

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPEREUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MENTOURI DE CONSTANTINE

FACULTE DES SCIENCES DE LA TERRE, DE LA GEOGRAPHIE
ET DE L'AMENAGEMENT DU TERRITOIRE

DEPARTEMENT D'ARCHITECTURE ET D'URBANISME

N° d'Ordre

Série

THESE

pour l'obtention du diplôme de Doctorat Es science

Option : **ARCHITECTURE**

Présenté par :

BENCHEIKH HAMIDA

Thème :

**ETUDE ET REALISATION D'UN SYSTEME DE
REFROIDISSEMENT PASSIF EN UTILISANT UNE
TOITURE RADIO-EVAPORATIVE DANS LES CLIMATS
CHAUDS ET ARIDES**

Sous la direction de : Pr. Ammar BOUCHAIR

Jury :

Président	Ben Salem rafik	Professeur	EPEAU d'Alger
Rapporteur	Bouchair Ammar	Professeur	Université de Jijel
Membre	Rouag Djamilia	Maître de conférence	Université de Constantine
Membre	Benamara Yasmina	Maître de conférence	Université de Constantine
Membre	Bourbia fatiha	Professeur	Université de Constantine

Soutenance le. **09/4/2007**

إهداء

أهدي هذا العمل المتواضع المتمثل في أطروحة دكتوراه
إلى الوالدين العزيزين الدان أنشآني وتعبا في تربيتي أنفقا على تعليمي حتى وصلت
إلى هذه المرحلة .
إلى زوجتي التي تحملت عيى وساعدتني على القيام بهذا العمل.
إلى الأبناء والبنات درداء , ريثاء , سلسبيل و وجيه على عدم إزعاجي خلال
القيام بهذا العمل.
إلى كل الأخوة والأخوات وأسرههم وأفراد أسرة زوجتي من إخوة وأخوات .

Remerciements

Le présent travail est le fruit d'une recherche de très longue haleine. Il a été effectué à l'université de Ammar Tiledji de Laghouat.

J'exprime toute ma reconnaissance au professeur Ammar Bouchair, Directeur du laboratoire de recherche Cadre Bâti et Environnement, qui a assuré la direction de cette étude et qui a rendu possible la soutenance. Ses compétences scientifiques et sa constante disponibilité m'ont permis de mener à bien ce travail. Mes sincères remerciements lui sont adressés. Je le remercie de m'avoir encouragé à être le plus court et le plus clair possible. Sa vigilance critique et amicale m'a encouragé à isoler la présentation hypothético-déductive de l'argumentation et m'a permis d'éviter de nombreux écueils.

Je remercie Professeur Jean-Rodolphe Puiggali et à Monsieur Jean Luc Battaglia pour m'avoir accueilli à différents moments au laboratoire TREEFL de l'Université de Bordeaux en France. Cela m'a permis d'approfondir les fondements de la performance et de la modélisation thermique.

Je remercie vivement tous les membres de jury, qui m'ont fait l'honneur de présider et examiner la thèse.

Mes derniers remerciements s'adressent à toute ma famille. Je remercie tout particulièrement mes filles, Darda, Raïtha, Salsabil, mon enfant, Ouajih, ma femme, Amel et mes parents qui m'ont toujours aidé, soutenu et encouragé au cours de mes études et, bien évidemment, de cette thèse qui sans leur soutien n'aurait pu être réalisée. Merci enfin à Caroline pour son aide et son soutien inconditionnel.

Laghouat, le 2 septembre 2006

Résumé:

En climat chaud et aride, tel que ce de Laghouat au sud algérien, la région de notre étude, le problème majeur qui cause l'inconfort thermique humaine en été est la chaleur excessive. Et par conséquent, le refroidissement de l'espace est le facteur le plus désirable par les occupants. Ceci impose l'usage des appareils électrique de refroidissement pour une période plus longue que celle du chauffage entraînant une consommation effrénée de l'énergie électrique, et une facture lourde à payer pour les occupants. Plusieurs exemples de constructions traditionnelles répondent déjà à cette préoccupation sont disponibles dans l'architecture vernaculaire du Sud algérien.

Plusieurs exemples des constructions qui répondent bien à ces contraintes climatiques ont été trouvés dans l'architecture du pays dans le sud d'Algérie. Le tissu cellulaire compact avec des surfaces d'exposition minimal au soleil, des surfaces blanches à la chaux pour réduire l'absorptivité, des façades aveugles, des patios, de la végétation pour produire de l'humidité et de l'ombre, des constructions lourdes avec des matériaux de capacité thermique élevée sont commun dans la plupart des régions arides comme dans le cas des villes de M'Zab dans le sud algérien.

Malgré l'utilisation de certains systèmes de refroidissement passif, on remarque que dans les milieux urbains la partie la plus exposée aux rayons solaires directs et diffusés durant la journée est la toiture, ce problème est résolu par certains chercheurs par l'utilisation, des peintures réfléchissantes, végétation sur terrasse, bassin d'eau, sable humide et l'arrosage, ces systèmes demandent une quantité d'eau importante pendant la période estivale pour remplacer l'eau vaporisée où l'eau généralement dans ces régions est rare. Donc la recherche d'un système plus efficace est moins coûteux nous conduit à choisir la toiture radio-évaporative.

