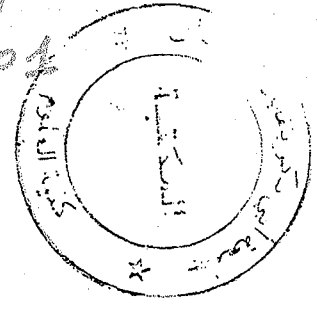


D.O.C / 531.6 - 16/04



THESE

Présentée à

L'UNIVERSITE ABOU-BAKR BELKAÏD - TLEMCEM

Pour obtenir le grade de Docteur

Option: Physique Electronique et Modélisation

Par

Mr **BEKKOUCHE Sidi Mohammed El Amine**

**Modélisation du Comportement Thermique de
Quelques Dispositifs Solaires**

Le 31 Mai 2009

Devant le jury d'examen

Président

B. BENYOUCEF

Professeur à l'Université Abou-Bakr Belkaïd - Tlemcen

Directeur de Thèse

T. BENOUAZ

Professeur à l'Université Abou-Bakr Belkaïd - Tlemcen

Examineurs

M. BELHAMEL

Directeur de Recherche au CDER - Alger

M. BELGHACHI

Professeur à l'Université de Bechar

A. CHEKNANE

Maître de Conférence à l'Université Amar Telidji - Laghouat

Bibliothèque sciences



BFS/3682

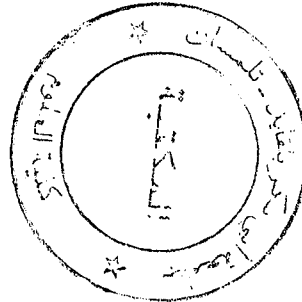
Année Universitaire 2008 ~ 2009

Inscrit Sous le N°:
Date le: 27/10/2009
Code: 3.6.82

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail:

À la mémoire de ma grand-mère Aziza.



À mes chers parents qui ont fait preuve de beaucoup de patience et de sacrifice, qu'ils trouvent ici un modeste témoignage de mon indéfini tendresse... Il y a tant d'amour et de générosité dans vos âmes.

À ma femme qui m'a toujours encouragé et motivé tout au long de mes travaux,

À mes frères, Nabil, Djawed et Nour-Eddine.

À tous mes amis chercheurs et personnel de soutien de l'Unité de Recherche Appliquée en Energie Renouvelable de Ghardaïa et du Centre de Développement des Énergies Renouvelables d'Alger.

À tous ce qui me sont chers.

À tous les membres du laboratoire de Physique Electronique et Modélisation de Tlemcen.

Bekrouche Sidi Mohammed El Amine

Remerciements

Ces travaux ont été réalisés au sein de l'Unité de Recherche Appliquée en Energie Renouvelable de Ghardaïa avec la collaboration du Laboratoire de Physique Electronique et Modélisation du Département de Physique de la Faculté des Sciences de l'Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen, sous la direction de Monsieur T. BENOUAZ, Professeur à l'Université de Tlemcen.

Qu'il veuille bien trouver ici l'expression de ma profonde et respectueuse gratitude pour la clarté de son enseignement, les conseils judicieux et le soutien constant qu'il m'a prodigués au cours de l'élaboration de cette thèse, ainsi que l'esprit initiative et de recherche qu'il a su me transmettre.

Je remercie vivement Monsieur B. BENYOUCEF, Professeur et Directeur de l'Unité de Recherche des Matériaux et Energies Renouvelables de l'Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen, pour l'honneur qu'il me fait en acceptant la présidence du jury.

Merci à Monsieur M. BELHAMMEL, Directeur de Recherche et Directeur du Centre de Développement des Energies Renouvelables d'avoir accepté d'examiner ce travail.

J'exprime aussi ma vive connaissance à Monsieur A. BELGHACHI Professeur à l'université de Bechar, pour l'honneur qu'il me fait d'examiner ces travaux,

Mes meilleurs remerciements vont également à Monsieur A. CHEKNANE Maître de Conférence à l'Université de Amar Tefidji de Laghouat pour avoir accepté de faire partie du jury d'examen. Au delà de ces activités, je tiens à le remercier encore pour la qualité de nos échanges ces dernières années et surtout pour son aide, son assistance et ses conseils judicieux,

Enfin, que tous ceux qui ont apporté leurs contributions, de près ou de loin, à la réalisation du présent travail et plus particulièrement: tous les membres du Laboratoire du Physique Electronique et Modélisation, ainsi que mes amis Chercheurs des deux équipes Architecture Solaire et Bioclimatique et Mini Centrale Thermodynamique sans oublier Messieurs: M.GHRICI, S. KHERROUR, K. KACI F. CHELLALI et R. KHANICHE.

Bekfouche Sidi Mohammed El Amine

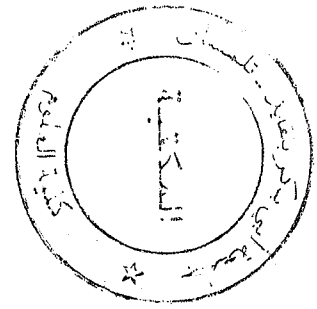


Table des matières

Introduction générale

Plan de thèse.....2

I Rappels

1.1	Présentation de la méthode de la dérivée optimale.....	5
1.2	Position du soleil.....	8
1.2.1	Coordonnées équatoriales.....	8
1.2.2	Coordonnées horizontales.....	9
1.2.3	Orientation d'un plan.....	10
1.2.4	Angle d'incidence sur un plan.....	11
1.3	Rayonnement solaire.....	11
1.3.1	Constante solaire.....	11
1.3.2	Modèle de Capderou.....	11
1.3.3	Angle optimum d'un plan incliné.....	14
1.3.4	Eclairement incident donné par la méthode empirique de Perrin Brichambaut.....	14
1.4	Rappels sur les transferts de chaleur.....	16
1.4.1	Conduction.....	16
1.4.2	Transfert de chaleur par convection.....	17
1.4.3	Transfert de chaleur par rayonnement.....	19
1.5	Facteurs de forme (angle, Vue).....	21
	Bibliographie.....	23

II Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Eau en Régime Transitoire

2.1	Introduction.....	26
2.2	Etude thermique appropriée.....	27
2.2.1	Échanges thermiques au niveau de l'absorbeur.....	28
2.2.2	Échanges thermiques au niveau de la vitre.....	31
2.2.3	Estimation des éclairagements solaires incidents et mesures des températures ambiantes.....	33
2.2.4	Approximation et simulation numérique.....	35
2.2.5	Perte globale d'énergie.....	39
2.2.6	Rendement instantané du capteur solaire.....	42
2.2.7	Etude de l'évolution du gradient de température d'un absorbeur plan.....	43
2.2.8	Bilan thermique de la cuve de stockage.....	46
2.2.9	Comportement thermique du capteur durant une période nocturne.....	50
2.3	Conclusion.....	52
	Bibliographie.....	53

III Modélisation, Simulation et Etude Thermique Théorique et Expérimentale Pour l'Adaptation au Climat Local. Effet de l'Isolation Thermique

3.1	Introduction.....	56
3.2	Validation du modèle mathématique.....	57
3.2.1	Introduction.....	57
3.2.2	Vers le modèle et la simulation.....	58
3.3	Eléments de conception bioclimatique.....	59
3.3.1	Solaire passif.....	59
3.3.2	Mur solaire.....	60
3.4	Isolation thermique.....	62
3.5	Paramètres du confort thermique.....	63
3.5.1	Température de l'air ambiant.....	63
3.5.2	Température des parois.....	64
3.5.3	Température résultante.....	64
3.5.4	Homogénéité des températures d'un local.....	65
3.5.5	Vitesse de circulation de l'air.....	65
3.6	Plans descriptifs des pièces.....	65
3.7	Estimation des éclairagements incidents.....	68
3.8	Modèles mathématiques et résultats de la simulation numérique (pièce 1 et salon 1).....	68
3.8.1	Pièce du premier plan.....	70
3.8.2	Pièce du deuxième plan. Salon 1.....	74
3.8.3	Conclusions et interprétations.....	79
3.9	Comportement thermique de la pièce 2 et du salon 2. Confrontation des résultats théorique et expérimentale.....	81
3.9.1	Sans isolation. 03 juin 2007.....	82
3.9.2	Sans isolation. 07 juin 2007.....	83
3.9.3	Isolation des deux murs exposés par 6 cm du polystyrène et par une lame d'air de 4 cm. 24 juin 2007.....	84
3.9.4	Isolation des deux murs exposés et isolation du mur ouest par 8 cm du polystyrène. 29 juin 2007.....	87
3.9.5	Isolation des deux murs exposés et du mur ouest et isolation du toit par 4 cm du polystyrène. 13 juillet 2007.....	89
3.9.6	Isolation des deux murs exposés, du mur ouest, du toit et isolation du mur nord par 4 cm du polystyrène. 15 juillet 2007.....	91
3.9.7	Conclusions et interprétations.....	93
3.10	Influence de l'état énergétique des murs sur l'isolation thermique intérieure.....	94
3.10.1	Températures intérieures pour plusieurs jours. (Période chaude).....	94
3.10.2	Remarques et interprétations.....	96
3.10.3	Températures intérieures pour plusieurs jours. (Période froide).....	97
3.10.4	Remarques et interprétations.....	102
3.11	Résolution numérique de l'équation de la chaleur par la méthode des éléments finis. Exemples montrent l'effet de l'inertie thermique.....	103
3.12	Conclusion générale.....	105
	Bibliographie.....	106

VI Modélisation du Séchage Solaire Sous Serre des Boues. Application à un Séchoir Solaire Direct de Type Serre

4.1	Introduction.....	109
-----	-------------------	-----

4.1.1 Avantages du séchage solaire.....	111
4.1.2 Contraintes du séchage solaire.....	112
4.2 Notions générales.....	112
4.2.1 Matière sèche.....	112
4.2.2 Courbes de séchage.....	112
4.2.3 Capacité calorifique massique.....	113
4.2.4 Détermination de la courbe caractéristique du séchage.....	113
4.3 Présentation du dispositif expérimental.....	115
4.3.1 Premier modèle.....	116
4.3.2 Deuxième modèle.....	116
4.4 Formulation mathématique, résultats expérimentaux et validation du 1 ^{er} modèle.....	117
4.5 Formulation mathématique, résultats expérimentaux et validation du 2 ^{ème} modèle.....	120
4.5.1 Au niveau de la couverture.....	120
4.5.2 Au niveau de l'air intérieur.....	122
4.6 Réalisation et étude d'un séchoir solaire direct de type serre. Applications au séchage des boues.....	127
4.6.1 Réalisation et mesures expérimentales.....	127
4.6.2 Etude du Bilan d'Energie.....	129
4.6.3 Température des différents éléments du séchoir. Résultats et discussion.....	133
4.6.4 Séchage des boues. Bilan d'énergie et de masse.....	140
4.7 Conclusion générale.....	142
Bibliographie.....	143

V Etudes Comparatives et Asymptotiques des Modèles Mathématiques Conçus Pour un Capteur Solaire Tubulaire

Première Partie: Etude Théorique d'un Capteur Solaire Tubulaire

5.1 Introduction.....	145
5.2 Etude théorique.....	145
5.2.1 Pas d'écoulement du fluide à travers le système.....	146
5.2.2 Avec écoulement du fluide à travers le système.....	149
5.3 Résultats, discussions et conclusions.....	152

Deuxième Partie: Bilan Thermique d'un Capteur Solaire Tubulaire Sous Vide

5.4 Echanges thermiques.....	155
5.4.1 Echanges convectifs.....	155
5.4.2 Echanges conductifs.....	156
5.4.3 Echanges radiatifs.....	156
5.5 Bilan thermique et résultats de la simulation numérique.....	157
5.5.1 Confrontation de la température de l'eau à la sortie du capteur avec des valeurs mesurées expérimentalement. 24 juin 200.....	159
5.5.2 Etude comparative entre un capteur solaire tubulaire sous vide et un capteur solaire plan à eau.....	160
5.5.3 Etude comparative avec deux capteurs solaires tubulaires sous vide.....	162
5.5.4 Interprétation des résultats.....	164
5.6 Conclusion.....	165
Bibliographie.....	

Conclusion générale

Introduction générale

L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour l'homme et les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par sa disponibilité ou sa non-disponibilité, son abondance ou sa pénurie. De ces comportements vont découler de nouveaux enjeux, en particulier pour l'environnement et les équilibres socio-économiques. La prise de conscience de l'importance de ces enjeux (réchauffement climatique, épuisement des ressources, augmentation des coûts de la santé, ...) devrait, nous l'espérons, permettre de tendre vers une utilisation plus rationnelle de l'énergie, une optimisation des processus énergétiques que nous mettons en œuvre tous les jours. [1]

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002-2012 par rapport à 1990. [2]

La branche des composants solaires est un secteur actuellement en plein développement. Ce contexte a amené plusieurs pays à développer l'intégration des énergies renouvelables dans les bâtiments, notamment par le biais de composants solaires. Ces technologies sont en effet bien placées par rapport aux autres filières énergétiques vis à vis de la plupart des critères de développement durable: ressources renouvelables, réduction des émissions et des déchets générés sur le cycle de vie du bâtiment. Les dispositifs solaires ayant le plus d'impact sur l'environnement puisqu'ils produisent de l'énergie à partir de sources renouvelables et non polluantes. En d'autres termes, l'intensité du soleil ne diminue pas quand on pose des capteurs solaires, le vent ne s'arrête pas de souffler si on installe des éoliennes. En revanche les réserves de pétrole, de charbon, de gaz naturel et d'uranium diminuent irrémédiablement lorsqu'on les exploite. [1]

Il est admis que les composants solaires intégrés améliorent le bilan environnemental. Cependant, les concepteurs désirant intégrer de tels composants ont besoin d'outils d'aide à la conception qui permettent d'argumenter des projets, de comparer des variantes, ou encore, si tel était le cas, de valider la conformité du projet par rapport à une norme existante.

A la fin des années 80, deux types d'outils existaient pour étudier la performance thermique des dispositifs solaires: les méthodes simplifiées, et les outils détaillés (TRNSYS, COMFIE, DOE2, ESP...) très peu utilisés car trop coûteux en temps de saisie et d'apprentissage. [3], [4]. Le travail effectué dans cette thèse a pour but d'une part de développer des modèles de connaissance, et d'autre part de proposer un outil de simulation fondé sur des codes de calcul plus simples. Les travaux de modélisation menés au sein de l'équipe de notre laboratoire ont donc pour objet de proposer des alternatives, aussi bien au niveau des modèles physiques que des méthodes numériques (Méthode de Runge Kutta, Méthodes de linéarisation...), afin de rendre ces simulations exploitables même dans un contexte industriel. Les principaux phénomènes liés à l'évolution thermique et massique sont aussi étudiés avec soin dans la partie séchage.

Plan de thèse

Cette thèse de doctorat a pour but d'établir plusieurs modèles mathématiques permettant d'étudier, décrire et évaluer les performances thermiques de quelques dispositifs solaires. De ce fait, pour pouvoir tester la théorie par simulation numérique, il faut disposer d'un modèle du dispositif et de valeurs des paramètres réalistes. Les scientifiques ont donc tendance à exiger très vite ces valeurs, et amènent ainsi les concepteurs du dispositif à effectuer des choix à un moment où ces choix ne peuvent pas être faits de façon judicieuse. C'est la première, la plus importante et la plus difficile des étapes. Si le concepteur a mal compris le besoin, le dispositif final risque fort de mal y répondre !

Dans un premier chapitre, nous avons donné des notions et des rappels sur:

- la méthode de la dérivée optimale qui est en fait une approximation globale.
- la localisation et le positionnement du soleil.
- le modèle de Capderou et la méthode empirique de Perrin Brichambaut.
- les lois fondamentales du transfert de la chaleur.

Lors du second chapitre, nous procéderons à l'étude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à eau en régime transitoire. C'est un dispositif destiné à recueillir le solaire pour le convertir en énergie thermique ce qui assure la production d'eau chaude sanitaire.

Le bâtiment en général est considéré comme étant un dispositif qui reçoit le rayonnement solaire puis le transforme en chaleur transmise à travers les murs et par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur qui est l'air. Donc, c'est tout un mécanisme très compliqué qui doit être modélisé. C'est pourquoi, nous avons, dans un troisième chapitre, effectué des études thermiques

théoriques et expérimentales pour l'adaptation d'un tel habitat au climat local de Ghardaïa. On s'intéresse à l'effet de l'isolation thermique intérieure. Les résultats trouvés dans ce chapitre ont été exposés dans plusieurs articles: un article «Simulation and Experimental Studies of an Internal Thermal Insulation of Two Pieces of Rooms Located in Ghardaïa (Algeria)» a été accepté pour publication dans: « International Journal of Advanced Computer Engineering », un deuxième: « Etude Thermique d'un Habitat Pour l'Adaptation au Climat Local. Effet de l'Isolation Thermique » dans la Revue Internationale d'Héliotechnique Energie-Environnement N° 36B (2007) 8-13, un autre papier portant sur: «Etude par Simulation de l'Effet d'Isolation Thermique d'une Pièce d'un Habitat dans la Région de Ghardaïa» a été publié dans la Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°2 (2007) 281 – 292. Ces travaux font aussi l'objet de plusieurs thèmes invoqués qui ont été publiés dans les mêmes revues. (Voir la bibliographie).

Dans le quatrième chapitre, nous avons étudié le procédé du séchage solaire de la boue. Il s'agit de plusieurs phénomènes physiques fortement couplés. L'objet est de prédire le comportement thermique du séchoir d'une part et de déterminer la cinétique du séchage de la boue d'autre part. Nous avons ensuite prouvé qu'on peut aboutir à des températures du séchage importantes si on les compare avec d'autres températures délivrées par des machines lourdes et très coûteuses. (L'enceinte climatique SAPRATIN). L'astuce est de réaliser des séchoirs solaires directs de type serre faciles à construire et avec des outils et des matériaux localement disponibles.

L'objet du dernier chapitre est la compréhension, la modélisation et la simulation des capteurs solaires sous vide qui permettent d'atteindre de hautes températures. Elles sont parfois nécessaires même pour le fonctionnement des machines à absorption. Les ensembles des installations ont été modélisés aussi sous environnement TRNSYS afin de mettre en évidence une étude comparative bien conduite. On estime plus particulièrement les températures de la sortie de l'eau chauffée par deux capteurs solaires tubulaires sous vide et par un capteur solaire plan à eau.

Bibliographie

- [1] A. Bidart et L. Dubois, «Les énergies fossiles et renouvelables », Dossier Pédagogique de la Fondation Polaire Internationale, Mai 2003.
- [2] J. D. Balcomb, R. W. Jones, C. E. Kosiewicz, G. S. Lazarus, R. D. Mc Farland, W. O. Wray, « Passive Solar Design Handbook », Volume 3, American Solar Energy Society, 1982.
- [3] W. Keilholz, P. Sette, « Les Evolutions de Trnsys - La Version 16 », Journée Thématique SFT - IBPSA Mars 2005.
- [4] N. J. Blair, J. W. Mitchell, W. A. Beckman, « Demonstration of Trnsys Use in Building Simulations », Solar Energy laboratory, University of Wisconsin.

Chapitre I

Rappels

Chapitre I

Rappels

Ce premier chapitre est consacré à des rappels qui sont en l'occurrence le bagage scientifique utile et nécessaire pour développer ces présentes études. On s'intéresse particulièrement:

- A une méthode d'approximation. L'idée choisie par Benouaz et Arino repose sur une méthode d'approximation. Ils ont introduit la notion de la dérivée optimale. Il s'agit en fait d'une approximation globale, par opposition à la perturbation non linéaire d'une équation linéaire, qui se distingue de l'approximation linéaire classique au voisinage d'un point d'équilibre. L'approche suivie est de type optimisation au sens des moindres carrés.
- Au repérage de la position du soleil.
- A la description de deux modèles permettant d'estimer et d'évaluer les éclaircissements absorbés par différentes surfaces.
- Au différents modes de transfert de chaleur.
- Aux calculs des facteurs de forme en utilisant quelques équations et diagrammes.

1.1 Présentation de la méthode de la dérivée optimale

Les équations différentielles ordinaires modélisent une grande famille de phénomènes qui se manifestent dans plusieurs domaines (électronique, biologie, mécanique, thermique...etc). Elles sont souvent non linéaires et innombrables et présentent en général des effets complexes et surprenants, en particulier des comportements chaotiques et des dynamiques transitoires. On précède une dialectique de notre système, au terme de laquelle le système tel qu'il est modélisé, peut être conçu comme une abstraction de la dynamique des différentes températures. Cette évolution permet d'aider et de comprendre le fonctionnement et le comportement de ce système au cours du temps et appréhender certaines de ses caractéristiques dynamiques dans l'objectif d'évoluer différentes décisions.

La complexité que présente notre modèle théorique, ne peut pas être saisie par la simple acquisition de l'ensemble des paramètres qui le caractérisent. Une modélisation par la dérivée optimale par exemple peut faire apparaître les comportements émergents. Introduite par Benouaz-

Arino en 1995, elle a été basée sur le principe des moindres carrés qui permet d'associer une application linéaire. Celle-ci étant conçue comme une alternative à la dérivée au sens de Fréchet, indispensable au cas d'équations comportant des fonctions non régulières et, en général, non dérivables. Au-delà d'un certain point, la présence de nombreux paramètres ou l'ajout de paramètres supplémentaires ne font qu'augmenter la complexité du modèle et accumuler les incertitudes. Il se peut même que ces accroissements d'incertitude fassent alors radicalement diverger le modèle par rapport au système réel en fonctionnement. Il convient souvent de préférer un nombre réduit de paramètres dont les incertitudes ne peuvent qu'oblitérer la qualité du modèle; dans ce cas, on parle aussi d'agrégation. Il va sans dire, par ailleurs, qu'accroître la complexité du modèle, ajouter des difficultés concernant la mise en oeuvre numérique. La simplification dans certaines limites est une vertu en modélisation. Nous allons rappeler la méthode de la dérivée optimale qui est en fait une approximation globale, qui se distingue de celle linéaire classique au voisinage d'un point stationnaire. S'agissant de l'étude du comportement des solutions d'une équation non linéaire autour d'un point singulier, la linéarisation classique ne permet pas de répondre dans les cas suivants:

- 1- Si $DF(0)$ n'existe pas (cas où la fonction non linéaire définissant une équation non régulière et donc non dérivable).
- 2- Si $DF(0)$ est stable, mais non pas asymptotiquement stable

On considère l'équation différentielle ordinaire non linéaire de la forme:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = F(x) \\ x(0) = x_0 \end{cases} \quad (1.1)$$

$x \in \mathbb{R}^n$ est définie dans un certain intervalle ouvert Ω à valeurs dans \mathbb{R}^n , avec les hypothèses suivants:

H1) $F(0) = 0$.

H2) Le spectre $\sigma(DF(x))$ est contenu dans l'ensemble $\{z: \operatorname{Re} z < 0\}$ pour tout $x \neq 0$ dans un voisinage de 0, où $DF(x)$ existe.

H3) F est continue, Lipschitzienne, de constante de Lipschitz γ .

Le problème qu'on pose, est de trouver une équation différentielle ordinaire linéaire de la forme (1.2). La méthode consiste à déterminer une application linéaire de la forme qui approche l'équation non linéaire dans les mêmes conditions initiales.

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = A x \\ x(0) = x_0 \end{cases} \quad (1.2)$$

Elle est basée sur la minimisation au sens des moindres carrés de l'écart $\varepsilon(t)$ entre l'équation non linéaire $F(x)$ et l'équation linéaire $Ax(t)$, soit:

$$\varepsilon(t) = F(x) - Ax(t) \quad (1.3)$$

Pour ce faire, on considère la fonctionnelle suivante:

$$G(A) = \int_0^{+\infty} \| F(x(t)) - Ax(t) \|^2 dt \quad (1.4)$$

La minimisation de celle-ci le long d'une solution donnée, permet de construire une procédure itérative, permettant de déterminer une application linéaire définie comme étant la dérivée optimale de l'équation différentielle ordinaire non linéaire, qui démarre avec la linéarisation par dérivation au sens de Fréchet $DF(x)$ calculée en x_0 si celle-ci existe en x_0 . En introduisant la fonction Γ définie par:

$$\Gamma(x) = \int_0^{+\infty} [x(t)][x(t)]^T dt \quad (1.5)$$

La matrice optimale A s'écrit alors:

$$A = \left[\int_0^{+\infty} [F(x(t))][x(t)]^T dt \right] [\Gamma(x)]^{-1} \quad (1.6)$$

Où A est définie et unique à condition que $\Gamma(x)$ soit inversible.

Algorithme de la procédure

Première étape: Calcul de A_0 . $A_0 = DF(x_0)$

Deuxième étape: Calcul de A_1 à partir de la solution de l'équation:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = A_0 y \\ y(0) = y_0 \end{cases} \quad (1.7)$$

En minimisant la fonctionnelle

$$G(A) = \int_0^{+\infty} \| F(y(t)) - Ay(t) \|^2 dt \quad (1.8)$$

A_1 est déterminée de manière unique par la formule:

$$A_1 = \left[\int_0^{+\infty} [F(x(t))][x(t)]^T dt \right] [\Gamma(x)]^{-1} \quad (1.9)$$

Troisième étape: Pour calculer A_j à partir de A_{j-1} , on doit d'abord résoudre:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = A_{j-1} y \\ y(0) = y_0 \end{cases} \quad (1.10)$$

Soit $y_j(t)$ la solution de l'équation. La minimisation de la fonctionnelle

$$G_j(A) = \int_0^{+\infty} \| F(y_j(t)) - A y_j(t) \|^2 dt \quad (1.11)$$

conduit à A_j . On suppose que $\Gamma(y_j)$ est inversible. $A_j \Gamma(y_j) = \int_0^{+\infty} [F(y_j)] [y_j]^T dt \quad (1.12)$

A_j s'écrit:
$$A_j = \left[\int_0^{+\infty} F(y_j(t)) [y_j]^T dt \right] [\Gamma(y_j)]^{-1} \quad (1.13)$$

Si la suite A_j converge, alors la limite A est appelée la dérivée optimale de F en x_0 . [1...14]

1.2 Position du soleil

La position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différents.

1.2.1 Coordonnées équatoriales

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles. (d, H). (Fig. 1.1).

a- Déclinaison du soleil

L'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan équatorial.

$$d = \arcsin \left[0.389 \sin \left[\left(\frac{360}{365} \right) (N - 82) + 2 \sin \left(\left(\frac{360}{365} \right) (N - 2) \right) \right] \right] \quad (1.14)$$

N est le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier.

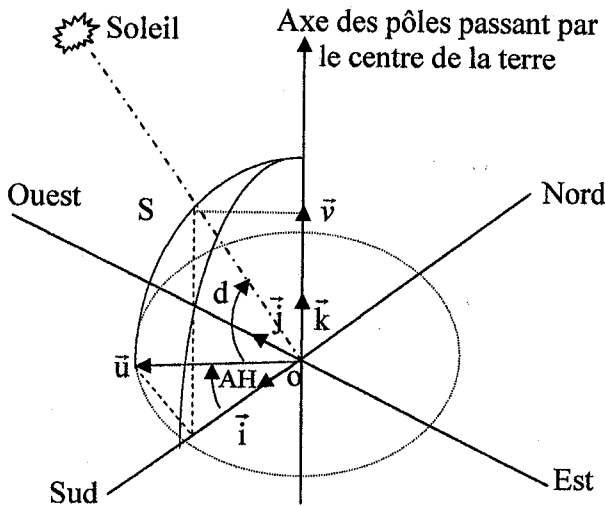


Fig. (1.1):
Repère équatorial

b- Angle horaire du soleil

C'est l'angle compris entre le méridien origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel.

$$H = 15 \text{ (TSV - 12)} \tag{1.15}$$

$$\text{TSV} = \text{TL} - \text{DE} + \left(\frac{E_t + 4 \lambda}{60} \right) \tag{1.16}$$

$$E_t = 9.87 \sin(2N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \tag{1.17}$$

$$N' = \frac{360}{365} (N - 81) \tag{1.18}$$

TSV : temps solaire vrai, le temps solaire vrai est égale au temps légal corrigé par un décalage dû à l'écart entre la longitude du lieu et la longitude référence.

L'angle H vaut 0° à midi, 90° à 18 heures et -90° à 6 heures en heure solaire vrai.

DE: décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich. (Égale 1 pour l'Algérie).

Le terme relatif à l'équation du temps est généralement négligeable.

TL: temps légal. (Donné par une montre).

E_t: correction de l'équation du temps.

λ: longitude de lieu.

1.2.2 Coordonnées horizontales

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et le vertical du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont la hauteur h et l'azimut a. (Fig.1.2).

a- Hauteur du soleil

C'est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal. Il est particulièrement égal à:

0° au lever et au coucher astronomiques du soleil,

90° à midi temps solaire vrai

φ : latitude de lieu.

$$\sin(h) = \cos(d) \cos(\varphi) \cos(H) + \sin(\varphi) \sin(d) \quad (1.19)$$

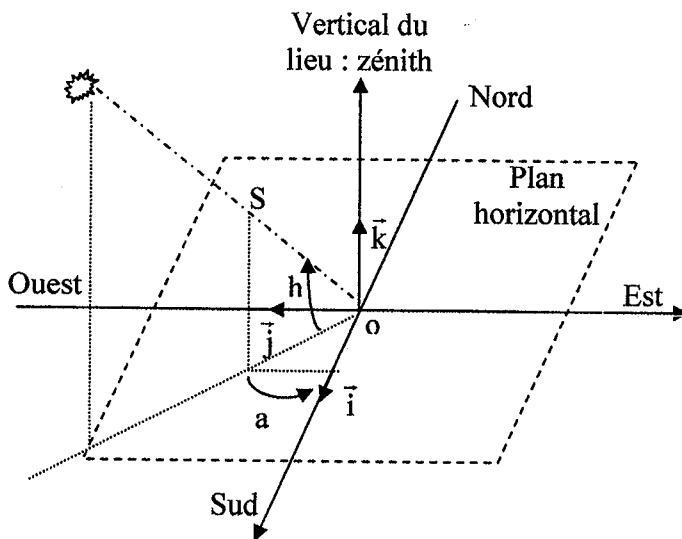


Fig. (1.2) :
Repère horizontal

b- Azimut du soleil

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et la direction sud.

$$\sin(a) = \frac{\cos(d) \sin(H)}{\cos(h)} \quad (1.20)$$

1.2.3 Orientation d'un plan

Un plan quelconque est défini par deux angles. (α, γ)

γ : hauteur du plan, c'est l'angle que fait la normale du plan et sa projection sur le plan horizontal.

α : azimut du plan, c'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud. L'inclinaison β du plan par rapport au plan horizontal est donnée par:

$$\beta = 90 - \gamma \quad (1.21)$$

1.2.4 Angle d'incidence sur un plan

L'angle d'incidence i est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident et la normale en coordonnées horizontales:

$$\cos(i) = \sin(\alpha - a) \cos(\gamma) \cos(h) - \sin(\gamma) \sin(h) \quad (1.22)$$

En coordonnées horaires:

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\alpha) \cos(\gamma) \sin(H) \cos(d) + \cos(\alpha) \cos(\gamma) (\cos(H) \cos(d) \sin(\varphi) - \sin(d) \cos(\varphi)) \\ & + \sin(\gamma) (\cos(H) \cos(d) \cos(\varphi) + \sin(d) \sin(\varphi)) \end{aligned} \quad (1.23)$$

1.3 Rayonnement solaire

1.3.1 Constante solaire

La constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité. Dans notre cas, la valeur qui a été retenue en 1980 est: $I_0 = 1367 \text{ W/m}^2$

I_0 est variable autour de l'année puisque la distance terre soleil est elle-même variable. (Trajectoire elliptique). La correction terre soleil est donnée par:

$$C_{t-s} = 1 + 0.034 \cos\left(\frac{360}{365}(j-2)\right) \quad (1.24)$$

La constante solaire corrigée est: $I = I_0 C_{t-s} \quad (1.25)$

1.3.2 Modèle de Capderou

Le modèle de Capderou utilise le trouble atmosphérique pour calculer les composantes directe et diffuse de l'irradiation reçue sur un plan. L'absorption et la diffusion causées par les constituants de l'atmosphère peuvent être exprimés par des facteurs des troubles. A partir de ces facteurs, on peut exprimer les irradiances directe et diffuse par ciel clair.

a- Eclairement reçue sur un plan horizontal par ciel clair

La connaissance de facteur de trouble atmosphérique est nécessaire pour déterminer les irradiances par ciel clair. Ce facteur est le rapport entre l'extinction du rayonnement direct traversant une atmosphère de référence constituée uniquement d'air pur et sec sous la même incidence. Dans ce modèle, le facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair est donné par:

$$T_L^* = T_0 + T_1 + T_2 \quad (1.26)$$

T_0 : est le trouble dû à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau. Une modélisation de ce facteur en fonction des seuls paramètres géo-astronomiques a permis à Capderou de proposer l'expression suivante:

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\varphi) + 0.1(2 + \sin(\varphi))A_{he} - 0.2 z - (1.22 + 0.14A_{he})(1 - \sin(h)) \quad (1.27)$$

$$A_{he} = \sin\left(\left(\frac{360}{365}\right)(j-121)\right) \quad (1.28)$$

z : l'altitude de lieu.

T_1 : est le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 , et O_3) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh donné par l'approche:

$$T_1 = 0.89^z \quad (1.29)$$

T_2 : est le trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplées à une légère absorption (il dépend à la fois de la nature et de la quantité des aérosols). En fonction du coefficient de trouble d'Angstrom β , T_2 est donné par :

$$T_2 = (0.9 + 0.4 A_{he}) (0.63)^z \quad (1.30)$$

L'éclairement direct par ciel clair obtenu sur un plan horizontal est donné par:

$$I = I_0 \sin(h) C_{t-s} \exp\left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h)\right)^{-1}\right] \quad (1.31)$$

L'éclairement diffus incident sur un plan horizontal

$$a = 1.1 \quad b = \log(T_L^* - T_0) - 2.8 + 1.02 (1 - \sin(h))^2 \quad (1.32)$$

$$D = I_0 C_{t-s} \exp(-1 + 1.06 \log(\sin(h))) + a - \sqrt{a^2 + b^2} \quad (1.33)$$

L'éclairement global reçu sur un plan horizontal est donné par :

$$G = I + D \quad (1.34)$$

b- Eclairement global reçu sur un plan incliné

L'éclairement direct est la projection de la composante normale sur un plan incliné.

$$I = I_n \cos(i) = I_0 C_{t-s} \exp\left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h)\right)^{-1}\right] \cos(i) \quad (1.35)$$

I_n : L'éclairement direct normal,

i : l'angle d'incidence

L'éclairement diffus de ciel est composé de trois parties:

- La composante directe ou circumsolaire. Elle provient du voisinage du soleil dans un cône de demi angle au sommet compris entre 3° et 15°. Elle peut être considérée aussi qu'elle provient directement du soleil.

$$b = \log(T_L^* - T_0) - 2.28 - 0.5 \log(\sin(h)) \quad a = 3.1 - 0.4b \quad (1.36)$$

$$\delta_d = I_0 C_{t-s} \exp(-2.48 + \sin(h) + a - \sqrt{a^2 + 4b^2}) \quad (1.37)$$

- La composante isotrope correspond un ciel de luminance uniforme

$$\delta_i = D - \delta_d \sin(h) \quad (1.38)$$

D est le diffus sur un plan horizontal.

- La composante du cercle de l'horizon provient d'une bande d'horizon d'une hauteur de 6°. Elle est associée à une accumulation d'aérosols dans les basses couches atmosphériques.

$$b = \exp(0.2 + 1.75 \log(\sin(h))) \quad (1.39)$$

$$a = \log(T_L^* - T_0) - 3.1 - \log(\sin(h)) \quad (1.40)$$

$$\delta_h = I_0 C_{t-s} \frac{-0.02 a}{a^2 + ab + 1.8} \exp(\sin(h)) \quad (1.41)$$

Le diffus du ciel est l'éclairement diffus incident en provenance du ciel.

$$\gamma = 90 - \beta \quad d_{ciel} = \delta_d \cos(i) + \delta_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} + \delta_h \cos(\gamma) \quad (1.42)$$

β : Inclinaison du plan

L'éclairement diffus du sol est caractérisé par l'albédo du sol qui indique la réflexion de la lumière incidente. Pour un plan quelconque (α, γ)

$$d_{sol} = \delta_a \frac{1 - \sin(\gamma)}{2} \quad \delta_a = \rho G \quad (1.43)$$

G est l'éclairement global horizontal. ρ : Albédo du sol.

L'éclairement diffus rétrodiffusé est celui diffusé à nouveau par le ciel vers le sol. Selon le raisonnement de Capderou, cette composante a la forme suivante :

$$\delta'_i = 0.9(\rho - 0.2) G \exp\left(-\frac{4}{\sqrt{T_L^* - T_0}}\right) \quad (1.44)$$

L'éclairement diffus incident sur un plan incliné est donné par (1.45).

$$D = d_{\text{ciel}} + d_{\text{sol}} + \delta_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} \quad (1.45)$$

D'où l'éclairement global incident, à un instant donné sur un plan (α, γ) est:

$$G = I + D \quad (1.46)$$

1.3.3 Angle optimum d'un plan incliné

On calcule l'angle d'inclinaison pour que l'énergie du global hors atmosphère G_e reçu sur un plan soit maximum:

$$G_e = C_{t-s} I_0 \int_{HL}^{HC} \cos(i) dH \quad (1.47)$$

HL: l'angle horaire au lever du soleil.

HC: l'angle horaire au coucher du soleil.

Le maximum d'énergie sera reçu sur un plan sud $(\alpha = 0)$. C'est un plan mobile autour d'un axe horizontal est ouest. L'angle d'incidence est donné par l'équation (1.48).

$$\cos(i) = \sin(\gamma + \varphi) \cos(H) \cos(d) - \sin(d) \cos(\gamma + \varphi) \quad (1.48)$$

$$G_e = 2 C_{t-s} I_0 (\cos(d) \sin(\gamma + \varphi) + HC \sin(d) \sin(\gamma + \varphi) \sin(HC)) \quad (1.49)$$

Pour $\alpha = 0$ $HL = -HC$. La détermination du maximum d'énergie revient à résoudre l'équation

$\frac{dG_e}{dt} = 0$, on trouve que:

$$\gamma_{\text{opt}} = -\varphi + \arctg\left(-\frac{\sin(HC)}{HC \operatorname{tg}(d)}\right) \quad \beta_{\text{opt}} = 90 - \gamma_{\text{opt}} \quad (1.50)$$

Voir les références [15], [16] et [17].

1.3.4 Eclairement incident donné par la méthode empirique de Perrin Brichambaut

Tout rayonnement incident sur terre va être décomposé en plusieurs rayonnements. Ces derniers varient en fonction de la hauteur du soleil, de l'angle d'incidence, des intempéries et de l'état de visibilité de l'atmosphère. La modélisation théorique des éclairissements solaires est très compliquée, ils sont en fonction des variations climatiques et aux intempéries. La méthode empirique de Perrin Brichambaut a donné de bons résultats pour l'estimation de l'énergie reçue par un capteur d'orientation quelconque.

a- Estimation de l'énergie instantanée (ciel clair)

Pour un ciel clair, les éclairagements du rayonnement direct E_s , diffus E_d et global E_G reçue par un capteur (α, β) sont donnés par les relations suivantes:

$$E_D = \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) D_H + \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) a^* G_H \quad (1.51)$$

$$E_s = A \cos(i) \exp\left(-\frac{1}{B \sin(h+2)}\right) \quad (1.52)$$

$$E_G = E_s + E_D \quad (1.53)$$

$$D_H = A' (\sin(h))^{0.4} \quad (1.54)$$

$$G_H = A'' (\sin(h))^{B''} \quad (1.55)$$

$$[E_s] = [E_D] = [E_G] = [D_H] = [G_H] = w/m^2$$

D_H : éclairagement diffus reçu par une surface horizontale.

G_H : éclairagement global reçu par une surface horizontale.

a^* : étant l'albédo du sol (coefficient de réflexion du sol).

$$a^* = \begin{cases} 0.9 \text{ à } 0.8 & \text{neige} \\ 0.8 \text{ à } 0.4 & \text{sol clair} \\ 0.4 \text{ à } 0.2 & \text{verdure} \end{cases}$$

A, B, A', A'', B'' : sont des constantes qui dépendent de l'état de l'atmosphère.

Etat de l'atmosphère	A	B	A'	A''	B''
Ciel bleu foncé	1300	6	87	1150	1.15
Ciel bleu clair	1230	4	125	1080	1.22
Ciel bleu laiteux	1200	2.5	187	990	1.25

a- Estimation de l'énergie instantanée (ciel couvert)

Le ciel couvert est un ciel gris totalement remplis de couches nuageuses continues, plus ou moins denses optiquement, et au travers desquelles il n'est pas possible de distinguer le disque solaire. Dans ces conditions, le rayonnement direct est inexistant et le rayonnement global ne se compose que du rayonnement diffus. Si la couverture nuageuse est homogène, on peut considérer

que le rayonnement diffus du ciel est isotrope de même que le rayonnement diffus du sol. Le rayonnement global par un ciel couvert est:

$$E'_G = E'_D = k E_G (1 + 0.3 \sin(h)) \quad (1.56)$$

k : coefficient dépend de l'état du ciel avant d'être recouvert par les nuages.

$k = 0.6$ pour un ciel bleu foncé.

$k = 0.3$ pour un ciel bleu clair.

$k = 0.6$ pour un ciel bleu laiteux. [18], [19].

1.4 Rappels sur les transferts de chaleur

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final. La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité de surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur.

1.4.1 Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts: une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier: la densité de flux est proportionnelle au gradient de température. En absence d'hypothèses simplificatrices, la propagation de la chaleur est un phénomène tridimensionnel qui répond à la loi de Fourier sous la forme générale:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + q^m \quad (1.57)$$

ρ est la masse volumique (kg / m^3).

λ est la conductivité thermique du matériau ($\text{w} / \text{k m}$).

C_p est la capacité thermique massique ($\text{j} / \text{kg k}$).

q^m est la densité volumique du flux développé dans l'échantillon (w / m^3).

En faisant les hypothèses:

Si λ constant, pas de puissance dissipée $q^m = 0$

Régime permanent $\Rightarrow \frac{\partial T}{\partial t} = 0$. Si le flux est monodimensionnel nous avons donc $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$. La

forme simplifiée de telle loi qui dit que la valeur instantanée du débit calorifique est égal à:

$$\phi = -\lambda \text{ grad } (T) = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.58)$$

ϕ : le flux de chaleur transmis par conduction (w).

S: air de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

1.4.2 Transfert de chaleur par convection

Les transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse sont dits transferts de chaleur par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides dans lesquels il est généralement prépondérant.

a- Convection naturelle et forcée

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

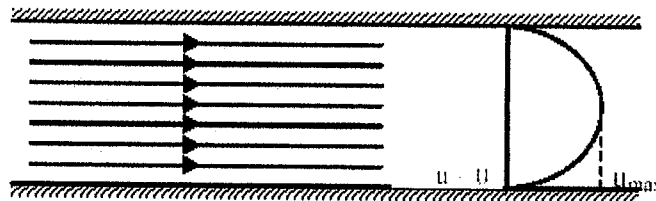
- La convection libre ou naturelle: le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).
- La convection forcée: le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...).

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

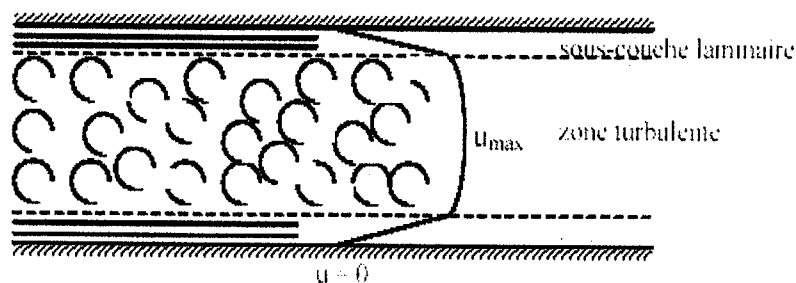
b- Régime d'écoulement

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite:

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes entre deux filets fluides adjacents. Les échanges de chaleur s'effectuent donc:



- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
 - Par convection (conduction négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.
- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel: l'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.



c- Calcul du coefficient d'échange par convection

On exprime le flux thermique échangé par convection par:

$$\varphi = h S (\theta_m - \theta) \quad (1.59)$$

h est appelé coefficient d'échange par convection. ($w / m^2 C$).

$(\theta_m - \theta)$ différence de la température de la paroi et du fluide.

- En convection forcée, le coefficient d'échange h est indépendant de la différence de la température de la paroi et du fluide mais il dépend des grandeurs suivantes:

U_m vitesse moyenne du fluide, ρ masse volumique du fluide, C_p chaleur spécifique du fluide, μ viscosité dynamique du fluide, λ conductivité thermique du fluide et D dimension caractéristique de la surface d'échange.

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivants:

Nombre de Nusselt
$$Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (1.60)$$

Nombre de Reynolds
$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (1.61)$$

Nombre de Prandtl
$$Pr = \frac{\mu C_p}{\rho} \quad (1.62)$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques. $Nu = f(Re, Pr)$.

Re le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Si $Re < 2000$ l'écoulement est laminaire.

Si $2000 < Re < 3000$ l'écoulement est intermédiaire.

Si $Re > 3000$ l'écoulement est turbulent.

Pr le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide.

Nu le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Exemple: plaque verticale, oblique ou horizontale.

$$Nu = \frac{2}{3} Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad (1.63)$$

$$Nu = \frac{0.036 Re^{0.5} Pr}{1 + 0.83 (Pr^{1/3} - 1)} \quad (1.64)$$

- En convection naturelle, le mouvement du fluide est dû aux variations de la masse volumique du fluide provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi. Le fluide est mis en mouvement sous l'effet des forces d'Archimède car sa masse volumique est fonction de sa température. La convection forcée est négligeable si: $Gr / Pr^2 > 100$

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (1.65)$$

Si la convection est laminaire $Gr Pr < 10^9$ et donc $n = 1/4$

Si la convection est turbulente $Gr Pr > 10^9$ et donc $n = 1/3$

Exemple: plaque plane verticale ou horizontale de longueur L et de température uniforme.

Si la convection est laminaire
$$Nu = 0.53 (Gr Pr)^{1/4} \quad (1.66)$$

Si la convection est turbulente
$$Nu = 0.104 (Gr Pr)^{1/3} \quad (1.67)$$

1.4.3 Transfert de chaleur par rayonnement

La chaleur du soleil frappe pourtant notre planète alors qu'il n'y a aucun support solide, liquide ou gazeux au delà de l'atmosphère terrestre. Ceci signifie donc que l'énergie thermique peut tout de même traverser le vide. Ce mode de transfert s'appelle le rayonnement. Il correspond à un flux

d'ondes électromagnétiques émises par tout corps, quelle que soit sa température. Comme on l'imagine, le rayonnement électromagnétique est d'autant plus élevé que sa température est grande. Comme pour la conduction, ce sont les interactions entre atomes et molécules qui sont à l'origine de ce rayonnement.

Elles peuvent le générer, ce qui diminue leur énergie, ou encore l'absorber, ce qui l'augmente. De par sa nature, le rayonnement n'intervient que dans les milieux transparents (gaz, verre, vide) ou semi opaque (gaz + fumées de CO₂, gaz + vapeur d'eau). C'est une transmission d'énergie à distance, entre deux corps séparés ou non par un milieu matériel (transformation d'énergie thermique d'un émetteur en énergie électromagnétique, propagation, transformation partielle en énergie thermique sur un corps récepteur). C'est le cas de l'énergie qui nous vient du soleil. L'interprétation physique est la suivante: tout corps émet des particules désignées par «photons»; ceux-ci se déplacent à la vitesse de la lumière et transportent une énergie fonction de leur «longueur d'onde».

Un corps C émettant des photons dans toutes les directions possibles, certains d'entre eux sont reçus par l'autre corps C' et éventuellement absorbés, en tout ou partie. Bien entendu, le corps C émet aussi des photons dont certains seront reçus et absorbés par C. Le bilan net se traduit par un échange d'énergie entre C et C'. La densité du flux (rayonnement) thermique émis par une surface dont la température est T, est donné par la loi de Stéphane Boltzmann.

$$Q = \varepsilon \sigma T^4 \quad (1.68)$$

Le rayonnement pur à grande longueur d'onde entre deux surfaces i et j est donné par la relation:

$$Q_{ij} = F_{ij} S_i \sigma (T_{Si}^4 - T_{Sj}^4) = F_{ji} S_j \sigma (T_{Sj}^4 - T_{Si}^4) \quad (1.69)$$

T_s : température de la surface. (°K).

F_{ij} : facteur de forme entre les surfaces i et j.

σ : constante de Stéphane Boltzmann. $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$.

S: superficie de la surface (m²)

Q_{ij} : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces i et j. Si le coefficient d'émission ε du corps est différent du facteur F_{ij} , on peut admettre que:

$$F_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} \right) - 1} \quad (1.70)$$

On peut trouver dans la littérature que:

$$Q_{ij} = hr_{ij} S_{ij} (T_i - T_j) \quad (1.71)$$

$$hr_{ij} = \frac{\sigma(T_i + T_j)(T_i^4 + T_j^4)}{\frac{1}{\epsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left(\frac{1}{\epsilon_j} - 1 \right)} \quad (1.72)$$

1.5 Facteurs de forme (angle, Vue)

Les échanges par rayonnement entre deux surfaces quelconques d'un habitat mettent en jeu deux facteurs différents.

- L'angle sous lequel chaque surface est vue par l'autre;
- Leurs caractéristiques d'émission et d'absorption.

Le facteur de forme géométrique ne dépend que de la géométrie et de la disposition relative des surfaces S_i .

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \quad (1.73)$$

$$\sum_{j=1}^{j=n} F_{ij} = 1 \quad (1.74)$$

n le nombre de surfaces entourées par la surface i .

Ces deux relations sont utiles pour la détermination des facteurs de formes de plusieurs surfaces. Si les surfaces S_i et S_j sont planes, subséquentement elles ne peuvent pas rayonner vers elles mêmes puisqu'elles ne sont pas convexes.

F_{ij} est appelée aussi le facteur d'angle, est une quantité sans dimension, purement géométrique, définie par les seules formes et positions respectives des deux surfaces S_i et S_j .

F_{ij} facteur d'angle sous lequel S_i voit S_j . [20...23].

Quelques exemples de facteurs de forme

$$F_{12} = \frac{2}{\pi} \left[\frac{1}{a} \sqrt{a^2 + h^2} \arctan \left(\frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} \right) + \frac{1}{b} \sqrt{b^2 + h^2} \arctan \left(\frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}} \right) \right. \\ \left. - \frac{h}{a} \arctan \left(\frac{b}{h} \right) - \frac{h}{b} \arctan \left(\frac{a}{h} \right) + \frac{h^2}{2ab} \ln \left(\frac{(a^2 + h^2) + (b^2 + h^2)}{(a^2 + b^2 + h^2) h^2} \right) \right] \quad (1.75)$$

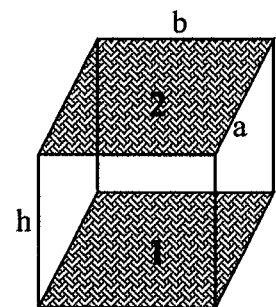
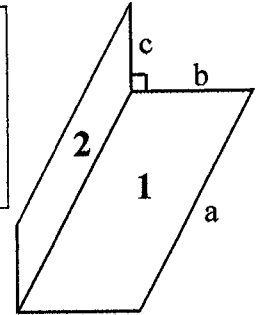


Fig. (1. 3) : Facteur de forme entre deux surfaces identiques parallèles

$$B = \frac{b}{a} \quad C = \frac{c}{a} \quad (1.76)$$

$$F_{12} = \frac{1}{\pi B} \left[\frac{1}{4} \ln \left\{ \left[\frac{(1+B^2)(1+C^2)}{1+B^2+C^2} \right] \left[\frac{B^2(1+B^2+C^2)}{(1+B^2)(C^2+B^2)} \right]^{B^2} \left[\frac{C^2(1+B^2+C^2)}{(1+C^2)(C^2+B^2)} \right]^{C^2} \right\} + \right. \\ \left. B \tan^{-1} \left(\frac{1}{B} \right) + C \tan^{-1} \left(\frac{1}{C} \right) - \sqrt{B^2+C^2} \tan^{-1} \left(\frac{1}{B^2+C^2} \right) \right] \quad (1.77)$$



$$F_{12} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{c}{b} - \sqrt{1 + \left(\frac{c}{b} \right)^2} \right] \quad \text{lorsque } a \rightarrow \infty \quad (1.78)$$

Fig. (1.4) : Facteur de forme entre deux surfaces adjacentes perpendiculaires

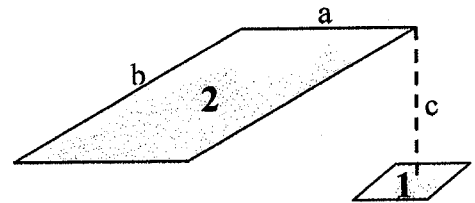
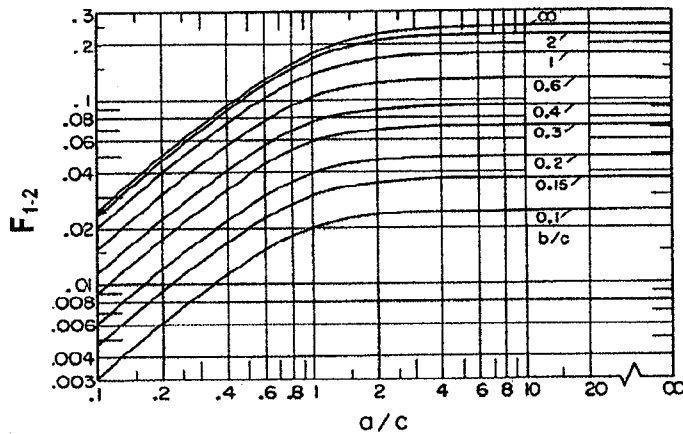


Fig. (1.5) : Diagramme 1
Facteur de forme entre deux surfaces parallèles

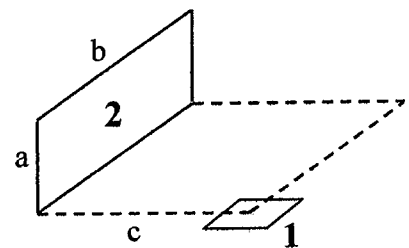
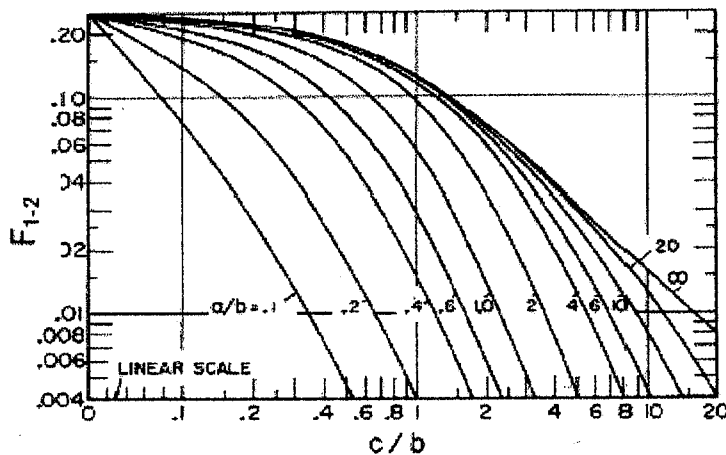


Fig. (1.6) : Diagramme 2
Facteur de forme entre deux surfaces perpendiculaires

Bibliographie

- [1] T. Benouaz et O. Arino, « Relation Entre l'Approximation Optimale et la Stabilité Asymptotique », Publications de l' U.A, CNRS 1204, N° 95/10. (1995).
- [2] T. Benouaz et O. Arino, « Existence, Unicité et Convergence de l'Approximation au Sens des Moindres Carrés d'une Equation Différentielle Ordinaire Non Linéaire », 94/14 Université de Pau, CNRS URA 1204. (1995).
- [3] T. Benouaz et O. Arino, « Determination of the Stability of a Nonlinear Ordinary Differential Equation by Least Square Approximation ». Computational Procedure, Appl. Math. and Comp. Sci., N° 1, Vol. 5, pp 33-48. (1995).
- [4] T. Benouaz, « Approximation of a Nonlinear Ordinary Differential Equation by an Optimal Procedure», Proceedings of the 2nd International Conference on Differential Equations in Marrakech, Maroc. (16 - 20 June 1995)
- [5] T. Benouaz, « Least Square Approximation of a Nonlinear Ordinary Differential Equation: The Scalar Case », Proceeding of the Fourth International Colloquium on Numerical Analysis pp. 19-22 , Plovdiv, Bulgaria. (13 - 17 August 1995).
- [6] T. Benouaz, « Lyapounov Function Generated by Least Square Approximation» , Deuxième Conférence Maghrébine sur l'Automatique Vol.1 pp.73-75, Tlemcen. (3 - 5 December 1996).
- [7] T. Benouaz, « Contribution à l'Approximation et la Synthèse de la Stabilité d'une Equation Différentielle Ordinaire Non Linéaire », Thèse de Doctorat d'état, Tlemcen. (1996).
- [8] T. Benouaz and O. Arino, « Least Square Approximation of a Non-linear Ordinary Differential Equation », Computers Math. Applic, Vol. 31, N° 8, pp 69-84. (1996).
- [9] T. Benouaz and O. Arino, « Optimal Approximation of the Initial Value Problem », Computers Math. Applic. vol. 36, N°1, pp.21-32. (1998).
- [10] T. Benouaz, F. Bendahmane, A. Chikhaoui, « Generalisation of the Optimal Linearization of Nonlinear Ordinary Differential Equation », Submitted for Publication in Mathematics and Computer in Simulation Journal. (1999).
- [11] T. Benouaz. « Optimal Derivative of a Nonlinear Ordinary Differential Equation », Equadiff 99, International Conference on Differential Equations, Vol. 2, pp 1404-1407, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.
- [12] A. Chikhaoui, « Contribution à l'Etude de la Stabilité des Systèmes Non Linéaires », Thèse de Magister en Physique Electronique, Université de Tlemcen. (2000).
- [13] F. Belkhouche, « Contribution à l'Etude de la Stabilité Asymptotique par la Dérivée Optimale », Thèse de Magister en Physique Electronique, Université de Tlemcen. (2001).
- [14] S.M.A. Bekkouche, « Contribution à l'Etude de la Stabilité des Systèmes Ratio Dépendants par la Dérivée Optimale », Thèse de Magister en Physique Electronique, Université de Tlemcen. (2004).

- [15] M. Capderou, « Atlas Solaire de l'Algérie ». Tome1, vol1 et 2 : Modèles Théoriques et Expérimentaux, Office des Publications Universitaires, Algérie, 1987.
- [16] A. Mefti et al, « Analyse Critique du Modèle de l'Atlas Solaire de l'Algérie ». Revue des Energies Renouvelables. Vol. 2 (1999) 69 - 85.
- [17] Kasten F: « The Linke Turbidity Factor Based on Improved Values of the Integral Rayleigh Optical Thickness ». Solar Energy. Vol 56, N° 3, 239-244 (1996).
- [18] R. Maouedj, «Application de l'Energie Photovoltaïque au Pompage Hydraulique sur les Sites de Tlemcen et de Bouzareah », Mémoire de Magister en Physique Energétique et Matériaux, Université de Tlemcen. (Décembre 2005).
- [19] A.Moummi et al, « Estimation du Rayonnement Solaire Par Deux Approches Semi Empiriques Dans le Site de Biskra ». Proceedings of the 2nd International Conference on Differential Equations in Marrakech, Maroc.
- [20] J.F. Sacadura, « Initiation aux Transferts Thermiques ». Technique et documentation, Paris 1978. Chapitre 4. Transfert de chaleur par convection.
- [21] J.A. Duffie and W.A. Beckman, « Solar Energy Thermal Processes. Second Edition. Wiley Interscience, New York, 1974.
- [22] J.M. Chasseriaux, « Convection Thermique et Rayonnement Solaire ». Ed. Dunod, 1984.
- [23] Y. Jannot, Octobre 2003, « Thermique Solaire ». Cours et Exercices. Chapitre: l'Energie Solaire. Chapitre: Bibliographie: Facteurs de Forme Géométrique de Rayonnement.

Chapitre II

**Etude Théorique et
Expérimentale d'un Capteur
Solaire Plan à Eau en
Régime Transitoire**

Chapitre II

Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Eau en Régime Transitoire

2.1 Introduction

Le capteur solaire thermique à eau est constitué principalement d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'une conduite permettant à l'eau de collecter l'énergie cédée par l'absorbeur, et d'un isolant.

