

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

En Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

ETUDE D'UNE BOUCLE REGULEE

CAPTEUR- PLANCHER SOLAIRE

Par

Fatiha MOKHTARI

Devant le jury composé de :

Y. Benkhedda	Maître de conférences, U. de Blida	Président
M. Belhamel	Directeur de Recherche, CDER., Alger	Examineur
A. Hamid	chargé de cours, U. de Blida	Examineur
N. Ait Messaoudene	Professeur, U. de Blida	Rapporteur

Blida, janvier 2005

RESUME

Le présent travail porte sur la modélisation d'un système de chauffage d'un local par plancher solaire parcouru d'un serpentin dont l'apport d'énergie est assuré par des capteurs solaires.

Le système est modélisé suivant la méthode nodale, basée sur les bilans thermiques de chaque élément constituant le dispositif de chauffage : fluide caloporteur, plancher constitué d'une dalle en béton et le local. Les températures du plancher et du local sont considérées uniformes, alors que celle du fluide caloporteur est supposée varier uniquement suivant la longueur du plancher, donnant autant de nœuds que de passages du serpentin dans la dalle.

La première partie du travail consiste en une comparaison de nos résultats de calcul avec des résultats expérimentaux d'une étude réalisée au CDER, dont le système comprend seulement une dalle découverte.

La deuxième partie consiste en l'adoption d'un système de régulation, avec une confrontation de nos résultats de températures calculées aux résultats de températures d'une étude expérimentale utilisant la même stratégie de régulation. Cette partie de l'étude a permis de valider le modèle théorique.

La stratégie de régulation suivie est le contrôle de la température du plancher avec le maintien d'une certaine température dans le local dite température de confort, cela en appliquant le mode marche /arrêt de la pompe qui contrôle le débit du fluide circulant dans le serpentin.

Les résultats montrent que le champ de captation de surface 6.4m^2 permet de couvrir correctement les besoins de chauffage du local (de volume $V_a = 49.77\text{m}^3$, de surface de plancher $A_p = 13.2\text{m}^2$ et de hauteur $h = 3.8\text{m}$) dans les conditions imposées. En outre, le modèle adopté reproduit les résultats expérimentaux d'une façon très satisfaisante.

ملخص

()

:

.....

/

)

² 64

(VA = 49,77

(3,8 ² 13,2

REMERCIEMENTS

Ce travail a été mené au centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) Bouzaréah.

Je tiens à remercier vivement Monsieur le Professeur **N. Ait Messaoudene** du département de Génie Mécanique de L'université de Blida, et mon directeur de thèse pour son assistance et son suivi tout le long de cette étude. Sa compétence ainsi que son expérience dans le domaine m'ont été très bénéfiques.

Je tiens aussi à remercier Monsieur le directeur de recherche **M. Belhamel**, qui s'est toujours enquis de réunir toutes les conditions pour la bonne réalisation de ce travail, et a consacré une partie de son temps à l'examiner.

Je remercie aussi Monsieur **Y. Benkhedda**, Maître de conférences au département de Génie Mécanique de L'université de Blida pour l'intérêt qu'il a accordé à ce travail et l'honneur qu'il me fait de présider le jury.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur **A. Hamid** chargé de cours au département de Génie Mécanique de L'université de Blida, pour ces précieux conseils, et pour sa disponibilité en cas de besoins.

Je remercie aussi mes responsables au CDER, Monsieur **A.Chenak**, chef de division thermique, Monsieur **A.Sadi**, Chef de département des moyens généraux , et Monsieur **S.Kahel**, secrétaire général pour leurs aides et leurs encouragements.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à tous mes amis et collègues qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail de mémoire de Magister.

TABLE DES MATIERES

RESUME

REMERCIEMENTS

TABLE DES MATIERES

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES

INTRODRUCTION	9
1. GENERALITES	
1.1. Généralités	11
1.2. Travaux réalisés dans le chauffage de l'habitat	12
2. CHAUFFAGE SOLAIRE	25
2.1. Introduction	25
2.2. Les différents types de chauffage	25
2.2.1. Chauffage d'eau sanitaire	25
2.2.2. Chauffage passif	26
2.2.3. Chauffage actif	27
2.2.4. Chauffage par le plancher solaire direct	27
2.3. Le stockage d'énergie	28
a) Stockage mécanique	28
b) Stockage électrique	29
c) Stockage chimique	29
d) Stockage thermochimique	29
2.4. Processus de stockage	29
2.4.1. Stockage par chaleur sensible	30
2.4.2. Stockage par chaleur latente	30
2.5. Propriétés recherchées des systèmes de stockage	30
3. DESCRIPTION DU DISPOSITIF DE L'ETUDE	32

3.1. Schéma général du dispositif	32
3.2. Le capteur	33
3.2.1. Différents types de chauffe-eau solaire	33
3.2.2. Disposition des capteurs	36
3.2.3. Calcul du nombre de capteur	38
3.3. La cuve de stockage	38
3.4. Le plancher	39
3.5. La pompe	40
3.6. Local à chauffer	41
4. MODELISATION NUMERIQUE	44
4.1. Introduction	44
4.2. Hypothèses	44
4.3. Bilan thermique	46
4.3.1. Bilan thermique au niveau du fluide	46
4.3.2. Bilan thermique au niveau du plancher	49
4.3.3. Bilan thermique au niveau du local	50
4.4. Discrétisation des trois équations	52
4.5. Calcul du critère de stabilité	53
4.6. Conditions aux limite et condition initiales	55
4.7. Intégration du capteur solaire dans le système	56
4.7.1. Bilan thermique du capteur	56
4.7.2. Bilan thermique de la cuve de stockage	57
4.7.3. Modélisation du système de chauffage durant la nuit	60
4.7.4. Discrétisation des équations du bilan thermique	61
4.8. Régulation du système	62
5. RESULTATS ET INTERPRETATIONS	63
5.1. Introduction	63
5.2. Validation du modèle théorique	63
5.3. Intégration du capteur solaire à notre dispositif	68

5.4 Représentation de températures du système de chauffage munie d'une cuve de stockage.	78
5.5. Régulation du système	81

CONCLUSION

Appendice A

Appendice.B

A.Liste des symboles

B.Organigramme de programmation

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

LISTE DES ILLUSTRATIONS GRAPHIQUES

Figure 1.1	Schéma de principe simplifié de l'installation Solaire active couplée aux dalles actives.	Page14
Figure 1.2	Représentation de quelques températures à différents Endroits de la maison pour la période de fin janvier.	Page22
Figure 1.3a	Représentation des températures des plancher et du local.	Page22
Figure 1.3b	Représentation de résultats de température d'ambiance Interne en période de non chauffage.	Page23
Figure 1.4	Evolution des températures extérieures (text) résultante interne en traditionnel (trad) et résultante interne en moderne (tmod)	Page23
Figure 1.5a	Evolution des températures du plancher suivant les différentes valeurs de la diffusivité thermique (α).	Page24
Figure 1.5b	Evolution des températures du plancher suivant la profondeur de pose.	Page24
Figure 1.6	Représentation de l'installation du pex dans le parquet	Page 20
Figure 1.7	La pose du pex sur des rails	Page20
Figure 1.8	Facilité de l'installation du pex	Page20
Figure 1.9	Différentes formes d'emplacement	Page21
Figure 3.1a	Schéma général du dispositif de chauffage	Page32
Figure 3.1b	Coupe transversale au niveau du plancher	Page33
Figure 3.2a	Chauffage eau solaire à un seul circuit	Page34
Figure 3.2b	Représentation des différents branchements Du champ de captation	Page37
Figure 3.3	Plancher chauffant	Page39
Figure 3.4	Détails des murs et plafond	Page40
Figure 3.5	Représentation des échanges thermiques	Page41

Figure 3.7	Système de chauffage par plancher alimenté par une chaudière	Page42
Figure 4.1	Schéma représentatif du modèle théorique	Page45
Figure 4.2	Représentation du système serpentin-plancher	Page45
Figure 4.3	Schéma analogique des échanges thermique entre l'intérieur et extérieur	Page50
Figure 4.4	Schéma analogique représentant différents échanges de chaleur	Page52
Figure. 5.1	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la température du fluide T_w en fonction du temps.	Page66
Figure. 5.2.	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la température du plancher TP en fonction du temps	Page67
Figure. 5.3.	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la température du local TZ en fonction du temps.	Page67
Figure 5.4	Représentation de l'éclairement global de la journée du 01 mars 2001	Page71
Figure. 5.5.	Evolution de la température de sortie du capteur. Pour la journée du 01-mars-2001	Page72
Figure. 5.6.	Représentation des températures du fluide aux différents tubes.	Page72
Figure. 5.7.	Profil des trois températures (Fluide moyen –plancher – local)	Page73
Figure. 5.8	Représentation des températures du local et de l'ambiance extérieure	Page73
Figure 5.9.	Représentation du profil de température du fluide au 1 ^{er} noeud et de la température de sortie du capteur	Page74
Figure 5.10	Profil de températures du fluide en fonction de l'espace (Y) et suivant différentes tranches de temps.	Page74
Figure. 5.11.	Comparaison des températures du fluide théoriques et expérimentales de la journée du 01-mars-2001 : 12h-14h	Page76
Figure. 5.12.	Comparaison des températures du fluide théoriques	

et expérimentales de la journée du 01-mars-2001 : 15h-16h Page77

- Figure. 5.13 Comparaison des températures du plancher théoriques et expérimentales de la journée du 01-mars-2001 : 12h-14h Page77
- Figure. 5.14 Comparaison des températures du fluide théoriques et expérimentales entre 15h-16h30. Page78
- Figure. 5.15 Représentation de températures du fluide aux différents nœuds En ajoutant une cuve de stockage. Page79
- Figure. 5.16 Représentation des trois températures (Fluide moyen- Plancher- Local.) Page80
- Figure.5.17 Représentation des températures du local et de l'ambiance extérieure Page80
- Figure. 5.18 Représentation de la variation des températures du fluide-plancher-local et de la variation du débit normalisé en fonction du temps. Page 84
- Figure 5.19 Représentation de la variation des températures du fluide-plancher-local et de la variation du débit normalisé en fonction du temps. Page85
- Figure. 5.20 Représentation de la variation des températures du fluide-plancher-local et de la variation du débit normalisé en palier. Page85
- Figure 5.21. Représentation de l'évolution de l'éclairement global de la journée Du 1^{er} novembre 1997. (Etude [3]). Page87
- Figure 5.22 Représentation de l'évolution des températures du système pendant 24h. Page88
- Figure. 5.23 Confrontation des résultats théoriques et résultats expérimentaux des températures du plancher en fonction du temps Page92
- Figure 5.24 Confrontation des résultats théoriques et résultats expérimentaux des températures du local en fonction du temps Page92
- Figure 5.25 Représentation des différentes températures du système et la variation du débit en fonction du temps pendant le on/off. Page93
- Figure. 5.26 Représentation des différentes températures du système et la variation du flux de chaleur en fonction du temps pendant le on/off. Page93

- Figure. 5.27 Représentation de la variation des températures du plancher et du local et la variation du flux de chaleur en fonction du temps pendant le on/off. (Etude [15]). Page94
- Figure. 5.28 Représentation des températures du fluide aux deux nœuds(1^{er},6^{eme}) et la variation du débit massique en fonction du temps pendant le on/off. (Etude [15]). Page94
- Figure.5.29 .Représentation du flux de chaleur fourni par le champs de captation et températures de sortie/entrée du fluide Page95
- Figure.5.30. Représentation du flux de chaleur cédé au plancher) à travers le serpentin et températures de sortie/entrée du fluide circulant dans le serpentin. Page96

INTRODUCTION

Dans la perspective du « développement durable », les énergies renouvelables présentent un certain nombre d'atouts par rapport aux combustibles fossiles traditionnels dont les réserves sont limitées et qui génèrent des impacts environnementaux préoccupants (effets de serre, déchets nucléaires, pluies acides...), l'énergie solaire est propre, renouvelable, non polluante et économique et préserve l'environnement.

L'Algérie, riche en gaz et en pétrole ne s'est intéressé sérieusement à la rationalisation de l'utilisation de l'énergie qu'à la fin des années 80. Le secteur résidentiel et tertiaire se trouve parmi les secteurs les plus énergivores, avec une consommation de 7Mtep, représentant 46% de l'énergie finale et de 28% de l'énergie primaire. Le niveau de consommation de ce secteur en période estivale (particulièrement en zone aride) est l'une des préoccupations majeures exprimées dans le cadre du modèle de consommation énergétique algérien.

La maîtrise de l'énergie régie par la loi N°99-09 du 28 juillet 1999 parue dans le journal officiel N° 51 du 2 août 1999 [1] insiste sur l'utilisation rationnelle de l'énergie qui couvre l'action d'optimisation de la consommation d'énergie aux différents niveaux de la production d'énergie, de la transformation, et de la consommation finale dans les secteurs de l'industrie, des transports, du tertiaire et du domestique.

C'est dans ce cadre que notre étude a été élaborée, pour enrichir les travaux ayant trait à l'économie d'énergie dans l'habitat, plus particulièrement dans le chauffage de l'habitat.

L'objectif de notre présent travail porte sur l'utilisation de l'énergie solaire pour le chauffage d'un local à travers un plancher solaire direct muni d'un serpentin alimenté d'un fluide chauffé par des capteurs solaires. On peut contrôler la température à l'intérieur du local en maîtrisant la quantité d'énergie fournie au fluide caloporteur par les capteurs solaires.

Cette température de l'intérieur du local apporte un certain confort aux habitants. Il a été prouvé que la température de l'air à l'intérieur des habitations est très homogène avec un chauffage par le sol.

Le plancher chauffant basse température est devenu une référence de confort vu ses avantages :

- Une excellente répartition de la chaleur,
- Un air sain, pas desséché,
- Les sols ne sont jamais froids en hiver, procurant un certain bien-être physiologique.

Le présent travail est structuré en cinq chapitres qui sont organisés de la façon suivante :

Le premier chapitre est consacré d'une part aux généralités sur les énergies renouvelables, leur développement, et sur l'économie d'énergie et à quelques travaux expérimentaux et théoriques qui décrivent l'utilisation du plancher solaire dans le chauffage de l'habitat en général.

Le second chapitre donne les différents types de chauffage solaires et son application dans les différents domaines de l'industrie, du tertiaire et du domestique.

Le troisième chapitre décrit le détail de conception du dispositif de chauffage.

Dans le quatrième chapitre, l'étude sera axée sur l'aspect théorique et consiste en la modélisation de notre système à savoir le comportement thermique de tous les éléments constituant le système durant deux périodes essentielles : le jour et la nuit.

Au cinquième chapitre, on présente les résultats obtenus à partir des modèles théoriques, la validation de notre modèle et l'application de ce dernier dans le domaine du chauffage solaire. On terminera par une régulation de notre système basée sur résultats obtenus du comportement thermique de chaque élément constituant le dispositif de chauffage : le fluide caloporteur, le plancher, et le local à chauffer.

Enfin, on clôturera notre travail par une conclusion générale dotée de suggestions de notre contribution.

CHAPITRE 1

GENERALITES

1.1 Généralités

La politique d'économies d'énergies trouve son origine en Europe après le premier choc pétrolier et elle s'est poursuivie depuis, malgré les fluctuations du prix de l'énergie. Les modalités d'intervention des différents acteurs de cette politique sont diverses, la plus importante est que l'état dote l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'énergie (ADEME) de moyens d'interventions et d'études. Un certain nombre de collectivités territoriales ont également créé des agences locales de maîtrise de l'énergie

En juin 2002, l'Allemagne a organisé une conférence pour promouvoir les énergies renouvelables comme le solaire et l'éolien, cette conférence survient au moment où le marché pétrolier suscite inquiétudes et préoccupations. La seule ombre au tableau c'est qu'il n'existe pas encore de consensus au sein de la communauté internationale pour fixer des objectifs chiffrés dans les bilans énergétiques. Sur le plan, l'union Européenne a déjà reconnu officiellement et à la veille de la conférence, que sa directive fixant la part des énergies renouvelables dans la consommation d'électricité des Quinze à 22.1% en 2010 contre 13.9% en 1997 ne pourra pas être respectée. Toutefois cette rencontre est considérée comme importante dans la mesure où elle aidera davantage à sensibiliser l'opinion sur l'utilisation des énergies renouvelables comme potentiel sécurisant pour l'approvisionnement énergétique mais aussi pour la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Sauf que leur coût reste très cher. Selon les statistiques de l'agence internationale de l'énergie, les énergies « vertes » représentaient 5% de l'offre énergétique mondiale contre 38% pour le pétrole, 50% pour le charbon et le gaz et 7% pour le nucléaire. En 2003, elles représenteraient 6% contre 37% pour le pétrole. C'est le bois qui gonfle le chiffre des énergies vertes.

L'Algérie veut s'impliquer dans le programme de développement des technologies « propres », car ces dernières peuvent apporter : l'intégration des énergies renouvelables dans le bilan énergétique national, la multiplication d'emplois dans ce nouveau domaine, et une protection de l'environnement.

Les trois ministères : Le ministère de l'enseignement supérieur, le ministère de l'énergie et le ministère de l'environnement se sont engagés pour assurer le développement durable et ceci en insistant sur :

- La formation de qualité dans ces nouvelles technologies propres,
- La création de laboratoires de recherches dans les énergies renouvelables,
- L'arrimage des énergies renouvelables avec le secteur socio-économique.

Grâce à ces trois points, on pourra aboutir à :

- La réduction de la consommation des énergies des énergies conventionnelles.
- La diminution des émissions des gaz à effet de serre.
- La diminution de la pollution de l'air et de l'eau qui entraîne une protection de l'environnement.
- La préservation des ressources naturelles.

1.2. Travaux réalisés dans le chauffage de l'habitat

L'exploitation de l'énergie solaire pour le chauffage des maisons est très répandue en Europe comme le montre l'exemple [2] qui présente l'intégration des énergies renouvelables dans une maison individuelle à Tenero au Tessin (Suisse). La stratégie suivie est une diminution des besoins thermiques de la maison de manière à pouvoir la chauffer avec des dalles actives. Une dalle active est une dalle en béton dans laquelle des serpentins ont été placés pour faire circuler un fluide caloporteur. Elle est donc un émetteur de chaleur dont la capacité thermique est importante.

le chauffage par dalles actives se différencie du chauffage par le sol par le fait que les tubes qui transportent le fluide caloporteur sont directement placés dans la dalle en béton et non dans les chapes qui les recouvrent. L'émission de chaleur se fit par le plafond plutôt que par le sol. Le coefficient de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et la zone chauffée est dans la pratique de l'ordre de $4\text{W/m}^2\text{K}$. Une telle solution est étudiée par simulation numérique.

Le programme de simulation dynamique TRANSYS est utilisé pour confirmer la faisabilité technique du concept étudié pour établir les performances thermiques du système solaire actif de la maison, et vérifier que le confort thermique soit acceptable.

Pour envisager un chauffage avec dalles actives, une maison individuelle doit pouvoir être chauffée avec une faible puissance de chauffage. Avec la maison étudiée, la surface des dalles actives ($\text{SDA}=160\text{m}^2$) se montre aux $2/3$ de la surface de référence énergétique ($\text{SRE}=240\text{m}^2$). La puissance de chauffage de la maison est réduite à 20W/m^2 de SRE, ce qui correspond à 30W/m^2 de SDA. Cette faible puissance de chauffage est obtenue en construisant la maison selon les exigences du standard Minergie [20], (ponts thermiques réduits au maximum, murs avec 15cm d'isolation, fenêtres double vitrage sélectif, maison étanche et ventilation contrôlée avec récupération de chaleur). Les performances du système solaire actif sont évaluées en considérant la réduction de l'énergie auxiliaire relativement à la situation sans système solaire actif. Avec des capteurs vitrés, une surface de 15m^2 permet de réduire l'énergie auxiliaire d'environ 60% pour l'eau chaude et 40% pour le chauffage.

La réduction globale est près de la moitié, relativement à une demande d'énergie de chauffage annuelle déjà réduite par les autres mesures.

L'indice énergétique est d'environ 20kWh/m^2 an ($70\text{MJ/m}^2\text{an}$) pour le chauffage et inférieur à 10kWh/m^2 an (environ 25MJ/m^2 an) pour l'eau chaude.

Le coût de l'énergie associé à chaque intervention est évalué, de même que le surtout effectif annuel, qui prend également en compte le renchérissement de l'énergie auxiliaire.

Comme attendu, chaque intervention supplémentaire devient plus coûteuse, si seul le facteur énergétique est pris en compte. Du point de vue purement économique, une intervention du type 'solaire actif' est équivalente à une intervention du type 'solaire passif'. 'Le solaire actif' donne plus de flexibilité à l'architecture dans la mesure où la contrainte sur la surface des fenêtres à insérer dans la façade sud est levée.

La figure (1.1) montre le dispositif de l'installation de chauffage de l'étude :

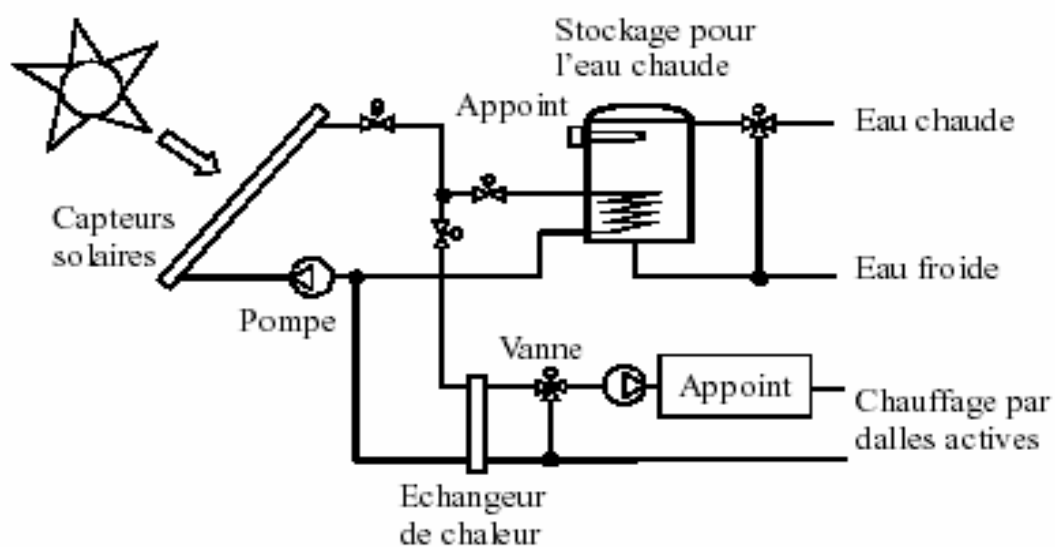


Figure1.1. Schéma de principe simplifié de l'installation solaire active couplée aux dalles actives

Une deuxième figure (1.2) est représentée à la fin du chapitre qui montrent quelques résultats de températures à différents endroits de la maison pour une période de fin janvier.

En Algérie multiples études ont été faites dans le chauffage solaire, nous citons l'étude expérimentale faite par A. Mokhtari, H. Kazeoui[3] qui se résume dans une utilisation d'un circuit hydraulique dans un plancher pour le conditionnement climatique des bâtiments, dans le contexte Maghrébin.

Le système ainsi obtenu présente de nombreux avantages par rapport aux systèmes classiques de chauffage solaire sur le plan des coûts, de l'encombrement, et de la faisabilité.

Le système, comme il est présenté, assure un conditionnement climatique pendant toute l'année puisque le plancher chauffant a été exploité comme circuit hydraulique pour le rafraîchissement des ambiances en été, ceci sans investir dans un système de refroidissement.

Pour analyser la faisabilité du plancher solaire direct en Algérie, l'équipe de chercheurs a comparé les performances du plancher avec des données climatiques Algériennes (Oran) à celles obtenues avec des données climatiques Françaises (Carpentras). La région a été choisie car elle présente conditions climatiques adéquate [4] :

Un ensoleillement global horizontal de 9.22Mj/m^2 et une température extérieure moyenne de 8.05°C durant la durée du chauffage .

En comparant les deux courbes d'ensoleillement, on remarque nettement la richesse de l'Algérie en énergie solaire. Ceci conduit à des performances énergétiques meilleurs que celles obtenues en France. En effet l'équipe de chercheurs a conclu qu'à Oran le PSD arrive à satisfaire presque tous les besoins énergétiques.

L'économie sur le chauffage est de 70% contre seulement 30% à Carpentras.

Pour l'ECS, l'économie à Oran est de 93%, à Carpentras elle n'est que de 60%. Pour les températures intérieures avec l'introduction du PSD, elles sont toutes proches de la température de consigne dans le climat algérien, contrairement au climat Français où le PSD n'apporte qu'une légère augmentation de Température.

La figure (1.3a) et la figure (1.3b) montrent les résultats de températures pour chacun des éléments de l'installation (plancher- local), et les résultats de températures d'ambiance interne en période de non chauffage.

La suite de cette étude a été faite par H Kazeoui & A.Tahakourt, l'étude porte sur l'utilisation couplée de l'énergie solaire et des matériaux locaux dans le bâtiment en climat sud méditerranéen [5].

En effet les matériaux locaux offrent un confort thermique aux usagers, protègent l'environnement et sont peu coûteux.

L'incorporation de matériaux locaux, notamment à base d'argile stabilisée à froid, dans le bâtiment est un élément non négligeable du confort thermique.

Des simulations ont été réalisées sur un bâtiment à architecture donnée par les variations des matériaux de construction, celles-ci mettent en évidence les apports de confort en termes de stabilité thermique de l'ambiance et du besoin énergétique du bâtiment.

Ainsi, le couplage avec le PSD permettra certainement d'améliorer les performances énergétiques du bâtiment, dont de réduire davantage la facture énergétique de l'occupant.

Un modèle simplifié de comportement des matériaux a été utilisé, les caractéristiques du matériau traditionnel entrant dans la simulation ont été mesurées au laboratoire sur des échantillons d'adobe* de la composition suivante :

100g d'argile, 10g de CPA-CEMI52.5 (stabilisant) et 2g de paille avec un rapport eau/argile=50%. Les performances de ce type d'habitat ont été comparées à celles obtenues avec un habitat « moderne » utilisant des briques de parement en façade et du béton pour le plancher.

* Adobe est un mot espagnol souvent employé en français et en anglais pour désigner la brique crue. Cette technique consiste à mouler sans compactage ou comprimées à l'aide d'une presse. Ces briques font de bons accumulateurs thermiques.

Cette étude nous a montré qu'on peut jouer sur plusieurs paramètres pour améliorer les performances thermiques d'un plancher et la température de confort du local.

Les résultats de l'étude sont représentés sur la figure (1.4).

L'étude faite au sein du centre de développement des énergies renouvelables [6] par R. Kharchi se résume à étudier le comportement thermique du plancher solaire direct, plus particulièrement la répartition de la température dans la dalle. Une campagne de mesures a été effectuée sur une longue durée pour tester la réponse de la dalle, ces résultats expérimentaux ont été confrontés à des résultats théoriques obtenus d'un modèle mathématique utilisant la méthode des différences finies schéma explicite- la variation de température dans le béton a été prise en bidimensionnel. L'étude a cerné aussi l'influence de certains paramètres thermo-physiques sur le comportement thermique de la dalle

Les résultats ont montré que la diffusivité thermique prise concorde avec les résultats expérimentaux ($\alpha=0.78 \text{ E-6m}^2/\text{s}$). La température de la dalle est générée par la température du fluide circulant dans la grille de chauffe. Le flux conductif est important au démarrage, puis reste constant et avoisine les 100watts dans la journée du 22 février 2000.

La figure(1.5a) et la figure (1.5b) donnent un aperçu sur l'évolution de la température du plancher suivant différentes valeurs de la diffusivité (α) et aussi suivant la profondeur de pose respectivement.

On peut citer aussi l'étude réalisée par K.Imessad et N.Ait Messaoudene [7] qui consiste à étudier les performances d'un système de chauffage passif Barr-Costantini dans des conditions climatiques algériennes. En premier lieu, un modèle théorique a été élaboré, puis les résultats théoriques ont été confrontés à des résultats expérimentaux réalisés sur un site Italien. Ce mode Barra- Constantini permet de déterminer l'évolution de températures des différents éléments d'un local situé en Italie, ensuite ce modèle est utilisé pour des conditions adaptées à plusieurs sites algériens.

L'intérêt de cette étude est de quantifier l'économie d'énergie réalisée par l'adjonction du système étudié à un système de chauffage classique.

L'introduction d'un rapport entre le coût de l'énergie et le coût de l'équipement permet de conclure que seule une intervention des pouvoirs publics permet de rendre le système solaire passif économiquement viable.

L'influence des paramètres du système dans le comportement du plancher a incité beaucoup d'études, parmi celles-ci, nous citons l'étude qui a été élaborée par O.Guerri [8] chercheur au CDER et qui a comme objectif de déterminer la distance optimale entre les tubes de chauffage de planchers ou de sols afin d'obtenir une température uniforme à la surface (du plancher ou du sol), pour différentes valeurs de la profondeur de pose.

Cette étude est basée sur la résolution dans le cas permanent et bi-dimensionnel de l'équation de diffusion en coordonnées curvilignes.

Un maillage presque orthogonal est généré par la résolution numérique d'un système d'équations différentielles.

L'équation de diffusion est ensuite exprimée en coordonnées curvilignes (ξ, η) puis résolue par la méthode des volumes finis.

Un code de résolution des équations de Navier- Stokes en coordonnées cartésiennes, polaires ou axisymétriques a été étendu à la résolution de l'équation de diffusion en coordonnées curvilignes. Le système d'équations obtenu est résolu par la méthode TDMA avec double balayage, le programme de calcul développé est d'abord validé par la comparaison des résultats obtenus avec des valeurs publiées.

Il est ensuite appliqué au problème des serres chauffées à l'aide de conduites enterrées. Les distributions de température à la surface du sol sont déterminées en fonction de trois paramètres de contrôle qui sont le nombre de conduites enterrées, la profondeur de pose et la température à la surface des conduites.

Le nombre optimal de conduites est en fonction de la température maximale admissible à la surface et de la profondeur de pose possible.

Aujourd'hui, dans la majorité des installations de chauffage de plancher, la tuyauterie est en caoutchouc ou réticulé du polyéthylène (PEX) [9]. Le polyéthylène réticulé ne s'emploie que pour la distribution d'eau ayant une température allant jusqu'à 95°C est utilisé dans les installations domestiques.

