif entre les composants. En revanche, et durant l'été, l'ECAS a été utilisé avec un dispositif de ventilation assurant le free cooling. Ce dernier a été choisi afin de combler les besoins énergétiques en refroidissement durant la nuit. L'ECAS provoque une surchauffe durant les soirs d'été vu que la baisse de la température de l'air extérieur qui devient inférieure à la température du sol. Cette baisse génère un chauffage au lieu de rafraîchissement.

Le cas d'étude est basé sur un bâtiment résidentiel qui reflète l'état actuel de la construction en Algérie. Ce choix a été adopté afin de mettre en valeur l'étude de point de vue consommation énergétique dans les foyers algériens et les solutions offertes par ce papier.

Le bâtiment et tous les systèmes mentionnés ci-dessus ont été modélisés sous le logiciel TRNSYS.17. La flexibilité du logiciel en termes de modélisation du comportement thermique dynamique des bâtiments ainsi en matière des composants et techniques de contrôle mise à la disposition de l'utilisateur nous ont facilité le choix de l'outil.

Le système expérimental se situe au niveau du laboratoire Sol, Matériaux et Thermique (LMST), faculté d'architecture et de génie civil de l'université des sciences et technologie Mohamed Boudiaf (USTOMB) d'Oran. Une cellule d'essai nous a permis d'étudier expérimentalement et d'explorer les possibilités d'utilisation d'un tel système ainsi que de valider par l'expérience les modèles thermiques de l'ensemble, bâtiment, PSD et ECAS.

L'étude a montré que l'intégration de l'ensemble des systèmes (PSD, ECAS et free cooling) dans le bâtiment résidentiel, contribue à une réduction de 68% sur les besoins énergétiques annuels, ce qui correspond à économiser 5498 kWh/an sur les besoins globaux en chauffage et

en refroidissement. De plus, un taux de confort thermique annuel a été estimé à 84% en utilisant tous les systèmes (PSD, ECAS et free cooling) soumis à la stratégie de contrôle.

La stratégie de contrôle discutée dans ce document devrait être mise en œuvre dans la conception de systèmes combinés (PSD, ECAS et free cooling) pour le chauffage et le refroidissement des espaces habitables dans les climats méditerranéens.

Cette étude fournit à la littérature et aux travaux futurs des résultats prometteurs concernant l'utilité de combiner le PSD avec le système ECAS pour améliorer les performances thermiques des bâtiments en climat méditerranéen. La situation géographique et les conditions climatiques peuvent affecter considérablement la performance d'un tel système, point qui devrait être pris en considération pour les futurs travaux.

Références bibliographiques

- CDER (2015). Objectives of The New Renewable Energy Program In Algeria. Renewable Energy Development Center, Algeria. <http://www.cder.dz>.
- APRUE (2016). National Agency for the Promotion and Rationalization of Energy Use, Algeria.
- Alkhateeb, E., and Bassam, A. (2017). Potential of upgrading federal buildings in the united arab emirates to reduce energy demand. *Procedia Engineering* .180, 61–70.
- Gong, X., Yasunori A., and Daisuke, S. (2012). Optimization of passive design measures for residential buildings in different chinese areas. *Building and Environment*. 58, 46–57.
- Taleb, H. M. (2014). Using passive cooling strategies to improve thermal performance and reduce energy consumption of residential buildings in U.A.E. buildings. *Frontiers of Architectural Research*. 1–12.
- Taleb, H. M., and Steve., S. 2015. Developing sustainable residential buildings in Saudi Arabia : A case study. *Applied Energy*. 88, 383–91.
- Itani, T., N Ghaddar, and Ghali, K. (2011). International journal of sustainable strategies for reducing energy consumption in existing office buildings. 37–41.
- APRUE (2015). National Agency for the Promotion and Rationalization of Energy Use, Algeria.
- B.E.N (2016). Bilan Energétique National. Ministère de l'Energie d'Algérie.
- Peigné, P. (2012). Étude d'un système combiné de ventilation et de chauffage au bois dans les bâtiments à basse consommation d'énergie. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- J.O.R.A (1999). Journal Officiel de République Algérienne. Loi N°99-09 du 28 Juillet 1999 relative à la Maîtrise de l'Énergie. Alger, Algérie.
- CNERIB (1997). Ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme, Commission Technique Permanente. Réglementation Thermique des Bâtiments d'Habitation et Règles de Calcul des Déperditions Calorifiques. Document Technique Réglementaire. Alger, Algérie.
- J.O.R.A (2000). Journal Officiel de République Algérienne. Décret exécutif N°2000-90 du 24 Avril 2000 Portant Réglementation Thermique dans les Bâtiments Neufs. Alger, Algérie.
- Fanger, P. O. (1970). Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering. Denmark, McGraw-Hill.
- Olesen, B. W., Corngati, S. P., and Raimondo, D. (2011). Evaluation methods for long term indoor environmental quality. Proceedings of the Conference Indoor Air 2011, June 5–10, Austin, Texas, USA.
- Almeida, R. M. S. F., and Freitas, V. P. (2014). Indoor environmental quality of classrooms in Southern European climate. *Energy and Buildings*. 81, 127–140.
- Barbosa, R., Vicente, R., and Santos, R. (2015). Climate change and thermal comfort in Southern Europe housing: A case study from Lisbon. *Building and Environment*. 92, 440–451.
- Fang, L., Clausen, G., and Fanger, P. (2000). temperature and humidity: important factors for perception of air quality and for ventilation requirements. *ASHRAE Transaction*. 106.
- Fanger, P.O. (1982). Thermal comfort. Malabar (FL): Robert E. Krieger Publishing Company.