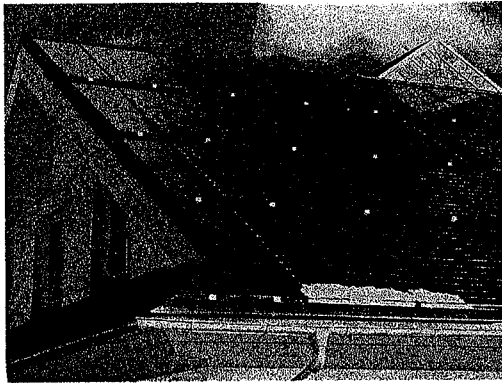


Fig. (2.1): intégration de capteurs solaires thermiques en toiture



Fig. (2.2): chauffe eau monobloc

Le principe est le suivant: le rayonnement solaire, dont le spectre se situe essentiellement dans les longueurs d'onde du visible (courtes longueurs d'onde), passe à travers la couverture transparente (constituée ici d'un vitrage), et arrive sur l'absorbeur. Celui-ci s'échauffe, et transmet de l'énergie thermique par convection à l'eau qui circule dans les conduits, et re-émet du rayonnement thermique vers l'extérieur (grandes longueurs d'onde). L'isolant permet de réduire les pertes thermiques du capteur.

La couverture transparente peut être constituée d'un double vitrage, ce qui entraîne une diminution des pertes thermiques par rapport à un simple vitrage. De plus des vitrages à faible teneur en oxyde de fer permettent d'augmenter le taux de transmission du rayonnement solaire. L'absorbeur peut être recouvert d'une couche sélective pour cette fois réduire les pertes par rayonnement. L'eau qui circule dans le capteur est en général mélangée à un antigel.

Il existe de nombreux types de capteurs solaires, combinant les différentes options technologiques avec notamment différentes configurations de conduit d'eau, ou de mode de fabrication. Dans tous les cas, les modèles développés sont capables de représenter tous les types de capteur [Duffie \ Beckmann, 1991]. [1], [2] et [3].

Le but de ce travail est de présenter trois modèles mathématiques qui décrivent le comportement thermique du capteur pour trois journées, et pour deux sites différents, Ghardaïa et Batna. Pour effectuer ce travail, nous avons adopté deux approches théoriques (Capderou et Perrin) du rayonnement solaire durant une période d'ensoleillement. La comparaison entre les valeurs du rayonnement global incident sur le plan incliné du capteur prévu par les simulations de ces derniers, et les mesures données par les deux stations, montre que les simulations sont des bonnes approximations de la réalité.

2.2 Etude thermique appropriée

Les absorbeurs doivent être conçus de façon à conserver dans le temps leurs caractéristiques physiques (traitement de surface, dilatations, ...), thermiques (conductivité, liaison absorbeur fluide, ...) et hydrauliques (pertes de charge, encrassement, purge, ...). Ils ne doivent comporter aucune fuite. Toutes les parties pouvant présenter un risque de fuite doivent être accessibles. Ils doivent, ainsi que l'ensemble des éléments du circuit, résister au fluide antigel utilisé dans le circuit. Ils doivent résister à l'oxydation due à l'air, aux rayons UV ainsi qu'aux températures susceptibles d'être atteintes dans le capteur. L'absorbeur de type sélectif présentera les caractéristiques optiques suivantes:

- Absorption du rayonnement solaire: $\alpha > 0.9$
- Emissivité dans les grandes longueurs d'onde: $\varepsilon < 0.15$

Les vitres des capteurs solaires sont exclusivement en verre trempé et doivent pouvoir être changées facilement en cas de bris sans faire appel à de l'outillage spécifique. Par ailleurs, le

h_{e12} : coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre et l'absorbeur. ($W/(m^2 \text{ } ^\circ K)$).

$$h_{e12} = N_u \frac{K_{air}}{b} \quad (2.2)$$

$$N_u = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{G_r P_r \cos \beta} \right) \left(\frac{|x| + x}{2} \right) \left(\frac{|y| + y}{2} \right) \quad (2.3)$$

$$x = 1 - \frac{1708 \sin(1.8 \beta)}{G_r P_r \cos \beta} \quad y = \frac{(G_r P_r \cos \beta)^{1/3}}{5830} \quad (2.4)$$

P_r : nombre de Prandtl.

b : épaisseur de la lame d'air séparant la vitre de la plaque absorbante (m).

G_r : nombre de Grashof.

K_{air} : conductivité thermique de l'air ($W/(^\circ K m)$).

β : inclinaison du capteur (rad).

Le flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage est donné par l'équation (2.5):

$$Q_{r12} = S_i h_{r12} (T_1 - T_2) \quad (2.5)$$

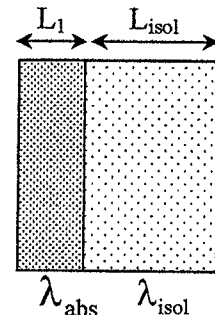
$$h_{r12} = \frac{\sigma (T_2 + T_1) (T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (2.6)$$

ϵ_1, ϵ_2 : sont respectivement les émissivités de l'absorbeur et du vitrage.

σ : constante de Stéphane Boltzman $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ K^4$.

Le flux de chaleur échangé par conduction entre l'absorbeur et l'isolant est donné par l'équation (2.7):

$$Q_{od\text{isolant}} = \underbrace{\frac{T_1 - T_{isol}}{\frac{L_1}{S_{14}^a \lambda_{isol}} + \frac{L_{isol}}{S_{14}^a \lambda_{abs}}}}_{\text{Echanges aux niveaux des surfaces horizontales}} + \underbrace{\frac{T_1 - T_{isol}}{\frac{L_1}{S_{14}^l \lambda_{isolant}} + \frac{L_{isolant}}{S_{14}^l \lambda_{abs}}}}_{\text{Echanges aux niveaux des surfaces latérales}} \quad (2.7)$$



T_{isol} : température de l'isolant ($^\circ K$).

S_{14}^a : surface de contact absorbeur isolant pour la face avant (m^2).

S_{14}^l : surface de contact absorbeur isolant pour la face latérale (m^2).

λ_{isol} : conductivité thermique de l'isolant (laine de roche). ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

$\lambda_{isollat}$: conductivité thermique de l'isolant. (Laine de verre). ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

λ_{abs} : conductivité thermique de l'absorbeur ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

L_1 : épaisseur de l'absorbeur (m).

L_{isol} : épaisseur de l'isolant (laine de roche). (m).

$L_{isollat}$: épaisseur de l'isolant latéral (laine de verre). (m).

Le flux de chaleur échangé par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (eau):

$$Q_{e13} = h_{e13} S_{13} (T_1 - T_3) \quad (2.8)$$

T_3 : température du fluide caloporteur ($^\circ K$).

S_{13} : surface de contact absorbeur fluide caloporteur (m^2).

h_{e13} : coefficient d'échange par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur ($W/(m^2 \text{ } ^\circ K)$).

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'intérieur des tubes h_{e13} est calculé suivant Gnielinski. Il a exploité un grand nombre de données expérimentales sur le transfert de chaleur dans les tubes et il a proposé une corrélation utilisable pour le régime de transition et pour le régime turbulent en tenant compte de la longueur d'établissement de l'écoulement. Les propriétés physiques sont calculées à la température moyenne de l'eau.

$$N_u = \frac{\Omega}{8} \frac{(R_e - 10^3) P_r}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (P_r^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{2/3} \right] \quad (2.9)$$

Ω : coefficient de Darcy.

P_r : nombre de Prandtl.

R_e : nombre de Reynolds.

d_i : diamètre intérieur (m).

l : longueur du tube (m).

Cette corrélation est utilisable pour $0.6 < P_r < 2000$, $2300 < R_e < 10^6$. Le nombre de Reynolds est donné par:

$$R_e = \frac{VD}{\mu} \quad (2.10)$$

D: diamètre du tube (m).

μ : viscosité dynamique de l'eau (Pas).

V: vitesse moyenne du fluide (m/s).

Pour un écoulement turbulent hydraulique lisse, le coefficient de Darcy est donné par des relations différentes, suivant le nombre de Reynolds.

Si $2300 \leq R_e \leq 10^5$, on applique la formule de Blasius :

$$\Omega = 0.3164 R_e^{-0.25} \quad (2.11)$$

Si $10^5 \leq R_e \leq 10^6$, on applique la relation de Herman :

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 R_e^{-0.3} \quad (2.12)$$

Le coefficient d'échange de chaleur interne est donné par:

$$h_{c13} = \frac{N_u \lambda_{\text{eau}}}{d_i} \quad (2.13)$$

λ_{eau} : conductivité thermique de l'eau ($\text{W m}^{-1} \text{°K}^{-1}$).

d_i : diamètre du tube intérieur (m).

Le flux de chaleur incident reçu par l'absorbeur est donné par (2.14) :

$$Q_{\text{incident1}} = \alpha_1 \tau_2 S_1 G \quad (2.14)$$

α_1 : coefficient d'absorption de l'absorbeur.

τ_2 : coefficient de transmission de la vitre.

G: éclairement global incident sur le plan incliné du capteur plan. (W/m^2).

On désigne par m_1 la masse de l'absorbeur (en kg) et par C_1 sa chaleur spécifique (J / (kg °K)).

2.2.2 Échanges thermiques au niveau de la vitre

En plus du flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage, il existe un autre flux de chaleur incident qui sera absorbé par la vitre mais avec peu d'importance.

$$Q_{\text{incident2}} = \alpha_2 S_2 G \quad (2.15)$$

α_2 : coefficient d'absorption de la vitre.

S_2 : surface de la vitre (m^2).

Le flux de chaleur échangé par convection entre le vitrage et l'air ambiant est donné par:

$$Q_{c2am} = h_{c2am} S_2 (T_2 - T_{am}) \quad (2.16)$$

T_{am} : température ambiante (°K).

h_{c2am} : coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant. Ce dernier est dû entièrement à la vitesse du vent ($W/(m^2 \text{ °K})$).

$$h_{c2am} = 5.67 + 3.86 V_{vent} \quad (2.17)$$

V_{vent} : vitesse du vent (m/s).

Le flux de chaleur échangé par rayonnement entre le vitrage et le ciel est donné par l'équation:

$$Q_{r2ciel} = h_{r2ciel} S_2 (T_2 - T_{ciel}) \quad (2.18)$$

$$h_{r2ciel} = \varepsilon_2 \sigma (T_{ciel} + T_2) (T_2^2 + T_{ciel}^2) \left(\frac{T_2 - T_{ciel}}{T_2 - T_{am}} \right) \quad (2.19)$$

$$T_{ciel} = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (2.20)$$

T_{ciel} : température du ciel (°K).

h_{r2ciel} : coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et le ciel ($W/(m^2 \text{ °K})$).

C_2 et m_2 représentent respectivement la chaleur spécifique et la masse de la vitre. [4...7]

Le but de l'étude, est de donner d'abord un modèle théorique performant qui couvre le mieux possible le bilan total du capteur solaire. On propose ensuite de l'approximer par deux autres systèmes.

Le bilan total qui donne le comportement thermique du capteur, et qui fournit les températures moyennes de l'absorbeur, la vitre et le fluide caloporteur, est donné par le système d'équations différentielles ordinaires non linéaires non autonome suivant: [8], [9] et [10]

$$\begin{cases} m_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = \alpha_1 S_1 \tau_2 G - S_1 (h_{c12} + h_{r12}) (T_1 - T_2) - (\psi_1 + \psi_2) (T_1 - T_{isol}) - h_{c13} S_{13} (T_1 - T_3) \\ m_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = \alpha_2 S_2 G + S_1 (h_{c12} + h_{r12}) (T_1 - T_2) - h_{c2am} S_2 (T_2 - T_{am}) - h_{r2ciel} S_2 (T_2 - T_{ciel}) \\ m_3 C_3 \frac{dT_3}{dt} = h_{c13} S_{13} (T_1 - T_3) = Q_u \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\Psi_1 = \frac{1}{\frac{L_1}{S_{14}^a \lambda_{isol}} + \frac{L_{isol}}{S_{14}^a \lambda_{abs}}} \quad \Psi_2 = \frac{1}{\frac{L_1}{S_{14}^1 \lambda_{isollat}} + \frac{L_{isollat}}{S_{14}^1 \lambda_{abs}}} \quad (2.22)$$

2.2.3 Estimation des éclairagements solaires incidents et mesures des températures ambiantes

Nous avons mesuré expérimentalement le rayonnement solaire global à l'aide d'un pyranomètre composé d'un corps cylindrique en aluminium anodisé, d'un thermo pile à 64 éléments et d'un double dôme en verre. Une protection blanche anti rayonnement protège le corps de la chaleur. Un niveau à bulle monté sur le corps permet son alignement très précis au moyen de trois vis réglables. L'accès à la cartouche déshydratante est facile.

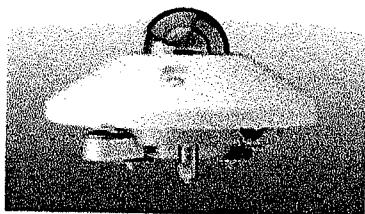


Fig. (2.5): Pyranomètre Type n° 6013.0000

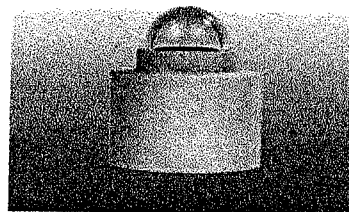


Fig. (2.6): Pyranomètre Type n° 6005.0000

Or, le rayonnement solaire étant mesuré sur un nombre limité de sites à travers le monde, les données relatives à cette énergie ne sont pas toujours disponibles. L'utilisation de modèles de simulation est pratiquement le seul moyen de palier à ce problème.

Pour générer des données synthétiques d'irradiations solaires, il est nécessaire de combiner différents types de modèles. Si l'irradiation hors atmosphère est décrite par des expressions analytiques précises, l'irradiation reçue au sol est dépendante des nuages et d'autres paramètres atmosphériques. Ceci lui confère un caractère aléatoire, d'où la nécessité d'utiliser des modèles plus complexes. A cet effet, la littérature propose différentes approches et méthodes d'estimation du gisement solaire à une échelle locale ou régionale tenant compte de la nature des mesures effectuées. Les études réalisées (expérimentales et théoriques) portent généralement sur sa distribution spatiale et temporelle, sa variation durant l'année, le mois, la journée et l'heure. Les études les plus courantes concernent la modélisation du rayonnement solaire à différentes échelles de temps et par différentes approches. Les méthodes physiques ou analytiques sont des modèles théoriques plus complexes. Ils sont élaborés à partir de la connaissance exacte des phénomènes physiques et permettent de calculer la transmission du rayonnement solaire à travers les différentes couches de l'atmosphère le plus exactement possible. Une description précise des constituants de l'atmosphère est nécessaire pour aboutir à ces modèles.

Dave et ses collaborateurs décomposent l'atmosphère en couches horizontales et étudient successivement les phénomènes d'absorption et de diffusion auxquels est soumis le rayonnement solaire. D'autres modèles donnent le rayonnement solaire en fonction de paramètres atmosphériques et astronomiques. Citons quelques exemples de ces modèles:

Modèle de Perrin de Brichambaut: c'est un modèle qui estime la moyenne quotidienne de l'irradiation reçue sur un plan horizontal par ciel clair.

Modèle de Cole-Barbaro et al: ce modèle donne la puissance moyenne reçue sur une surface perpendiculaire aux rayons solaires au niveau du sol.

Modèle de Capderou: la modélisation du facteur de trouble atmosphérique de Linke TL par ciel clair en fonction des seuls paramètres géo-astronomiques a permis à Capderou de proposer les expressions précédentes.

Modèle de Kasten: le modèle d'estimation du trouble atmosphérique le plus récent est celui présenté par Kasten en 1996. Il exprime le trouble de Linke à partir de l'irradiation directe reçue sur plan normal par journée de ciel clair. [11...15].

Nous avons utilisé le modèle de Capderou pour le site de Ghardaïa et le modèle de Perrin Brichambaut pour la station de Batna. Il s'ensuit qu'on peut constituer des fonctions d'interpolation qui évaluent et estiment la température ambiante en fonction du temps à travers des mesures établies expérimentalement.

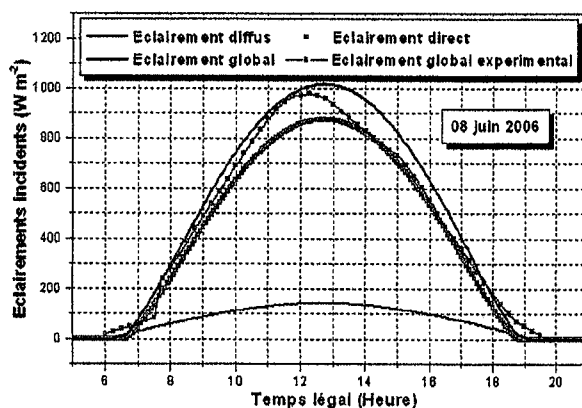


Fig. (2.7): Eclairements estimés par le modèle de Capderou. Ghardaïa 08 juin 2006.

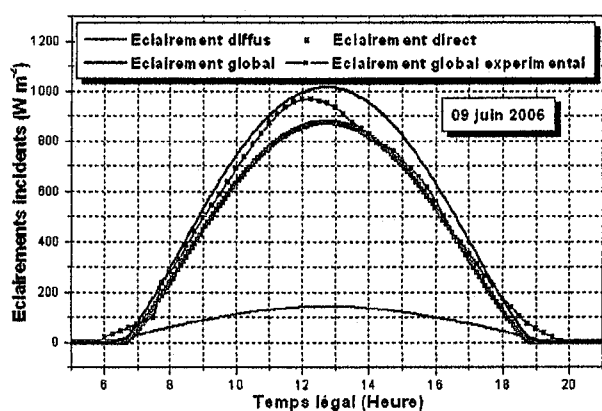


Fig. (2.8): Eclairements estimés par le modèle de Capderou. Ghardaïa 09 juin 2006.

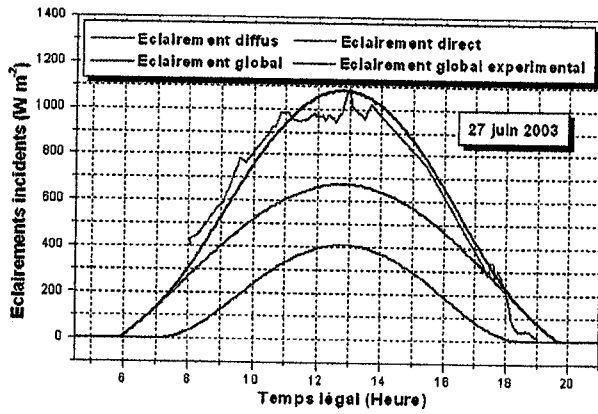


Fig. (2.9): Eclairéments estimés par le modèle de Perrin, Batna 27 juin 2003.

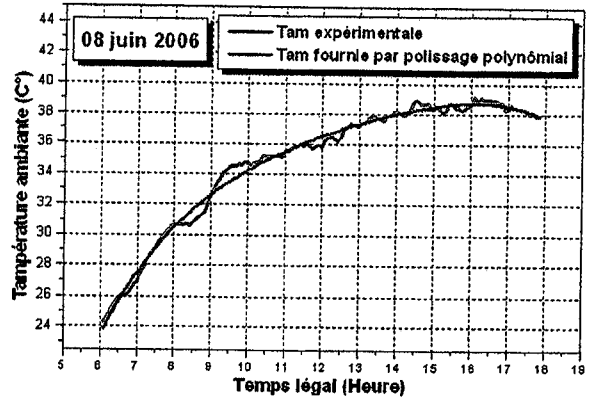


Fig. (2.10) : Température ambiante. Ghardaïa 08 juin 2006.

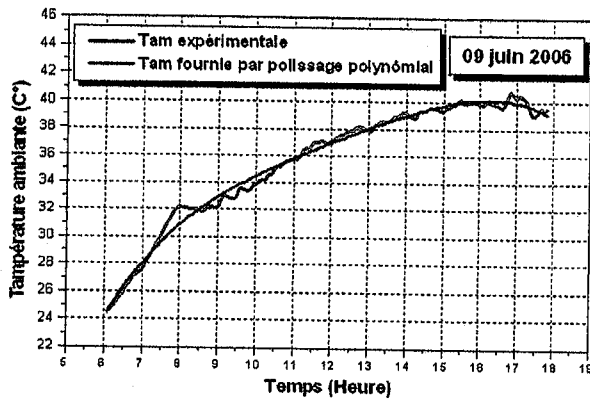


Fig. (2.11) : Température ambiante. Ghardaïa 09 juin 2006.

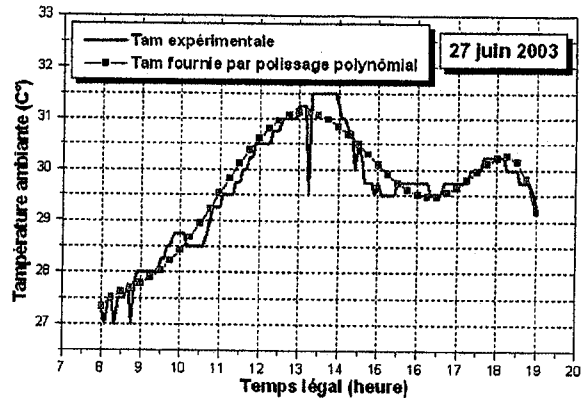


Fig. (2.12) : Température ambiante. Batna 27 juin 2003.

2.2.4 Approximation et simulation numérique

Le système (2.21) est un système non autonome. On peut le réécrire par:

$$\begin{pmatrix} \frac{dT_1}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} \\ \frac{dT_3}{dt} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \frac{\alpha_1 S_1 \tau_2 G}{m_1 C_1} \\ \frac{S_2}{m_2 C_2} [\alpha_2 G - h_{c2am} (T_2 - T_{am}) - h_{r2ciel} (T_2 - T_{ciel})] \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Partie 1}} +$$

$$\underbrace{\left(\begin{array}{l} -\frac{1}{m_1 C_1} [S_1(h_{e12} + h_{r12})(T_1 - T_2) + (\psi_1 + \psi_2)(T_1 - T_{isol}) + h_{e13} S_{13}(T_1 - T_3)] \\ \frac{S_1}{m_2 C_2} [(h_{e12} + h_{r12})(T_1 - T_2)] \\ \frac{h_{e13}}{m_3 C_3} S_{13}(T_1 - T_3) \end{array} \right)}_{\text{Partie 2}} \quad (2.23)$$

La seconde moitié du 20^{ème} siècle a été caractérisée par le développement de méthodes mathématiques destinées à la modélisation des systèmes physiques complexes. Dans ce cadre, on s'intéresse à la détection des propriétés de la stabilité de la deuxième partie du système en utilisant la linéarisation de Jacobie et la dérivée au sens des moindres carrés introduite en 1995 par O.Arino et T.Benouaz.

Sachant que $T_{eq} (50, 50, 50)$ est le point d'équilibre du système d'équations différentielles de la deuxième partie du système (2.23), donc on peut écrire cette partie sous la forme suivante:

$$\begin{pmatrix} \frac{dT_{21}}{dt} \\ \frac{dT_{22}}{dt} \\ \frac{dT_{23}}{dt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{21} - 50 \\ T_{22} - 50 \\ T_{23} - 50 \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

Puisque la simplification est une vertu en modélisation, donc on peut donner deux autres modèles approximatifs et plus simples.

$$\begin{cases} \frac{dT_1}{dt} = \frac{\alpha_1 S_1 \tau_2 G}{m_1 C_1} + a_{11}(T_1 - 50) + a_{12}(T_2 - 50) + a_{13}(T_3 - 50) \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{S_2}{m_2 C_2} [\alpha_2 G - h_{e2am}(T_2 - T_{am}) - h_{r2ciel}(T_2 - T_{ciel})] \\ \quad + a_{21}(T_1 - 50) + a_{22}(T_2 - 50) + a_{23}(T_3 - 50) \\ \frac{dT_3}{dt} = a_{31}(T_1 - 50) + a_{32}(T_2 - 50) + a_{33}(T_3 - 50) \end{cases} \quad (2.25)$$

Les solutions numériques du système sont données par des polynômes de degrés ω

$$T_i = \sum_{n=0}^{\omega} a_{in} t^n \quad (i, n) \in N^2 \quad (t, a) \in R^2 \quad (2.26)$$

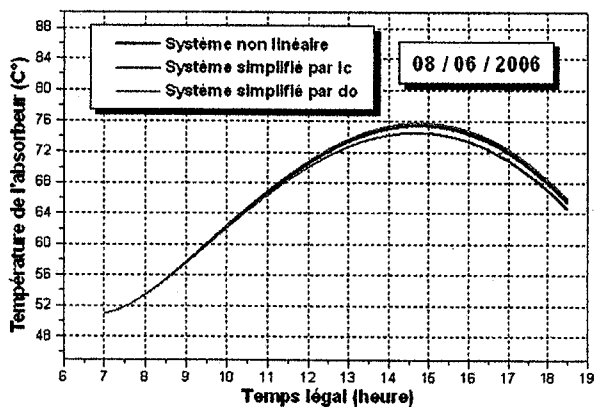


Fig. (2.15): Température de l'absorbeur

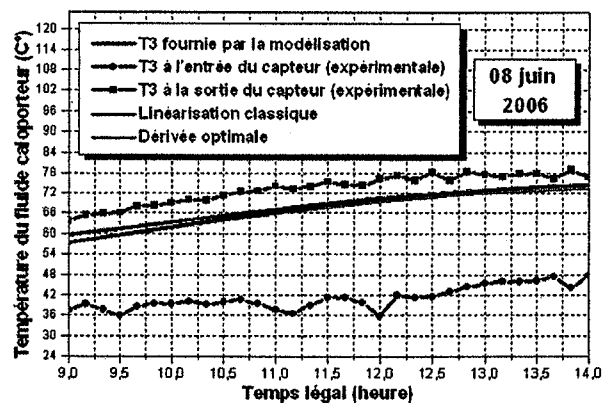


Fig. (2.16): Température du fluide caloporteur

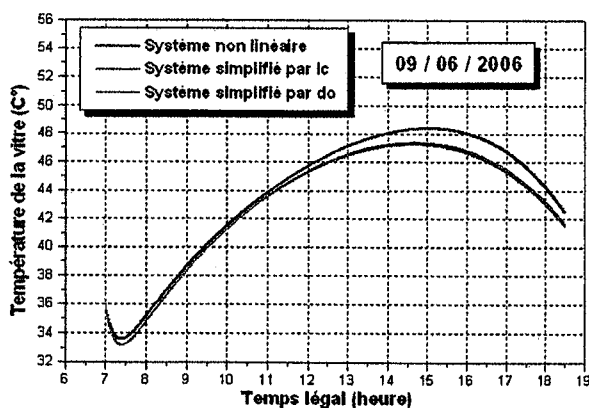


Fig. (2.17): Température de la vitre

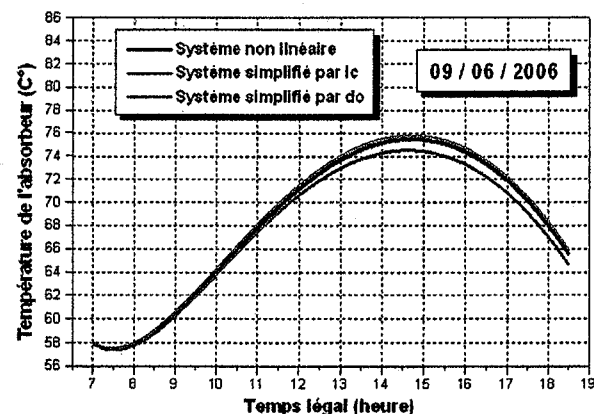


Fig. (2.18): Température de l'absorbeur

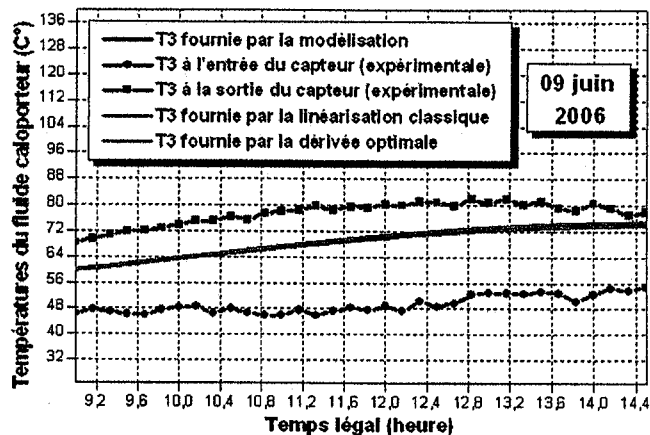


Fig. (2.19): Température du fluide caloporteur

b- Station de Batna (journée du 27 juin 2003)

La linéarisation de la deuxième partie du système par la méthode de Jacobi et la dérivée optimale pour d'autres conditions initiales (x_0, y_0, z_0) donne la même matrice carrée (2.26). Les résultats seront présentés dans les figures (2.20), (2.21) et (2.22).

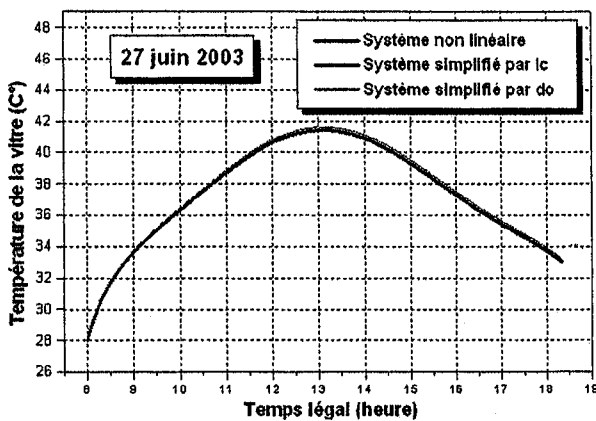


Fig. (2.20): Température de la vitre

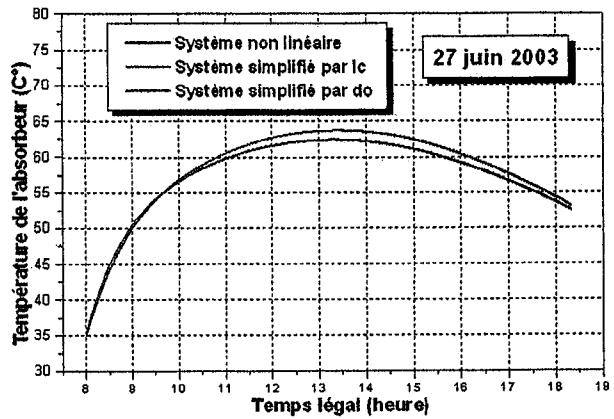


Fig. (2.21): Température de l'absorbeur

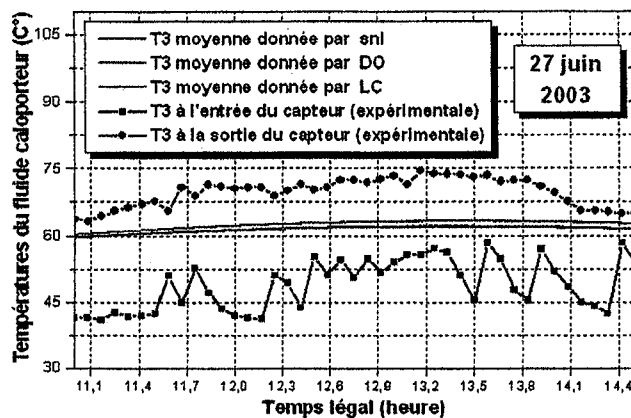


Fig. (2.22): Température du fluide caloporteur

2.2.5 Perte globale d'énergie

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories: les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales. On défini:

R_1 : résistance thermique entre le milieu ambiant et la vitre.

R_2 : résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur.

R_3 : résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant.

R_4 : résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

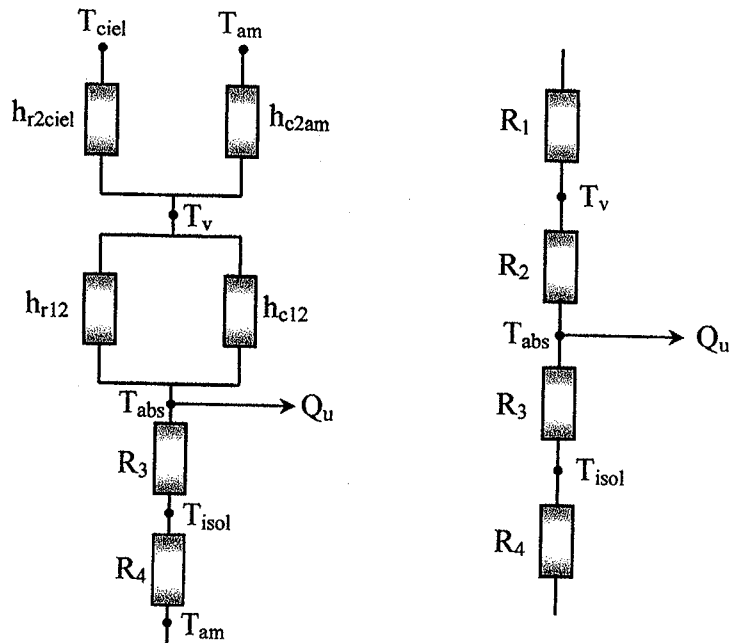


Fig. (2.23): Circuit électrique équivalent relative à un capteur solaire plan

a- Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur sera donné par la relation suivante:

$$U_{av} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r2ciel} + h_{c2am}} + \frac{1}{h_{c12} + h_{r12}}} \quad (2.28)$$

b- Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Ce coefficient est peu important que celui d'avant, vue le capteur est très bien isolé à l'arrière.

L'expression évaluant ce coefficient est donné par:

$$U_{arr} = \frac{K_{isol}}{E_{isol}} = \frac{1}{R_3} \quad (2.29)$$

K_{isol} : coefficient de conductivité thermique de l'isolant (W/ (°K m)).

E_{isol} : épaisseur de l'isolant (m).

c- Coefficient de pertes thermiques latérales

La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes arrière, vue que la surface latérale du capteur est peu importante.

$$U_{lat} = \frac{K_{isol} A_{lat}}{E_{isol} A_c} \quad (2.30)$$

A_{lat} : surface latérale du capteur (m^2). A_c : surface du capteur (m^2).

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des trois coefficients. [6], [8] et [16].

$$U_T = U_{lat} + U_{av} + U_{arr} \quad (2.31)$$

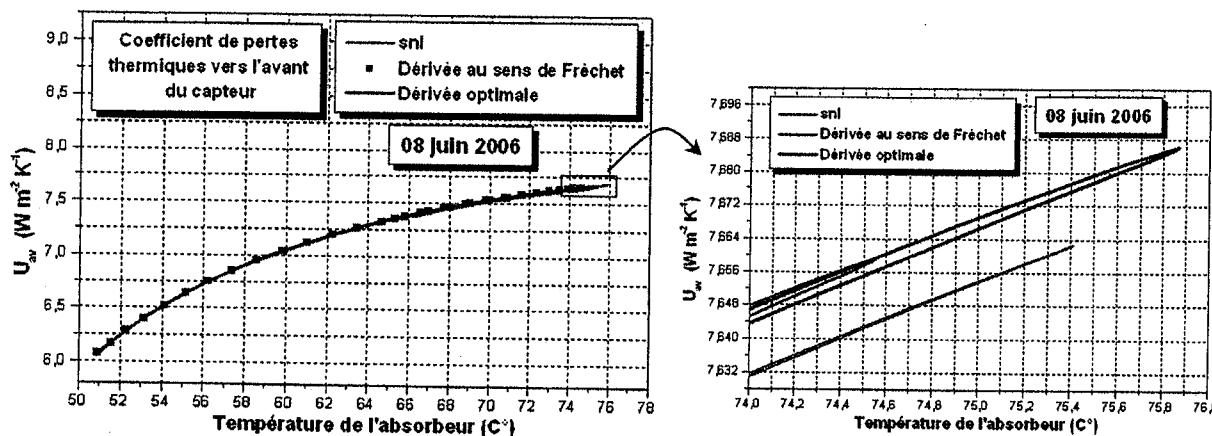


Fig. (2.24): Coefficient de pertes thermiques vers l'avant en fonction de la température de l'absorbeur. (Ghardaïa).

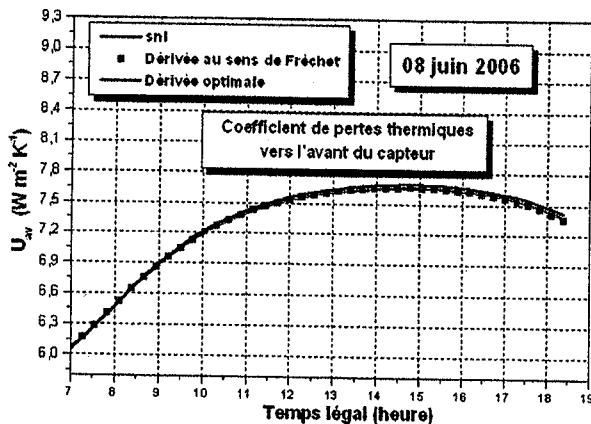


Fig. (2.25): Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur. (Ghardaïa).

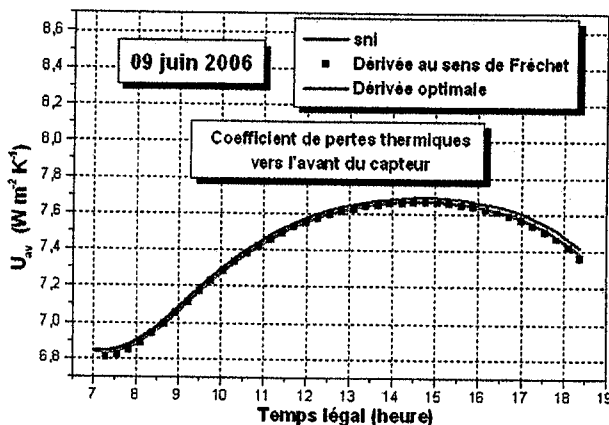


Fig. (2.26): Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur. (Ghardaïa).

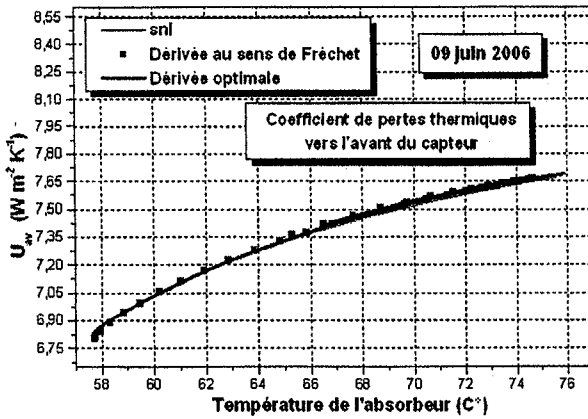


Fig. (2.27): Coefficient de pertes thermiques vers l'avant en fonction de la température de l'absorbeur. (Ghardaïa).

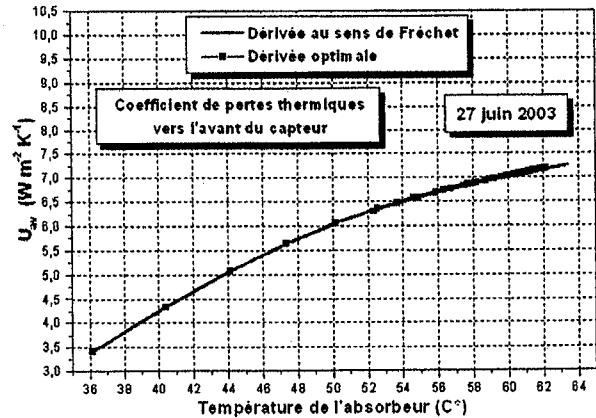


Fig. (2.28): Coefficient de pertes thermiques vers l'avant en fonction de la température de l'absorbeur. (Batna).

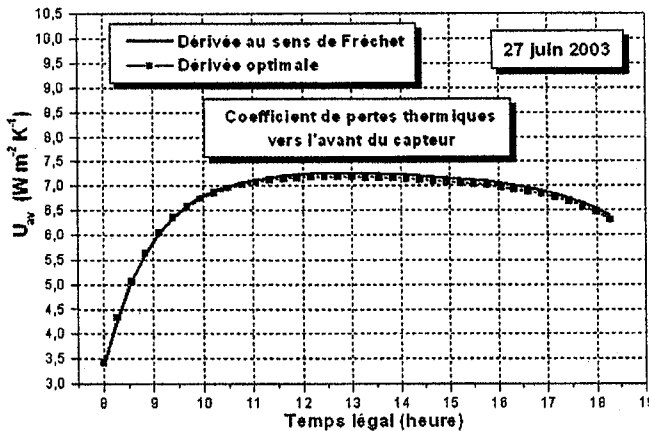


Fig. (2.29): Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur. (Batna).

2.2.6 Rendement instantané du capteur solaire

L'analyse faite dans ce domaine par Hottel, Willier, Wortz et Bliss permet d'aboutir à une équation unique donnant le rendement instantané du capteur que l'on définit par le rapport suivant:

$$\text{Puissance de sortie} = \text{Puissance captée} - \text{Pertes} \quad (2.32)$$

$$\eta = \frac{\text{Puissance thermique utile par m}^2 \text{ du capteur}}{\text{Flux solaire incident sur le plan du capteur}} \quad (2.33)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G} = \frac{A_c [(\alpha\tau)_{\text{eff}} G - U_T (T_{\text{abs}} - T_{\text{am}})]}{A_c G} \quad (2.34)$$

Q_u : puissance utile récupérée par le fluide caloporteur (W). [5], [6] et [8].

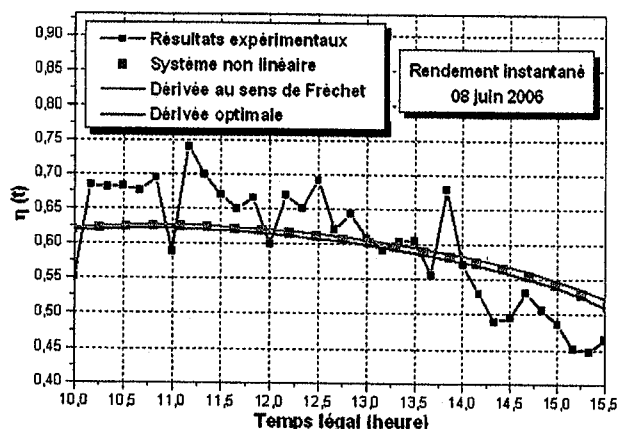


Fig. (2. 30): Rendement instantané Ghardaïa le 8 juin 2006

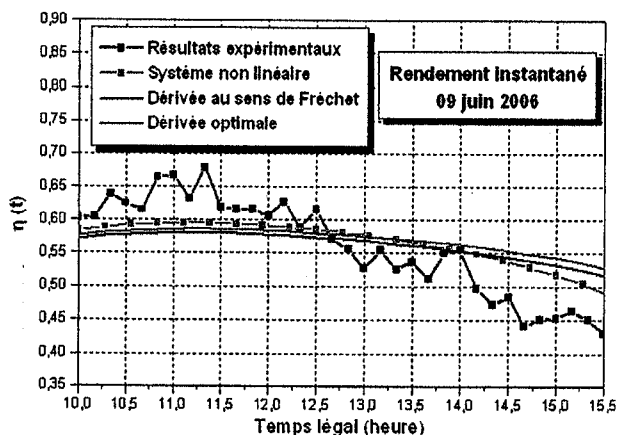


Fig. (2. 31): Rendement instantané Ghardaïa le 9 juin 2006

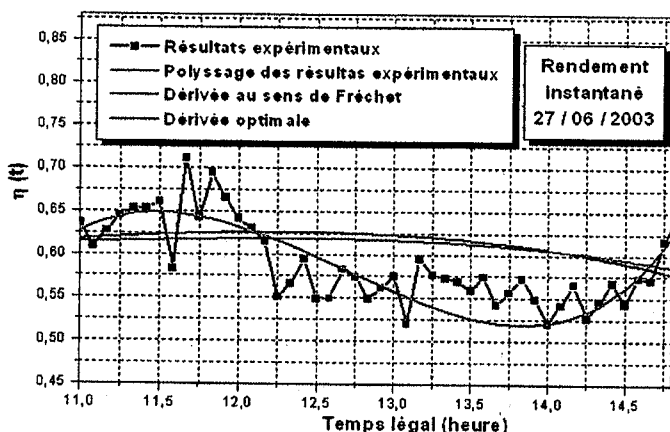
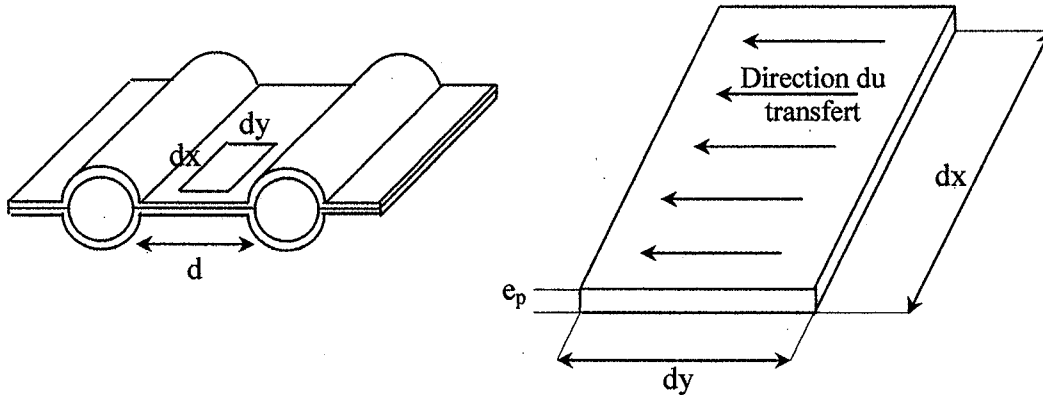


Fig. (2. 32): Rendement instantané Batna le 27 juin 2003

2.2.7 Etude de l'évolution du gradient de température d'un absorbeur plan

Le phénomène de transfert de chaleur dans un absorbeur de capteur à circulation naturelle est transitoire en raison de la variation des insolation et les conditions météorologiques dans le temps. Ong, Zvirng et autres ont développé plusieurs modèles très compliqués de transfert de chaleur en régime transitoire pour déterminer les performances de l'absorbeur. Une partie de l'énergie absorbée par la plaque est transmise par conduction vers la région de passage. Ceci incite un gradient de température au niveau de la surface plane. L'étude thermique de l'absorbeur est basée sur un élément de surface $dx dy$. [17].

$$\Delta\Phi = -\lambda S \text{ grad } T \quad (2.35)$$



$$\tau_2 \alpha_1 G dx dy - U_L (T_{abs} - T_{amb}) dx dy = -\lambda e dx \left. \frac{dT_{abs}}{dy} \right|_y^{y+dy} \quad (2.36)$$

$$\tau_2 \alpha_1 G dx dy - U_L (T_{abs} - T_{amb}) dx dy = -\lambda e dx \left[\left. \frac{dT_{abs}}{dy} \right|_y^{y+dy} - \left. \frac{dT_{abs}}{dy} \right|_y \right] \quad (2.37)$$

Le bilan est similaire à celui d'une ailette.

$$\left. \frac{dT_{abs}}{dy} \right|_y^{y+dy} = \frac{dT_{abs}}{dy} + \frac{d^2 T_{abs}}{dy^2} dy \quad (2.38)$$

En remplaçant l'équation (2.38) dans l'équation (2.37), on aura :

$$\frac{d^2 T_{abs}}{dy^2} = \frac{U_L}{\lambda e} (T_{abs} - T_{amb}) - \frac{\alpha_1 \tau_2 G}{\lambda e} \quad (2.39)$$

Les conditions aux limites associées sont :

$$y = 0 \Rightarrow \left. \frac{dT_{abs}}{dy} \right|_0 = 0 \quad \text{et} \quad y = \frac{d}{2} \Rightarrow T_{abs} = T_{ailette}$$

La solution de l'équation (2.39) est effectuée en utilisant logiciel de programmation Maple 6.

$$T_{abs}(t, y) = T_{amb} + \frac{\alpha_1 \tau_2 G}{U_L} - 2 \left[\frac{T_{amb} - T_{ailette}}{2 \cosh\left(\frac{d\sqrt{\lambda e U_L}}{2\lambda e}\right)} + \frac{\alpha_1 \tau_2 G}{2U_L \cosh\left(\frac{d\sqrt{\lambda e U_L}}{2\lambda e}\right)} \right] \cosh\left(\frac{y\sqrt{\lambda e U_L}}{\lambda e}\right) \quad (2.40)$$

Nous avons tracé grâce Maple 6, la variation de la température de l'absorbeur en faisant une discrétisation des valeurs du temps t et de la position y . Le temps est discrétisé en 30 valeurs, la position y est discrétisée en 15 valeurs.

Temps (heure)	7	7.78	8.57	9.35	10.14	10.92	11.45	11.97	12.75
T ailette (°C)	56.89	56.95	58.24	60.45	63.14	65.96	67.76	69.43	71.5
Temps (heure)	13.28	13.8	14.35	14.85	15.37	15.89	16.68	17.46	18.25
T ailette (°C)	72.54	73.26	73.62	73.6	73.21	72.44	70.61	68.05	64.9

Tableau 1: variation de la température de l'ailette en fonction du temps

Discutions

Le mode de transfert qui apparaît toujours au sein d'un milieu continu (solide ou fluide) thermiquement inhomogène est la conduction thermique. Il s'agit de transferts thermiques de proche en proche, par chocs microscopiques entre particules d'énergie cinétique moyenne différente. La conduction thermique sera associée à un courant local d'échanges thermiques causés par l'existence d'un gradient de la température dans le milieu continu étudié.

La présence de particules en moyenne plus énergétiques à l'abscisse y impose, du fait des mouvements aléatoires, un transport de ces particules vers l'abscisse $y+dy$ d'où, au contraire, ne partent que des molécules en moyenne moins énergétiques.

On constate d'après les figures 2.33 et 2.34 que l'écart maximum de la température de l'absorbeur à un instant donné ($T_{(0)}$ $T_{(d/2)}$) est proportionnel par rapport à la température moyenne de l'absorbeur. Le tableau suivant prouve ces résultats.

t (h)	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
ΔT_{\max} (°C)	0.15	0.10	0.29	0.41	0.48	0.51	0.52	0.46	0.39	0.29	0.15	0.03

Tableau 2: écart maximum de la température de l'absorbeur à un instant donné.

$$\Delta T_{\max} = T_{(0)} - T_{(d/2)}$$

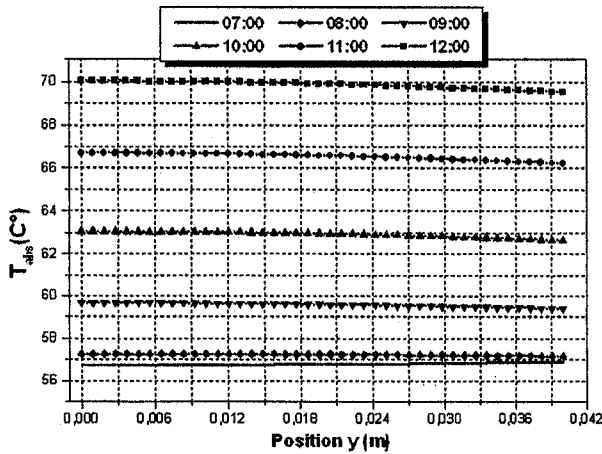


Fig. (2.33): Evolution du gradient de température de l'absorbeur chaque heure. (De 07 :00, à midi).

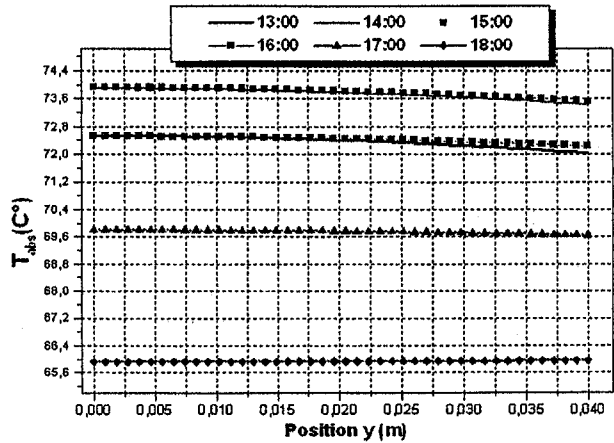


Fig. (2.34): Evolution du gradient de température de l'absorbeur chaque heure. (De 13 :00, à 18 :00).

2.2.8 Bilan thermique de la cuve de stockage

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, le modèle brassé est adopté. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve est uniforme. Le régime est considéré transitoire et le flux totale de la chaleur perdue dans la cuve est égal à la somme des flux radiaux Q_r plus le flux qui traverse les fonds bombés. La puissance récupérée par le fluide caloporteur est définie comme étant la différence entre l'énergie solaire incidente et les pertes thermiques. [17].

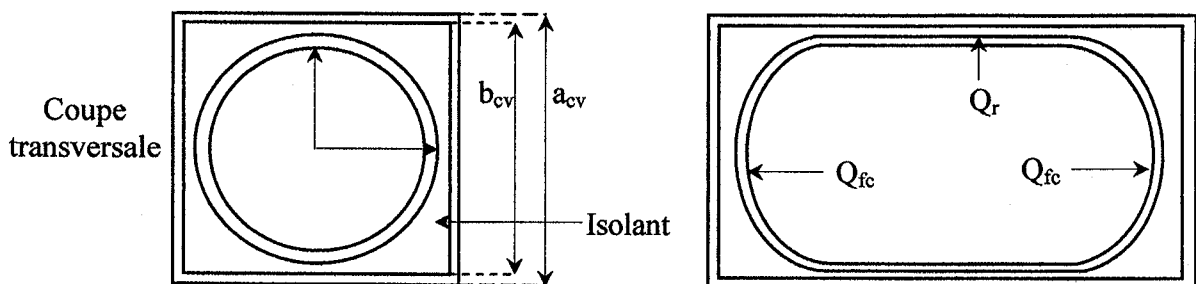


Fig. (2.35): Schéma de la cuve de stockage

$$Q_u = m C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.41)$$

$$Q_u = A_c F_r [(τ α)_{eff} G_t - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (2.42)$$

F_r : facteur de conductance du capteur défini par:

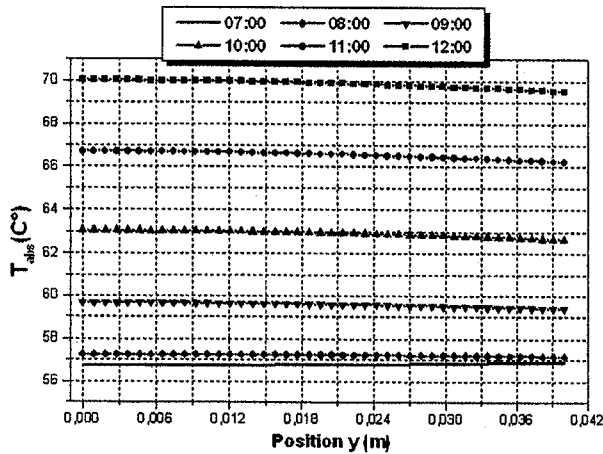


Fig. (2.33): Evolution du gradient de température de l'absorbeur chaque heure. (De 07 :00, à midi).

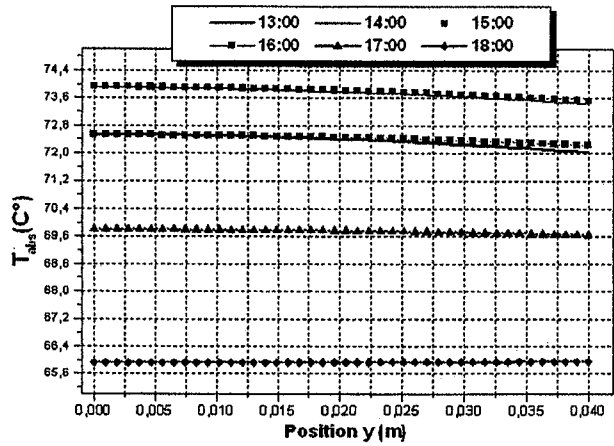


Fig. (2.34): Evolution du gradient de température de l'absorbeur chaque heure. (De 13 :00, à 18 :00).

2.2.8 Bilan thermique de la cuve de stockage

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, le modèle brassé est adopté. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve est uniforme. Le régime est considéré transitoire et le flux totale de la chaleur perdue dans la cuve est égal à la somme des flux radiaux Q_r plus le flux qui traverse les fonds bombés. La puissance récupérée par le fluide caloporteur est définie comme étant la différence entre l'énergie solaire incidente et les pertes thermiques. [17].

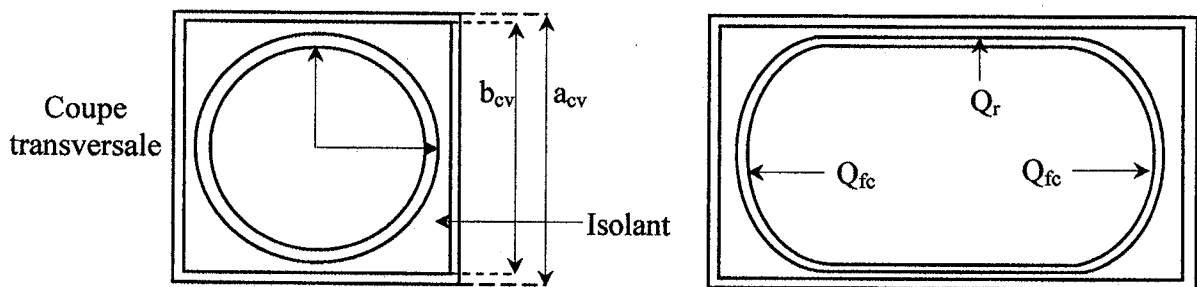


Fig. (2.35): Schéma de la cuve de stockage

$$Q_u = m C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.41)$$

$$Q_u = A_c F_r [(\tau \alpha)_{eff} G_t - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (2.42)$$

F_r : facteur de conductance du capteur défini par:

$$F_r = \frac{M C_p}{U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{-F_c U_L}{M C_p}\right) \right] \quad (2.43)$$

m : débit massique (kg/s).

M : débit surfacique (kg/s/m²).

$$F_r = \frac{\text{Quantité de chaleur réellement extraite}}{\text{Quantité de chaleur recueillie si l'absorbeur est à la température d'entrée du fluide}} \quad (2.44)$$

$$F_c = \frac{1/U_L}{(d+D) \left[\frac{1}{U_L(d\eta_{ail} + D)} + \frac{1}{h_{c13} P_m} \right]} \quad (2.45)$$

$$F_c = \frac{\text{Quantité de chaleur réellement extraite}}{\text{Quantité de chaleur recueillie avec un absorbeur isotherme à la température du fluide}} \quad (2.46)$$

D : diamètre de tube (m).

P_m : périmètre mouillée de la section de passage (m²).

L'efficacité de l'ailette est donnée par:

$$\eta_{ailette} = \frac{\text{th}\left(\frac{d}{2} \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_{abs} e_p}}\right)}{\frac{d}{2} \sqrt{\frac{U_L}{\lambda_{abs} e_p}}} \quad (2.47)$$

La température moyenne de la plaque est donnée par:

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{Q_u(1-F_r)}{A_c U_L F_r} \quad (2.48)$$

La température moyenne du fluide dans le capteur est calculée par l'équation de Klein.

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{Q_u}{A_c U_L F_r} \left(1 - \frac{F_r}{F_c}\right) \quad (2.49)$$

$$Q_t = K (T_s - T_{am}) = \frac{1}{R_{th}} (T_s - T_{am}) \quad (2.50)$$

$$K = 2 \pi r_1 L_{cv} \sum \frac{1}{R_{thr}} + 2 \pi r_1^2 \sum \frac{1}{R_{thc}} \quad (2.51)$$

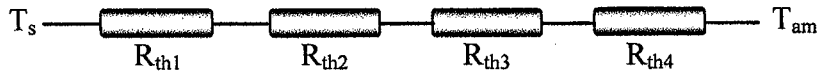
T_s , T_{am} : sont respectivement la température du stockage et la température ambiante (°K).

R_{th} : résistance thermique de la cuve de stockage entre le milieu ambiant et le fluide stocké.

R_{thr} : résistances thermiques radiales.

R_{thc} : résistances thermiques sur les cotés.

Pour déterminer la résistance thermique du stockage de la cuve, on utilise le schéma analogique équivalent donné ci-dessous.



$$R_{th1} = \frac{1}{2\pi L_{cv} r_1 h_{cv}} \quad (2.52)$$

L_{cv} : longueur de la cuve (m).

r_1 : rayon intérieur de la cuve (m).

h_{cv} : coefficient d'échange de la chaleur par convection, il est calculé par la relation de Nusselt dans le cas de la convection naturelle par :

$$Nu_u = 0.52 (G_r P_r)^{0.25} \quad (2.53)$$

$$h_{cv} = Nu_u \frac{\lambda}{D} \quad (2.54)$$

Pour un G_r compris entre 10^3 et 10^9 et un P_r supérieur à 0.6.

D : diamètre du cylindre intérieur (m).

$$R_{th2} = \frac{1}{2\pi L_{cv} \lambda_{ac}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (2.55)$$

r_2 : rayon extérieur de la virole (m).

λ_{ac} : conductivité thermique de la virole ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

R_{th3} : résistance thermique de l'isolant.

$$R_{th3} = \frac{1}{2\pi L_{cv} \lambda_{isc}} \ln\left(\frac{0.54 b_{cv}}{r_2}\right) \quad (2.56)$$

λ_{isc} : conductivité thermique de l'isolant ($W m^{-1} \text{ } ^\circ K^{-1}$).