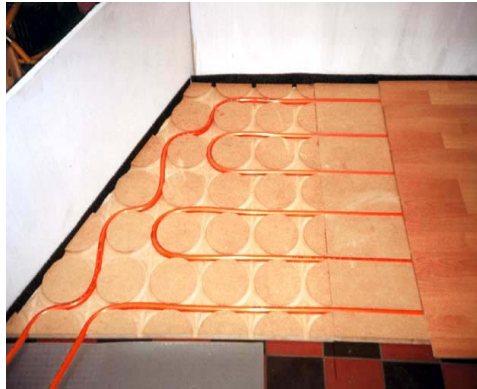
Le polyéthylène réticulé de type « b » a résistance aux effets d'ions de cuivre, contre la diffusion des fissures fortuites, une meilleure résistance aux rayonnements (UV), et une résistance contre les effets du chlore.

Le polyéthylène réticulé présente quelques avantages parmi lesquels, on cite :

- Durée de vie plus de 50 ans.
- Prix très avantageux.
- Garantie de 10 ans sur le matériel.
- Montage simple et à froid..
- Système universel pour le chauffage et le sanitaire.
- Raccords précis, pressés fiables et sans joints.
- Résistance au chlore et aux antigels.
- Les tubes PEX amortissent les chocs et les vibrations des armatures.
- Faible perte de pression ; distribution sans coudes.
- Petits espaces de stockage, faible poids.

On peut dire aussi qu'il a un inconvénient, sa faible conductivité thermique qui est de l'ordre de 6 (w/m.k).

Ces quelques photos montrent la facilité de l'installation du PEX, et l'esthétique de son emplacement :



Fig(1.6) Représentation de l'installation du PEX dans du parquet.



Figure. (1.7).La pose du PEX sur des rails



Figure (1.8) Facilité de l'installation du PEX.



Figure. (1.9). Différentes formes d'emplacement

Il est également intéressant de citer l'étude du docteur M.Zaheer-uddin & G.R.Zheng [10] où un modèle dynamique et un contrôle optimal du flux de chaleur dans un système de dalle +serpentin son étudiés, le système est composé d'une seule zone à chauffer munie d'un plancher chauffant (dalle + serpentin).L'eau chaude circulant dans les tubes est chauffée par une chaudière à gaz. Une solution numérique pour un contrôle optimal de 24h prenant en considération les contraintes de la capacité thermique du système de plancher chauffant est mise au point.

Les résultats montrent qu'avec un choix adéquat du modèle numérique, on peut minimiser l'énergie fournie à la chaudière et éventuellement garder une température de confort à l'intérieur de la zone. L'intégration d'un système de régulation au dispositif a été modélisée également.

Cette étude nous a aidé à modéliser notre dispositif de chauffage, et à aboutir à des résultats sur l'évolution de températures influentes sur le bon déroulement du système.

Quelques résultats sur les études bibliographiques sont représentés sur les figures si dessous :

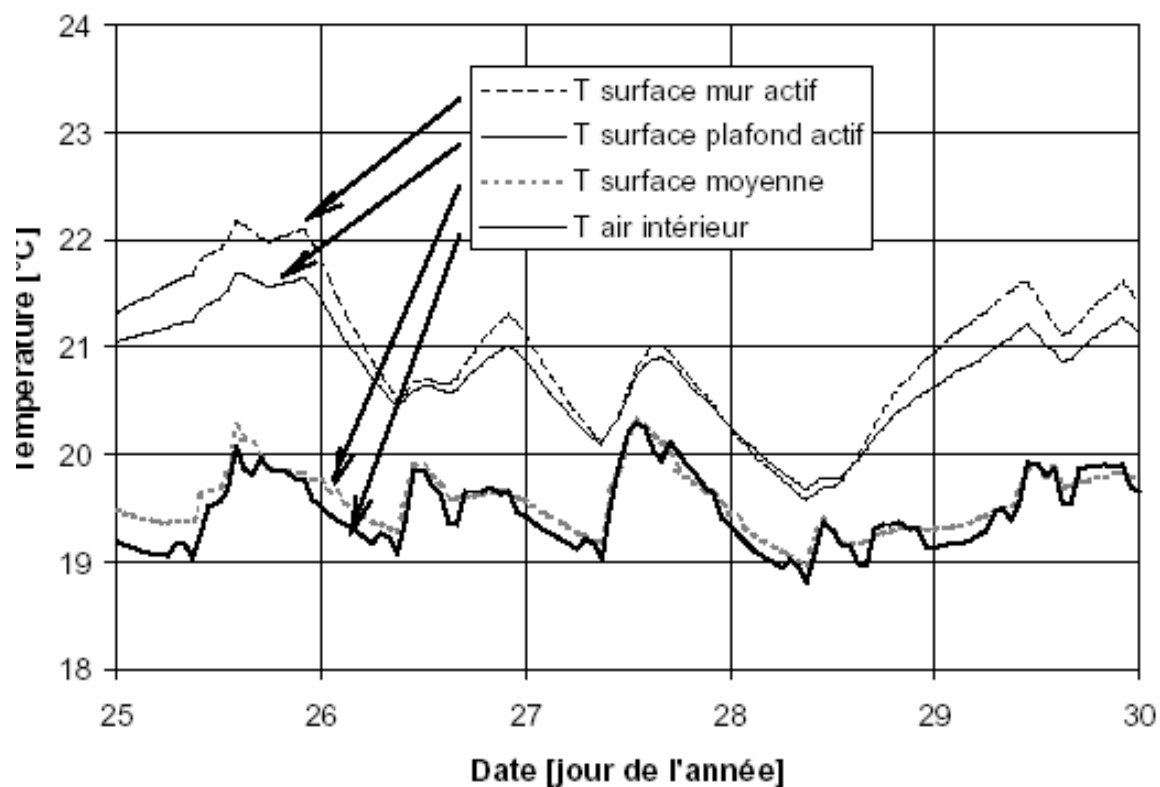


Figure.1.2. Représentation de quelques températures à différents endroits de la maison Pour la période de fin Janvier. L'étude [2].

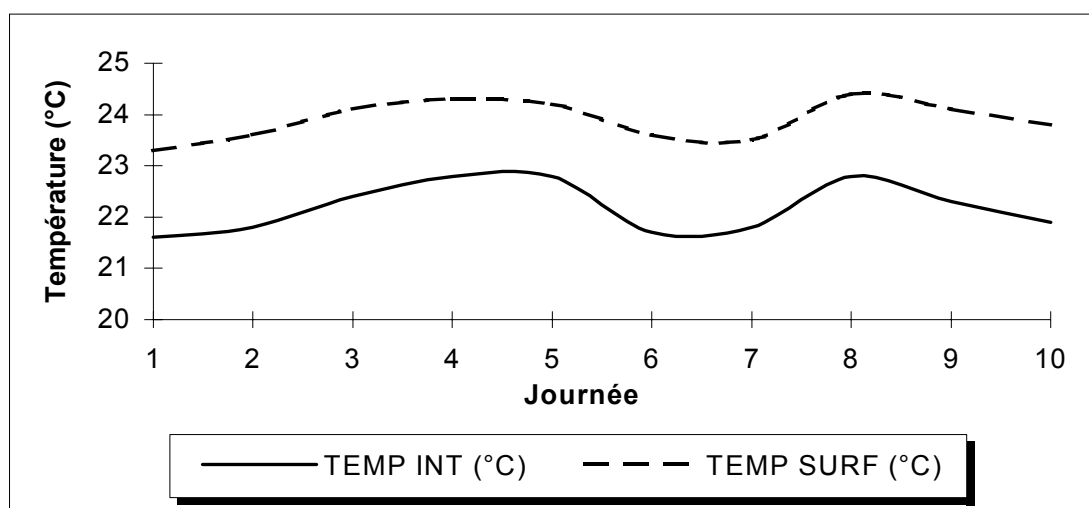


Figure1.3a. Représentation des températures du plancher e du local de l'étude [3].

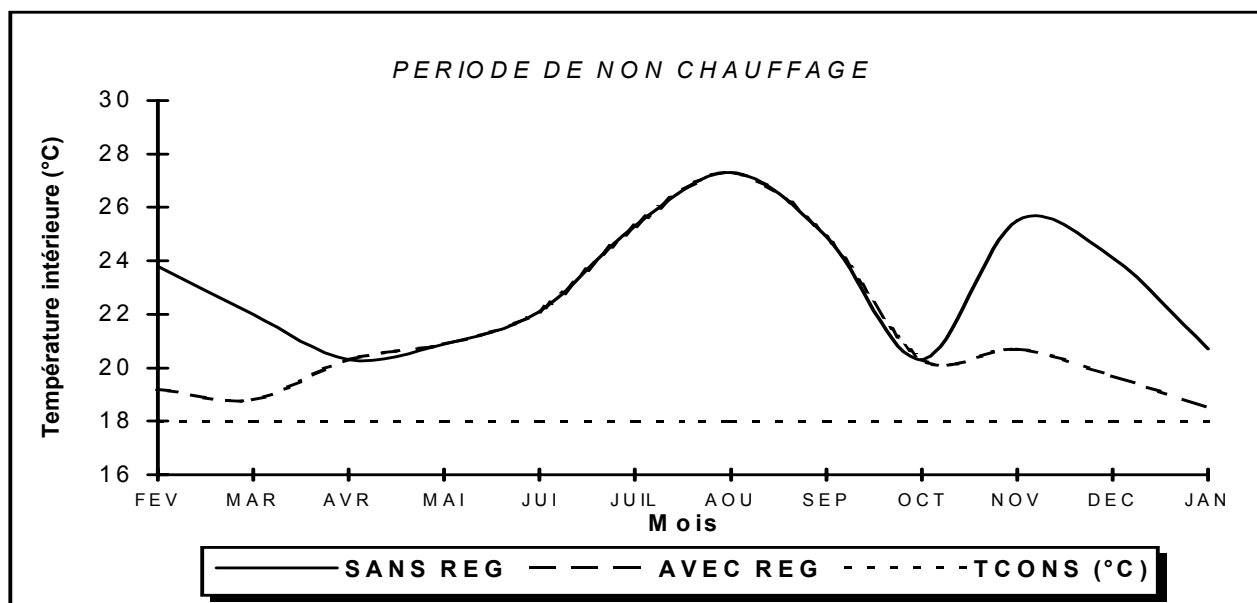


Figure.1.3b. Représentation de résultats de températures d'ambiance interne en période de non chauffage. L'étude [3]

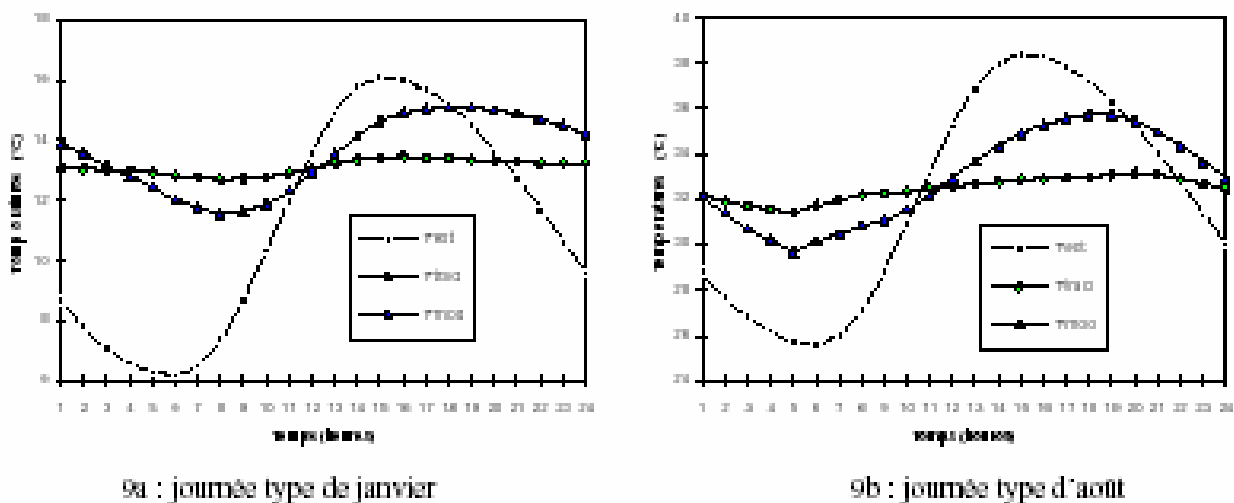


Figure.1.4. Evolution des températures extérieures (Text), résultante interne en traditionnel (Trad) et résultante interne en moderne.(Tmod.)

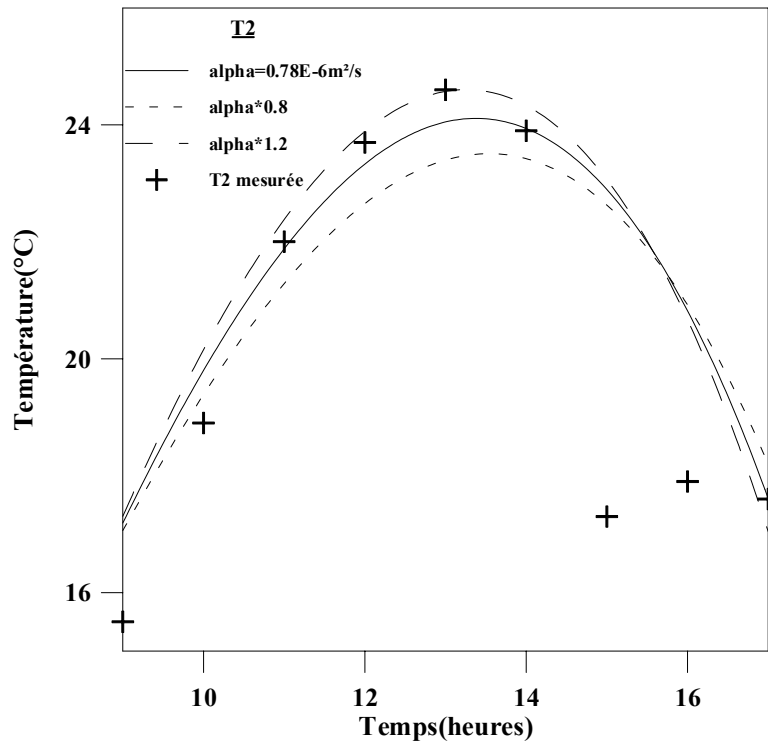


Figure.1.5a. Evolution des températures du plancher suivant les différentes valeurs de la diffusivité thermique (α).

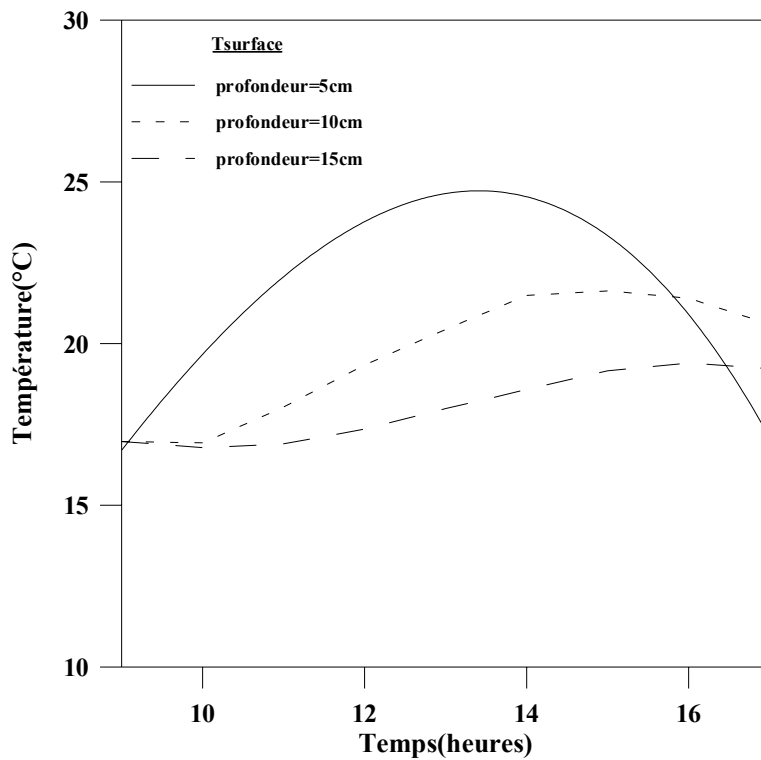


Figure.1.5b. Evolution des températures du plancher suivant les différentes profondeurs de pose.

CHAPITRE.2

CHAUFFAGE SOLAIRE

2.1 Introduction

Contrairement à une idée reçue, les systèmes de chauffage utilisant l'électricité (convecteur, radiant, plafond rayonnant, plancher chauffant, chaudière électrique) ne sont pas parfaitement non polluants. Certes, sur le lieu d'utilisation, ces équipements n'émettent aucune pollution. Mais en est-il vraiment de même lors de la production et la distribution de l'électricité ? Dans les pays froids et en développement, le chauffage est un enjeu primordial, c'est pour cela que plusieurs études sur le chauffage solaire ont été initiées afin de réduire la consommation d'énergie dans le bâtiment, améliorer les aspects de qualité environnementale et assurer le confort thermique.

Pour réussir un bon chauffage solaire, il faut toujours le combiner à quelques-unes des autres technologies, son efficacité peut ainsi être maximisée. Parmi ces technologies, on cite :

- Fenêtre à haut rendement thermique.
- Isolant translucide.
- Mur Trombe

2.2. Les différents types de chauffage

2.2.1. Chauffage d'eau sanitaire

La production d'eau chaude sanitaire est peut-être l'application la plus répandue de l'énergie solaire thermique. Dans ces systèmes, on peut utiliser aussi bien la circulation naturelle (thermosiphon) que la circulation forcée (pompes de circulation), de diverses configurations.

2.2.2. Chauffage passif

Le domaine de l'énergie solaire passive suppose la conception de bâtiments et la mise en place des composants de construction appropriés afin d'utiliser la lumière solaire pour l'éclairage naturel, le chauffage des locaux et/ou climatisation des locaux en plus de réduire la consommation d'énergie. L'avantage primordial que procure l'énergie solaire passive est le confort ressenti par les occupants.

Les composants de construction les plus utilisés par l'énergie solaire passive sont :

- le mur trombe ;
- Ouverture des vitres ;
- Les isolants ;
- Ventilation naturelle ;
- L'inertie.

Le principe du mur trombe se résume à constituer la façade sud d'une maison par un vitrage et un mur épais en maçonnerie lourde dont la surface extérieure est peinte en noir. Quand le rayonnement solaire traverse la vitre, il est absorbé par le mur. L'air intérieur du local est plus froid, automatiquement par thermocirculation, il est dégagé par les orifices inférieurs. Le chauffage du local est obtenu principalement par convection sur la face interne du mur qui restitue la chaleur stockée avec un certain déphasage, alors qu'un chauffage instantané est possible grâce à la thermocirculation. Des clapets sont placés devant les orifices inférieurs pour éviter une circulation inverse la nuit.

La majorité des gens préfèrent un éclairage naturel à un éclairage artificiel, de plus l'éclairage naturel est utilisé et est apprécié dans presque chaque maison. Puisque les fenêtres à haut rendement thermique peuvent produire un éclairage naturel à l'intérieur d'une maison, avec une faible, ou aucune augmentation des coûts annuels de chauffage, la possibilité d'accroître la lumière naturelle dans la conception des maisons est nettement plus importante qu'avant. Dans la conception des bâtiments, cependant, il faut faire attention de ne pas avoir trop de fenêtres et/ou de les disposer d'une manière appropriée afin d'éviter que le bâtiment ne soit surchauffé, ou d'être obligé d'ajouter une charge de climatisation déraisonnable au bâtiment.

Au cours d'une année, la perte d'énergie, pour la plupart des fenêtres, est plus importante que le gain en énergie. Elles ont un meilleur rendement en terme d'énergie utile annuelle que les parois isothermes les mieux isolées.

2.2.3. Chauffage actif

Les systèmes de chauffage solaire actif emploient des capteurs solaires et une source d'électricité supplémentaire pour actionner des pompes ou des ventilateurs qui distribuent l'énergie solaire. L'élément central du capteur est un absorbeur noir qui convertit l'énergie solaire en chaleur. Celle-ci est acheminée vers un autre endroit, où elle sera utilisée immédiatement ou stockée en vue d'un usage ultérieur. Le transfert de la chaleur s'effectue au moyen d'un fluide caloporteur, qui est l'eau, de l'antigel ou de l'air. Les systèmes de chauffage solaire actif ont plusieurs applications:

- Chauffage de l'eau domestique,
- Ventilation et chauffage de l'air et de l'eau industrielles dans des installations commerciales telles que buanderies, lave-autos et centres de conditionnement physique,
- Chauffage des piscines.

2.2.4. Le chauffage par le plancher solaire direct –PSD- :

Cette technique de chauffage est simple, économique, éprouvée et respectueuse de l'environnement.

Les différents éléments constituant un plancher solaire direct sont les suivants :

- Des capteurs solaires qui transforment l'énergie solaire en chaleur. Dans l'hémisphère nord les capteurs sont orientés plein sud et leur inclinaison est prise selon la latitude du lieu (+ 10° pendant l'hiver, -10° pendant l'été).

- Une dalle dans laquelle circule le fluide caloporteur chauffé par les capteurs. la dalle sert simultanément à stocker la chaleur apportée par les capteurs et à la restituer de la même façon qu'un plancher chauffant classique basse température, mais avec un certain décalage dans le temps.
- Un groupe de transfert qui gère le chauffage de la maison et la production d'eau chaude sanitaire.

On peut donner un exemple :

Une installation de plancher solaire direct munie d'une surface de captation de 10m² à 20m² située en France (Rhône-Alpes), peut couvrir de 30% à 60% des besoins annuels de chauffage et d'eau chaude sanitaire. Ceci permet d'économiser de 40% à 60% sur la facture de chauffage. Un chauffage d'appoint est toujours nécessaire pour assurer le complément (chaudière, poêle à bois,.....etc.). La configuration de la maison, le mode de vie et l'investissement constituent les éléments qui déterminent le choix du chauffage d'appoint. Celui-ci peut être intégré et peut offrir certains avantages, car le plancher chauffant sert à distribuer la chaleur complémentaire (gaz, fioul ou bois). L'équilibre entre l'énergie solaire et l'appoint est géré par le groupe de régulation.

Le prix d'un plancher solaire direct est à peu près équivalent à celui d'un chauffage central classique par un plancher chauffant : 8.92 Euros à 12500 Euros pour une maison individuelle de 100m² à 150 m² (le chauffage d'appoint n'est pas compris.).

2.3. Le stockage d'énergie

L'un des problèmes que l'on rencontre le plus souvent dans le domaine de l'énergie est la question de stockage. Les marais à gradient de salinité peuvent être une solution pour stocker la chaleur à grande échelle.

De nombreuses expérimentations sont actuellement développées dans le monde.

L'intensité de l'énergie solaire reçue à terre peut varier dans des proportions considérables selon les conditions climatiques. L'excédent d'énergie produit en période de faible demande doit donc être stocké pour répondre aux besoins en cas de manque d'énergie solaire. En outre on peut citer les différents types de stockage comme suit : [23]

a- Stockage mécanique

- Pompage hydraulique- remplissage de réservoirs situés en altitude.
- Air comprimé (Turbine et compresseur).
- Inertie (Machine tournantes ou volant d'inertie).

b- Stockage Electrique

- Photovoltaïque (batteries, accumulateurs.
- -Stockage à très basse température : supra conducteurs magnétique (stockage électromagnétique).

c- Stockage chimique

- -Hydrogène (H₂O-solution alcalines de soude ou potasse - électrolyse)
 - Stockage en nappe aquifère.
 - Stockage en phase liquide ou en phase fortement comprimée.
- -Biomasse : stockage par photosynthèse.

d- Stockage thermochimique

- Réactions chimiques réversibles à hautes températures (600 à 1000°C).

2.4.Processus de stockage

Il existe deux types de stockage à basse températures utilisés actuellement ::

- Stockage par chaleur sensible
- Stockage par chaleur latente.

Stockage par chaleur sensible :

C'est le système le plus courant à l'heure actuelle. Il s'agit d'un volume isolé d'un matériau que l'on met en contact thermique avec les capteurs ; la chaleur captée se traduisant par une augmentation de la température du matériau. Le choix du milieu de stockage est généralement conditionné par le système.

En général les systèmes actifs de stockage nécessite une pompe ou un ventilateur pour le transfert de chaleur du collecteur à l'endroit de stockage et d'utilisation., par contre dans les systèmes passifs ,le fluide caloporteur se déplace par convection naturelle.(thermosiphon.).

Stockage par chaleur latente

La chaleur latente est la chaleur résultante d'un changement d'état de la substance accumulatrice, sans changement simultané de température. Les sels eutectiques (ou la paraffine) servent de stocker la chaleur et à limiter les surchauffes autour d'une température variant faiblement. L'avantage du stockage par chaleur latente est dans la réduction significative du volume du matériau de stockage. Par contre son inconvénient est qu'on a toujours besoin d'échangeurs complexes et containers résistants à la corrosion.

2.5. Propriétés recherchées des systèmes de stockage

Dans tout système de chauffage solaire, le phénomène de stockage est indispensable, vu que le besoin de chauffage augmente la nuit alors que les apports solaires n'existent que le jour.

Les propriétés recherchées des systèmes de stockage sont :

- Compact : grande capacité de stockage par unité de masse ou volume.
- Uniformité des températures : absence de stratification thermique.

- Possibilités de charge et de décharge sous grands taux de transfert sans gradient de températures élevé.

- Aptitude
- à supporter un grand nombre de cycles (charge / décharge) sans pertes de performances et de capacités de stockage.
- Pertes thermiques négligeables avec l'environnement.
- Grandes durée de vie.
- Faible coût.

Mais on peut dire qu'il a un inconvénient qui est la non disponibilité de quelques éléments utilisés dans le stockage comme la paraffine.

On peut dire que le chauffage solaire contribue à l'économie d'énergie. Ses applications sont diverses, elles peuvent être employées indépendamment ou bien associées, ce qui peut nous apporter une certaine uniformité aux niveaux des températures de chauffage. Le stockage thermique est un phénomène complémentaire au chauffage qui apporte un confort thermique continu.

CHAPITRE 3

DESCRIPTION DU DISPOSITIF DE CHAUFFAGE

3.1. Schéma général du dispositif

Notre système de chauffage se compose des éléments suivants comme il est montré sur la figure (3.1) :

1. Champ de captation constitué de 4 capteurs.
2. Une cuve de stockage d'eau.
3. Une dalle où circule le fluide caloporteur dans un serpentin encastré.
4. Des pompes de circulation et des vannes (P1,P2,V1,V2).
5. Un local à chauffer.

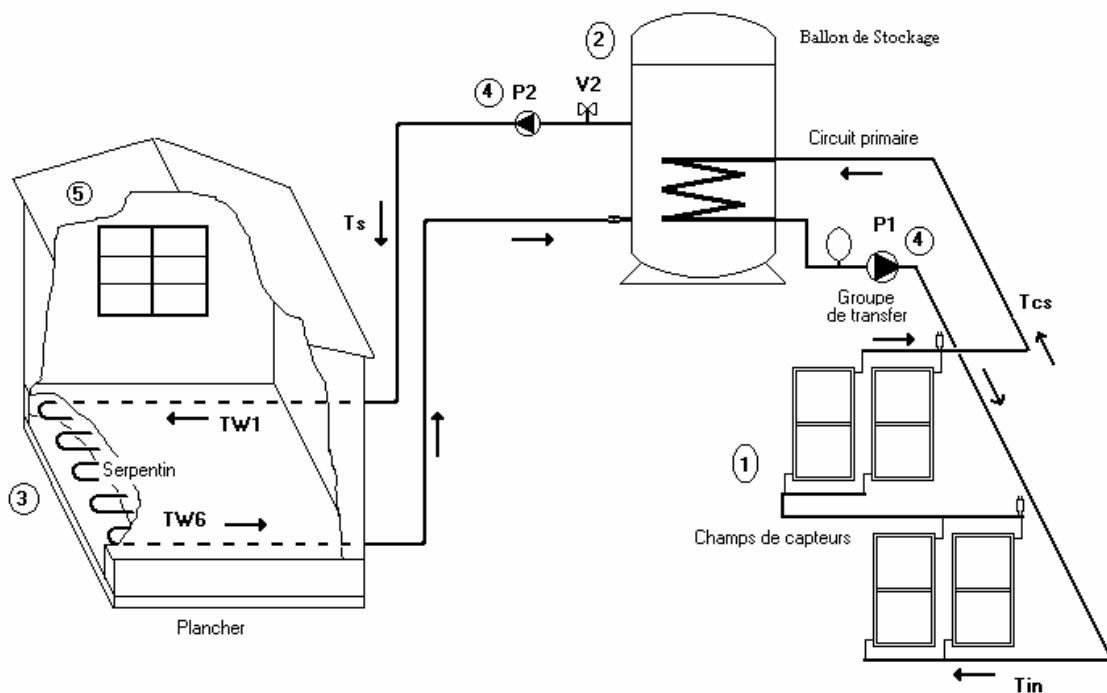


Figure 3.1a Schéma général du dispositif de chauffage

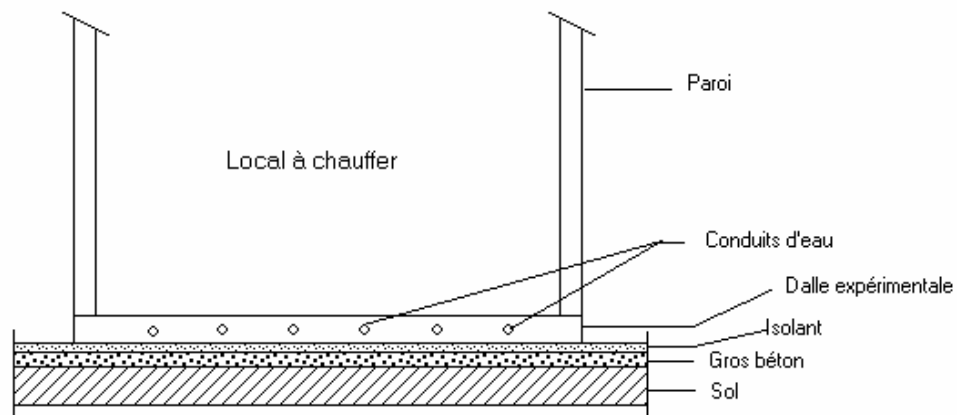


Figure 3.1b. Coupe transversale au niveau du plancher

3.2- Le capteur

C'est un élément réellement spécifique des installations par rapport aux systèmes classiques de chauffage plomberie. La surface posée est un élément essentiel du dimensionnement de l'installation, elle doit être clairement spécifiée par le concepteur.

Hormis le niveau de température d'utilisation du fluide caloporteur, un élément essentiel de choix du type de capteur demeure la longévité estimée de ces matériels soumis à des conditions climatiques difficiles.