- Brager, G., and De Dear, R. (1998). Thermal adaptation in the built environment: a literature review. *Energy and Buildings*. 27, 1025-1038.
- Nicol, J.F., and Humphreys, M.A. (2010). Derivation of the equations for comfort in free-running buildings in CEN Standard EN15251. Special Issue Section: International Symposium on the Interaction Human and Building Environment. *Buildings and Environment*. 45, 11-17.
- Raja, I.A., Nicol, J.F., McCartney, K.J., and Humphreys, M.A. (2001). Thermal comfort: use of controls in naturally ventilated buildings. *Energy and Buildings*. 33, 235-244.
- Nicol, J.F., Raja, I.A., Allaudin, A., and Jamy, G.N. (1999). Climatic variations in comfortable temperatures: the Pakistan projects. *Energy and Buildings*. 30, 261-279
- ASHRAE-55 (2010). American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers. Thermal environmental conditions for human occupancy. ASHRAE, Atlanta, USA.
- ISO-7730 (2005). International Organization for Standardization. Ergonomics of the Thermal Environment, Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria. Genève, Switzerland.
- EN-15251 (2007). Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings-addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics. Comité Européen de Normalisation, Brussels, Belgium.
- Brager, G., Paliaga, G., and de Dear, R. (2004). The effect of personal control and thermal variability on comfort and acceptability. ASHRAE-RP-1161—Final Report, ASHRAE, Atlanta, USA.
- Rudd, A., and Henderson, H. (2007). Monitored indoor moisture and temperature conditions in humid-climate US residences, ASHRAE Transactions. 113, 435-49.
- Henderson, H., Shirey, D., and Rice, C. K. (2008). Can conventional cooling equipment meet dehumidification needs for houses in humid climates. ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. Pacific Grove, CA.
- Fang, X., Winkler, J., and Christensen, D. (2011). Using energyplus to perform dehumidification analysis on building america homes. *HVAC&R Research*. 17, 268-83.
- Moujalled, B. (2007). Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés. Thèse de doctorat. Institut des Sciences Appliquées de Lyon.
- Montgomery, D. D., and Kalman, D. A. (1989). Indoor/outdoor air quality: Reference concentrations in complaint free residences. *Applied industrial hygiene*. 4, 17-20.
- Wark, K., Cecil, F., and Wayne, D. T. (1998). Air pollution: its origin and control, Appendix B-7 Addison-Wesley. 554 –557
- ASHRAE-62 (2004). American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers. Ventilation for acceptable indoor air quality. ASHRAE, Atlanta, USA.
- EPA (2015). Environmental Protection Agency. Indoor Air Quality Tools for Schools. IAQ Coordinator's Guide, EPA 402-K-95-001, EPA. Washington, DC.
- Godwin, C., and Batterman, S. (2007). Indoor air quality in Michigan schools. *Indoor Air*, 17, 109–121.
- Santamouris, M., Synnefa, A., Assimakopoulos, M., Livada, I., Pavlou, K., Papaglastra, M., Gaitani, N., Kololotsa, D., and Assimakopoulos, V. (2008). Experimental investigation of the air flow and indoor carbon dioxide concentration in classrooms with intermittent natural ventilation. *Energy and Buildings*. 40, 1833–1843.
- Mumovic, D., Palmer, J., Davies, M., Orme, M., Ridley, I., Oreszczyn, T., C. Judd, C., Critchlow, R.,