R_{th4} : résistance thermique entre l'isolant et la tôle.

$$R_{th4} = \frac{0.785}{2\pi L_{cv} \lambda_t} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \quad (2.57)$$

λ_t : conductivité thermique de la tôle. D'où :

$$K = 2\pi r_1 L_{cv} \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{r_1}{\lambda_{ac}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{\lambda_{isc}} \ln\left(\frac{0.54 b_{cv}}{r_2}\right) + \frac{0.785 r_1}{\lambda_t} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \right]^{-1} + 2\pi r_1^2 \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{e_{ac}}{\lambda_{ac}} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{e_{isc}}{\lambda_{isc}} \right]^{-1} \quad (2.58)$$

En égalant la variation de l'énergie stockée dans la cuve à l'énergie captée par le collecteur moins l'énergie perdue vers l'espace environnant et l'énergie puisée, on peut écrire le bilan thermique de la cuve de stockage sous la forme suivante: [17].

$$(MC_p)_s \frac{dT_s}{dt} = A_c F_r [(\tau\alpha)_{eff} G - U_L (T_s - T_{am})] - K(T_s - T_a) - \dot{m} (T_s - T_{Lr}) \quad (2.59)$$

e_{ac} , e_t , e_{isc} : sont respectivement les épaisseurs de l'acier, du tube et de l'isolant de la cuve.

T_{Lr} : Température de soutirage (°K).

La solution de l'équation (2.59) est effectuée en utilisant deux logiciels de programmation Maple 6 et Matlab 6.5.

En considérant que $\chi = (A_c F_r U_L + K + \dot{m}) / (MC_p)_s$, on obtient :

$$T_s(t) = \left(\frac{A_c F_r (\tau\alpha)_{eff} G + A_c F_r U_L T_{am} + K T_{am} + \dot{m} T_{Lr}}{A_c F_r U_L T_{am} + K + \dot{m}} \exp(\chi t) - \frac{A_c F_r (\tau\alpha)_{eff} G + A_c F_r U_L T_{am} + K T_{am} + \dot{m} T_{Lr} - T_{in} A_c F_r U_L - T_{in} K - T_{in} \dot{m}}{(A_c F_r U_L T_{am} + K + \dot{m}) \exp(-\chi t)} \right) \exp(-\chi t) \quad (2.60)$$

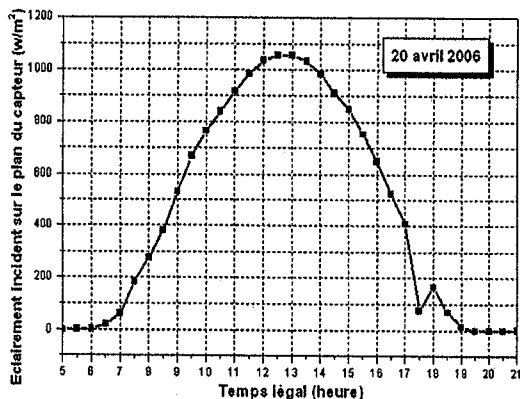


Fig.(2.36): Eclairement global expérimental

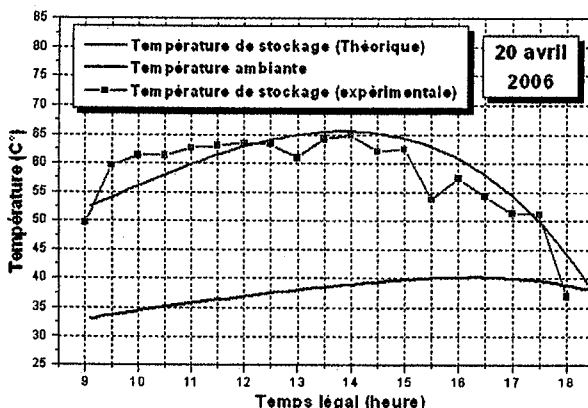


Fig. (2.37): température du stockage

2.2.9 Comportement thermique du capteur durant une période nocturne

Dans ce cas, le problème devient plus simple ($G = 0$). Subséquemment, on propose d'autres dialectiques du système original en faisant deux linéarisations puisque la simplification est une vertu en modélisation. On prouve théoriquement que, sous l'effet des conditions climatiques constantes, le capteur va atteindre immédiatement l'équilibre thermique. [18].

L'influence de la température extérieure apparaît nettement sur le profil de la température de la vitre. Ceci peut être justifié par le fait que le vitrage est soumis aux effets des différentes conditions climatiques, plus particulièrement la vitesse du vent et la température ambiante. Une légère variation de celle ci agit visiblement sur l'évolution de la température de la vitre. C'est le seul élément qui n'atteint pas l'équilibre si la température extérieure varie.

Du 08 au 09 avril 2006

La linéarisation du système par les deux méthodes pour des conditions initiales $(x_0, y_0, z_0) = (49, 27, 48.9)$ donne deux matrices carrées qui possèdent trois valeurs propres négatives. Donc, le système est asymptotiquement stable et fait apparaître l'équilibre comme un noeud stable. $X_{eq}(47.75, 28.35, 47.75)$ est le point d'équilibre du système.

$$DF(X_{eq}) = \begin{bmatrix} -1.3903 \cdot 10^{-5} & 0.472 \cdot 10^{-5} & 1.0419 \cdot 10^{-3} \\ 1.2196 \cdot 10^{-4} & -1.6822 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0.1079 & 0 & -0.1108 \end{bmatrix} \quad \begin{cases} \lambda_1 = -0.1119 \\ \lambda_2 = -3.7203 \cdot 10^{-4} \\ \lambda_3 = -1.6827 \cdot 10^{-3} \end{cases} \quad (2.61)$$

La procédure de calcul de la dérivée optimale donne à l'issue de 13 itérations et pour un $\varepsilon = 10^{-6}$ une autre matrice carrée qui s'écrit par:

$$A = \begin{bmatrix} -0.00128 & 0.436 \cdot 10^{-5} & 98 \cdot 10^{-5} \\ 1.292 \cdot 10^{-4} & -0.001695 & 1.3 \cdot 10^{-8} \\ 0.1081 & 5.69 \cdot 10^{-9} & -0.1091 \end{bmatrix} \quad \begin{cases} \lambda_1 = -0.11007 \\ \lambda_2 = -3.05847 \cdot 10^{-4} \\ \lambda_3 = -1.6954 \cdot 10^{-3} \end{cases} \quad (2.62)$$

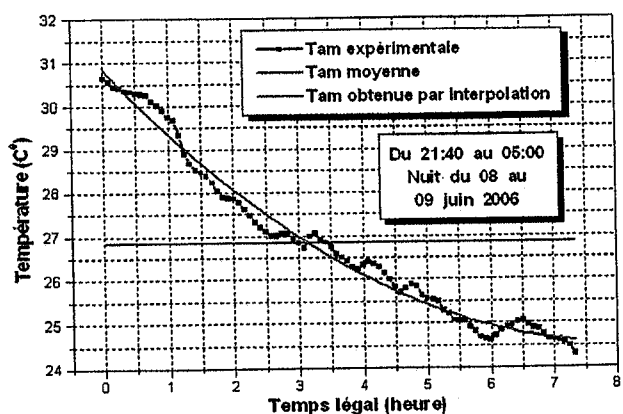


Fig. (2.38): température ambiante

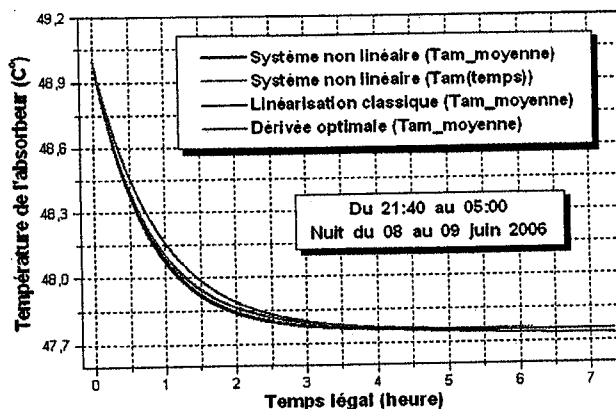


Fig. (2.39): température de l'absorbeur

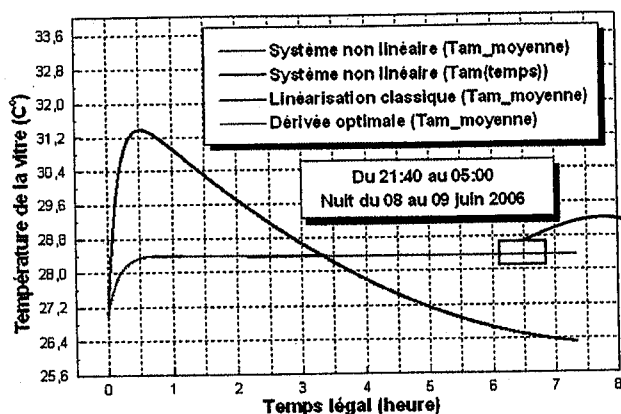


Fig. (2.40): température de la vitre

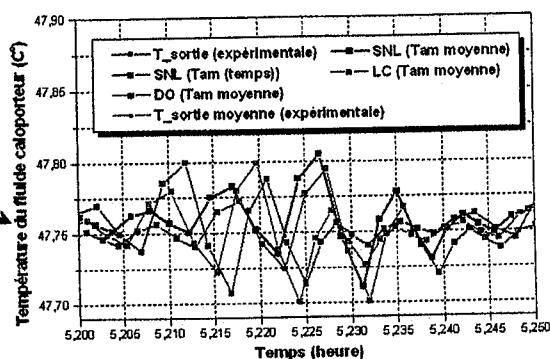
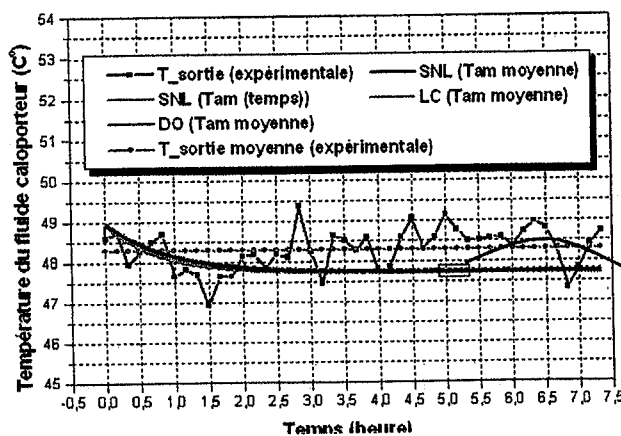
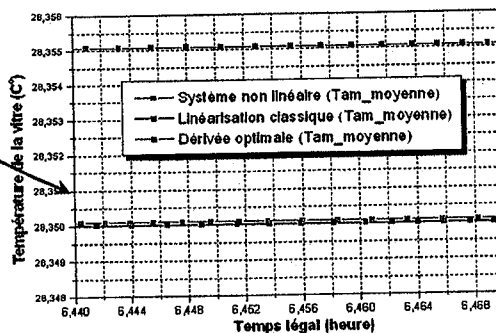


Fig. (2.41): température du fluide caloporteur

2.3 Conclusion

Nous avons montré que l'utilisation de l'interpolation pour la modélisation des grandeurs qui interviennent dans n'importe quel système destiné à la description d'un problème thermique ou d'un dispositif solaire, est aussi un autre moyen qui peut dans certaines conditions donner des solutions souhaitables.

Les coefficients d'échanges thermiques par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur d'une part, et entre la vitre et l'air ambiant d'autre part sont déterminés en fonction des températures de la vitre, de l'absorbeur et du ciel.

La température de la plaque absorbante est la plus élevée. Ceci peut être justifié par son pouvoir d'absorption qui est important pour le rayonnement solaire. Ce phénomène est plus accentué si la plaque est recouverte par une couche sélective. La modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans globaux des énergies, prend en compte les conditions initiales associées au capteur. Les résultats de simulation numérique permettent de découvrir les profils de température de l'absorbeur, le vitrage et le fluide caloporteur.

Une autre étude est consacrée toujours à l'aspect numérique, nous avons réussi d'avoir deux autres modélisations (approchées) par deux méthodes de linéarisation. La dérivation au sens de Fréchet et la dérivée optimale. Ces approches sont prédestinées pour évaluer les performances du capteur: rendement instantané, coefficient de pertes thermiques vers l'avant en fonction du temps et de la température de l'absorbeur. La comparaison entre les valeurs du rayonnement global incident sur le plan incliné du capteur prévu par la simulation de Perrin Brichambaut et Capderou et les mesures effectuées dans la station de Batna et de Ghardaïa, montre que la simulation est une bonne approximation de la réalité malgré quelques perturbations climatiques (nuages).

Différentes approches permettent d'estimer le flux d'irradiation global et la température ambiante. Malheureusement, le choix des fonctions d'interpolation et les modèles disponibles permet d'obtenir un modèle satisfaisant mais très complexe.

A travers cette étude, nous avons tenté d'apporter une analyse sur le comportement thermique d'un capteur solaire plan à eau. Les approches et les procédures utilisées permettent de donner et de fournir des résultats et des fonctions qui déterminent les évaluations des différentes températures. A la lumière de cette étude, nous voulons montrer qu'une bonne utilisation d'une méthode de linéarisation (choix des conditions initiales et des paramètres climatiques adéquats)

permet la description qualitative et quantitative du comportement des températures des éléments étudiés.

L'élément de base est la surface captante qui doit absorber le rayonnement solaire. Tandis que la chaleur captée par celle-ci va être transmise au fluide. Puisque la simplification est une vertu en modélisation, donc on peut donner deux autres modèles approximatifs. Globalement, le transport d'énergie dans un absorbeur plan se fait dans le sens positif puisque $T(y) > T(y+dy)$ est associé à un flux thermique algébrique de conduction $\phi_c > 0$. Donc, la distribution de la température n'est pas uniforme, il existe toujours un gradient de température sur la surface étudiée. Elle devient plus importante si la température de l'absorbeur atteint une valeur élevée.

L'étude théorique et pratique du capteur pendant les temps nocturnes montre que sous l'effet des conditions climatiques constantes, le capteur va atteindre immédiatement l'équilibre thermique. L'influence de la température extérieure apparaît nettement sur le profil de la température de la vitre. Ceci peut être justifié par le fait que le vitrage est soumis sous les effets des différentes conditions climatiques, plus particulièrement la vitesse du vent et la température ambiante. Une légère variation de celle ci agit visiblement sur l'évolution de la température de la vitre.

Les résultats expérimentaux et théoriques ont été confrontés. La concordance s'avère acceptable et les écarts qui existent sont dus d'une part, aux erreurs de mesures, à l'inertie thermique et aux perturbations du système (par des passages nuageux).

Bibliographie

- [1] S. Siino, « Méthode de Caractérisation des Performances Thermiques des Chauffe-eau Solaires pour Production d'Eau Chaude Individuelle », CSTB, 1991.
- [2] S. Siino, C. Buscarlet, « Performances Thermiques des Chauffe-eau Solaires, Méthode Mensuelle d'Essai du CSTB "SOLO" », Cahiers du CSTB, 1995.
- [3] F. Trombe, A. Le Phat Vinh et Le Phat Vinh M, « Etude sur le Chauffage des Habitations par Utilisation du Rayonnement Solaire », Revue Générale de Thermique, N° 48, 1965.
- [4] Y. Jannot: « Thermique Solaire », Cours et Exercices. Octobre 2003. Chapitre: l'Energie Solaire.
- [5] J.F. Sacadura: « Initiation aux Transferts Thermiques », Technique et Documentation, Paris 1978. Chapitre 4. Transfert de Chaleur par Convection.

- [6] J.A. Duffie and W.A. Beckman: « Solar Energy Thermal Processes », Wiley-Interscience, New York (1974).
- [7] J.M. Chasseriaux: « Convection Thermique et Rayonnement Solaire », E.d. Dunod 1984.
- [8] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, F. Bouayad, « Modélisation Thermique d'un Capteur Solaire Plan à Eau », 8^{ème} Séminaire International sur la Physique Energétique (SIPE8). Centre Universitaire de Béchar-Algérie, 11 et 12 Novembre 2006.
- [9] H. Maamar, S.M.A. Bekkouche, « Caractérisation, Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Eau de Type Megasun ». Premier Workshop International sur les Energies Renouvelables et leurs Applications. Laghouat, les 10, 11 et 12 Mai 2008.
- [10] M.K. Cherier, K. Kaci, « Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Eau ». Conférence Internationale sur la Physique et ses Applications CIPA'2007 USTO-MB, 2-4 Décembre 2007.
- [11] B. Boch, E. Boileau et C. Bénard, « Modélisation de l'Irradiation Solaire au Pas de Temps de l'Heure », Revue Phys. Appl. N° 16, (1981).
- [12] L. Vergara-Dominguez et R. Garcia-Gomez, « Automatic Modeling and Simulation of Daily Global Solar Radiation Series », Solar Energy, 34, (1985).
- [13] C. Bénard, E. Boileau et B. Guerrier, « Modélisation de l'Irradiation Globale Horaire à l'Aide de Processus ARMA: Application à la Prédiction à Faible pas de Temps (horaire), en Vue de l'Etablissement de Commandes Optimales Dans l'Habitat ». Revue Phys. Appl. N° 20, (1985).
- [14] A. Balonktsiset Ph. Tsalides, « Stochastic Simulation Model of Hourly Total Solar Radiation », Solar Energy, 37, 2, (1986).
- [15] J.M. Gordon et T.A. Reddy, « Time Series Analysis of Hourly Global Horizontal Solar Radiation », Solar Energy, 41, 5, (1988).
- [16] A. Benkhelifa, « Optimisation d'un Capteur Solaire Plan ». Revue des Energies Renouvelables. Physique Energétique (1998) 13-18.
- [17] K. Boulakhras, « Etude Comparative des Performances d'un Capteur Solaire Sous Vide et d'un Capteur Solaire Ordinaire ». Thèse de Magister en Energétique. Option Photothermique. (1998). Université de Constantine.
- [18] J.P. Demailly, « Analyse Numérique et Equations Différentielles ». Manuel pour le Second Cycle de Mathématiques, Presses Universitaires de Grenoble, Première édition sept. 1991.

Chapitre III

**Modélisation, Simulation et
Etude Thermique Théorique
et Expérimentale Pour
l'Adaptation au Climat Local
Effet de l'Isolation Thermique**

Chapitre III

Modélisation, Simulation et Etude Thermique Théorique et Expérimentale Pour l'Adaptation au Climat Local. Effet de l'Isolation Thermique

3.1 Introduction

Le secteur du bâtiment est un des secteurs ayant le plus d'impact sur l'environnement. En France, le bâtiment a consommé en 2001 près de 100 Mtep (millions de tonnes équivalent pétrole), soit 46 % de la consommation locale. Ce contexte a amené un pays comme la France, par l'intermédiaire notamment de l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie), à développer l'intégration des énergies renouvelables dans le bâtiment, notamment par le biais de composants solaires et matériaux de construction.

L'architecture bioclimatique est un concept de construction qui conjugue l'architecture de la maison ou d'un habitat, les conditions climatiques, le site de construction et les matériaux utilisés. Une harmonie est recherchée afin d'obtenir un habitat conçu pour être autant agréable l'été que l'hiver.

La conception d'une maison par exemple est étudiée pour capter le rayonnement solaire en hiver et s'en protéger en période estivale, ce qui permet de faire de grandes économies d'énergie (chauffage, éclairage, climatisation) et de bénéficier d'un confort élevé.

A cela s'ajoute l'avantage de vivre dans un habitat sain car les matériaux utilisés sont souvent des matériaux naturels (bois, terre, pierre, etc). Une maison bien exposée reçoit en hiver sur une saison de chauffe un rayonnement solaire égal à presque huit fois ses besoins de chauffage. D'autre part, il est possible, au stade de la conception architecturale, de réduire la consommation d'énergie à la source, en réduisant les besoins du bâtiment en hiver comme en été. Le problème

dans notre site, c'est que l'obtention du confort reposera sur les équipements de chauffage et de climatisation, ce qui aboutit souvent au gaspillage et à la consommation d'énergie.

Le but est de concevoir des habitats solaires adaptées au climat local, en utilisant, avec bon sens, les ressources présentes: le soleil, le vent et la température ambiante. Il faut créer les meilleures conditions de confort physiologique (température, Humidité, air neuf) pour les occupants, tout en limitant le recours aux systèmes mécaniques de chauffage, climatisation et ventilation.

Pour cela, on cherche à:

- Réduire les pertes thermiques d'hiver et les gains solaires d'été.
- Favoriser les gains solaires d'hiver et les déperditions d'été.
- Limiter le refroidissement extérieur par le vent en hiver.
- Déphaser les variations de température.

Dans ce contexte se focalisent nos idées, on propose des modèles mathématiques qui permettent d'évaluer les performances énergétiques des pièces d'un habitat. Ces modèles ne concernent que les échanges thermiques. On ne peut donc pas étudier la stratification de l'air d'une zone, l'influence du vent sur les infiltrations d'air, la diffusion d'eau dans les parois,... Les changements d'état ne sont pas non plus pris en compte, donc le stockage par chaleur latente n'est pas traité, ni l'effet des variations d'humidité. C'est donc exclusivement l'enveloppe qui est étudiée. L'objectif est de réaliser des économies à la source, sur les besoins énergétiques des pièces d'un logement. Cette stratégie de prévention s'avère à l'usage la moins coûteuse: une mauvaise conception thermique induit un surdimensionnement des équipements et une surconsommation d'énergie, ce qui a un coût financier et environnemental. On propose l'isolation thermique qui est une technique rentable et admissible. Nous allons comparer essentiellement les différentes valeurs de température (températures des murs et de l'air intérieure) fournies par les études avec celles acquises en considérant que, les murs exposés aux différentes sources de chaleurs sont isolés thermiquement. [1], [2] et [3].

3.2 Validation du modèle mathématique

3.2.1 Introduction

L'expérience a acquis une place prépondérante, au point que la vérification expérimentale est

devenue un moment essentiel du "rationalisme appliqué". Dès la seconde moitié du XIX^{ème} siècle, cependant, et notamment à partir de Maxwell, la détermination d'objets scientifiques repasse par la construction de modèles théoriques permettant d'aborder des champs nouveaux sur des bases formelles identiques. Aujourd'hui, un pas de plus est franchi puisque la simulation informatique des tests expérimentaux fait perdre son empiricité à l'expérience et tend à la réinstaller au sein du théorique. La nécessité des expériences est proportionnelle à l'avancement des connaissances. L'expérience, joue donc le rôle de combler l'écart entre le possible et le réel. La théorie, virtuellement hésitante et bifurquant, est alors restreinte à certaines voies déductives privilégiées. Une science fondée sur les faits expérimentaux et non plus sur des principes abstraits allait se substituer à la déduction cartésienne. Que devient alors la notion d'expérience une fois ce grand retournement opéré ? [4] et [5].

3.2.2 Vers le modèle et la simulation

La notion de modèle comme norme abstraite se développe alors en physique. Le modèle est ici un intermédiaire à qui les physiciens délèguent la fonction de connaissance, de réduction de l'encore énigmatique à du déjà connu, notamment en présence d'un champ d'études dont l'accès est difficilement praticable. Si modéliser, c'est déléguer la fonction de connaissance afin de représenter la réalité de façon à la fois économique et fiable, encore faut-il s'assurer que le modèle conserve un lien avec l'expérience.

Selon Etienne Guyon, modélisation et simulation restent des démarches distinctes. La modélisation, vu ses outils, garde plus de latitude par rapport au réel que la simulation. Les conditions du mimétisme absolu ne sont pas respectées puisque le modèle opère une simplification du phénomène, ne retenant que les variables les plus caractéristiques. Ceci constitue une approximation, mais qui suffit souvent pour réussir. En regard de cette modélisation, la simulation semble une approche plus coûteuse, puisqu'elle invite à conserver tous les paramètres du problème initial. Cette approche permet en outre l'expérimentation, le modèle numérique devenant un laboratoire virtuel dans lequel on peut tester des hypothèses. Par exemple, on y fait varier certain paramètre (quantité d'énergie solaire reçue, vitesse de rotation de la terre...) pour en étudier les conséquences sur le climat. Ces modèles numériques permettent en outre d'affiner la prévision à court terme en injectant périodiquement dans le modèle de nouvelles

valeurs de mesure. D'ailleurs souvent en physique, il faut d'abord fonctionner le modèle pour tester sa cohérence interne avant de le valider. [5]

3.3 Eléments de conception bioclimatique

La conception bioclimatique s'est beaucoup développée depuis les années 70, et a donné lieu à de nombreuses recherches qui ont permis de produire des outils de conception bioclimatiques, aussi bien pour les architectes, les bureaux d'étude, que les ingénieurs. Un rappel de l'état de l'art sur la modélisation et la conception est effectué selon deux axes: le solaire passif et la ventilation naturelle. En effet, un composant solaire se doit de compléter une architecture éventuellement bioclimatique, et non pas concurrencer celle-ci au risque de faire diminuer sensiblement l'efficacité de l'une des ces deux techniques. Par exemple, on peut imaginer que l'intégration d'un capteur à air peut s'avérer inutile pour un bâtiment bioclimatique s'il y a une mauvaise adéquation entre les besoins de chauffage et la production du capteur à air.

3.3.1 Solaire passif

L'utilisation passive de l'énergie solaire est un thème qui a été très étudié. Cette technique permet de faire diminuer les besoins de chauffage (en climat tempéré ou froid). Quelques règles techniques architecturalement assez simples ont été élaborées.

Une règle importante (en considérant au préalable que le bâtiment est orienté au Sud) consiste à mettre plus de vitrage sur la façade sud que sur la façade Nord du bâtiment, avec du vitrage à faibles pertes thermiques ($U < 2 \text{ w m}^{-2} \text{ K}^{-1}$). Il est également souvent plus avantageux de concevoir un bâtiment avec plus de vitrage sur la façade Est que sur la façade Ouest pour limiter les surchauffes de l'été. De même, pour éviter un apport de gain solaire trop important l'été par le vitrage de la façade sud, il faut installer des brises soleil opaques au-dessus de ces vitrages afin de laisser passer le soleil l'hiver et de protéger les vitrages l'été. Rappelons également qu'une des règles indissociables de la conception bioclimatique est de prévoir une isolation thermique suffisante pour avoir de faibles besoins de chauffage, par l'extérieur des parois si l'on veut profiter de l'inertie de l'enveloppe du bâtiment.

Une méthode qui permet également de diminuer les besoins de chauffage est celle de la zone tampon. Par exemple, placée du côté Nord, une zone telle qu'un garage à voiture permet de faire diminuer les pertes du bâtiment vers l'extérieur. En façade Sud, une véranda, en plus de

jouer également le rôle de zone tampon, peut permettre de préchauffer de l'air si le rayonnement solaire est suffisant. Il faut par contre bien veiller à concevoir la véranda pour éviter une surchauffe l'été.

D'autres techniques à peine plus sophistiquées existent également. La technique de la double peau, ou du mur rideau consiste à rajouter par-dessus l'enveloppe une paroi transparente, en laissant un certain espace d'air entre cette paroi et le bâtiment. La lame d'air permet de rajouter une résistance thermique entre l'enveloppe et la bâtiment (ce qui revient à jouer le rôle de zone tampon), de préchauffer ou chauffer l'air du bâtiment en hiver, de créer une ventilation naturelle l'été, et de servir de barrière acoustique. Enfin, la technique du mur Trombe consiste à chauffer une paroi à forte inertie, et de restituer par la suite la chaleur emmagasinée. Ce mur Trombe est en général protégé de l'extérieur par un vitrage isolant ou un isolant semi transparent.

Enfin, il ne faut pas oublier que la conception bioclimatique, en plus de prendre grandement en considération le solaire passif, se doit de prendre en compte les ressources solaires, la présence de masques proches ou lointains et l'exposition au vent, et de manière générale le climat. Une conception d'un bâtiment se situant dans un pays chaud sera tout à fait différente que celle se situant dans un pays au climat froid ou tempéré. Il faut dans ce cas essayer de prendre en compte le rafraîchissement possible grâce à la ventilation naturelle, technique qui est tout aussi valable dans les climats tempérés.

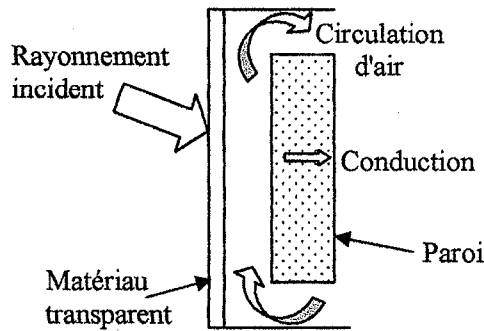
3.3.2 Mur solaire

La technique du mur Trombe (ou mur solaire) a été imaginée dans les années 60 avec les technologies de l'époque, en particulier des vitrages simples [Trombe et al. 1965]. Ce concept n'a pas réellement été développé par la suite puisqu'il s'est avéré que le bilan énergétique d'un tel composant solaire n'était pas assez satisfaisant. Cependant, de récents progrès technologiques, comme l'utilisation de vitrages à isolation renforcée par exemple, permettent de reconsidérer le potentiel d'efficacité du mur solaire. Des travaux ont été menés dans les années 90 sur l'isolation transparente, mais le coût de ce composant reste élevé. D'autre part les modèles utilisés à cette époque se basaient sur un calcul très simplifié des mouvements d'air en circulation.

Le principe du mur solaire est de capter le rayonnement solaire par effet de serre en recouvrant le mur d'un matériau transparent (vitrage par exemple), de stocker cette énergie, et de la restituer

au bâtiment selon un certain déphasage. Le transfert de chaleur se fait par conduction à travers la paroi chauffée, et par convection naturelle à travers la lame d'air. (Figure 3.1 ci-dessous).

Fig. (3.1):
schéma de principe
du mur solaire



A partir du mur solaire représenté sur la figure 3.1, il a été imaginé de nombreuses variantes pour tenter d'optimiser ce système. Il est d'abord possible d'ajouter une surface absorbante sur la paroi pour optimiser l'absorption du rayonnement par celle-ci. Une épaisseur d'isolant peut être rajoutée à l'arrière de la paroi pour éviter les surchauffes. (Et aussi pour diminuer les déperditions du bâtiment). (Figure 3.2). Pour diminuer les pertes thermiques du mur solaire, il est possible de rajouter une lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur. L'absorbeur peut aussi être séparé de la masse thermique. (Figure 3.3). Il existe aussi différents types de circulation d'air, comme il est représenté par les schémas de la figure 3.4.

- lame d'air fermée: il existe un mouvement de convection naturelle interne à la lame d'air;
- Circulation de type chauffage: l'air circule entre la zone à chauffer et le mur solaire;
- Circulation de type préchauffage: l'air provient de l'extérieur, passe par le mur solaire, et est injectée dans la zone à chauffer ;
- Circulation de type tirage: le mur solaire peut être utilisé l'été pour ventiler le bâtiment en créant un tirage thermique. De [6] au [10]

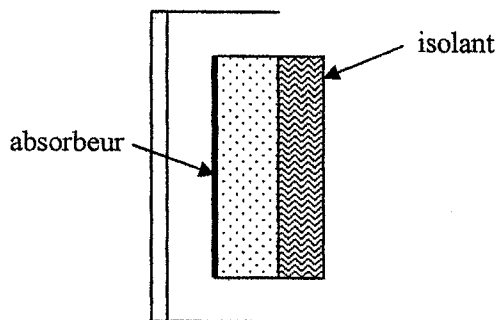


Fig. (3.2): mur solaire avec absorbeur et isolant

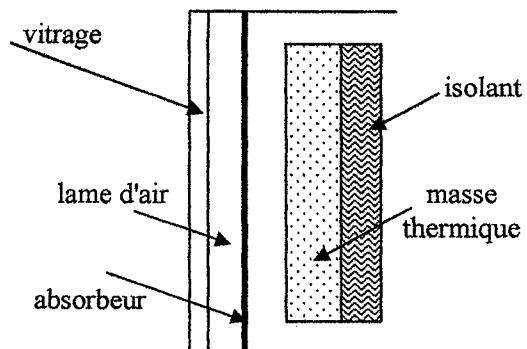


Fig. (3.3): mur solaire avec lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur séparé de la masse thermique.

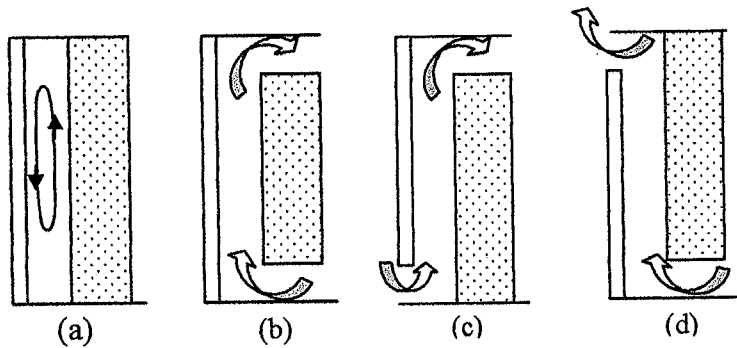


Fig (3.4):
différents types de
circulation d'air:
lame d'air fermée (a),
chauffage (b),
préchauffage (c),
étirage (d).

3.4 Isolation thermique

L'isolation thermique a un triple but, répond aux besoins:

- Diminuer le coût du chauffage : les pertes de chaleur d'une maison sans isolation sont nombreuses et importantes suivant les endroits. Il en résulte que plus votre isolation sera performante, moins élevée sera votre note de chauffage.
- Augmenter votre confort: le niveau de confort thermique d'une habitation est déterminé par la température de surface des parois et la température de l'air.
- Protéger votre patrimoine: une meilleure isolation protège en effet d'une part votre habitation, neuve ou existante, contre les effets pervers des chocs thermiques successifs; et d'autre part, votre environnement grâce à la limitation de consommation d'énergie ainsi permise.

Un mur en pierre, même plus de 80 cm d'épaisseur, n'empêche nullement la chaleur de s'échapper vers l'extérieur. Il faut donc isoler votre habitation soigneusement, en commençant par le toit s'il est la première source de déperditions, puis les murs, et enfin les planchers si ceux-ci donnent sur une cave ou un vide sanitaire.

Améliorer le confort thermique d'hivers passe par un diagnostic des bâtiments et des installations de chauffage. Des spécialistes (architectes, entreprises, bureaux d'études) sont susceptibles d'effectuer ces diagnostics et de préconiser des solutions. Quelques réflexes permettant d'orienter les choix parmi les mesures proposées:

- Commencer par isoler les combles (s'ils existent) avant les parois verticales en maison individuelle (la majeure partie des pertes de chaleur se fait par le toit),
- Isoler les murs en contact avec l'extérieur (résultat qui peut être obtenu soit en plaçant un matériau isolant à l'intérieur ou à l'extérieur du logement).

- Veiller à maintenir ou à rétablir la circulation d'air dans le logement en cas de changement de fenêtres (il ne suffit pas que les nouvelles fenêtres présentent des entrées d'air, il faut aussi que l'air puisse ressortir du logement),
- Remplacer des simples vitrages par des doubles vitrages,
- Mettre en place une régulation du système de chauffage,
- Examiner les possibilités de changement de mode de chauffage ou d'énergie utilisée.

Les moyens les plus employés pour se protéger de la chaleur estivale sont :

- La ventilation par ouverture des fenêtres lorsque cela est possible (zone peu bruyante, pas de risque d'intrusion),
- La mise à profit de l'inertie thermique du bâtiment, c'est-à-dire profiter de la capacité que le bâtiment a le pouvoir de stocker la fraîcheur de la nuit pour limiter l'élévation de la température le jour. Pour un bâtiment existant, l'inertie peut être augmentée par la pose d'une isolation thermique par l'extérieure.
- La limitation des apports solaires à travers les ouvertures (portes et fenêtres), à l'aide de volets ou de stores.

Le but, de ce chapitre, est l'étude thermique de quelques pièces d'un habitat situé dans la région de Ghardaïa. L'objectif primordial est d'étudier et analyser l'effet de l'isolation thermique. Ghardaïa oasis sahariennes situées au sud de la capitale (600 km), ces régions connues par leur climat aride caractérisé par le manque des précipitations (160 mm /an) et la réfraction des terres agricoles. Des températures diurnes très élevées en été, et des températures basses en hiver (gelées durant les mois de décembre à mi-février).

3.5 Paramètres du confort thermique

C'est la sensation de bien être physique résultant de l'équilibre thermique du corps. Or le corps échange de la chaleur avec son environnement par convection, rayonnement et évaporation.

3.5.1 Température de l'air ambiant

Hiver: la réglementation datant de 1973 fixe comme température de confort 19 °C au centre du local à 1.5 m de hauteur.

Été: en climat tempéré $\theta \leq 27$ à 28 °C. Ces températures peuvent être modulées en fonction de l'affectation du local et de l'heure de la journée

Selon le local		Selon le moment de la journée Exemple chambre	
Chambre (en moyenne)	19 °C	Harms	16 °C (le sommeil est meilleur)
Salle de bains	21 à 22 °C	Réveil	20 à 21 °C
Circulation	16 °C	Jour	16 °C (inoccupation)
Salle à manger	18 °C	Coucher	20 °C

Tableau 3.1: températures en fonction de l'affectation du local et de l'heure de la journée.

Cela implique une bonne régulation de l'installation de chauffage associée si possible à une programmation.

3.5.2 Température des parois

L'écart avec la température ambiante doit rester inférieur à 2 à 3 °C. Plus la paroi est froide, plus elle absorbe de rayonnement. Pour solutionner, on utilise par exemple des rideaux, des parois opaques isolées, des corps de chauffe en alliage ou bien des parois à doubles vitrages.

3.5.3 Température résultante

Si pendant le temps t en seconde, le corps de surface S (les vêtements) échange avec son environnement une quantité de chaleur Q en joule (j), le flux de chaleur échangé est en ϕ w et

$$\phi = \frac{Q}{t} \quad (3.1)$$

Si T_a est la température de l'air du milieu environnant, T_p la température des parois environnantes et T la température des vêtements, on montre que le flux échangé simultanément par convection avec l'air ambiant et par rayonnement avec les parois environnantes, est proportionnel avec les surfaces des vêtements (ou du corps) et à l'écart entre la température des vêtements et la température résultante externe T_r qui dépend à la fois de T_a et de T_p .

$$\phi = h(T - T_r) \quad T_r \approx 0.49 T_a + 0.51 T_p \quad (3.2)$$

h est le coefficient global d'échange.

T_r appelée aussi température résultante de confort est souvent approchée à la moyenne arithmétique de T_a et T_p .

$$T_r \approx \frac{T_a + T_p}{2} \quad (3.3)$$

3.5.4 Homogénéité des températures d'un local

Horizontalement: 2 à 3 °C maximum d'écart toléré d'un point à un autre.

Verticalement: écart maximum de 3 °C entre la tête et les chevilles.

3.5.5 Vitesse de circulation de l'air

Elle doit rester comprise entre environ 0.1 et 0.2 m/s (ne jamais dépasser 0.5, m/s), car l'échange thermique augmente si la vitesse de l'air augmente. Les objectifs de l'installation de chauffage ou de climatisation d'un local sont de réaliser le confort thermique des occupants de ce local quelques soient les conditions climatiques extérieures, tout en respectant des impératifs d'économie d'énergie. [11], [12] et [13].

3.6 Plans descriptifs des pièces

Afin de déterminer les différentes températures dans les chambres, il est utile d'établir les bilans énergétiques où nous nous intéressons essentiellement aux températures intérieures. Ces dernières seront confrontées avec ceux fournies en considérant que les murs exposés au soleil seront ombragés et recouverts par une couche isolante, une lame d'air et une couche supplémentaire du plâtre pour tenir compte à l'aspect esthétique et décoration. Dans ce cadre, nous avons jugé indispensable d'utiliser les plans des maisons pour le dimensionnement et la caractérisation des chambres.

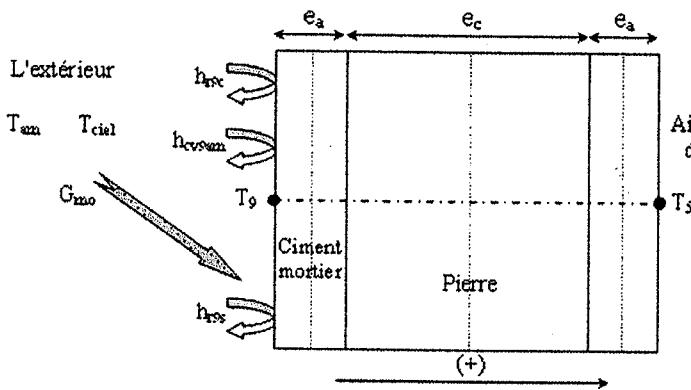


Fig. (3.5): Identification des couches du mur ouest

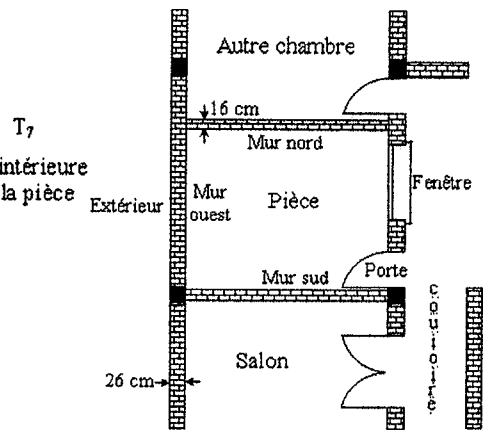


Fig. (3.6): position de la pièce 1

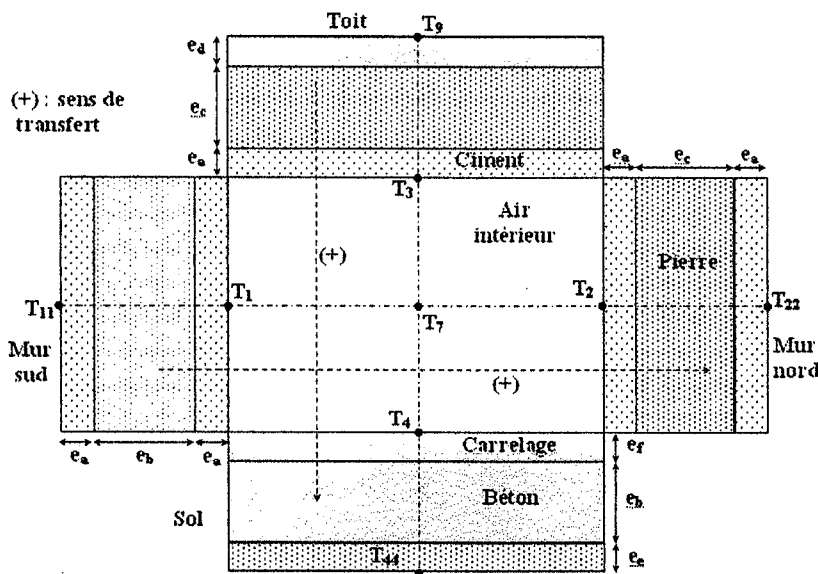


Fig. (3.7): Coupe longitudinale et identification des différentes couches

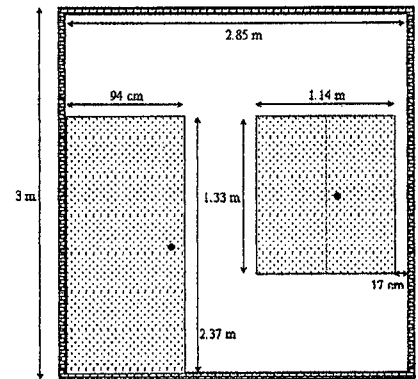


Fig. (3.8) : face est

Cette chambre se situe au rez-de-chaussée, elle possède un toit et un mur ouest exposés et soumis directement aux différentes perturbations climatiques. Voir les figures précédentes. Le plan qui se suit décrit autres chambres. Ces dernières sont situées au rez-de-chaussée ou au premier étage puisqu'il s'agit d'un bloc qui se trouve à l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables à Ghardaïa. Nous avons établi une étude thermique pour un salon qui se situ au premier étage du bâtiment, et une autre pour le salon et la pièce qui se trouvent au rez-de-chaussée. Voir les figures ci dessous. De [14] au [19].

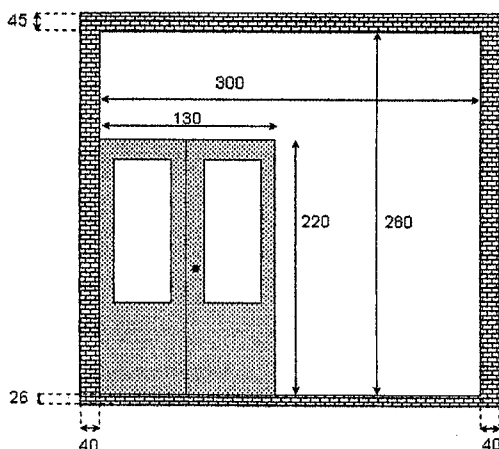


Fig. (3.9) : face nord

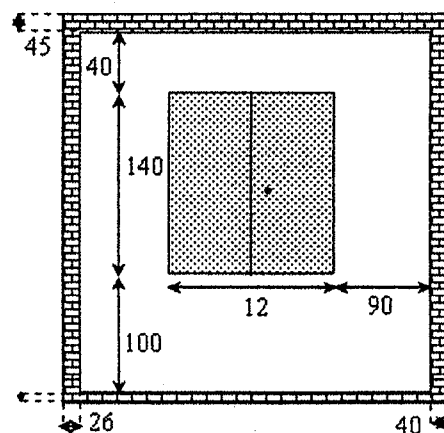


Fig. (3.10) : face sud

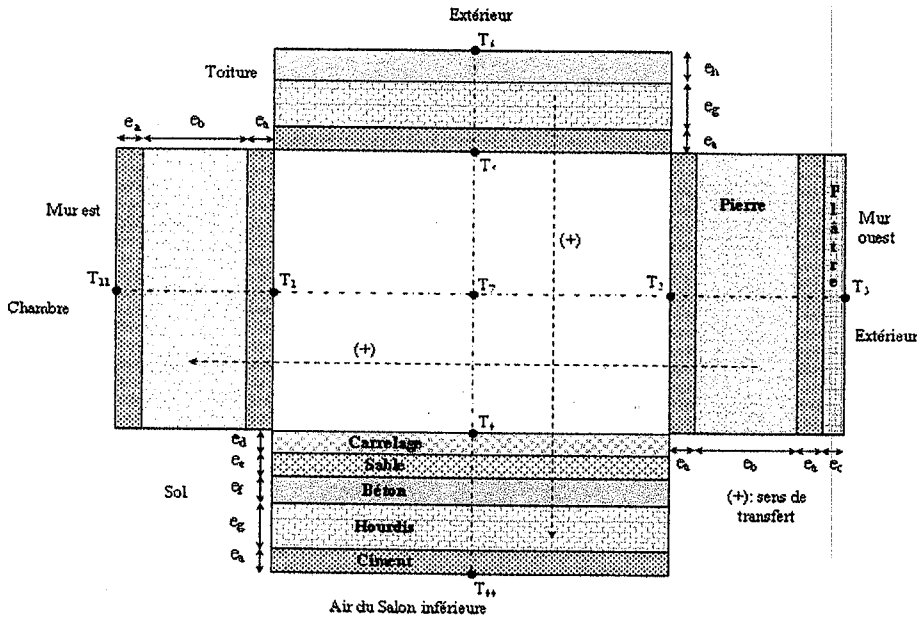


Fig. (3.11): Coupe longitudinale et identification des différentes couches (+): sens de transfert

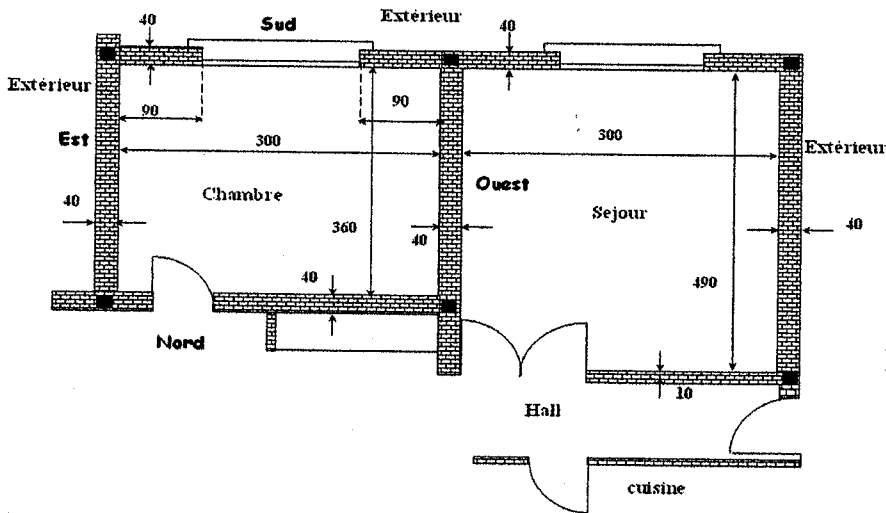


Fig. (3.12): Plan descriptif des deux chambres

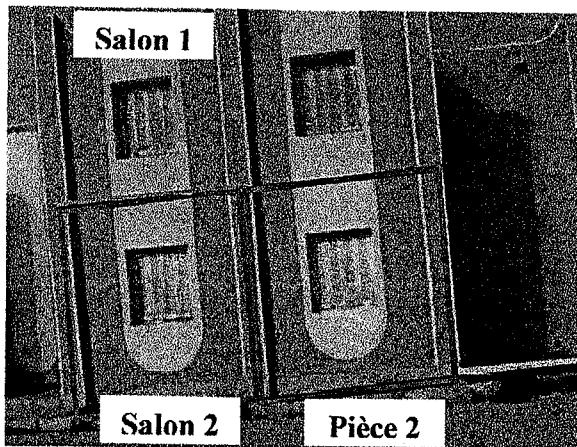


Fig. (3.13): Description générale des pièces étudiées

3.7 Estimation des éclairagements incidents

La première étape importante dans ces travaux, consiste à utiliser un modèle semi empirique efficace pour l'estimation des énergies reçues sur les différentes surfaces des murs. Dans ce sens, nous avons choisi d'utiliser le modèle de Capderou parce qu'il nous apparaît acceptable et adéquat au niveau de notre site Ghardaïa. Malgré ça, et pour être plus précis dans nos estimations, nous avons décidé d'exploiter directement les données expérimentales fournies par notre station concernant les éclairagements globaux et diffus incidents sur un plan horizontal. Ceux ci veulent dire, qu'au lieu de déterminer les éclairagements globaux et diffus incidents sur un plan horizontal par le modèle de Capderou, on utilise directement les données expérimentales fournies par notre station. Cette démarche nous donne la possibilité d'estimer mieux les irradiations globales incidentes sur les murs verticaux toujours en utilisant le même modèle. [16], [19] et [20].



Fig. (3.14): Station de mesures Radiométriques au niveau de l'unité

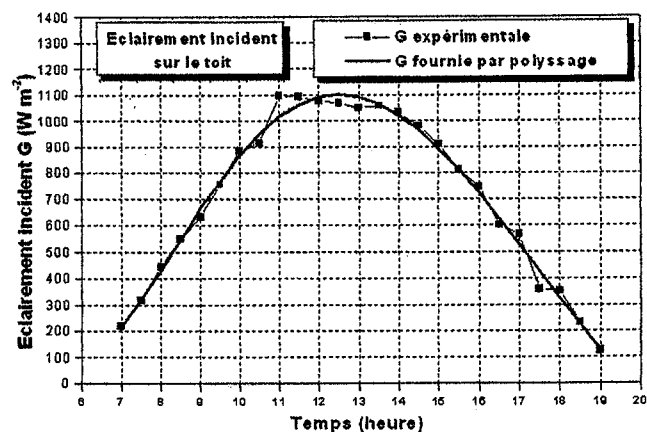


Fig. (3.15): éclairement solaire incident mesurée sur un plan horizontal

3.8 Modèles mathématiques et résultats de la simulation numérique (pièce 1 et salon 1)

On propose des modèles mathématiques qui permettent d'évaluer les performances énergétiques des pièces de ces habitats. Ces modèles ne concernent que les échanges thermiques. On ne peut donc pas étudier la stratification de l'air d'une zone, l'influence du vent sur les infiltrations d'air, la diffusion d'eau dans les parois,... Les changements d'état ne sont pas non plus pris en compte, donc le stockage par chaleur latente n'est pas traité, ni l'effet des variations

d'humidité. C'est donc exclusivement l'enveloppe qui est étudiée. Pour faire ces études, quelques hypothèses simplificatrices ont été établies:

- L'écoulement est unidirectionnel à travers les différentes couches des murs.
- Le régime est permanent lorsque le flux de conduction passe d'une couche vers l'autre.
- On suppose que la distribution de la température d'une paroi située sur chaque surface est uniforme. Donc, les modèles mathématiques vont délivrer les relevés des températures moyennes.
- La convection est naturelle (libre), l'écoulement est laminaire.

Pour compléter les modèles mathématiques, il faut déterminer également les conditions aux limites, environnantes et les conditions initiales pour la pièce et pour le salon. Alors, il faut mesurer par exemple les températures du sol à une profondeur z donnée, pour les chambres qui se situent au rez-de-chaussée. Nous avons mesuré aussi les températures des portes et des fenêtres puisque ces dernières rentrent dans les bilans énergétiques globaux.

L'idée est d'avoir tout à bord une comparaison adéquate sur les températures de l'air et de chaque surface pour identifier convenablement les directions des transferts de chaleur. On désigne par:

p : porte, f : fenêtre. T : température (K), S : surface (m^2), α : coefficient d'absorption.

v : volume (m^3), ρ : masse volumique (kg / m^3). C : chaleur spécifique ($J / kg K$). m : masse (kg).

λ : conductivité thermique (w/Km), e : épaisseur de la couche du mur. (m).

G : éclairement global incident. (w/m^2).

F_{ij} : facteur de forme entre les surfaces i et j .

Q_{cv} : flux de chaleur échangé par convection. (w).

Q_r : flux de chaleur échangé par rayonnement. (w).

Q_{rciel} : flux de chaleur échangé par rayonnement avec le ciel. (w).

$Q_{rsolext}$: flux de chaleur échangé par rayonnement avec le sol extérieur. (w).

Q_{cvam} : flux de chaleur échangé par convection avec l'ambient. (w).