3.2.1. Différents types de chauffe-eau solaire à circulateur

Il existe plusieurs types de chauffe-eau solaire :

- a) Les chauffe-eau solaire à un seul circuit (sans échangeur).
- b) Les chauffe-eau solaire à double circuit (avec échangeur).

a) Chauffe-eau solaires à un seul circuit (sans échangeur)

Le capteur et la cuve de stockage forment un seul circuit hydraulique, celui-ci représente les avantages suivants [18] :

- Simplicité de la réalisation.
- Bon rendement thermique étant donné qu'il n'y a pas de perte provoquée par l'adjonction d'un échangeur.
- Coût bas, dû à l'absence de l'échangeur et de fluide antigel, de même, il peut fonctionner en thermosiphon (circulation naturelle).

Dans ce type de circulation, l'eau chaude est plus légère que l'eau froide donc elle monte et l'eau froide descend, la circulation se fait d'elle-même.

Des résistances s'opposent au passage de l'eau dans le circuit, ce qu'on appelle les pertes de charges.

On distingue deux différents types de pertes de charge :

- Le flottement de l'eau sur la paroi interne de la tuyauterie.
- La résistance à l'écoulement provoquée par les obstacles de parcours : coudes, accordements, etc.

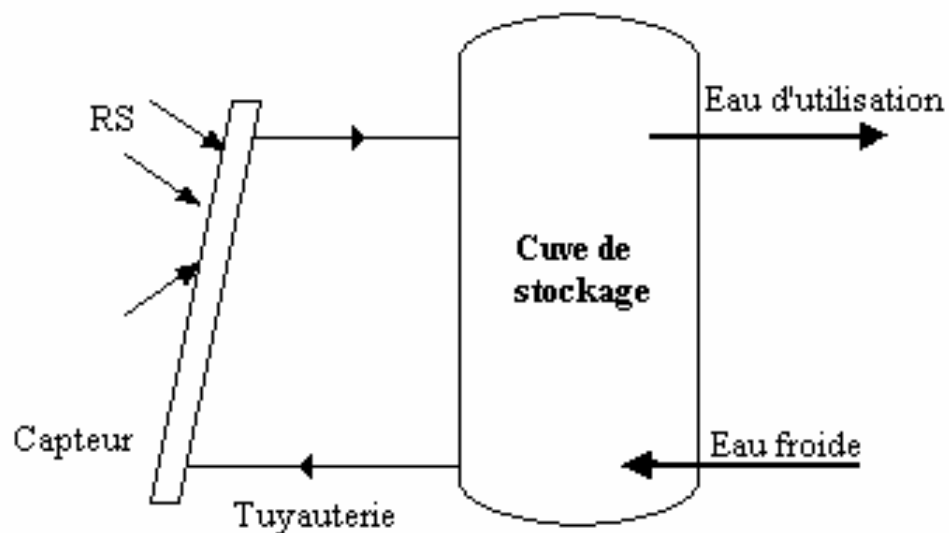


Figure. 3.2a : Chauffage eau solaire à un seul circuit

- **Les Contraintes d'installation :**

- On ne peut pas placer la cuve de stockage au-dessous du capteur ;
- Les tuyauteries horizontales doivent avoir une légère pente ;
- Les tuyaux doivent être suffisamment gros pour permettre la libre circulation de l'eau.

Le principe du thermosiphon est très simple, mais il présente l'inconvénient de ne pas permettre le contrôle de la température de fonctionnement car le débit n'est pas imposé..

En l'absence de ce contrôle, on stockera parfois dans le réservoir à plus de 60 °C, ce qui favorise l'entartrage (formation d'un dépôt insoluble et très dur).

En pratique, il est difficile de faire fonctionner correctement une installation de plus de 10 m² de capteurs en thermosiphon.

b) Chauffe-eau solaire à double circuit (avec échangeur)

Ce chauffe-eau est muni d'un circulateur électrique (pompe) pour faire circuler l'eau.

Le circulateur donne une charge plus grande qu'en thermosiphon, avec une vitesse d'eau plus importante. De même le débit d'eau est en fonction de la puissance du circulateur et des pertes de charge du circuit. Ce type d'installation a les avantages suivants :

- Facilité de placement du réservoir,
- Il n'est pas obligatoire de placer les tuyauteries horizontales,
- Le contrôle de la température est plus facile,
- La consommation électrique d'un circulateur est très faible.

Bien sûr toute installation a des inconvénients. Pour ce type d'installation, on cite quelques inconvénients qu'elle peut comporter :

- Le coût de l'installation est plus élevé.

- L'installation demande plus d'entretien,
- Le circulateur est très sensible à l'entartrage ce qui provoque une baisse des rendements du capteur et de l'échangeur.

Il n'est pas possible de donner des repères très précis sur les surfaces à mettre en œuvre pour un besoin déterminé, car elles résultent du compromis d'ensemble de l'étude.

Toutefois on peut remarquer quelques règles simples :

- En eau chaude sanitaire : L'ordre de grandeur des surfaces nécessaire pour une utilisation annuelle est d'environ 2 à 4m² par logement.
- En chauffage par plancher solaire direct : la surface des capteurs doit être de l'ordre de 0.1 et 0.2fois la surface de la dalle chauffante, ce qui conduit à une surface de 6 à 14m² de capteur en moyenne par logement (la dalle ne couvre que 50% à 75% de la surface habitable).

3.2.2. Disposition des capteurs :

L'orientation des capteurs dans l'hémisphère nord est normalement plein sud, cependant une variation de $\pm 15^\circ$ n'a que peu d'influence sur les rendements.

L'inclinaison optimale dépend de l'utilisation et doit être précisée par l'étude.

Les valeurs usuelles sont :

Pour le chauffage, de 90° à 60° et même 45° dans les zones de montagne où la période de chauffage est très longue.

Pour l'eau chaude sanitaire de $45^\circ, 60^\circ, 30^\circ$ ou même 15° pour des cas spéciaux d'usage estival seulement, l'orientation étant alors moins sensible.

Pour un champ de captation, on a plusieurs dispositions. Chacune des dispositions a ses avantages et ses inconvénients [19] :

- Disposition en parallèle

Le branchement parallèle des capteurs a l'avantage d'offrir de meilleures performances du champ de capteurs car les pertes de charges sont relativement faibles. Ce type de branchement est utilisé dans les sites à forte insolation. La température est plus ou moins basse avec un débit élevé par rapport au branchement en série.

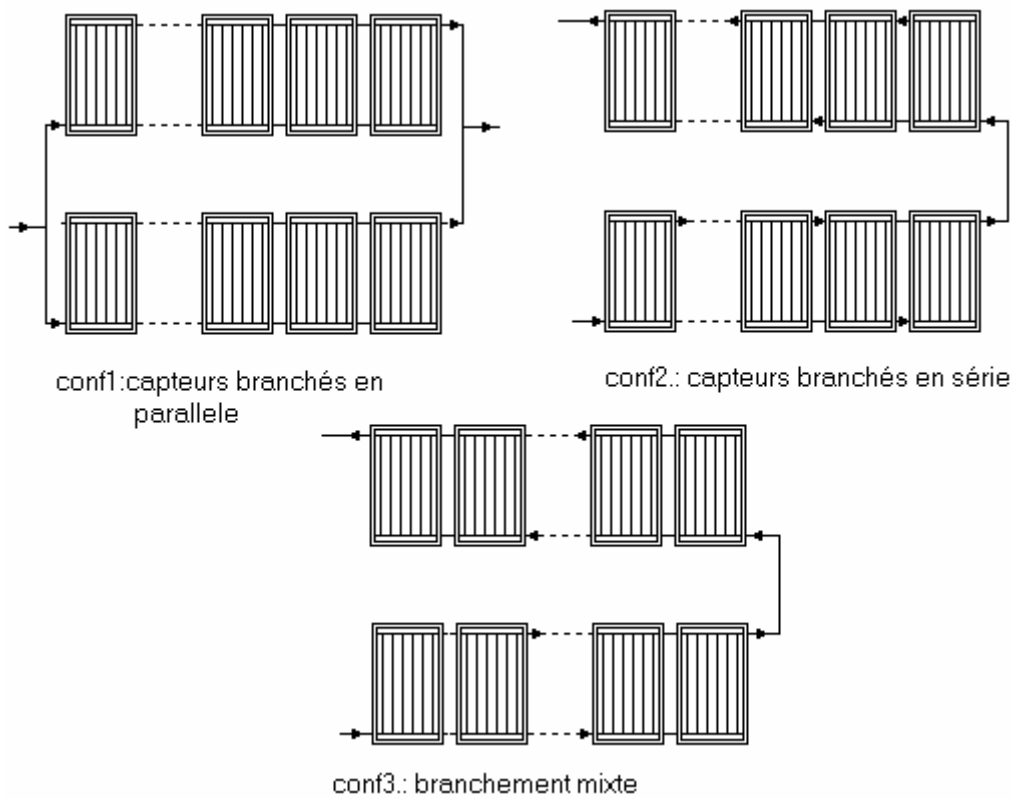


Figure 3.2.b. Représentation des différents branchements du champ de captation.

- Disposition en série

Le raccordement en série présente l'inconvénient des pertes de charge relativement élevées ce qui nécessite l'utilisation d'un circulateur (circulation forcée), son avantage est qu'on obtient une température élevée à la sortie, avec un faible débit. Ce type de branchement est utilisé dans les endroits les moins ensoleillés.

- Disposition mixte

La configuration mixte présente de meilleurs avantages, vu qu'elle englobe les avantages du branchement en série et le branchement en parallèle. A la sortie du champ de captation on aura une température élevée avec un débit élevé.

3.2.3. Calcul du nombre de capteurs

Ce nombre est déterminé suivant la surface de captation, qui est calculée à partir de l'égalité entre la quantité de chaleur fournie par le champ de captation (Q_u) et la quantité de chaleur utilisée dans le serpentin Q_{uf} .

$$Q_u = A_c F_r \left[(\tau\alpha)_{eff} I_{G\ moy} - U_t (T_{fe\ moy} - T_{a\ moy}) \right];$$

$$Q_{uf} = \dot{m}_2 c_p (T_{w6\ moy} - T_{w1\ moy})$$

Avec:

$$F_r=0.8 ; U_t=6.5 ; (\tau\alpha)_{eff}=0.7 ; I_{G\ moy}=577.09 ; T_{fe\ moy}=28^\circ\text{C}, T_{a\ moy}=16^\circ\text{C}.$$

$$\dot{m}_2=0.0225 \text{ kg/s} ; C_p=4185 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$T_{w6\ moy}=27^\circ\text{C} \text{ (température de sortie du fluide dans le serpentin).}$$

$$T_{w1\ moy}= 43.87^\circ\text{C} \text{ (température d'entrée du fluide dans le serpentin).}$$

En faisant l'égalité entre les deux quantités de chaleur, on trouve une surface de captation de $A_c=6.09\text{m}^2$, mais dans nos calculs, on prend une surface de $A_c=6.4\text{m}^2$ (équivalente à 4 capteurs), pour un éventuel soutirage d'eau chaude sanitaire.

Il y'a aussi un paramètre précieux qu'il faut respecter pour le prédimensionnement du système, qui est le ratio de captation. Il donne une première image du taux de couverture que l'on recherchera à partir de la surface du plancher.

$$ratio = \frac{\text{surface.de.captation}}{\text{surface.du.plancher}} ; \text{ ce ratio a les valeurs hautes (0.5 pour la dalle épaisse et$$

0.3 pour la dalle d'étage) [25]. Dans notre cas, le ratio=0.45.

3.3. La cuve de stockage :

Pour l'eau chaude sanitaire il s'agit d'une cuve fortement isolée (équivalent de 7 à 8cm de laine de verre) protégée intérieurement par un revêtement alimentaire, et muni d'une purge sur le départ de l'eau chaude sanitaire (E.C.S). Son volume peut varier dans d'assez larges mesures en fonction des données retenues pour le puisage et la surface de capteur retenue. Cependant, un volume de 40 à 70 litres de stockage par mètre carré de capteur, représente un compromis généralement satisfaisant pour l'habitat collectif.

On peut également situer le temps de réserve TR tel que :

$$TR = \frac{\text{Volume de stockage}}{\text{Consommation moyenne journalière}}$$

Ce temps de réserve doit se trouver entre 0.5 et 1.5 jours quand il s'agit d'une installation fonctionnant surtout en préchauffage, ou bien d'une installation à taux de couverture élevé. En chauffage, le stockage d'eau chaude alimentant des éléments classiques est une solution complexe et coûteuse, donc il est préférable d'éviter, chaque fois que possible, le système mixte (PSD+ECS). Dans ce cas de figure, les capteurs sont directement couplés à une grille de tubes noyés dans la dalle, qui assurent à la fois le stockage et la restitution des calories solaires dans l'habitat.

- Volume de stockage

On peut le terminer, si on prend une consommation moyenne journalière de $C=405$ l/jour et un $TR=0.5$, en appliquant le rapport du temps de réserve, on trouve un volume de stockage $V=202.5$ l. Dans notre étude, on a opté pour un volume qui approche cette valeur calculée $V=190$ l.

3.4. Le plancher :

Ce dernier est une dalle en béton d'une épaisseur optimale de 10cm où est encastré en son centre un serpentín de 13m de long, formé de tubes en cuivre de 15mm de diamètre extérieur, avec 6 passages de 20cm.

Le plancher est isolé du sol par une couche de 50mm de polystyrène et par celle du gros béton comme le montre la figure (3.1b) (coupe transversale). Ceci nous permet d'avancer que les échanges de chaleur vers le bas sont pratiquement nuls. De ce fait, notre étude visera seulement le comportement thermique de la partie supérieure du plancher (au dessus du serpentín).

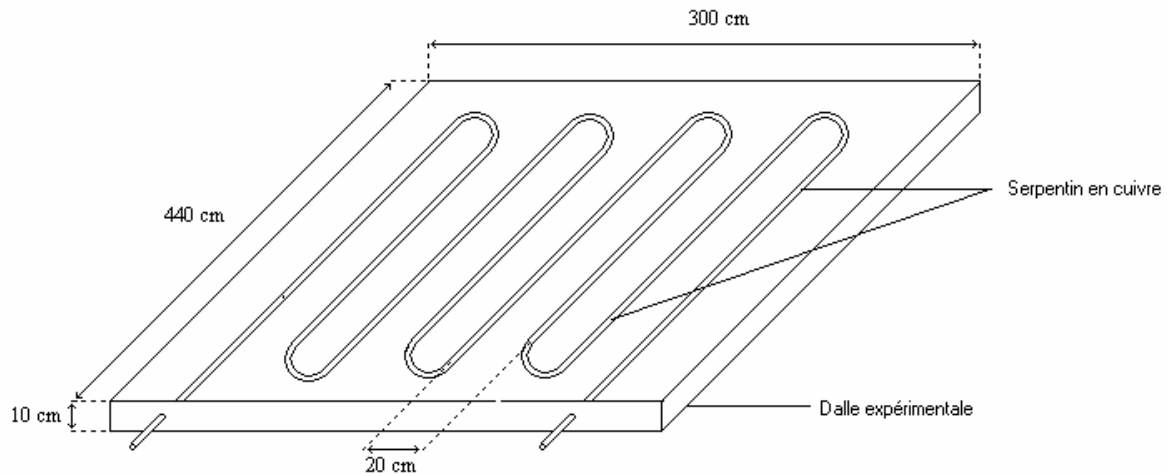


Figure.3.3. Plancher chauffant

3.5. La pompe :

Il s'agit d'un circulateur primaire, qui assure la circulation du fluide dans les capteurs. Il est positionné sur la canalisation de départ vers les capteurs, et encadré par des vannes d'isolement.

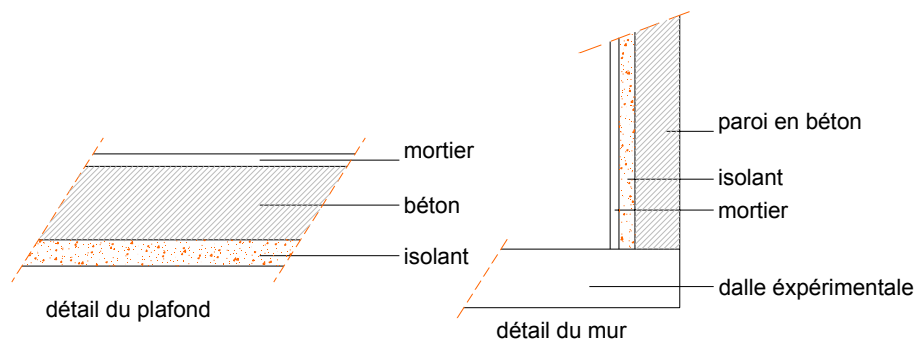
Le descriptif indique avec précision le point moyen de fonctionnement choisi (débit et différence de pression), qui se situe vers le milieu de la caractéristique de pompe (rendement optimal).

Certains capteurs spéciaux (sous vide) peuvent nécessiter des débits beaucoup plus faibles mais qui devront être précisés dans l'avis technique.

Des valeurs plus faibles du débit peuvent éventuellement être retenues, mais entraînent une chute de rendement qui doit être justifiée par l'étude.

3.6- le local à chauffer :

Dans notre étude on a considéré un local monozone dont la température est supposée uniforme de dimensions (3,8x3x4.4m), avec une fenêtre de dimension(1.5×1.5m), les murs et le plafond sont constitués de différents matériaux comme le montre le schéma ci dessous :



3.4. Détail des murs et du plafond.

Pour faciliter l'étude de la modélisation, on a supposé un seul nœud pour la température de l'air à l'intérieur du local : La température des murs et température du plafond sont supposés uniformes. Les murs ont un échange convectif avec l'air intérieur et un autre semblable, avec l'air extérieur (Absence du vent à l'extérieur). Ces échanges de chaleur se font verticalement suivant les murs avec les coefficients de chaleur $1/h'_{int} = 1/h'_{ext} = 0,11$. [12]. Pour le plafond on a un échange convectif naturel avec l'air intérieur du local et un autre échange semblable avec l'ambiance extérieure.

Seulement ici, les échanges de chaleur se font horizontalement suivant le plafond avec des coefficients d'échange de chaleur $1/h_{int} = 1/h_{ext} = 0,09$. [12].(Voir figure 3.5).

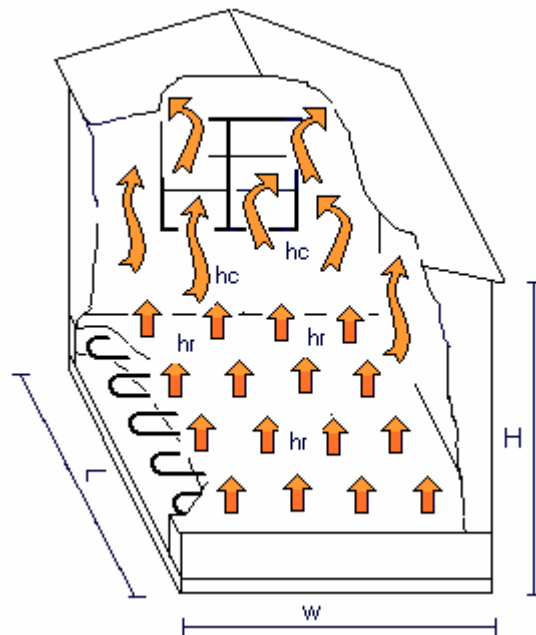


Figure.3.5. Représentation des échanges thermique

Dans notre étude nous nous sommes inspiré de l'étude [10], où le même dispositif a été utilisé, seulement le chauffage est assuré par une chaudière à gaz au lieu d'un capteur solaire. Le fluide caloporteur chauffé circule dans le serpentin noyé dans la dalle en béton (comme nous l'avons indiqué précédemment).

Le transfert de chaleur se fait à partir du fluide passant par le serpentin vers la dalle et enfin vers le local.

La figure ci-dessous montre le dispositif expérimental de l'étude [10].

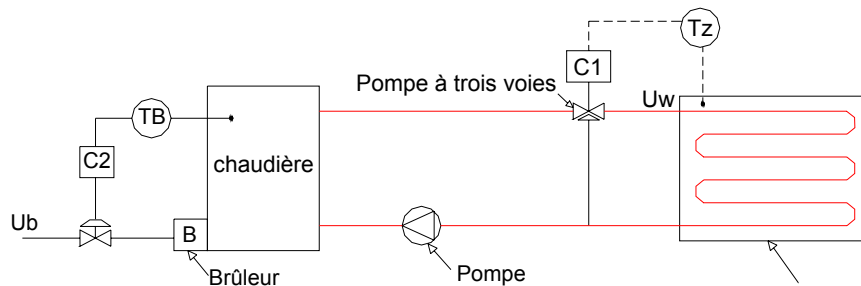


Figure3.6. Systeme de chauffage par plancher
Alimenté par une chaudière.

La modélisation de notre système a été faite à partir des équations de bilan d'énergie choisies dans l'étude [10], puis les résultats obtenus ont été validés par le modèle expérimental de l'étude [10] et [15].

CHAPITRE 4

MODELISATION NUMERIQUE

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter le modèle mathématique développé pour décrire le comportement thermique du plancher solaire et l'impact de ce plancher sur la variation de la température du local suivant le temps, en tenant compte de la variation de la température du fluide caloporteur qui circule dans le serpentin incorporé au milieu de la dalle. Le fluide étant chauffé par un capteur solaire suivi d'un réservoir, il est donc nécessaire de modéliser ces éléments. Pour modéliser notre système, nous avons utilisé la méthode Nodale qui est l'une des possibilités actuellement offertes dans le domaine de la modélisation thermique du bâtiment. Dans la plupart des applications, cette méthode utilise l'analogie Electrique / Thermique et permet de décrire, à l'aide d'un circuit analogique les principaux modes de transferts calorifiques simples ou couplés (y compris les transferts fluidiques et ceux faisant intervenir les différents modes de transferts thermiques). Dans notre cas cette méthode nous a permis d'écrire les équations différentielles à partir des bilans thermiques de chaque nœud. Nous précisons aussi que c'est une méthode adéquate pour les systèmes linéaires.

4.2. Hypothèses

Pour simplifier la modélisation, nous avons adopté les hypothèses suivantes :

- La variation de la température du fluide dans le serpentin est monodimensionnelle, c'est-à-dire que la température varie suivant une seule direction (y), qui est la longueur du plancher, suivant la largeur du plancher le gradient de température est négligeable.

Ceci implique un nombre de nœuds correspondant au nombre de passages du serpentin dans le plancher pour la température du fluide, c.à.d 6nœuds dans notre cas. (figure.4.1).

- La température du plancher est uniforme, donc un seul nœud pour la température du plancher. Voir figure (4.3).
- Nous nous limitons seulement à étudier les échanges de chaleur de la partie supérieure du serpentin. (Le plancher est parfaitement isolé du côté sol).
- Nous considérons que la température du local est uniforme, avec un seul nœud pour la température de l'air à l'intérieur.

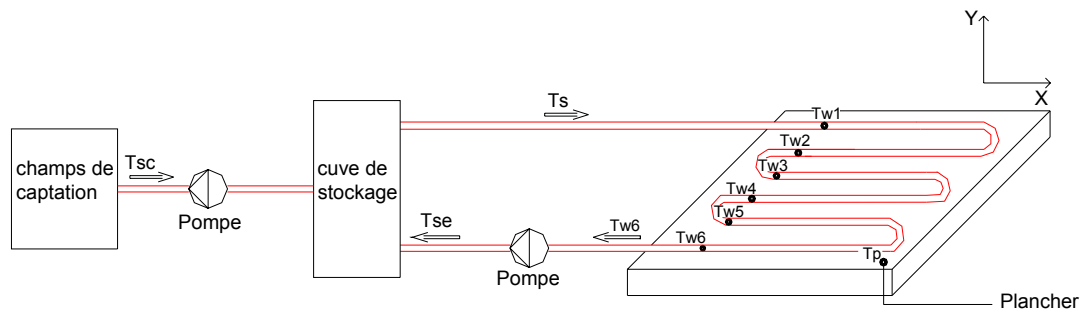


FIGURE 4.1: Schéma représentatif du modèle théorique

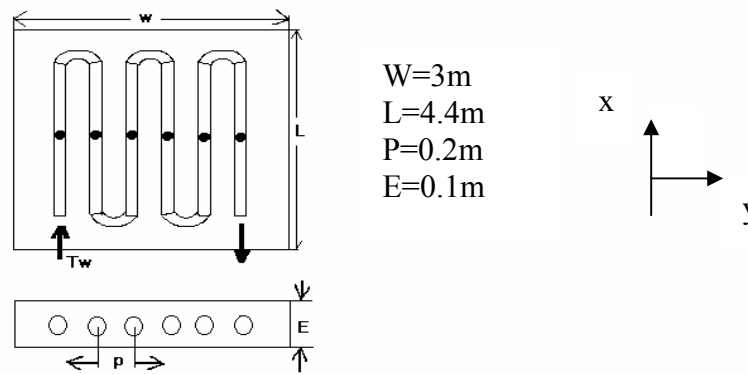


Figure.4.2. Représentation du système serpentin-plancher

4.3. Bilan thermique

4.3.1.-Bilan thermique au niveau du fluide.

Le fluide caloporteur a deux échanges de chaleur avec le plancher, le premier est convectif et le deuxième conductif, ces échanges sont régis par l'équation d'énergie suivante :

$$M c_p \frac{dT}{dt} = h_{it} A_{it} (T_p - T_w) + U_p A_p (T_p - T_w) ;$$

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{\partial T_w}{\partial t} + \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial T_w}{\partial y} ;$$

$\frac{\partial y}{\partial t}$: Vitesse de l'écoulement

$$M_w c_p \frac{\partial T_w}{\partial t} + M_w c_p V_w \frac{\partial T_w}{\partial y} = h_{it} A_{it} (T_p - T_w) + U_p A_p (T_p - T_w)$$

$$\text{Où : } V_w = \frac{\text{débit}}{\rho A} ; \rho = \frac{M_w}{v_w (\text{volume du fluide})}$$

Pour faciliter le calcul, on prend le $\text{débit} = U_w U_{w \max}$

En divisant par $M_w C_p$, on obtient :

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} + \frac{U_w U_{w \max}}{M_w} \frac{\partial T_w}{\partial y} = \frac{h_{it} A_{it}}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w) + \frac{U_p A_p}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w) \quad (4-1)$$

Avec :

$$M_w : \frac{M (\text{massedufuide})}{W. (\text{longueur du plancher})} \quad (\text{masse/unité de longueur})$$

C_{pw} : Capacité calorifique de l'eau.

U_w : Débit normalisé du fluide chaud.

$U_{w \max}$: Débit massique maximum du fluide chaud.

A_{it} : Surface d'échange entre le fluide et le plancher, rapportée à la longueur du plancher. $\left(\frac{\pi DL}{L} \right) / 6$; (on prend la surface d'un nœud).

A_p : Surface du plancher/ unité de longueur.

U_p : Coefficient global d'échange par conduction entre le fluide et la surface du plancher.

$$\left(U_p = \frac{k_{\text{béton}}}{E_{\text{sup}}} \right).$$

Où :

$k_{\text{béton}}$: Conductivité thermique du béton.

E_{sup} : Epaisseur du béton entre le serpentín et la face supérieure du plancher .

$U_w U_{w \max}$: Produit qui nous donne la vitesse dimensionnelle d'écoulement dans le serpentín (V_w).

h_{it} : Coefficient de transfert de chaleur convectif entre le fluide et le plancher.

Si on se réfère à l'étude [10], avec le système munie d'une chaudière, l'écoulement du fluide est toujours turbulent dans une chaudière avec un Reynolds $Re \geq 4000$ et une $V_{\max} = 0.26 \text{ m/s}$ [13]

Le h_{it} est calculé avec les nombres adimensionnels :

$$h_{it} = \frac{K_w \times Nu}{L} \quad (4-2)$$

$$\left[\begin{array}{l} K_w : \text{conductivité thermique de l'eau} \\ L = \text{Longueur caractéristique.} \\ Nu : \text{Nombre de Nusselt.} \end{array} \right]$$

$L = D_H$ (diamètre hydraulique).

Pour un régime turbulent, et le serpentin assimilé à une conduite comme hypothèse, on prend la corrélation suivante pour le calcul du Nusselt : [16]

$$NU = 0.023 \times (Re^{0.8}) \times (Pr^{0.33}) \quad (4-3)$$

(Pour un fluide dans une conduite en régime turbulent).

On donne les caractères thermo physiques de l'eau :

- $\rho_w = 997.6$ (Densité de l'eau).....(kg/m³)
- $C_{p_w} = 4.18$ (capacité calorifique de l'eau)(kj/kg.k)
- $\mu_w = 1.01$ (Viscosité de l'eau).....(kg/m.s)
- $K_w = 0.602$...(Conductivité thermique).....(w/m.k)

$$Re = \frac{\rho_w \times V_w \times D_h}{\mu_w} \quad (4-4) \quad (\text{Nombre de Reynolds}).$$

$$Re=3852.11$$

$$Pr = \frac{\mu_w \times C_{p_w}}{K_w} \quad (4-5) \quad (\text{Nombre de Prandtl}).$$

$$Pr=0.7$$

On définit les groupements de l'équation (4-1) :

$$\frac{h_{it} A_{it}}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w) : \text{ Terme exprimant l'échange de chaleur par convection}$$

entre le fluide et le plancher.

$$\frac{U_p A_p}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w) : \text{ Terme exprimant l'échange de chaleur par conduction}$$

entre le fluide et la surface du plancher.

$\frac{U_w U_{w\max}}{M_w} \frac{\partial T_w}{\partial y}$: Terme convectif propre au fluide régi par la vitesse de

l'écoulement dans le cas de l'étude [10], on prend le débit normalisé U_w variant entre [0,1), ceci facilite le calcul si on introduit un système de régulation dans notre installation de chauffage.

$\frac{\partial T_w}{\partial t}$: Terme transitoire.

4.3.2. Bilan thermique au niveau du plancher :

Le plancher a un apport de chaleur par convection à partir du fluide caloporteur (1^{er} terme de droite) et un autre échange thermique en forme de pertes de chaleur par rayonnement et par convection avec le local (2^{eme} terme de droite).

L'équation s'écrira alors :

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{h_{it} A_{it}}{M_p C_p} (T_w - T_p) - \frac{Ap}{M_p C_p} (Q_r + Q_c) \dots \dots \dots (4.6)$$

Avec :

Q_r : Echange par rayonnement avec le local.

Q_c : Echange par convection avec le local.

D'après l'étude [10], l'échange par convection Q_c et l'échange par rayonnement Q_r sont des corrélations tirées de l'expérimentation de l'étude [15].

$$Q_r = 4.93 \times 10^{-8} [(T_p + 273)^4 - (T_z + 273)^4] \quad (4.7)$$

$$Q_c = 2.18 [T_p - T_z]^{1.31} \quad (4.8)$$

4.3.3 Bilan d'énergie au niveau du local :

Au niveau du local , on a l'air chauffé à une certaine température T_z uniforme, cet air chauffé a un échange par convection avec l'ambiance extérieure en forme de perte de chaleur et un gain de chaleur reçu et par rayonnement et par convection du plancher.