- H.A. Medina, H. A., Pilmoor, G., Pearson, C., and Way, P. (2009). Winter indoor air quality, thermal comfort and acoustic performance of newly built secondary schools in England. *Building and Environment*. 44, 1466–1477.
- Chatzidiakou, L., Mumovic, D., and Summerfield, A. J. (2012). What do we know about indoor air quality in school classrooms? A critical review of the literature. 4, 228–59.
- Wargocki, P., Sundell, J., Bischof, W., Brundrett, G., Fanger, P. O. Gyntelberg, F., Hanssen, S. O., Harrison, P., Pickering, A., Seppänen, O., and Wouters, P. (2002). Ventilation and health in non-industrial indoor environments: report from a European Multidisciplinary Scientific Consensus Meeting (EUROVEN). *Indoor Air*. 12, 113–128.
- Daisey, J. M., Angell, W. J., and Apte, M. G. (2003). Indoor air quality, ventilation and health symptoms: an analysis of existing information. *Indoor Air*, 13, 53–64.
- Mendell, M. J., and Heath, G. A. (2005). Do indoor pollutants and thermal conditions in schools influence student performance? A critical review of the literature. *Indoor Air*. 15, 27–52.
- Heerwagen, D. (2004) *Passive and active environmental controls*. New York, NY: McGraw-Hill.
- BCAP. 2012. *Building Codes Assistance Project : 2012 Annual report*.
- D.T.R-C3-2 (1997). *Réglementation thermique des bâtiments d'habitation. Règles de calcul des déperditions calorifiques*. Centre National d'études et de recherches intégrées du bâtiment, Algérie.
- D.T.R-C3-4 (1998), *Règles de calcul des apports calorifiques pour les locaux à usage d'habitation*. Centre National d'études et de recherches intégrées du bâtiment, Algérie.
- D.T.R-C3-1 (2006), *Règles de Ventilation naturelle des locaux à usage d'habitation*. CNERIB, Algérie.
- Imessad, K., Kharchi, R., S. Bouchaib, Chenak, A., Hakem, S., Hamidat, A., Larbi-youcef, S., Sami, S., et Sahnoune, F. (2017). Mise en application de la nouvelle réglementation thermique algérienne du bâtiment. *Revue des Energies Renouvelables*. 20, 591–597.
- Hamouda, C., et Malek, A. (2006) Analyse théorique et expérimentale de la consommation d'énergie d'une habitation individuelle dans la ville de Batna. *Revue des Energies Renouvelables*. 9, 211 – 228.
- Boukli H. M. A., Chabane Sari, N.E., Benyoucef, B., et Amara, S. (2010) L'impact environnemental d'une habitation écologique. *Revue des Energies Renouvelables*. 13, 545 – 559.
- JORF (2006). *Journal Officiel*. Arrêté du 24 mai 2006 relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles des bâtiments, *Journal Officiel de la République Française* n° 121 du 25 mai 2006.
- JORF (2007). *Journal Officiel*. Arrêté du 8 mai 2007 relatif au contenu et aux conditions d'attribution du label « haute performance énergétique », *Journal Officiel de la République Française* n° 112 du 15 mai 2007.
- Minergie (2008). Site Internet. URL : <http://www.minergie.ch>.
- Passivhaus Institut (2008). Site Internet ; URL : <http://www.passiv.de>.
- Klimahaus (2008). *Klimahaus/Casaclima*. Site Internet : <http://www.klimahausagentur.it/>.
- Bernier, M. (2006). Simulation de maisons « zéro-net ». Journée thématique SFT-IBPSA. Chambéry.
- Disch, R. (2008). *Das Plusenergiehaus*. Site internet. URL : <http://www.plusenergiehaus.de>.
- Maugard, A., Millet, J.-R., et Quenard, D. (2005). Vers des bâtiments à énergie positive. Présentation du CSTB.