On suppose que: $T_{am} = T_{solext}$.

$$T_c = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (3.4)$$

$$h_{riciel} = \frac{\sigma S_i (T_{ciel} + T_i) (T_i^2 + T_{ciel}^2)}{\frac{1 - \epsilon_{ciel}}{\epsilon_{ciel}} + \frac{1}{F_{i ciel}}} \quad (3.5)$$

$$h_{\text{risol}} = \frac{\sigma S_i (T_{\text{sol}} + T_i) (T_i^2 + T_{\text{sol}}^2)}{\frac{1 - \varepsilon_{\text{sol}}}{\varepsilon_{\text{sol}}} + \frac{1}{F_{i\text{sol}}}} \quad (3.6)$$

3.8.1 Pièce du premier plan

Cette étude théorique est réalisée durant une période chaude. [15], [16] et [17]. Elle est basée sur des remarques préliminaires qui nous conduisent à décider et de juger que:

$$T_{\text{toit}} > T_{\text{murouest}} > T_{\text{mursud}} > T_{\text{air}} > T_{\text{murnord}} > T_{\text{murest}} > T_{\text{sol}} > T_p \quad T_p \approx T_f \approx T_{\text{murest}}$$

On impose les conditions initiales et aux limites suivantes:

$$(T_{10}, T_{20}, T_{30}, T_{40}, T_{50}, T_{60}, T_{70}, T_{80}, T_{90}) = (25, 24, 26, 24.5, 26, 24.5, 25.5, 28, 28.5)$$

$$T_{11} = 26, \quad T_{22} = T_{44} = T_{66} = 24$$

La chambre est exposée à l'air extérieur au niveau du mur ouest et au niveau du toit. Les équations mathématiques régissant les différents bilans sont données par:

Mur sud

$$\rho_a v_1 C_a \frac{dT_1}{dt} = \frac{(T_{11} - T_1) S_{\text{mursud}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b)} + Q_{r31} + Q_{r51} - Q_{r12} - Q_{r14} - Q_{r16} - Q_{r1p} - Q_{r1f} - Q_{cv17} \quad (3.7)$$

Mur nord

$$\rho_a v_2 C_a \frac{dT_2}{dt} = Q_{r12} + Q_{r32} + Q_{r52} - Q_{r24} - Q_{r26} - Q_{r2p} - Q_{r2f} - \frac{(T_2 - T_{22}) S_{\text{murnord}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b)} + Q_{cv72} \quad (3.8)$$

Toit

$$\rho_a v_3 C_a \frac{dT_3}{dt} = \frac{(T_8 - T_3) S_{\text{toit}}}{(e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b) + (e_d/\lambda_d)} - Q_{r35} - Q_{r31} - Q_{r32} - Q_{r36} - Q_{r34} - Q_{r3p} - Q_{r2f} - Q_{cv37} \quad (3.9)$$

Sol

$$\rho_f v_4 C_f \frac{dT_4}{dt} = Q_{r34} + Q_{r54} + Q_{r14} + Q_{r24} + Q_{r64} + Q_{rp4} + Q_{rf4} - \frac{(T_4 - T_{44}) S_{\text{sol}}}{(e_f/\lambda_c) + (e_b/\lambda_d) + (e_e/\lambda_b)} + Q_{cv74} \quad (3.10)$$

Mur ouest

$$\rho_a v_5 C_a \frac{dT_5}{dt} = \frac{(T_9 - T_5) S_{\text{murouest}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b)} + Q_{r35} - Q_{r51} - Q_{r52} - Q_{r56} - Q_{r54} - Q_{r5p} - Q_{r5f} - Q_{cv57} \quad (3.11)$$

Mur est

$$\rho_a v_6 C_a \frac{dT_6}{dt} = Q_{cv76} + Q_{r36} + Q_{r56} + Q_{r16} + Q_{r26} - Q_{r64} - \frac{(T_6 - T_{66}) S_{\text{murest}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b)} \quad (3.12)$$

Air intérieur ambiant

$$\rho_{air} v_7 C_{air} \frac{dT_7}{dt} = Q_{cv37} + Q_{cv17} + Q_{cv57} - Q_{cv74} - Q_{cv76} - Q_{cv72} - Q_{cv7p} - Q_{cv7p} \quad (3.13)$$

Surface extérieure du toit

$$\rho_d v_8 C_d \frac{dT_8}{dt} = \alpha_d S_{toit} G_t + Q_{r8ciel} + Q_{cv8am} - \frac{(T_8 - T_3) S_{toit}}{(e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b) + (e_d/\lambda_d)} \quad (3.14)$$

Surface extérieure du mur ouest

$$\rho_a v_9 C_a \frac{dT_9}{dt} = \alpha_a S_{murouest} G_{mo} + Q_{r9ciel} + Q_{r9sol} + Q_{cv9am} - \frac{(T_9 - T_5) S_{murouest}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b)} \quad (3.15)$$

L'isolation intérieure du toit par 5 cm du polystyrène par exemple, nécessite l'introduction des modifications aux niveaux des équations des bilans thermiques du toit et de sa surface extérieure. En générale, les modifications seront effectuées aux niveaux des équations de la conduction et aux niveaux des paramètres qui caractérisent les propriétés physiques des matériaux, en particulier, la chaleur spécifique, la densité volumique et la conductivité thermique. Les résultats sont tracés ci-dessous. Les équations 3.9 et 3.14 deviennent:

$$\rho_{isol} v_3 C_{isol} \frac{dT_3}{dt} = \frac{(T_8 - T_3) S_{toit}}{(e_{isol}/\lambda_{isol}) + (e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b) + (e_d/\lambda_d)} - Q_{r35} - Q_{r31} - Q_{r32} - Q_{r36} - Q_{r34} - Q_{r3p} - Q_{r2f} - Q_{cv37} \quad (3.16)$$

$$\rho_d v_8 C_d \frac{dT_8}{dt} = \alpha_d S_{toit} G_t + Q_{r8ciel} + Q_{cv8am} - \frac{(T_8 - T_3) S_{toit}}{(e_{isol}/\lambda_{isol}) + (e_a/\lambda_a) + (e_c/\lambda_b) + (e_d/\lambda_d)} \quad (3.17)$$

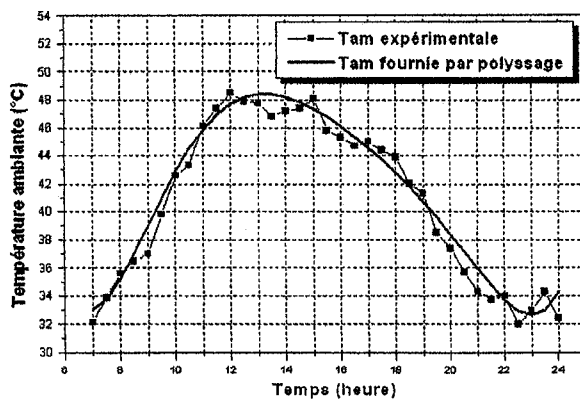


Fig. (3.16): Température ambiante

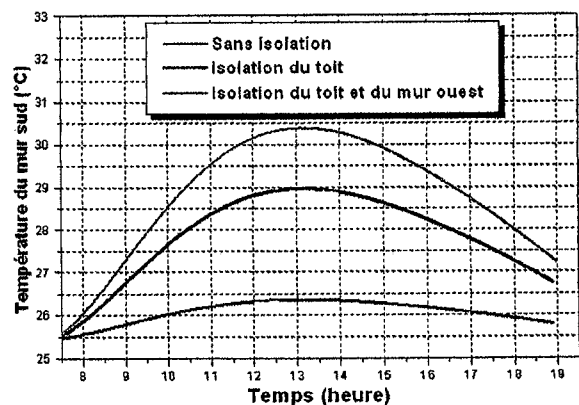


Fig. (3.17): Température du mur sud

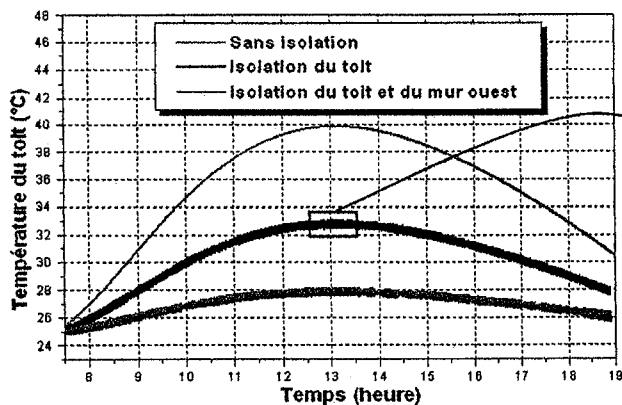


Fig. (3.18): Température du toit

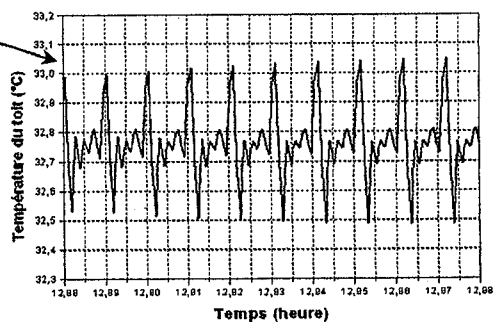


Fig. (3.19): Température du toit. Zoom

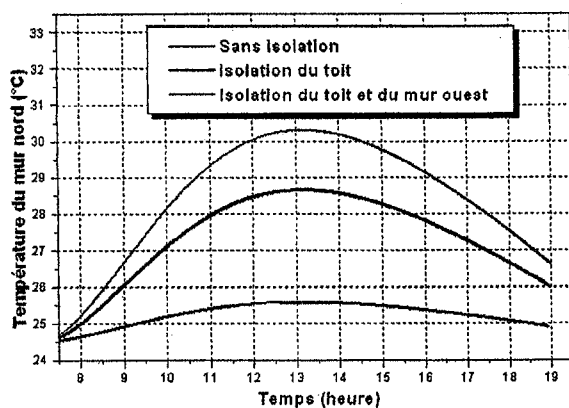


Fig. (3.20): Température du mur nord

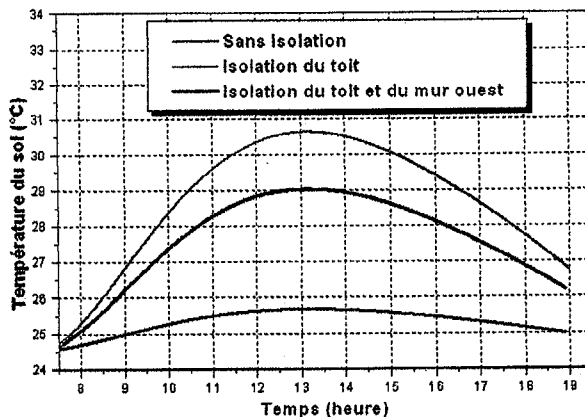


Fig. (3.21): Température du sol

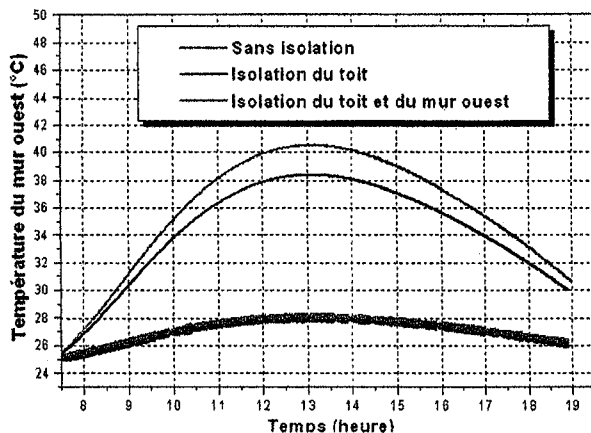


Fig. (3.22): Température du mur ouest

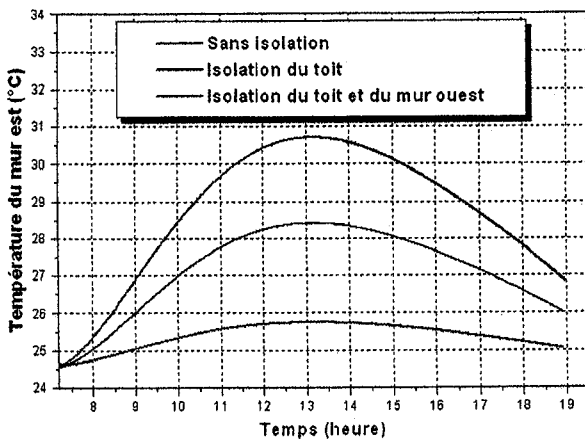


Fig. (3.23): Température du mur est

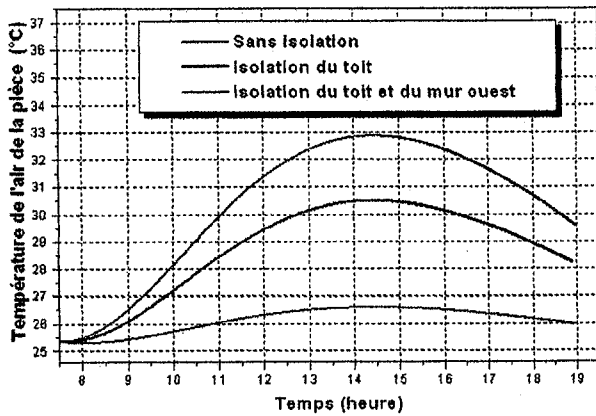


Fig. (3.24): Température de l'air intérieur

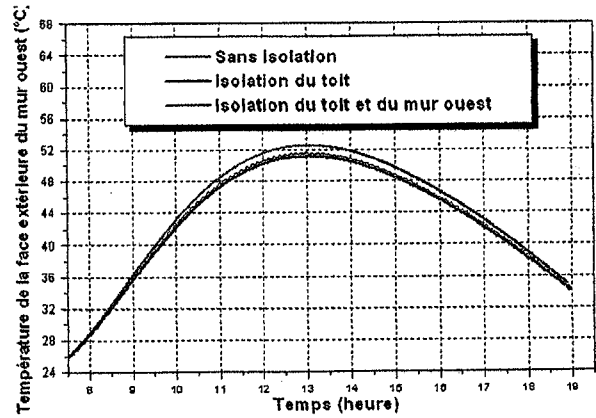


Fig. (3.25): Température de la surface extérieure du mur ouest

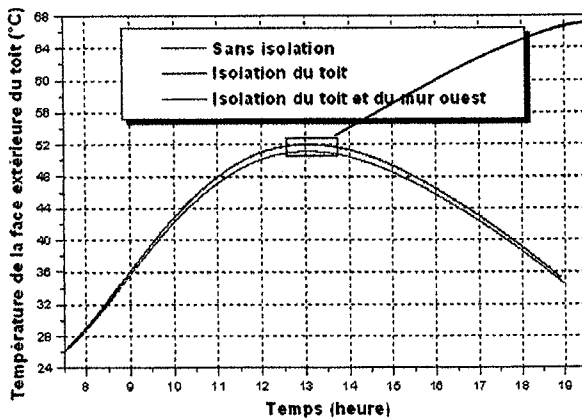


Fig. (3.26): Température de la surface extérieure du toit

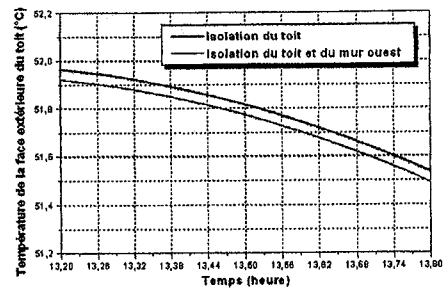


Fig. (3.27): Température de la surface extérieure du toit. Zoom.

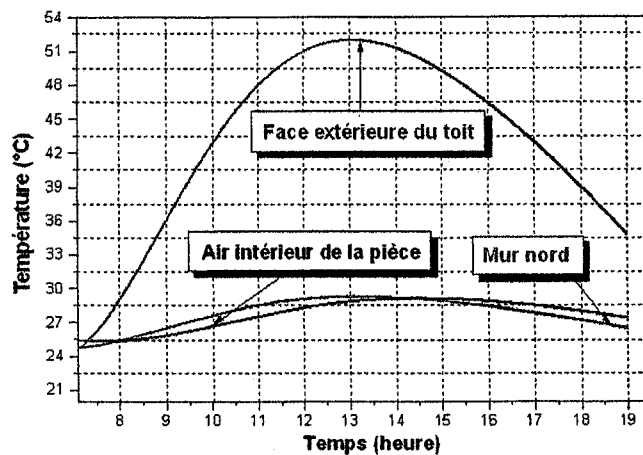


Fig. (3.28): Températures de l'air ambiant de la pièce, du mur nord et de la surface extérieure du toit. Tous les murs sont isolés

3.8.2 Pièce du deuxième plan. Salon 1

Cette étude théorique est basée sur des remarques expérimentales durant une période très chaude. [14], [18] et [19]. Dans ce cas, nous avons décomposé la surface sud en trois parties. Cette opération est causée par la composition des couches du mur qui se diffère; les surfaces 1 et 2 comportent une couche supplémentaire du plâtre. Le salon est situé au premier étage. Des remarques préliminaires nous conduisent à décider et juger que:

$$T_{\text{toit}} > T_{\text{mur sud}} > T_{\text{mur ouest}} > T_{\text{air}} > T_{\text{sol}} > T_{\text{mur est}} > T_{\text{mur nord}}$$

Les conditions aux limites et environnantes imposées sont:

$T_{1414} = 22$ °C, température de la surface extérieure du mur nord.

$T_{44} = 23$ °C, température du sol à une profondeur de 20 cm par exemple.

$T_{11} = 22.5$ °C, température de la surface extérieure de mur est.

On pose $T_p = 23$ °C et $T_f = 26.5$ °C. Les conditions initiales sont:

$$(T_{10}, T_{20}, T_{30}, T_{40}, T_{50}, T_{60}, T_{70}, T_{80}, T_{90}, T_{110}, T_{120}, T_{130}, T_{140}) = (23.5, 26, 27, 24, 27, 28, 23, 26.5, 27.5, 26.5, 27.5, 26.5, 27, 23)$$

Les équations mathématiques régissant les différents bilans sont données par:

Mur est

$$\rho_a v_1 C_a \frac{dT_1}{dt} = Q_{r51} + Q_{r81} + Q_{r101} + Q_{r121} + Q_{rf1} + Q_{r21} + Q_{cv71} + Q_{r41} - Q_{r14} - Q_{r1p} - \frac{(T_1 - T_{11}) S_{\text{mursud}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b)} \quad (3.18)$$

Mur ouest

$$\rho_a v_2 C_a \frac{dT_2}{dt} = \frac{(T_3 - T_2) S_{\text{murouest}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b) + (e_c/\lambda_c)} + Q_{r52} + Q_{r82} + Q_{r102} + Q_{r122} + Q_{rf2} - Q_{cv27} - Q_{r24} - Q_{r21} - Q_{r214} - Q_{r2p} \quad (3.19)$$

Surface extérieure du mur ouest

$$\rho_c v_3 C_c \frac{dT_3}{dt} = \alpha_{\text{plâtre}} S_{\text{murouest}} G_{\text{murouest}} + Q_{r3ciel} + Q_{r3sol} + Q_{cv3am} - \frac{(T_3 - T_2) S_{\text{murouest}}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b) + (e_c/\lambda_c)} \quad (3.20)$$

Sol

$$\rho_d V_4 C_d \frac{dT_4}{dt} = Q_{r54} + Q_{r84} + Q_{r104} + Q_{r124} + Q_{rf4} + Q_{r24} + Q_{cv74} - Q_{r41} - Q_{r414} - Q_{r4p} - \frac{(T_4 - T_{44}) S_{sol}}{(e_a/\lambda_a) + (e_d/\lambda_d) + (e_e/\lambda_e) + (e_f/\lambda_f) + (e_g/\lambda_g)} \quad (3.21)$$

Toit

$$\rho_a V_5 C_a \frac{dT_5}{dt} = \frac{(T_6 - T_5) S_{toit}}{(e_a/\lambda_a) + (e_h/\lambda_h) + (e_g/\lambda_g)} - Q_{r58} - Q_{r510} - Q_{r512} - Q_{r5f} - Q_{r52} - Q_{cv57} - Q_{r54} - Q_{r51} - Q_{r514} - Q_{r5p} \quad (3.22)$$

Surface extérieure du toit

$$\rho_h V_6 C_h \frac{dT_6}{dt} = \alpha_{ciment} S_{toit} G_{toit} + Q_{r6ciel} + Q_{cv6am} - \frac{(T_6 - T_5) S_{toit}}{(e_a/\lambda_a) + (e_h/\lambda_h) + (e_g/\lambda_g)} \quad (3.23)$$

Air intérieur

$$\rho_{air} V_7 C_{air} \frac{dT_7}{dt} = Q_{cv57} + Q_{cv87} + Q_{cv107} + Q_{cv127} + Q_{cvf7} + Q_{cv27} - Q_{cv74} - Q_{cv71} - Q_{cv714} - Q_{cv7p} \quad (3.24)$$

Mur sud 1

$$\rho_a V_8 C_a \frac{dT_8}{dt} = \frac{(T_9 - T_8) S_{mur sud 1}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b) + (e_c/\lambda_c)} + Q_{r58} - Q_{r82} - Q_{cv87} - Q_{r84} - Q_{r81} - Q_{r814} - Q_{r8p} \quad (3.25)$$

Surface extérieure de mur sud 1

$$\rho_c V_9 C_c \frac{dT_9}{dt} = \alpha_{plâtre} S_{mur sud 1} G_{sud} + Q_{r9ciel} + Q_{r9sol} + Q_{cv9am} - \frac{(T_9 - T_8) S_{mur sud 1}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b) + (e_c/\lambda_c)} \quad (3.26)$$

Mur sud 3

$$\rho_a V_{10} C_a \frac{dT_{10}}{dt} = \frac{(T_{11} - T_{10}) S_{mur sud 3}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b)} + Q_{r510} - Q_{r102} - Q_{cv107} - Q_{r104} - Q_{r101} - Q_{r1014} - Q_{r10p} \quad (3.27)$$

Surface extérieure de mur sud 3

$$\rho_a V_{11} C_a \frac{dT_{11}}{dt} = \alpha_{ciment} S_{mur sud 3} G_{sud} + Q_{r11ciel} + Q_{r11sol} + Q_{cv11am} - \frac{(T_{11} - T_{10}) S_{mur sud 3}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b)} \quad (3.28)$$

Mur sud 2

$$\rho_a V_{12} C_a \frac{dT_{12}}{dt} = \frac{(T_{13} - T_{12}) S_{mur sud 2}}{(2e_a/\lambda_a) + (e_b/\lambda_b) + (e_c/\lambda_c)} + Q_{r512} - Q_{r122} - Q_{cv127} - Q_{r124} - Q_{r121} - Q_{r1214} - Q_{r12p} \quad (3.29)$$

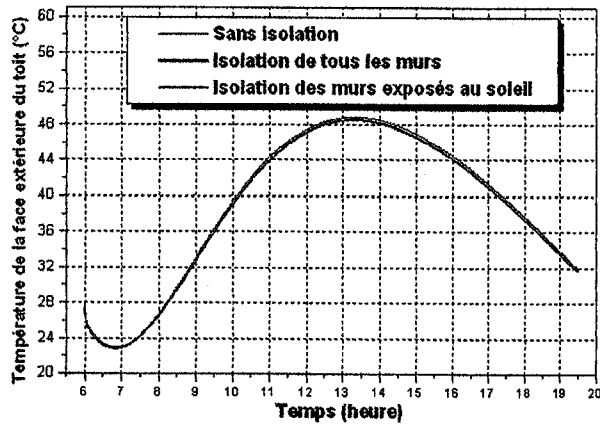


Fig. (3.33): Température de la surface extérieure du toit

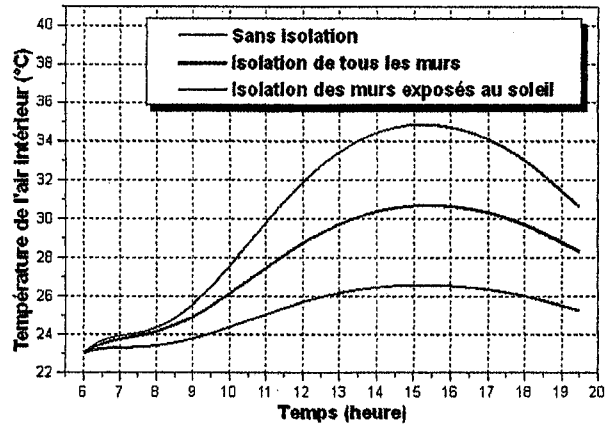


Fig. (3.34): Température de l'air intérieur

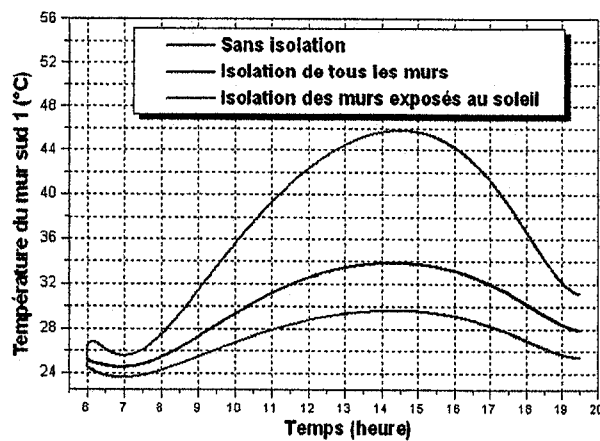


Fig. (3.35): Température du mur sud 1

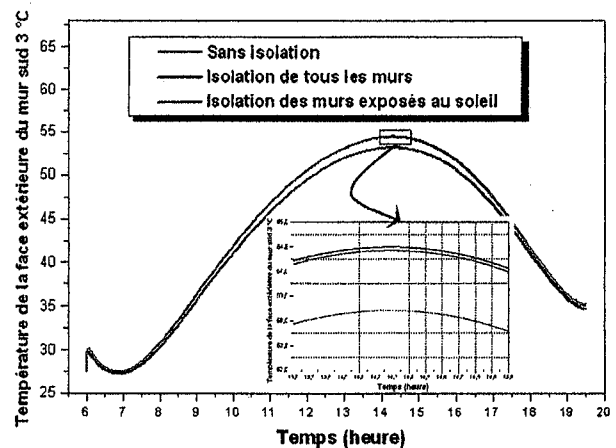


Fig. (3.36): Température de la surface extérieure du mur sud 3

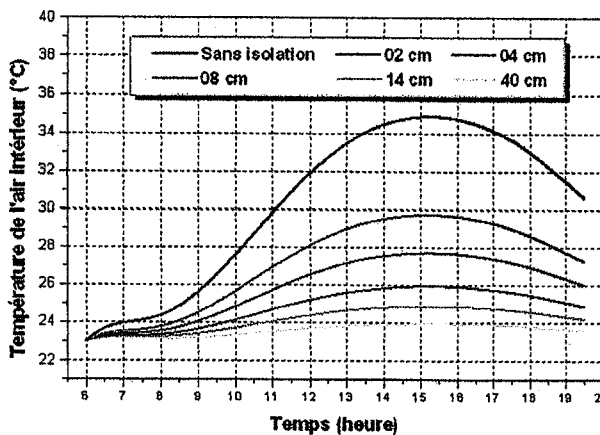


Fig. (3.37): Influence de l'épaisseur de l'isolant sur la température de l'air intérieure

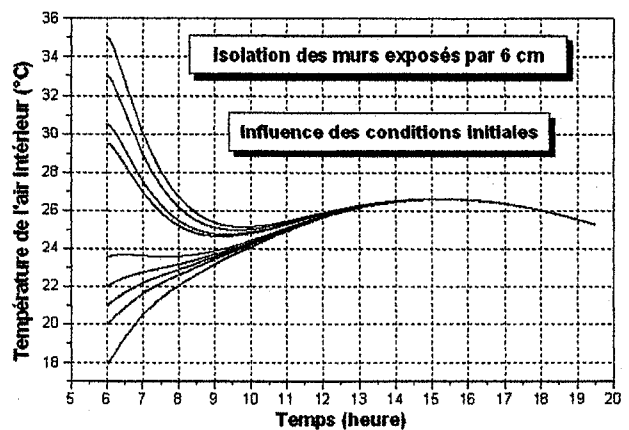


Fig. (3.38): Influence des conditions Initiales de sur la température de l'air intérieur

Durant la période froide, nous prévoyons que les températures intérieures des surfaces exposées resteront les plus élevées. Malheureusement, nos remarques préliminaires montrent que:

$$T_{\text{toit}} < T_{\text{mur sud}} < T_{\text{mur ouest}} < T_{\text{air}} < T_{\text{sol}} < T_{\text{mur est}} < T_{\text{mur nord}}$$

$$T_{1414} = 28.5 \text{ C}^\circ, T_{44} = 27.5 \text{ C}^\circ, T_p = 28 \text{ C}^\circ, T_f = 26 \text{ C}^\circ, T_{11} = 28 \text{ C}^\circ.$$

Les conditions initiales sont:

$$(T_{10}, T_{20}, T_{30}, T_{40}, T_{50}, T_{60}, T_{70}, T_{80}, T_{90}, T_{100}, T_{110}, T_{120}, T_{130}, T_{140}) = (26, 14, 8, 27, 13, 8, 27, 14, 8, 14, 8, 14, 8, 26)$$

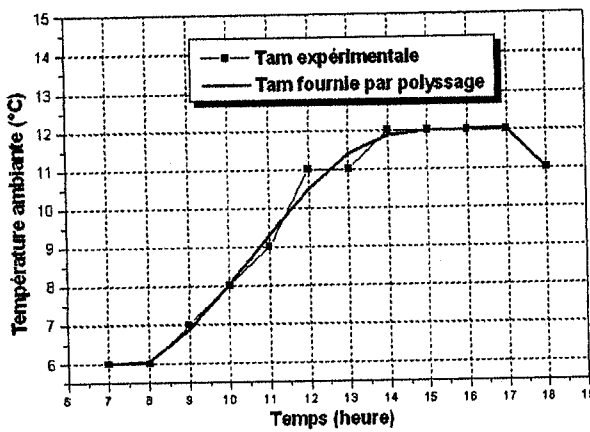


Fig. (3.39): Température ambiante

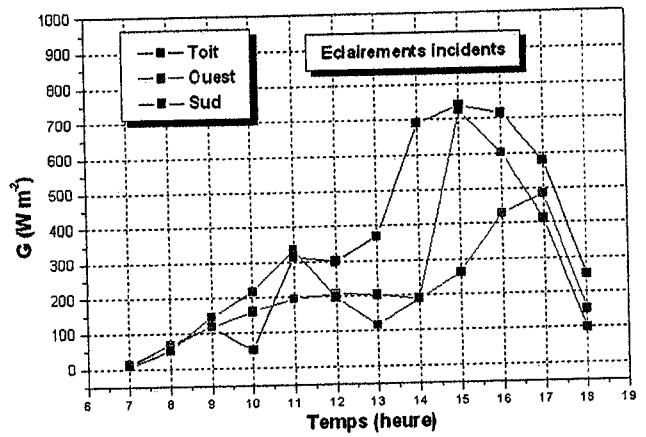


Fig. (3.40): Eclairages expérimentaux incidents

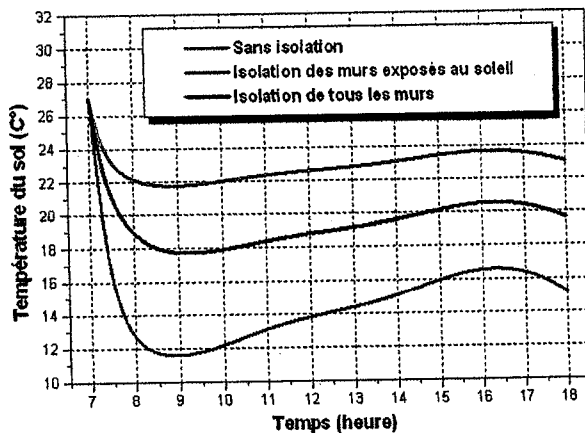


Fig. (3.41): Température du sol

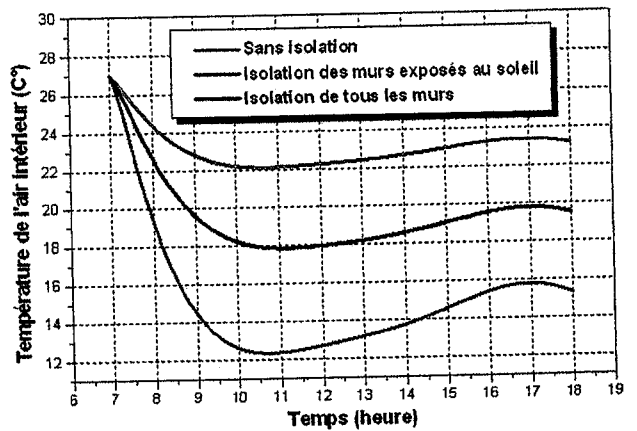


Fig. (3.42): Température de l'air intérieur

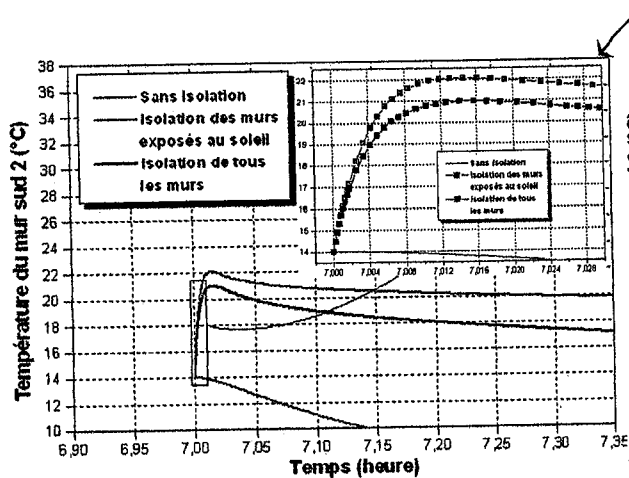


Fig. (3.44): Température du mur sud 2.
 Zoom.

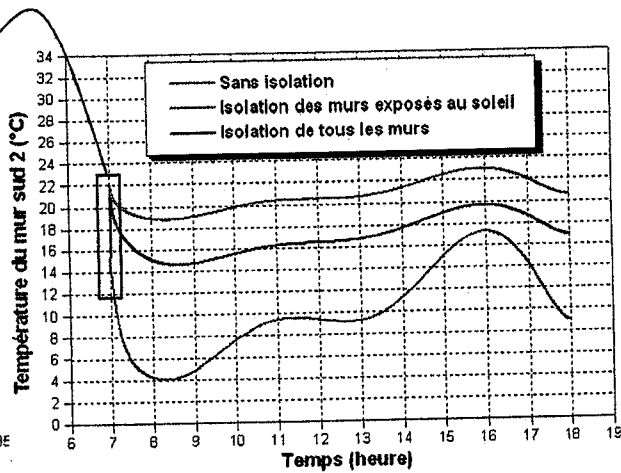


Fig. (3.43): Température du mur sud 2

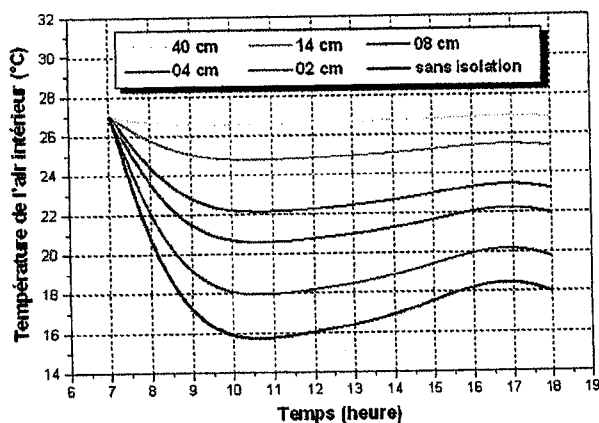


Fig. (3.45): Influence de l'épaisseur de l'isolant sur la température de l'air intérieur

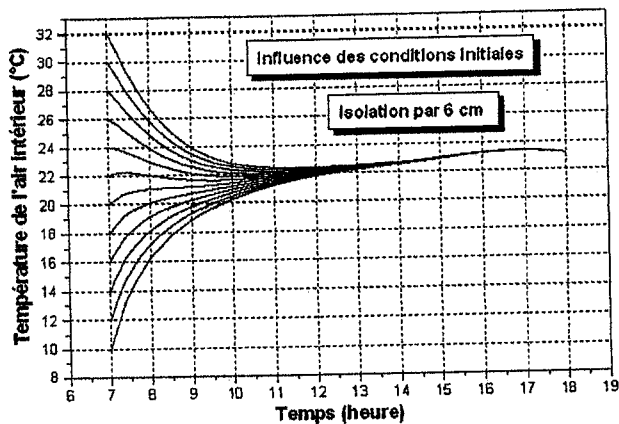


Fig. (3.46): Influence des conditions Initiales sur la température de l'air intérieur

3.8.3 Conclusions et interprétations

D'après cette étude, différentes décisions et conclusions ont été évaluées et appréciées:

- L'isolation des murs exposés au soleil fournie et donne des bons résultats par rapport au cas où on va isoler uniquement un mur ou deux. C'est tout à fait logique puisque ces derniers murs représentent les trois sources principales de la chaleur. De la figure 3.17 à la figure 3.24.
- La modélisation numérique fournie les relevés de températures des surfaces extérieures des murs exposées au soleil. Ces relevés donnent des valeurs plus grandes que ceux obtenus sans

isolation thermique. (Voir les figures: 3.25, 3.26, 3.27, 3.33 et 3.36). Ces résultats peuvent être justifiés par le fait que, l'isolant joue le rôle d'une barrière thermique. Les pertes thermiques d'autre part, sont freinées par l'isolation. Elle valorise efficacement les apports du confort thermique.

- Les figures 3.17, 3.18, 3.22, 3.32 et 3.35 prouvent que l'effet et l'impact de l'isolation thermique apparaît nettement sur le toit, le mur ouest et le mur sud. (Les surfaces intérieures isolées).
- Si on va supposer que tous les murs sont isolés thermiquement, le modèle mathématique fournit dans ces conditions des profils qui donnent des valeurs de températures comprises entre le deuxième graphe et le troisième. C'est-à-dire que d'après les figures 3.28, 3.34 et 3.42 la simulation attribue des valeurs de température qui se situent entre les courbes qui représentent les températures de l'air ambiant intérieur sans isolation et avec isolation des murs exposés.
- Puisqu'on s'intéresse essentiellement à la détermination et l'évaluation de la température intérieure de la chambre considérée, nous arrivons donc à la conclusion selon laquelle: la meilleure façon d'isoler c'est d'isoler uniquement les murs exposés au soleil. Si on va isoler uniquement les murs exposés au soleil, le flux de chaleur qui traverse les surfaces isolées, va être absorbé par les autres surfaces non isolées. Dans le cas où toutes les surfaces seront isolées thermiquement, le flux de chaleur qui traverse les surfaces isolées va être piégé à l'intérieur de la pièce. Ces conditions provoquent une augmentation de la température intérieure de la chambre. Par conséquent, nous avons jugé indispensable de dire et d'annoncer que: la meilleure façon d'isoler est d'isoler uniquement les murs exposés au soleil.
- Durant une période froide, nous prévoyons que les surfaces intérieures des murs exposés au soleil sont les plus chaudes. Contrairement et d'après les remarques préliminaires des profils, nous avons constaté que ces températures sont les plus basses. Ceci implique sans aucun doute, le précieux rôle de l'inertie thermique. Nous savons que la durée de la nuit durant l'hiver est d'environ 13 heures, elle est plus importante par rapport à la durée d'insolation. Ces conditions sont favorables pour absorber le froid la nuit. Mais le facteur le plus impact et influant est le mur en pierre, car la pierre a une haute capacité calorifique. Donc, elle a un énorme pouvoir d'emmagasiner et de stocker du froid. Cette situation incite les surfaces intérieures à rester toujours froide malgré la présence du soleil.
- On remarque que dans certaines courbes (figures 3.32, 3.35, 3.43 et 3.44), les valeurs de température diminuent ou augmentent brusquement au début, c'est-à-dire que les pontes tendent

vers moins ou plus l'infinie. Cette décroissance ou croissance rapide est due entièrement au choix des conditions initiales. Nous avons utilisé les mêmes conditions initiales pour effectuer la comparaison. Or, il fallait changer et choisir des conditions plus chaudes pour une journée froide et d'autres plus froides pour une journée chaude si on veut procéder à une étude et une isolation thermique plus adéquate.

- L'épaisseur du polystyrène agissent et influent fortement sur l'efficacité et le rendement de l'isolation et par conséquent sur la température intérieure des chambres.
- Le choix des valeurs initiales des températures de l'air de la pièce influent sur les températures de l'air ambiant des chambres. Ces variations sont acquises uniquement durant les cinq premières heures parce que les conditions aux limites et environnantes sont toujours gardées.

3.9 Comportement thermique de la pièce 2 et du salon 2. Confrontation des résultats théorique et expérimentale

Cette partie s'inscrit dans le cadre d'un projet de recherche portant sur: « Etude Thermique Théorique et Expérimentale Pour l'Adaptation au Climat Local. Effet de l'Isolation Thermique Intérieure dans la Région de Ghardaïa ». [14], [18] et [19]. Les modèles validés permettront de juger l'impact des effets thermiques sur le confort thermique d'un tel habitat. Nous avons traité deux cas différents; l'opportunité et la contribution de l'isolation thermique dans le cas où les murs ont déjà emmagasiné de l'énergie, et dans le cas où ils n'ont pas encore stocké de l'énergie. Ces considérations, couplées au principe de conservation de l'énergie, aboutissent à un système non autonome au moins de vingt deux équations différentielles ordinaires non linéaires. Ces systèmes régissant le comportement thermique de deux chambres adjacentes dans les deux cas et dans les mêmes conditions climatiques.

Nous procéderons, dans un premier temps, à la validation du modèle destiné à la description du comportement thermique de la pièce en absence de l'isolation durant une période très chaude. Cette étape incontournable, sera suivie par la validation des modèles mathématiques si:

- Les murs exposés sont recouverts par une lame d'air de 2 cm et une épaisseur de 6 cm du polystyrène.
- En plus de l'isolation thermique des murs exposés, le mur ouest a été aussi isolé par 8 cm du polystyrène.
- Nous avons encore isolé thermiquement le toit puis le mur nord par 6 cm du polystyrène.

Les mêmes hypothèses et mesures sont appliquées lors de ces études. On remarque que:

$$T_{\text{mur sud}} > T_{\text{mur est}} > T_{\text{toit}} > T_{\text{air}} > T_{\text{mur ouest}} > T_{\text{sol}} > T_{\text{mur nord}} \quad \text{Pour la pièce 2}$$

$$T_{\text{mur sud}} > T_{\text{mur ouest}} > T_{\text{toit}} > T_{\text{air}} > T_{\text{mur est}} > T_{\text{sol}} > T_{\text{mur nord}} \quad \text{Pour le salon 1}$$

3.9.1 Sans isolation. 03 juin 2007

La figure 3.47 représente une vue générale de la pièce étudiée sans isolation. Tandis que la figure 3.52 fournit uniquement la température de l'air intérieur dans différents cas et en utilisant toujours le modèle mathématique. Les résultats expérimentaux qui évaluent et estiment les températures de l'air ambiant extérieur, les surfaces extérieures des murs nord et ouest, la porte, le sol et le toit sont mentionnées dans les figures 3.48 et 3.49. Les températures du sol, le toit et l'air intérieur sont validées par des mesures expérimentales. (Voir les figures 3.50 et 3.51).



Fig. (3.47): Photo de la pièce. Sans isolation.

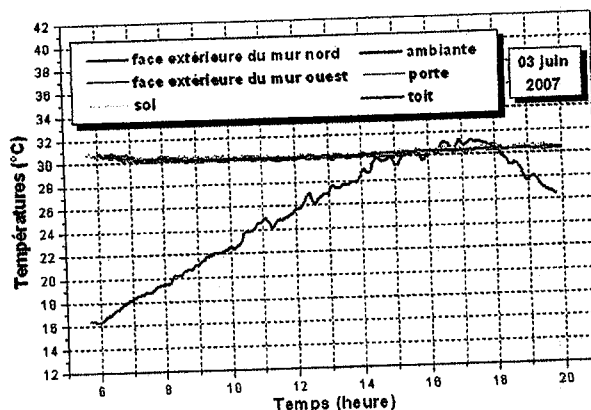


Fig. (3.48): Températures mesurées de l'air ambiant, surfaces extérieures des murs nord et ouest, la porte, le sol et le toit.

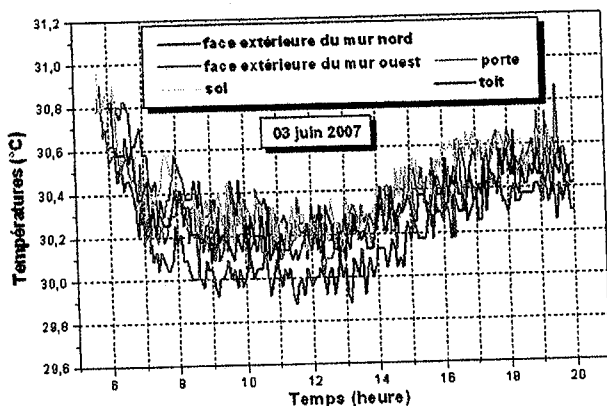


Fig. (3.49): Températures mesurées des surfaces extérieures des murs nord et ouest, la porte, le sol et le toit.

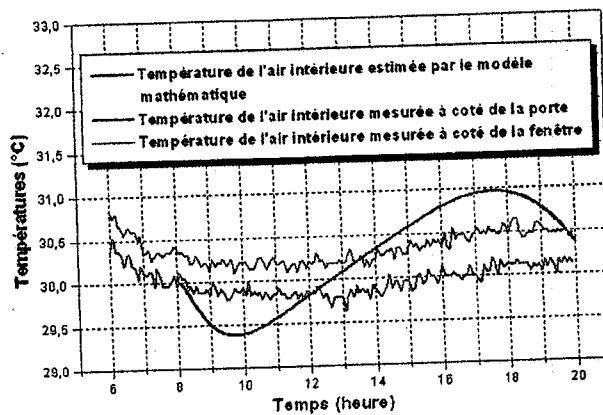


Fig. (3.50): Températures de l'air intérieur.

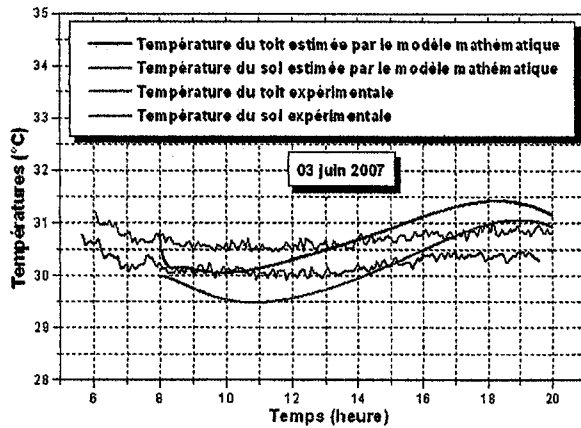


Fig. (3.51): Températures du sol et du toit. (Théorique et expérimentale).

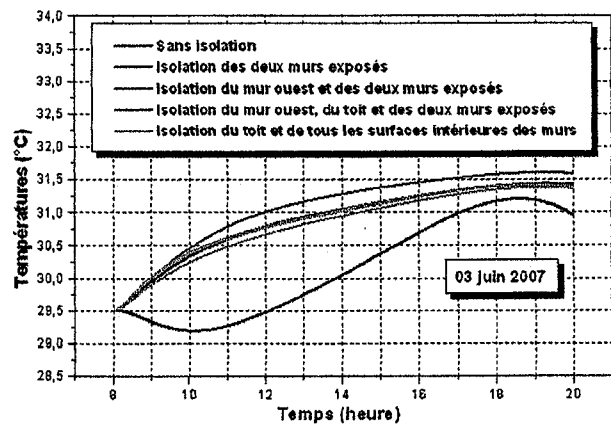


Fig. (3.52): Températures de l'air intérieur de la pièce avec et sans isolation. (Théorique).

3.9.2 Sans isolation. 07 juin 2007

Nous avons choisi aussi la journée du 07 juin 2007 pour confirmer encore la validation du modèle mathématique sous l'effet de d'autres conditions climatiques et environnantes sans l'utilisation de l'isolation thermique. On va s'intéresser essentiellement à la détermination de la température de l'air intérieur, du toit et du sol. La température ambiante atteint la valeur 45 °C selon la figure 3.55. La confrontation des valeurs est mentionnée dans les figures 3.53, et 3.54. Les figures 3.55 et 3.56 représentent la variation instantanée de la température estimée de l'air intérieur de la pièce sans et avec isolation.

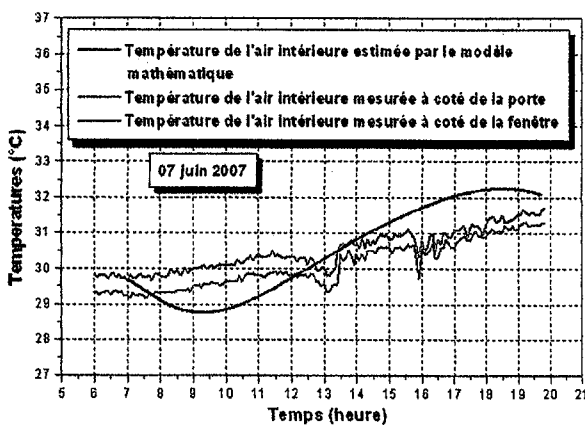


Fig. (3.53): Températures de l'air intérieur de la pièce. (Théorique et expérimentale).

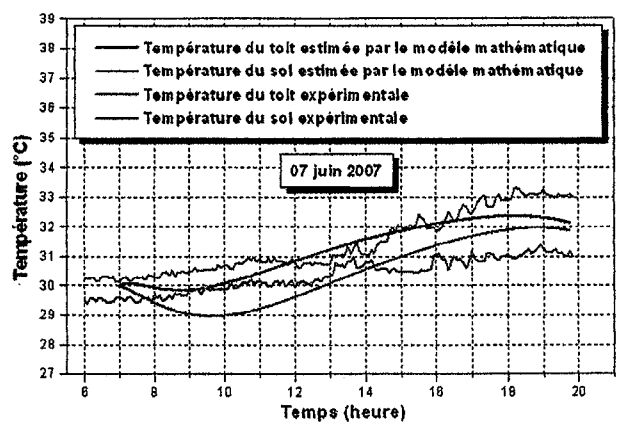


Fig. (3.54): Températures du sol et du toit. (Théorique et expérimentale).

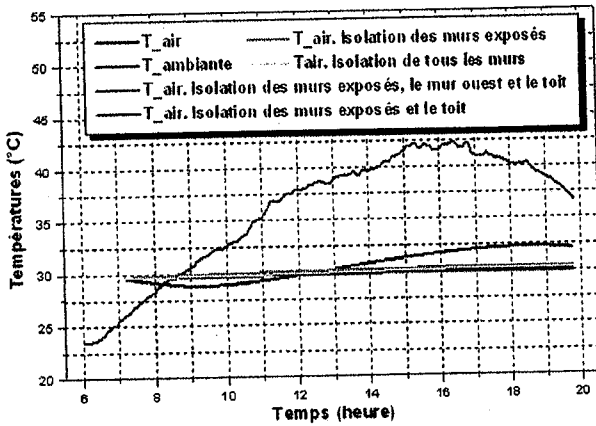


Fig. (3.55): Températures de l'air ambiant et de l'air intérieur de la pièce.

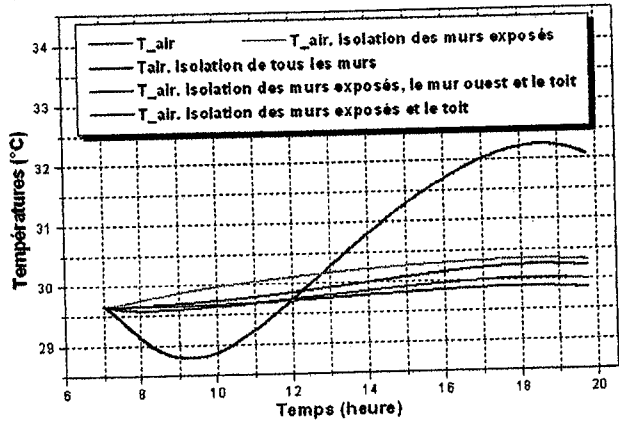


Fig. (3.56): Température estimée de l'air intérieur de la pièce avec et sans isolation.

3.9.3 Isolation des deux murs exposés par 6 cm du polystyrène et par une lame d'air de 2 cm. 24 juin 2007

L'isolation peut être mise en place à l'intérieure ou à l'extérieure du mur. De nombreuses techniques d'isolation thermique sont disponibles. Elles ont en commun de maintenir un matériau isolant réparti sur la surface du mur (polystyrène) et de le protéger par une peau réalisée soit à l'aide de bardage soit à l'aide d'enduits appliqués sur l'isolant.

En l'absence d'isolation thermique en façade, la chaleur passe à travers les murs et les parois intérieures. L'isolation des murs réduit les frais de chauffage et de climatisation. Par ailleurs, elle a pour effet d'augmenter et diminuer la température de la paroi intérieure des murs, ce qui améliore le confort.

Cette section est consacrée à l'aspect pratique et théorique. Nous avons recouvert les deux murs exposés au soleil par une lame d'air de 2 cm et une autre couche (6 cm) du polystyrène. La figure 3.57 représente une vue générale du mur sud isolé. Tandis que la figure 3.58 montre une photo prise à l'URAER du mur est recouvert par les mêmes couches isolantes. La figure 3.59 prouve que la température ambiante peut dépasser la valeur de 43 °C durant la journée du 24 juin 2007. Dans ces conditions, nous avons réussi de prédire les valeurs théoriques et expérimentales de la température des différentes surfaces ainsi que l'air intérieure. Les profils sont présentés sur les figures numérotées du 3.60 au 3.66.

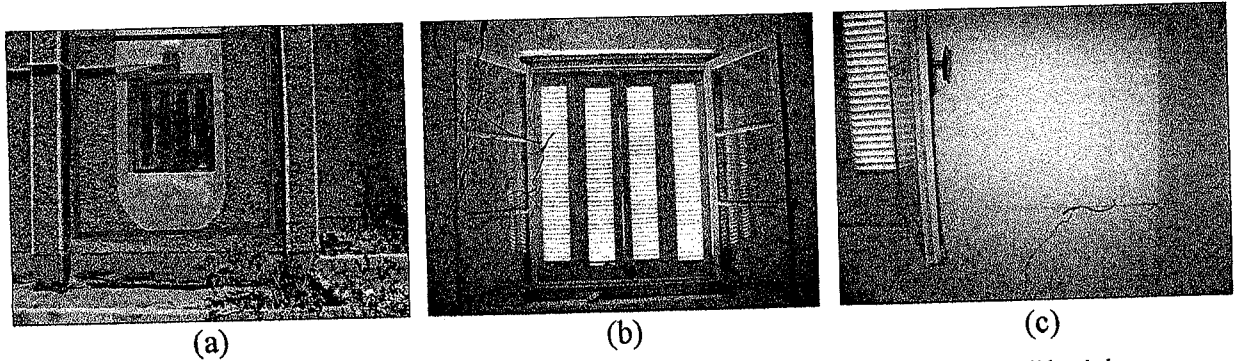


Fig. (3.57): Vue et description générale du mur sud isolé thermiquement à l'intérieure. Façade extérieure (a). Surface intérieure (b). Position du thermocouple (c).

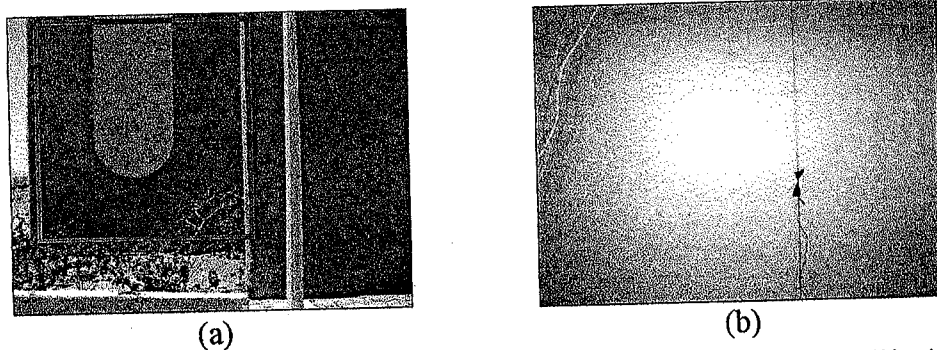


Fig. (3.58): Vue et description générale du mur est isolé thermiquement à l'intérieure. Façade extérieure (a). Surface intérieure et position du thermocouple (b).

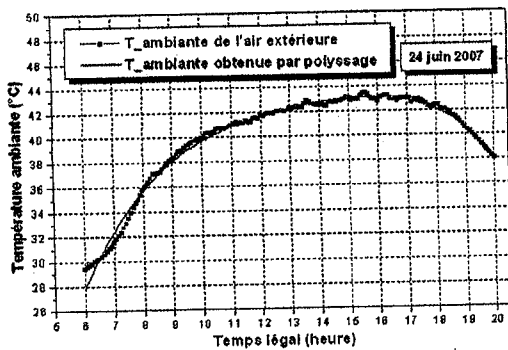


Fig. (3.59): Température ambiante

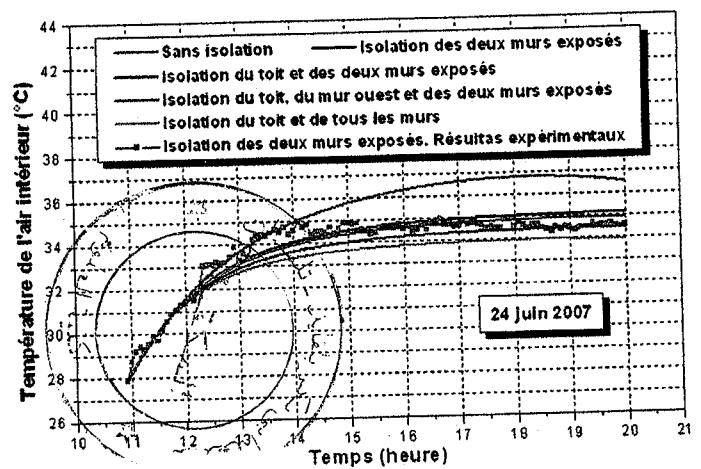


Fig. (3.60): Température de l'air intérieure de la pièce.



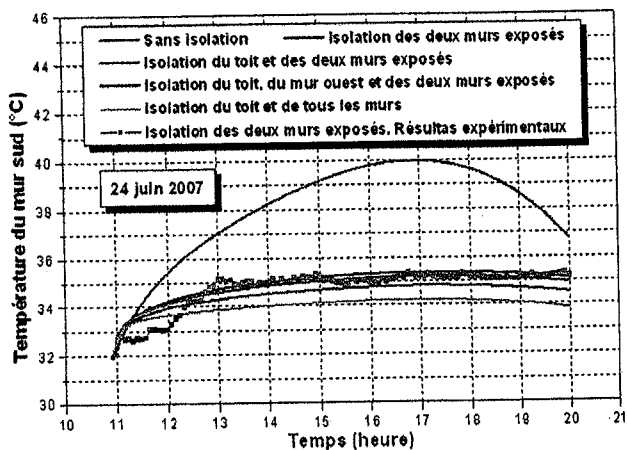


Fig. (3.61): Température du mur sud

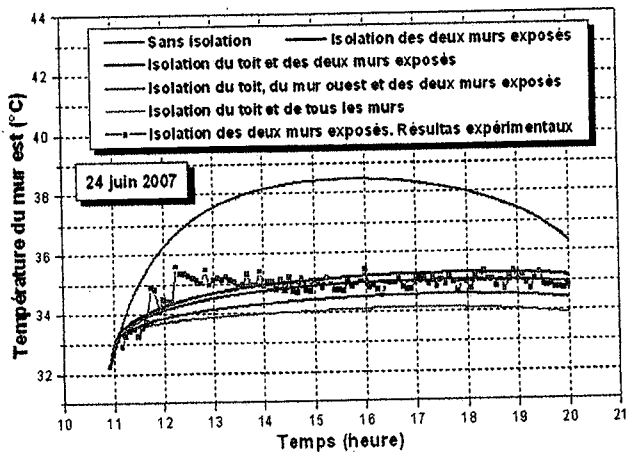


Fig. (3.62): Température du mur est

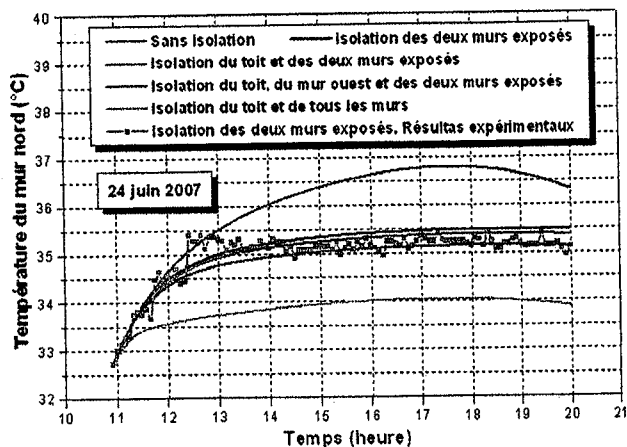


Fig. (3.63): Température du mur nord

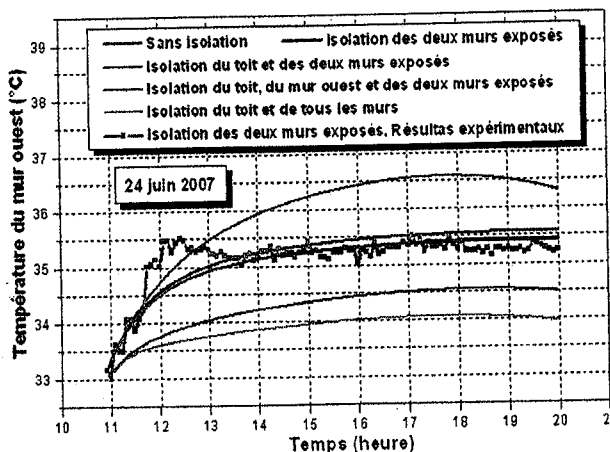


Fig. (3.64): Température du mur ouest

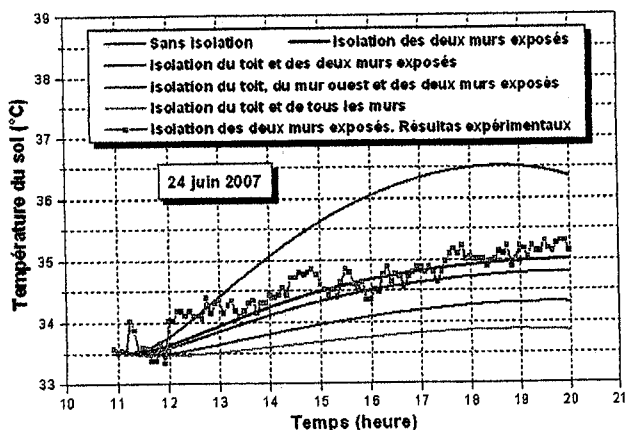


Fig. (3.65): Température du sol

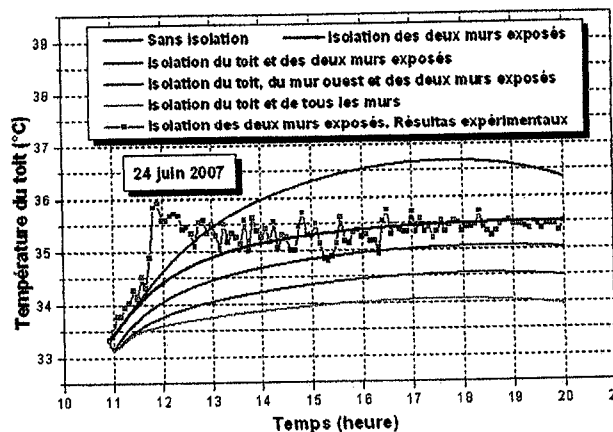


Fig. (3.66): Température du toit

3.9.4 Isolation des deux murs exposés et isolation du mur ouest par 8 cm du polystyrène. 29 juin 2007

L'étape suivante consiste à isoler aussi le mur ouest par 8 cm du polystyrène. (Fig. 3.109). Dans ce contexte, la journée du 29 juin 2007 est choisie pour effectuer la présente étude. Les conditions climatiques et environnantes sont très chaudes. On remarque cette propriété par exemple sur la température ambiante de l'air extérieure. (Fig. 3.110). Les températures du toit, de l'air intérieur, du sol et des surfaces intérieures des murs sont confrontées avec des valeurs expérimentales. La comparaison s'avère dans l'ensemble acceptable. Ces appréciations sont tirées à partir de l'ensemble des figures 3.111...3.117.

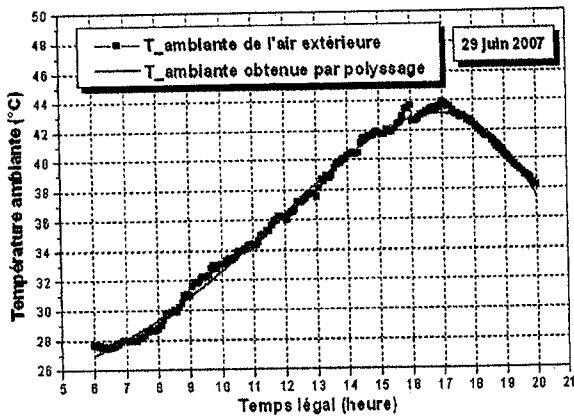


Fig. (3.67): Température ambiante

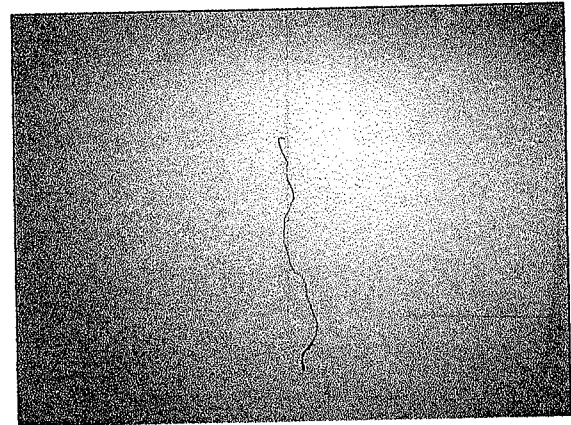


Fig. (3.68): Surface intérieure du mur ouest. Isolation thermique par 8 cm du polystyrène et position du thermocouple

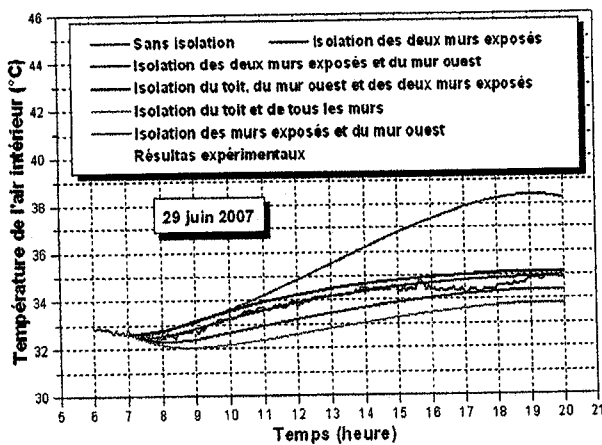


Fig. (3.69): Température de l'air intérieur de la pièce.