L'équation s'écrira :

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = a_z (T_{ext} - T_z) + A_p w (Q_r + Q_c) \dots \dots \dots (4.9)$$

Avec :

C_z : Capacité thermique.

$C_z = M_{air} \times C_{p_{air}}$.

A_p : surface du plancher par unité de longueur.

W : Longueur du plancher.

a_z : coefficient d'échange global au niveau du local.

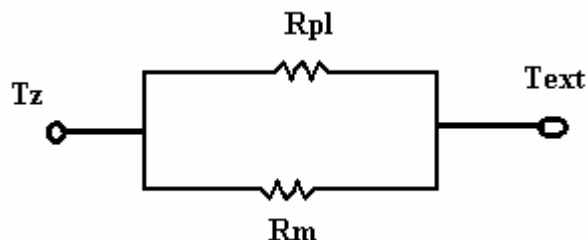


Figure.4.3. Schéma analogique des échanges thermiques entre l'intérieur et l'extérieur

$$a_z = U_z = 1/R_{\text{équivalente}}$$

$$R_{\text{équivalente}} = (1/R_{\text{eq mur}} + 1/R_{\text{eq plafond}})^{-1}$$

Où :

$R_{eq\ mur}$: résistance équivalente au niveau des murs.

$R_{eq\ plafond}$: résistance équivalente au niveau du plafond.

$$1/R_{eq\ mur} = (1/h_{int} + \sum e_i/k_i + 1/h_{ext}) \times (1/ S_{mur})$$

$$1/R_{eq\ plafond} = (1/ H_{int} + \sum E_i/K_i + 1/H_{ext}) \times (1/ S_{pla})$$

h_{int} :coefficient de transfert de chaleur convectif (mur - air),.

La littérature abonde de corrélations entre nombres sans dimension, suivant la configuration (plaques planes, cylindres) la direction du champ convectif (horizontal, vertical ou incliné) et le type d'écoulement (laminaire, turbulent, te). Dans notre cas le transfert se fait verticalement suivant les murs, et horizontalement suivant le plafond.

Les h_{int} , h_{ext} sont tirés des tables [12] et les $\sum E_i/K_i$ sont déterminés à travers les caractéristiques physiques des constituants des murs et du plafond respectivement. (Voir appendice.A. pour les détails de calcul).

On définit les termes de l'équation (4-9)

$a_z (T_{ext} - T_z)$: Echange convectif de l'air dans le local avec l'extérieur.

$Apw(Q_r + Q_c)$: Produit du gain de chaleur par rayonnement et par convection et de la surface du plancher.

Le schéma suivant nous montre les principaux échanges entre les éléments du système de chauffage :

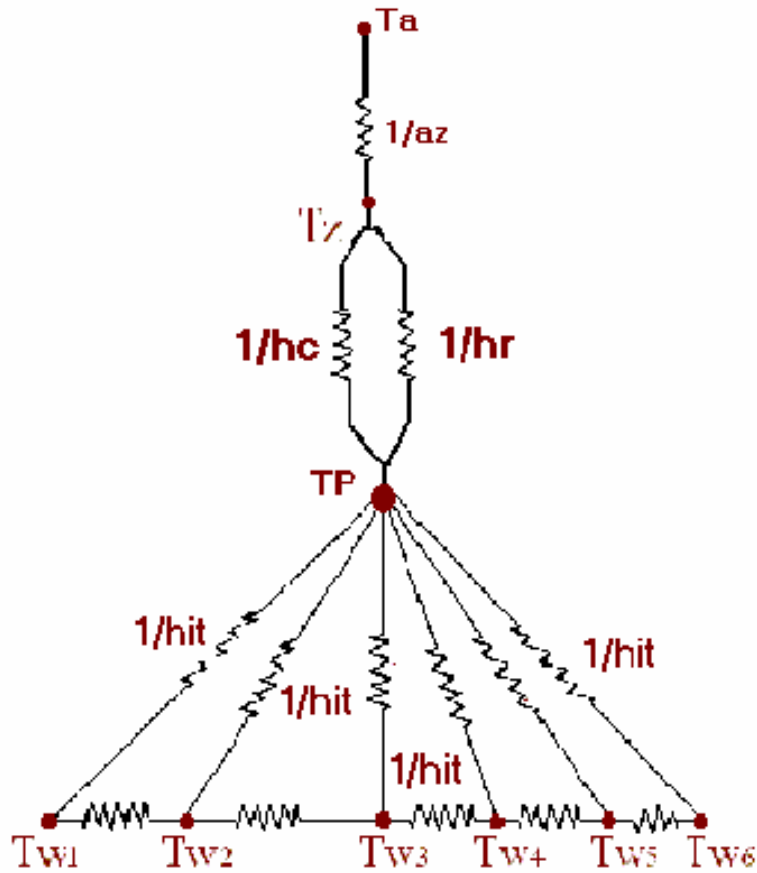


Figure 4.4. Schéma analogique représentant les différents échanges de chaleur entre les trois éléments du système-(fluide- placher- local).

4.4. Discrétisation des trois équations :

On discrétise les trois équations par la méthode des différences finis en adoptant descendant pour le terme convectif du fluide et un schéma explicite pour le terme transitoire [24]. (Le calcul des constantes est montré en appendice A).

Pour le fluide:

$$\begin{aligned}
 T_{w_i}^{t+1} = & T_{w_i}^t \left[1 - \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta y} \right) \left(\frac{U_w U_{w\max}}{M_w} \right) - \left(\frac{h_{it} A_{it} \Delta t_1}{M_w C_{p_w}} \right) - \left(\frac{U_p A_p \Delta t_1}{M_w C_{p_w}} \right) \right] \\
 & + \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta y} \frac{U_w U_{w\max}}{M_w} \right) T_{w_{i-1}}^t + \left[\frac{h_{it} A_{it} \Delta t_1}{M_w C_{p_w}} + \frac{U_p A_p \Delta t_1}{M_w C_{p_w}} \right] T_p^t
 \end{aligned} \tag{4-10}$$

Pour le plancher :

$$T_p^{t+1} = T_p^t \left[1 - \frac{h_{it} A_{it} \Delta t_2}{M_p C_p} \right] + \left(\frac{h_{it} A_{it} \Delta t_2}{M_p C_p} \right) T_{wm}^t - \left(\frac{A_p \Delta t_2}{M_p C_p} \right) (Q_r + Q_c) \quad (4-11)$$

Avec :

$$T_{wm}^t = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N=6} T_w^t \quad (4-12)$$

On ne considère qu'un seul nœud pour le plancher, pour cette raison on adopte une température du fluide moyenne qu'on injecte lors de la discrétisation de l'équation (4.6).

Pour le local :

$$T_z^{t+1} = T_z^t \left[1 - \left(\frac{a_z \Delta t_3}{M_{air} C_{p_{air}}} \right) \right] + \left(\frac{a_z \Delta t_3}{M_{air} C_{p_{air}}} \right) T_{ext} + \left(\frac{A_p W \Delta t_3}{M_{air} C_{p_{air}}} \right) (Q_r + Q_c) \quad (4-13)$$

4.5 Calcul du critère de stabilité :

Après discrétisation, on calcule le critère de stabilité pour un schéma explicite, il faut que tous les termes des trois équations soient positifs. [24]

Pour le fluide :

$$\left[1 - \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta y} \frac{U_w U_{w\max}}{M_w} \right) - \frac{h_{it} A_{it} \Delta t_1}{M_w C_{p_w}} - \frac{U_p A_p \Delta t_1}{M_w C_{p_w}} \right] \geq 0$$

$$\Delta t_1 \leq \frac{1}{\frac{U_w U_{w\max}}{\Delta y M_w} + \frac{h_{it} A_{it}}{M_w C_{p_w}} + \frac{U_p A_p}{M_w C_{p_w}}} \quad (4-14)$$

Pour le plancher :

$$\left[1 - \frac{h_{it} A_{it} \Delta t_2}{M_p C_{pp}} \right] \geq 0$$

$$\Delta t_2 \leq \frac{1}{\frac{h_{it} A_{it}}{M_p C_{pp}}} \quad (4-15)$$

Pour le local :

$$\left[1 - \frac{a_z \Delta t_3}{M_{air} C_{p_{air}}} \right] \geq 0$$

$$\Delta t_3 \leq \frac{M_{air} CP_{air}}{a_z} \quad (4-16)$$

Alors le critère de stabilité serait :

$$\Delta t = \min(\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3) \quad (4-17)$$

4.6. Conditions aux limites et conditions initiales :

Après une discrétisation on pose nos conditions aux limites pour le fluide seulement :

A la limite inférieure, au premier nœud la température du fluide est égale à la température de sortie du capteur solaire :

Condition aux limites

$$0 \leq y \leq 0.2 \dots \Rightarrow \dots T_{w1}^t = T_S^t \quad (4-18)$$

Avec :

T_{w1}^t : Température du premier nœud.

T_S^t : Température de la cuve de stockage.

Conditions initiales

On suppose que le système est à une température initiale correspondant à 20°C :

$$\text{à } t = 0 \dots \Rightarrow \dots \begin{bmatrix} T_w(i, 0) = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_p(i, 0) = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_z(0) = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \end{bmatrix} \quad (4-19)$$

4.7. Intégration du capteur solaire et de la cuve de stockage dans le dispositif de chauffage

En intégrant un champ de captation dans notre système (voir fig3.1), (schéma général du dispositif). On peut dire que le calcul du bilan thermique est modifié car on introduit l'éclairement solaire global expérimental, la température d'entrée du fluide donnée expérimentale de l'étude [6].

4.7.1 Bilan thermique du capteur :

Le bilan thermique dans le champ de captation est calculé en utilisant l'équation de la puissance utile donnée par [17] :

$$Q_u = A_c F_r \left[(\tau \alpha)_{eff} I_G - U_t (T_{fe} - T_a) \right] \quad (4.20)$$

$$Q_u = \dot{m}_1 C_p (T_{cs} - T_{fe}) \quad (4.21)$$

(Voir détail de calcul en appendice .B.).

Avec :

Fr : facteur de conductance du capteur solaire.

(voir appendice B pour le calcul de Fr).

$(\tau \alpha)_{eff}$: Rendement optique.

I_G : Eclairement global,(donnée expérimentale).

U_t : Coefficient de pertes global dans le capteur.

(voir appendice B pour le calcul de U_t).

T_{fe} : Température d'entrée du fluide dans le capteur.(Donnée expérimentale).

T_a : Température extérieure.(Donnée expérimentale).

T_{cs} : Température de sortie du fluide dans le capteur.(Calculée).

C_p : conductivité thermique du fluide.

A_c : surface du champ de captation, (surface de 4 capteurs)

\dot{m}_1 : Débit massique du fluide dans le champ de captation. Il est calculé suivant le nombre de capteurs et suivant le branchement. Dans notre cas, avec le branchement mixte (figure.3.2b), le débit total du fluide est : [19]

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_c \times \frac{N_c}{N_{bs}}$$

\dot{m}_c : le débit d'un capteur , ($\dot{m}_c = 60 \text{ l/h}$).

N_c : Nombre de capteurs (4 capteurs).

N_{bs} : Nombre de capteurs en série. (2 capteurs).

$\dot{m}_1 = 120 \text{ l/h}$.

Quand on associe la cuve de stockage à notre système, on réalise un système fermé qui est entièrement déterminé par les conditions initiales et les conditions extérieures d'éclairement solaire et de température.

4.7.2. Bilan thermique de la cuve de stockage

Le bilan thermique dans la cuve peut s'écrire comme suit : [21]

$$MCP_{eau} \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_1 C_p (T_{fs} - T_s) - (UA)_s \times (T_s - T_{amb}) - \dot{m}_{2_{sou}} C_{p_{eau}} \times (T_s - T_{rs}) \quad (4-22)$$

A_c : Surface de captation.

T_{amb} : Température de l'ambiance extérieure.

T_{fs} : Température de sortie du fluide

T_{rs} : Température du réseau, dans notre cas c'est la température de sortie du fluide dans le serpentin (température du dernier nœud).

$(UA)_s$: Coefficient de pertes globales dans la cuve de stockage.

M : Masse totale de l'eau dans la cuve ($M = 190 \text{ l}$).

$\dot{m}_{2_{sou}}$: Débit soutiré (vers l'utilisation), dans notre cas, on suppose que le seul débit soutiré est vers le serpent. Seulement, s'il y'a lieu d'une utilisation d'eau chaude sanitaire, elle peut facilement être intégrée si elle est connue.

On peut définir les termes de l'équation (4.22) comme suit :

$MC_p \frac{\partial T_s}{\partial t}$: Terme transitoire.

$\dot{m}_1 C_p (T_{fs} - T_s)$: Echange de chaleur par convection entre le capteur et la cuve de stockage.

$(UA)_s \times (T_s - T_{amb})$: Echange de chaleur en forme de pertes entre la cuve et l'extérieur.

$\dot{m}_{2_{sou}} C_p \times (T_s - T_{rs})$: Quantité de chaleur extraite pour l'utilisation.

L'équation (4-22) peut s'écrire : [21]

$$\begin{aligned} (mC_{p_{eau}})_s \frac{dT_s}{dt} = A_C Fr [(\tau\alpha)_{eff} \times I - UG(T_s - T_{amb})] \\ - (UA)_s (T_s - T_{amb}) - \dot{m}_{2_{sou}} C_{p_{eau}} (T_s - T_{rs}) \end{aligned} \quad (4-23)$$

Calcul du coefficient de pertes de chaleur dans la cuve :

$$\begin{aligned} (UA)_s = 2\pi \cdot R_1 L \left[\frac{1}{h_i} + \frac{R_1}{K_{acier}} \cdot \log\left(\frac{R_1}{R_2}\right) + \frac{R_1}{K_{is}} \cdot \log\left(0.54 \frac{b}{R_2}\right) + 0.758 \frac{R_1}{K_{tole}} \cdot \log\left(\frac{a}{b}\right) \right]^{-1} \\ + 2\pi \cdot R_1^2 \left[\frac{1}{h_i} + \frac{E_{ac}}{K_{acier}} + \frac{E_{is}}{K_{is}} + \frac{E_{tole}}{K_{tole}} \right]^{-1} \dots\dots\dots(4.24) \end{aligned}$$

(Le détail de calcul du coefficient de pertes thermiques (UA)_s est donné en (appendice B).

Le stockage est considéré à une température uniforme $T_s(t)$ dont l'évolution temporelle est déterminée par l'équation différentielle (4-23) ou la solution analytique est proposée par l'étude [21] :

$$t_{bra} \frac{dT_s}{dt} + T_s(t) = T_{bra} \quad (4-25)$$

t_{bra} est le temps caractéristique du sous système stockage- capteur.

$$t_{bra} = \frac{M}{A_c \cdot FR \cdot U_G + (UA)_s + \dot{m}_{2sou} \cdot CP_{eau}} \quad (4-26)$$

La température de brassage serait de la forme :

$$T_{bra} = \frac{A_c \cdot FR \cdot S + A_c \cdot FR \cdot U_G \cdot T_{amb} + (UA)_s \cdot T_{amb} + \dot{m}_{2sou} \cdot CP_{eau} \cdot Trs}{A_c \cdot FR \cdot U_G + (UA)_s + \dot{m}_{2sou} \cdot CP_{eau}} \quad (4-27)$$

La solution générale de l'équation de stockage est :

$$T_s - T_{si} = (T_{bra} - T_{si}) \left(1 - \exp\left(\frac{-t}{t_{bra}}\right) \right) \quad (4-28)$$

$$T_s = \left(1 - \exp\left(\frac{-t}{t_{bra}}\right) \right) (T_{bra} - T_{si}) + T_{si}$$

T_{si} : Température de la cuve à l'état initial.

S : Produit du rendement optique par l'éclairement solaire global

$((\tau\alpha)_{eff} \cdot I_{(Eclairement)})$.

4.7.3 Modélisation du système de chauffage durant la nuit :

Pendant la nuit, les échanges de chaleur sont différents, on considère seulement la conduction entre le fluide et le plancher et les pertes de chaleur par convection et par rayonnement entre le plancher et le local. Les paramètres suivants sont modifiés :

- L'éclairage solaire s'annule,
- Le fluide ne circule pas, la pompe P2 est arrêtée (voir figure.3.1.),
- La condition aux limites disparaît.

Dans ces conditions, les équations qui régissent le transfert de chaleur entre le fluide et le plancher et entre le plancher et le local sont déterminées à partir des bilans thermiques au niveau de chaque élément de notre système.

- Au niveau du fluide l'équation (4-1) devient :

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{U_p A_p}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w) \quad (4-29)$$

Le terme convectif propre au fluide disparaît car la vitesse de l'écoulement est nulle, donc le débit $U_w=0$.

Durant la nuit, le transfert de chaleur par convection entre le fluide et le plancher est nul, vu que ce dernier se fait en circulation forcée pendant la journée ($V_w=0$).

- Au niveau du plancher l'équation (4-6) devient :

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = -\frac{A_p}{M_p C_p} (Q_r + Q_c) \quad (4-30)$$

Pour le plancher, on ne considère que les pertes de chaleur par convection et les pertes par rayonnement.

Pour le local, on garde la même équation (4-9).

4.7.4 Discrétisation des équations

On utilise toujours la méthode des différences finis, schéma explicite

L'équation du fluide

$$T_{wi}^{j+1} = \left[1 - \frac{U_p A_p \Delta t}{M_w C_{pw}} \right] T_{wi}^j + \frac{U_p A_p \Delta t}{M_w C_{pw}} T_p^j \quad (4-31)$$

L'équation du plancher

$$T_p^{j+1} = -\frac{A_p \Delta t}{M_p C_p} (Q_r + Q_c) + T_p^j \quad (4-32)$$

- Calcul du critère de stabilité pour le fluide

$$1 - \frac{U_p A_p}{M_w C_{pw}} \Delta t \geq 0 \quad (4-33)$$

Où :

$$\Delta t \leq \frac{M_w C_{pw}}{U_p A_p} \quad (4-34)$$

4.8. Régulation du système

En se basant sur le schéma général du dispositif de chauffage montré dans le chapitre 3 (voir figure 3.1), on peut élaborer un système de régulation qui permet de contrôler le bon déroulement du chauffage de notre dispositif.

Les paramètres de contrôle sont :

- Contrôle du débit du fluide rentrant dans le serpentin, ceci en utilisant la 1^{er} stratégie de Variation brusque du débit normalisé entre les valeurs de 0.5 et 1 à un moment donné(12h), et voir la variation de la températures du local.
- Actionner et arrêter la pompe P2 suivant la 2^{eme} stratégie(voir figure3.1), c-à-d, mise en circulation et arrêt du fluide dans le serpentin, en prenant comme signal de contrôle les deux températures du plancher et du local.

Les équations utilisées sont les équations : (4.1) ; (4.6) ; (4.9) pour une pompe actionnée (fluide en circulation).

Les équations : (4.29) ; (4.30) ;(4.9) pour un pompe arrêtée (fluide à l'arrêt).

Conclusion :

Après avoir fait le calcul des bilans thermiques de notre modèle théorique pendant le jour et pendant la période nocturne. On procède à la validation, et une confrontation des résultats théoriques et résultats expérimentaux et enfin on donne les résultats de la régulation de notre système sur le chapitre suivant.

CHAPITRE 5

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

5.1. Introduction

Les résultats présentés dans ce chapitre sont relatifs à quatre étapes de l'étude :

1^{er}Etape :Validation de notre modèle en le comparant à un système identique muni d'une chaudière à gaz comme source d'énergie[10].

2^{em}eEtape :Intégration d'un capteur solaire (source d'énergie) dans notre modèle, tracer les résultats de températures obtenues et enfin comparaison des résultats théoriques avec des résultats expérimentaux obtenus par l'étude [6] faite au CDER et qui consiste à l'étude d'un chauffage par plancher solaire direct(PSD).

3^{em}eEtape : Représentation des résultats du système de chauffage muni d'un champs de captation et d'une cuve de stockage.

4^{em}eEtape : Résultats du système complet, champs de captation et cuve de stockage et élaboration d'un système de régulation pour notre système de chauffage suivant plusieurs stratégies..

5.2.Validation du modèle théorique

Dans cette étape, nous avons validé notre modèle en donnant les résultats théoriques des températures du fluide, plancher, et du local comparés aux résultats obtenues d'un système similaire, mais muni d'une chaudière à gaz.[10]

Nous avons présenté :

- Tous les résultats des paramètres influants sur le comportement thermique de notre système, éventuellement, ce sont les variations de températures du fluide, plancher et du local.
- La confrontation de nos résultats théoriques avec les résultats de l'étude [10].

Les mesures de températures sont prises toutes les heures, vue la lenteur de la réponse du système due à la grande capacité thermique de la dalle. Il est à noter qu'il faut pratiquement plus de 50 heures pour que le système atteigne le régime établi.

Les résultats montrent la tendance prévue du système en chauffe, donnant une évolution exponentielle qui atteint le régime établi asymptotiquement.

Température du fluide :

La figure (5.1) représente l'évolution de la température du fluide T_w en fonction du temps. L'allure de la courbe est exponentielle. On remarque que la température du fluide diminue suivant les nœuds sur une tranche de temps de 150h (équivalent à 6 jours), ceci s'explique par l'échange de chaleur qui s'effectue entre le fluide et le plancher, le fluide cède de la chaleur au plancher, puisqu'on note que le fluide rentre avec une température de $T_w = 43^\circ\text{C}$ au premier nœud et sort au dernier nœud avec une température $T_w = 32^\circ\text{C}$. A partir de 60h la température du fluide devient presque constante, ce qui nous permet de dire que le système atteint un régime établi.

La température moyenne du fluide T_w moyenne calculée donne une très bonne approximation avec la température du fluide de l'étude [10] avec un écart de température de $\Delta T \approx 2^\circ\text{C}$.

Température du plancher :

La figure (5.2) montre l'évolution de la température du plancher sur une période de 150h. Elle a une allure exponentielle, vu le régime établi. On remarque qu'au bout de 60h la température se stabilise et atteint la valeur de $T_p=30^\circ\text{C}$. Cette température suit la même évolution que la température du fluide.

On note aussi que la température théorique représentée sur la figure(5.2)est proche de celle de l'étude [10] avec un écart de $\Delta T \approx 2^\circ\text{C}$.

Température du local :

La figure (5.3) nous montre l'évolution de la température du local en fonction du temps. On remarque que la température calculée atteint une valeur $T_z=23^\circ\text{C}$, en la comparant avec la température du local de l'étude [10], on constate qu'elle est un peu élevée. L'écart de températures entre les deux courbes est de $\Delta T \approx 2^\circ$.

Cette température du local doit correspondre à la dite température de confort. Elle doit osciller entre les valeurs de 20°C et 23°C quel que soit le changement de la température extérieure.

Dans cette partie de l'étude la température extérieure correspond à la température extérieure de l'étude [10], température extérieure constante $T_{amb} = -6^\circ\text{C}$, (hypothèse pour le calcul du modèle théorique).

L'écart d'environ 2°C entre toutes les températures calculées et mesurées (T_{wm} , T_p et T_z), peut être expliqué par la surestimation des pertes entre le local et l'extérieur dans le modèle. On rappelle que nous avons adopté les valeurs des paramètres de l'étude [10] comme dimensions et caractéristiques du plancher, des murs, et du plafond.

En finalité, avec un écart de $\Delta T \approx 2$ entre les courbes théoriques et les courbes expérimentales, on peut dire que notre modèle théorique est validé . Ceci nous permet de l'appliquer à une installation solaire.

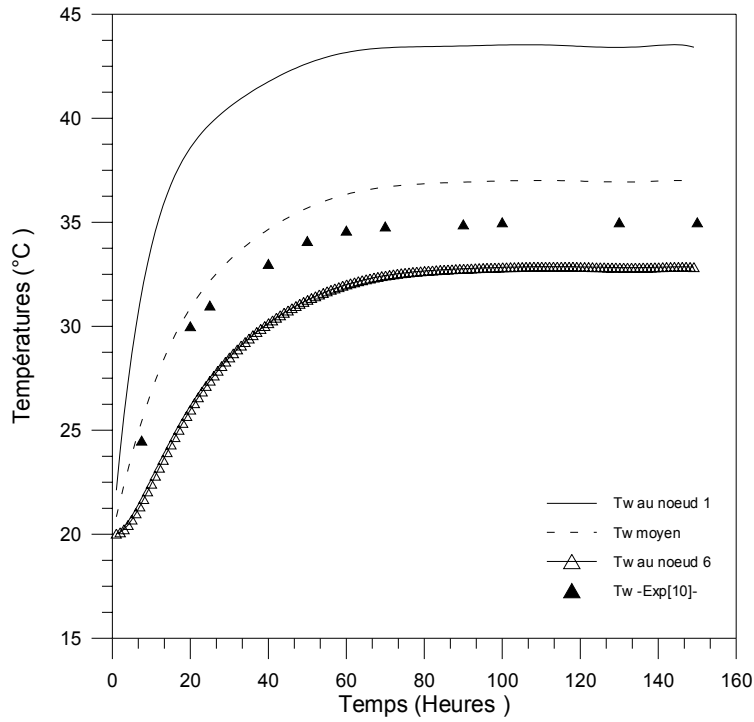


Figure.5.1. Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la température du fluide T_w en fonction du temps.

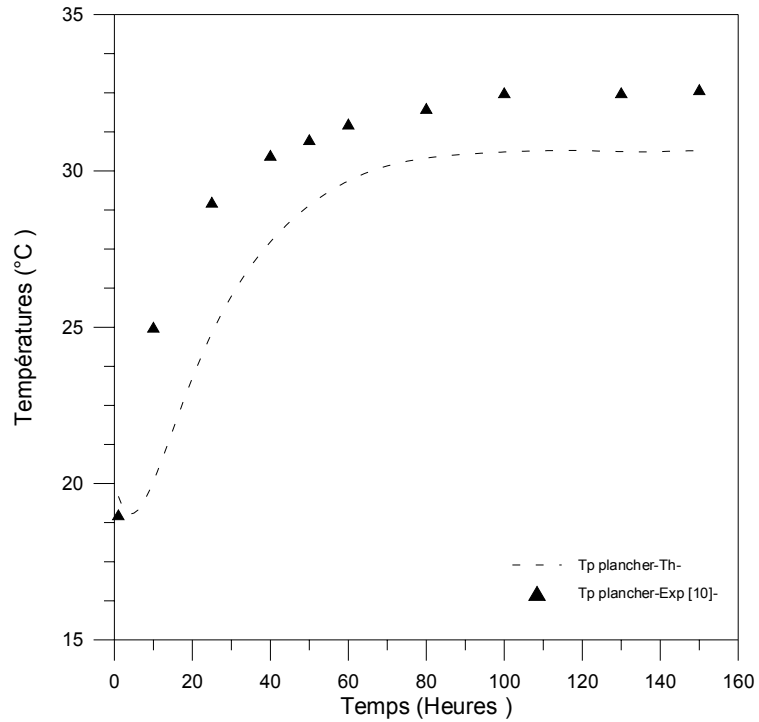


Figure.5.2. Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la température du plancher TP en fonction du temps.

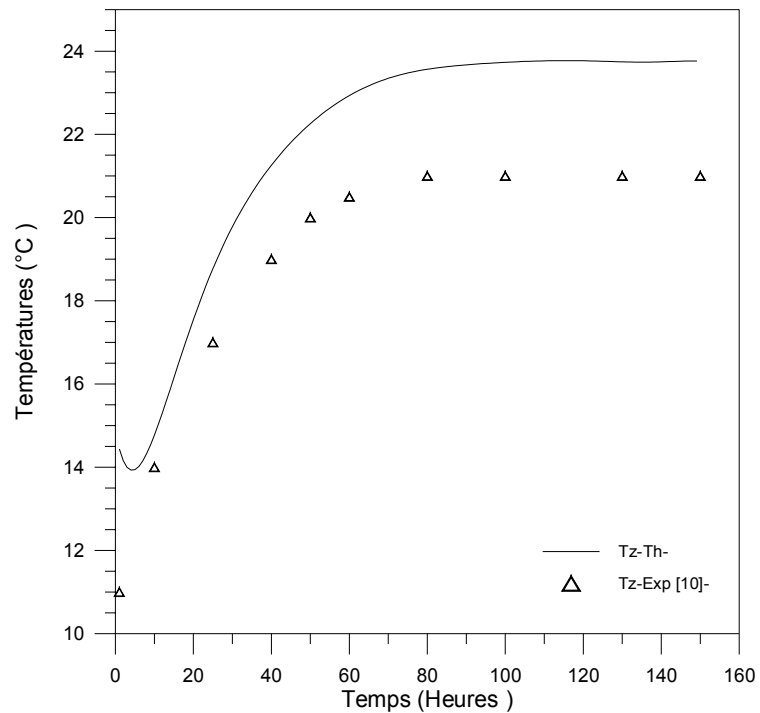


Figure.5.3. Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la température du local TZ en fonction du temps.

5.3. Intégration du capteur solaire à notre dispositif :

Dans cette étape de l'étude, en premier lieu, on a intégré un capteur solaire de surface 1.6m^2 à la place de la chaudière à gaz et on a étudié l'évolution des températures au niveau de chaque élément principal dans le fonctionnement de notre système. Nous avons pris les données climatiques (Eclairement global, Température ambiante) de la journée du 01-Mars-2001. (Etude [6]).

En second lieu, on a fait une comparaison de nos résultats théoriques obtenues de notre modèle associé à un capteur avec les résultats obtenues de l'étude expérimentale réalisée au CDER portant sur l'étude du comportement thermique d'un plancher solaire direct (PSD).L'étude [6].

On précise que pour mener à bien la confrontation des résultats théoriques obtenus avec les résultats expérimentaux, on a adopté notre modèle aux conditions de l'étude expérimentale [6]. L'une des principales conditions de l'étude est : l'utilisation d'une dalle découverte (pas de local).

Les adaptations faites à notre modèle en fonction de la condition de l'étude [6], sont :

- Eliminer l'équation du bilan thermique au niveau du local
- Eliminer l'échange par rayonnement Q_r entre le plancher et le local.
- La température du local est égale à la température extérieure mesurée par l'étude [6].
- La température d'entrée du fluide au serpentin (condition aux limites) est égale à la température de sortie du capteur solaire imposée par l'étude [6].

Dans toutes les applications de l'énergie solaire les données climatiques sont des paramètres très importants et influents sur le comportement thermique de ces applications.

L'éclairement global mesuré est représenté sur la figure (5.4), il présente une cloche avec un maximum de 998w/m^2 aux environs de midi (Temps local). (Donnée de l'étude [6]).