- Levine, M., U' rge-Vorsatz, D., Blok, K., Geng, L., Harvey, D., Lang, S., Levermore, G., Mehlwana, A.M., Mirasgedis, S., Novikova, A., Rilling, J., and Yoshino, H. (2007). Residential and commercial buildings. In: Metz, B., Davidson, O., Bosch, P., Dave, R., Meyer, L. (Eds.), *Climate Change 2007: Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, Cambridge.
- Biaoua, A. L., and Bernier, M. A. (2008). Achieving total domestic hot water production with renewable energy. *Building and Environment*. 43, 651–660.
- Mehdaoui, F., Hazami, M., Naili, N., and Farhat, A. (2014). Energetic performances of an optimized passive solar heating prototype used for Tunisian buildings airheating application. *Energy Conversion and Management*. 87, 285–296.
- Hasan, A. (1999). Optimizing insulation thickness for buildings using life cycle cost. *Applied Energy*. 63,115–124.
- Bolattürk, A. (2006). Determination of optimum insulation thickness for building walls with respect to various fuels and climate zones in Turkey, *Applied Thermal Engineering*. 26, 1301–1309.
- Daouas., N. (2008) A study on optimum insulation thickness in walls and energy savings in Tunisian buildings based on analytical calculation of cooling and heating transmission loads. *Applied Energy*. 88, 156-164.
- Daouas, N., Hassen, Z., and Ben Aissia, H. (2010). Analytical periodic solution for the study of thermal performance and optimum insulation thickness of building walls in Tunisia. *Applied Thermal Engineering*. 30, 319-326.
- Moroşan, P. D, Bourdais, R., Dumur, D., and Buisson, J. (2010). Building temperature regulation using a distributed model predictive control. *Energy and Buildings*. 42, 1445-1452.
- Wang, F., and Song. C. (2013). Building energy management: Integrated control of active and passive heating, cooling, lighting, shading, and ventilation systems,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 10, 588–602.
- Wacks, K. P. (1991). Utility load management using home automation. *IEEE transaction on Consumer Electronics*. 37, 168–174.
- Ha, D. L. (2007). Un système avancé de gestion d'énergie dans le bâtiment pour coordonner production et consommation. Thèse de doctorat. Institut polytechnique de Grenoble.
- EnR (2011). Programme National des Energies Nouvelles et Renouvelables. Ministère de l'énergie d'Algérie.
- Mecibah, M. S., and Benyahia, N. (2015). Management and exploitation of direct normal irradiance resources for concentrating solar collectors: Algeria as a case study. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 6, 65-73.
- Bouklia, T. E., and Mecibah, M. S. (2013). Parabolic trough solar thermal power plant: Potential, and projects development in Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 21, 288-297.
- Yaiche, M. R., Bouhanik, A., Bekkouche, S. M. A., Malek, A., Benouaz, T. (2014). Revised solar maps of Algeria based on sunshine duration. *Energy Conversion and Mangement*. 82,114-123.
- Gairaa, K., and Benkacali, S. (2011). Analysis of solar radiation measurements at Ghardaïa area, south Algeria. *Energy Procedia*. 2011. 6:122-129.
- Gairaa, K., and Bakelli, Y. (2011). An overview of global solar radiation measurements in Ghardaïa area, south Algeria. *International journal of Energy and environment*. 2, 255-260.
- Mefti, A., Bouroubi, M. Y., Mimouni, M. (2002). Evaluation du potentiel énergétique solaire. *Bulletin*

des énergies renouvelables. 2, 12.

- Fekraoui, A. (1988). Geothermal resources in Algeria and their possible use (1988). *Geothermics*. 17, 515-519.
- Kedaid, F. Z., and Mesbah, M. (1996). Geochemical approach to the Bou Hadjar hydrothermal system NE Algeria. *Geothermics*. 25, 249-257.
- Saibi, H. (2009). Geothermal resources in Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13, 2544-2552.
- Kedaid, F. Z. (2007). Database on the geothermal resources of Algeria. *Geothermics*. 36, 265-275.
- Fekraoui, A., and Abouriche, M. (1995). Algeria country update report. In: *Proceedings of the World Geothermal Congress*. 1, 31–34.
- Fekraoui, A., and Kedaid, F. Z. (1995). Geothermal resources and uses in Algeria: a country update report. In: *Proceedings of the World Geothermal Congress*. 1–8.
- Gouareh, A., Settou, N., Khalfi, A., Recioui, B., Negrou, B., Rahmouni, S., and Dokkar, B. (2015). GIS-based analysis of hydrogen production from geothermal electricity using CO₂ as working fluid in Algeria. *International Journal of Hydrogen Energy*. 1-10.
- Roux, D., Mandineau, D., et Chateauminois, M. (1983). *Calcul des planchers solaires directs*. Edisud, Aix-en-Provence. 140p.
- Chateauminois, M., Mandineau, D., et Roux, D. (1979). *Calcul d'installations solaires à eau*. Edisud/Pyc-édition, Aix-en-Provence. 143p.
- Mandineau, D. (1985). *Maison individuelle à chauffage par plancher solaire direct (villa Morant)*. Colloque A.F.M.E. Performances expérimentales des installations solaires à capteurs plans, Marseille.
- Kazeoui, H., Belarbi, R., Tahakourt, A., and Ait-Mokhtar, A. (2015). Energy performance evaluation of direct solar floor in traditional and modern buildings, *Building Services Engineering Research and Technology*. 0, 1-18.
- Kharchi, R., Aït Messaoudène, N., Belhamel, M., et Hamid, A. (2001). Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct. *Revue des Energies Renouvelables. Journées de Thermique*. 115-119.
- Menhoudj, S., Sifodil, D., et Mokhtari, A. (2012). Etude expérimentale d'un système solaire actif-PSD. *Revue des Energies Renouvelables*. 15, 479-488.
- Oudrane, A., Aour, B., and Benhamou, M. (2016). Analyse de l'effet de l'épaisseur de la dalle chauffante sur l'efficacité thermique d'une installation de plancher solaire direct (PSD) implantée à Adrar. *African Review of Science, Technology and Development*, 01.
- Papillon, P., (1992). *Contribution à l'amélioration de la technique du plancher solaire direct. Analyse de la solution « dalles minces » et gestion optimisée du chauffage d'appoint*. Thèse de Doctorat, Université de Savoie.
- Papillon, P. (1994). Des armoires pour gérer la chaleur du soleil. *Systèmes Solaires*, n° 102, 11-12, Paris.
- Achard, G., Papillon, P., et Souyri, B. (1993). Modélisation thermique des planchers chauffants. Application au système plancher solaire direct. *Revue Générale de Thermique*. 78, 312-323.
- De Laroche Lambert, T. (1995). Double direct solar floor heating in bioclimatic habitation – Design and real energetical balance, *Revue Générale de Thermique*. 34, 769-786.