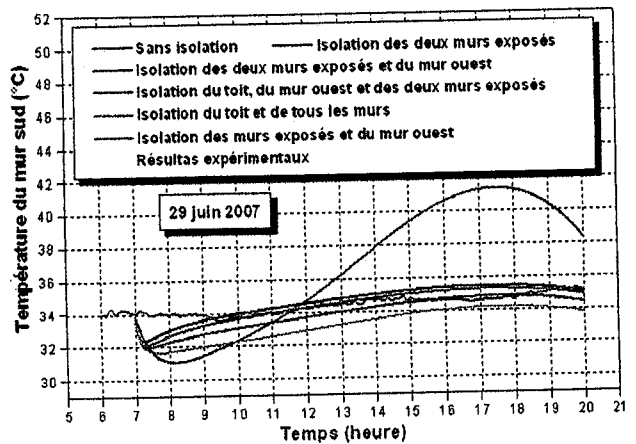


Fig. (3.70): Température du mur sud

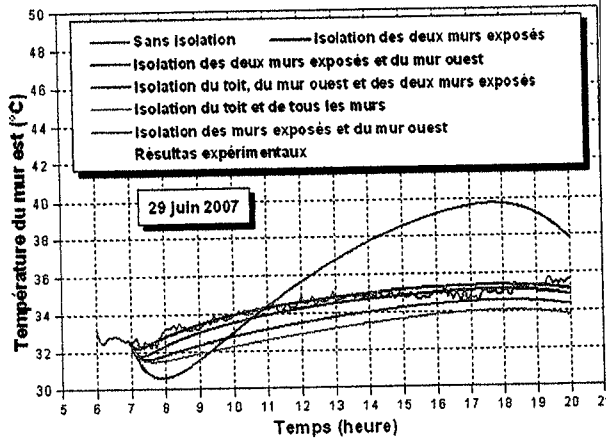


Fig. (3.71): Température du mur est

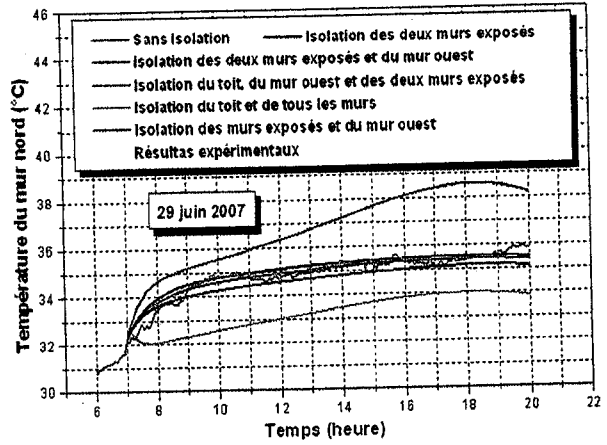


Fig. (3.72): Température du mur nord

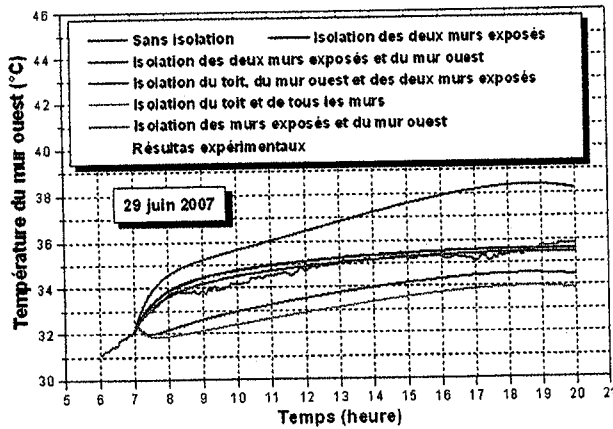


Fig. (3.73): Température du mur ouest

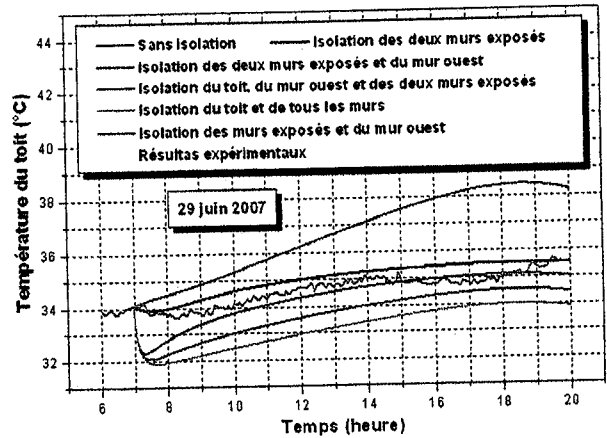


Fig. (3.74): Température du toit

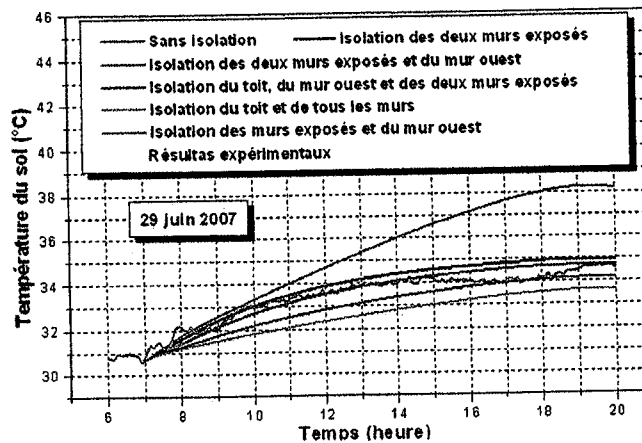


Fig. (3.75): Température du sol

3.9.5 Isolation des deux murs exposés et du mur ouest et isolation du toit par 4 cm du polystyrène. 13 juillet 2007

Le présent travail dans cette partie, comporte pareillement l'isolation thermique du toit par 4 cm du polystyrène. Nous avons utilisé des simples techniques pour avoir les mesures expérimentales comme il est indiqué sur les figures 3.76. Le relevé de la température ambiante extérieure tracé dans la figure 3.77 certifie que la valeur de cette dernière ne dépasse pas 38 °C durant la journée du 13 juillet 2007. Cette diminution influe sensiblement sur la température à l'intérieure de la pièce et même sur les températures des autres surfaces. Ces prévisions sont garanties par les graphes mentionnés et tracés ci-dessous. (De la figure 3.78 jusqu'à la figure 3.84)

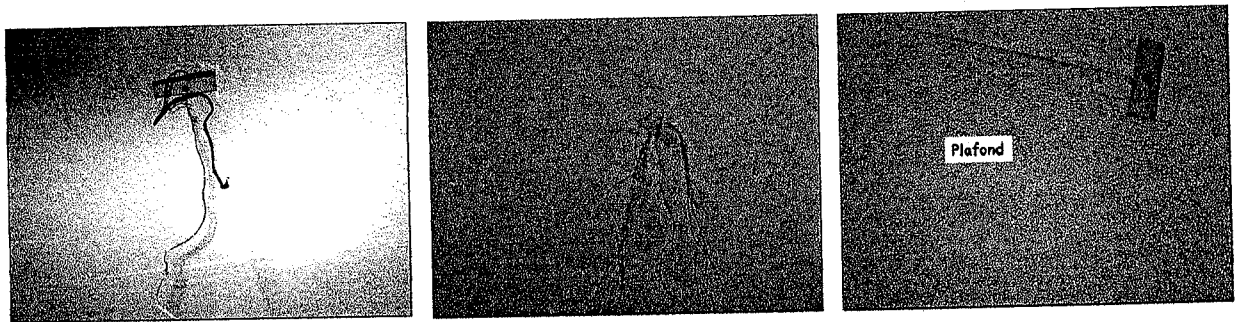


Fig. (3.76): Surface intérieure du toit. Isolation thermique intérieure par 4 cm du polystyrène et position du thermocouple

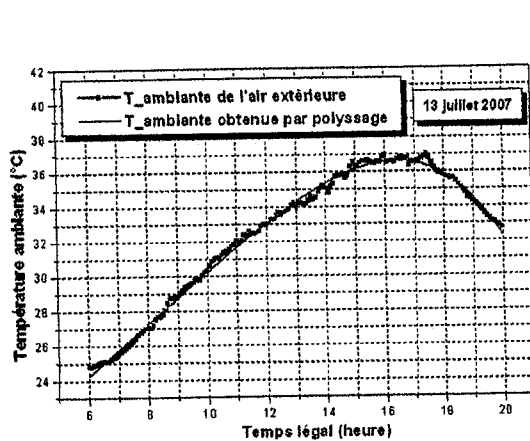


Fig. (3.77): Température ambiante

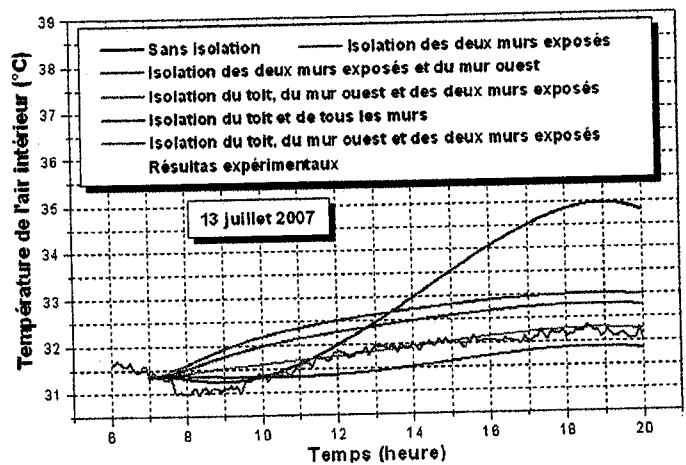


Fig. (3.78): Température de l'air intérieure de la pièce.

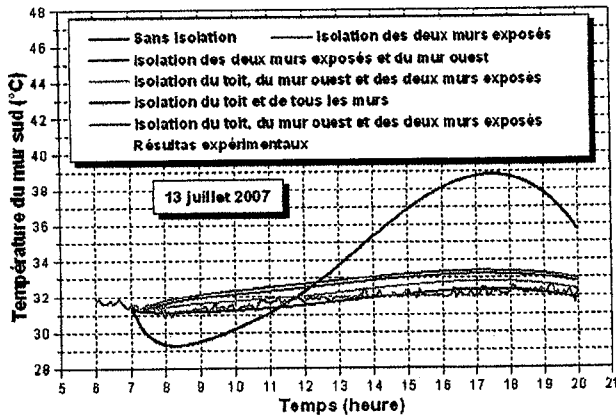


Fig. (3.79): Température du mur sud

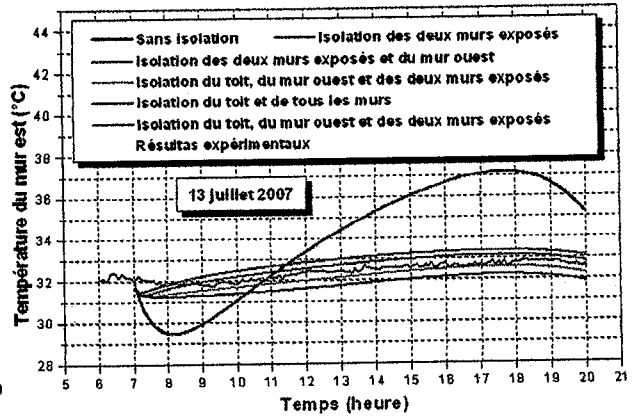


Fig. (3.80): Température du mur est

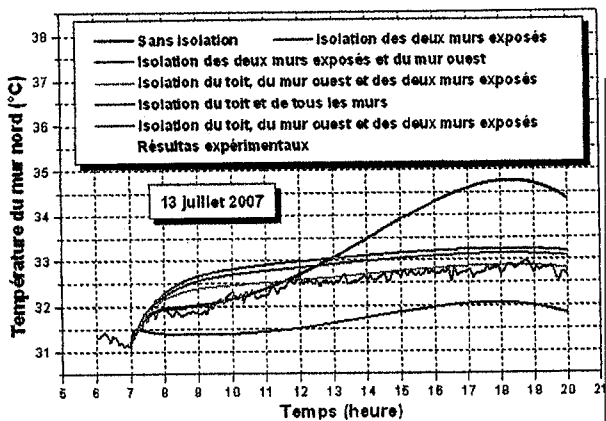


Fig. (3.81): Température du mur nord

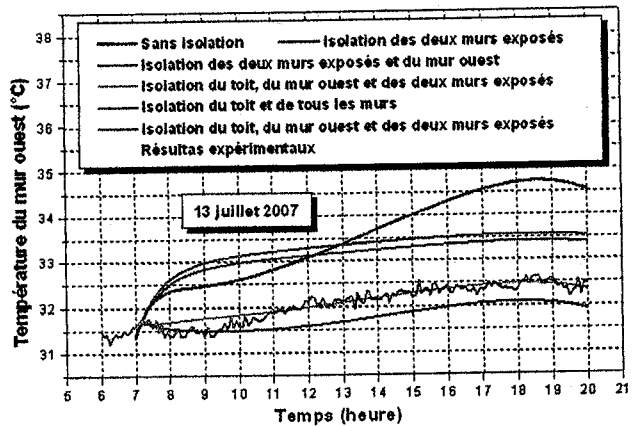


Fig. (3.82): Température du mur ouest

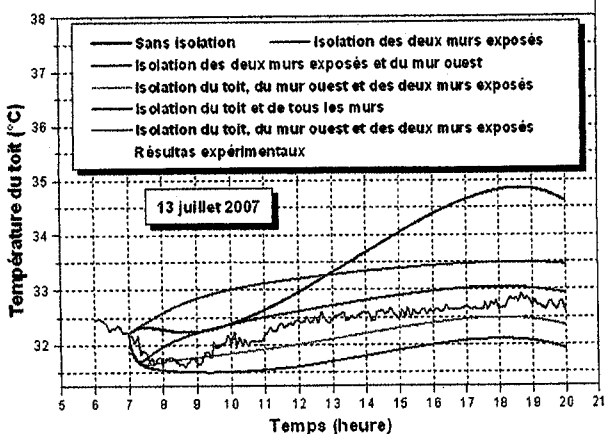


Fig. (3.83): Température du toit

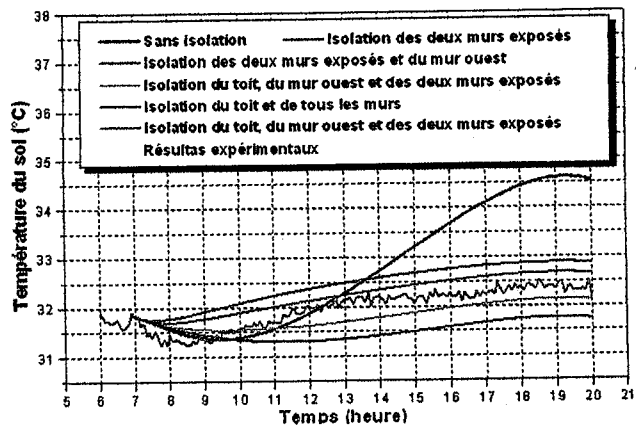


Fig. (3.84): Température du sol

3.9.6 Isolation des deux murs exposés, du mur ouest, du toit et isolation du mur nord par 4 cm du polystyrène. 15 juillet 2007

L'opération suivante consiste à recouvrir le mur nord par une couche du 4 cm du polystyrène. (Fig. 3.86). La figure 3.87 représente l'évolution de la température de l'air extérieur ambiant au cours de la journée du 15 juillet 2007. Les mesures expérimentales et théoriques sont introduites dans les figures 3.88...3.94.

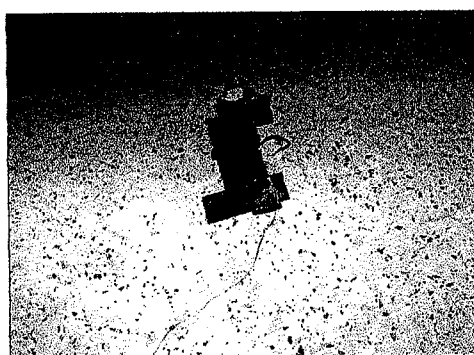


Fig. (3.85): Sol. Position du thermocouple

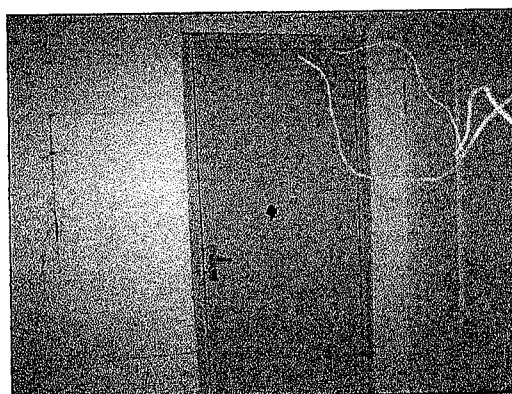


Fig. (3.86): Surface intérieure du mur nord. Isolation thermique par 4 cm du polystyrène et position du thermocouple

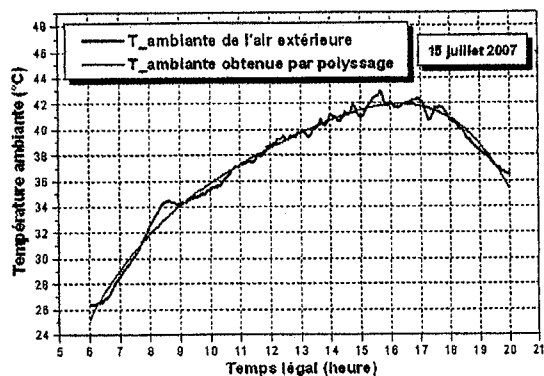


Fig. (3.87): Température ambiante

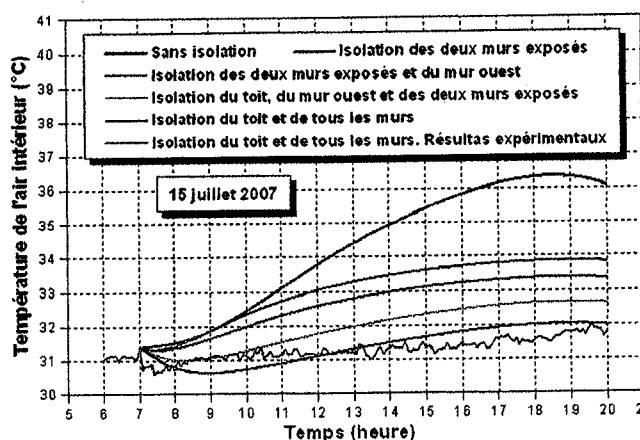


Fig. (3.88): Température de l'air intérieur de la pièce.

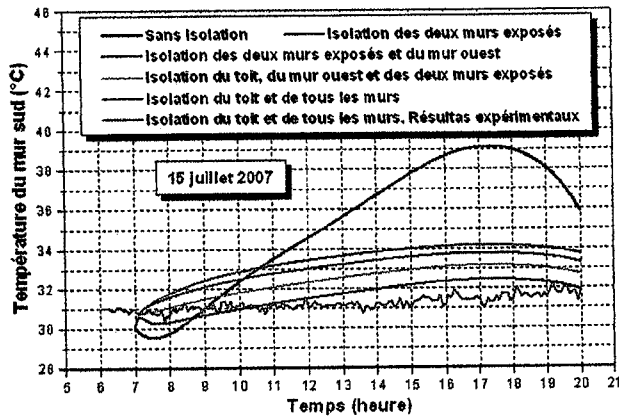


Fig. (3.89): Température du mur sud

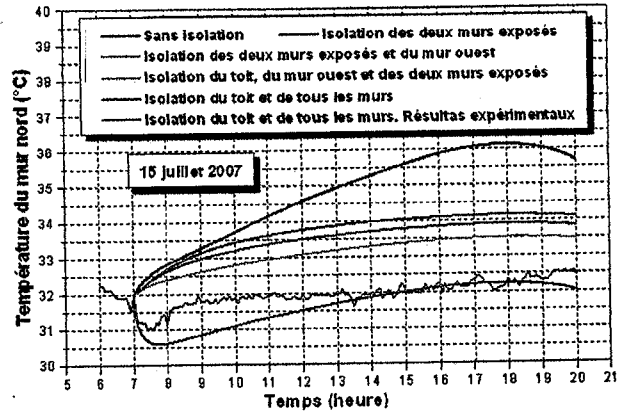


Fig. (3.90): Température du mur nord

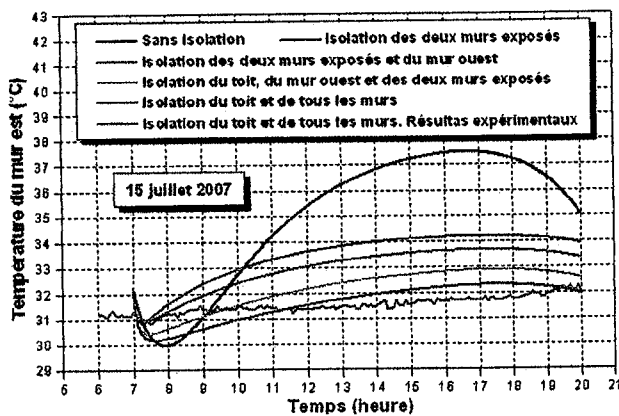


Fig. (3.91): Température du mur est

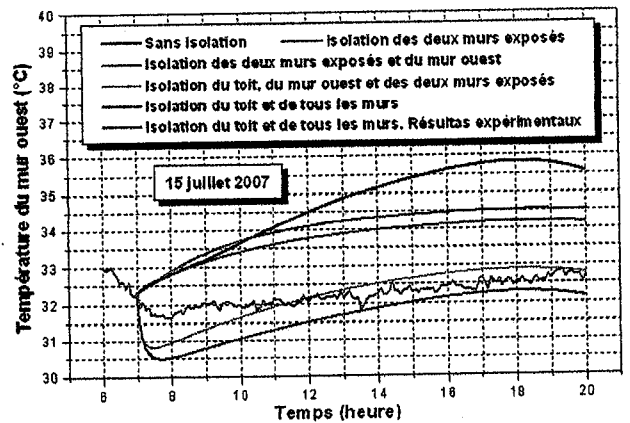


Fig. (3.92): Température du mur ouest

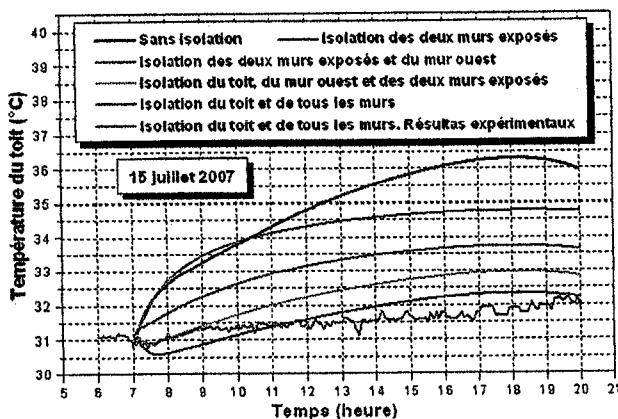


Fig. (3.93): Température du toit

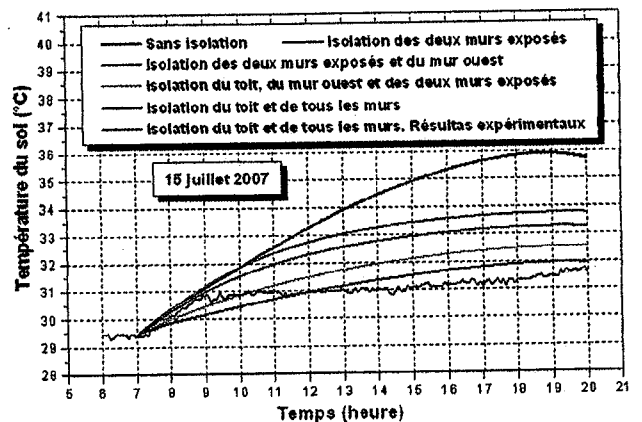


Fig. (3.94): Température du sol

l'URAER". La fonction de ces modèles est de calculer les différentes températures délivrées sous l'effet des conditions climatiques et environnantes disponibles.

La comparaison a permis de savoir que les résultats du modèle étaient dans l'ensemble satisfaisant. Les résultats et l'exécution du programme utilisé nous indiquent que ces outils numériques sont aptes pour délivrer les températures moyennes. Mais ils ont aussi permis de mieux cerner les limites du programme.

3.10 Influence de l'état énergétique des murs sur l'isolation thermique intérieure

L'évaluation des charges thermiques des logements est un exercice très complexe qui prend de temps et représente l'une des étapes les plus importantes dans la conception bioclimatique. Donc, le calcul des températures ainsi que la perception de l'aspect dynamique des transferts thermiques tiennent une place très importante aussi. Subséquemment, il est intéressant de disposer d'outils numériques permettant de calculer très rapidement ces températures. Conçu pour répondre à ces besoins, le Matlab 6.5 est un logiciel qui permet d'appréhender le comportement thermique des murs et de l'air soumis à des sollicitations variées. Les programmes réalisés permettent par ses interactivités une bonne compréhension des phénomènes de transferts de chaleur à travers les parois en régime variable. Les résultats, les indications et les recommandations du présent travail sont fondées sur les modèles validés précédemment.

3.10.1 Températures intérieures pour plusieurs jours. (Période chaude)

La première démarche de cette étude consiste à voir et à déterminer l'impact et l'influence de l'isolation thermique si on considère que les murs ont emmagasiné suffisamment de la chaleur (figures 3.96 et 3.97). Il s'ensuit qu'il est nécessaire d'élaborer aussi le cas où les murs n'ont pas encore stocké de l'énergie (figures 3.98 et 3.99). Pour que le bien-être persiste, nous avons tiré quelques conditions et critères pour aboutir à une isolation thermique satisfaisante et admissible.

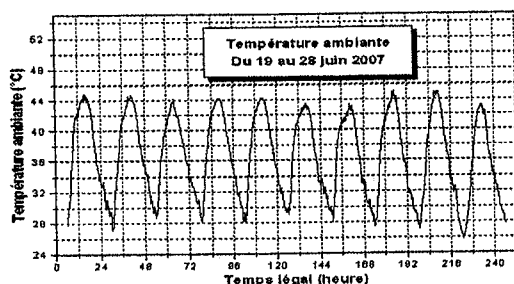


Fig. (3.95):
Température ambiante

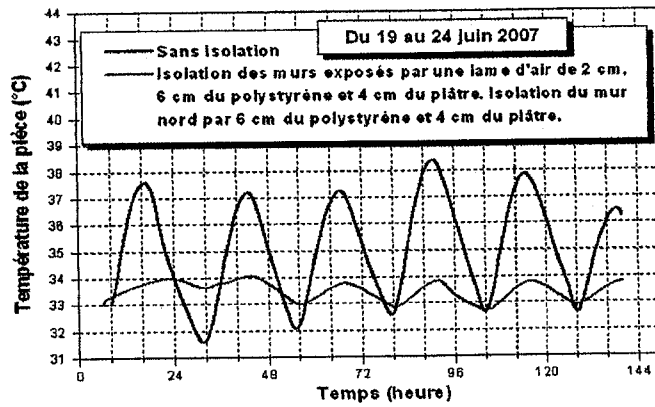


Fig. (3.96):
 Température de l'air
 Intérieur de la pièce.

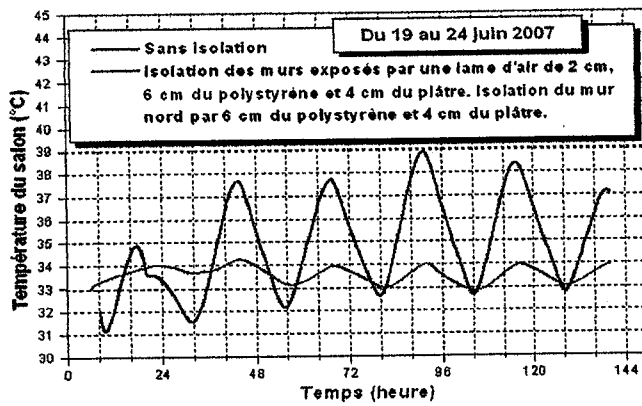


Fig. (3.97):
 Température de l'air
 Intérieur du salon.

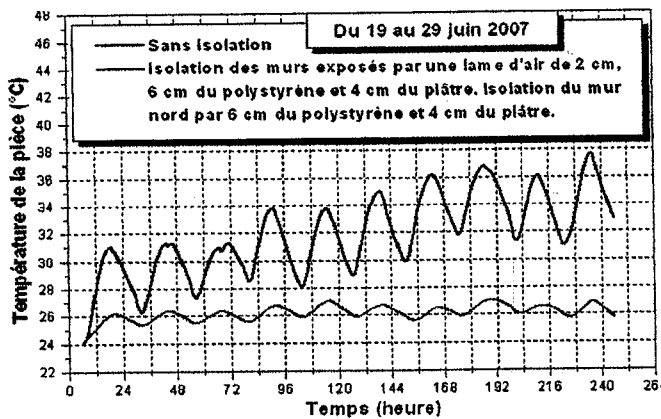


Fig. (3.98):
 Température de l'air
 Intérieur de la pièce.

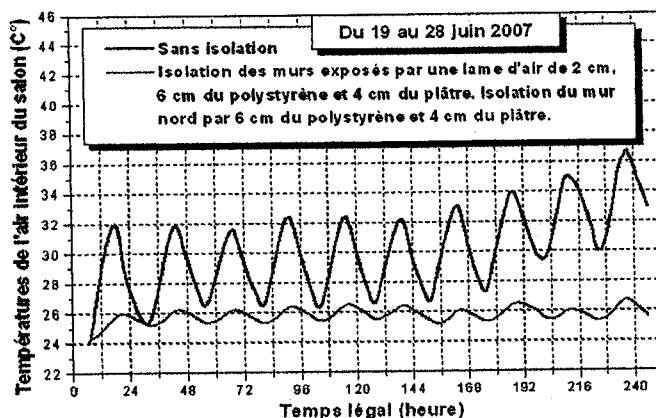


Fig. (3.99):
 Température de l'air
 Intérieur du salon.

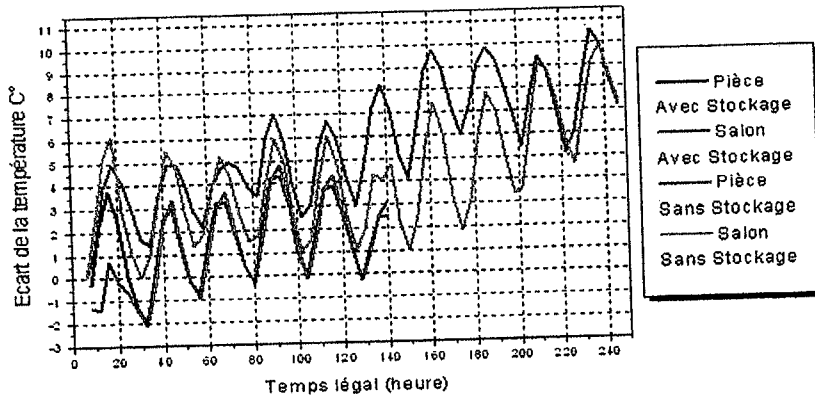


Fig. (3.100):
Ecart entre les températures de l'air sans isolation et les températures délivrées par l'isolation thermique des deux chambres.

3.10.2 Remarques et interprétations

L'objectif étudie la pertinence des approches corrélatives, en particulier de concepts comme l'isolation thermique, à la fois en terme d'économie d'énergie et de confort. La figure 3.96 représente la température de l'air intérieur de la pièce. Le programme utilisé permet de réaliser des simulations dès les premières esquisses du projet. Les résultats acquis montrent que cette température est entre 31.5 et 38.5 °C. C'est une température très élevée par rapport à la température désirée. (27 °C). Or, l'isolation thermique dans ce contexte, permet de maintenir la température et non pas de la baisser. C'est pour cette raison que la température résultante de l'isolation thermique sera couverte par un intervalle compris entre 32.75 et 34 °C. Il se peut même qu'on trouve des fois des températures d'isolation supérieure que celle sans isolation. Les murs épais et massifs dans ces situations, permettent de régler la température sur un cycle assez court. On a confirmé de nouveau que les couches isolantes vont gêner la fraîcheur de pénétrer et de traverser les murs exposés au soleil parce que la température intérieure à ce moment est plus grande que la température ambiante extérieure. Ce phénomène physique est observé dans le cas où les différents murs ont stocké suffisamment de chaleur. D'un point de vue plus physique, cet aspect trouve son origine dans les écarts négatifs de température tracés sur la figure 3.100. Ces résultats se certifient encore pour le salon. (Voir la figure 3.97).

La figure 3.98 représente le profil de température de la pièce pendant dix jours successifs. Les conditions climatiques et environnantes chaudes associées, les murs qui n'ont pas encore stocké de l'énergie incitent et excitent tout le système à se reformuler de nouveau. C'est-à-dire qu'il fallait au moins cent quatre vingt dix heures pour que la dynamique de la température intérieure (le système d'équations en général) se stabilise. Le temps estimé est le temps nécessaire pour le

stockage d'énergie des murs. L'isolation thermique dans ces situations retienne ses engagements. La température résultante ne dépasse pas 27,1 °C.

Pour le salon, et selon la figure 3.99, on constate qu'il fallait au moins deux cents quarante heures pour que la dynamique de la température intérieure (le système d'équations en général) se stabilise. On remarque que même la température intérieure d'isolation du salon est légèrement inférieure par rapport à la température d'isolation résultante de l'autre pièce. Ces résultats physiques peuvent être justifiées par le fait que l'énergie absorbée d'origine solaire n'est pas la même. Plus précisément, les murs sud des deux chambres ont la même orientation et presque la même surface. Mais le mur est de la pièce est exposé au soleil pendant sept heures et demie et avec forte intensité. Contrairement, le mur ouest du salon est exposé au soleil qu'après la disparition du rayonnement direct incident sur le mur est de la pièce. Alors, la durée d'exposition au soleil et l'intensité des rayonnements incidents de ces deux murs ne sont pas équivalentes. En plus, la surface du mur ouest est plus importante que celle du mur est. (Les épaisseurs des murs sont les mêmes). Toutes ces conditions et situations permettent d'avoir un temps de stockage élevé pour le salon par rapport à celle de la pièce.

3.10.3 Températures intérieures pour plusieurs jours. (Période froide)

La partie qui se suit s'inscrit toujours dans le cadre du projet de recherche énoncé auparavant. Le but et la méthode du travail se diffèrent partiellement par rapport à la période chaude de la section précédente. Les mesures expérimentales sont effectuées la première semaine du mois de décembre de l'année 2007, et la première semaine du moi du janvier de l'année 2008. Les gens spécialistes du domaine peuvent poser la question sur la cause de ce choix. La réponse est simple: nous proviendrons ce choix précisément en raison de l'état énergétique des murs. Les conditions climatiques et météorologiques durant cette période engendrent et procréent des journées froides notamment à la nuit et sous l'ombre. Mais la différence, c'est que; durant la première semaine du décembre, les murs et les parois n'ont pas encore stocké suffisamment du froid. Ce qui explique que le froid n'a pas encore pénétré les murs et les surfaces mises en jeux, en l'occurrence l'air intérieur. Au contraire, ce phénomène et cet engagement du froid étaient terminés pendant les premières journées de l'année 2008. Les mêmes hypothèses et mesures sont maintenues. Ces observations, hypothèses et mesures réunies au principe de conservation de l'énergie, permettent

d'achever d'autres systèmes non autonomes de vingt deux équations différentielles ordinaires non linéaires.

$$T_{\text{mur ouest}} < T_{\text{mur sud}} < T_{\text{sol}} < T_{\text{air}} < T_{\text{toit}} < T_{\text{mur est}} < T_{\text{mur nord}} \quad \text{Pour la salon. Sans isolation}$$

$$T_{\text{mur est}} < T_{\text{mur sud}} < T_{\text{sol}} < T_{\text{air}} < T_{\text{toit}} < T_{\text{mur ouest}} < T_{\text{mur nord}} \quad \text{Pour la pièce. Sans isolation}$$

Ces modèles régissant le comportement thermique dans les deux cas et dans les mêmes conditions climatiques. Revenant en détail aux étapes et aux différentes procédures suivies lors de ces travaux de recherche. Durant tout ce projet, même en été, nous avons remarqué que les deux chambres de la maison solaire admettent et subissent presque les mêmes comportements (températures) thermiques. Notamment sur les surfaces intérieures des murs qui possèdent les mêmes orientations comme par exemple les murs sud, nord et l'air intérieur des deux chambres. Ces importantes prédictions et conclusions présentent le fruit et le bénéfice des longues études théoriques et surtout expérimentales. Les dynamismes établis de ces taches, comprennent des calculs et des mesures expérimentaux pendant toute l'année. Ces précieux résultats nous permettent de faire une comparaison entre ces deux chambres. Nous avons choisi d'isoler uniquement la petite pièce. Donc, la première étape consiste à délivrer les températures de l'air intérieur et des murs nord et sud pour s'assurer et confirmer ces décisions en faveur de ces deux chambres. L'autre étape incontournable, c'est celle qui prodige et fournie la méthode adéquate pour l'isolation thermique intérieure. En outre, la dernière qui est sans doute la plus importante, présente et donne une comparaison quantitative entre les différentes températures dans les deux chambres associées. Il faut souligner aussi que nous procéderons chaque fois à la validation du nos modèles. Les mesures expérimentales sont effectuées chaque heure pendant le mois de décembre 2007. Alors qu'elles sont achevées chaque cinq minutes pour le mois de janvier 2008. Tous les résultats sont représentés sur les figures tracées ci-dessous.

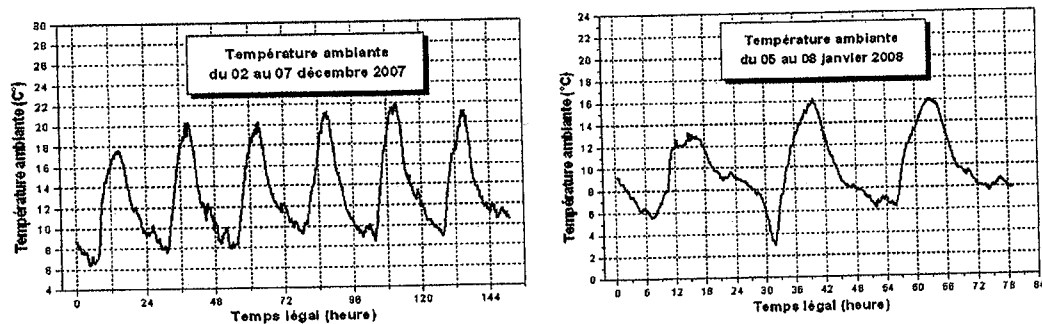


Fig. (3.101): Température ambiante

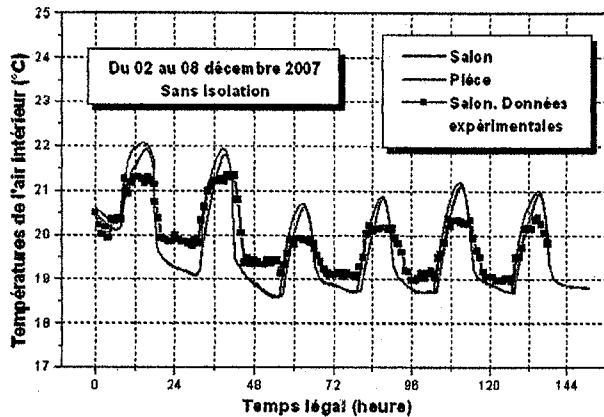


Fig. (3.102): Température de l'air intérieur

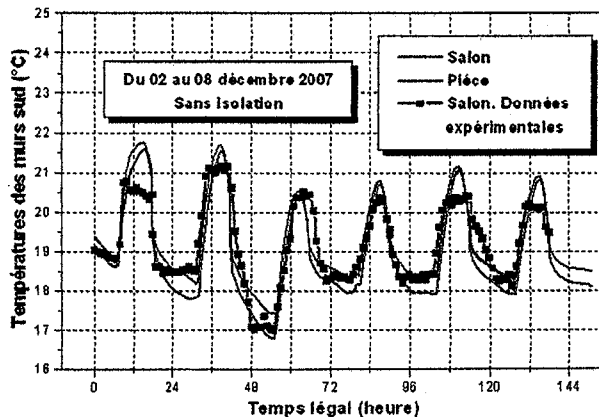


Fig. (3.103): Température des murs sud

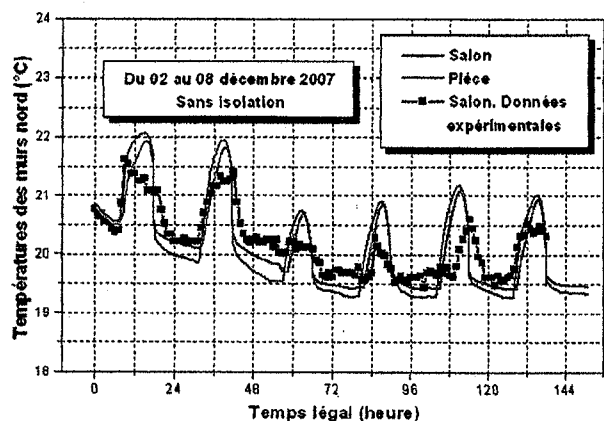


Fig. (3.104): Température des murs nord

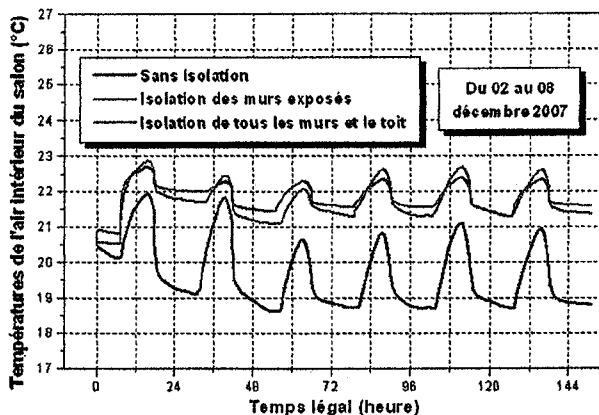


Fig. (3.105): Température de l'air du salon

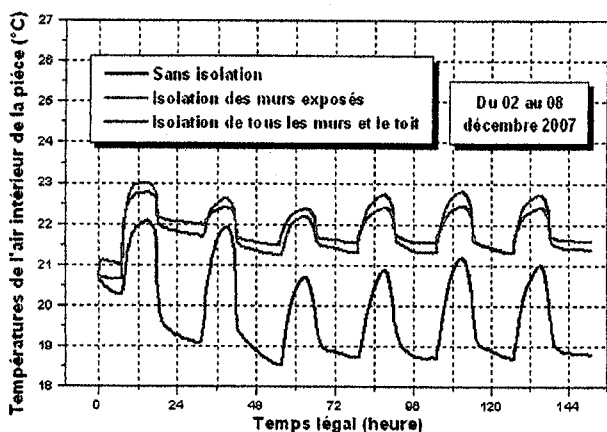


Fig. (3.106): Température de l'air de la pièce

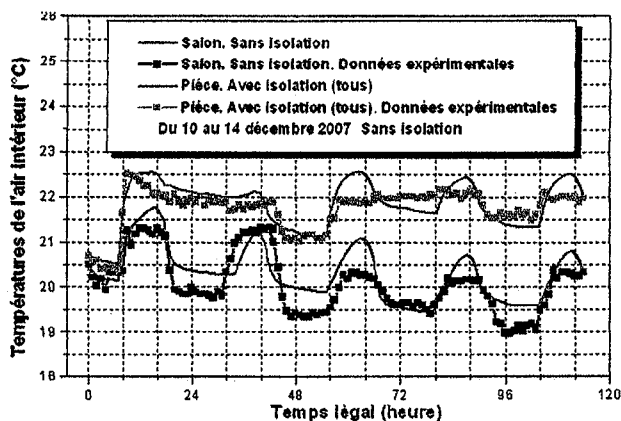


Fig. (3.107): Température de l'air intérieur

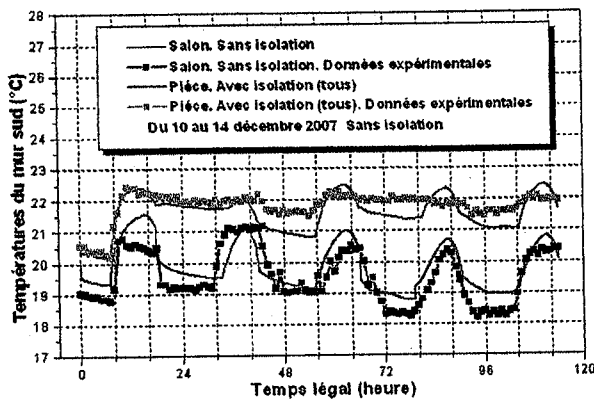


Fig. (3.108): Température du mur sud

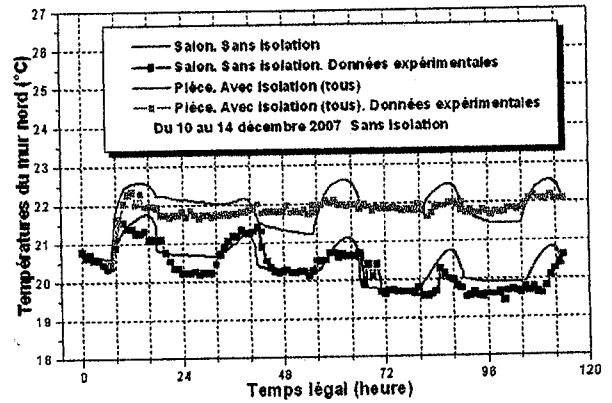


Fig. (3.109): Température du mur nord

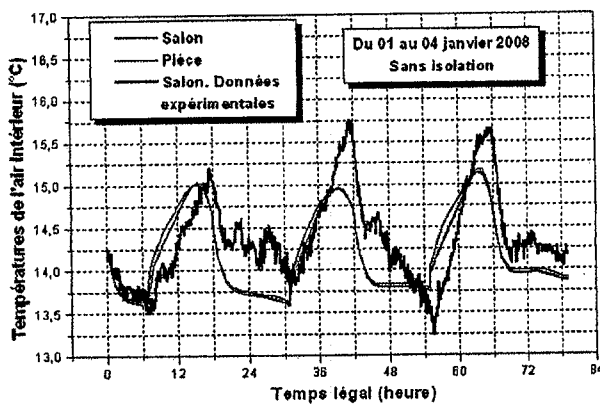


Fig. (3.110): Température de l'air intérieur

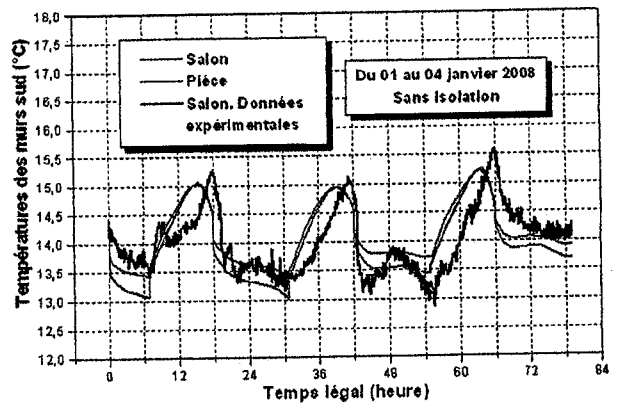


Fig. (3.111): Température des murs sud

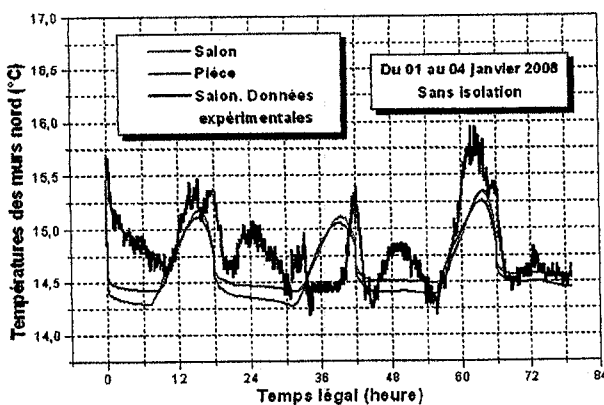


Fig. (3.112): Température des murs nord

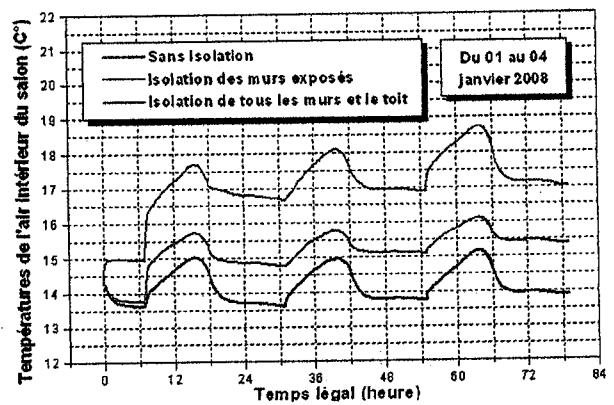


Fig. (3.113): Température de l'air du salon

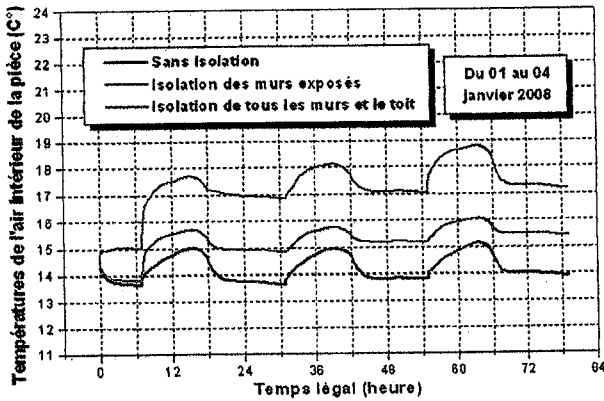


Fig. (3.114): Température de l'air de la pièce

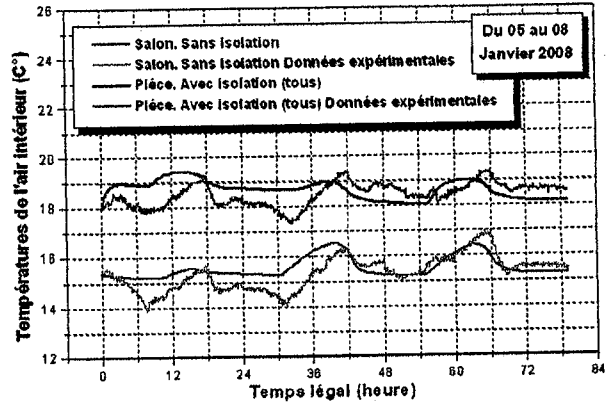


Fig. (3.115): Température de l'air intérieur

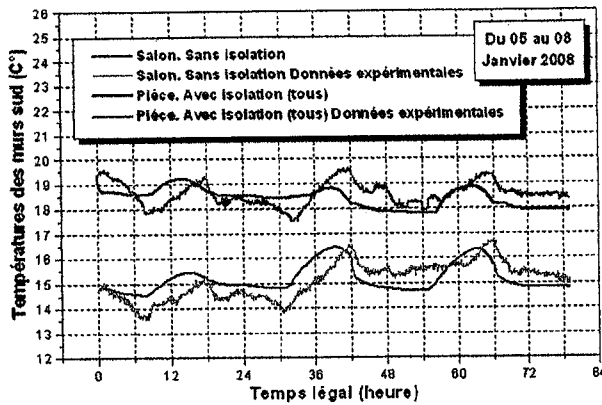


Fig. (3.116): Température du mur sud

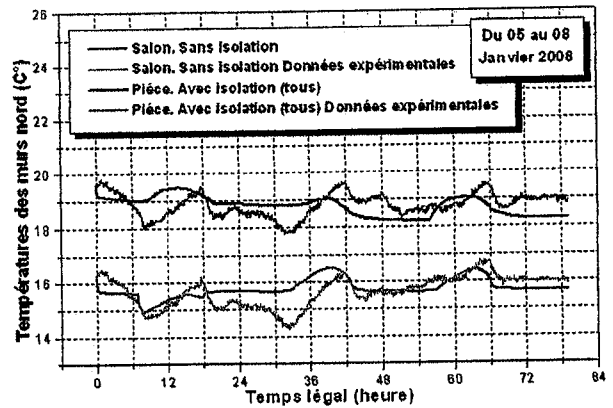


Fig. (3.117): Température du mur nord

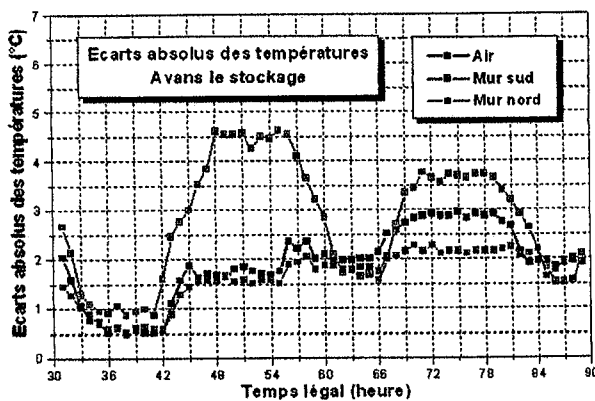


Fig. (3.118): Ecart absolu des températures. Sans stockage

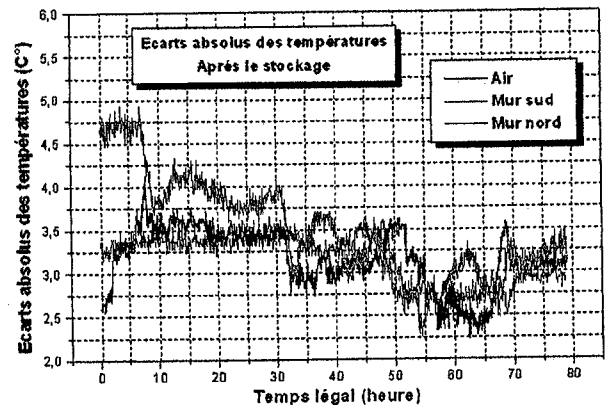


Fig. (3.119): Ecart absolu des températures. Avec stockage

3.10.4 Remarques et interprétations

D'après ces études et ces résultats, on peut conclure que l'isolation thermique des murs et du toit atténue la sensation du froid qui peut exister en hiver. La question courante qui se pose forcément: dans quelle mesure la théorie et la pratique se correspondent ? La concordance est si encourageante vu aux appareillages et aux matériaux utilisés. Les différences absolues maximales des températures dans les pires des cas sont de l'ordre de +/- 1.1 °C.

Les figures 3.102, 3.103, 3.104, 3.110, 3.111 et 3.112 représentent les valeurs des températures théoriques des murs sud et nord ainsi que l'air intérieur pour les deux chambres de l'habitat. Elles sont comparées et confrontées avec les valeurs mesurées par les thermocouples et les sondes installés et placés au salon. C'est une étape incontournable et décisive, permettant non pas uniquement de valoriser et valider ces modèles utilisés, mais elle est aussi utile pour prouver la similitude des températures mises en jeu en l'absence d'isolation.

Théoriquement, nous avons confirmé de nouveaux que l'isolation thermique des murs exposés suffit dans le cas où le froid n'a pas encore pénétré et franchi les murs. (Voir les figures 3.105 et 3.106). Au contraire, si le froid a déjà franchi tout l'habitat, nous avons dans cette situation, le pouvoir et le biais de dire qu'il faut isoler toutes les surfaces intérieures et pourquoi pas le sol aussi. Les figures 3.113 et 3.114 prouvent ces résultats.

Subséquent, on peut remettre un tableau ou des figures (3.118 et 3.119) qui donnent l'écart ou la différence des températures des murs et de l'air intérieur pour les deux chambres. En d'autres termes, on pourra représenter les valeurs qui donnent la différence de température entre les deux cas; en l'absence et en présence de l'isolation. En l'occurrence, c'est possible de les tirer à partir des valeurs tracées dans les figures 3.107, 3.108, 3.109, 3.115, 3.116 et 3.117.

On constate aussi d'après ces simples comparaisons que l'effet et l'impact de l'isolation thermique apparaissent en premier lieu sur le mur sud puis sur l'air puis sur le mur nord. Plus particulièrement dans le cas où il n'y avait pas encore suffisamment du froid à l'intérieur. En conséquence, nous avons s'assuré dans notre cas que cet effet se provoque clairement aux niveaux des surfaces et des espaces les plus froides. Subséquent, si le froid franchi toute la pièce, nous sommes certain de dire que c'est l'isolation qui fait la différence, pas l'inertie thermique. Ceci peut être justifié par le fait que la chambre naturellement perd son inertie thermique. Cela n'est pas uniquement le cas des bâtiments, mais aussi celui de nombreuses situations de la vie de tous les jours. Si nous voulons garder le thé ou le café au chaud, nous

utilisons une couvreur théière ou une thermos. Par temps froid, nous mettons des pullover, collants, chapeaux,... Nos lits, nous les protégeons par des couvertures épaisses ou mieux des édredons en plume d'eider. Bien sur que l'édredon n'est pas chaud par lui-même, mais il est surtout très isolant, ce qui fait que le corps humain ne perd que très peu de chaleur.

3.11 Résolution numérique de l'équation de la chaleur par la méthode des éléments finis. Exemples montrent l'effet de l'inertie thermique

On considère un mur en pierre homogène et isotrope. La diffusion de la chaleur est régie par l'équation aux dérivées partielles:

$$\begin{cases} \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} - k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = g \\ 0 \leq x \leq e, t \geq 0, \rho > 0, C_p > 0, k > 0 \end{cases} \quad (3.32)$$

Où ρ, C_p, k et e sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et l'épaisseur du mur. La fonction g représente la source de chaleur. Les variables indépendantes sont la position x et le temps t . Nous avons imposé aussi comme conditions aux limites (conditions de type Dirichlet) $T(0, t)$ et $T(e, t)$ et comme condition, dite initiale $T(x, 0)$. On suppose que la température est uniforme sur les parois du mur.

$$g = \frac{P}{V} = \frac{GS}{V} = \frac{G}{e} \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{G}{e \rho C_p} \quad (3.34)$$

$$G = R + \frac{0.53 \lambda_{\text{air}} (\text{Gr Pr})^{1/4}}{L} (T_{\text{am}} - T) + \sigma \varepsilon_c (T_{\text{ciel}}^4 - T^4) \quad (3.35)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{R}{e \rho C_p} + \frac{0.53 \lambda_{\text{air}} (\text{Gr Pr})^{1/4}}{L e \rho C_p} (T_{\text{am}} - T) + \frac{\sigma \varepsilon_c}{e \rho C_p} (T_{\text{ciel}}^4 - T^4) \quad (3.36)$$

R est la densité du flux absorbé durant trois heures et vingt minutes. Donc, t vari de 0 s à 12000 s.
 $\rho = 1670 \text{ kg/m}^3, k = 1.436 \text{ w/(m }^\circ\text{C)}, C_p = 881 \text{ j/(kg }^\circ\text{C)}$.

$\lambda_{\text{air}} = 0.026 \text{ w/(m }^\circ\text{C)}$ est la conductivité thermique de l'air.

L : hauteur du mur (m).

$\varepsilon_c = 0.93$ émissivité du ciel.

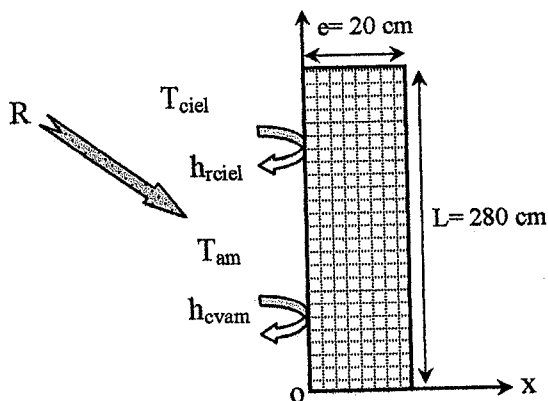


Fig. (3.120):
Schéma descriptif
du mur considéré

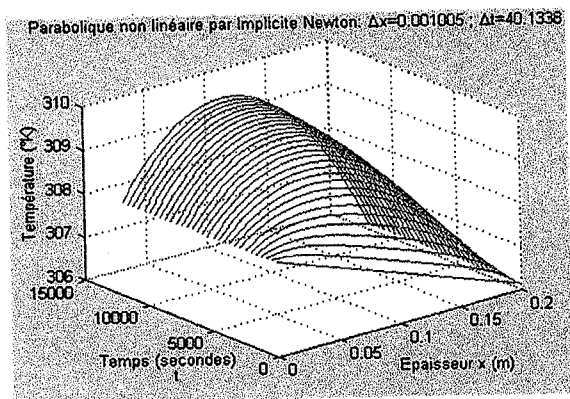


Fig. (3.121): Température du mur en fonction
de la distance x et du temps t. Période chaude

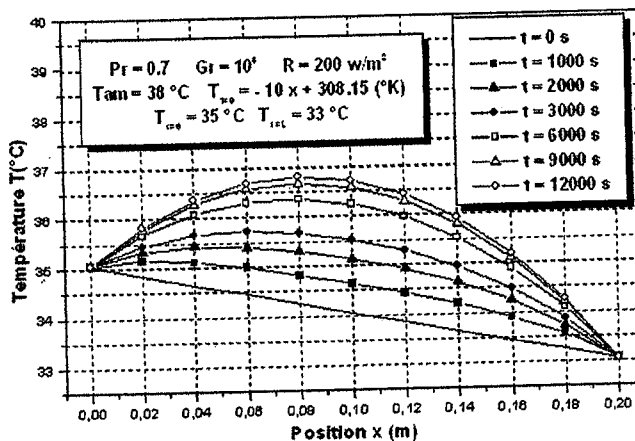


Fig. (3.122): Température du mur en
fonction de la position x. Période chaude

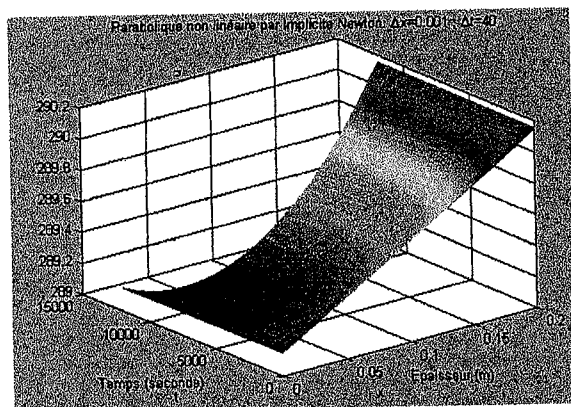


Fig. (3.123): Température du mur en fonction
de la distance x et du temps t. Période froide

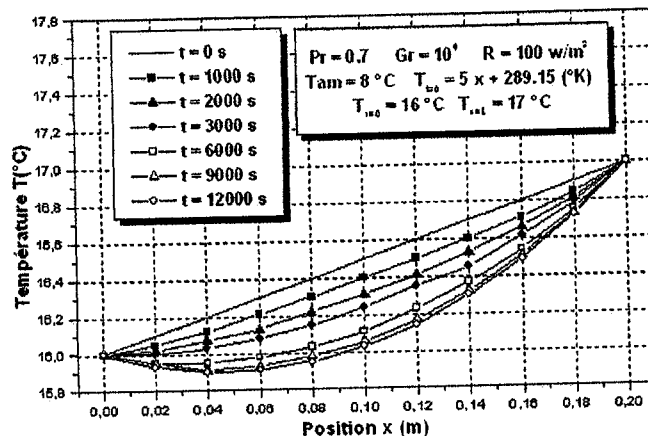


Fig. (3.124): Température du mur en
fonction de la position x. Période froide

Conclusions et interprétations

Nous avons déduis d'après les figures 3.121 et 3.122 que les relevés des températures à l'intérieur du mur sont plus grandes par rapport aux celles des températures initiales. En d'autres

thermes, le profil des température augmente en fonction du temps. Or que, les figures 3.123 et 3.124 représentent les valeurs des températures selon la direction x pour certains instants durant une période froide. On remarque cette fois ci, que les relevées, sont plus petites par rapport aux celles des températures initiales. Cet accroissement ou décroissement est provoqué et incité entièrement par l'accumulation du flux thermique qui traverse le mur en pierre. C'est tout simplement l'effet de l'inertie ou la masse thermique. C'est-à-dire la capacité d'emmagasinage, de stockage où de dégagement de chaleur ou de froid que possède la pierre.