De plus, plusieurs enquêtes qui ont été menées montraient qu'on peut avoir des solutions multiples au problème de la chaleur excessive. Cependant, ces solutions souffrent de leur inefficacité. Les espaces peuvent être refroidis en améliorant la performance des toits. Surtout, les toits sont les surfaces les plus exposées au rayonnement solaire direct et peuvent causer un gain excessif de chaleur, notamment dans la saison estivale. L'usage des matériaux à basse émissivité dans le grenier d'un toit réduit bien la température de la surface du plafond au dessous qui à son tour baisse la température de l'air de la pièce.

L'évaporation comme moyen de rafraîchissement dans les bâtiments en climats arides et chauds est ainsi devenu un sujet attirant pour beaucoup de chercheurs.

Le présent travail est basé principalement sur deux parties distinctes. Une analyse théorique et une autre expérimentale. Dans la partie théorique, un modèle mathématique dynamique a été développé pour prédire la performance d'un toit evapo-rélecteur pour les bâtiments situés à Laghouat. Le système refroidissant consiste en un toit composé d'un plafond en béton et en plaque aluminium, séparée par un air gap rempli de cailloux immergés dans un bain d'eau. Les plaques d'aluminium, reflètent les radiations pendant la journée, un traitement externe du toit fournit le transfert de la masse à l'extérieur (vapeur de l'eau). Le soir, la température de la plaque d'aluminium baisse au-dessous de la température de la surface supérieure des cailloux arrosés. La vapeur à l'intérieur se condense et chute par gravité. Ce phénomène « pipe de chaleur » transmet la chaleur vers l'extérieur. L'échange de chaleur est amélioré par radiation entre deux surfaces internes humides. L'efficacité de ce système de refroidissement est étudiée en utilisant la méthode des différences finies. Les calculs numériques qui ont été exécutés pour diverses températures et radiations solaires ont montré que le refroidissement produit par ce système est significatif. Par conséquent, la température moyenne de l'air dans la pièce peut être gardée quelques degrés au-dessus de la température minimale de l'air extérieur pendant le jour. Encourageant la ventilation naturelle, de la construction, le soir, peut abaisser d'avantage la température de l'air à l'intérieur de 3 à 4°C.

La validation des résultats théoriques a été exécutée par le travail expérimental. Deux modèles identiques ont été construits dans Laghouat (33.6N et 2.56E) au centre sud d'Algérie. Le premier modèle de l'épreuve nommé (a), ayant un système de toit refroidissant passif, composé de deux zones : zones 1 ; qui est boîte aluminium (0.70m par 0.70m par 0.50m), et zones 2 ; composée d'un cube de dimensions (0.70m x 0.70m x 0.90m). Les surfaces externes du toit ont été couvertes par l'isolant du type polystyrène d'épaisseur de 0.04m. Le deuxième modèle de l'épreuve était un modèle de référence nommé (b) identique à (a) mais en excluant le système refroidissant. Le toit était un drap d'aluminium simple. Ces deux modèles expérimentaux ont été construits pour comparer la température de l'air intérieure et savoir l'efficacité du système refroidissant. La température de l'air intérieure de deux structures de l'épreuve a été simulée et mesurée autour l'horloge pendant le jour de l'été du 21 juillet 2004.

Quoique, la température de l'air intérieure obtenue par mesure est relativement inférieur à celle obtenue par simulation dans certaine périodes du jour (entre 6 et 15 pm) et (entre minuit et 4 am), les résultats théoriques et expérimentaux, tous deux, confirment à un certain degré l'utilité de la technique evapo-rélectrice dans l'abaissement de température ambiante de la pièce et ainsi la production du froid.

Abstract:

In hot climates, such as in Laghouat region in southern Algeria, the area of our investigation, excessive heat is the major problem that causes human thermal discomfort. Space cooling is therefore the most desirable factor for the inhabitants. This impose the use of electrical apparatus for longer periods of cooling than for heating causing an over consumption of electrical energy and high cooling bills for the occupants. Various examples of dwellings to respond to these climatic constraints were found in vernacular architecture in the south of Algeria. Compact cellular layout with minimum external surface exposure to the sun, whitewash surfaces to reduce absorptivity, blind external facades, courtyards, vegetation to provide humidity and shade, heavy buildings with high thermal capacity materials are common passive features in most hot arid climates such Mزاب settlements in southern Algeria. Moreover, several investigations were performed and showed that there can be multiple solutions to the excessive heat problem. However, these solutions have only limited efficiency. Space cooling can also be achieved by improving of the performance of roofs. This is because the roofs are the most exposed surfaces to direct solar radiation and can cause excessive heat gain in hot periods. The use of low emissive material in the attic of a roof reduced the underside ceiling surface temperature which lowered the room air temperature. Evaporative cooling approach for passive cooling of buildings in hot arid climates has also become an attractive subject of investigation for many researchers.