On peut remarquer l'influence de cet éclairement global sur la variation de la température de sortie du capteur sur la figure (5.5). La température de sortie du fluide dans le capteur atteint la valeur maximale $T_{CS_{\max}}=40^\circ\text{C}$ aux environs de $12^{\text{h}}.30\text{min}$. Elle est considérée comme condition d'entrée dans le système étudié. elle va naturellement influencer sur la température du fluide aux différents nœuds du serpent, et aussi sur la température du plancher et celle du local.

- La figure (5.6) représente l'évolution des températures du fluide aux différents tubes de la dalle. On constate qu'elles ont la même allure avec un écart de température ΔT entre les tubes qui n'est pas uniforme :
 - Important entre les trois premiers tubes.
 - Faible entre les trois derniers tubes.

L'amplitude de la température du 1^{er} tube (T_{w1}) est la plus importante. Elle varie entre 20°C et 40°C , par contre celle du dernier tube, elle varie entre la valeur de 20°C et 26°C .

- La figure (5.7) représente le profil de température des différents éléments du système : Plancher, local et fluide (la température moyenne du fluide).

On remarque qu'avec l'augmentation de la température moyenne du fluide, la température du plancher augmente jusqu'à atteindre la valeur de $T_p=24^\circ\text{C}$ à 15h.

Vu la lenteur de la réponse du plancher, on remarque que sa température ne commence à augmenter qu'à partir de 11h, ce qui favorise le stockage d'énergie dans la dalle.

De même pour la température du local, elle est en phase avec la température du plancher.

- La figure (5.8) représente l'évolution de la température de l'intérieur du local et la température extérieure. L'allure est différente, celle de la température ambiante présente des fluctuations dues aux paramètres climatiques, par contre celle de l'air intérieur présente une uniformité sous l'influence de l'inertie de la dalle et celle des murs du local.

Vers 10h, on remarque une baisse de la température extérieure qui entraîne une baisse de celle de l'air intérieur. La variation de T_z calculée pendant la phase initiale de calcul est influencée par le choix de T_z initiale qui est arbitraire, mais ensuite les valeurs de T_z reflètent la réalité. En effet T_z ne présente pas autant de fluctuations que T_{ext} en raison de l'inertie thermique de tous les murs et plafond. On remarque que $T_z > T_{ext}$ en raison de l'apport d'énergie du capteur, et cet écart est maintenu tel que soit la valeur de l'éclairement en raison de l'inertie thermique.

En pratique la température intérieure désirée doit osciller entre les valeurs de 20°C - 23°C , c'est la marge de consigne. D'après la figure (5.8) on constate que notre modèle répond aux exigences de confort puisque la température du local ne dépasse pas la valeur de $T_z = 23^\circ\text{C}$ pendant la journée avec une température du fluide moyen (figure.6.7) $T_{wm} = 32^\circ\text{C}$ (figure 5.7). Il faut préciser que cela est du aussi à la situation favorable des conditions climatiques (éclairage et température extérieure de l'étude [6]).

- La figure (5.9) montre l'évolution de température de sortie du capteur et la température du fluide au 1^{er} noeud. On remarque qu'elles ont la même allure. La valeur de la température de sortie du fluide est pratiquement égale à la température du fluide au premier nœud, vu qu'on n'a pas pris en considération les pertes thermiques.

Le choix de la condition aux limites $T_w(1, j) = T_{cs}$ a donné des résultats qui satisfait aux besoins thermiques du système (serpentin –plancher -local).

- La figure (5.10) représente les différentes températures du fluide suivant la longueur du plancher (Y). Les courbes ont la même allure, des courbes décroissantes.

On remarque qu'à n'importe quelle heure la température au premier nœud est la plus élevée, et la température au dernier nœud est la plus basse, il y'a une uniformité dans la distribution de température du fluide aux différents nœuds.

Le gradient de température ΔT est important entre 12^h et 14^h, et s'annule à partir de 15^h. On remarque qu'à partir de 14h,15h,16h les courbes sont presque confondues, c'est que le fluide à partir de 14h, il commence à se stabiliser.(une faible variation).

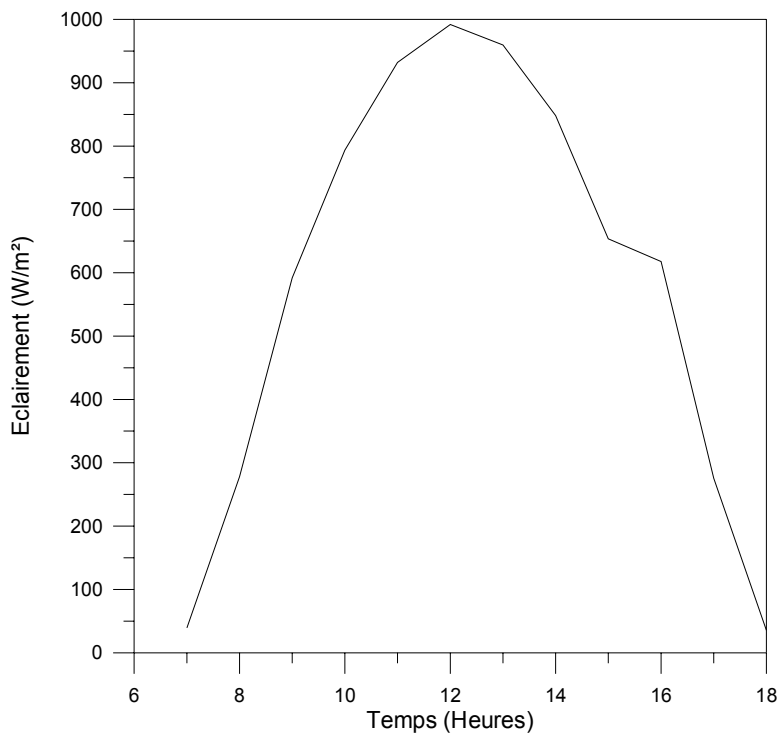


Figure 5.4. Représentation de l'éclairement global de la journée du 01 mars 2001 (étude [6]).

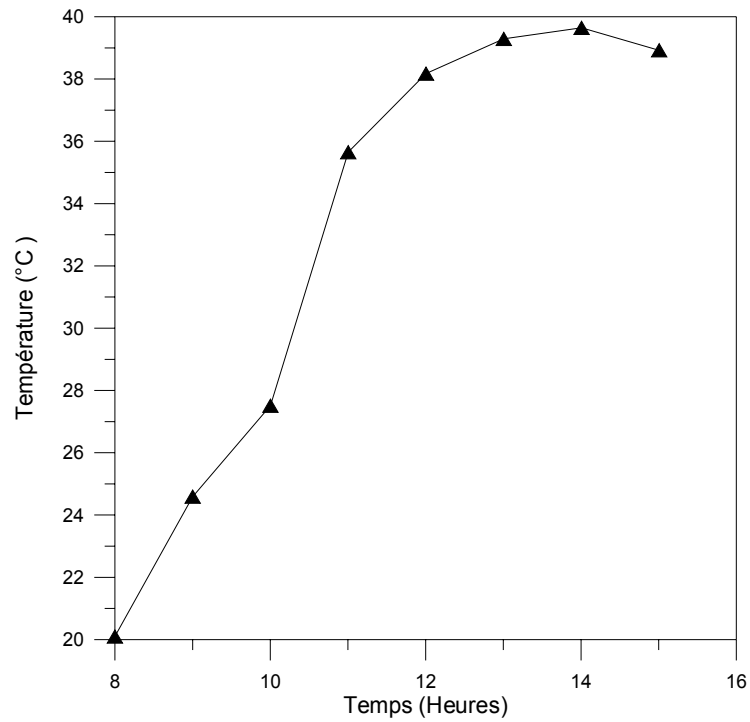


Figure.5.5. Evolution de la température de sortie du capteur.
Pour la journée du 01-mars-2001 (étude [6])

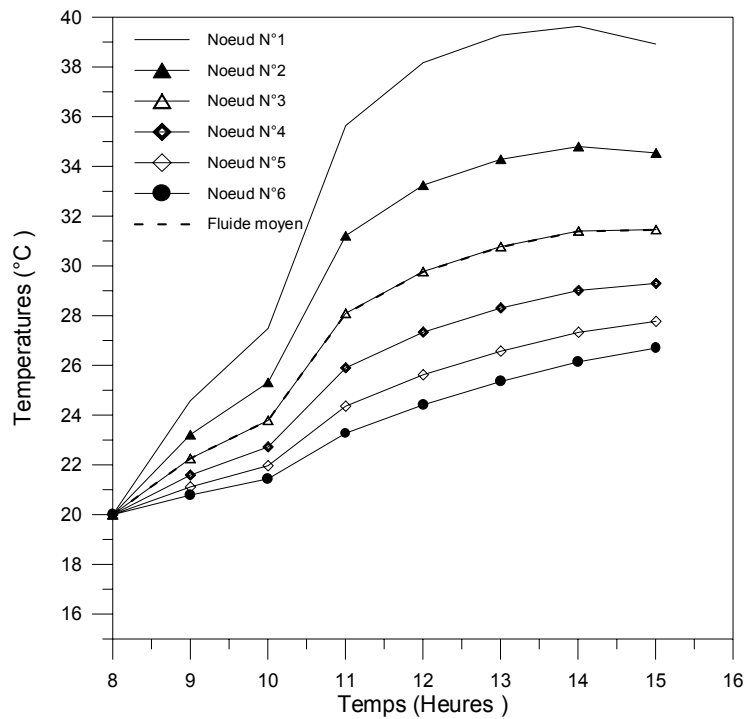


Figure.5.6. Représentation des températures calculées du fluide
aux différents tubes.

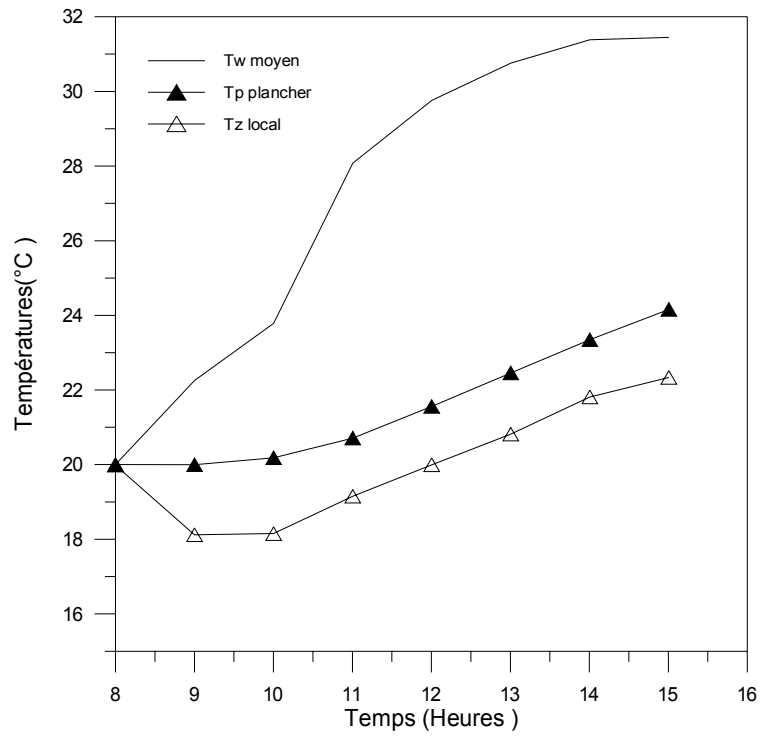


Figure.5.7. Profil des trois températures calculées
(Fluide moyen –plancher – local)

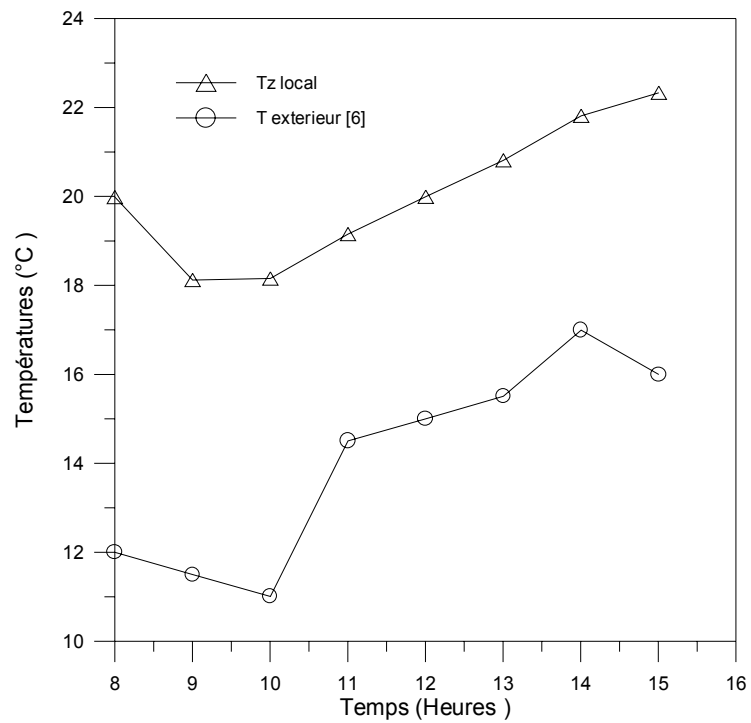


Figure.5.8. Représentation des températures du local
et de la température extérieure. (Etude [6]).

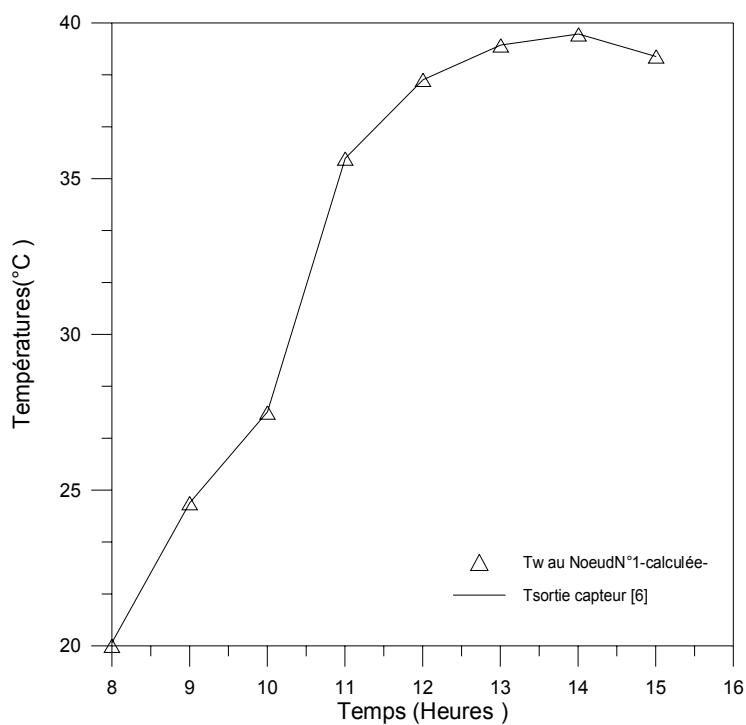


Figure 5.9. Représentation du profil de température calculée du fluide au 1^{er} noeud et de la température de sortie du capteur (étude [6]).

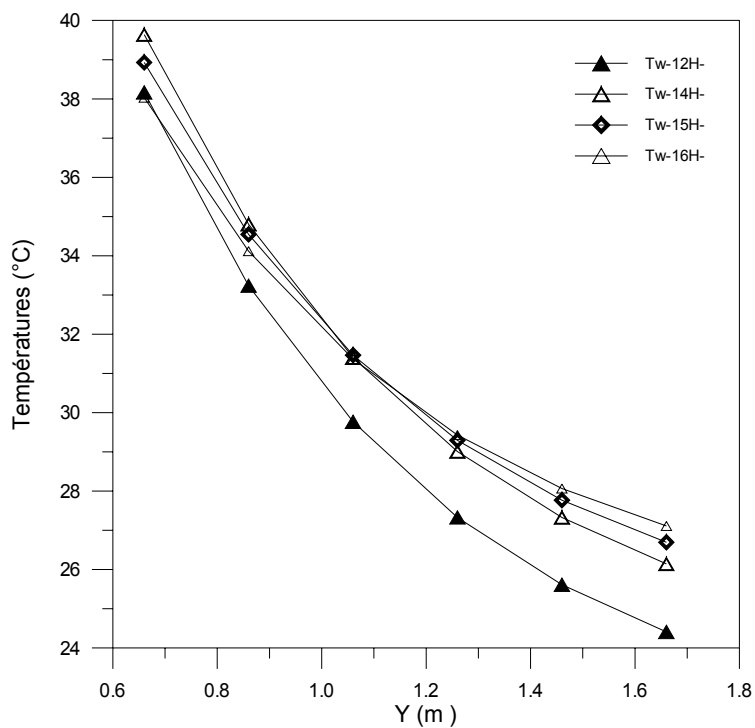


Figure.5.10. Profil de températures du fluide en fonction de l'espace (Y) et suivant différentes tranches de temps.

Les figures qui suivent montrent les résultats de la comparaison de nos résultats théoriques avec les résultats expérimentaux de l'étude [6].

Les figures (5.11) et (5.12) représentent l'évolution des températures théoriques et expérimentales du fluide de l'étude [6] suivant la longueur du plancher(Y), pendant des tranches de temps bien définies : 12h-14h pour la figure (5.11) et 15h-16h pour la figure (5.12).

D'après la figure (5.11), on remarque que les courbes théoriques présentent une allure décroissante continue, tandis que les courbes expérimentales présentent des pics aux premiers nœuds, ceci est du probablement aux passages nuageux pendant la journée du 01-Mars-2001 , et aussi à l'imprécision de la mesure des thermocouples, vu que ces derniers sont constitués d'une soudure à leurs extrémités qui peut être défailante pendant la mesure des températures.

On peut constater aussi sur la figure (5.12), qu'à partir de 15h, les courbes de températures théoriques commencent à se rapprocher (ΔT très faible) jusqu'à ce qu'elles se confondent.

On constate le même phénomène pour les températures expérimentales.

Les courbes (5.13) et (5.14) représentent l'évolution de températures théoriques et expérimentales du plancher suivant la longueur du plancher(y), pendant les tranches de temps : 12h-14h pour la figure (5.13) et 15h-16h pour la figure (5.14).

L'allure des courbes théoriques est une droite en raison de l'hypothèse d'une température de plancher uniforme.

Sur la figure(5.13), à $y=1.1m, 1.3m, 1.5m$, on constate que les valeurs de températures expérimentales se rapprochent des valeurs de températures théoriques.

Pour La figure (5.14), on constate que les températures expérimentales commencent à se rapprocher entre elles, de même pour les températures théoriques ce qui s'explique par le début de stockage dans la dalle.

On peut conclure que l'allure des courbes expérimentales montre bien qu'il n'y a pas une variation bien définie de T_p suivant (y), qui aurait une influence majeure sur les transferts de chaleur et les bilans thermiques. Ceci peut justifier donc l'adoption d'une température uniforme au niveau du plancher.

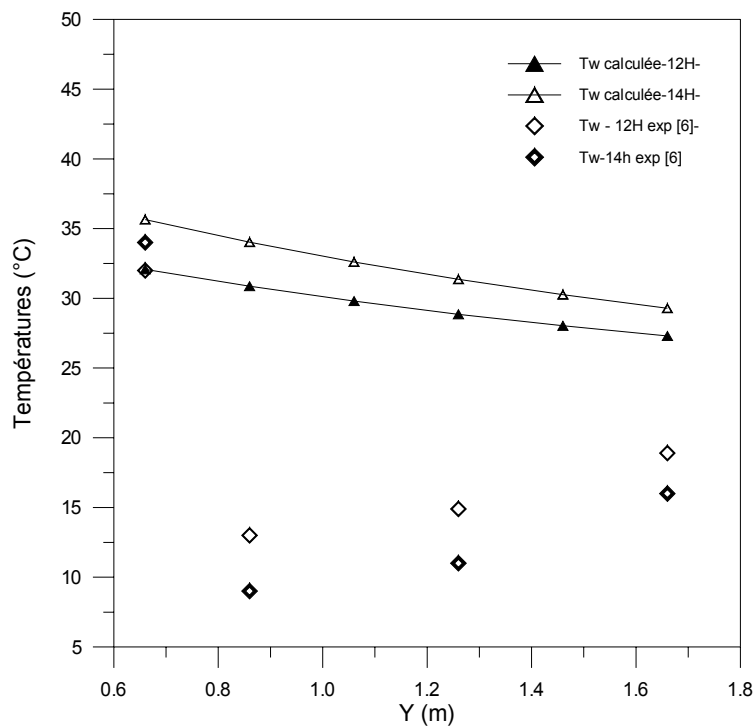


Figure.5.11. Comparaison des températures du fluide théoriques et expérimentales de la journée du 01-mars-2001 : 12h-14h.[6]

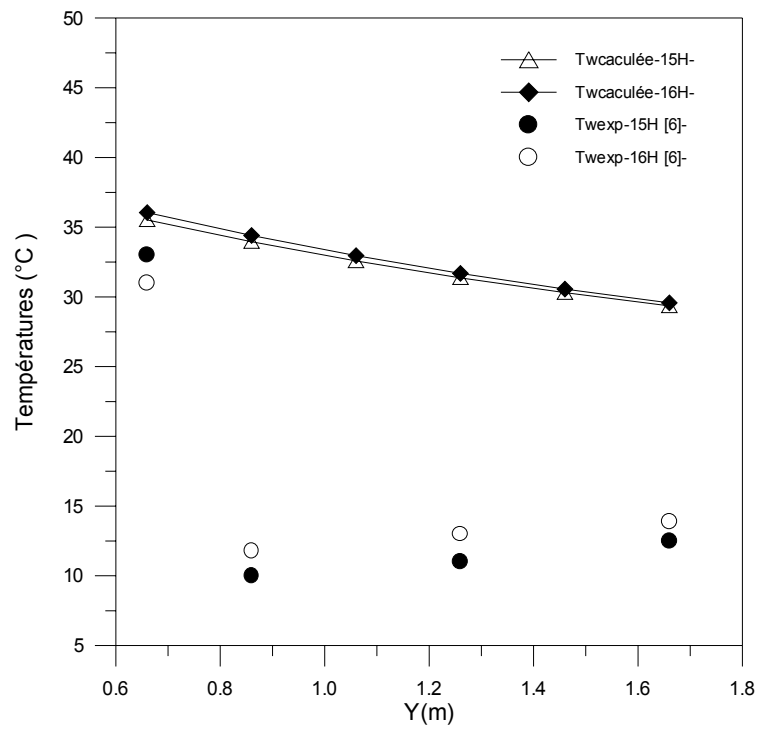


Figure.5.12. Comparaison des températures du fluide théoriques et expérimentales de la journée du 01-mars-2001 : 15h-16h.[6].

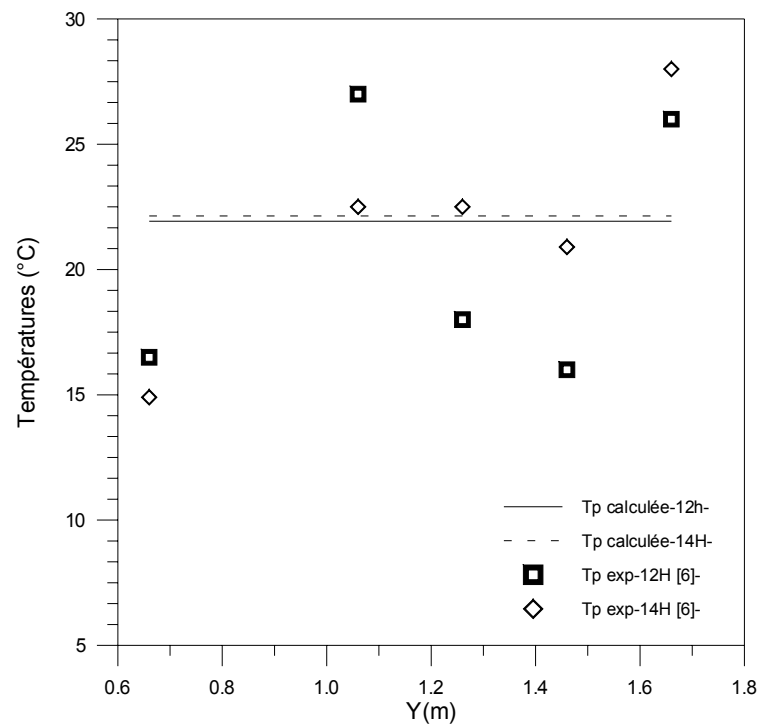


Figure.5.13. Comparaison des températures du plancher

théoriques et expérimentales de la journée
du 01-mars-2001 : 12h-14h.[6]

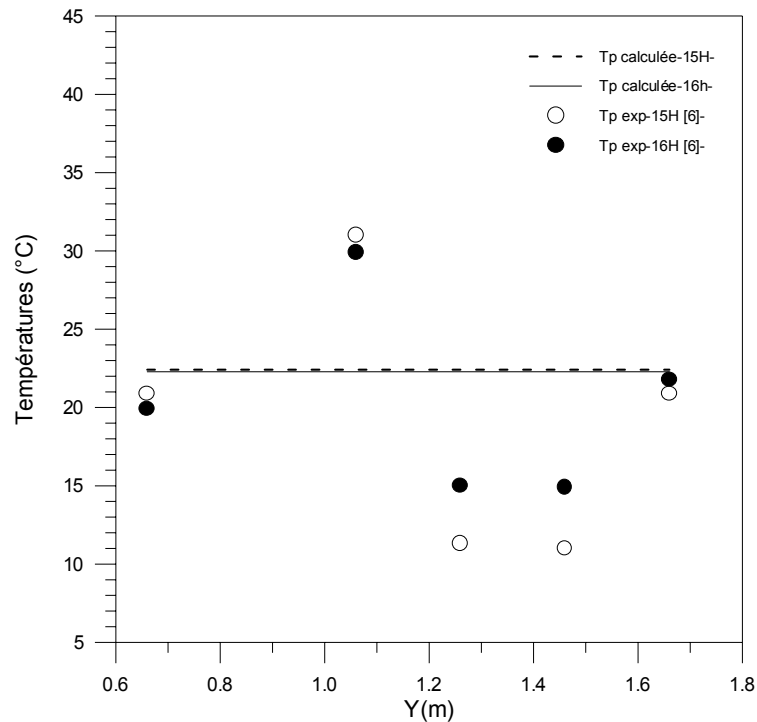


Figure.5.14. Comparaison des températures du plancher théoriques et expérimentales de la journée du 01-mars-2001 : 15h-16h.[6]

5.4 Représentation de températures du système de chauffage munie d'une cuve de stockage

Quand on intègre une cuve de stockage, il est nécessaire d'augmenter la surface de captation, vu la capacité de la cuve (190L), un seul capteur ne peut pas couvrir tous les besoins de chauffage. Pour un plancher de dimensions (13.2m² de surface et 10cm d'épaisseur) et un local de volume $V_a=49.77\text{m}^3$, on a aboutit à une surface de captation de 6.4m² (équivalent à 4 capteurs), branchés en disposition mixte (voir figure 3.1) pour avoir un débit de $\dot{m}_1=118.8\text{L/h}$ à la sortie des capteurs.

Les figures ci-dessous nous montrent les résultats de températures du système : température du fluide, température du plancher, et température du local avec un dispositif complet comme il est détaillé dans le chapitre 3. (figure 3.1).

D'après la figure(5.15), on remarque que les températures du fluide aux différents nœuds ont augmenté par rapport au branchement direct capteur- plancher, vu que la surface de captation a augmenté. Ceci est dû aussi au fait qu'on a considéré de faibles pertes dans la cuve de stockage .

La figure (5.16) montre que la température du plancher et la température du local augmentent aussi, mais restent toujours dans les normes d'utilisation. Cette augmentation peut s'expliquer par la différence de valeur du débit entre la sortie du champs de captation qui a la valeur de $\dot{m}_1=120$ L/h et l'entrée du serpentin qui est de l'ordre de $\dot{m}_2=81$ L/h

La température du plancher atteint la valeur de TP=28°C en fin de journée, et la température du local reste dans l'intervalle [19°C, 25°C].

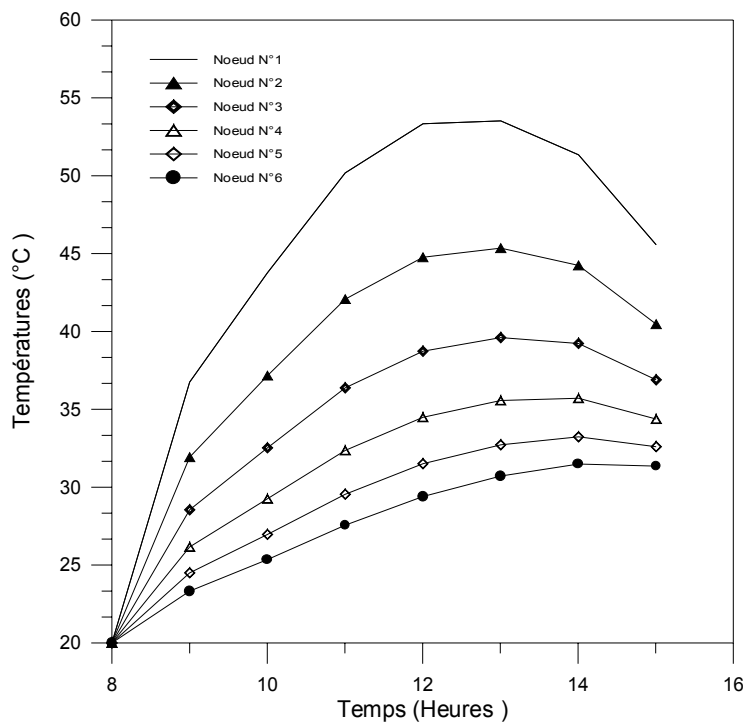


Figure.5.15. Représentation de températures du fluide aux différents nœuds Pour le système avec une cuve de stockage.