3.12 Conclusion générale

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'effet, l'impact et l'influence de l'isolation thermique sur le confort thermique. Ces travaux et activités de recherche permettent de tirer quelques normes et critères qui sont très intéressantes pour agir et acquérir une isolation parfaite et admirable. En résumé, nous arrivons donc à la conclusion selon laquelle:

- L'isolant joue le rôle d'une barrière thermique.
- L'isolation des murs exposés au soleil fournie et donne des meilleurs résultats par rapport au cas où on va isoler uniquement un mur ou deux ou même trois. C'est tout à fait logique puisque ces derniers représentent trois sources principales de la chaleur ou du froid.
- L'effet de l'isolation thermique se provoque clairement sur les surfaces intérieures isolées.
- Les profils de températures des surfaces extérieures des murs exposées au soleil pour une période chaude, donnent des valeurs de températures plus grandes que ceux obtenues en l'absence d'isolation.
- Durant une période froide, les pertes thermiques sont freinées par l'isolation. Elle valorise efficacement les apports du confort thermique.
- La meilleur façon d'isoler, c'est d'isoler uniquement les murs exposés au soleil.
- En terme pratique, l'isolation thermique retienne ses engagements si elle est effectuée avant l'entrée de la période chaude ou froide. Cela consiste à dire que pour accéder et achever une isolation thermique adéquate et conforme, il faut l'effectuer avant l'entrée de l'été ou de l'hiver.
- En hiver, malgré la présence du soleil, les températures des surfaces intérieures des murs exposés restent les plus froides. C'est le phénomène de l'inertie thermique.
- Une bonne inertie associe trois caractères:
 - ✓ une forte capacité thermique (murs et planchers lourds en contact avec l'air intérieur).

- ✓ une conductivité thermique élevée (murs en matériau absorbant).
 - ✓ une grande surface d'échange
- D'après ces résultats, on peut procéder aussi à des décisions très importantes au niveau de Ghardaïa. On cite à titre d'exemple:
- ✓ Il faut respecter soigneusement les normes et les principes de la conception bioclimatique dans la construction des bâtiments au niveau du site.
 - ✓ Il ne faut pas surtout bâtir des logements avec la pierre à Ghardaïa. La forte raison c'est que les murs en pierres possèdent une grande capacité d'absorption, d'emmagasinement ou de stockage calorifique. On propose par exemple la brique creuse.

Bibliographie

- [1] P Achard, R Gicquel, « European Passive Solar Handbook - Basic Principles and Concepts for Passive Solar Architecture »; Commission of the European Communities, 1986.
- [2] Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, « Réglementation Thermique 2000 »; Décret N° 2000-1153, 29/11/2000.
- [3] J. D. Balcomb, R. W. Jones, C. E. Kosiewicz, G. S. Lazarus, R. D. Mc Farland, W. O Wray, « Passive Solar Design Handbook », Volume 3, American Solar Energy Society, 1982.
- [4] J.P. Demailly, « Analyse Numérique et Equations Différentielles. Manuel pour le Second Cycle de Mathématiques, Presses Universitaires de Grenoble, Première édition sept. 1991.
- [5] J. Huetz, J. P Petit, « Notions de Transfert Thermique par Convection »; Techniques de l'Ingénieur, A1540, 1998.
- [6] T. Cabirol, D. Roux, « Chauffage de l'Habitat et Energie Solaire. De l'Utilisation des Energies Classiques à l'Architecture Solaire », Tome 2: Chauffage Solaire de l'Habitat. Charle Yves Chaudoreille, Edisud 1985.
- [7] Centre Scientifique et Technique du Bâtiment: Rapport d'étude n° ENEA/AGE-2000.006R-22/11/2000.
- [8] C. Afonso, A. Oliveira, « Solar Chimneys: Simulation and Experiment »; Energy and Buildings, vol. 32, p. 71-79, 2000.
- [9] Commission Européenne, « Energy in Architecture, the European Passive Solar Handbook »; Publication No. EUR 13446, 1992.
- [10] J. P Holman, « Heat Transfer », Mc Graw- Hill Ed., 1986.

- [11] F. P. Incropera, D. P. De Witt, « Fundamentals of Heat and Mass Transfer »; Wiley (4th ed.), 1996.
- [12] B. Givoni, « l'Homme, l'Architecture et le Climat »; Edition du Moniteur, 1978. Chapitre 19: Prédiction de la Température Intérieure; Influence des Paramètres Thermophysiques des Eléments d'un Bâtiment sur l'Ambiance Thermique Intérieure.
- [13] P. Chiché, M. Herzen, « Architecture et Démarche Energétique »; Edition J.-R. Muller-ORBE, 1985.
- [14] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz et A. Cheknane, « Etude par Simulation de l'Effet d'Isolation Thermique d'une Pièce d'un Habitat dans la Région de Ghardaïa ». Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°2 (2007) 281 – 292.
- [15] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, « Etude Thermique d'un Habitat Pour l'Adaptation au Climat Local. Effet de l'Isolation Thermique ». Revue Internationale d'Héliotechnique Energie Environnement N° 36B (2007) 8-13.
- [16] M.M. Hadjiat, S.M.A. Bekkouche, M.R. Yaiche, M. Hamdani, « Effet de l'Orientation sur la Température Intérieure d'une Pièce d'un Habitat Située à Ghardaïa ». Revue Internationale d'Héliotechnique Energie Environnement N° 39 (2008).
- [17] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, « Etude Thermique d'un Habitat Pour l'Adaptation au Climat Local. Effet de l'Isolation Thermique ». Congrès International sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable (icresd_07). Tlemcen, Algérie 21-24 mai 2007
- [18] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, « Effet de l'Isolation Thermique sur une Pièce d'un Habitat dans le Site de Ghardaïa ». Congrès International sur la Physique et ses Applications CIPA'07. Oran 02-04 décembre 2007.
- [19] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz et A. Cheknane, « Influence de l'Etat Energétique des Murs sur l'Isolation Thermique Intérieure d'un habitat Situé dans la région de Ghardaïa ». Premier Workshop International sur les Energies Renouvelables et leurs Applications. Laghouat, 10 au 12 Mai 2008.
- [20] M.R. Yaiche, S.M.A. Bekkouche, « Conception et Validation d'un Logiciel Sous Excel Pour l'Estimation du Rayonnement Solaire Incident en Algérie. Cas d'un Ciel Totalelement Clair ». Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°3 (2008).

Chapitre IV

Modélisation du Séchage Solaire Sous Serre des Boues Application à un Séchoir Solaire Direct de Type Serre

Chapitre IV

Modélisation du Séchage Solaire Sous Serre des Boues. Application à un Séchoir Solaire Direct de Type Serre

4.1 Introduction

Le séchage consiste à chauffer un produit afin de faire évaporer l'eau qu'il contient (ou un autre solvant). On distingue le séchage par ébullition et par entraînement. On parle de séchage par ébullition quand le produit atteint la température d'ébullition de l'eau. Lors du séchage par entraînement le produit à sécher est mis en contact avec un courant d'air plus ou moins chaud. L'air chaud transmet une part de sa chaleur au produit qui développe une pression partielle en eau à sa surface supérieure à la pression partielle de l'eau dans l'air utilisé pour le séchage. Cette différence de pression entraîne un transfert de matière de la surface du solide vers l'agent séchant.

Afin de sécher un produit, liquide ou solide, il faut fournir de la chaleur, de l'énergie. Globalement on considère que les opérations de séchage consomment environ 15 % de l'énergie industrielle dans les pays développés. Cette part est importante et il faut essayer de trouver les moyens d'optimiser les procédés, dans une démarche économique mais aussi écologique.

Toutes les parties d'un même produit n'ont pas le même comportement vis à vis de l'eau. Cela varie aussi d'un produit à l'autre, suivant sa composition biochimique: certaines structures ou molécules retiennent l'eau plus que d'autres. Lorsque le produit est très humide, l'eau qu'il contient est qualifiée de "libre". Lors du séchage, l'eau libre se comporte comme de l'eau pure. Il suffit pour la vaporiser d'environ 2250 kJ/kg. Lorsque le produit est plus sec, l'eau est davantage retenue par celui-ci et on la qualifie de "liée". L'évaporation de cette eau est plus difficile et demande plus d'énergie. Au cours du séchage c'est d'abord l'eau libre qui va être évaporée, puis l'eau de plus en plus liée: aussi la quantité d'énergie nécessaire pour vaporiser la même quantité d'eau augmente au cours du séchage. On rencontre une grande diversité dans les modes de séchage:

a- Séchage conductif: le produit est mis en contact avec des surfaces chaudes. Exemples: le séchage de pommes de terre en flocons, pâte à papier.

b- Séchage convectif: on envoie sur le produit à sécher un courant gazeux chaud qui fournit la chaleur nécessaire à l'évaporation du liquide et entraîne la vapeur formée. Exemples: le séchage de plantes aromatiques, de fruits, de grains, de boues d'épuration, de céramiques.

c- Séchage par infrarouges: un rayonnement infrarouge est appliqué sur le produit. Exemples : le séchage industriel des vernis et des peintures, du bois, des papiers, des pellicules photographiques, des cuirs, des textiles, des pâtes alimentaires; la dessiccation des légumes, des fruits,

d- Séchage par micro-ondes: Exemples: séchage d'encre, séchage de peintures, séchage d'adhésifs, séchage sous vide de produits pharmaceutiques.

e- Séchage solaire: l'énergie solaire est utilisée pour sécher le produit, nécessite un ensoleillement suffisant. Exemples : séchage de piments, de plantes médicinales et aromatiques, cacao, café, de boues.

f- Séchage par atomisation: un liquide ou une suspension est dispersée sous forme de fines gouttelettes dans un courant d'air chaud. Exemples : fabrication du lait en poudre, d'engrais. [1].

Longtemps considéré comme une opération annexe du traitement des eaux, le traitement des boues ne peut plus être défini à la légère. Les boues constituent des déchets volumineux puisqu'elles contiennent généralement entre 95% et 99% d'eau et sont génératrices de nuisances dans la mesure où elles sont en grande partie constituées de matières organiques fermentescibles.

La filière de traitement choisie doit atteindre deux principaux buts:

- la réduction du pouvoir fermentescible des boues afin de limiter voir annuler les nuisances olfactives. On parle de stabilisation.
- la réduction du volume des boues afin de faciliter leur manutention et diminuer les frais en vue de leur élimination finale. [2], [3].

Le séchage thermique permet d'atteindre ces objectifs. Dans ce chapitre, nous focalisons notre attention sur la modélisation du procédé de séchage solaire afin de prédire le comportement théorique du séchoir. Des applications sont réalisées sur le séchage des boues à travers la modélisation de la cinétique de séchage et à travers aussi deux séchoirs sous serre. Les séchoirs solaires sont faciles à construire avec des outils et des matériaux localement disponibles et peuvent fonctionner par convection naturelle. Evidemment la quantité de soleil et d'humidité affectera les performances du séchoir. Les séchoirs solaires se divisent en deux modèles, de type directs et indirects. Aussi, ces systèmes peuvent être actifs ou passifs. Tous les avis examinés

s'accordent sur des températures de séchage comprises entre 35° et 82 °C et de 43.5 à 60 °C sont les plus communes. Dans ce travail, nous entreprenons l'étude du bilan d'énergie de modèles des deux séchoirs solaires de type direct, afin d'en déterminer la cinétique de séchage des boues, compte tenu des conditions ambiantes du milieu donné. Les modèles mathématiques proposés décrivent les transferts de matière et de chaleur dans la boue au cours du séchage. Elle est considérée comme un système binaire contenant deux constituants: l'eau et la matière sèche. Les distributions initiales de la teneur en eau et de la température sont uniformes. L'évaporation de l'eau s'effectue à travers la surface, les transferts d'eau et de chaleur sont considérés unidirectionnels.

Le séchage à basse température dans ces situations est un phénomène complexe, où interviennent de nombreux autres phénomènes qui ressortent de la thermodynamique et des transferts de masse et de chaleur.

Dans nos études, le fluide séchant qui est l'air chauffé à travers la serre, sert, d'une part à apporter l'énergie nécessaire à la vaporisation, et d'autre part à évacuer la vapeur d'eau sortant du produit. Les boues sont composées d'éléments recueillis à différents stades de l'épuration d'une eau usée: matières minérales en suspension, matières organiques non biodégradables et microorganismes, ces derniers résultant de l'épuration biologique. Parmi les boues, on distingue les boues urbaines et les boues industrielles. Les premières sont produites dans les stations d'épuration traitant des effluents dits 'urbains', c'est-à-dire majoritairement des eaux usées d'origine domestique. Les secondes sont issues du traitement d'eaux usées industrielles. Dans ces travaux nous nous préoccupons uniquement de boues urbaines.

4.1.1 Avantages du séchage solaire

Le séchage solaire s'est rapidement imposé comme une solution efficace permettant de répondre aux attentes des collectivités dans un respect des contraintes réglementaires, en offrant un choix multiple de débouchés pour le traitement des boues d'épuration. Il permet:

- la réduction du volume (les volumes des boues sont réduits de 3 à 5 fois): l'influence est directe sur le coût de transport et sur le stockage.
- l'hygiénisation: les températures et les temps de séjour entraînent généralement l'élimination des micro-organismes au cours de séchage;

- la stabilisation: la diminution de la teneur en eau, rendant toute activité biologique impossible, stabilise la boue sèche;
- la réduction des odeurs émises: le stockage de la boue sèche n'engendre pas de problème d'odeurs, contrairement à celui de la boue fraîche;
- l'augmentation du pouvoir calorifique des boues qui peut être intéressant en vue d'une incinération;
- la mise en forme accompagnant le séchage: une mise en forme (granulée) de la matière séchée est souvent possible, facilitant transport et manutention;
- un bilan environnemental positif puisqu'il n'y a pas d'émission de gaz à effet de serre.

4.1.2 Contraintes du séchage solaire

Le séchage solaire dépend fortement des conditions climatiques et atmosphériques. En effet en période hivernale la serre est souvent utilisée en lieu de stockage. Ce système nécessite de la place (une parcelle ensoleillée) et du temps pour que la boue puisse sécher à la siccité désirée.

Le séchage solaire présente également des contraintes par rapport aux odeurs générées. Pour un site situé à proximité d'habitations, les émissions d'odeurs lors du séchage peuvent être source de nuisances plus au moins importante selon la direction et la force des vents dominants et la présence ou non d'un dispositif de traitement de l'air. [2], [3].

4.2 Notions générales

4.2.1 Matière sèche

Cette mesure s'effectue par la mise en place de l'échantillon dans une étuve à 105 °C durant 24h. Connaissant la masse initiale et la masse finale après pertes d'eau, la teneur en matières sèches est calculée.

4.2.2 Courbes de séchage

Les courbes de séchages désignent, soit les variations de la teneur en eau moyenne $X = (m - M_s) / M_s$ de la boue en fonction du temps, soit celle donnant la vitesse de séchage $-(dX/dt)$ en fonction du temps t ou même la courbe proposée par Krischer $-(dX/dt)$ en fonction

de X , soit enfin une forme réduite de ces premières et visant à donner une représentation unique pour différentes conditions de séchage.

4.2.3 Capacité calorifique massique

Pour calculer la capacité calorifique massique d'un produit humide, on utilise la loi de composition suivante:

$$C_p = \frac{M_s C_{p \text{ sèche}} + M_e C_{pe}}{m} \quad (4.1)$$

Cette équation est équivalente à la formule ci après en introduisant la teneur en eau en base sèche X :

$$C_p = \frac{1}{1+X} C_{p \text{ sèche}} + \frac{X}{1+X} C_{pe} \quad (4.2)$$

C_{pe} : capacité calorifique massique de l'eau (J/kg°C).

$C_{p \text{ sèche}}$: capacité calorifique massique de la masse sèche de la boue (J/kg°C).

Le calorimètre indique que la valeur de $C_{p \text{ sèche}}$ est de l'ordre de 1182 J/kg°C pour une température de référence 20 °C. La variation de la température n'ayant pas trop d'influence sur la chaleur massique de la masse sèche de la boue.

Afin de décrire la cinétique de séchage dans n'importe quelle condition de l'air, il faut connaître les valeurs de la teneur en eau initiale et d'équilibre. [3], [4].

4.2.4 Détermination de la courbe caractéristique du séchage

Le principe de la courbe caractéristique du séchage est de réduire l'ensemble des données expérimentales. Pour y parvenir, la démarche suivie consiste en une normalisation en représentant le rapport de la vitesse de séchage à un instant t $-(dX/dt)$ à la vitesse de première phase $-(dX/dt)_1$, dans les mêmes conditions de l'air en fonction de la teneur en eau réduite X_r (Kechaou, 2000 et kouhila, 2001). La teneur en eau d'équilibre X_{eq} est déduite de l'isotherme de sorption. Les cinétiques de séchage sont représentées sous la forme:

$$\left(-\frac{dX}{dt} \right) = \left(-\frac{dX}{dt} \right)_1 f(X_r) \quad (4.3)$$

X_r est la teneur en eau réduite définie par:

$$X_r = \frac{X - X_{eq}}{X_{cr} - X_{eq}} \quad (4.4)$$

$\left(-\frac{dX}{dt}\right)_1$ est la vitesse de phase constante intervenant pour $X_i \leq X \leq X_{cr}$

$f(X_r)$ est la vitesse de séchage réduite.

On impose arbitrairement une expression mathématique à la fonction $f(X_r)$; cette fonction doit vérifier les propriétés suivantes:

$$f(X_r) = 0 \text{ pour } X_r = 0$$

$$0 < f(X_r) < 1 \text{ pour } 0 < X_r < 1$$

En général, il est envisagé les fonctions de type polynomial ou de type de puissance pour représenter les courbes caractéristiques. Nous allons exploiter dans ces études les fonctions de type polynomial de degré 3 représentées sous cette forme:

$$f(X_r) = A_1 X_r + A_2 X_r^2 + A_3 X_r^3 \quad (4.5)$$

A_1, A_2, A_3 : paramètres à déterminer expérimentalement.

X_{cr} : la teneur en eau critique; elle dépend des conditions de séchage. On la considère égale à la teneur en eau initiale X_i .

Pour déterminer X_{eq} , le modèle d'Oswin sera retenu car il permet d'obtenir l'erreur quadratique la plus faible. En outre, sa gamme de validité est cohérente avec toute la gamme des humidités relatives, contrairement au cas de modèle Smith ou de celui de Henderson. Le modèle d'Oswin est d'ailleurs l'un des plus fréquemment utilisés pour les produits organiques.[3].

$$X_{eq} = k \left(\frac{Hr}{1 - Hr} \right)^n \quad (4.6)$$

Température	k	n	Domaine de validité	Erreur quadratique moyenne
30 °C	0.112	0.416	$0.1 \leq Hr \leq 0.8$	$3.5 \cdot 10^{-5}$
50 °C	0.0938	0.484	$0.1 \leq Hr \leq 0.8$	$2.9 \cdot 10^{-4}$

Tableau 1: Domaine de validité, efficacité et paramètres intervenant dans le modèle d'Oswin

Les valeurs du modèle montrent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux.

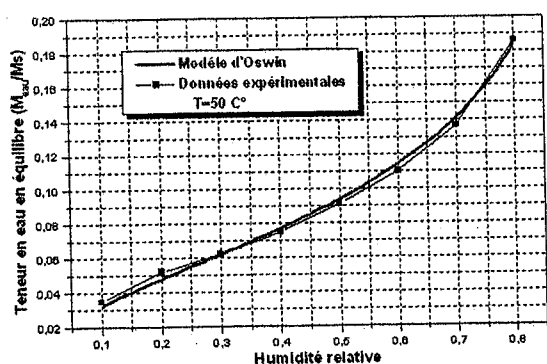


Fig. (4.1): comparaison des valeurs mesurées avec celles ajustés par le modèle d'Oswin à 50 °C

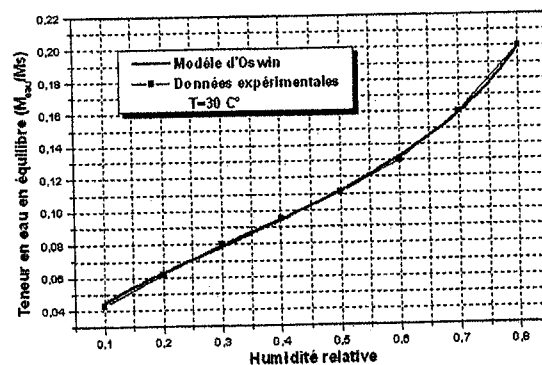


Fig. (4.2): comparaison des valeurs mesurées avec celles ajustés par le modèle d'Oswin à 30 °C

4.3 Présentation du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental utilisé est mentionné dans la thèse de doctorat de monsieur Haoua AMADOU a un double objectif: d'une part, il est question de mener une caractérisation fine des différents transferts thermiques, puis massiques et d'autre part, il s'agira de mettre en place des protocoles expérimentaux permettant la validation des différents modules du modèle numérique. Pour mieux appréhender le couplage de ces transferts thermiques et massiques très complexes intervenant au niveau de notre modèle, il est nécessaire de procéder à une expérimentation par étape allant du plus simple au plus complexe.

Le dispositif expérimental est un système climatique permettant de maintenir dans une enceinte des conditions particulières de température et d'humidité. La boucle est de marque Sapratin, constituée d'un caisson de préparation d'air et d'une chambre d'essai vitrée d'un volume utile de 2 m². Cette chambre peut être séparée par une cloison mobile. Pour préparer l'air aux conditions de température et d'humidité souhaité, la machine est dotée d'un générateur de vapeur, d'un sécheur d'air, d'un groupe frigorifique et de résistances électriques. Le circuit d'air est en boucle fermée, l'ensemble de l'installation est donc isolé par rapport à l'air extérieure. Une turbine à vitesse variable assure la circulation d'air entre la chambre et le caisson. La configuration du pilote de laboratoire est faite selon le modèle étudié. [3].

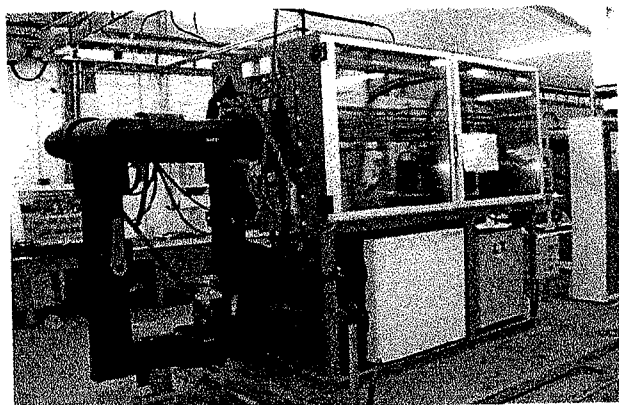


Fig. (4.3):
représentation générale
de l'enceinte climatique
SAPRATIN

4.3.1 Premier modèle

La boue est étalée sur une plaque support et placée à l'intérieure de l'enceinte climatique. Les seuls phénomènes pris en compte sont les échanges convectif et massique entre la boue et l'air asséchant.

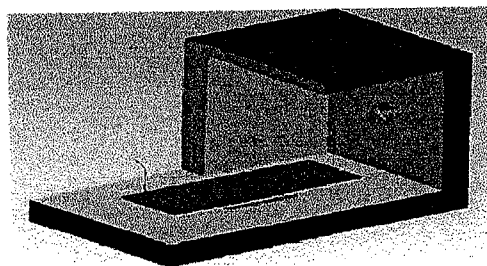


Fig. (4.4):
représentation du pilote utilisé
dans le premier modèle

4.3.2 Deuxième modèle

La serre réduite a été dimensionnée et conçu en essayant d'optimiser le maximum la surface occupée dans l'enceinte. Elle est constituée de trois parois souples en plastique à bulles et d'une paroi en PVC sur la face frontale, munie d'un orifice rectangulaire pour la circulation de l'air. L'extraction de l'air de la serre s'effectue via l'orifice. L'air de l'enceinte circule par dépression via la deuxième conduite en PVC.

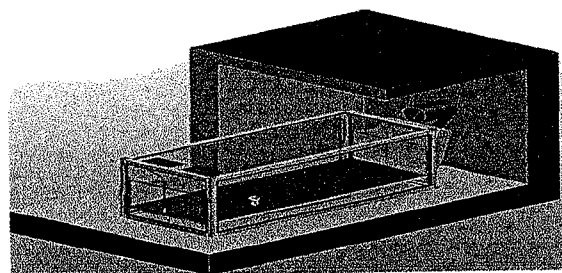


Fig. (4.5):
représentation du pilote utilisé
dans le deuxième modèle

Les résultats expérimentaux permettront de quantifier certains phénomènes et de valider les valeurs des modèles numériques. Ceci fera l'objectif de la prochaine section. [3].

4.4 Formulation mathématique, résultats expérimentaux et validation du premier modèle

La boue est étalée sur une plaque support et placée à l'intérieure de l'enceinte climatique. Les conditions opératoires (température, vitesse superficielle et humidité de l'air) sont maintenues constantes. Les échanges convectifs entre l'air et la boue sont les seules considérés en premier temps.



Fig. (4.6): la boue à l'état initial



Fig. (4.7): la boue à l'état final

Nous supposons donc que:

- Les échanges radiatifs à l'intérieure de l'enceinte sont négligés;
- Les échanges convectifs entre l'air et les parois de l'enceinte climatique sont négligés;
- La température et la teneur en eau du produit sont supposées uniformes;
- La température, l'humidité et la vitesse de l'air en contact avec la couche de boue sont supposées constantes.

Les équations régissant les échanges thermiques et massiques au niveau de la boue sont données par:

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = h S_b (T_{ai} - T_b) - m L_v \quad (4.7)$$

M_b : masse de la boue (kg).

t : le temps (s).

T_b : température de la boue ($^{\circ}\text{K}$).

T_{ai} : température de l'air asséchant ($^{\circ}\text{K}$).

S_b : surface de la boue (m^2).

C_{pb} : chaleur massique de la boue ($\text{J kg}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{K}^{-1}$).

m : débit massique (kg s^{-1}).

Nu: Nombre de Nusselt.

$$Pr = 0.7 \quad Re = \frac{L \rho U_i}{\nu} \quad Nu = 0.033 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (4.8)$$

Pr: nombre de Prandtl.

Re: nombre de Renoldt.

U_i : vitesse de l'air asséchant ($m s^{-1}$).

L: longueur du support (m).

ρ : masse volumique de l'air asséchant ($kg m^{-3}$).

$$\rho = \frac{353}{T_{ae} + 273} \quad (4.9)$$

ν : viscosité dynamique de l'air asséchant ($m^2 s^{-1}$).

$$\nu = (0.0046 T_{ae} + 1.7176) 10^{-5} \quad (4.10)$$

T_{ae} : température de l'air asséchant ($^{\circ}K$).

Le coefficient de convection est donné par :

$$h = \frac{\lambda Nu}{L} \quad (4.11)$$

λ : conductivité thermique de l'air ($w m^{-1} ^{\circ}K^{-1}$)

$$\lambda = 7.57 \cdot 10^{-5} T_{ae} + 0.0242 \quad (4.12)$$

L_v : chaleur latente de vaporisation d'eau ($J Kg^{-1}$)

$$L_v = 4185.5 (597 - 0.56 T_h) \quad (4.13)$$

T_h : température humide de l'air ($^{\circ}K$).

$$T_h = (-0.4911 T_{ae} + 8.2385) Hr^2 + (1.0248 T_{ae} - 5.25) Hr + (0.4501 T_{ae} - 2.5987) \quad (4.14)$$

Hr: humidité relative de l'air asséchant.

Conservation de la masse:

$$\dot{m} = M_s \left(- \frac{dX}{dt} \right) \quad (4.15)$$

M_s : masse sèche (kg).

X: teneur en eau (M_{eau} / M_s)

Les équations principales régissant le bilan total sont données par :

$$\begin{cases} \frac{dT_b}{dt} = \frac{1}{M_b C_{pb}} \left(h S_b (T_{ai} - T_b) - m L v \right) \\ \frac{dX}{dt} = - \frac{m}{M_s} \end{cases} \quad (4.16)$$

Les figures suivantes représentent une comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques qui sont effectués sur la base des évolutions de la teneur en eau et de la température de la surface de la boue. Pour effectuer la simulation, il faut mesurer chaque fois les conditions opératoires du séchage (T_{ai} , H_r , U_i) et les conditions initiales associées. (M_{s0} , S_{i0} , T_{b0}).

S_{i0} : la siccité initiale de la boue.

On remarque que les relevées théoriques de la teneur en eau et de la température de la boue sont en générale en concordance avec les valeurs expérimentales. On remarque aussi que la température augmente puis se stabilise pour atteindre la température du séchage. Cette croissance peut être le reflet d'un assèchement de la surface de la boue ou l'apparitions d'une résistance infra granulaires au transfert.

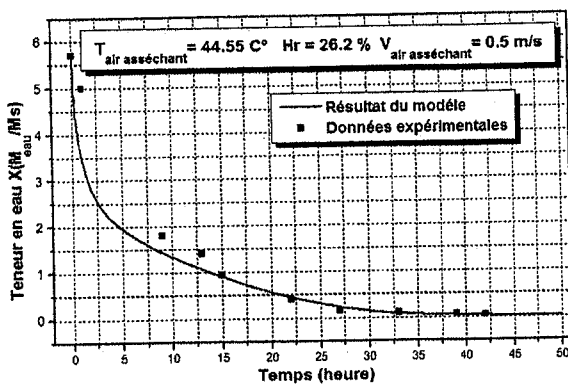


Fig. (4.8): Variation instantanée de la teneur en eau. Exemple 1

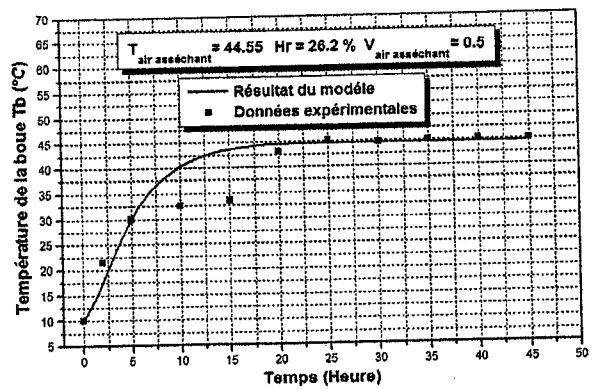


Fig. (4.9): Variation instantanée de la température de la boue. Exemple 1

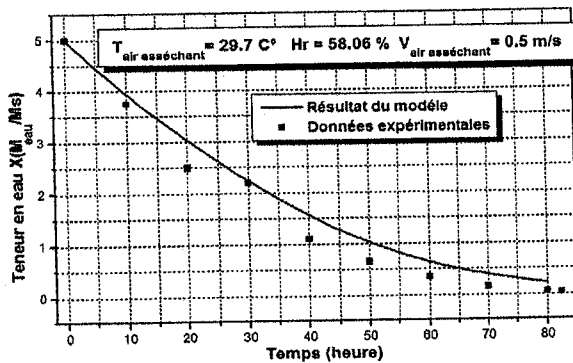


Fig. (4.10): Variation instantanée de la teneur en eau. Exemple 2

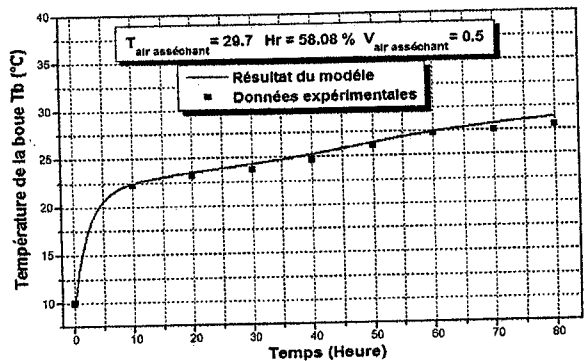


Fig. (4.11): Variation instantanée de la température de la boue. Exemple 2

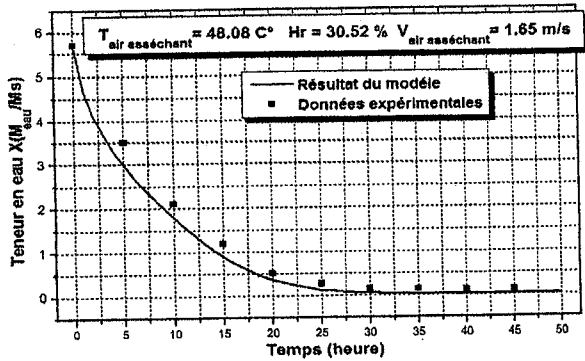


Fig. (4.12): Variation instantanée de la teneur en eau. Exemple 3

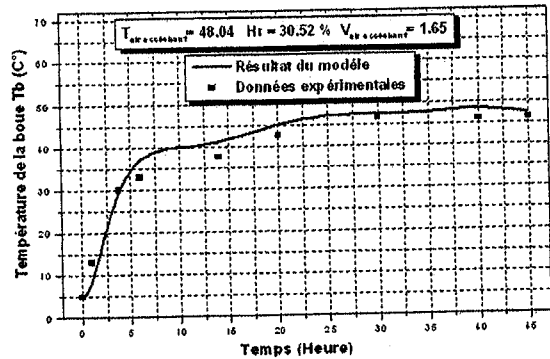


Fig. (4.13): Variation instantanée de la température de la boue. Exemple 3

4.5 Formulation mathématique, résultats expérimentaux et validation du deuxième modèle

Ce modèle repose sur l'écriture des bilans massiques et énergétiques sur ces différents éléments. La modélisation dans ce cas, est basée sur la prise en compte simultanée d'échanges de chaleur et d'échanges de vapeur d'eau, physiquement très couplés.

- On retiendra toujours l'hypothèse d'une distribution uniforme des différentes variables. Cette hypothèse a l'avantage de permettre la formulation d'équations dont la solution présentera l'état moyen des variables.
- La serre est considérée comme étant un système physique dont les conditions aux limites sont les données météorologiques.
- On néglige l'échange du flux de la chaleur par conduction entre la face extérieure et intérieure de la couverture.
- On néglige évidemment les échanges par convection entre les faces latérales avec le milieu extérieur ainsi que intérieur de la serre et ceux des radiations solaires captées par les faces latérales de la serre.
- On néglige aussi les échanges par conduction entre la boue et son support.

4.5.1 Au niveau de la couverture

$$\Phi_c = \Phi_{R_absorbé} + \Phi_{cv_air_int_c} + \Phi_{r_b_c} + \Phi_{r_v_c} + \Phi_{cv_air_ext_c} \quad (4.17)$$

Φ_c : flux d'accumulation d'inertie thermique de la couverture (W).

$$\Phi_c = M_c C_c \frac{dT_c}{dt} \quad (4.18)$$

C_c : chaleur massique de la couverture ($J Kg^{-1} °K^{-1}$)

M_b : masse de la couverture (kg).

t : temps (s)

T_c : température de la boue ($°K$)

$\Phi_{R_absorbé}$: flux radiatif absorbé par la couverture (W).

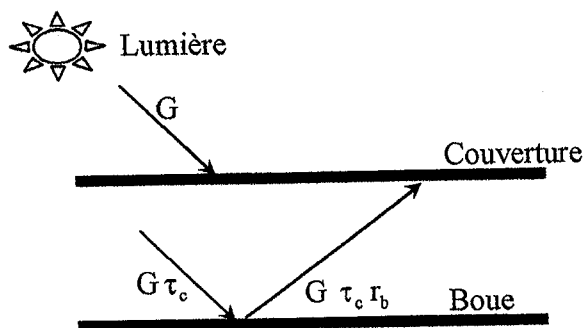


Fig. (4.14): représentation des flux solaires absorbés

$$\Phi_{R_absorbé} = \alpha_c G + \tau_c r_b \alpha_c G = \alpha_c G (1 + \tau_c r_b) \quad (4.19)$$

G : irradiances incidentes (W/m^2)

α_c : coefficient d'absorption de la couverture

τ_c : coefficient de transmission de la couverture

r_b : coefficient de réflexion de la boue

$\Phi_{cv_c_airext}$: flux de chaleur échangé par convection entre l'air extérieur et la couverture (W)

$$\Phi_{cv_c_airext} = h_{cv_c_airext} S_c (T_c - T_{airext}) \quad (4.20)$$

$h_{cv_c_airext}$: coefficient d'échange par convection entre l'air extérieur et la couverture ($W m^{-2} °K^{-1}$)

$$h_{cv_c_airext} = 5.67 + 3.68 V \quad (4.21)$$

S_c : surface de la couverture m^2

T_c : température de la couverture ($°K$)

T_{airext} : température de l'air extérieur ($°K$)

V : vitesse de l'air extérieur (m/s)

$\Phi_{r_v_c}$: le flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'air extérieur et la couverture (W)

$$\Phi_{r_v_c} = \sigma \epsilon_c (T_v^4 - T_c^4) \quad (4.22)$$

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

ε_c : émissivité de la couverture

T_v : température de la voûte céleste (°K)

$$T_v = 0.0552 T_{\text{airext}}^{1.5} \quad (4.23)$$

$\Phi_{r_{b_c}}$ le flux de chaleur échangé par rayonnement entre la boue et la couverture (W).

$$\Phi_{r_{b_c}} = \frac{\sigma S_b}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_b} - 1} (T_b^4 - T_c^4) \quad (4.24)$$

T_b : température de la boue (K)

ε_b : émissivité de la boue

$\Phi_{cv_{\text{airint}_c}}$ le coefficient d'échange par convection entre l'air intérieur et la couverture ($\text{W m}^{-2} \cdot \text{°K}^{-1}$)

$$\Phi_{cv_{\text{airint}_c}} = h_{cv_{\text{airint}_c}} S_c (T_{\text{airint}} - T_c) \quad (4.25)$$

L'expression du coefficient d'échange $h_{cv_{\text{airint}_c}}$ est exprimée à partir du nombre du Nusselt Nu

$$h_{cv_{\text{airint}_c}} = \frac{\text{Nu} \lambda_{\text{airint}}}{L} \quad [\text{W m}^{-2} \cdot \text{°K}^{-1}] \quad (4.26)$$

L : longueur du support (m).

λ_{airint} : conductivité thermique de l'air intérieur ($\text{W m}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}$)

Pour l'estimation du nombre de Nusselt, la corrélation de Sacadura est proposée.

$$\text{Nu} = 0.66 \text{Re}^{0.5} \text{Pr}^{0.5} \quad \text{si} \quad \text{Re} \leq 10^5 \quad \text{et} \quad 0.6 \leq \text{Pr} \leq 15 \quad (4.27)$$

$$\text{Nu} = (0.0337 \text{Re}^{0.8} + 872) \text{Pr}^{1/3} \quad \text{si} \quad 5 \cdot 10^5 \leq \text{Re} \leq 10^7 \quad (4.28)$$

$$\text{Nu} = 0.0336 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \quad \text{si} \quad \text{Re} > 10^7 \quad 0.5 \leq \text{Pr} \leq 50 \quad (4.29)$$

4.5.2 Au niveau de l'air intérieur

$$\Phi_{\text{airint}} = \Phi_{cv_{b_{\text{airint}}}} - \Phi_{cv_{\text{airint}_{\text{airext}}}} - \Phi_{cv_{\text{airint}_c}} \quad (4.30)$$

Φ_{airint} le flux d'accumulation d'inertie thermique de l'air intérieur (W).

$$\Phi_{\text{airint}} = M_{\text{airint}} C_{\text{airint}} \frac{dT_{\text{airint}}}{dt} \quad (4.31)$$

C_{airint} : chaleur massique de l'air intérieur ($\text{J Kg}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}$).

M_{airint} : masse de l'air intérieur (Kg).

T_{airint} température de l'air intérieur ($^{\circ}K$).

$\Phi_{cv_b_airint}$ le flux de chaleur échangé par convection entre l'air intérieur et la boue (W).

$$\Phi_{cv_b_airint} = h_{cv_b_airint} S_b (T_b - T_{airint}) \quad (4.32)$$

L'expression du coefficient d'échange $h_{cv_b_airint}$ est exprimée à partir du nombre de Nusselt Nu et à partir de la corrélation de Sacadura.

$\Phi_{cv_airint_airext}$ est le flux convectif échangé par renouvellement d'air. Il est lié à la différence d'énergie interne entre l'air entrant et l'air sortant. Il s'exprime sous la forme:

$$\Phi_{cv_airint_airext} = \rho_{air} Q C_{air} (T_{airint} - T_{airext}) \quad (4.33)$$

ρ_{air} : masse volumique de l'air asséchant (Kg / m^3).

C_{air} : chaleur massique de l'air ($J kg^{-1} ^{\circ}K^{-1}$).

Q : débit volumique de l'air (m^3 / s).

$$Q = R V \quad (4.34)$$

R est le taux de renouvellement d'air.

V le volume de l'air intérieure de la serre (m^3).

$$\left\{ \begin{array}{l} M_o C_o \frac{dT_o}{dt} = \alpha_o S_o G (1 + \tau_o r_b) + \sigma \epsilon_o S_o (T_v^4 - T_o^4) - h_{ov_c_airext} S_o (T_o - T_{airext}) \\ \quad + h_{ov_airint_o} S_o (T_{airint} - T_o) + \frac{\sigma S_b}{\frac{1}{\epsilon_o} + \frac{1}{\epsilon_b} - 1} (T_b^4 - T_o^4) \\ M_{airint} C_{airint} \frac{dT_{airint}}{dt} = h_{cv_b_airint} S_b (T_b - T_{airint}) - h_{ov_airint_o} S_o (T_{airint} - T_o) \\ \quad - \rho_{air} Q C_{air} (T_{airint} - T_{airext}) \\ M_b C_b \frac{dT_b}{dt} = \alpha_b \tau_o S_b G - \dot{m} L_v - h_{ov_b_airint} S_b (T_b - T_{airint}) \\ \quad - \frac{\sigma S_b}{\frac{1}{\epsilon_o} + \frac{1}{\epsilon_b} - 1} (T_b^4 - T_o^4) \\ \frac{dX}{dt} = \frac{\dot{m}}{Ms} \end{array} \right. \quad (4.35)$$

Le deuxième modèle correspond à un modèle réduit de serre intégrant la totalité des mécanismes, c'est-à-dire non seulement la convection mais aussi l'influence des parois et du rayonnement. La serre utilisée présente les dimensions suivantes: 0.6 m de longueur, 0.35 m d'hauteur et 0.5 m de largeur.

Les lampes utilisées sont de type métal halide. Elles sont positionnées à 20 cm de la couverture extérieure. Les mesures données par les sondes placées sur les faces externes et internes de la couverture lors des essais de séchage ont permis de vérifier l'hypothèse de l'uniformité de la température des deux faces de la couverture.

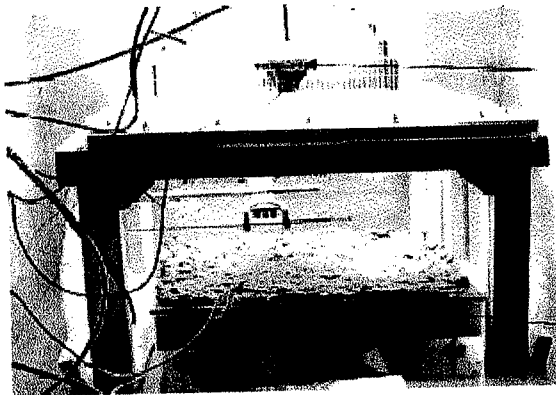


Fig. (4.15): représentation générale de la boue durant le séchage

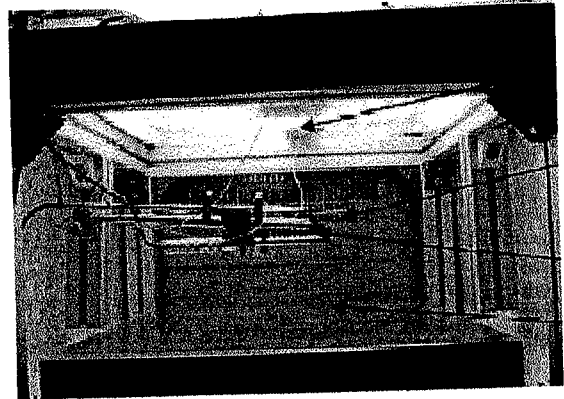


Fig. (4.16): L'intérieur de la serre dans l'enceinte bioclimatique

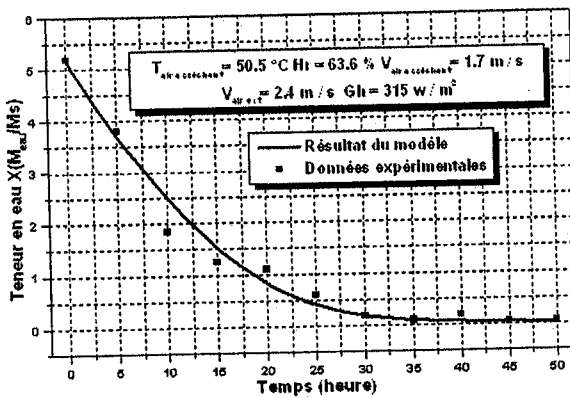


Fig. (4.17): Variation instantanée de la teneur en eau. Exemple 1.

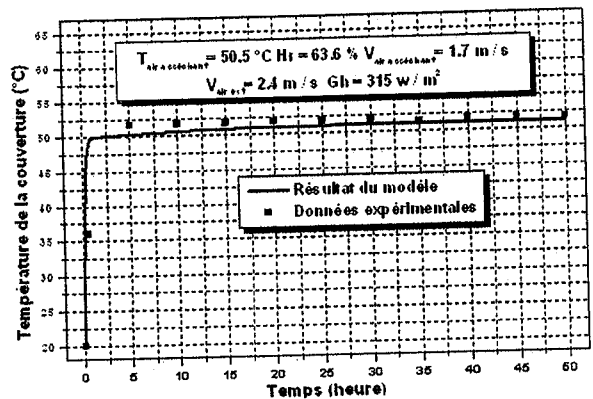


Fig. (4.18): Variation instantanée de la température de la couverture. Exemple 1.

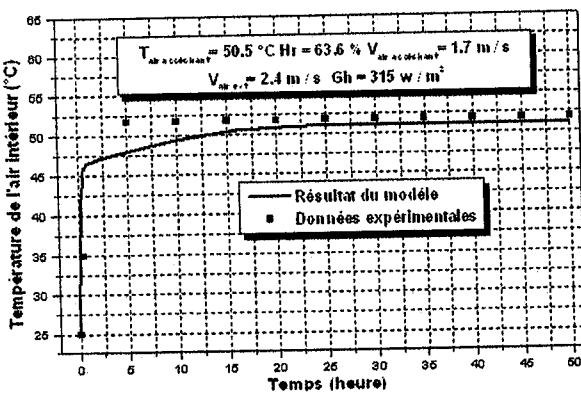


Fig. (4.19): Variation instantanée de la température de l'air intérieur. Exemple 1.

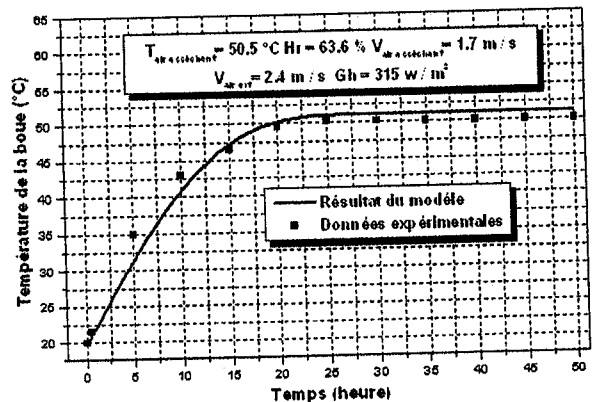


Fig. (4.20): Variation instantanée de la température de la boue. Exemple 1.

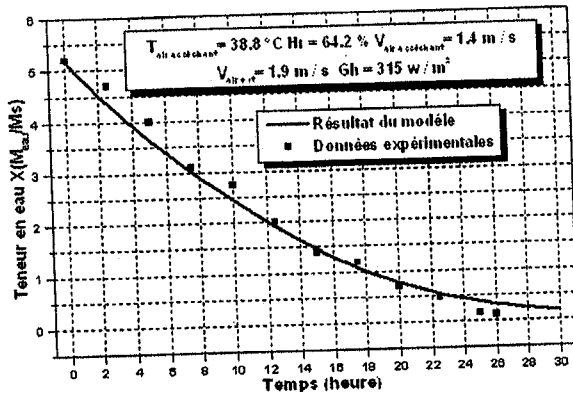


Fig. (4.21): Variation instantanée de la teneur en eau. Exemple 2.

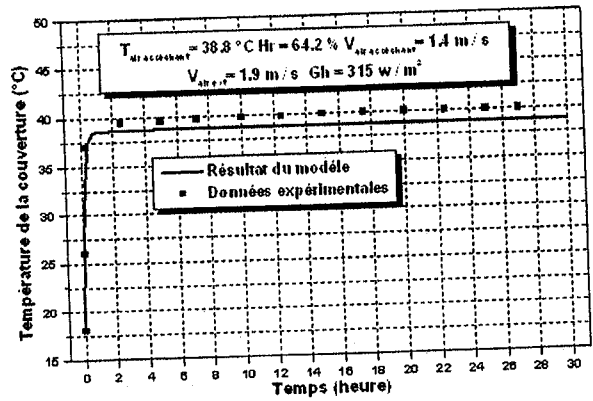


Fig. (4.22): Variation instantanée de la température de la couverture. Exemple 2.

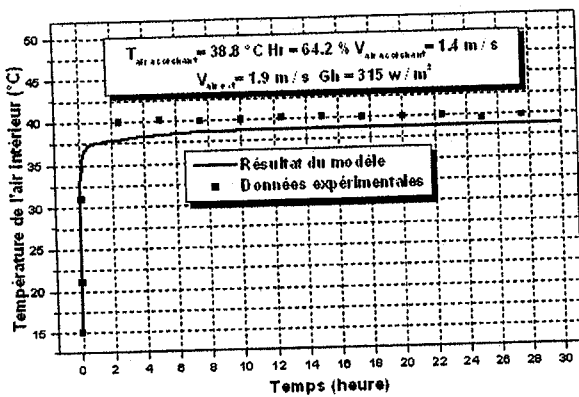


Fig. (4.23): Variation instantanée de la température de l'air intérieur. Exemple 2.

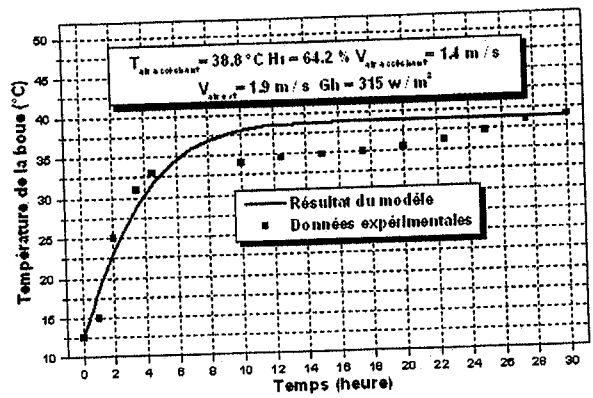


Fig. (4.24): Variation instantanée de la température de la boue. Exemple 2.

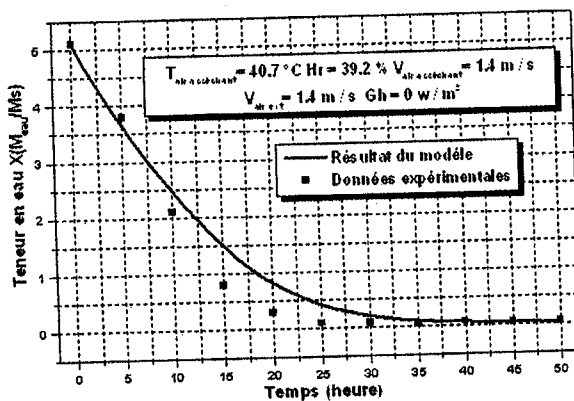


Fig. (4.25): Variation instantanée de la teneur en eau. Exemple 3.

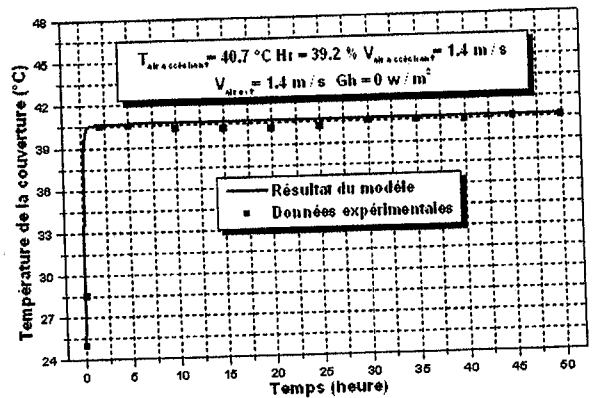


Fig. (4.26): Variation instantanée de la température de la couverture. Exemple 3.

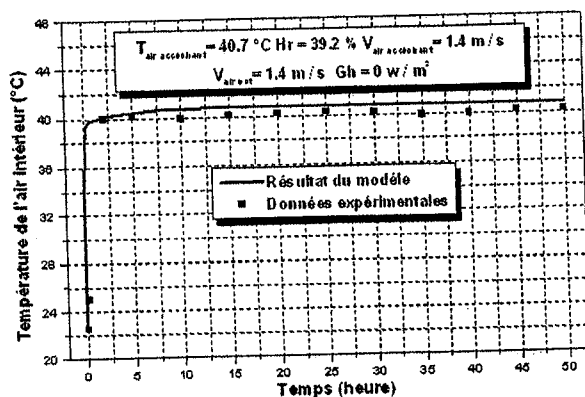


Fig. (4.27): Variation instantanée de la température de l'air intérieur. Exemple 3.

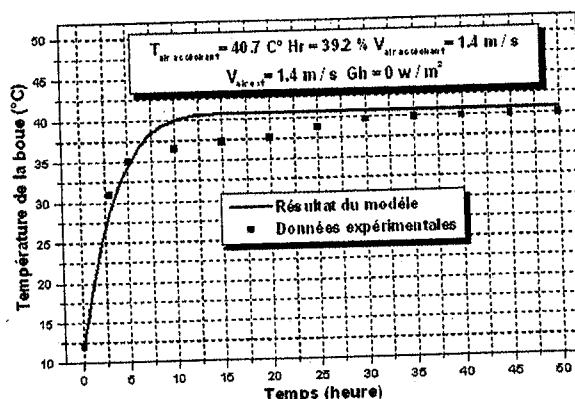


Fig. (4.28): Variation instantanée de la température de la boue. Exemple 3.

L'évolution des températures simulées et expérimentales de la boue présente un écart de température surtout dans une première partie, et une acceptable concordance dans une deuxième comme le montre les figures 4.20, 4.24 et 4.28.

- On remarque dans la thèse de Doctorat de Monsieur AMADOU Houna soutenue publiquement le 04 mai 2007 que les figures tracées qui donnent les températures de la couverture tardent à s'équilibrer avec son environnement contrairement à celles mesurées. Or notre simulation permettra de prédire que les valeurs mesurées se coïncident fortement avec l'expérience. Ceux-ci peuvent être justifiés par les figures 4.18, 4.22 et 4.26.

- Les températures de l'air intérieur présentent des écarts qui ne sont pas considérables. Voir les figures 4.19, 4.23 et 4.27. La même chose pour la teneur en eau. L'écart observé dans les figures 4.17, 4.21 et 4.25 provient certainement de l'utilisation de la vitesse de séchage réduite, c'est-à-dire de la courbe caractéristique. Cet écart peut provenir aussi de l'hypothèse de l'homogénéité de la teneur en eau alors qu'un gradient d'humidité peut exister au niveau de l'échantillon.

- Les différences qui subsistent peuvent être aussi la cause de l'estimation de certains paramètres comme la température de l'air humide, la vitesse de l'air asséchant, la dispersion du rayonnement provenant de la lampe utilisée.

On constate d'après ces résultats expérimentaux que ces valeurs permettront de valider les résultats délivrés par le modèle numérique. Ces décisions n'empêchent pas de dire que plusieurs phénomènes échappant à la formulation macroscopique et monodimensionnelle ont été évoqués pour l'explication de certains écarts. On cite à titre d'exemple:

- La formulation d'une fine couche au périphérique de la boue;
- l'estimation des paramètres de transfert au niveaux de la couverture et de la boue. [3], [5].

4.6 Réalisation et étude d'un séchoir solaire direct de type serre. Applications au séchage des boues

L'idée de cette partie de ce chapitre est de réaliser un séchoir solaire directe de type serre au sein de notre unité. Ensuite, en s'inspirant des caractéristiques des boues utilisées par Monsieur AMADOU, nous pouvons étudier et voir dans quelle mesure notre prototype réalisé peut contribuer dans le séchage des boues.

4.6.1 Réalisation et mesures expérimentales

Ce séchoir est composé de cinq vitres et de deux parois (verticale et horizontale) recouvertes par une couche sélective pour maximiser l'absorption. Elles se composent d'une plaque du cuivre, d'une couche de laine de verre et d'une autre couche du bois. Il s'agit dans ce cas aussi de deux autres vitres latérales et trois vitres inclinées. Une vitre inclinée par 55°, elle maximise la captation de l'énergie solaire pendant la période froide. Une autre inclinée par 15°, elle permette d'optimiser la transmission du rayonnement en saison estival. La dernière est inclinée par 35°, elle joue le rôle d'intermédiaire

L'isolation, l'absorbeur, la matière de construction, les inclinaisons et les couvertures transparentes orientées vers le soleil sont des décisions importantes de conception.

Désignation	Parois	Dimensions
Absorbant	Paroi horizontale Paroi verticale	100 x 80 x 0.2 cm ³
Vitres en verre	Vitre inclinée par 15° Vitre inclinée par 35° Vitre inclinée par 55° Deux vitres latérales	30 x 80 x 0.3 cm ³ 45 x 80 x 0.3 cm ³ 30 x 80 x 0.3 cm ³ 0.3159 x 0.3 cm ³

Tableau 2: Dimensions des parois du séchoir

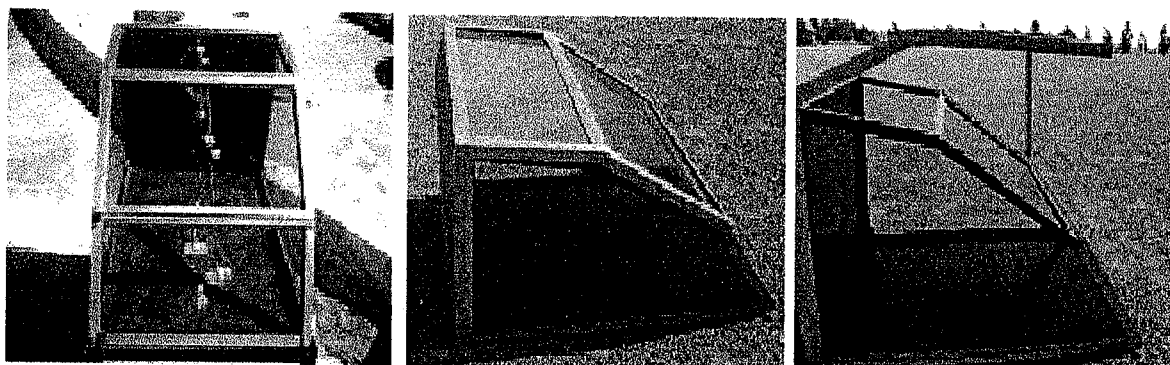


Fig. (4.29): Description général du prototype et position des thermocouples

Des mesures expérimentales sont achevées durant les journées du 13, 14 et 15 avril 2008. Les relevés des températures sont représentées sur les figures 4.30, 4.32 et 4.33. Tandis que les valeurs des éclairements mesurés au niveau de la station radiométrique de Ghardaïa sont enregistrées sur la figure 4.31.