- Goswami, D. Y., and Ileslamlou, S. (1990). Performance analysis of a closed loop climate control system using underground air tunnel. *Journal of Solar Energy Engineering*. 112, 76–81.
- Kusuda, T., and Achenbach P. R. (1965). Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in United States. *ASHRAE Transactions* .71.
- Sodha, M. S., Sharmai, A. K., Singh, S. P., Bansal, N. K., kumar, A, Evaluation of an earth-air tunnel system for cooling/heating of a hospital complex. *Building and Environment*. 20, 115-122.
- Florides, G., and Soteris K. (2007). Ground heat exchangers-a review of systems, models and applications. *Renewable Energy*. 32, 2461–78.
- Ozgener, L. (2011). A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 15, 4483–90.
- Ozgener, O., and Ozgener, L. (2010). Exergoeconomic analysis of an underground air tunnel system for greenhouse cooling system, *International Journal of Refrigeration*. 33, 995–1005.
- Ozgener, O., and Ozgener, L. (2011). Determining the optimal design of a closed loop earth to air heat exchanger for greenhouse heating by using exergoeconomics, *Energy and Buildings*. 43, 960–965.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M., Lewis, O., and Asimakopoulos, D. (1997). On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles. *Sol Energy*. 60, 181–90.
- Popiel, C., Wojtkowiak, J., and Biernacka, B. (2001). Measurements of temperature distribution in ground. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 25, 301–309.
- Ozgener, O., Leyla O., and Jefferson, W. T. (2013). A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (Ground) heat exchangers applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 62, 473–80.
- Bisoniya, T. S., Kumar, A., and Baredar, P. (2014). Study on calculation models of earth-air heat exchanger systems. *Journal of Energy*, 1–15.
- Lee, K. H., and Richard K. S. (2008). The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. *Energy and Buildings*. 40, 486–94.
- Hollmuller, P., and Bernard L. (2014). Air – soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. *Applied Energy*. 119, 476–87.
- Ramírez Dávila, L., Xamán, J., Arce, J., Álvarez, G., and Hernández-Pérez, I. (2014). Numerical study of earth-to-air heat exchanger for three different climates. *Energy and Buildings*. 76, 238-248.
- Ascione, F., Bellia, L., and Minichiello, F. (2011). Earth to air heat exchangers for Italian climates, *Renewable Energy*. 36, 2177-2188.
- Bansal, V., Rohit M., Ghanshyam, D. A., and Jyotirmay M. (2013). ‘Derating Factor’ New concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis. *Applied Energy*. 102, 418–26.
- Khabbaz M., Benhamou, B., Limam, K., Hollmuller, P., Hamdi, H., and Bennoun, A. (2016). Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for air cooling in a residential building in hot semi-arid climate. *Energy and Buildings*. 125, 109-121.
- Benhamza, M. E. G., Brima, A., Houda, S., and Moummi, N. (2016). An experimental and a numerical study of horizontal earth-air heat exchanger in a hot climate. *International Journal of Sustainable Engineering*. 10, 82-89.
- Menhoudj, S., Mokhtari, A. M., Benzaama, M. H., Maalouf, C., Lachi, M., and Makhlof, A. (2018).