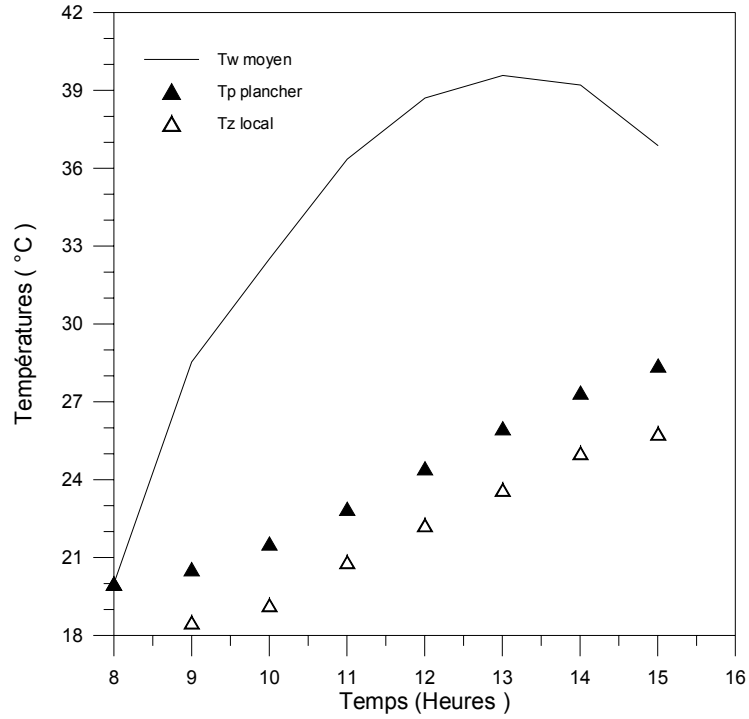


Figure.5.16. Représentation des trois températures (Fluide moyen- Plancher- Local.)

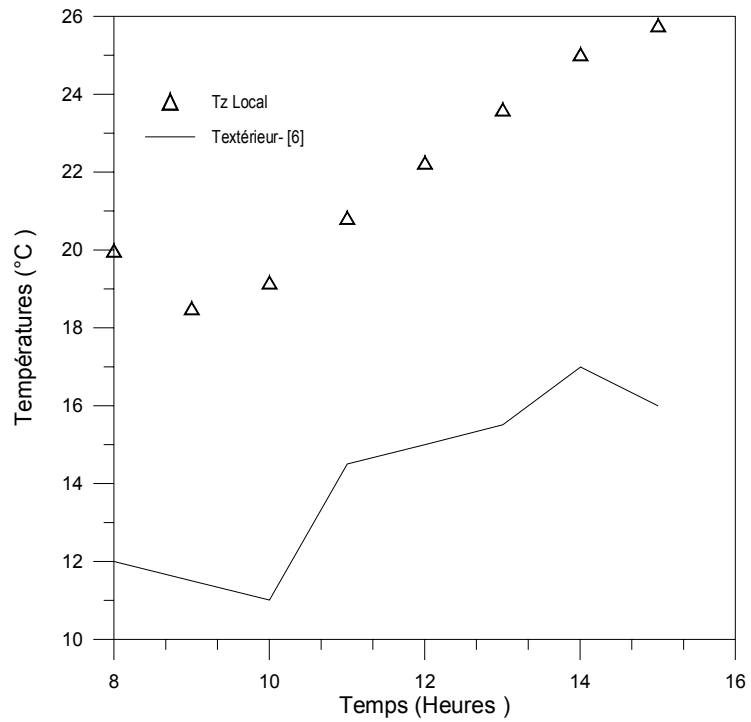


Figure.5.17.Représentation des températures du local et de l'ambiance extérieure

5.5. Régulation du système

La régulation de notre système œuvre suivant deux stratégies :

1^{er} stratégie :

Prendre la température du local comme élément de contrôle, tout en variant le débit normalisé entre les valeurs de 0.5 et 1.

2^{ème} stratégie :

Prendre les deux températures du plancher et du local comme éléments de contrôle tout en utilisant le mode marche/arrêt de la pompe P2 (voir figure 3.1).

1^{er} stratégie :

Dans cette étape de calcul, le contrôle de la température du local s'est fait suivant trois situations :

a) Variation brusque du débit normalisé de 0.5 à 1 à un moment donné (12h). Ceci correspond au doublement brusque du débit d'alimentation du serpentin. (figure 5.18).

b) Variation brusque du débit normalisé 1 à 0.5 à un moment donné (12h). Ceci correspond à une réduction de moitié du débit d'alimentation du serpentin. (figure 5.19).

c) Variation du débit normalisé suivant un palier de 1-0.5-1 suivant la tranche de temps 8h-16h. (figure 5.20).

-Dans le 1^{er} cas d'après la figure (5.18):

On remarque que le fluide réagit immédiatement à la variation du débit.

Entre 8h-12h le fluide est à un débit normalisé $U_w = 0.5$, il s'échauffe rapidement ; à 12^h il atteint la valeur de $T_{w1max} = 53^\circ\text{C}$, puis on a une baisse brusque vers la valeur $T_{w1} = 47^\circ\text{C}$ ($U_w = 1$). Ceci est dû à la différence du débit, quand $U_w = 0.5$, le débit soutiré $\dot{m}_2 = 81 \text{ L/h}$ est inférieur au débit du fluide dans le champ de captation $\dot{m}_1 = 120 \text{ L/h}$ ($\dot{m}_2 < \dot{m}_1$). Au moment de l'augmentation brusque du débit normalisé ($U_w = 1$), on a $\dot{m}_{2\text{soutiré}} = 162 \text{ L/h}$, supérieur au débit du fluide dans le champ de captation ($\dot{m}_2 > \dot{m}_1$), ce qui explique la baisse brusque de la température du fluide à 12h. (figure 5.18).

La température du dernier nœud a un comportement contraire au premier nœud , à 12h la température T_{w6} a une augmentation brusque de $T_{w6} = 28^\circ\text{C}$ à $T_{w6} = 33^\circ\text{C}$, ceci est probablement dû à la position du nœud , et le fait que la température au premier nœud a baissé, donc le fluide en ce nœud soutire la chaleur au plancher.

Entre 12h-16h, ($U_w = 1$), la température du fluide au 1^{er} nœud chute à une valeur de $T_{w1} = 38^\circ\text{C}$, et au dernier nœud $T_{w6} = 33^\circ\text{C}$

La température du local (élément de contrôle) a les valeurs suivantes :

à 12h.00	$T_z = 22.41^\circ\text{C}$
à 12h.55	$T_z = 23.11^\circ\text{C}$
à 14h.00	$T_z = 24.77^\circ\text{C}$
à 16h.00	$T_z = 26.05^\circ\text{C}$

Dans le deuxième cas ,on remarque que le fluide réagit immédiatement à la variation du débit.(même scénario que le premier cas). (figure 5.19).

Entre 8h-12h le fluide est à un débit normalisé ($U_w = 1$, $\dot{m}_2 = 162 \text{ L/h}$), il s'échauffe rapidement ; à 12^h il atteint la valeur de $T_{w1max} = 46^\circ\text{C}$, puis on a une augmentation brusque à 12h vers $T_{w1} = 54^\circ\text{C}$. ($U_w = 0.5$, $\dot{m}_2 = 81 \text{ L/h}$).

Le dernier nœud réagit de la même façon que le 1^{er} cas, seulement au lieu d'avoir une augmentation on a une baisse brusque à 12h de $T_{w6} = 33^\circ\text{C}$ à $T_{w6} = 28^\circ\text{C}$. Ici le dernier nœud perd de la chaleur vers le plancher.

La température du local (élément de contrôle) a les valeurs suivantes :

à 12h.00	$T_z=22.45^\circ\text{C}$
à 12h.55	$T_z=23.30^\circ\text{C}$
à 14h.00	$T_z=24.83^\circ\text{C}$
à 16h.00	$T_z=26.06^\circ\text{C}$.

En comparant les résultats de températures du local entre les deux cas, on peut dire que le premier cas (U_w entre 0.5-1) donne de meilleurs résultats de températures du local. Dans le deuxième cas(1-0.5),on constate que les températures du local obtenues gagnent environ ($2/10^\circ\text{C},5/100$) des températures du premier cas.

Dans le 3eme cas (figure 5.20) , on représente la variation de températures du fluide, du plancher, et du local en fonction du temps, avec la variation du débit normalisé en palier entre 10h-12h.On remarque que le fluide réagit immédiatement à la variation du débit, (comme aux deux cas précédents).La température du fluide présente un palier entre 10h et 12h.

On constate qu'au premier nœud et au dernier nœud,la température du fluide a les valeurs suivantes :

A 10h	$T_{w1}=42^\circ\text{C}$	$T_{w6}=23^\circ\text{C}$
A 12h	$T_{w1}=45^\circ\text{C}$	$T_{w6}=26^\circ\text{C}$.

La température du local (élément de contrôle) a les valeurs suivantes :

à 10h.00	$T_z=19.89^\circ\text{C}$
à 12h.00	$T_z=21.33^\circ\text{C}$
à 12h.55	$T_z=22.03^\circ\text{C}$
à 14h.00	$T_z=23.79^\circ\text{C}$
à 16h.00	$T_z=25.21^\circ\text{C}$.

Le troisième cas donne de meilleurs résultats de températures du local, puisque en faisant varier le débit normalisé en palier entre 10h-12h , on a pu obtenir des valeurs de températures du local pas trop élevées par rapport aux deux cas précédents.

On peut dire aussi que le stockage dans la dalle favorise l'augmentation de la température du local comme on le voit sur la figure (5.16), au bout d'une certaine heure la température du plancher commence à augmenter et celle du local aussi. Donc grâce à cette stratégie de variation brusque du débit, on peut perturber le stockage, ce qui va réguler la valeur de la température du local.

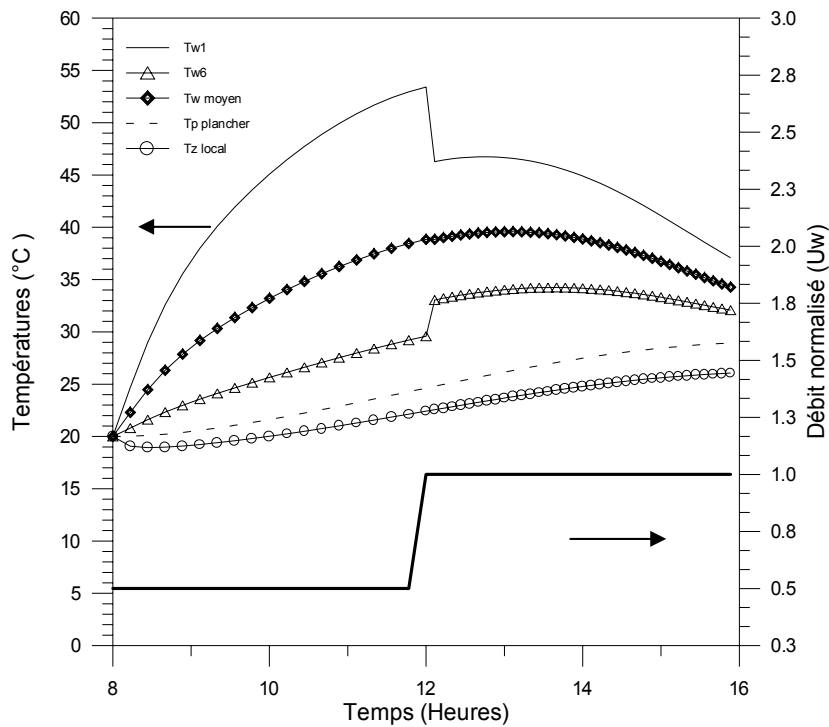


Figure. (5.18). Représentation de la variation des températures du fluide-plancher- local et de la variation du débit normalisé en fonction du temps.

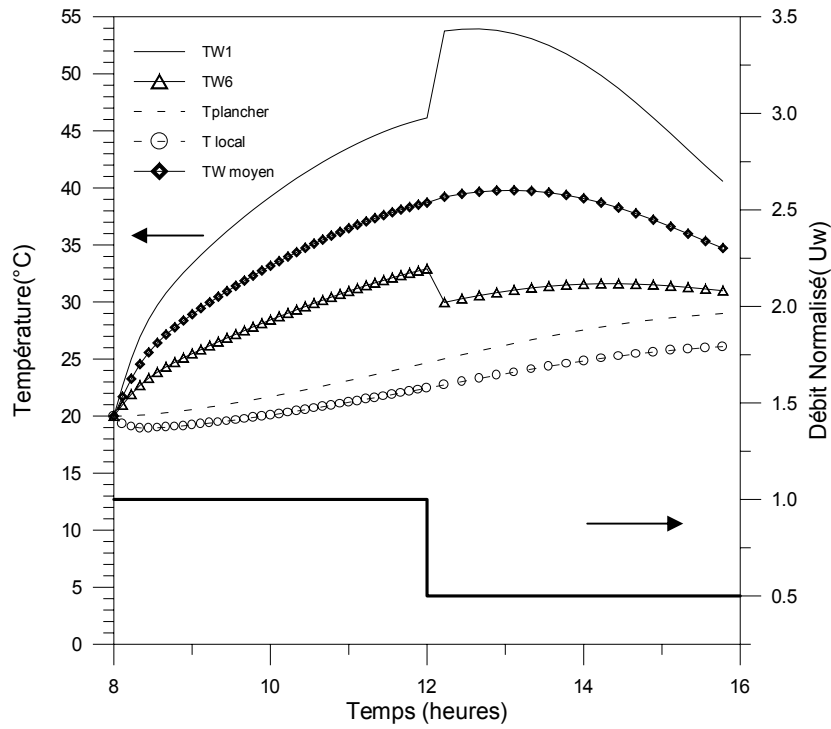


Figure. (5.19). Représentation de la variation des températures du fluide-plancher- local et de la variation du débit normalisé en fonction du temps.

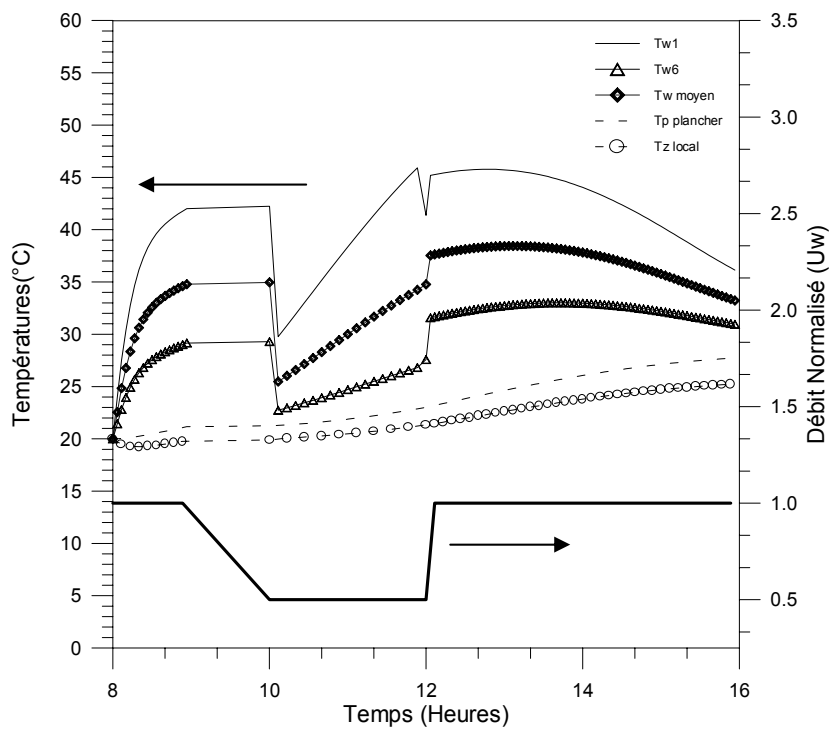


Figure. (5.20). Représentation de la variation des températures du fluide-plancher- local et de la variation du débit normalisé en palier.

2^{ème} Stratégie :

Dans cette étape de travail, la stratégie de régulation est le mode on/off de la pompe P2 qui contrôle le débit du fluide dans le serpent. Les deux températures du plancher et du local sont les éléments de contrôle de la réponse du système.

Tout d'abord, on donne les résultats de températures calculés, pendant 24h du système régulé. Ces résultats sont tirés en appliquant les équations du bilan thermique des trois éléments du système pendant les 24h. Pour mener à bien cette partie de l'étude, on a pris les données de l'étude expérimentale [3](données climatiques et dimensions du plancher et du local). On rappelle que pendant la nuit la pompe P2 est arrêtée(utilisation des équations du bilan thermique de la nuit).(les données de l'éclairage sont représentées sur la figure(5.21) et les résultats de températures calculées sont représentés sur la figure(5.22).

La figure.(5.22) représente l'évolution des températures du système régulé pendant une durée de 24h. Pour faciliter le calcul, on a pris une température extérieure constante $T_{ext}=16^{\circ}C$.

Pendant la journée, de 8h à 18h, On remarque des fluctuations sur la courbe de température du fluide. Ces fluctuations sont dues à l'influence de l'éclairage (figure 5.21) de l'étude [3] pris comme donnée dans notre modèle.

-On remarque que la température du fluide au premier nœud présente deux pics, un à 12h $T_{w1}=48^{\circ}C$ et un à 15h- $T_{w1}=45^{\circ}C$. Ces pics sont dus à l'influence de l'éclairage de la journée du 1^{er} novembre 97,(figure 5.21). La température au dernier nœud a la même allure, seulement les valeurs sont plus basses : à 12h- $T_{w6}=26^{\circ}C$ et à 15h- $T_{w6}=26.5^{\circ}C$. De là, on peut dire que la variation de la température du fluide est proportionnelle à la variation de l'éclairage solaire.

La température du plancher commence à augmenter à 12h jusqu'à atteindre une valeur de $T_p=23^{\circ}C$ à 15h.

La température du local a la même évolution que celle de la température du plancher, elle atteint une température de $T_z=20^\circ\text{C}$ à 15h. Aude là de 15h, jusqu'à 18h, la température du local augmente pour atteindre une valeur de $T_z=23.5^\circ\text{C}$.

Vu la période des données de l'éclairement et de la température ambiante, la valeur de température du local est logique puisque la température du plancher ne dépasse pas la valeur de $T_p=23.5^\circ\text{C}$ en fin de journée.

A partir de 18h, l'éclairement est nul et le débit du fluide est nul aussi (Arrêt de la pompe de circulation P2). On remarque que les courbes de températures du fluide et la courbe du plancher se confondent et présentent une seule courbe. ($T_w = T_p$).

En éliminant l'échange par convection entre le fluide et le plancher (voir les équations du bilan durant la nuit-chapitre4-), il reste que l'échange par conduction, donc le calcul du bilan thermique converge vers ($T_w = T_p$).

La température du local présente un seuil de $T_z=21^\circ\text{C}$, durant la nuit. La légère augmentation de la température du local est acquise grâce au stockage d'énergie dans le plancher à partir de 18h.

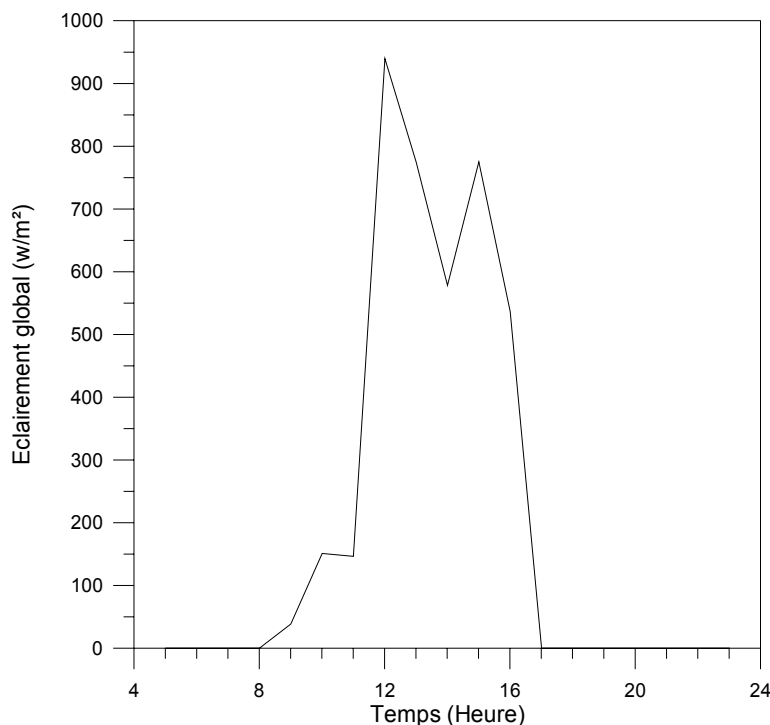


Figure (5.21). Représentation de l'évolution de l'éclairement global de la journée Du 1^{er} novembre 1997. (Etude [3]).

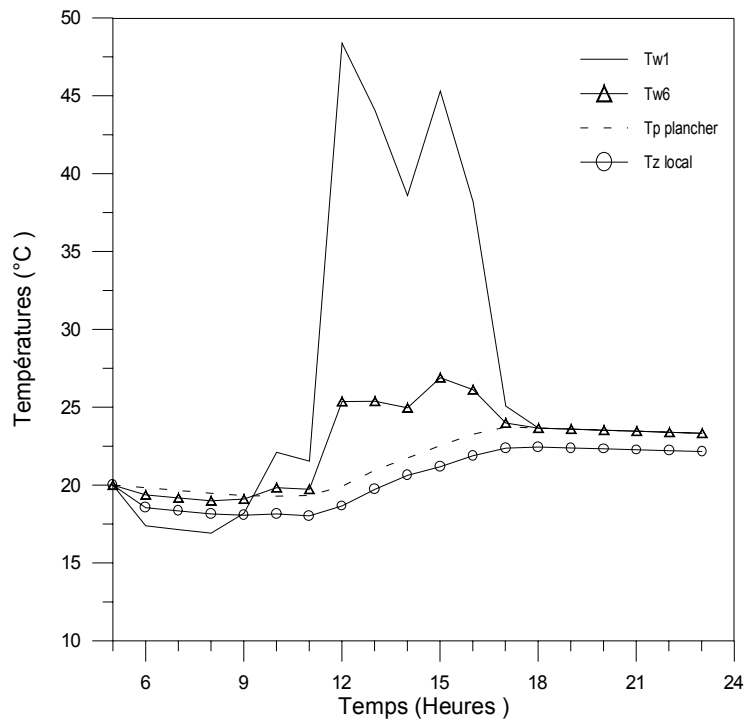


Figure (5.22). Représentation de l'évolution des températures calculées du système pendant 24h.

Dans cette étape de travail, on procède toujours au mode on/off de la pompe P2 pour la régulation de notre système, et les éléments de contrôle de la réponse du système sont toujours les deux températures du plancher et du local. Seulement, on a pris l'étude expérimentale [15] comme référence pour établir la régulation de notre système, vu que le dimensionnement des éléments du dispositif expérimental de cette étude est identique au dimensionnement des éléments de notre système. Cette étude [15] a appliqué le mode on/off pour la régulation de son système de chauffage en se basant sur les deux températures du plancher et du local comme signal de contrôle. Ce qui nous justifie l'utilisation de la même stratégie de régulation.

On rappelle que les résultats représentés sont les résultats de 24h, avec un début de calcul à partir de 15h.30 jusqu'à 14h du lendemain.

Les figures (5.23) et (5.24) montrent la confrontation de nos résultats théoriques avec les résultats expérimentaux de l'étude [15] avec la représentation de la variation du débit normalisé pendant 24h. On rappelle qu'on a adapté notre modèle aux mêmes conditions de l'étude [15], on a pris la même température du fluide à l'entrée ($T_{w1}=59$ du serpentin, et aussi les mêmes données de température extérieure.

Notre modèle, comme il est présenté sur les figures (5.23),et (5.24) subit le mode on/off de la pompe P2 qui alimente le fluide du serpentin pendant une tranche de temps de 24h. Le début de calcul est à 15h.30, comme dans l'étude [15].

Quand $u_w=0.5$ (débit normalisé), on a une augmentation de la température du plancher et du local. A $u_w =0$, (arrêt de circulation du fluide dans le serpentin).On constate une baisse de température du plancher et aussi celle du local.(figure5.23-figure5.24) .

Si on compare nos résultats de températures théoriques avec les résultats de températures expérimentaux de l'étude [15], sous le même mode de régulation (le mode on/off) on remarque que les courbes de températures théoriques du plancher ont la même allure que celles mesurées de l'étude [15],(figure5.23). De même pour la température du local avec un écart de 2°C - 3°C ,(figure5.24).

Delà ,on peut dire qu'on peut appliquer la régulation du système de l'étude[15] à notre système.

La figure (5.25) représente les résultats des températures calculés de notre système régulé, (température du fluide, température du plancher, température du local)avec la représentation de la variation du débit normalisé suivant la tranche de temps de 24h,et aussi la température extérieure est représentée, c'est une température hivernale variant de $T_{\text{ext}}=5^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{ext}}=16^{\circ}\text{C}$ prise de l'étude [15].

La figure (5.26) représente les résultats des températures calculés de notre système régulé(température du plancher et du local), avec la représentation de la variation du flux de chaleur calculé sur une période de 24h.

Les deux figures (5.25), (5.26) nous mène à tirer les conclusions suivantes :

- Première tranche de temps (15h30-23h)

P2 est actionnée, $U_w=0.5$.

La température du plancher atteint la valeur de $T_p= 32^{\circ}\text{C}$.

La température du fluide au premier nœud $T_{w1}=59^{\circ}\text{C}$.

La température du fluide au dernier nœud $T_{w6}=36^{\circ}\text{C}$.

Le flux de chaleur débute avec une valeur de $Q_f=2500\text{Kcal/H}$ et diminue jusqu'à atteindre la valeur de $Q_f=1800\text{Kcal/H}$ à 23h.(figure5.26)

La température du local T_z augmente de 21°C à 25°C .(figure5.25), ce qui nous contraint à fermer la pompe P2 (2^{ème} tranche) pour maintenir cette température de $T_z=25^\circ\text{C}$.

– Deuxième tranche de temps-(la nuit) :(23h-28h)

P2 est fermée, $U_w=0$.

La température du fluide est uniforme et elle est égale à la température du plancher. $T_w=T_p=30^\circ\text{C}$ - 29°C (figure (5.25). Le flux de chaleur du fluide dans cette tranche entre l'entrée et la sortie est nul.(figure 5.26).

On remarque une baisse de la température du local d'environ $\Delta T_z=2^\circ\text{C}$, pour cette température du local , on actionne la pompe P2, (3^{ème}tranche).

– Troisième tranche de temps : (28h-32h)

P2 est actionnée, $U_w=0.5$.

Les températures du fluide augmentent, $T_{w1}=59^\circ\text{C}$. et $T_{w6}= 36^\circ\text{C}$, avec un flux de chaleur qui est important et varie entre les valeurs de :

$Q_f=2400 \text{ Kcal/H}$ – $Q_f=1770 \text{ Kcal/H}$. (figure(5.26).

La température du plancher augmente aussi $T_p=32^\circ\text{C}$.

La température du local atteint la valeur de $T_z=24^\circ\text{C}$. On peut fermer la pompe P2 pour maintenir cette température,(4^{ème}tranche).

- Dernière tranche de temps : (32h-36h)

P2 est fermée, $U_w=0$.

Les températures du fluide se stabilisent $T_{w1}=T_{w6}=30^\circ\text{C}$

$T_p= T_w= 30^\circ\text{C}$.

La température du local est maintenue à $T_z=24^\circ\text{C}$.

En appliquant la régulation de l'étude [15] sur notre modèle, on a réussi à avoir une température du plancher $T_{pmax}=32^\circ\text{C}$. L'apport de chaleur variant de 2500Kcal/h à 1800Kcal/h , la température du fluide est imposé à l'entrée du serpentin $T_{w1}=59^\circ\text{C}$, et un $\text{debit}_{th}=81 \text{ l/h}$ (figure5.25).

Comparé aux résultats expérimentaux obtenus du système régulé de l'étude [15] , la température du plancher $T_{pmax}=35^{\circ}C$ (figure5.27), l'apport de chaleur variant de 4500Kcal/h à 2500Kcal/h , avec la même température du fluide à l'entrée du serpentin et un débit_{exp}= 5 l/min (figure 5.28).

Cette différence de valeur du débit et de l'apport de chaleur justifie l'écart de température de $\Delta T= 2^{\circ}C- 3^{\circ}C$ entre l'expérimental et le théorique.

La valeur de température du plancher peut être maintenue à ($T_p=32^{\circ}C$) avec une faible baisse à l'arrêt de la pompe P2 pendant les 24h, ceci grâce à l'avantage du stockage thermique dans la dalle en béton.

Le même scénario s'applique pour la température du local. On a réussi à maintenir une certaine température à l'intérieure du local de $T_z=25^{\circ}C$ (calculée), avec une légère baisse (à l'arrêt de la pompeP2), $T_z=23^{\circ}C$ (figure5.26). Comparée à la température expérimentale [15] $T_{z_{expmax}}= 24^{\circ}C$ et $T_{z_{expmin}}= 21^{\circ}C$.(figure5.27).

Ces résultats sont obtenus avec une température extérieure hivernale .

On peut conclure, qu'après une certaine heure durant les 24h (4^{ème} tranche), la température du local commence à se stabiliser, grâce à l'inertie thermique de la dalle.(figure5.26)et (figure5.27).

Pour le fluide, on constate que les résultats théoriques sont basés sur les équations du bilan thermique établi en chapitre4.

La figure (5.25) nous guide sur la variation de température du fluide à l'entrée et à la sortie du serpentin. Le fluide réagit immédiatement aux condition de l'étude (condition aux limites, le on/off de la pompe,...etc.). Pendant l'arrêt de la pompe, la température du fluide est calculée suivant le bilan thermique de la période nocturne.

La comparaison entre les valeurs théoriques de la température du fluide (figure5.25) et les valeurs réelles de température du fluide de l'étude [15] (figure5.28), nous permettent de remarquer le grand écart ΔT entre la température théorique et la température expérimentale du fluide pendant l'arrêt de la pompe, ce qui est probablement du aux conditions qu'on n'a pas pris en considération de l'étude expérimentale[15] .