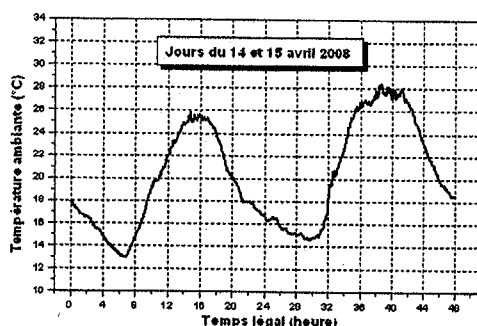


Fig. (4.30): Température ambiante

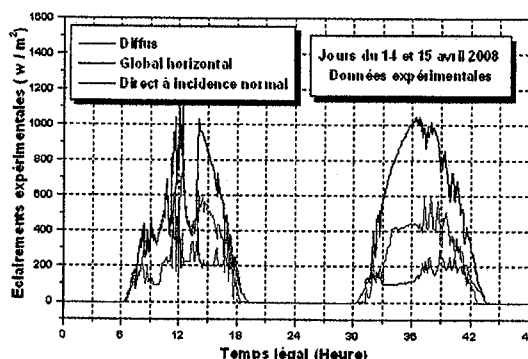


Fig. (4.31): Quelques valeurs expérimentales des éclairements mesurés au niveau de la station radiométrique de Ghardaïa

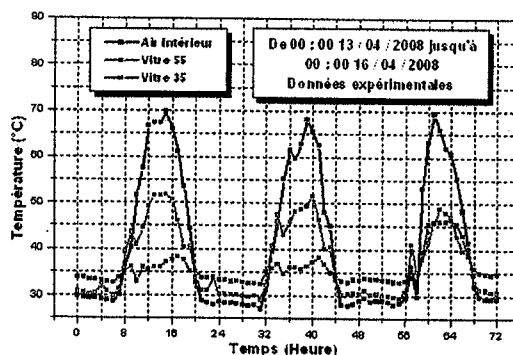


Fig. (4.32): relevés des températures de l'air intérieur et des surfaces intérieures des vitres 35° et 55°

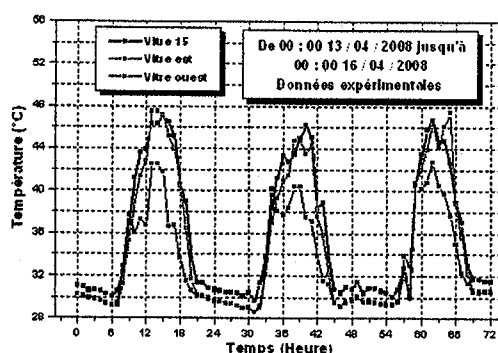


Fig. (4.33): relevés des températures des surfaces intérieures de la vitre 15°, est et ouest

D'après ces relevées expérimentales, on peut juger que les séchoirs solaires sont faciles à construire et peuvent fonctionner par convection naturelle. Du point de vue de la conception, c'est une technologie simple, les outils et les matériaux sont souvent disponibles.

Il est noté que la quantité de soleil et d'humidité affectera les performances du séchoir. C'est pour cette raison que dans les sections suivantes, nous entreprenons l'étude du bilan d'énergie et de masse d'un modèle expérimental du séchoir solaire, afin d'en déterminer les différents paramètres intensifs, compte tenu des conditions ambiantes du site donné. [6].

4.6.2 Etude du Bilan d'Energie

La modélisation mathématique consiste, quant à elle, à traduire les phénomènes physiques par une série d'équations mettant en évidence l'état énergétique des différents sous-systèmes constituant le modèle. Ce modèle ne concerne que les échanges thermiques qui se manifestent dans le séchoir solaire à vide. [7]. Dans ce contexte, quelques hypothèses simplificatrices seront retenues:

- Les transferts thermiques à travers les parois sont supposés unidirectionnels, perpendiculairement à ces parois.
- On considère que la distribution de la température sur l'air dans le séchoir et sur les surfaces extérieures et intérieures des différentes parois est toujours uniforme. Ce qui signifie que les modèles établis vont délivrer uniquement les températures moyennes.
- Le régime est permanent lorsque le flux passe à travers les plaques et les parois.

Pour compléter le modèle mathématique, il faut déterminer aussi les conditions aux limites (les températures moyennes des surfaces extérieures des deux plaques absorbantes), les conditions initiales et les conditions environnantes associés.

Les équations mathématiques régissant les différents bilans du notre séchoir réalisé durant cette période (01-04 janvier 2008) de mesures sont données par: [7].

Paroi horizontale

$$\frac{dT_1}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_{cu} V_1 C_{cu}} \right) \left(\alpha_{cu} \tau_v S_1 G_H - \frac{T_1 - T_{1ext}}{\frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{e_{cu}}{\lambda_{cu}} + \frac{e_{boi}}{\lambda_{boi}}} + Q_{r_{21}} - Q_{cv_{13}} - Q_{r_{14}} - Q_{r_{15}} - Q_{r_{16}} - Q_{r_{17}} - Q_{r_{18}} \right) \quad (4.36)$$

Paroi verticale

$$\frac{dT_2}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_{cu} V_2 C_{cu}} \right) \left(\alpha_{cu} \tau_v S_2 G_v - \frac{T_2 - T_{2ext}}{\frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{e_{cu}}{\lambda_{cu}} + \frac{e_{boi}}{\lambda_{boi}}} - Q_{r_{21}} - Q_{cv_{23}} - Q_{r_{24}} - Q_{r_{25}} - Q_{r_{26}} - Q_{r_{27}} - Q_{r_{28}} \right) \quad (4.37)$$

Air intérieur

$$\frac{dT_3}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_{air} V_3 C_{air}} \right) (Q_{cv_{13}} + Q_{cv_{23}} - Q_{cv_{34}} - Q_{cv_{35}} - Q_{cv_{36}} - Q_{cv_{37}} - Q_{cv_{38}}) \quad (4.38)$$

Vitre 15

$$\frac{dT_4}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_4 C_v} \right) \left(-\frac{T_4 - T_9}{e_v / \lambda_v} + Q_{r_{14}} + Q_{r_{24}} + Q_{cv_{34}} - Q_{r_{45}} - Q_{r_{46}} - Q_{r_{47}} - Q_{r_{48}} \right) \quad (4.39)$$

Vitre 35

$$\frac{dT_5}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_5 C_v} \right) \left(-\frac{T_5 - T_{10}}{e_v / \lambda_v} + Q_{r_{15}} + Q_{r_{25}} + Q_{cv_{35}} + Q_{r_{45}} - Q_{r_{56}} - Q_{r_{57}} - Q_{r_{58}} \right) \quad (4.40)$$

Vitre 55

$$\frac{dT_6}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_6 C_v} \right) \left(-\frac{T_6 - T_{11}}{e_v / \lambda_v} + Q_{r_{16}} + Q_{r_{26}} + Q_{cv_{36}} + Q_{r_{46}} + Q_{r_{56}} - Q_{r_{67}} - Q_{r_{68}} \right) \quad (4.41)$$

Vitre latérale est

$$\frac{dT_7}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_7 C_v} \right) \left(-\frac{T_7 - T_{12}}{e_v / \lambda_v} + Q_{r_{17}} + Q_{r_{27}} + Q_{cv_{37}} + Q_{r_{47}} + Q_{r_{57}} + Q_{r_{67}} - Q_{r_{78}} \right) \quad (4.42)$$

Vitre latérale ouest

$$\frac{dT_8}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_8 C_v} \right) \left(-\frac{T_8 - T_{13}}{e_v / \lambda_v} + Q_{r_{18}} + Q_{r_{28}} + Q_{cv_{38}} + Q_{r_{48}} + Q_{r_{58}} + Q_{r_{68}} + Q_{r_{78}} \right) \quad (4.43)$$

Surface extérieure de la vitre 15

$$\frac{dT_9}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_9 C_v} \right) \left(\frac{T_4 - T_9}{e_v / \lambda_v} + \alpha_v S_9 G_{15} + Q_{r_{9ciel}} + Q_{r_{9sol}} + Q_{cv_{9airext}} \right) \quad (4.44)$$

Surface extérieure de la vitre 35

$$\frac{dT_{10}}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_{10} C_v} \right) \left(\frac{T_5 - T_{10}}{e_v / \lambda_v} + \alpha_v S_{10} G_{35} + Q_{r_{10ciel}} + Q_{r_{10sol}} + Q_{cv_{10airext}} \right) \quad (4.45)$$

Surface extérieure de la vitre 55

$$\frac{dT_{11}}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_{11} C_v} \right) \left(\frac{T_6 - T_{11}}{e_v / \lambda_v} + \alpha_v S_{11} G_{55} + Q_{r_{11ciel}} + Q_{r_{11sol}} + Q_{cv_{11airext}} \right) \quad (4.46)$$

Surface extérieure de la vitre latérale est

$$\frac{dT_{12}}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_{12} C_v} \right) \left(\frac{T_7 - T_{12}}{e_v / \lambda_v} + \alpha_v S_{12} G_{12} + Q_{r_{12ciel}} + Q_{r_{12sol}} + Q_{cv_{12airext}} \right) \quad (4.47)$$

Surface extérieure de la vitre latérale ouest

$$\frac{dT_{13}}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_v V_{13} C_v} \right) \left(\frac{T_8 - T_{13}}{e_v / \lambda_v} + \alpha_v S_{13} G_{13} + Q_{r_{13ciel}} + Q_{r_{13sol}} + Q_{cv_{13airext}} \right) \quad (4.48)$$

S: superficie (m²)

T₁: température de la plaque horizontale (°K).

T₂: température de la plaque verticale (°K).

T₃: température de l'air intérieur du séchoir (°K).

T₄: température de la vitre inclinée par 15° (°K).

T₅: température de la vitre inclinée par 35° (°K).

T₆: température de la vitre inclinée par 55° (°K).

T₇: température de la surface intérieure de la vitre latérale est (°K).

T₈: température de la surface intérieure de la vitre latérale ouest (°K).

T₉: température de la surface extérieure de la vitre inclinée par 15° (°K).

T₁₀: température de la surface extérieure de la vitre inclinée par 35° (°K).

T₁₁: température de la surface extérieure de la vitre inclinée par 55° (°K).

T₁₂: température de la surface extérieure de la vitre latérale est (°K).

T₁₃: température de la surface extérieure de la vitre latérale ouest (°K).

G_H et G_V sont respectivement les éclairagements incidents sur les parois horizontale et verticale.

α_v , α_{cu} sont respectivement les coefficients d'absorption des vitres et des parois recouvertes par les couches sélectives.

τ_v : coefficient de transmission des vitres.

e : épaisseurs correspondants (m).

Puisque les vitres sont transparentes, donc, nous avons considéré que le rayonnement solaire incident absorbé par les deux vitres latérales égale à la somme des éclairagements incidents absorbés par chaque surface (est et ouest) des vitres. Alors, on considère que:

$$G_{12} = G_{13} = G_{est} + G_{ouest} \quad (4.49)$$

Equations et relations utilisées

$$Q_{rij} = F_{ij} S_i (T_i - T_j) \quad (4.50)$$

Q_{rij} : flux de chaleur échangé par rayonnement entre deux surfaces i et j (w).

F_{ij} : facteur de forme entre les surfaces i et j .

$$h_{riciel} = \frac{\sigma S_i (T_{ciel} + T_i) (T_{ciel}^2 + T_i^2)}{\frac{1 - \epsilon_{ciel}}{\epsilon_{ciel}} - \frac{1}{F_{iciel}}} \quad (4.51)$$

$$Q_{riciel} = h_{riciel} S_i (T_i - T_{ciel}) \quad (4.52)$$

Q_{riciel} : flux de chaleur échangé par rayonnement avec le ciel (w).

h_{riciel} : coefficient d'échange thermique par rayonnement avec le ciel ($w \text{ } ^\circ K^{-1} \text{ m}^{-2}$).

$$h_{risolect} = \frac{\sigma S_i (T_{solect} + T_i) (T_{solect}^2 + T_i^2)}{\frac{1 - \epsilon_{solect}}{\epsilon_{solect}} - \frac{1}{F_{isolect}}} \quad (4.53)$$

$$Q_{risolect} = h_{risolect} S_i (T_i - T_{solect}) \quad (4.54)$$

$Q_{risolect}$: flux de chaleur échangé par rayonnement avec le sol extérieur (w).

$h_{risolect}$: coefficient d'échange thermique par rayonnement avec le sol extérieur ($w \text{ } ^\circ K^{-1} \text{ m}^{-2}$).

$$Q_{cviam} = h_{cviam} S_i (T_i - T_{am}) \quad (4.55)$$

$$h_{cviam} = 5.7 + 3.8 U_{vent} \quad (4.56)$$

Q_{cviam} : flux de chaleur échangé par convection avec l'ambient (w).

h_{cviam} : coefficient d'échange thermique par convection avec l'ambient ($w \text{ } ^\circ K^{-1} \text{ m}^{-2}$).

U_{vent} : vitesse du vent (m/s).

$$Q_{\text{cviairint}} = h_{\text{cviairin}} S_i (T_{\text{airint}} - T_i) \quad (4.57)$$

$$h_{\text{cviairin}} = (\lambda_{\text{air}} \text{Nu}) / L \quad (4.58)$$

$Q_{\text{cviairint}}$: flux de chaleur échangé par convection avec l'air intérieur du séchoir solaire (w).

$h_{\text{cviairint}}$: coefficient d'échange thermique par convection avec l'air intérieur ($\text{w } ^\circ\text{K}^{-1} \text{ m}^{-2}$).

Nu: nombre de Nusselt

L: longueur de la surface (m).

Pour la face supérieure d'une plaque chaude ou une face inférieure d'une plaque froide, nous avons les relations suivantes:

$$\text{Nu} = 0.54 (\text{Gr Pr})^{0.25} \quad \text{si} \quad 2 \cdot 10^4 < \text{Gr Pr} < 8 \cdot 10^6 \quad (4.59)$$

$$\text{Nu} = 0.15 (\text{Gr Pr})^{0.33} \quad \text{si} \quad 8 \cdot 10^6 < \text{Gr Pr} < 10^{11} \quad (4.60)$$

Pour une face supérieure d'une plaque froide ou une face inférieure d'une plaque chaude, nous avons pris:

$$\text{Nu} = 0.27 (\text{Gr Pr})^{0.25} \quad \text{si} \quad 10^5 < \text{Gr Pr} < 10^{11} \quad (4.61)$$

Pour les plaques verticaux:

$$\text{Nu} = 0.59 (\text{Gr Pr})^{0.25} \quad \text{si} \quad 10^4 < \text{Gr Pr} < 10^9 \quad (4.62)$$

$$\text{Nu} = 0.021 (\text{Gr Pr})^{2.5} \quad \text{si} \quad 10^9 < \text{Gr Pr} < 10^{13} \quad (4.63) \quad [6]... [10]$$

4.6.3 Températures des différents éléments du séchoir. Résultats et discussions

Le calcul des températures ainsi que la perception de l'aspect dynamique des transferts thermiques tiennent une place très importante dans ces genres de problèmes. Alors, il est très intéressant de disposer d'outils numériques permettant de calculer très rapidement ces températures. Conçu pour répondre à ces besoins, le Matlab 6.5 par exemple est un logiciel qui permet d'appréhender le comportement thermique des différentes surfaces et de l'air soumis à des sollicitations variées. Les programmes réalisés permettent par ses interactivités une bonne compréhension des phénomènes de transferts de chaleur à travers les parois en régime variable. Les résultats, les indications et les recommandations du présent travail sont obtenus en utilisant la méthode de Runge kutta d'ordre 4. Ce modèle ne concerne que les échanges thermiques.

La figure 4.34 représente l'évolution de la température ambiante extérieure pour les journées du 01 au 04 janvier 2008.

L'estimation des différents éclairagements incidents s'effectue en utilisant le modèle de Cabderou. Ils sont tracés dans les figures numérotées de 4.35 au 4.41.

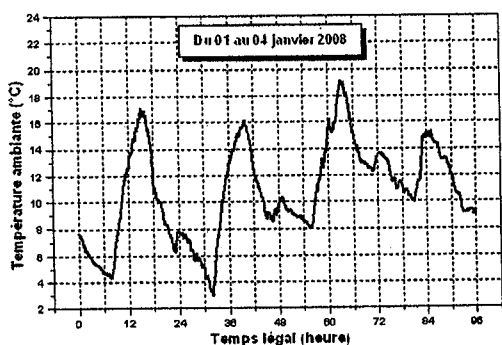


Fig. (4.34): températures ambiante

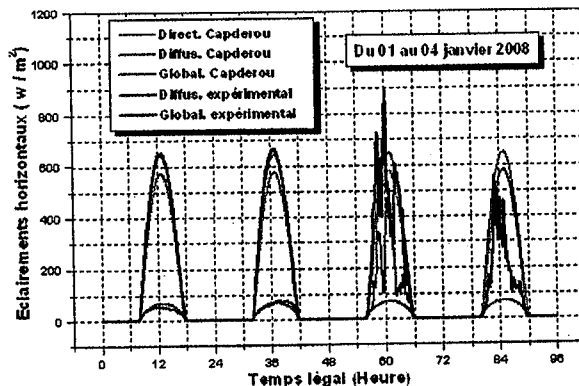


Fig. (4.35): Eclairement incident sur la paroi horizontale

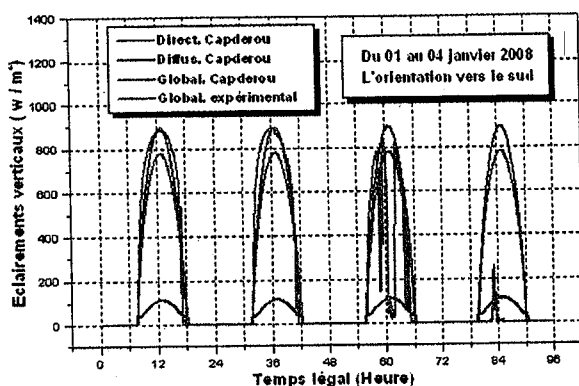


Fig. (4.36): Eclairement incident sur la paroi verticale

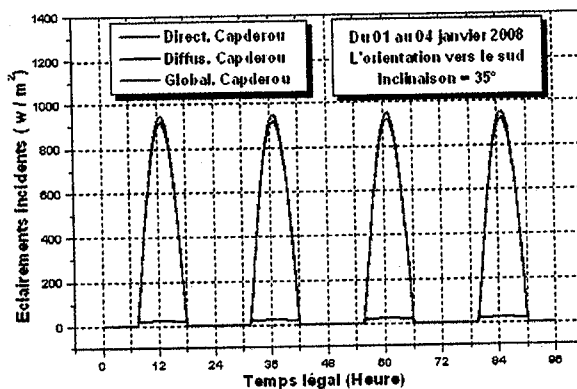


Fig. (4.37): Eclairement incident sur la vitre 35

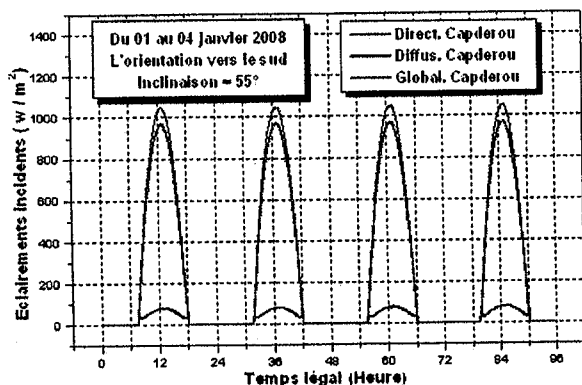


Fig. (4.38): Eclairement incident sur la vitre 55

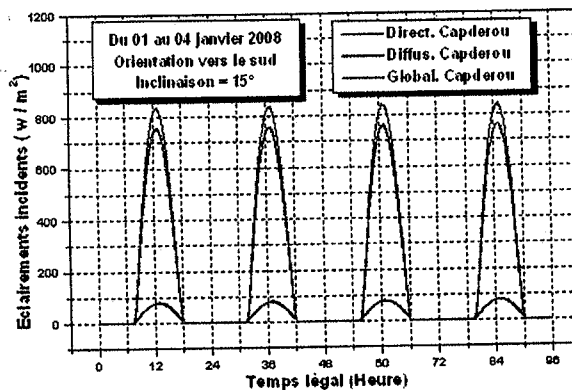


Fig. (4.39): Eclairement incident sur la vitre 15

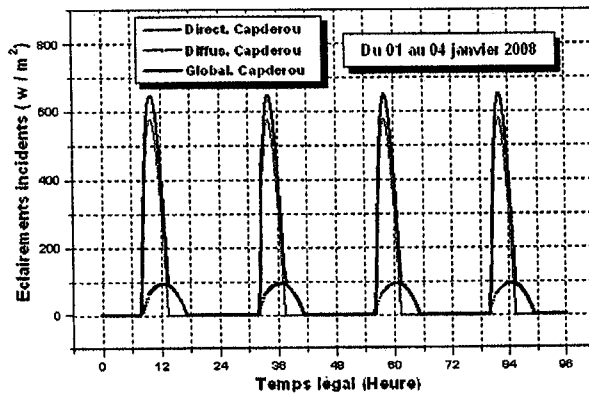


Fig. (4.40): Eclairage incident sur le plan ouest de la vitre latérale ouest

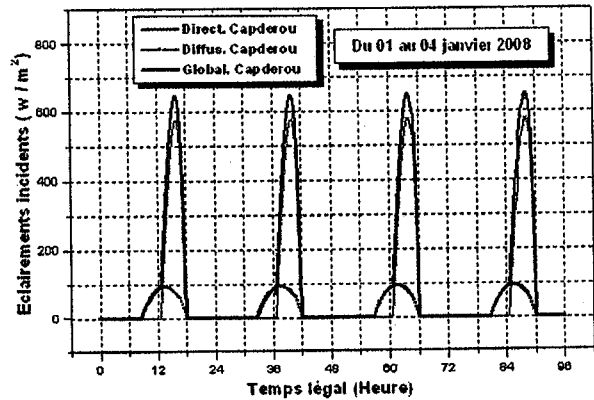


Fig. (4.41): Eclairage incident sur le plan est de la vitre latérale est

Les températures des différents éléments du modèle sont successivement représentées sur les figures 4.42, 4.43 et 4.44. Les allures des courbes prennent les mêmes formes pour chaque élément et suivent d'une manière systématique l'évolution de l'énergie solaire globale. En effet, les températures augmentent avec le rayonnement solaire jusqu'à atteindre leurs valeurs maximales puis chutent d'une façon assez brusque.

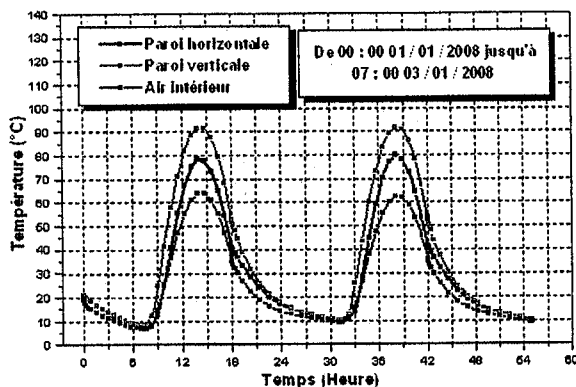


Fig. (4.42): Profils des températures des deux plaques et de l'air intérieur

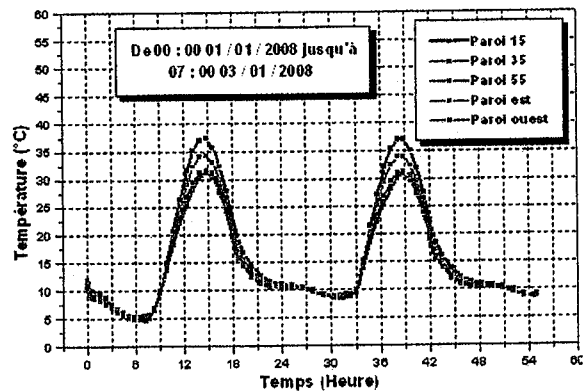


Fig. (4.43): Profils des températures des surfaces intérieures des vitres

Ce séchoir fonctionne uniquement grâce à l'énergie solaire et ne nécessite aucun appoint d'énergie. Cette situation nous motive plus à maîtriser en présence l'effet des paramètres climatiques sur les températures des différents éléments du système. On cite à titre d'exemple:

- Influence de l'éclairage global. En d'autres termes l'influence des perturbations nuageuses ou même l'effet d'ombre.
- Influence de la température ambiante et de la vitesse du vent. (Voir les figures 4.54, 4.55, 4.56 et 4.57)

Dans les courbes tracées sur les figures 4.45 au 4.53, on prévoit la différence des températures simulées en considérant que le ciel est sous l'impact des quelques fluctuations nuageuses.

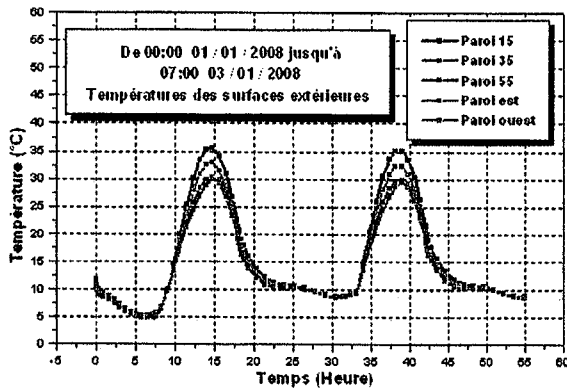


Fig. (4.44): Profils des températures des surfaces extérieures des vitres

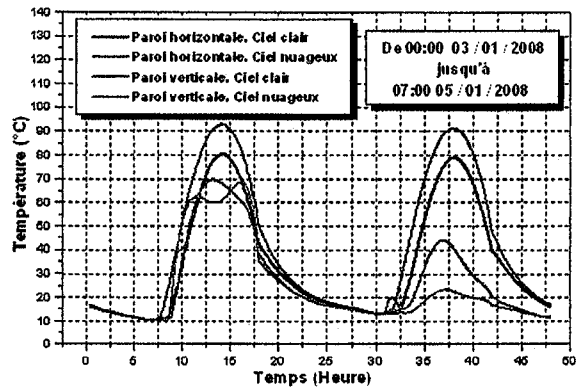


Fig. (4.45): Températures des deux plaques. Influence de l'éclaircement global

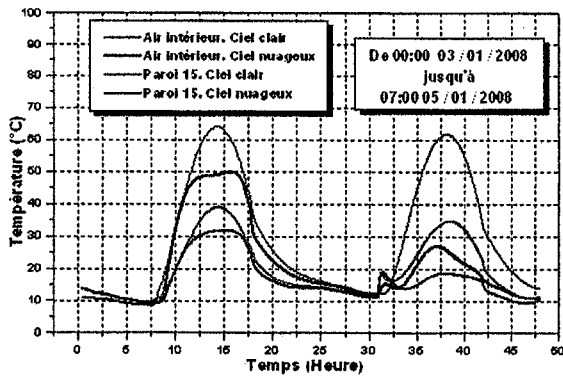


Fig. (4.46): Températures de l'air et de la vitre 15. Influence de l'éclaircement global

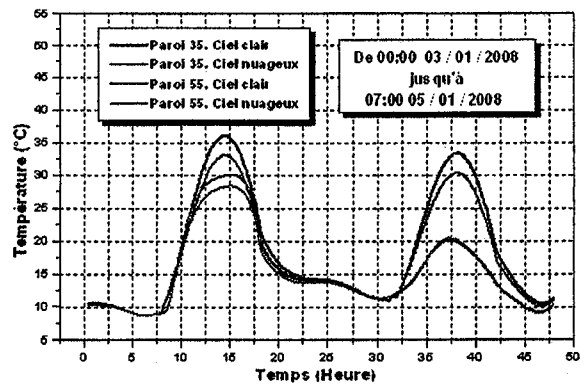


Fig. (4.47): Températures des vitres 35 et 55. Influence de l'éclaircement global

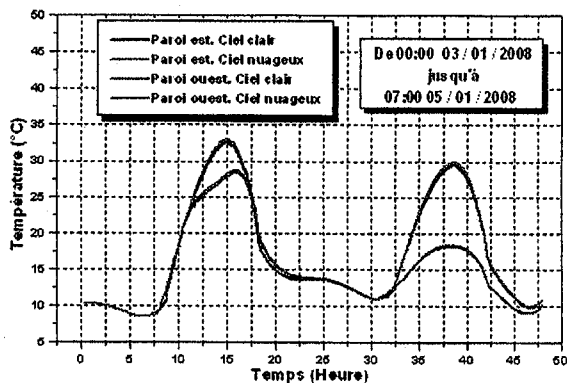


Fig. (4.48): Températures des vitres latérales. Influence de l'éclaircement global

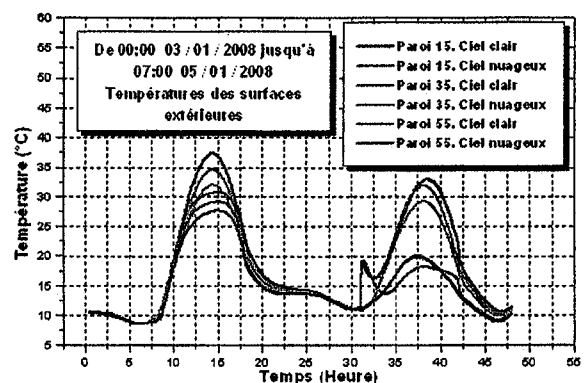


Fig. (4.49): Températures des surfaces extérieures des vitres 15, 35 et 55. Influence de l'éclaircement global

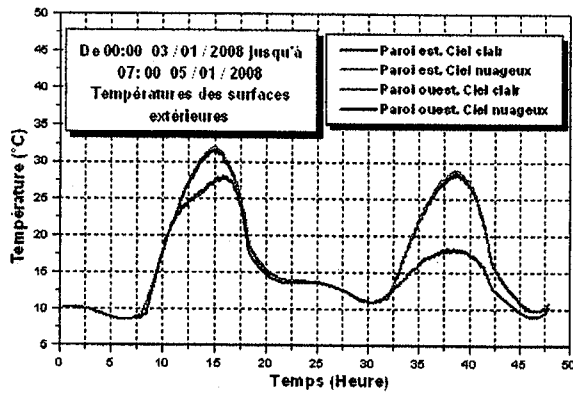


Fig. (4.50): Températures des surfaces extérieures des vitres latérales. Influence de l'éclaircement global

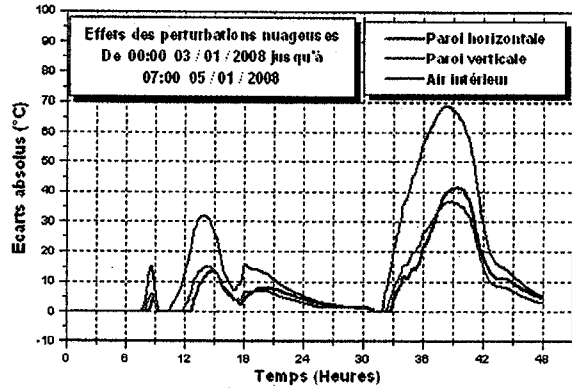


Fig. (4.51): Ecart absolu entre les températures délivrées si le ciel est clair et celles associées à un ciel qui soumit à des passages nuageux. Air et les plaques absorbantes.

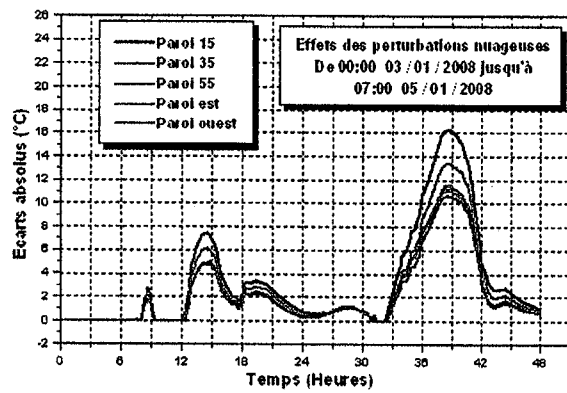


Fig. (4.52): Ecart absolu entre les températures délivrées si le ciel est clair et celles associées à un ciel qui soumit à des passages nuageux. Toutes les parois transparentes.

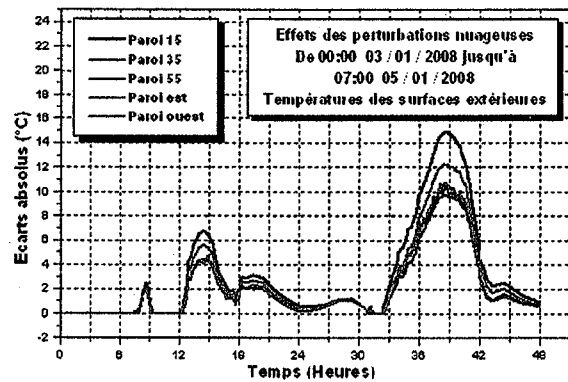


Fig. (4.53): Ecart absolu entre les températures délivrées si le ciel est clair et celles associées à un ciel qui soumit à des passages nuageux. Surfaces extérieures des parois transparentes.

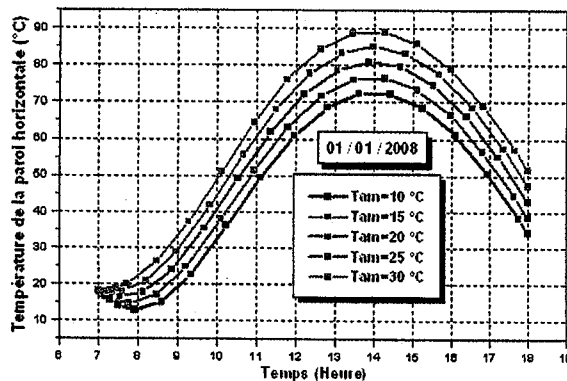


Fig. (4.54): Effet de la température ambiante sur la température de la plaque horizontale

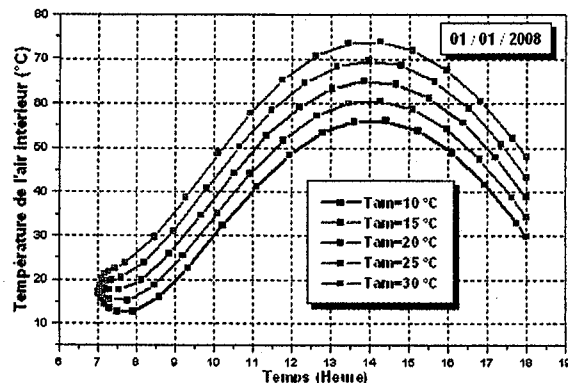


Fig. (4.55): Effet de la température ambiante sur la température de l'air intérieur

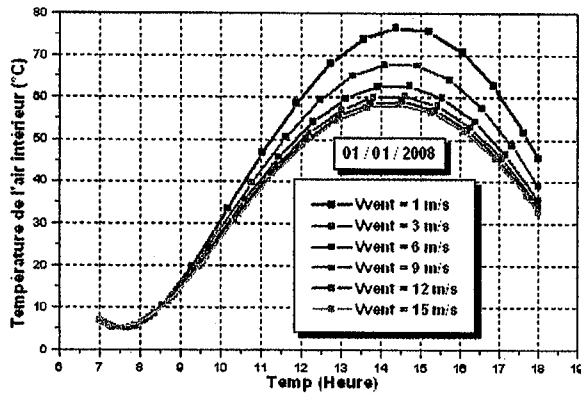


Fig. (4.56): Effet de la vitesse du vent sur la température de l'air intérieur

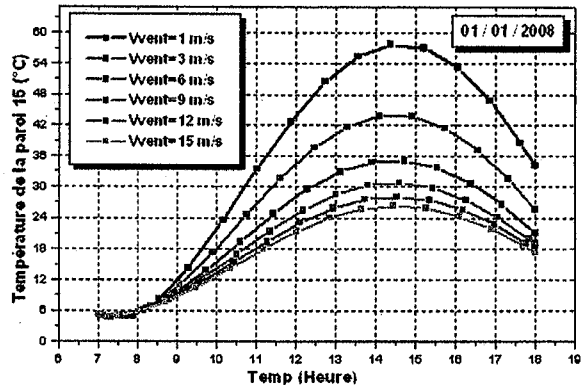


Fig. (4.57): Effet de la vitesse du vent sur la température extérieure de la paroi 15

Il est tout à fait clair que le but primordial dans ces genres de problèmes, est d'augmenter les performances thermiques de ce prototype. En conséquence, Il faut notamment augmenter plus les températures des plaques absorbantes parce qu'elles sont les responsables du chauffage de l'air intérieur du séchoir. On remarque d'après les études théorique et expérimentale qu'elles sont les plus élevées. Ces résultats peuvent être justifiés sans aucun doute par le pouvoir d'absorption qui est important pour le rayonnement solaire. Autrement dit, on est intéressé d'envisager et de prévoir la température de la plaque absorbante la plus élevée. C'est pour cette raison qu'il est indispensable dans ces conditions d'intervenir la notion de l'angle d'inclinaison optimale afin de maximiser l'absorption.

A partir de l'équation de l'angle d'inclinaison optimale, on pourra déduire facilement la température de la plaque absorbante la plus élevée. Pour mieux appréhender et comprendre ces phénomènes, rappelant d'abord l'équation de l'angle d'inclinaison optimale:

$$\beta_{opt} = \text{Latitude} - \text{déclinaison} \quad (4.64)$$

La déclinaison du soleil est donnée par:

$$\delta = 0.33 - 22.18 \cos(J) - 0.35 \cos(2J) - 0.14 \cos(3J) + 3.787 \sin(J) + 0.032 \sin(2J) + 0.072 \sin(3J) \quad (4.65)$$

$$J = 0.984 j \quad (4.66)$$

j étant le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier.

La courbe tracée ci-dessous donne la variation de l'inclinaison durant toute l'année. On remarque que cet angle est de l'ordre de 55.5° en hiver, tandis qu'elle est d'environ 8.5° en été. Les données

astronomiques de Ghardaïa sont: latitude: 32° 23' N, longitude: 3° 49' E et l'altitude: 450 m

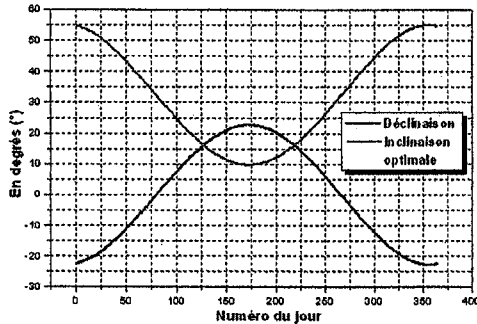


Fig. (4.58): Variation de la déclinaison et de l'inclinaison optimale en fonction du numéro de jour de l'année

De ces faits, les figures 4.36, 4.37, 4.42 et 4.45 prouvent que la température de la paroi verticale est la plus élevée même par rapport à la température de la plaque horizontale et à l'air intérieur du séchoir solaire. Ces résultats sont dus certainement à l'inclinaison de la plaque verticale (90°) qui est la plus proche de l'inclinaison optimale ($\beta_{opt} \approx 55^\circ$) par rapport à celle de la plaque horizontale (0°) durant les premières journées du mois de janvier. C'est tout à fait le contraire pour les résultats relatifs à la période du 14 au 16 avril. L'inclinaison optimale durant cette période est de l'ordre de 23°. Donc, la paroi horizontale reçoit la plus grande portion du rayonnement solaire parce qu'elle est la plus proche de l'inclinaison optimale. (Voir la figure 4.59).

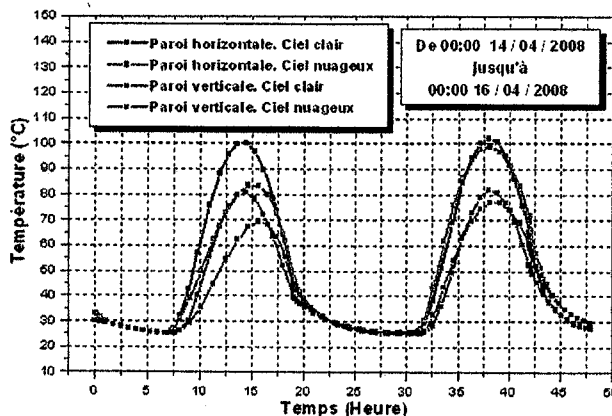


Fig. (4.59): Températures des deux plaques. Influence de l'éclairage global

Le travail expérimental que nous avons mené sur le séchoir à vide nous a permis d'étudier l'évolution de la température des différentes parois du système et particulièrement celle de l'air intérieur, élément essentiel assurant les échanges de chaleur par convection naturelle avec le produit à sécher.

La géométrie de notre séchoir a permis d'avoir une meilleure évolution de la température de l'air intérieur qui augmente la vitesse du séchage. Ce travail présente en plus les résultats d'une étude numérique concernant l'effet de quelques paramètres sur les températures des différents éléments

du séchoir réalisé. Un modèle mathématique simulant le fonctionnement thermique du système a été élaboré. Nous avons montré simplement l'influence des éclairagements globales, la vitesse du vent et la température ambiante extérieure sur le principal facteur qui agit directement sur la cinétique de séchage.

Le séchage est un phénomène complexe, où interviennent de nombreux autres phénomènes qui ressortent de la thermodynamique et des transferts de masse et de chaleur. Dans la suivante étude, le fluide séchant qui est l'air chauffé à travers la serre, sert, d'une part à apporter l'énergie nécessaire à la vaporisation, et d'autre part à évacuer la vapeur d'eau sortant du produit. Les modèles mathématiques dans les séchoirs solaires s'appuient sur les équations de conservation de la chaleur et de la masse dans ces situations. Dans cette suivante partie, nous avons choisi le séchage des boues par énergie solaire.

4.6.4 Séchage des boues. Bilan d'énergie et de masse

La gestion des boues représente un véritable défi dû à sa consommation d'énergie et la pollution environnementale associée. L'objectif de cette section est de concevoir et d'étudier le procédé de séchage de boues par énergie solaire, et d'explorer les options techniques pour fournir l'appoint d'énergie aux boues en effectuant une étude théorique sur le séchage et en utilisant le dispositif expérimental réalisé.

Les transferts de chaleur et de masse convectifs intervenant à l'interface de séchage air boues ont été caractérisés. L'intensification de l'évaporation due à l'augmentation des vitesses d'air superficielles a été mise en évidence.

A partir de ces développements, un modèle mathématique du procédé de séchage (bilan de masse) combiné avec le bilan énergétique précédent a été établi afin d'évaluer ses performances et ses consommations énergétiques. Les données climatiques ont été intégrées. Les simulations ont permis de définir une logique de régulation optimale en termes d'accélération de l'opération du séchage.

La première équation du bilan d'énergie global (4.36) est alors modifiée. Nous substituons la température de la paroi horizontale par la température de la boue et nous soustrairons la quantité du flux énergétique due à l'évaporation de l'eau. En appliquant le premier principe de la thermodynamique, on aboutit à la nouvelle équation (4.67). Les relations, les caractéristiques et les propriétés physiques sont celles utilisées précédemment.

Paroi horizontale

$$\frac{dT_1}{dt} = \left(\frac{1}{\rho_{boue} V_1 C_{boue}} \right) \left(\alpha_b \tau_v S_b G_H - \frac{T_b - T_{1ext}}{\frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{e_{cu}}{\lambda_{cu}} + \frac{e_{boi}}{\lambda_{boi}}} + Qr_{21} - Qcv_{13} - Qr_{14} - Qr_{15} - Qr_{16} - Qr_{17} - Qr_{18} - m Lv \right) \quad (4.67)$$

L'équation de la conservation de la masse est donnée par:

$$m = Ms \left(- \frac{dX}{dt} \right) \quad (4.68)$$

Les figures suivantes donnent quelques résultats de la simulation numérique du nouveau modèle. Nous prouvons que l'humidité relative intérieure est un facteur affectant le séchage solaire de la boue. Plus l'humidité relative est haute, plus le séchage durera.

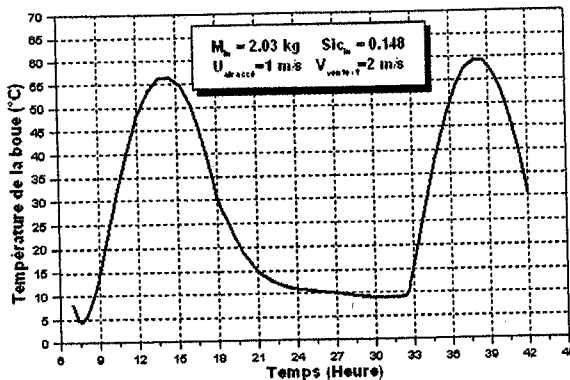


Fig. (4.60): Température de la boue

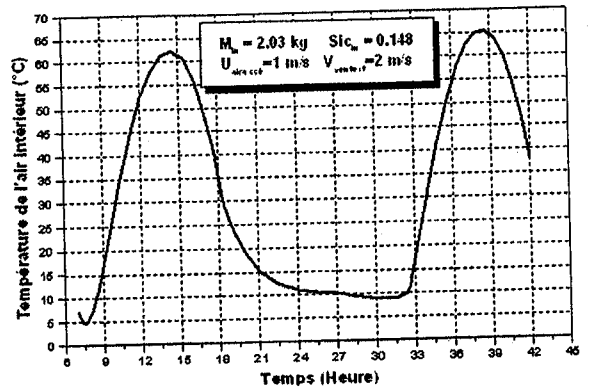


Fig. (4.61): Température de l'air intérieur

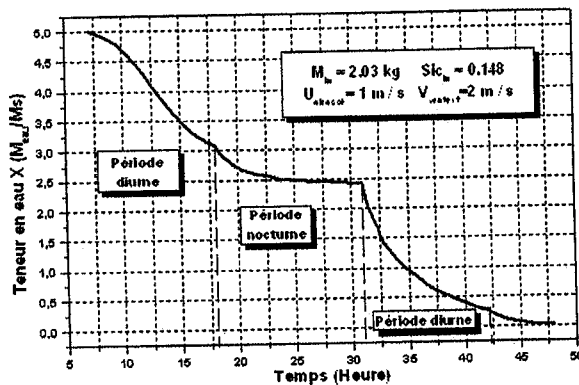


Fig. (4.62): Variation instantanée de la teneur en eau

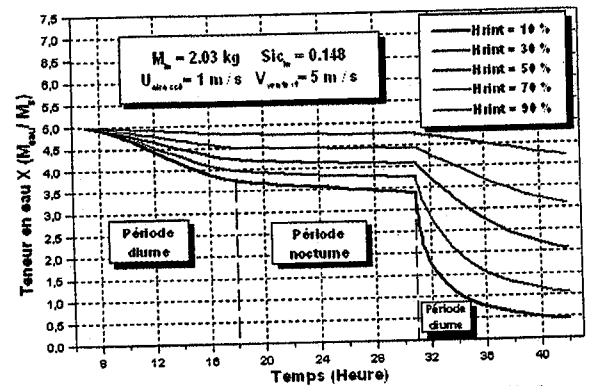


Fig. (4.63): Influence de l'humidité relative intérieure sur la teneur en eau.

4.7 Conclusion générale

Vu l'intérêt évident du séchage solaire des boues, on peut dire que nous avons acquis à la mise au point des modèles mathématiques de séchage unidimensionnel permettant les études du fonctionnement des serres de séchages de boue. Ces modèles intègrent à la fois les propriétés physiques de la boue et les différents transferts thermiques régissant le séchage. Les résultats expérimentaux obtenus par Amadou Haoua ont été confrontés aux résultats théoriques pour affiner et valider les résultats prédits par la simulation numérique. Les comparaisons sont avérées souvent satisfaisantes.

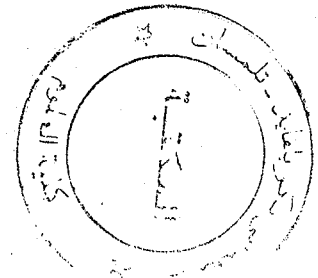
Une deuxième partie consistait à étendre les capacités de représentation d'un autre modèle physique à des différentes configurations. C'est-à-dire, il conviendra d'utiliser autre dispositif (séchoir solaire direct de type serre) afin d'illustrer et prouver encore la faisabilité de l'opération du séchage de la boue. Dans ce travail, nous avons déterminé la cinétique de séchage de la boue à l'aide d'un autre code de calcul. Cette détermination est indispensable pour la bonne compréhension des mécanismes ayant lieu dans le produit étudié. Une telle caractérisation de ce séchoir réalisé est très intéressante du moment qu'elle permet d'établir un nouveau modèle mathématique important qui sera couplé avec l'équation du bilan de masse de la boue. Le séchoir utilisé dans ces études, permet de cerner l'influence de plusieurs paramètres aérothermiques en même temps. La température de séchage est le paramètre le plus important qui influe sur la durée de séchage. La teneur en eau des boues est une grandeur qui permet de caractériser le comportement cinétique lors du processus de séchage.

La simulation des dispositifs solaires décrits dans ce chapitre, se fait simultanément à la simulation thermique et massique du produit. Une des spécificités de ces modèles développés est de pouvoir prendre en compte l'interaction thermique et massique entre le dispositif solaire et le produit mise en jeu. Les modèles sont implémentés en objets informatiques qui sont chaînés à des programmes de calcul.

Il est admis que les composants solaires intégrés au séchage améliorent le bilan environnemental. Cependant, les concepteurs de ces dispositifs désirant intégrer de tels composants ont besoin d'outils d'aide à la conception qui permettent d'argumenter des projets, de comparer des variantes, ou encore, si tel était le cas, de valider la conformité du projet par rapport à une norme existante.

Bibliographie

- [1] L. Angélique, « Séchage », Dans le cadre du Printemps des Sciences 2002, Faculté des Sciences Appliquées, Département de Chimie Appliquée, Laboratoire de Génie Chimique. Université de Liège, Haute Ecole Charlemagne, Hemes, Les métiers de l'Energie, Ingénieurs de l'Energie.
- [2] H. Rakotondramiarana, D. Morau, L. Adelaar, J. GATINA, « Modélisation du Séchage Solaire: Application au Séchage en Couche Mince des Boues Solides des Stations d'Épuration », 12^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005.
- [3] H. Amadou, « Modélisation du Séchage Solaire Sous Serre des Boues de Stations d'Épuration Urbaines », Thèse de Doctorat, Université de Louis Pasteur, Strasbourg, 2007.
- [4] E. Bogdanis, « Modélisation des Transports de Chaleur et de Matière Lors du Séchage d'un Milieu Élastique ou Viscoélastique. Résolution par des Méthodes aux Éléments Finis », Thèse de Doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2001.
- [5] A.V. Luikov, « Systems of differential equations of heat and mass transfer in capillaryporous bodies », Int J. Heat Mass Transfer, 18, 1-14 (1975).
- [6] S. Kherrou, A. Bouhdjar, L. Serrir, « Etude Expérimentale d'un Séchoir Solaire Direct Type Serre dans la Zone de Ghardaïa », 2^{ème} Séminaire Maghrébin sur les Sciences et les Technologies de Séchage 20 - 22 Décembre 2008 - Alger - Algérie.
- [7] Kherrou S, Bekkouche S.M.A, Serrir L, « Comportement Thermique d'un Séchoir Solaire Direct Type Serre dans la Région de Ghardaïa », 2^{ème} Séminaire Maghrébin sur les Sciences et les Technologies de Séchage 20-22 Décembre 2008 - Alger - Algérie.
- [8] A. Hamid, « Contribution à l'Étude du Bilan Thermique de la Serre Avec Stockage en Lit de Galets », Thèse de Magistère, Centre de Développement des Énergies Renouvelables (CDER), 1989. Alger - Algérie.
- [9] J.F. Sacadura, « Initiation aux Transferts Thermiques ». Technique et Documentation, Paris 1978. Chapitre 4. Transfert de Chaleur par Convection.
- [10] J.A. Duffie and W.A. Beckman, « Solar Energy Thermal Processes ». Second Edition. Wiley Interscience, New York, 1974.



Chapitre V

Etudes Comparatives et Asymptotiques des Modèles Mathématiques Conçus Pour un Capteur Solaire Tubulaire

Chapitre V

Etudes Comparatives et Asymptotiques des Modèles Mathématiques Conçus Pour un Capteur Solaire Tubulaire

Première Partie

Etude Théorique d'un Capteur Solaire Tubulaire

5.1 Introduction

L'examen d'un capteur d'énergie solaire formé d'un ensemble de deux tubes coaxiaux en verre dont le tube intérieur est couvert soit d'une peinture noire, soit d'une couche sélective, a permis de constater expérimentalement que ce type de capteur a un pouvoir de captation meilleur que les capteurs plans ordinaires. Et dans beaucoup de cas, l'espace annulaire ou intertubulaire existant entre les deux tubes est vidé de son air pour minimiser au maximum les pertes thermiques et donc d'augmenter l'efficacité et le rendement thermique du système. Le chercheur Umarov a examiné quelques capteurs solaires tubulaires avec l'absorbeur couvert d'une couche sélective. Se basant sur l'équation de la conservation d'énergie, Umarov présenta une méthode à l'état stationnaire pour déterminer les caractéristiques thermophysiques de chaque système.

Un autre chercheur Baimatov, a fait des études expérimentales sur ce même type de capteurs. Ces auteurs ont considéré différentes variantes de capteur. Puis ils ont déterminé la température maximum pour chaque variante de ces capteurs tubulaires et développé une théorie pour déterminer le comportement transitoire de capteurs tubulaires dans les deux cas suivants:

- S'il y a écoulement du fluide à l'intérieur de tube absorbeur.
- S'il n'y a pas écoulement du fluide à l'intérieur de tube absorbeur. [1].

5.2 Etude théorique

Pour l'établissement du système d'équations, nous avons considéré les deux cas cités auparavant. [1], [2], [3].

5.2.1 Pas d'écoulement du fluide à travers le système

Les équations d'énergie pour le couvert transparent et l'absorbeur sont respectivement données par:

$$\begin{cases} M_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = h_T A_2 (T_2 - T_1) - U_{\text{global}} A_1 (T_1 - T_{\text{am}}) \\ M_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = \alpha \tau_1 A_e S_0 - h_T A_2 (T_2 - T_1) \end{cases} \quad (5.1)$$

M_1, M_2 : sont respectivement les masses de la couverture et de l'absorbeur (Kg).

C_1, C_2 : sont respectivement les chaleurs spécifiques de la couverture et de l'absorbeur (J /Kg^oK).

T_1, T_2 : sont respectivement les températures de la couverture et de l'absorbeur (°K).

T_{am} : température ambiante (°K).

A_1, A_2 : sont respectivement les surfaces de la couverture et de l'absorbeur (m²).

A_e : surface éclairée par le rayonnement solaire (m²).

α : coefficient d'absorption de l'absorbeur.

τ_1 : coefficient de transmission de la vitre.

S_0 : rayonnement incident sur la surface éclairée (W/ m²).

h_T : coefficient de transfert entre l'absorbeur et le couvert en verre. Il est composé de deux parties, une partie convective et une partie radiative (W/ m² °K).

$$h_T = h_{2c} + h_{2r} \quad (5.2)$$

Le terme convectif h_{2c} peut être calculé par la formule suivante (Aschrae):

$$h_{2c} = 1.53 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0.25} \quad (5.3)$$

Le coefficient de transfert radiatif h_{2r} est calculé en utilisant la relation d'Aschrae:

$$h_{2r} = \frac{\sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{d_1}{d_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right)} \quad (5.4)$$

d_1, d_2 : sont respectivement les diamètres des tubes en verre et de l'absorbeur (m).

Le coefficient de transfert U_{global} de la couverture à l'air ambiant est aussi composé de deux parties:

$$U_{\text{global}} = h_{1c} + h_{1r} \quad (5.5)$$

$$h_{1c} = 5.678 + 3.8 V_{\text{vent}} \quad (5.6)$$

V_{vent} : vitesse du vent (m/s) et

$$h_{\text{ir}} = \sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_{\text{am}}) (T_1^2 + T_{\text{am}}^2) \quad (5.7)$$

Le système peut s'écrire sous une autre forme:

$$\begin{cases} \frac{dT_1}{dt} = k_1 (T_2 - T_1)^{1.25} + k_2 (T_2^4 - T_1^4) + k_3 (T_1 - T_{\text{am}}) + k_4 (T_1^4 - T_{\text{am}}^4) \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{\alpha \tau_1 A_e S_0}{M_2 C_2} + k_5 (T_2 - T_1)^{1.25} + k_6 (T_2^4 - T_1^4) \end{cases} \quad (5.8)$$

$$k_1 = \frac{1.35 A_2}{M_1 C_1 (d_1 - d_2)^{0.25}} \quad k_2 = \frac{A_2 \sigma}{M_1 C_1 \left[\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{d_2}{d_1} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \right]} \quad k_3 = -\frac{A_1 (5.678 + 3.8v)}{M_1 C_1}$$

$$k_4 = -\frac{A_1 \sigma \varepsilon_1}{M_1 C_1} \quad k_5 = -\frac{1.35 A_2}{M_2 C_2 (d_1 - d_2)^{0.25}} \quad k_6 = -\frac{A_2 \sigma}{M_2 C_2 \left[\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{d_2}{d_1} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \right]}$$

Exemple

Nous avons essayé de décrire le comportement asymptotique et thermique de ce capteur durant par exemple une période nocturne ($G=0$) et pour une température moyenne T_{am} . La résolution des équations dynamiques prouve que le système possède un point d'équilibre $\text{Eq} (T_{\text{am}}, T_{\text{am}})$.

Le jacobien du système est donné par:

$$\text{DF}(\text{Eq}) = \begin{bmatrix} -6.8407 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 - 0.0027 & 2.1011 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 \\ 2.9455 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 & -2.9455 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Les valeurs propres du polynôme sont:

$$\lambda_1 = -4.8931 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 - 0.5013 - \sqrt{998.19 T_{\text{am}}^6 + 1.9529 \cdot 10^{13} T_{\text{am}}^3 + 2.5135 \cdot 10^{23}}$$

$$\lambda_2 = -4.8931 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 - 0.5013 + \sqrt{998.19 T_{\text{am}}^6 + 1.9529 \cdot 10^{13} T_{\text{am}}^3 + 2.5135 \cdot 10^{23}}$$

D'après ces expressions, on déduit que $\lambda_1 < 0$. Pour déterminer le signe de λ_2 , il faut détecter le signe de

$$\begin{aligned} & \left(4.8931 \cdot 10^{-11} T_{\text{am}}^3 + 0.5013 \right)^2 - \left(998.19 T_{\text{am}}^6 + 1.9529 \cdot 10^{13} T_{\text{am}}^3 + 2.5135 \cdot 10^{23} \right) \approx \\ & -998.19 T_{\text{am}}^6 - 1.9529 \cdot 10^{13} T_{\text{am}}^3 - 2.5135 \cdot 10^{23} < 0 \end{aligned}$$

De ce fait, nous avons prouvé que $\forall T_{\text{am}}, \lambda_1 < 0$ et $\lambda_2 < 0$.