- Study of the energy performance of an earth—Air heat exchanger for refreshing buildings in Algeria. *Energy and Buildings*. 158, 1602-1612.
- Badescu, V. (2007). simple and accurate model for the ground heat exchanger of a passive house. *Renewable Energy* 32, 845–55.
- Bansal, K., Rohit M., Ghanshyam, D. A., and Jyotirmay, M. (2009). Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating. *energy and buildings*. 41, 1151–54.
- Bansal, K., Rohit M., Ghanshyam, D. A., and Jyotirmay, M. (2010). Performance Analysis of Earth-Pipe-Air Heat Exchanger for Summer Cooling. *Energy and Buildings*. 42, 645–48.
- Abbaspour-fard, M. H., and Gholami, A. (2015). Evaluation of an earth-to-air heat exchanger for the North-East of Iran with semi-arid climate. *International Journal of Green Energy*. 37–41.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M., Asimakopoulos, D., and Tselepidaki, I. (1995). Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications. *Solar Energy*. 55, 163–73.
- Niu, F., Yu, Y., Yu, D., and Li, H. (2015). Heat and mass transfer performance analysis and cooling capacity prediction of earth to air heat exchanger. *Applied Energy*. 137, 211–21.
- Wu, H., Wang, S., and Zhu, D. (2007). Modelling and Evaluation of Cooling Capacity of Earth–Air–Pipe Systems. 48, 1462–71.
- Benhammou, M., and Draoui, B. (2015). Parametric Study on Thermal Performance of Earth-to-Air Heat Exchanger Used for Cooling of Buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 44, 348–55.
- Bojic, M., Trifunovic, N., Papadakis, G., and Kyritsis, S. (1997). numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building. *Energy*. 22, 1151–58.
- Thiers, S., and Peuportier, B. (2008). Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France. *Solar Energy*. 82, 820–31.
- Chel, A., and Tiwari, G. N. (2009). 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*. 41, 56–66.
- Al-ajmi, F., Loveday, D. L., Hanby, V. I. (2006). The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a Desert climate. *Building and Environment*. 41, 235–44.
- De Gids W., and Phaff, H. (1982). Ventilation rates and energy consumption due to open windows: a brief overview of research in the Netherlands. *Air Infiltration Review*. 4, 4–5.
- de Jesus Freire, A., Alexandre, J. L. C., Silva, V. B, Couto, N. D., and Rouboa, A. (2013). compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning. *Applied Thermal Engineering*. 51, 1124–34.
- Gómez, W, B. (2006). Cooling natural ventilation for office buildings in a Mediterranean climate. PLEA2006-The 23rd Conference on Passive and Low Energy Architecture, Geneva, Switzerland, 6-8.
- Imessad, K., Derradji, L., Ait Messaoudene, N., Mokhtari, F., Chenak, A., and Kharchi, R. Impact of passive cooling techniques on energy demand for residential buildings in a Mediterranean climate. *Renewable Energy*. 71, 589-597.
- Blondeau, P., Spérandio M., and Allard, F. (1997). Night ventilation for building cooling in summer. *Solar Energy*. 61, 327-335.

- Pérez-Lombarda L., Ortiz, J., Pout, C. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*. 40, 394-398.
- Chow, J., Kopp, R. J., and Portney, P. R. (2003). Energy resources and global development. *Science*. 302, 528-1531.
- Li, D. H. W., Lam, T. N. T., Chan, W. W. H., and Mak, A. H. L. (2009). Energy and cost analysis of semi-transparent photovoltaic in office buildings. *Applied Energy*. 86, 722-729.
- Eicker, U. (2014). *Energy efficient buildings with solar and geothermal resources*, John Wiley and sons.
- Maerefat, M., and Haghghi, A. P. (2010). Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. *Renewable Energy*. 35, 2316–24.
- Chen, Z. D., Bandopadhyay, P., Halldorsson, J., Byrjalsen, C., Heiselberg, P., and Li, Y. (2003). An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux. *Building and Environment*. 38, 893–906.
- Wang, G., Chen, B., Liu, M., Henkel, J., and Raulin, S. (2004). Analysis, design and preliminary testing of solar chimney for residential air-conditioning applications. *Solar. A solar harvest: growing opportunities*, Portland, Oregon. July, 11–14
- Nugroho, A. M., Ahmad, M. H., and Hiung, J. (2006). Evaluation of parametrics for the development of vertical solar chimney ventilation in hot and humid climate. In: *The 2nd International network for tropical architecture conference*. Jogjakarta: Christian Wacana University; April 3-5, 160–70.
- Ming, T., Liu, W., Pan, Y., and Xu, G. (2008). Numerical analysis of flow and heat transfer characteristics in solar chimney power plants with energy storage layer. *Energy Conversion and Management*. 49, 2872–9.
- Li, H., Yu, Y., Niu, F., Shafik, M., and Chen, b. (2014). Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney. *Renewable Energy*. 62, 468-477.
- Chel, A., Janssens, A., and De Paepe, M. (2015). Thermal performance of a nearly zero energy passive house integrated with the air–air heat exchanger and the earth–water heat exchanger. *Energy and Buildings*. 96, 53–63.
- CSTB (2005). *Méthode de calcul TH-C-E ex*. Rapport technique, CSTB.
- Botsaris, P. N., and Prebezasos, S. (2004). A methodology for a thermal energy building audit. *Building and Environment*. 39, 195–199.
- Räsänen, M., Ruusunen, J., and Hämäläinen, R. P. (1995). Customer level analysis of dynamic pricing experiments using consumption-pattern models. *Energy*. 20, 897–906.
- Catalina, T., Virgone, J., and Blanco, E. (2008). Development and validation of regression models to predict monthly heating demand for residential buildings. *Energy and Buildings*. 40,1825–1832.
- Andersson, S., Sjögren, J. U., Östin, R., and Olofsson, T. (2011). Building performance based on measured data. In *World Renewable Energy Congress*.
- Olofsson, T., and Mahlia, T. (2012). Modeling and simulation of the energy use in an occupied residential building in cold climate. *Applied Energy*. 91, 432–438.
- Chow, W., and Yu, P. C. (2000). Controlling building energy use by overall thermal transfer value. *Energy*. 25, 463–478.
- Birdsall, B., Buhl, W. F., Ellington, K. L., Erdem, A. E., and Winkelmann, F. (1990). *Overview of the DOE-2 building energy analysis program*. Rapport technique, University of California, Berkeley, California.