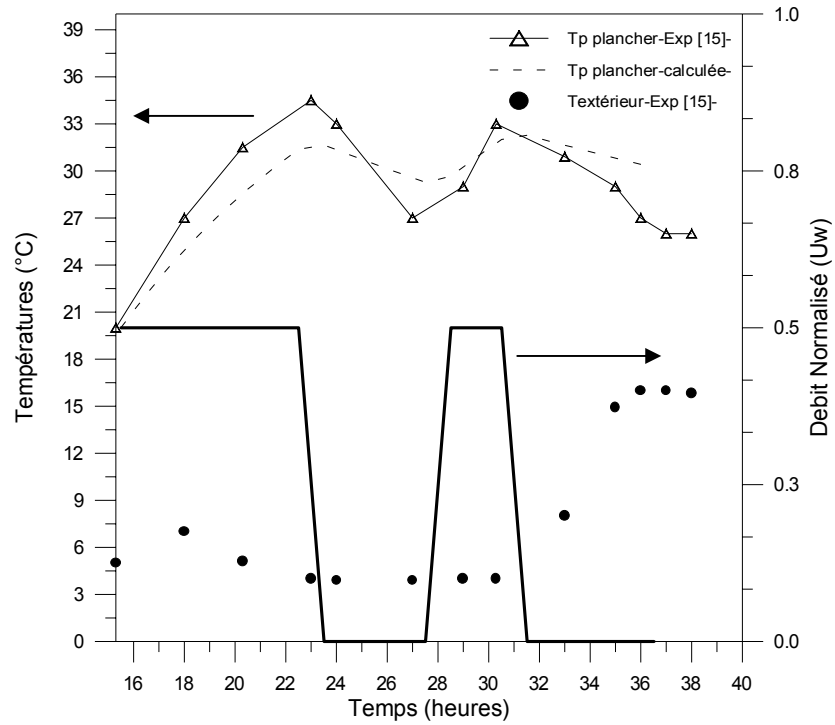


Figure.(5.23). Confrontation des résultats théoriques et résultats expérimentaux des températures du plancher en fonction du temps

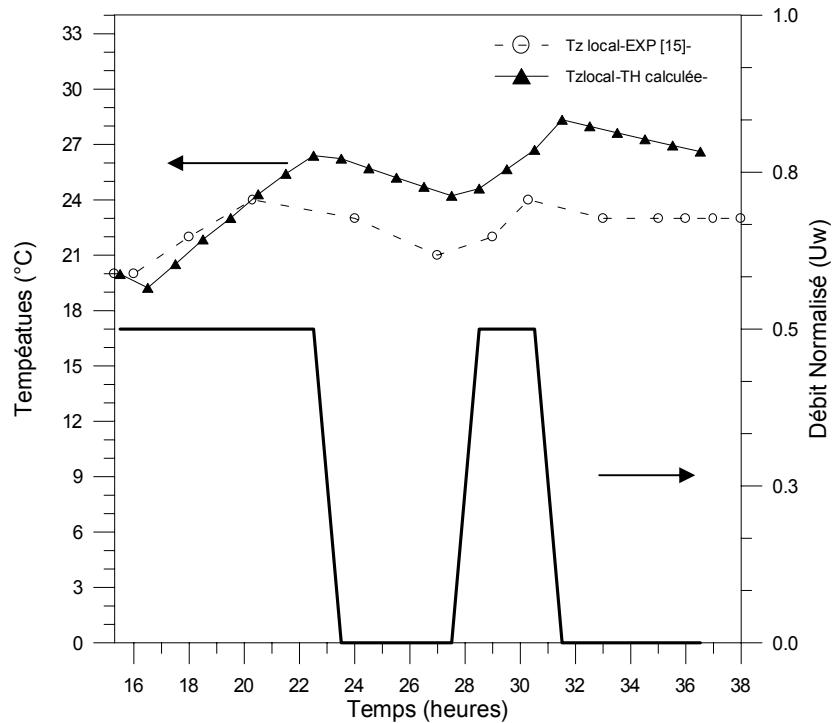


Figure.(5.24). Confrontation des résultats théoriques et résultats expérimentaux des températures du local en fonction du temps

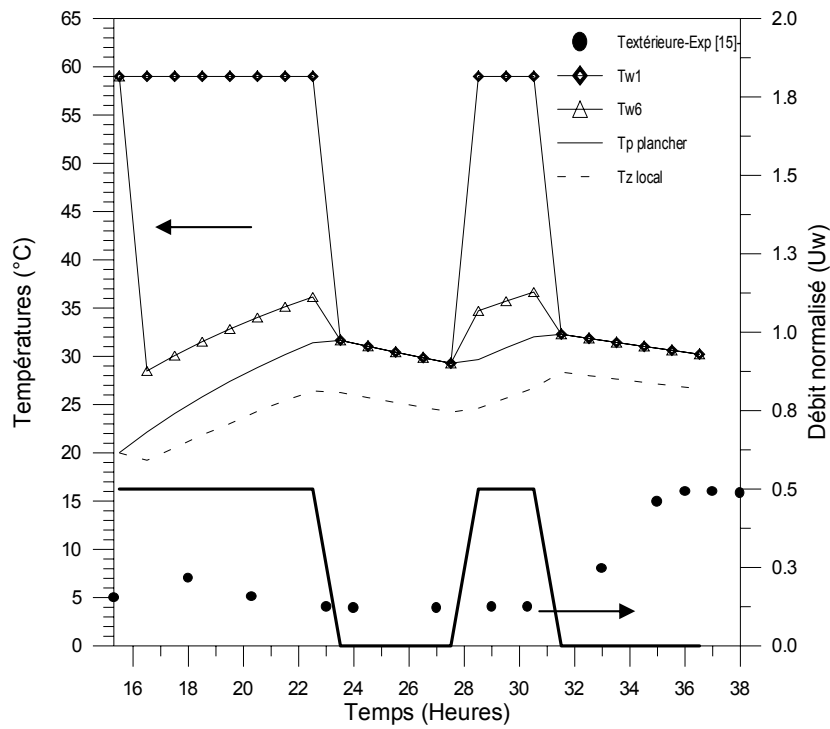


Figure.(5.25). Représentation des différentes températures calculées et la variation du débit en fonction du temps pour le système régulé.

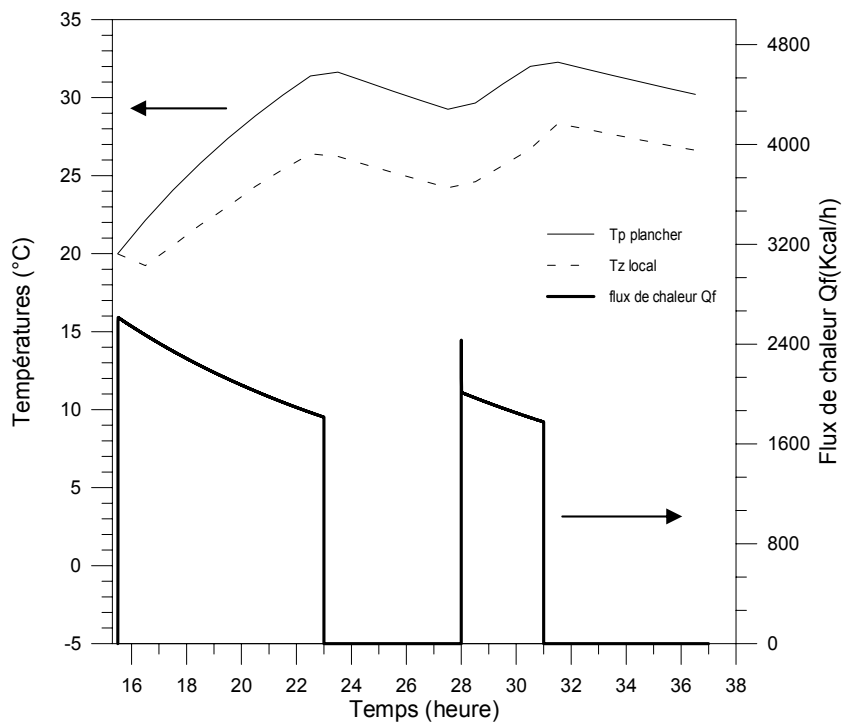


Figure.(5.26). Représentation des deux températures calculées du plancher et du local et la variation du flux de chaleur en fonction du temps pour le système régulé.

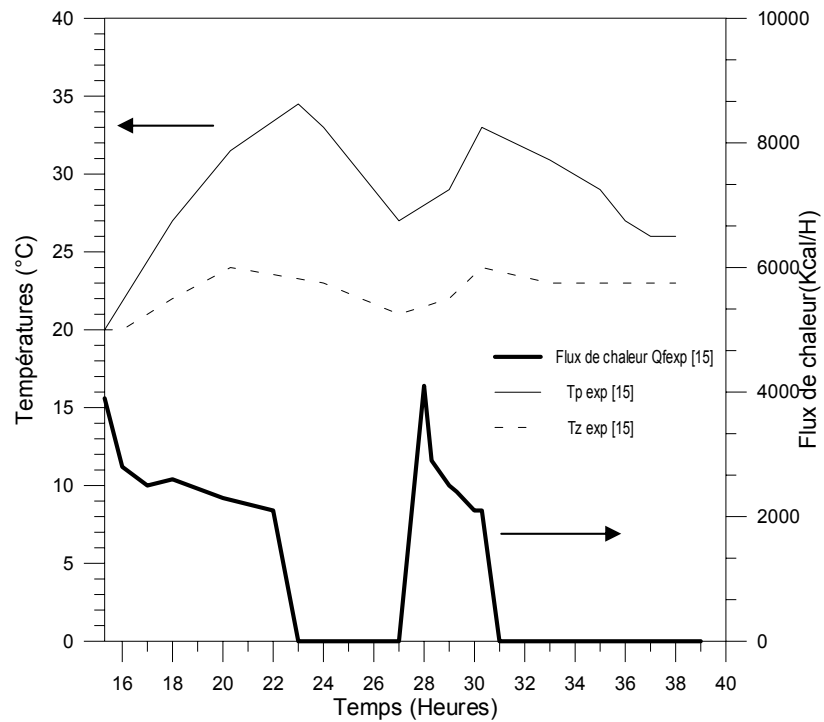


Figure.(5.27). Représentation des résultats expérimentaux des températures du plancher et du local et la variation du flux de chaleur en fonction du temps Pour un système régulé (Etude [15]).

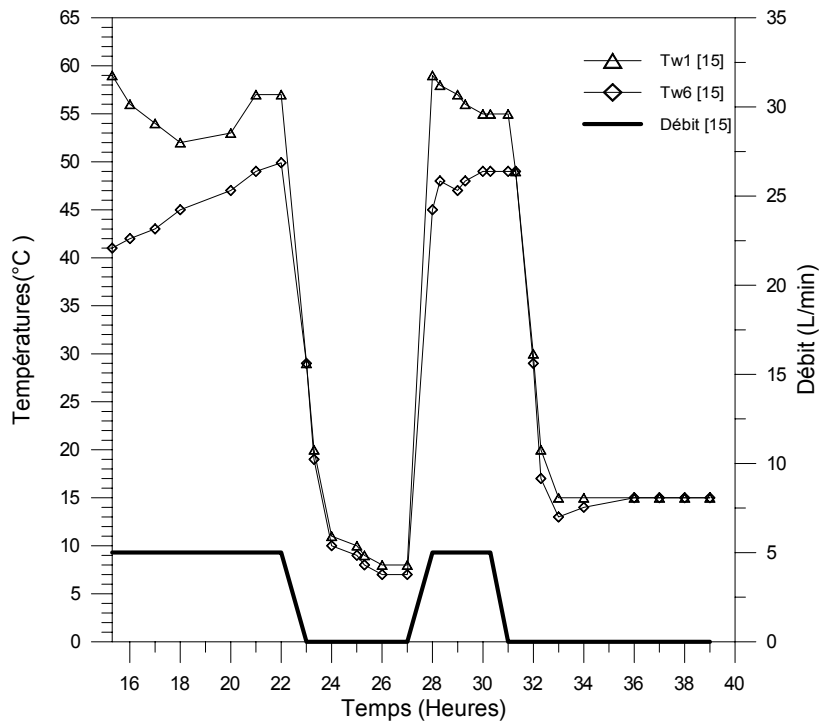


Figure.(5.28). Représentation des températures expérimentales du fluide aux deux nœuds(1^{er},6^{ème})et la variation du débit massique en fonction du temps Pour un système régulé. (Etude [15]).

Les figures (5.29) et (5.30) représentent respectivement le gain en chaleur dans le champ de captation et la quantité de chaleur utilisée pour le chauffage du plancher et du local.

On remarque que le champ de captation qui est de 6.4m^2 de surface et d'un débit total de $\dot{m}_1=120\text{ l/h}$, nous a permis d'obtenir une quantité de chaleur (figure 5.29) supérieure à la quantité de chaleur cédée au plancher de surface 13.2m^2 et un débit du fluide qui alimente le serpentin de $\dot{m}_2=81\text{ l/h}$ (figure 5.30) sur une tranche de temps 8h-16h. La période des calculs est la période de mars, une journée claire avec une température extérieure clémente, où on n'a pas beaucoup de pertes vers l'extérieur. La chaleur utilisée représente 0.8% du gain de chaleur dans le champs de captation, 0.2% reste stockée dans la cuve. Hors saison hivernale, cette chaleur stockée peut aller vers une utilisation en eau chaude sanitaire.

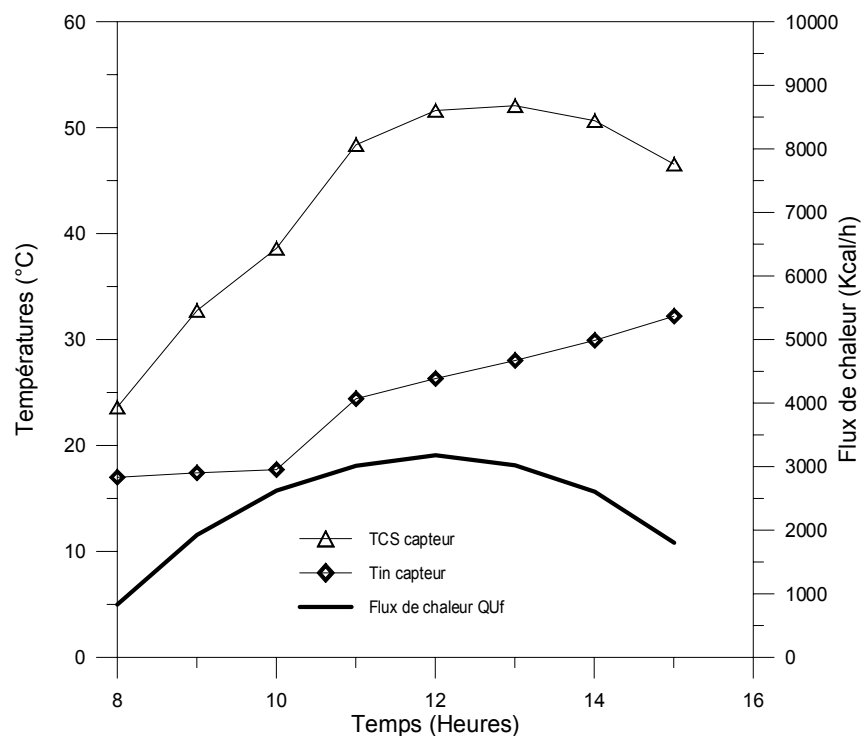


Figure.(5.29).Représentation du flux de chaleur fourni par le champs de captation et températures de sortie/entrée du fluide

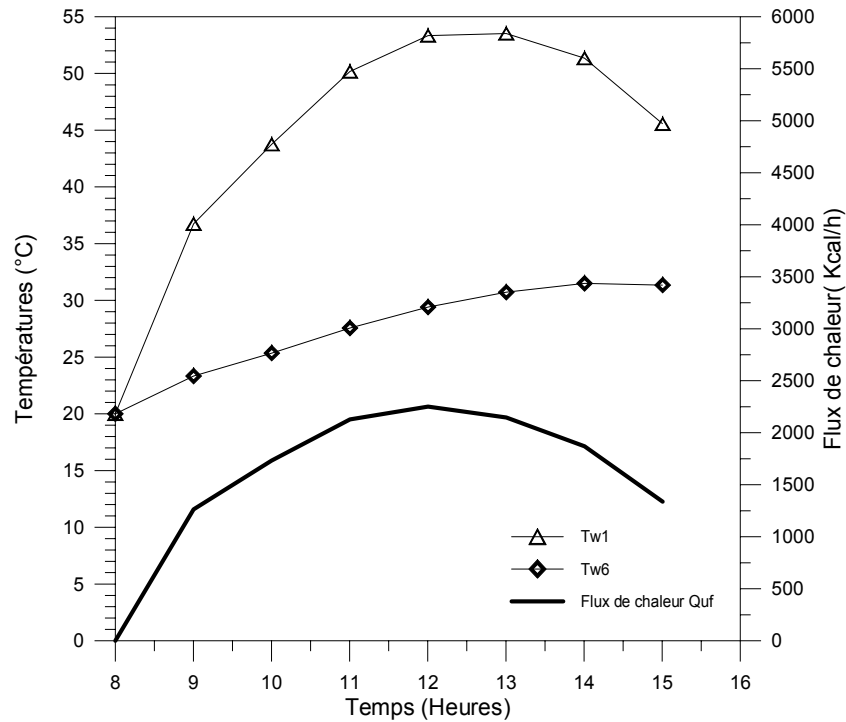


Figure.(5.30).Représentation du flux de chaleur cédé au plancher) à travers le serpentin et températures de sortie/entrée du fluide circulant dans le serpentin.

Conclusion :

Après avoir interpréter la validation du modèle et donner les résultats des températures de notre système de chauffage alimenté d'une source solaire(champ de captation+ cuve de stockage). En deuxième étape, on a procédé à la régulation du système, les résultats montrent qu'il était possible de maintenir une température désirée dans le local (Température de confort), suivant deux stratégies. Nous avons obtenu des résultats de températures satisfaisants,surtout la température du local, qui représente l'élément de contrôle de toute la partie régulation.

CONCLUSION

Cette étude a porté sur le chauffage d'un local par l'intermédiaire d'un plancher solaire parcouru par un serpentin dont l'apport d'énergie du fluide caloporteur est assuré par les capteurs solaires.

La modélisation mathématique est basée sur les bilans thermiques de chaque élément constituant le dispositif de chauffage : fluide caloporteur, plancher constitué d'une dalle en béton et d'un local. Le système est modélisé suivant la méthode Nodale. Les températures du plancher et du local sont considérées uniformes, alors que celle du fluide caloporteur est supposée varier uniquement suivant la longueur du plancher, donnant autant de nœuds que de passages du serpentin dans la dalle. Les équations différentielles obtenues sont résolues par la méthode des différences finis avec un schéma explicite.

L'intégration d'un capteur solaire munie d'une cuve de stockage nous a permis de tirer les conclusions suivantes :

- L'énergie fournie par un champ de captation de 6.4m^2 de surface (4 capteurs) peut chauffer un local de volume $V_a=49.77\text{m}^3$, avec une masse de stockage du fluide chaud de $M=190\text{l}$. Ceci pendant une journée claire, où l'éclairement solaire moyen peut atteindre la valeur de $E_c=900\text{ w/m}^2$.
- Une installation solaire sans aucun appoint, apporte les mêmes quantités d'énergies qu'une installation ordinaire, munie d'une chaudière pour les besoins de chauffage, dans les conditions d'utilisation étudiées.
- Le choix d'une température de plancher uniforme, nous a donné de meilleurs résultats comparés aux résultats de températures expérimentales de l'étude [6], qui a considéré le modèle du plancher en bidimensionnel. (La variation de la température du plancher évolue suivant (x) et (y)).
- La grande capacité du béton ralentit le transfert de chaleur du fluide vers le béton.

Après le calcul des températures des différents éléments du dispositif, on a élaboré une régulation qui peut contrôler la température du local.

Cette dernière doit être maintenue dans l'intervalle de confort [19°C, 23°C] quelques soient les conditions extérieures influents, qui sont :

- Variation du débit du fluide dans le serpentin.
- L'influence de la température de l'ambiance extérieure.

Notre modèle testé durant 24h, nous montre que :

L'énergie reçue durant la journée est stockée pendant la nuit dans le plancher. Ce stockage nous permet de maintenir la température du local dans l'intervalle de confort. Autrement dit, la pompe P2 qui contrôle le débit d'eau alimentant le serpentin, joue un rôle déterminant dans la régulation du system de chauffage.

Le mode -Marche/arrêt- (on/off) de la pompe contrôle la température du plancher et permet de garder une température du local dans les marges admises..

Perspectives

- Le serpentin dans le plancher, nous a donné de bons résultats de température du fluide, mais il serait préférable de remplacer le serpentin par une grille de chauffe en forme de radiateur, pour assurer une meilleure distribution de la température du fluide.
- Afin de réduire le coût de l'installation, on utilise le Pex comme matériau constituant le serpentin au lieu du cuivre, avec l'adaptation des données de dimensionnement et d'échange adéquats.
- Inclure une étude du coût de l'installation, pour faire un bon dimensionnement de notre système et aussi faire des économies d'énergie.
- Prévoir une régulation au point de la pompe P1 qui contrôle le débit et la température du champ de captation.
- Procéder à un calcul continue pendant 3jours jusqu'à 6jours pour voir le comportement thermique de chaque élément de l'installation.

APPENDICE A

I- Le Fluide :

- Caractéristiques thermophysiques de l'eau :

- $\rho_w = 997.6$ (Densité de l'eau).....(kg/m³)
- $C_{p_w} = 4.18$ (capacité calorifique de l'eau)(kj/kg.k)
- $\mu_w = 1.01$ (Viscosité de l'eau).....(kg/m.s)
- $K_w = 0.602$...(Conductivité thermique).....(w/m.k)

- Dimensions du serpentin et de la dalle :

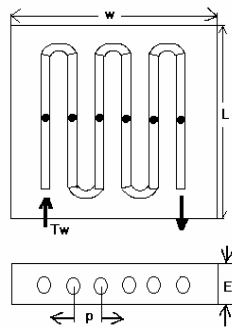


Figure1.- Représentation du système serpentin – plancher.

$W=3m.$
 $L=4.4m.$
 $P=0.2m.$
 $E=0.1m.$

Diamètre hydraulique :

$D_h=2r$ \longrightarrow $D_h= \text{Diamètre}=15 \times 10^{-4}m^2$

Surface d'échange :

A_{it} surface d'échange de chaleur du fluide/unité de longueur.

Pour l'étude, on a pris six nœuds donc la surface d'un seul nœud serait :

$A_{it} = (\pi d l / L) / 6$ \longrightarrow $A_{it} = 0.2 / 6$ $A_{it} = 0.033m.$

La masse du fluide/unité de longueur :

$M_w = \rho_w \times V_w$

V_w : le volume d'un nœud (le nœud pour le fluide est un tuyau).

$V_w = (\text{section du tuyau}) \times (\text{longueur du tuyau})$

$$V_w = (1.76 \times 10^{-4}) \times 4.4 \quad V_w = 7.74 \times 10^{-4}$$

$$M_w = 997.6 \times 7.74 \times 10^{-4}$$

Débit Normalisé du fluide-(donnée)- :
 $U_w = 0.5$

Débit massique du fluide (max) :

$$U_{wmax} = Ro_w \times Section \times v_{min} \quad v_{min} = 0.26 \text{ [reference].}$$

v_{min} est la vitesse minimale de l'eau qui circule dans une chaudière à gaz en prenant le Reynolds = 4000, car dans une chaudière à gaz l'écoulement est turbulent en général :

$$v_{min} \geq (4000 \times \mu_w) / (Ro_w \times D_h)$$

Calcul du h_{it} -(coefficient de transfert de chaleur du fluide)- :

$$h_{it} = K_w \times \text{Nusselt} / L \text{ (longueur caractéristique.)} \quad L = D_h$$

Avec l'hypothèse de calcul d'assimiler le serpentín à une conduite, et Pour un régime turbulent, le Nusselt serait :

$$Nu = 0.023 \times (Re^{0.8}) \times (Pr^{0.33}) \text{ ----- Pour un fluide dans une conduite en régime turbulent.}$$

$$Re = (\rho v D_h) / \mu_w \quad ; \quad Pr = \mu cp / k$$

$$Nu = 33.2$$

$$h_{it} = (K_w \times Nu) / L \quad h_{it} = 1332.4 \text{ (w/m}^2 \cdot \text{°c).}$$

II-Plancher :

Résistance du plancher-(U_p)-:

$$U_p = K_{beton} / E_{sup} \quad K_{beton} = 1.75 \text{ (w/m.k)}$$

$$E_{sup} = 50 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$U_p = 35 \text{ (w/m}^2 \cdot \text{°c).}$$

Surface du plancher/unité de longueur :

$$A_p = (w \times L) / w$$

La masse du plancher :

On calcule la masse d'un nœud

$$M_p = Ro_p \times V_p$$

$$Ro_p = 2300 \text{ kg/m}^3$$

V_p (Volume du nœud).

$$V_p = (0.2 \times 0.1) - V_w$$

$$V_p = 0.019 \text{ m}^3$$

$$M_p = 2300 \times 0.019 \quad \longrightarrow \quad M_p = 43.7 \text{ (kg/m)}$$

III -Calcul des constantes des trois équations :

a)-Les constantes de l'équation du fluide :

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} + \frac{U_w U_{wmax}}{M_w} \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{h_{it} A_t}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w) + \frac{U_p A_p}{M_w C_{pw}} (T_p - T_w)$$

$$\left[\begin{array}{l} A = (U_w \cdot U_{wmax}) / M_w. \\ B = (h_{it} \cdot A_{it}) / (M_w \cdot C_{pw}). \\ C = (U_p \cdot A_p) / (M_w \cdot C_{pw}). \end{array} \right]$$

b)- Les constantes de l'équation du plancher :

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{h_{it} \cdot A_{it}}{M_p \cdot C_p} (T_w - T_p) - \frac{A_p}{M_p \cdot C_p} (Q_r + Q_c) \text{ --- (3-2)}$$

$$\left[\begin{array}{l} D = (h_{it} \cdot A_{it}) / (M_p \cdot C_{pp}). \\ F = A_p / (M_p \cdot C_{pp}). \end{array} \right]$$

c)- Les constantes de l'équation du local :

$$C_z \frac{DT_z}{Dt} = a_z (T_{ext} - T_z) + A_p w (Q_r + Q_c)$$

$$\left[G = a_z / M_{air} \cdot C_{p_{air}} \right]$$

IV Calcul Détaillé de a_z (coefficient d'échange dans le local) :

$$a_z = 1/R_{\text{équivalente}}$$

$$R_{\text{équivalente}} = (1/R_{pl} + 1/R_m)^{-1}.$$

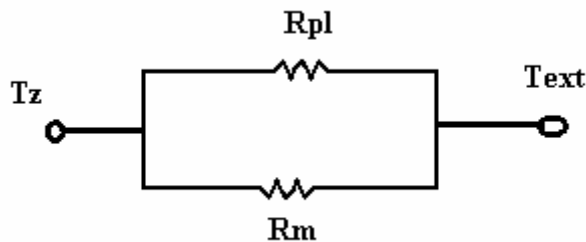


Figure2. Schéma analogique représentant le calcul de la résistance thermique équivalente dans le local.

$$R_{pl} = (1/h_i + \sum e_i/k_i + 1/h_{ex}) \times (1/S_{pl}) \text{----- (résistance du plafond)-----}$$

$$R_m = (1/h'_i + \sum e'_i/k'_i + 1/h'_{ex}) \times (1/S_m) \text{----- (résistance des murs)-----}$$

Calcul de la résistance du plafond (R_{pl}) :

$$1/h_i = 1/h_{ex} = 0.09 \text{ (m}^2\text{°C/w)}$$

$$\sum e_i / k_i = (e_{\text{isolant}}/k_{\text{isolant}}) + (e_{\text{béton}}/k_{\text{béton}}) + (e_{\text{mortier}}/k_{\text{mortier}})$$

où e_i , k_i sont respectivement l'épaisseur et la conductivité de la couche i .

$$\begin{array}{lll} e_{\text{isolant}} = 0.06 \text{ m} & e_{\text{béton}} = 0.12 \text{ m} & e_{\text{mortier}} = 0.024 \text{ m} \\ k_{\text{isolant}} = 0.034 \text{ (w/m}^2\text{°C)} & k_{\text{béton}} = 1.15 \text{ (w/m}^2\text{°C)} & k_{\text{mortier}} = 1.16 \text{ (w/m}^2\text{°C)} \end{array}$$

$$\sum e_i/k_i = 29.68 \quad S_{pl} = 13.2 \text{ m}^2$$

$$R_{pl} = 2.24 \text{ (m}^2\text{°C/w)}.$$

Calcul de la résistance des murs (R_m) :

$$1/h'_i = 1/h'_{ex} = 0.11 \text{ (m}^2\text{°C/w)}$$

$$\sum e_i / k_i = (e_{\text{béton}}/k_{\text{béton}}) + (e_{\text{isolant}}/k_{\text{isolant}}) + (e_{\text{ciment block}}/k_{\text{ciment block}})$$

$$\begin{array}{lll} e_{\text{isolant}} = 0.065 \text{ m} & e_{\text{béton}} = 0.19 \text{ m} & e_{\text{ciment block}} = 0.09 \text{ m} \\ k_{\text{isolant}} = 0.034 \text{ (w/m}^2\text{°C)} & k_{\text{béton}} = 1.15 \text{ (w/m}^2\text{°C)} & k_{\text{ciment block}} = 2.908 \text{ (w/m}^2\text{°C)} \end{array}$$

$$\sum e'_i/k'_i = 2.10 \quad S_{\text{murs}} = 66.88 \text{ m}^2.$$

$$R_{\text{murs}} = 0.0358 \text{ (m}^2\text{°C/w)}.$$

$$R_{\text{équivalente}} = (1/R_{pl} + 1/R_m)^{-1}.$$

$$R_{\text{équivalente}} = 0.0352 \text{ (m}^2\text{°C/w)}.$$

$$a_z = 1/R_{\text{équivalente}} = 28.37 \text{ (w/m}^2\text{°C)}.$$

APPENDICE.B

1. Bilan thermique du capteur

La puissance récupérée par le fluide caloporteur (puissance utile) est calculée par l'équation suivante :

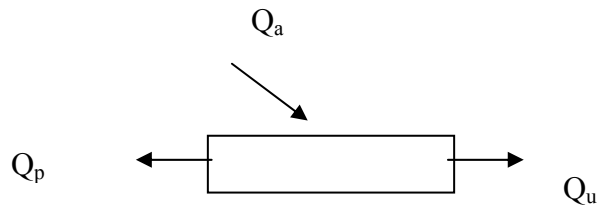


Figure. . - *Bilan thermique*

$$Q_u = Q_a - Q_p$$

Avec :

$$Q_a = (\tau_\alpha)_{eff} I_G A_c$$

$$Q_p = U_t A_c (T_p - T_a)$$

Q_a : puissance captée en (W) ;

Q_p : puissance perdue en (W) ;

U_t : coefficient de pertes thermiques globales ;

D'où :

$$Q_u = A_c \left[(\tau_\alpha)_{eff} I_G - U_t (T_p - T_a) \right]$$

Ou bien on a l'équation en fonction de la température moyenne du fluide :

$$Q_u = A_c F' \left[(\tau_\alpha)_{eff} I_G - U_t (T_{fm} - T_a) \right]$$

Avec : $T_{fm} = (T_{fe} + T_{fs}) / 2$

T_{fe} : température du fluide entrant (°C).

T_{fs} : température du fluide sortant (°C).