Alors, le système est asymptotiquement stable et fait apparaître le point d'équilibre comme

un noeud stable. Le système linéarisé au sens de Fréchet est donné par:

$$\begin{pmatrix} \frac{dT_1}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} \end{pmatrix} = DF(Eq) \begin{pmatrix} T_1 - T_{am} \\ T_2 - T_{am} \end{pmatrix} \quad (5.10)$$

La dérivée au sens de Fréchet pour une température ambiante $T_{am} = 33^\circ\text{C}$ est donnée par:

$$DF(Eq) = \begin{bmatrix} -0.0047 & 0.0006 \\ 0.0008 & -0.0008 \end{bmatrix}, \quad \begin{cases} \lambda_1 = -0.0048 \\ \lambda_2 = -0.0007 \end{cases} \quad (5.11)$$

La dérivée optimale est obtenue après 10 itérations.

$$A = \begin{bmatrix} -5.1936987256 \cdot 10^{-3} & 1.1374563297 \cdot 10^{-3} \\ 1.58326987541 \cdot 10^{-3} & -1.706359874321501 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix}$$

$$\begin{cases} \lambda_1 = -0.0068 \\ \lambda_2 = -0.0000939 \end{cases} \quad (5.12)$$

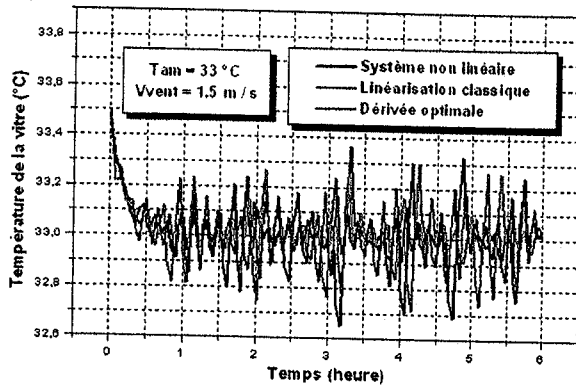


Fig. (5.1): Température de la vitre

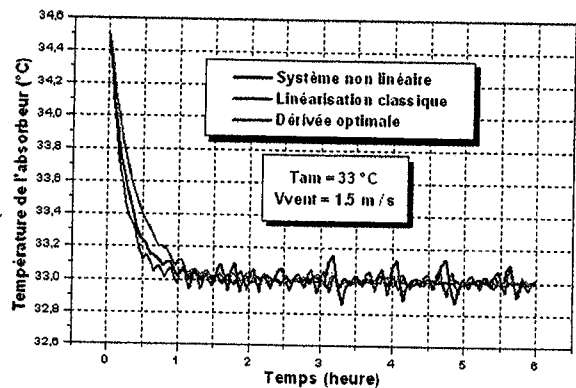


Fig. (5.2): Température de l'absorbeur

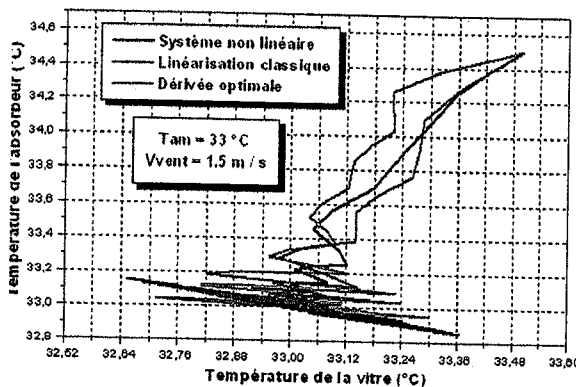


Fig. (5.3): Plan de phase associé

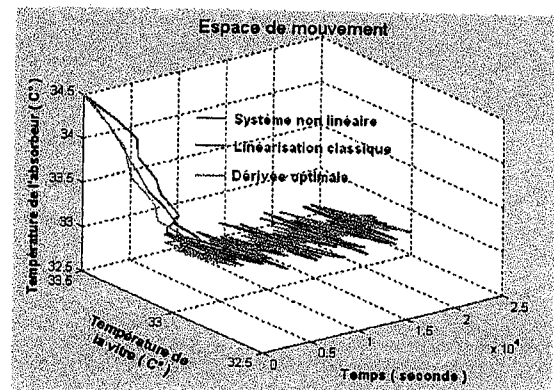


Fig. (5.4): Espace de mouvement

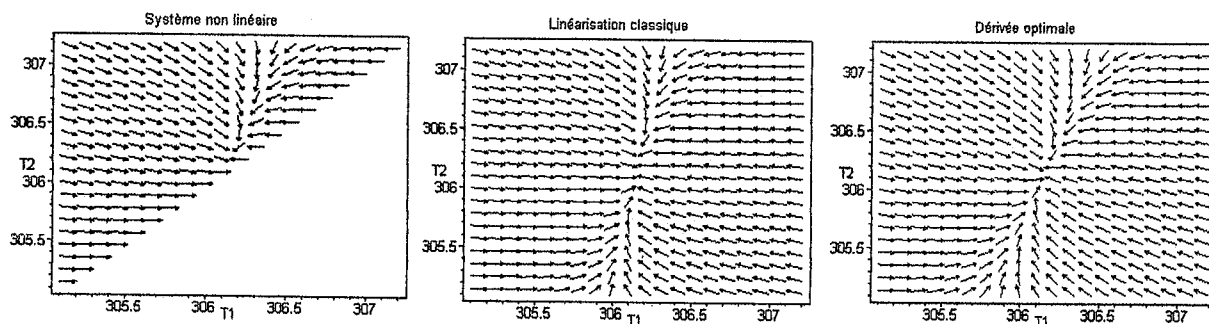


Fig. (5.5): Champ de vecteurs
Noir: système non linéaire. Rouge : linéarisation classique. Bleu: dérivée optimale.

5.2.2 Avec écoulement du fluide à travers le système

Si le fluide s'écoule à l'intérieur du tube formant l'absorbeur, l'équation d'énergie devient:

$$\begin{cases} M_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = h_T A_2 (T_2 - T_1) - U_{global} A_1 (T_1 - T_{am}) \\ M_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = \alpha \tau_1 A_e S_0 - h_T A_2 (T_2 - T_1) - Q_{utile} \end{cases} \quad (5.13)$$

Q_{utile} est la puissance utile recueillie par l'écoulement de l'eau.

Afin d'estimer cette quantité d'énergie, on considère un petit élément de largeur Δx dans la direction de l'écoulement de l'eau.

$$m C_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Delta x = h_{2f} (T_2 - T_f) \Delta x \quad (5.14)$$

m : débit massique du fluide (kg / s).

C_f : chaleur spécifique du fluide (j / kg °K).

T_f : température de l'eau à l'intérieure de tube (°K).

h_{2f} : coefficient de transfert de chaleur par convection de l'absorbeur vers le fluide (W/ m² °K).

$$h_{2f} = N_u \frac{K_f}{d_2} \quad (5.15)$$

K_f : conductivité thermique de l'eau (j / m °K).

Cas d'un tube lisse avec écoulement turbulent. Relation de Colburn

$$\begin{cases} N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} & R_e > 5000 \quad 0.6 < Pr < 100 \\ R_e = \frac{\rho V D}{\mu} & D_H = 4S/P \end{cases} \quad (5.16)$$

S: section de passage du fluide (m^2). P: périmètre de contact fluide / paroi (m). N_u : nombre de Nusselt. P_r : nombre de Prandtl. R_e : nombre de Reynolds. L: longueur du tube (m^2).

Cas où l'écoulement est laminaire

$$\begin{cases} N_u = 1.86 (R_e P_r)^{1/3} \left(\frac{d_2}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ R_e P_r \frac{d_2}{L} \geq 10 \end{cases} \quad (5.17)$$

μ : Viscosité de l'eau (Pas). μ_w : Viscosité de l'eau calculé à T_w

L'intégration de l'équation précédente avec comme conditions initiales: $x = 0$, $T_f = T_{entrée}$ donne une température à la sortie du tube comme suit:

$$T_{sortie} = T_2 - (T_2 - T_{entrée}) \exp\left(-\frac{h_{2w} L}{m C_f}\right) \quad (5.18)$$

Le flux de chaleur utile est donné par :

$$Q_{utile} = m C_f (T_{sortie} - T_{entrée}) \quad (5.19)$$

Le système devient sous cette forme

$$\begin{cases} \frac{dT_1}{dt} = k_1 (T_2 - T_1)^{1.25} + k_2 (T_2^4 - T_1^4) + k_3 (T_1 - T_{am}) + k_4 (T_1^4 - T_{am}^4) \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{\alpha \tau_1 A_e S_0}{M_2 C_2} + k_5 (T_2 - T_1)^{1.25} + k_6 (T_2^4 - T_1^4) \\ - \left(\frac{m C_f}{M_2 C_2}\right) \left(1 - \exp\left(-\frac{h_{2w} L}{m C_f}\right)\right) (T_2 - T_{entrée}) \end{cases} \quad (5.20)$$

Exemple

La description du comportement asymptotique et thermique de ce capteur durant deux heures d'insolation (de 12:00 à 14:00, $G = 750 \text{ w/m}^2$, $T_{am} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{entrée} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$) s'effectue en résolvant le système suivant:

$$\begin{cases} \frac{dT_1}{dt} = 4.526310^{-4} (T_2 - T_1)^{1.25} + 5.252710^{-12} (T_2^4 - T_1^4) - 3.153210^{-3} (T_1 - T_{am}) - 1.184910^{-11} (T_1^4 - T_{am}^4) \\ \frac{dT_2}{dt} = 9.617710^{-2} - 6.345310^{-4} (T_2 - T_1)^{1.25} - 7.363710^{-12} (T_2^4 - T_1^4) - 3.138410^{-4} (T_2 - T_{entrée}) \end{cases} \quad (5.21)$$

La résolution des équations dynamiques prouve que le système possède deux points d'équilibre.

$$E_{q1} (318.6986, 349.806) \text{ Notre cas, } E_{q2} (-739.2859, -12.5568)$$

Le système linéaire s'écrit sous la forme :

$$\begin{pmatrix} \frac{dT_1}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} \end{pmatrix} = DF(E_{q1}) \begin{pmatrix} T_1 - 318.6986 \\ T_2 - 349.806 \end{pmatrix} \quad (5.22)$$

La dérivée au sens de Fréchet pour la température ambiante associée est donnée par:

$$DF(E_{q1}) = \begin{bmatrix} -6.703710^{-3} & 2.235510^{-3} \\ 2.826610^{-3} & -3.447810^{-3} \end{bmatrix} \quad \begin{cases} \lambda_1 = -8.0706 \cdot 10^{-3} \\ \lambda_2 = -2.0809 \cdot 10^{-3} \end{cases} \quad (5.23)$$

La dérivée optimale est obtenue après 7 itérations.

$$A = \begin{bmatrix} -6.6591 \cdot 10^{-3} & 2.0432 \cdot 10^{-3} \\ 2.8092 \cdot 10^{-3} & -3.2325 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix} \quad \begin{cases} \lambda_1 = -7.891161 \cdot 10^{-3} \\ \lambda_2 = -2.000438 \cdot 10^{-3} \end{cases} \quad (5.24)$$

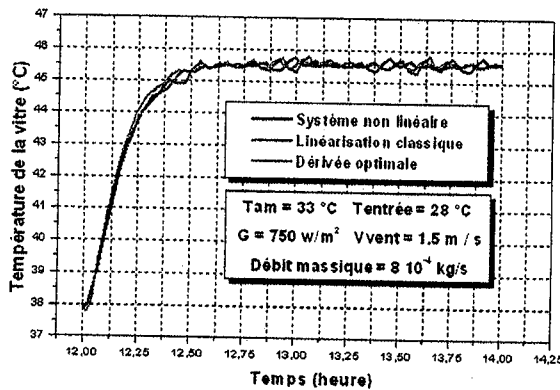


Fig. (5.6): Température de la vitre

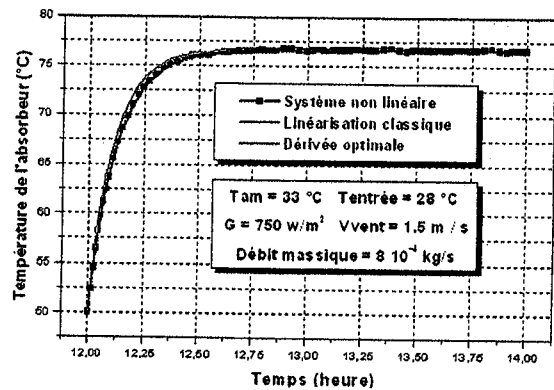


Fig. (5.7): Température de l'absorbeur

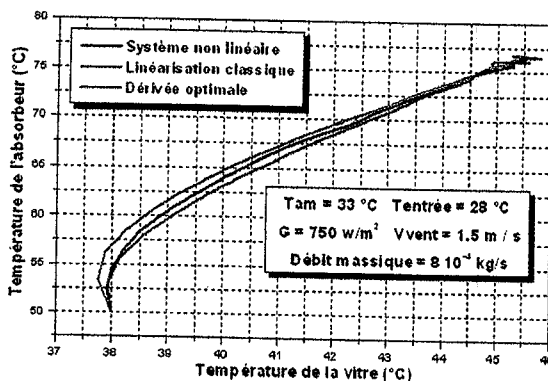


Fig. (5.8): Plan de phase

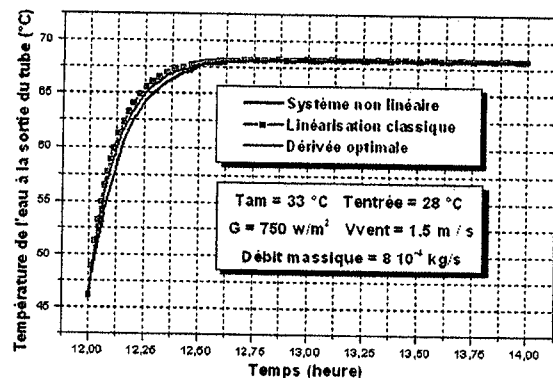


Fig. (5.9): Température de l'eau à la sortie du tube

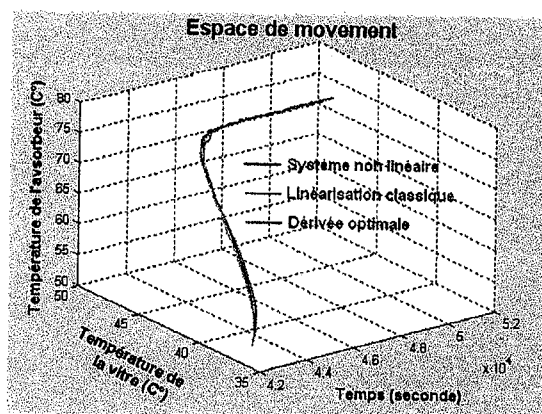


Fig. (5.10): Espace de mouvement

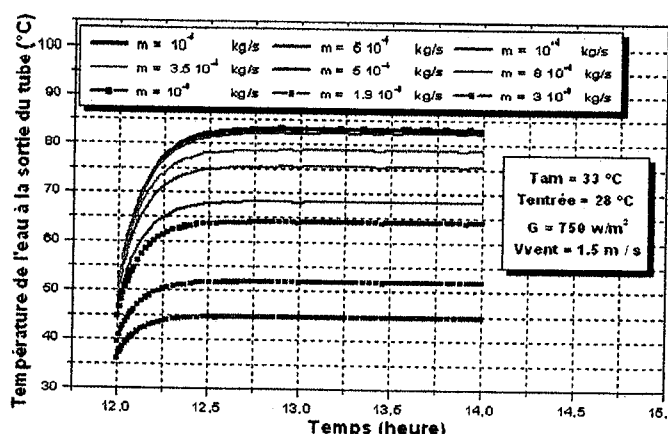


Fig. (5.11): Variation transitoire de la température de sortie de l'eau en fonction de débit massique

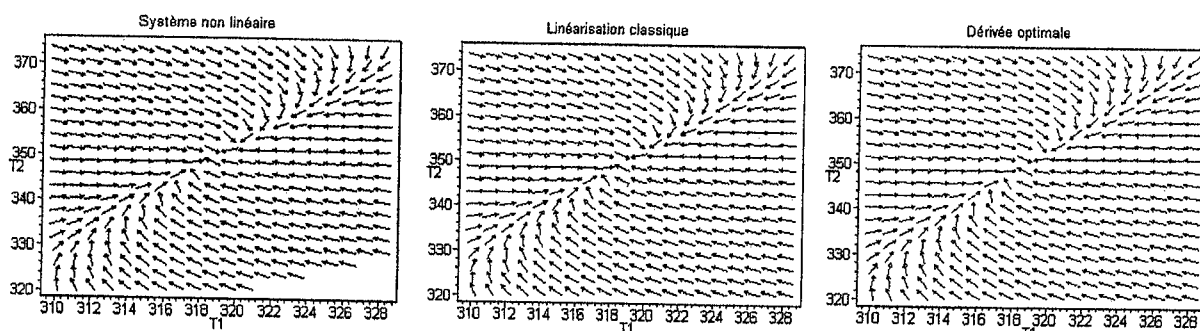


Fig. (5.12): Champ de vecteurs

Noir: système non linéaire. Rouge : linéarisation classique. Bleu: dérivée optimale.

5.3 Résultats, discussions et conclusions

La surface absorbante est exposée au rayonnement solaire uniquement par sa surface supérieure. C'est pour cette raison que la surface éclairée du tube cylindrique n'égale pas la surface de l'absorbeur, elle vaut presque 0.07 m².

Pour un capteur solaire tubulaire caractérisé par un fluide qui ne subit aucun écoulement, l'équilibre thermique et les conditions de stagnation sont atteintes au bout de même pas une heure dans l'exemple traité précédemment. (Figure 5.1 et figure 5.2). Ces résultats sont certifiés aussi par l'étude asymptotique du système. La comparaison avec les deux systèmes linéaires s'avère acceptable. L'étude par les deux types de linéarisation du modèle thermique conçu prédit et montre que le système est asymptotiquement stable, et fait apparaître le point d'équilibre comme un nœud stable.

Les figures 5.3 et 5.4 représentent respectivement le plan de phase et l'espace de mouvement du système résolu. Les champs des vecteurs sont représentés sur la figure 5.5.

Pour un capteur avec écoulement du fluide, il n'existe pas une méthode adéquate pour mesurer les valeurs réelles du débit massique du fluide à l'intérieure du tube. Les valeurs de débit d'eau choisies sont entre 10^{-6} et $3 \cdot 10^{-3}$ kg/s. La température de la sortie d'eau est calculée pour chaque variante du débit massique. L'efficacité thermique (température d'équilibre) est indiquée en fonction des débits massiques associées. Pour des petits débits massiques, les conditions de stagnation et les valeurs des températures de l'équilibre sont plus grandes et vice versa. (Figure 5.11). En effet, les méthodes de linéarisation jouent un rôle très important dans l'étude des équations différentielles ordinaires non linéaires, dont on peut dire que tout système linéaire n'est que le modèle simplifié de notre système non linéaire exact. Ces techniques peuvent être utilisées comme des outils numériques puissants pour l'analyse de la stabilité de certains phénomènes physiques. Ces méthodes permettent de prouver que l'équilibre thermique et les conditions de stagnation sont atteintes au bout d'environ une heure dans l'exemple traité dans ce cas. (Figures 5.6, 5.7 et 5.9). Les figures 5.8 et 5.10 représentent respectivement le plan de phase et l'espace de mouvement du système résolu. Autrement dit, différentes configurations des lignes intégrales des champs de vecteurs au voisinage du point d'équilibre sont présentées. (Figure 5.12).

A la lumière de ces études, nous avons montré que les calculs numériques établies ont été capables de prévoir le comportement thermique des capteurs solaires tubulaires. A titre d'exemple, il ressort que:

- L'évacuation de l'air dans la partie annulaire intertubulaire permet d'augmenter les performances de ces capteurs puisque les pertes par convection seront éliminées.
- La couche sélective et le vide sont beaucoup plus avantageux pour les très petits débits donnant ainsi de hautes températures.
- Une bonne utilisation d'une méthode de linéarisation (choix des conditions initiales et des paramètres adéquats) permet la description qualitative et quantitative du comportement thermique et asymptotique du système utilisé.

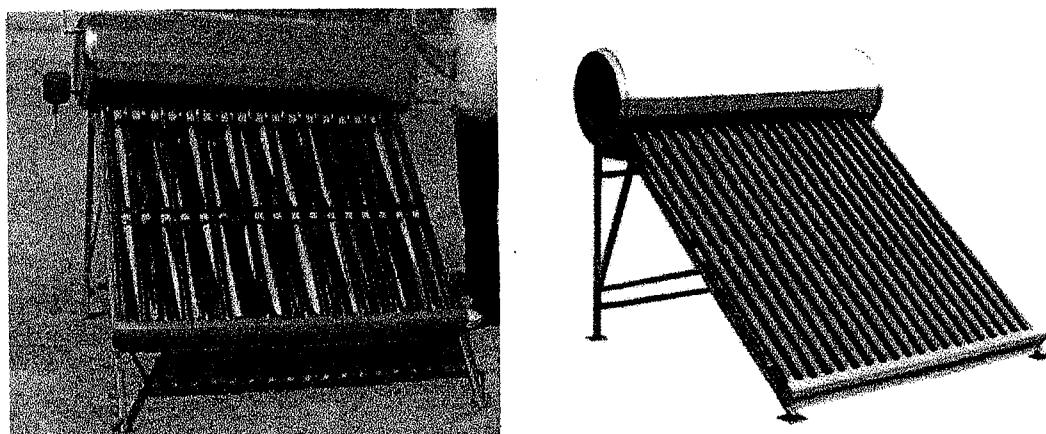
Deuxième Partie**Bilan Thermique d'un Capteur Solaire
Tubulaire Sous Vide**

Fig. (5.13): Vu générale du capteur solaire tubulaire sous vide étudié

C'est un système direct avec thermo circulation et appoint dans le stockage. L'eau entrant par le bas du capteur est échauffée par l'ensoleillement et sort en partie haute pour rejoindre le ballon de stockage situé à au moins 60 cm au-dessus du capteur. Un appoint (résistance électrique ou apport quelconque de chaleur via un échangeur) est intégré dans la partie supérieure du stockage alors que l'eau chaude solaire en occupe la partie basse.

Lorsqu'il n'y a pas d'ensoleillement, seule l'eau située dans la partie supérieure du ballon est chauffée par l'appoint. Ceci évite de chauffer toute l'eau à condition qu'il y ait une stratification des couches en fonction de la température. Cette stratification existe dans les ballons bien conçus: l'eau chaude se trouve en partie supérieure et l'eau froide en bas.

Lorsque le capteur est échauffé par le soleil, le fluide caloporteur, c'est-à-dire l'eau sanitaire dans ce cas, se met en mouvement pour rejoindre le ballon. Ce dernier se vide à sa base d'une quantité correspondante d'eau froide qui retourne au capteur. En cas d'utilisation d'eau sanitaire, l'eau chauffée par le soleil va monter de la partie inférieure du ballon à la partie supérieure. Si ce système est simple et donc peu coûteux, il présente en revanche quelques inconvénients:

- une bonne stratification dans le ballon est souvent difficile à réaliser ce qui a pour conséquence qu'une grande partie du stockage est chauffée par l'appoint réduisant la contribution de l'énergie solaire;

- de plus, ce système ne peut être utilisé en cas de gel et doit même être purgé; à l'opposé, en cas de fort ensoleillement, la température peut fortement augmenter dans le ballon ce qui implique de prendre certaines précautions;
- le tracé de l'installation doit être aussi simple que possible pour réduire au maximum les pertes de charge dans le circuit (pas de pente inversée ni de point haut, peu de coudes,...).

Le tube sous vide est actuellement le capteur solaire ayant le meilleur rendement car l'absorbeur est encastré dans un tube de verre sous vide, le grand avantage de ce type de capteur est l'absence de déperdition de chaleur par le contact d'air sur le cuivre, la chaleur étant quasi « obligée » d'aller vers le liquide caloporteur.

Le tube en verre crée un effet de serre tout comme le font les vitres des capteurs plans. Ce type de capteur de conception plus compliquée est aussi plus cher et peut atteindre des chaleurs beaucoup plus élevées surtout en été où on peut avoisiner les 150 °C.

Avant d'établir cette étude, on va supposer que :

- l'écoulement est unidimensionnel
- le gradient de température entre la surface intérieure et extérieure est négligé.
- le couvert est opaque aux rayonnements infrarouges.
- les caractéristiques des matériaux sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques.
- la voûte céleste est assimilée à un corps noir pour les radiations de grandes longueurs d'ondes.
- le couvert est net de toute poussière ou autre saleté.

5.4 Echanges thermiques

5.4.1 Echanges convectifs

Les échanges convectifs entre la vitre et l'air ambiant sont donnés par :

$$Q_{cla} = h_{1c} S_1 (T_1 - T_{am}) \quad (5.25)$$

S_1 : surface de la couverture (m^2).

T_1 : température de la couverture ($^{\circ}K$).

h_{1c} : coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'air ambiant ($W / m^2 \text{ } ^{\circ}K$).

T_{am} : température ambiante. ($^{\circ}K$).

En convection naturelle et d'après les relations d'Holman, on donne h_{1c}

$$\text{En régime laminaire} \quad 10^4 < G_r, P_r < 10^9 \quad \text{et} \quad h_{lc} = \frac{1.32(T_1 - T_{am})}{d_1} \quad (5.26)$$

$$\text{En régime turbulent} \quad G_r, P_r > 10^9 \quad \text{et} \quad h_{lc} = 1.24(T_1 - T_{am})^{0.33} \quad (5.27)$$

D'après Mc Adams, on a:

$$R_e = 72770 d_1 V_{vent} \begin{cases} \text{Si } R_e < 1000 & h_{lc} = 0.32 + 0.34 R_e^{0.52} \\ \text{Si } R_e > 1000 & h_{lc} = 0.24 R_e^{0.6} \end{cases} \quad (5.28)$$

V_{vent} : vitesse du vent (m / s).

Le mouvement et la perturbation des molécules sont dûs à l'élévation de la température au niveau de la couche limite. Ceci provoque la dispersion des molécules et la couche devient moins dense, ainsi cette dernière remonte et les molécules se trouvant au dessus sont plus denses. Donc, elles descendent et ainsi de suite, ce qui implique la dominance de la convection.

5.4.2 Echanges conductifs

Elles existent entre l'absorbeur et le vitrage. Dans notre cas, le vide permet d'éliminer la convection mais pas la conduction. Ce type d'échange existe aussi au niveau de l'isolant. C'est un transfert de chaleur par conduction à travers la lame d'air du tube absorbant au vitrage. D'après Saccadura:

$$Q_{cd21} = 2S_2 \frac{2K_a \psi}{d_2} (T_2 - T_1) \quad (5.29)$$

K_a : conductivité thermique de l'air, $K_a = 0.0262 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ pour une température $T_a = 300 \text{ }^\circ\text{K}$.

ψ : Coefficient sans dimensions dépendant de la géométrie de l'absorbeur. ($\psi = 3.8$).

$$\psi = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_0^{\pi/2} \frac{r dT}{dr} \Big|_{r=d_1/2} d\beta \quad (5.30)$$

5.4.3 Echanges radiatifs

Les échanges radiatifs existent entre le vitrage et la voûte céleste

$$Q_{rlc} = S_1 h_{rlc} (T_1 - T_{am}) \quad (5.31)$$

h_{rlc} : coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel ($\text{w} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).

$$h_{rlc} = \frac{\epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_c^4)}{T_1 - T_{am}} \quad (5.32)$$

T_c : température de la voûte céleste (°K).

$$T_c = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (5.33)$$

σ : constante de Stéphane Boltzman $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ (w m}^{-2} \text{°K}^{-4}\text{)}$

ε_1 : émissivité de la vitre.

Les échanges radiatifs existent aussi entre le vitrage et la plaque absorbante

$$Q_{r21} = S_2 h_{r21} (T_2 - T_1) \quad (5.34)$$

$$h_{r21} = \frac{\sigma (T_2^2 - T_1^2) (T_2 - T_1)}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{S_2}{S_1}} \quad (5.35)$$

h_{r21} : est le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur. ($\text{w} / \text{m}^2 \text{°C}$).

S_2 : est la surface de la plaque absorbante. (m^2).

T_2 : est la température de l'absorbeur. (°C).

ε_2 : Émissivité de l'absorbeur.

Les échanges radiatifs entre le vitrage et le réflecteur

$$Q_{r1r} = S_1 h_{r1r} (T_1 - T_{am}) \quad (5.36)$$

$$h_{r1r} = \frac{\varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_c^4)}{T_1 - T_{am}} \quad (5.37) \quad [1] \dots [9].$$

5.5 Bilan thermique et résultats de la simulation numérique

En appliquant le principe de la variation de l'énergie interne, et en négligeant l'influence de l'épaisseur de la vitre, on aboutit à l'expression générale du bilan énergétique du capteur tubulaire sous vide:

$$\begin{cases} \text{Vitrage} \\ m_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = E_{\text{vitre}} + h_{r21} S_2 (T_2 - T_1) - (h_{r1c} + h_{1c}) (T_1 - T_{am}) + 4 S_2 \frac{K_a \Psi}{d_2} (T_2 - T_1) \\ \text{Absorbeur} \\ m_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = E_{\text{absorbeur}} - h_{r21} S_2 (T_2 - T_1) - 4 S_2 \frac{K_a \Psi}{d_2} (T_2 - T_1) - Q_t \end{cases} \quad (5.37)$$

E_{vitre} : puissance absorbée par la vitre (W).

$E_{\text{absorbeur}}$: puissance absorbée par l'absorbeur (W).

Q_t : énergie utile recueillie par le fluide (W).

Dans la section suivante, nous avons utilisé le programme TRNSYS qui est l'un des rares outils fondés sur une structure modulaire permettant de telles simulations, mais il s'agit en fait d'un outil surtout destiné aux universitaires plutôt qu'aux professionnels du bâtiment et des dispositifs solaires.

Nous avons choisi trois types de modèles faisant partie de la bibliothèque de l'outil de simulation TRNSYS 15 et 16 pour évaluer les températures de la sortie de l'eau chauffée par deux capteurs solaires tubulaires sous vide et par un capteur solaire plan à eau. Les résultats fournis par notre modèle proposé ont été comparés avec ceux donnés par le programme de simulation TRNSYS. Les modèles ont été choisis de sorte que la liste des paramètres d'entrée correspond le plus possible à celle utilisée dans notre modèle conçu. [10], [11].

Chauffe eau solaire plan à eau (Trnsys 16)	Capteur solaire tubulaire sous vide (Trnsys 15)
Surface totale $A = 2.2 \text{ m}^2$	Surface totale $A = 2 \text{ m}^2$
Débit examiné = 5.8 kg / hr m^2	Débit d'entrée = 17 kg / hr
Débit de charge = 25 kg / hr	Débit aux conditions d'essai = 3 kg / hr m^2
Angle d'incidence du rayonnement sur la surface du capteur = 45°	Température d'entrée = $25 \text{ }^\circ\text{C}$
Capacité calorifique $C_p = 4.19 \text{ kJ/kg/}^\circ\text{K}$	Capacité calorifique $C_p = 4.19 \text{ kJ/kg/K}$
Coefficient de perte d'écoulement = $10 \text{ kj / hr }^\circ\text{K}$	$T_{am} = T_{\text{initiale}} \text{ du fluide} = 25^\circ\text{C}$
Distance verticale entre le collecteur d'entrée et le collecteur de la sortie = 0.75 m	
Distance verticale entre la sortie de la cuve et l'entrée du collecteur = 0.25 m	
Réflectivité du sol (l'albédo) = 0.2	

Tableau (5.1) : Quelques paramètres des trois chauffe eau solaires utilisés

Le standard ASHRAE 93-86 et le document SRCC RM-1. ([12]... [15]) donnent le standard test à réaliser pour la détermination des performances du capteur thermique. Le rendement thermique est calculé par :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G_T} = \frac{\dot{m} C_p (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})}{A_c \cdot G_T} \quad (5.38)$$

\dot{m} : le débit massique

Pratiquement, il faut que les tests se fassent symétriquement autour de midi. Dans ces conditions, on calcule le rendement thermique instantané du capteur selon la formule précédente et on trace le graphe du rendement en fonction de T^* [$\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{w}$] telle que :

$$T^* = \frac{(T_{\text{entrée}} - T_{\text{am}})}{G_T} \quad (5.39)$$

5.5.1 Confrontation de la température de l'eau à la sortie du capteur avec des valeurs mesurées expérimentalement. 24 juin 2006.

Cette installation est composée de 18 collecteurs. Ces capteurs sont montés sur une structure métallique d'inclinaison 45° . Chaque collecteur est formé de tubes à vide en verre. Un absorbeur en cuivre à revêtement sélectif est intégré à chaque tube sous vide. Il garantit un niveau d'absorption élevé du rayonnement solaire et de faibles émissions de rayonnements calorifiques. Ces capteurs permettent d'atteindre de hautes températures nécessaires au fonctionnement des machines à absorption. De plus ils gardent un rendement important à haute température.

Bien que les testes et les expériences se diffèrent dans les détails, nous sommes donc obligés de mesurer:

- La température d'entrée du fluide. (Figure 5.15).
- La température de sortie du fluide. (Figure 5.15).
- Le débit massique
- L'éclairement solaire incident. (Figure 5.14).
- La vitesse du vent et sa direction

Les tests se font au cours de la journée du 24 juin 2006 où nous n'avons pas effectué l'opération du soutirage.

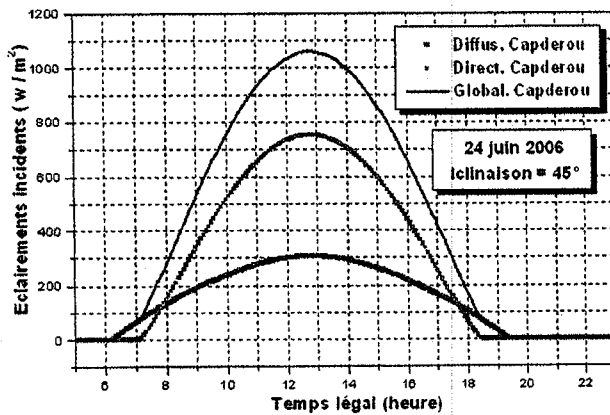


Fig. (5.14): Eclairéments incidents sur le capteur tubulaire sous vide

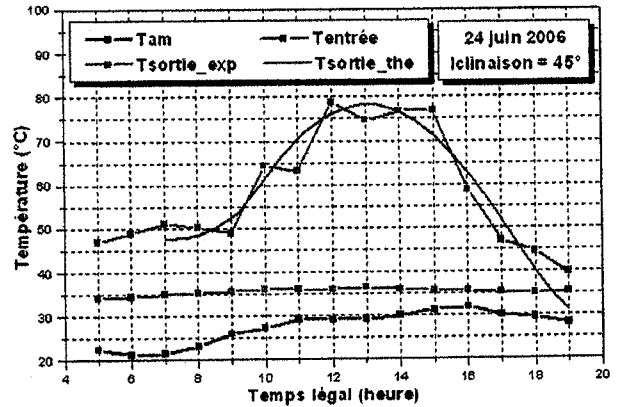


Fig. (5.15): Différentes températures associées à la journée du 24 juin 2006

5.5.2 Etude comparative entre un capteur solaire tubulaire sous vide et un capteur solaire plan à eau

L'ensemble du système ainsi que le modèle de chauffe eau solaire simulé par TRNSYS 16 est représenté par la figure 5.16 ci-dessous. Le système est composé d'un capteur ('Type45a'), les autres modules apparaissant dans la figure servent à tracer les sollicitations ('Plotter 1, Plotter 2 et Plotter 3') à partir des données météorologiques stockées dans le module (Weather).

Le module Plotter 1 donne une figure qui représente les comportements de la température ambiante et des températures d'entrée et de sortie du capteur. Plotter 2 (figure 5.18) donne la variation de l'éclairement incident absorbé par la surface du capteur. La commande Plotter 3 donne la variation instantanée des débits d'entrée et de sortie de l'eau.

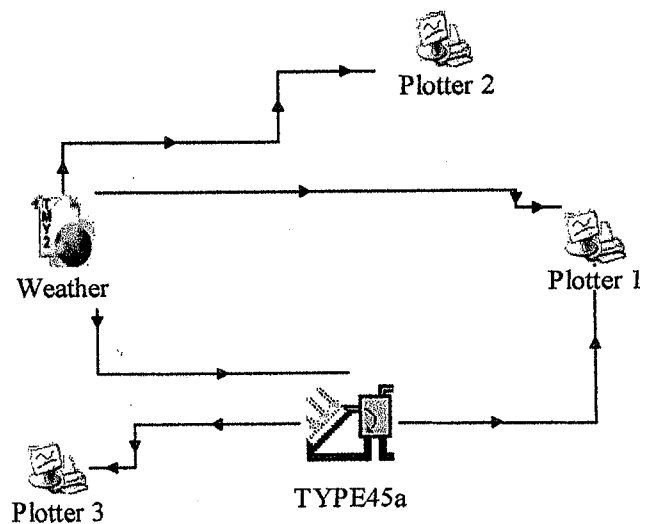


Fig. (5.16):
Modèle de chauffe
eau solaire plan à eau dans
TRNSYS 16

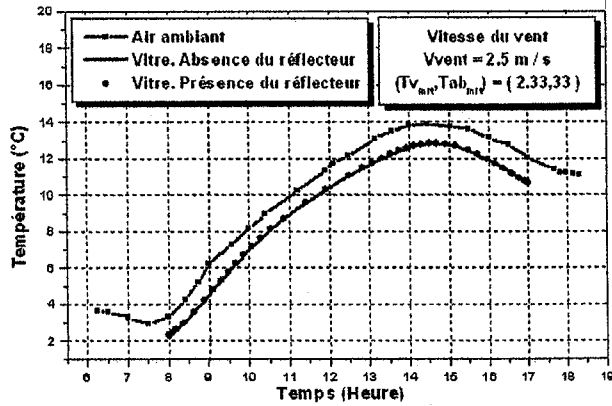


Fig. (5.17): Températures de la vitre et de l'air ambiant

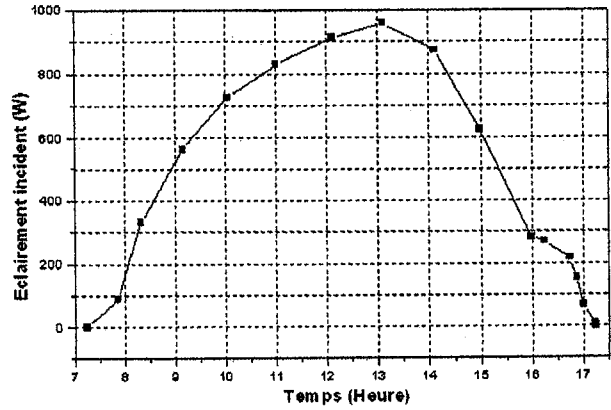


Fig. (5.18): Eclairement incident sur la surface du capteur

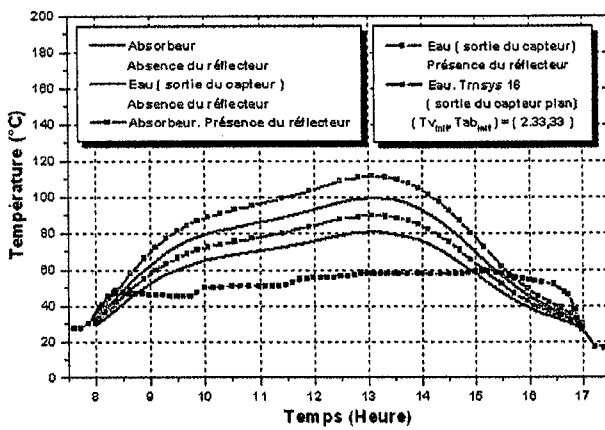


Fig. (5.19): Températures de l'absorbeur et de l'eau à la sortie du capteur

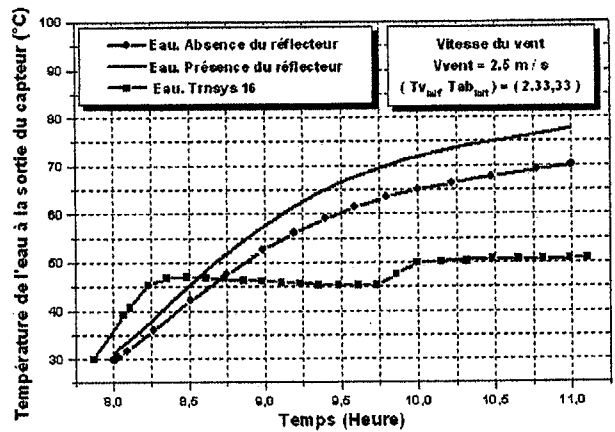


Fig. (5.20): Température de l'eau à la sortie du capteur

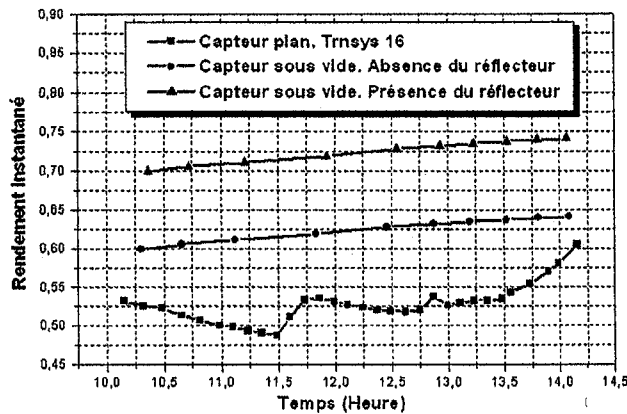


Fig. (5.21): Rendement instantané

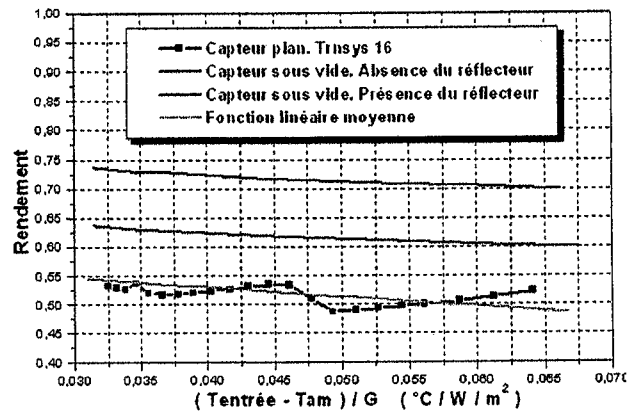


Fig. (5.22): Rendement selon le standard d'Ashrae 93 - 86

5.5.3 Eude comparative avec deux capteurs solaires tubulaires sous vide

L'ensemble des systèmes ainsi que les modèles des chauffe eau solaires tubulaires sous vide simulé par TRNSYS 15 dans cette fois ci, sont représentés par les deux figures 5.23 et 5.24. Le système est composé de deux capteurs de Type 71 et 538. Les autres modules apparaissant dans les figures servent à tracer les sollicitations (on-line_T65, on-line_T65-2') à partir des données météorologiques annuelles stockées dans le module (Weather_T9a). L'objet (Radiation_T16a) calcule les éclairagements incidents pour chaque jour associé.

La commande on-line_T65 donne une figure qui représente les variations des différents éclairagements incidents. Tandis que l'autre (on-line_T65-2) représente la variation de la température de l'eau à la sortie du capteur.

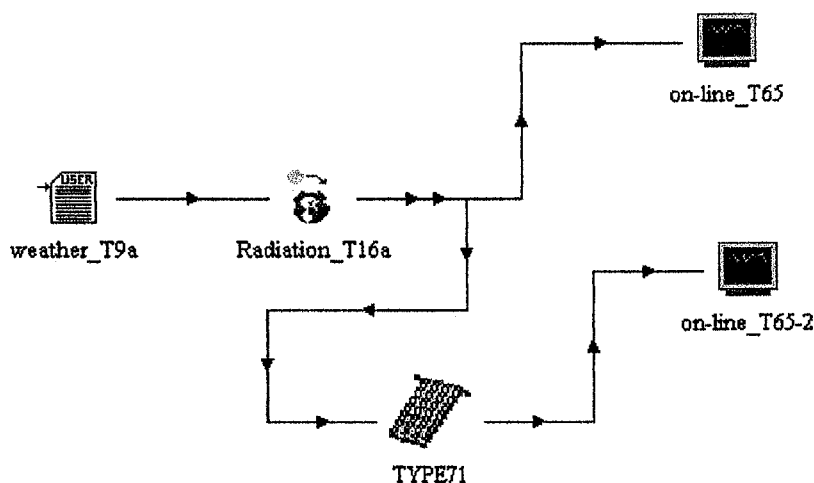


Fig. (5.23):
Modèle d'un capteur
tubulaire sous vide 1.
TRNSYS 15

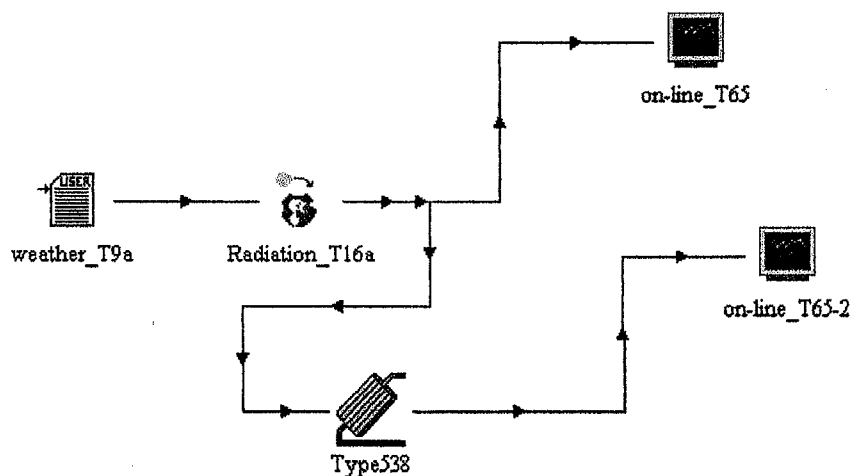


Fig. (5.24):
Modèle d'un capteur
tubulaire sous vide 2.
TRNSYS 15

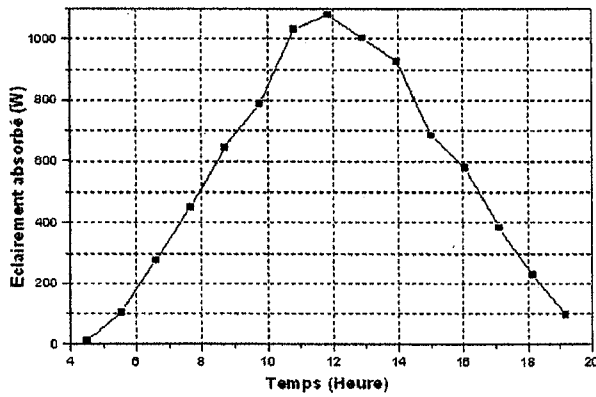


Fig. (5.25): Eclairage incident sur la surface du capteur

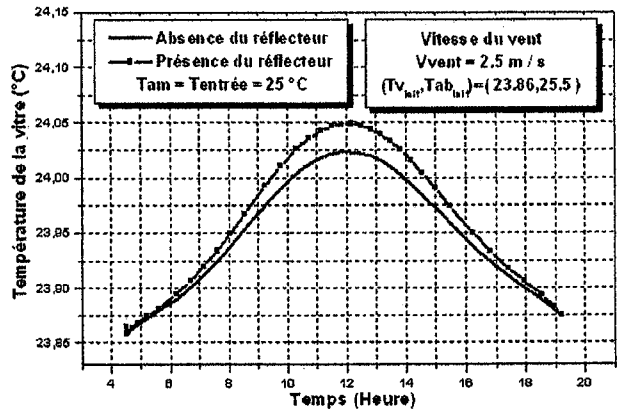


Fig. (5.26): Température de la vitre

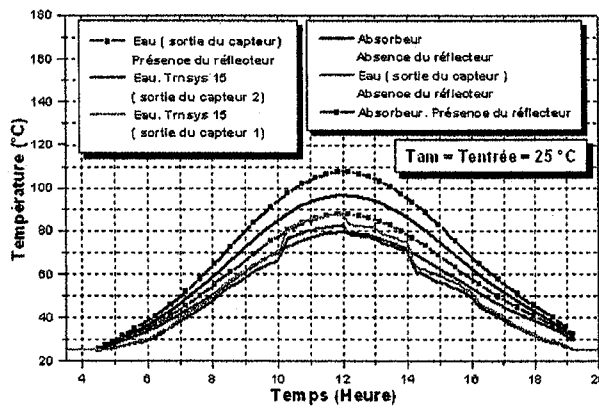


Fig. (5.27): Températures de l'absorbeur et de l'eau à la sortie du capteur

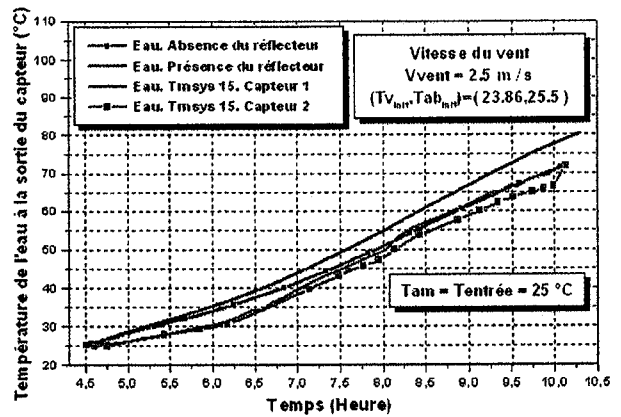


Fig. (5.28): Température de l'eau à la sortie du capteur

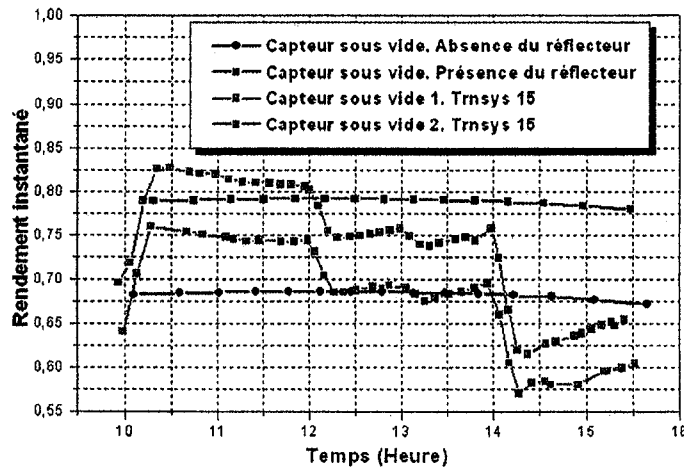


Fig. (5.29): Rendement instantané

5.5.4 Interprétation des résultats

Les températures de l'absorbeur et de l'eau à la sortie du capteur sont représentées dans les figures (5.19), (5.20), (5.27) et (5.28). La température de l'absorbeur est la plus élevée. Ces résultats peuvent être justifiés par le grand coefficient d'absorption pour le rayonnement solaire visible et d'autre part, par son faible coefficient d'émission pour le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde.

On peut dire à travers les figures (5.17) et (5.26) que la température de la vitre est généralement de l'ordre de la température ambiante. Elle varie en fonction de la vitesse du vent. Selon le modèle établi, elle peut atteindre des valeurs inférieures par rapport à la température ambiante. On peut tirer par une simple étude que l'augmentation de la vitesse du vent provoque une diminution de la température de la vitre pour une journée froide. Ce phénomène est expliqué essentiellement par l'isolation (vide) effectuée qui élimine les échanges par convection entre l'absorbeur et la vitre. Ces conditions n'empêchent pas la présence de quelques échanges par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre puisque la couche sélective possède un facteur d'émission faible. Même l'effet de serre n'est pas très important à un certain point, puisque ce phénomène physique prouve leur considérable impact lors de la présence des mouvements moléculaires de l'air. En d'autres termes, la température de la surface intérieure de la vitre est continuellement bombardée par les rayonnements infrarouges, elle augmente par l'intermédiaire des molécules d'air mises en mouvement. Mais, puisque l'espace intertubulaire mis en jeux est vidé, donc l'effet de serre n'est pas vraiment considérable.

Les figures 5.21, 5.22 et 5.29 montrent la variation du rendement instantané des différents capteurs. Nous avons confirmé que l'élimination des courants d'air dus à la convection intertubulaire contribue à l'amélioration du rendement instantané du capteur.

Une tôle en aluminium placée en arrière des tubes cylindriques, permet de récompenser et de récupérer une portion intéressante de l'énergie vers l'absorbeur, ce qui va par conséquence, améliorer les performances (rendement) du capteur.

Le rendement instantané est plus important pour des faibles débits. Cela peut s'expliquer que durant le passage de l'eau, le fluide à faible débit massique a un temps d'échange largement suffisant.

La vitesse du vent a tendance à diminuer le rendement instantané du capteur solaire. Cette diminution est due au coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle à l'extérieure de la vitre, coefficient qui est proportionnelle à la vitesse du vent.

5.6 Conclusion

Au cours de cette étude, nous avons essayé de mettre en évidence l'intérêt de l'exploitation de l'énergie solaire et l'efficacité des capteurs. Les capteurs solaires à tubes sous vide sont les plus chers du marché, mais il s'agit de la technologie la plus efficace pour produire de l'eau très chaude ou pour être utilisée en climat très froid, toute l'année. L'analyse des résultats montre que les installations étudiées, peuvent contribuer à développer les différentes applications de l'énergie solaire, tels que les cycles à absorption et le chauffage de l'eau sanitaire.

Bien que l'étude et l'approfondissement de modèles de capteurs solaires tubulaires sous vide permettent d'élaborer des modèles de capteurs intégrés au bâtiment par exemple. Ces modèles sont implémentés en objets informatiques qui sont chaînés à un programme de calcul thermique. TRNSYS. Ce type d'outil devient un élément incontournable pour valider le concept énergétique ainsi que pour développer et d'expérimenter des approches innovatrices.

Pour recueillir le maximum d'énergie dans notre capteur solaire sous vide, il faut avoir et utiliser:

- un faible coefficient d'émission de l'absorbeur
- un coefficient d'absorption maximum toujours au niveau de l'absorbeur.
- un miroir placé en arrière des tubes tubulaires sous vide pour compenser et récupérer une quantité d'énergie supplémentaire vers l'absorbeur. Un miroir en argent pur doté d'un haut degré de réflexion, renvoie mieux que l'aluminium les rayonnements du soleil vers l'absorbeur hautement sélectif

En d'autres termes, il est recommander de limiter les pertes aussi bien par convection, par conduction que par rayonnement. Les performances thermiques sont déterminées par son rendement instantané.

Ces types de capteur conservent un meilleur rendement même en hiver. En effet, ils captent très bien les rayons solaires obliques de l'hiver et le vide dans chaque tube assure une parfaite isolation thermique. C'est une solution idéale pour les régions ensoleillées et froides.

Bibliographie

- [1] K. Boulakhras. « Etude Comparative des Performances d'un Capteur Solaire Sous Vide et d'un Capteur Solaire Ordinaire ». Thèse de Magister en Energétique. Option Photothermique. (1998). Université de Constantine.
- [2] J.F. Sacadura, « Initiation aux Transferts Thermiques ». Technique et Documentation, Paris 1978. Chapitre 4. Transfert de Chaleur par Convection.
- [3] J.A. Duffie and W.A. Beckman, « Solar Energy Thermal Processes ». Second Edition. Wiley Interscience, New York, 1974.
- [4] J P Praène, F Garde, Fr Lucas, « Simulation et Optimisation d'un Système de Rafrâchissement Solaire par Absorption Couplé à un Bâtiment ». IBPSA France 2006 à La Réunion – 2 & 3 Novembre 2006
- [5] R.F. Mechlouch, A.Ben Brahim, M.Bourouis, A.Coronas, « Etude d'un Champ de Capteur Solaire à Vide dans le Climat de l'Espagne (Tarragona: lat.41°,63'N, long.1°15,2'E) ». 12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005.
- [6] G.L. Morrison, I. Budihardjo, M. Behnia. « Measurement and Simulation of Flow Rate in Water in Glass Evacuated Tube Solar ». Water Heater Solar Energy 78 (2005) 257–267.
- [7] G.L. Morrison, I. Budihardjo, M. Behnia. « Water-in-glass Evacuated Tube Solar Water Heaters ». Solar Energy 76 (2004) 135–140.
- [8] L.Bofeng. « The Progress and Prospect of Middle/High Temperature Evacuated Tubular Solar Collector ». Renewable Energy 24 (2001) 539–544.
- [9] T. Beikircher, G. Goldemund and N. Benz. « Gas Heat Conduction in an Evacuated Tube Solar Collector ». Solar Energy Vol. 58, No. 4-6, pp. 213-217, 1996.
- [10] R. Billon, N. Blair, D. Bradley, W. Keilholz, C. Newcomb, F. X. Rocca. « SIMCAD 1.3 For TRNSYS ». User Manual and Tutorial. Manual Revision 2, October 2001.
- [11] Klein S. A. et al, TRNSYS, Version 14.2. « User Manual ». Solar Energy. Laboratory, University of Wisconsin. (1996).
- [12] ASHRAE Standard 93-86, « Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors ». American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, (1986).
- [13] SRCC Document RM-1, « Methodology for Determining the Thermal Performance Rating for Solar Collectors ». Solar Rating and Certification Corporation, Florida, (1994).
- [14] K. G. T Hollands, T. E Unny. G. D Raithby and L Lonicek, « Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers ». Transactions of ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 189, (1976).
- [15] Y Yiqin., K.G.T Hollands, A.P Brunger, « Measured Top Heat Loss Coefficients for Flat Plate Collectors with Inner Teflon Covers ». Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society, Denver, Colorado, USA, August 19-23, pp. 1200, (1991).

Conclusion générale

Les énergies renouvelables nous proposent de multiples façons de produire de l'énergie. Un choix centralisateur nous amène souvent à privilégier plusieurs sources énergétiques, sans véritablement analyser le bien-fondé de cette attitude. Dans cette thèse, nous avons utilisé l'énergie la plus appropriée à l'usage. (Le solaire). Cette source énergétique a des avantages planétaires, on cite à titre d'exemple:

- le coût de son extraction (le soleil est gratuit !).
- le caractère renouvelable.
- l'impact sur l'environnement

Ces études montrent qu'il est possible d'exploiter le soleil dans plusieurs applications notamment dans l'habitat, le chauffage de l'eau et le séchage solaire. C'est pourquoi elles se sont plutôt focalisées sur quelques dispositifs solaires.

En ce qui concerne les systèmes thermiques à eau, des modèles simplifiés de capteur solaire plan à eau ont été sélectionnés. On peut dire que le chauffe-eau solaire valorise en toute sécurité une énergie naturelle, propre, et inépuisable et évite le rejet dans l'atmosphère de l'oxyde de carbone:

- l'eau produite à bonne température (de l'ordre de 45 à 60°)
- les économies représentent 50 à 70% des dépenses d'énergies nécessaires à la production d'eau chaude.
- Son coût est très abordable (entre 30.000 à 100.000 DA)
- Un capteur solaire plan à eau de type MEGASUNG par exemple n'est pas seulement un produit qui rend notre vie facile, ce n'est pas un luxe. A l'avenir le choix de ces systèmes sera tout simplement indispensable.

La crise des années 70 a réactualisé l'intérêt pour l'architecture bioclimatique. Les principaux soucis des bâtisseurs furent alors d'obtenir les meilleures performances énergétiques au moindre coût. De nouveaux isolants très performants comme le polystyrène et peu chers furent largement utilisés. Comme la plupart des maisons construites aujourd'hui à Ghardaïa seront toujours intactes lorsqu'on aura épuisé les réserves d'énergies combustibles, il faut absolument tenir compte des principes de l'architecture bioclimatique. Le chapitre 2 répond à quelques questions telles que l'effet possible de l'isolation thermique sur la minimisation des consommations de

refroidissement et de chauffage et l'effet de quelques paramètres qualitatifs comme l'inertie thermique de la pierre. En simplifiant, on peut dire que pour pouvoir limiter l'augmentation de la demande énergétique d'un habitat, il faut agir au moins sur un point très importante. Conception des bâtiments très bien isolés. Il faut particulièrement des isolants sur les parties ayant un contact avec l'air extérieur et en ce qui concerne les cloisons intérieures et les planchers, des matériaux qui absorbent l'énergie très vite (stratégie du chaud) et la restituent également rapidement.

Une des spécificités des modèles développés dans le chapitre 4 est de pouvoir prendre en compte l'interaction thermique massique qui est présentée explicitement par un fort couplage existant dans le processus de séchage convectif de la boue. Nous avons prouvé que nous pouvons facilement réaliser des séchoirs solaires directs de type serre et avec seulement des outils et des matériaux localement disponibles. C'est pourquoi dans le contexte national de l'épuration des eaux usées, l'opération de séchage solaire sous serre et la gestion des boues hydratées sont devenues des activités cruciales et indispensables.

Les résultats expérimentaux de l'étude du séchage ont été confrontés aux résultats théoriques pour affiner et valider les résultats prédits par la simulation numérique. Les comparaisons des résultats observés et mesurés se sont avérées souvent très satisfaisantes, tant au niveau des transferts couplés de chaleur et de masse qu'au niveau de l'évaluation des vitesses de séchage.

Nous avons, dans un cinquième chapitre, donné des études comparatives et asymptotiques de quelques modèles mathématiques conçus pour un capteur solaire tubulaire. Cette comparaison montre que le capteur sous vide est le plus performant des capteurs solaires à condition que le tube doive être parfaitement hermétique. Dans le cas inverse, sa performance chute fortement. Les modèles réels développés ont été dans la majorité des cas validés et ont permis de donner des interprétations sur le comportement observé.

Un bon rendement grâce au vide: 18 tubes de verre sous vide captent de manière très efficace l'énergie solaire et vous fournissent non seulement de l'eau chaude, mais aussi un appoint au chauffage. Un miroir intégré en inox pur doté d'un haut degré de réflexion, renvoie les rayonnements du soleil vers l'absorbeur hautement sélectif. Grâce à cette technologie, les capteurs solaires à tubes sous vide et caloducs, Tecnisun n'ont pratiquement aucune déperdition et possèdent donc un rendement très élevé. 85 % du rayonnement solaire est absorbé par les tubes sous vide. Les capteurs plans ont les mêmes capacités d'absorption mais subissent des pertes, souvent 3 à 4 fois plus importantes.

Nous souhaitons enfin, que ce travail puisse contribuer à sensibiliser davantage les étudiants sur l'intérêt de ce thème, et que notre modeste thèse trouvera sa place dans les laboratoires de notre université.