- Hittle, D. C. (1979). The building loads analysis and system thermodynamics (BLAST) program, version 2.0. Users manual. Rapport technique, Army Construction Engineering Research Lab, Champaign, Illinois.
- Boyer, H., Chabriat, J., Grondin-Perez, B., Tourrand, C., and Brau, J. (1996). Thermal building simulation and computer generation of nodal models. *Building and Environment*. 31, 207–214.
- Boland, J. (1997). Simplifying the solution of the differential equations which describe heat flows in domestic dwellings. *Building and Environment*. 32, 479–484.
- Wetter, M. (2006). Multizone building model for thermal building simulation in Modelica. In *The Modelica Association*.
- Klein, S. A., Duffie, J. A., and Beckman, W. A. (1975). TRNSYS a transient system simulation program, user's manual. Rapport technique, Solar Energy Laboratory University of Wisconsin, Madison.
- Etheridge, D. (2011). *Natural ventilation of buildings : Theory, measurement and design*. Wiley.
- Bellivier, A. (2004). *Modélisation numérique de la thermo-aéraulique du bâtiment : des modèles CFD à une approche hybride volumes finis / zonale*. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle.
- Musy, M., Wurtz, E., Winkelmann, F., and Allard, F. (2001). Generation of a zonal model to simulate natural convection in a room with a radiative/convective heater. *Building and Environment*. 36, 589–596.
- Mora, L. (2003). *Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet*. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle.
- Zogou, O., and Stamatelos, A. (2007). Optimization of thermal performance of a building with ground source heat pump system. *Energy conversion and management*. 48, 2853–63.
- Chargui, R., and Sammouda, H. (2014). Modeling of a residential house coupled with a dual source heat pump using TRNSYS software. *Energy Conversion and Management*. 81, 384–389.
- Seo, J., Ooka, R., Kim, J.T., and Nam, Y., (2014). Optimization of the HVAC system design to minimize primary energy demand. *Energy Buildings*. 76, 102–108.
- Cacabelos, A., Eguia P., Miguez, J. L., Granada, E., and Arce, M. E. (2015) Calibrated simulation of a public library HVAC system with a ground-source heat pump and a radiant floor using TRNSYS and GenOpt. *Energy and Buildings*. 108, 114–126.
- Kalogirou, S. A. (2001). Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid PV–thermal solar system for Cyprus. *Renewable energy*. 23, 247–60.
- Ayompe, L. M., Duffy, A., McCormack, S. J., and Conlon, M. (2010). Projected costs of a gridconnected domestic PV system under different scenarios in Ireland, using measured data from a trial installation. *Energy Policy*. 38, 3731–43.
- Bisgambiglia, P., Riolacci, C., Oregna, P., Balbi, J. H., and Balbi, N. (1997). Modélisation dynamique en thermique du bâtiment Dynamical modelling for the thermal analysis of buildings. *Revue Générale de Thermique*. 36, 59-64.
- Lekhal, M. C., Belarbi, R., Mokhtari, A, M. Benzaamad, M. H., and Bennacer, R. (2018). Thermal performance of a residential house equipped with a combined system: A direct solar floor and an earth–air heat exchanger. *Sustainable Cities and Society*. 40, 534-545.
- Roque, A. J. P. M. (2001). *Transfert adventif et diffusif de polluants inorganiques dans les barrières d'étanchéité minérales présentes dans les centres de stockage de déchets*. Thèse de doctorat. Lyon, INSA.