Le facteur d'efficacité d'échange F' est donné par la formule suivante [1] :

$$F' = \frac{1/U_t}{w \left[\frac{1}{U_t (D_e + (w - D_e) F)} + \frac{1}{R_t} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]}$$

R_t : est la résistance thermique du contact entre la plaque absorbante et le tube, elle est donnée par la formule suivante [17] :

$$R_t = \frac{1}{\pi L} \left[\frac{1}{K_e} \text{Ln} \left(\frac{R_e}{R_i} \right) + \frac{1}{K_p} \text{Ln} \left(\frac{R_e + E_p}{R_e} \right) \right]$$

F : est l'efficacité de l'ailette

En introduisant un facteur de conductance, On peut écrire Q_u en fonction de la température d'entrée

$$Q_u = A_c F_r \left[(\tau_\alpha)_{eff} I_G - U_t (T_{fe} - T_a) \right]$$

F_r : est le facteur de conductance, il est donné par la formule suivante [17] :

$$F_r = \frac{\dot{M} C_{p_{cau}}}{U_t} \left[1 - \text{EXP} \left(- \frac{U_t F'}{\dot{M} C_{p_{cau}}} \right) \right]$$

\dot{M} est le débit massique par unité de surface (kg/s m²).

Pour trouver la température de sortie, une formule utilisée souvent pour le calcul de puissance, nous permet de déterminer sa valeur. Elle est donnée par [1] :

$$Q_u = \dot{m} C_{p_{\text{eau}}} (T_{fs} - T_{fe})$$

Le réarrangement de cette équation ci-dessus, et à partir de l'équation de la puissance en fonction du facteur de conductance $Fr.$, on trouve :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{A_c F_r}{C_{p_{\text{eau}}} \dot{m}} \left[(\tau_\alpha)_{eff} I_G - U_t (T_{fe} - T_a) \right]$$

Avec :

$$(\tau_\alpha)_{eff} = \frac{1}{I_G} \left[(\tau_\alpha)_{div} \cdot I \cdot R_b \sin h + (\tau_\alpha)_{dif\ ciel} \phi_1 + (\tau_\alpha)_{dif\ ciel} \phi_2 \right]$$

$(\tau_\alpha)_{eff}$: Coefficient de transmittance- absorbante, il caractérise la part d'énergie solaire piégée et absorbée effectivement par la plaque absorbante.

- Détermination des pertes thermiques des capteurs

Les déperditions thermiques sont liées aux échanges radiatifs, convectifs et conductifs entre le capteur et le milieu environnant.

Ces pertes se produisent simultanément suivant trois direction : l'avant, l'arrière et latéralement, il est artificiel de les étudier séparément.

Nous supposons que :

- La différence de température des deux faces de la vitre et de l'absorbeur est négligeable.
- Le transfert de chaleur est unidimensionnel à travers la vitre et l'isolation arrière.
- Les pertes entre la face externe de l'isolant et l'air extérieur sont négligeables.

– Le coefficient de perte thermique vers l'avant

Les pertes d'énergie par unité de surface vers l'avant du capteur sont données par la formule suivante [17] :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cva} + h_{rva}} + \frac{1}{h_{rcp} + h_{rvp}}}$$

Vu la complexité de cette procédure, Duffie et Beckman (1980) donnent une relation empirique formulée par Klein, permettant le calcul de U_{av} pour les températures comprises entre 0 °C et 200 °C avec une précision de 0.3 (W/m² °C) :

$$U_{av} = \left[\frac{1}{\frac{C}{T_p} + \left(\frac{T_p - T_a}{N + F} \right)^e} + \frac{1}{h_{cva}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0.00591 N h_{cva})^{-1} + S}$$

Avec :

$$S = \left[\frac{2 N + F - 1 + 0.133 \varepsilon_p}{\varepsilon_v} \right] - N$$

σ : constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$.

F : facteur qui tient compte de l'effet du vent.

C : facteur qui tient compte de l'influence de l'inclinaison.

$$C = \begin{cases} 520 (1 - 0.000051 \alpha^2) & 0 < \alpha < 70 \\ C(70^\circ) & 70 < \alpha < 90 \end{cases}$$

$$F = (1 + 0.089 h_{cva} - 0.1166 h_{cva} \varepsilon_p) (1 + 0.0786 N)$$

$$h_{cva} = 5.7 + 3.8 V_{air}$$

$$e = 0.43 (1 - 100/T_p)$$

N : nombre de vitres.

– Calcul du coefficient de perte thermique vers l'arrière

Le coefficient de perte thermique vers l'arrière du capteur est donné par [17] :

$$U_{arr} = \frac{K_{is}}{E_{is}}$$

K_{is} : conductivité de l'isolant (W/m °C).

E_{is} : épaisseur de l'isolant (m).

– Calcul du coefficient des pertes thermiques latérales

$$U_{lat} = \frac{K_{is} A_{lat}}{E_{is} A_c}$$

Donc le coefficient des pertes totales est :

$$U_t = U_{av} + U_{lat} + U_{arr}$$

2.Calcul détaillé du coefficient de pertes thermique dans la cuve

$$(UA)_s = 2\pi \cdot R_1 L \left[\frac{1}{h_i} + \frac{R_1}{K_{acier}} \cdot \log\left(\frac{R_1}{R_2}\right) + \frac{R_1}{K_{is}} \cdot \log\left(0.54 \frac{b}{R_2}\right) + 0.758 \frac{R_1}{K_{tole}} \cdot \log\left(\frac{a}{b}\right) \right]^{-1} \\ + 2\pi \cdot R_1^2 \left[\frac{1}{h_i} + \frac{E_{ac}}{K_{acier}} + \frac{E_{is}}{K_{is}} + \frac{E_{tole}}{K_{tole}} \right]^{-1}$$

Avec :

R_1 : diamètre interne $R_1=40\text{cm}$.

R_2 : diamètre externe $R_2=44\text{cm}$

$a=48\text{cm}$

$b=45\text{cm}$

Détermination de h_i :

Dans la cuve de section cylindrique, le fluide est dans un régime laminaire, en convection naturelle.

Le Nusselt en régime laminaire et convection naturelle est [16]°:

$$Nu = 0.53(G_r P_r)^{0.25}$$

Avec :

$$G_r = \frac{\beta g \rho^3 l^3 (T - T_f)}{\mu^2}$$

$$P_r = \frac{\mu c_p}{K}$$

$$(T - T_f) = (T_{\text{paroi}} - T_{\text{fm}}) \quad ; \quad \Delta T = 0.5^\circ\text{C}$$

Si on prend le fluide à $T_f=20^\circ\text{C}$; d'après les tables données par [16], on a :

Eau :

$$\text{A } T=20^\circ\text{C} \quad \left[\begin{array}{l} \frac{\beta g \rho^3 l^3}{\mu^3} = 1.97 \times 10^8 \\ G_r = 0.985 \times 10^8 \\ P_r = 7.01 \end{array} \right]$$

Le Nusselt :

$$Nu=85.91$$

$$h_i = \frac{K_{eau} \times NU}{L(\text{longueur caractéristique})}$$

L= diamètre hydraulique

$$Dh = \frac{4 \times \text{surface de la section de gaine}}{\text{périmètre}}$$

$$Dh = \frac{4\pi R_1^2}{2\pi R_1} \quad Dh=2R_1 = \text{diamètre interne de la cuve}$$

Donc $h_i=129.29 \text{ w/m}^2\text{°c}$

LISTE DES SYMBOLES

A_{it}	: Surface des tube /unité de longueur	(m ² /m)
A_p	: Surface du plancher /unité de longueur	(m ² /m)
a_z	: Coefficient d'échange global dans le local	(W/m ² °C)
C_{pair}	: Chaleur spécifique de l'air	(KJ/kg K)
C_{pp}	: Chaleur spécifique du plancher	(KJ/kg K)
C_{pw}	: Chaleur spécifique de l'eau	(KJ/kg K)
D_h	: Diamètre hydraulique	(m)
E_{sup}	: Epaisseur supérieur du béton/serpentin	(m)
F	: Facteur caractérisent l'efficacité d'échange de chaleur	
h_{it}	: Coefficient de transfert de chaleur du fluide	(W/m ² °C)
h_{int}	: Coefficient de transfert de chaleur convectif (mur-air _{int})	(W/m ² °C)
h_{ext}	: Coefficient de transfert de chaleur convectif (mur-air _{ext})	(W/m ² °C)
I_a	: flux solaire absorbé à la surface de l'absorbeur	(W/m ²)
K_w	: Conductivité thermique de l'eau	(W/m.K)
$K_{béton}$: Conductivité thermique du béton	(W/m.K)
L	: Largeur du béton	(m)
M_w	: Masse de l'eau/ unité de longueur	(Kg/m)
M_p	: Masse du plancher/unité de longueur	(Kg/m)
M_{air}	: Masse de l'air dans le local	(Kg/m)

N_u	: Nombre adimensionnel Nusselt	
P_r	: Nombre adimensionnel de Prandtl	
Q_c	: Flux de chaleur par convection/unité de longueur	(W/m)
Q_r	: Flux de chaleur par rayonnement/unité de longueur	(W/m)
Q_u	: Puissance utile du fluide dans le capteur	(W)
Q_p	: Puissance perdue par convection et conduction dans le capteur	(W)
Q_s	: Puissance stockée sous forme de chaleur vive Dans les différents éléments du capteur	(W)
Re	: Nombre adimensionnel de Reynolds	
T_{anb}	: Température extérieure de l'air	(°C)
T_p	: Température du plancher	(°C)
T_w	: Température de l'eau	(°C)
T_z	: Température du local	(°C)
T_{cs}	: Température de sortie du capteur	(°C)
T_s	: Température de de la cuve de stockage	(°C)
U_w	: Débit normalisé du fluide chaud	(kg/s)
U_{wmax}	: Débit normalisé max du fluide chaud	
U_p	: coefficient global d'échange propre aux Caractéristique du béton	(W/m ² °C)
U_G	: coefficient global de pertes thermique du capteur	(W/m ² °C)
V_{air}	: Volume de l'air dans le local	(m ³)
V_p	: Volume du plancher	(m ³)
V_w	: volume d'un nœud du fluide	(m ³)
W	: Longueur du plancher	(m)

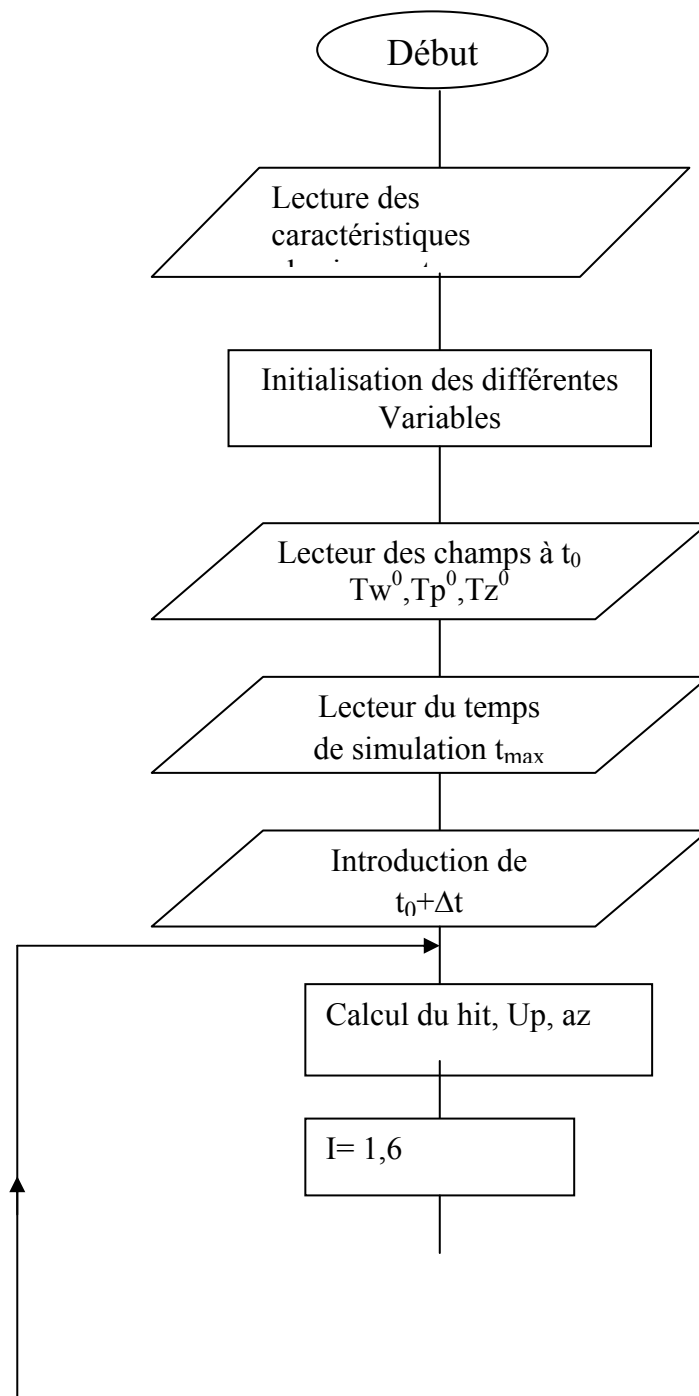
Symboles Grecque

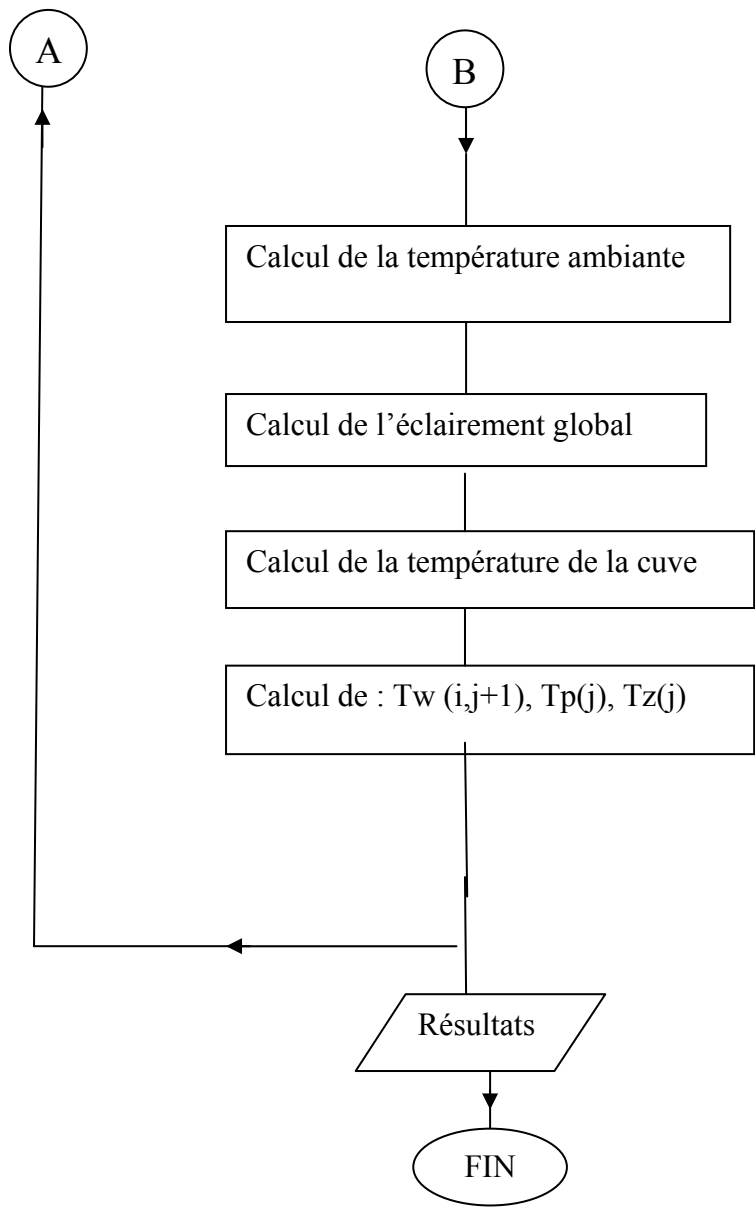
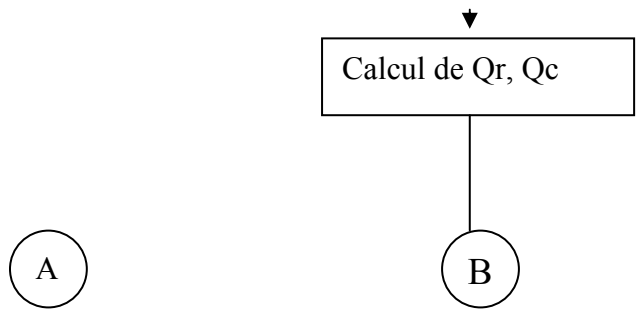
ρ	:	masse volumique
μ	:	viscosité dynamique

- η : Rendement thermique du capteur
- $(\tau\alpha)_{\text{eff}}$: Rendement optique du capteur

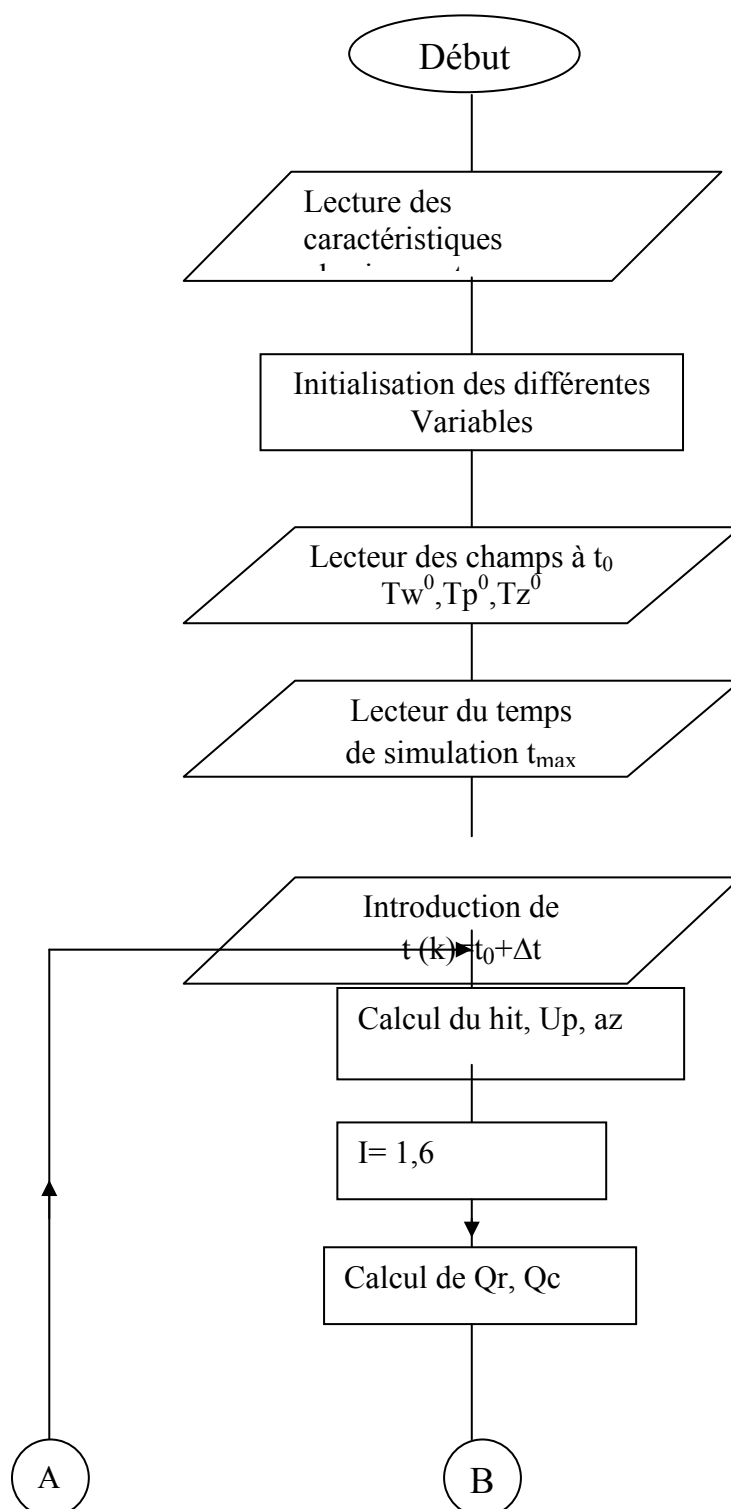
ORGANIGRAMME

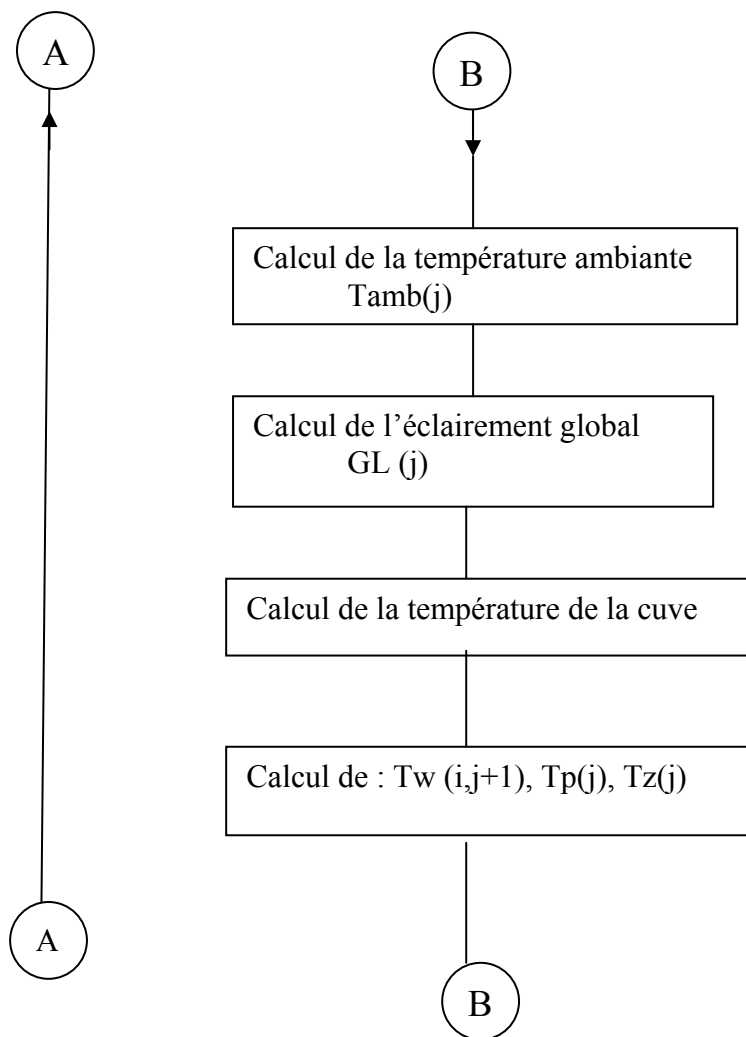
Pendant la journée de 8h-16h

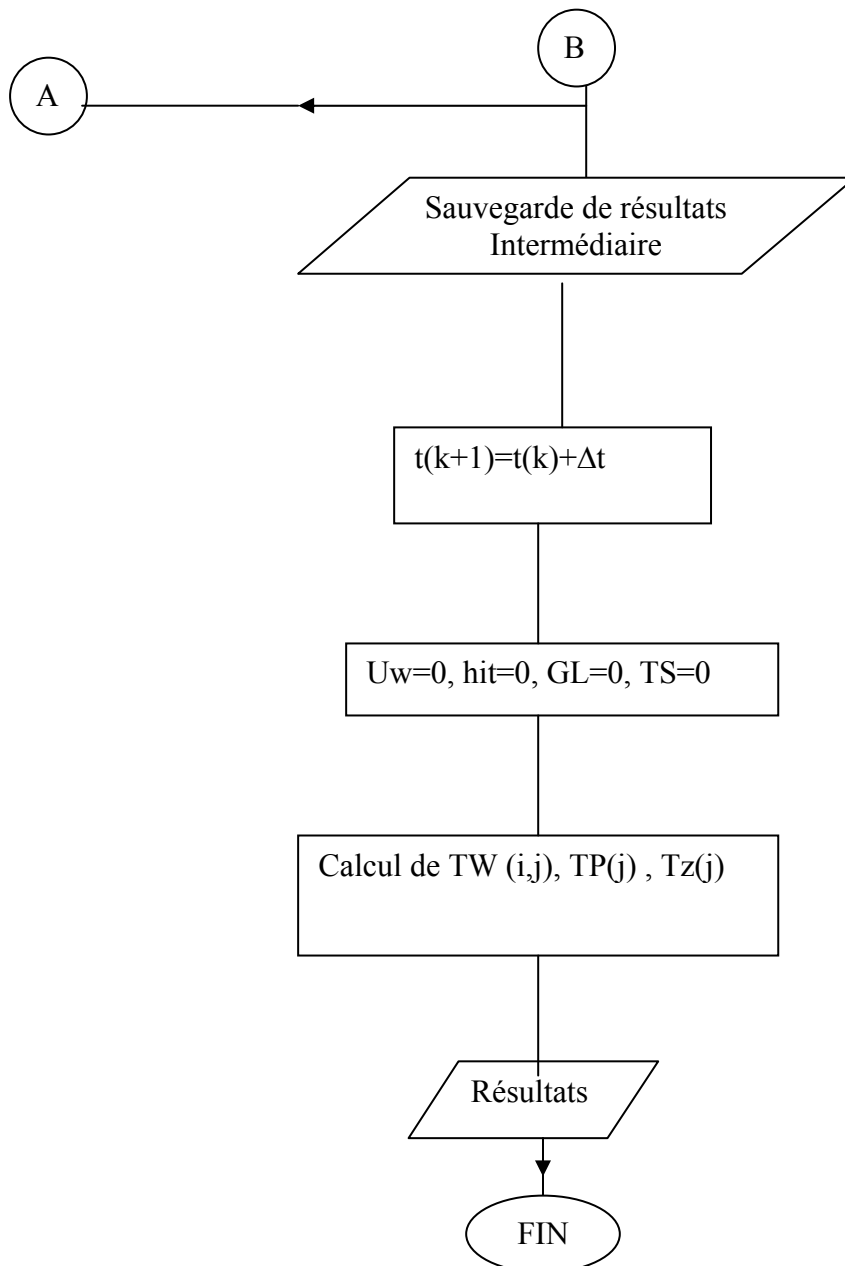




Pendant 24h







Définitions des notations utilisées

$T_{amb}(j)$: Température de l'ambiance extérieure.

$GL(j)$: Eclairement global.

t_0 : Temps initial

Δt : Pas de temps

t_{max} : Temps de simulation maximal
t(k) : Temps de simulation effectué
Q_r : pertes de chaleur par rayonnement.
Q_c : pertes de chaleur par convection.

REFERENCES

1. Loi n°99-09 du 28 juillet 1999.
« Journal officiel N) 51 du 02 Août 1999 »
2. Office Federal de l'Energie
« Etude d'une maison solaire active avec stockage en dalles au Tessin »
Septembre 2000, projet 36537, contrat 76353- Rapport final
3. A.Mokhtari, H. Kazeoui, Y.Boukezzi et G.Achard,
« Utilisation d'un circuit hydraulique dans un plancher pour chauffage et le rafraîchissement dans le contexte Maghrébin », Revue des Energies renouvelables Vol.1, N°1, pp17- 27 1998.
4. P. Papillon.
« 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- 1992.
5. H. Kazeoui, A. Tahakourt, A. Ait- Mokhtar, R. Belarbi
« Utilisation couplée de l'énergie solaire et des matériaux locaux dans le bâtiment »
Parue aux FIER' 2002 Tétouan- Maroc.
6. R. Kharchi.
« Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct »
Mémoire de Magister en Génie- Mécanique Option Energetique
Soutenu le 04 Novembre 2002.

7. K.Imessad, N.Ait.Messaoudene, M.Belhamel
« Performances of the Bara- Contantini passive heating system under Algerien climate conditions. » *Renewable Energy* 29 (2004) 357-367.
8. O.Guerri.
« *Développement d'un code de calcul permettant l'optimisation des systèmes de chauffage de planchers ou sols à l'aide de tubes enterrées* »
Communiqué aux JITH 2001, El Marsa Tunis.
9. Revel Pex
“ Equipement de Génie climatique, procédés solaire, Matériaux solaires PEX”.
10. M.Zaheer-Uddin , G.R. Zheng and Sung-Hwan Cho.
« Optimal Operation of an Embedded-piping floor heating system whith control input constraints » *Energy Convers-Vol.38 No.7*, page 713-725.1997
11. K. Raznjevic.
« Tables et diagrammes thermodynamiques »
12. Guides de l'aicvf Aéraulique
« Principes de l'aéraulique appliqués au génie climatique. »
13. Techniques de l'ingénieur.
« *chaudières* » p b118-19.
14. Stephen Whitaker
« Fundamental pinciples of heat Transfert ».
15. M.Zaheer-Uddin , and Sung-Hwan Cho.
« *Température Regulation of Radiant floor Heating systems Using twoParameter On-Off Control : An Experimental Study* »
Smyposium on High performance buildings and solar energy use.
16. A.A.Sfeir & G.Guarracino.
« Ingénierie des systèmes solaire – Applications à l'habitat »

17. Duffie & W.AZ.Beckman.
“Solar ingeneering of thermal Processes”. Second Edition 1991 by John and Sons USA
18. A.F.E.D.E.S.
« Guide des installations solaires dans l’habitat ». Edition Européennes thermiques et industrie (EETI), Paris 1980
19. M.Ouzzane & H.Makhlouf, « Optimisation de configuration de capteurs dans une installation de chauffage d’eau solaire », JITH.1995, Marakech, Maroc.
20. Fraefel R.
« La maison Minergie, guide de conception. ». Conférence Romande des délégués à l’énergie.1998.
21. Lamine Kadi, « Le calcul analytique des performances des systèmes solaires actifs de production d’eau chaude : Modèles et méthode simplifiée », thèse de doctorat, soutenue à l’école normale de Paris, 1989.
22. Mac. Cluer, C.R.
“ Temperature variations of flux modulated radiant slab systems.”
ASHRAE Transactions.95 Vol.10. pages 1010-1014
23. D. Lafri.
« Contribution à l’étude du comportement thermique d’une cuve de stockage d’une installation de chauffage d’eau solaire »
Mémoire de Magister en Génie- Mécanique Option Energetique
Soutenu le 03 Novembre 2001.
24. John. Wiley et Sons.
« Applied Numerical Methods ».New York. Chichester. Brisbane. Toronto.
25. D.Roux; D.Mandineau; et M. Chateauminois.
« Calcul des planchers solaires directs ».

26. R. Kharchi, N.Ait Messaoudene, M. Belhamel & A. Hamid, « Etude Expérimentale des performances thermiques d'un plancher solaire direct », SIPE5 (Séminaire International sur la Physique Energétique), Béchar 2000.

27. R. Kharchi, N.Ait Messaoudene, M. Belhamel & A. Hamid, « Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct », JITH 2001, El masa, Tunisie.