- Vachon, G. (2001). Transferts des polluants des sources fixes et mobiles dans la canopée urbaine : évaluation expérimentale. Thèse de doctorat. Nantes.
- Mora, L. (2003) Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de nesse au sein d'un environnement orienté objet. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- U.W, (2010). University of Wisconsin. TRNSYS. 17, multizone building modeling with type 56 and TRNBuild, solar energy laboratory. Madison, USA: University of Wisconsin.
- Stephenson, D. G., and Mitalas, G. P. (1971). Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs. ASHRAE annual meeting. Washington, D.C. August 22-25.
- Mitalas, G. P. and Arseneault, J. G. FORTRAN IV Program to calculate z-transfer functions for the calculation of transient heat transfer through walls and roofs, Division of National Research Council of Canada, Ottawa.
- Lechner, T h. (1992). Mathematical and physical fundamentals of the Transfer function method (in german). Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. Universität Stuttgart.
- Koschenz, M., and Lehmann B. (2000). EMPA, Abteilung Energiesysteme/Haustechnik, CH-8600 Dübendorf (Switzerland); Stefan Holst, TRANSSOLAR, Energietechnik GmbH, D-70569 Stuttgart, Germany.
- U.W, (2012). University of Wisconsin. TESSLibs-17, component libraries for the TRNSYS simulation environment, thermal energy systems specialists. Madison, USA: University of Wisconsin.
- Kusuda, T. O., and Bean, W.(1983). Annual variation of temperature field and heat transfer under heated ground surface, slab-on grade floor heat loss calculation. Building Science Services 156, Gaithersburg, MD: National Bureau of Standards.
- Rahmeh, M. (2014). Etude expérimentale et numérique des performances de la ventilation mécanique par insufflation : qualité de l'air intérieur dans les bâtiments résidentiels. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- Ferroukhi, M, Y. (2015). Modélisation des transferts thermo-hydro-aérauliques dans les enveloppes de bâtiments : Evaluation des désordres causés par l'humidité. Thèse de doctorat. Université de La Rochelle.
- Benzaama, H. (2017). Etude du confort thermique dans l'habitat par des procédés géoheliothermiques, Thèse de doctorat en cotutelle. Université de Reims et Université de Sidi Bel Abbès.
- Menhoudj, S. (2018) Intégration des systèmes à énergies renouvelables dans le Bâtiment : Evaluation des performances énergétiques. Thèse de doctorat. Université d'Oran.
- Kazeoui, H. (1997). Influence du système plancher solaire direct sur le conditionnement climatique des locaux dans le contexte Maghrébin. Mémoire de Magister, Université d'Oran.
- Boukezzi, Y. (1997). Utilisation des circuits hydrauliques du plancher chauffant pour le rafraîchissement des ambiances de bâtiments. Mémoire de Magister. Université d'Oran.
- Tennah, K. (2013). Etude expérimentale de l'apport énergétique d'un conduit d'air enterré dans le sol. Mémoire de magister. Université d'Oran.
- Gacem, N. (2013). Etude expérimentale de l'efficacité énergétique d'une citerne d'eau enterrée dans le sol pour le conditionnement climatique des locaux, mémoire de Magister. Université d'Oran.
- Benzaama, M. H., Lachi, M., Maalouf, C., Mokhtari, A. M., Polidori, G., and Makhlouf, M. (2016). Study of the effect of sun patch on the transient thermal behaviour of a heating floor in Algeria. Energy and Buildings. 133, 257–270.

- Menhoudj, S. (2008). Etude de la métrologie d'une cellule solaire implantée à Oran. Mémoire de magister. Université d'Oran.
- Meteonorm V7.0.22.8 (2014). Meteonorm V7.0.22.8. <http://www.meteonorm.com>.
- Hollmuller, P. (2002). Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments : Mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique. Thèse de doctorant. University of Geneva.
- Mokhtari, A. M., Kazeoui, H., Boukezzi, Y., & Achard, G. (1998). Utilisation d'un circuit hydraulique dans un plancher pour le chauffage et le rafraîchissement des locaux. *Revue des Energies Renouvelables*.1, 17–27.
- Klein, S. A., Beckman, W. A., Mitchell, J. W., Duffie, J. A., Duffie, N. A., Freeman, T. L., et al. (2010). TRNSYS 17 – A transient system simulation program, solar energy laboratory. Madison, Madison, USA: University of Wisconsin.