The present work is mainly based on two parts; theoretical analysis and experimental investigation. In the theoretical part, a dynamic mathematical model has been developed to predict the performance of an evapo-reflective roof for buildings situated in Laghouat. The cooling system consists of a roof composed of concrete ceiling and flat aluminium plate, separated with air space partially filled with rocks and small quantity of water. Low emissive aluminium sheet with white painting on the upper surface, reduces the heat transfer

by radiation during the daytime, an external treatment of the roof used to provide mass transfer to the outside (water vapour). At night, the temperature of the aluminium sheet falls below the temperature of the rocks water upper surface. Water vapour inside the roof condensates and falls by gravity. This heat pipe effect carries heat outwards. Heat exchange is improved by radiation between two humid internal surfaces. The efficiency of this cooling system is studied using finite differences method. Numerical calculations performed for different external temperatures and solar radiation show that the cooling produced by such system is significant. As a result of this, the mean air temperature in the room may be kept a few degrees over the minimum outdoor temperature throughout the day. Allowing natural ventilation of the building in the evening could further, lower the indoor air temperature by 3 to 4°C.

The validation of the theoretical results was performed by the experimental investigation. Two identical test models were constructed in Laghouat (33.6N and 2.56E) in the south centre of Algeria.

The first test model named (a), have a passive cooling roof system, composed of two zones; zone one: was an aluminium box (0.70m by 0.70 m by 0.50m), and zone two consisting of box of (0.70m by 0.70m by 0.90m). The external roof surfaces were covered by heavy polystyrene insulations (0.04m thick) to minimize the heat load.

The second test model was a reference test model named (b) identical to (a) but excluded from cooling system. The roof was a simple aluminium sheet.

These two test models were built to compare the inside air temperature and know the efficacy of the cooling system.

The inside air temperature of two test structures were simulated and measured round the clock during the summer day (the 21st of July 2004).

Although, the inside air temperature obtained by measurement were a little lower than those obtained by simulation during certain time of the day (between 6 am and 15 pm) and (between midnight and 4 am), however, both theoretical and experimental results confirm to certain degree the usefulness of evapo-reflective technique in reducing ambient temperature of the room and producing the cooling effect.

ملخص:

في المناطق الحارة والجافة السهبية , الراحة في المباني السكنية هي الهاجس الوحيد للإنسان , كما هو الحال في مدينة الاغواط في الجنوب الجزائري , ميدان الدراسة المشكل الأساسي هو الحرارة الفائقة في فصل الصيف.لان فترة الصيف تدوم ستة شهور تقريبا, للتغلب على هذه المشكلة استعمل الإنسان مكيفات الهواء إلا أن هذا النوع من النظام يستهلك طاقة كبيرة ويتطلب صيانة ويلوث الهواء كما يساهم في رفع درجة حرارة الوسط العمراني.

عدة أمثلة لمباني تتألم مع مناخ المناطق السهبية الجافة بنيت قديما في هذه المناطق مثلا: المباني المتراسة مكونة نسيجا عمرانيا كثيف مما يقلل من مسحات الجدران الخارجية المعرضة لأشعة الشمس , المباني بجدران خارجية عديمة أو قليلة النوافذ, استعمال ألوان عاكسة لأشعة الشمس, وجود فضاءات الداخلية (وسط الدار) بها نافورات و مساحا خضراء لتطرح الرطوبة وتوجد الظل كما تستعمل مواد بناء ثقيلة ذات ناقلية ضعيفة وذات سعة كبيرة لتخزين الحرارة كما هو الحال في منطقة ميزاب بغرداية .

توجد حاليا عدة دراسات حديثة لمعالجة مشكلة الحرارة الزائدة في المباني, حيث يتركز معظمها في التعامل مع تقليل الحرارة المنقولة عن طريق الأسقف لان السقف هو الجزء الوحيد من المبنى الغير محمي من أشعة الشمس الذي يتعرض لها طوال ساعات اليوم . تمثلت هذه المعالجة في استعمال ألوان فاتحة عاكسة لأشعة الشمس (ألون الأبيض) و التقليل من تأثير الحرارة عن طريق تبخر الماء.

استعمال الأسقف العاكسة مع تبخر الماء في المباني في المناطق السهبية الجافة أصبح موضوع لدراسة حاليا . العمل المقدم ينقسم إلى قسمين رئيسيين هما: دراسة نظرية و تجريبية لنظام تبريد غير نشط باستعمال سقف عاكس لأشعة الشمس مع تبخر الماء. دراسة نظرية باستعمال نظرية الفروق المنتهية لمعرفة مرد ودية النظام المكون من بلاطة خرسانية وضع فوقها كمية من الحجر ذا السعة الحرارية العالية مغمورة في كمية من الماء , و السقف محكم الإغلاق بصفيحة من الألمنيوم لمنع أي تسرب لبخار الماء. الوجه العلوي للصفيحة مطلي بالون الأبيض لكي يعكس نسبة كبيرة من أشعة الشمس، هذا النظام اعتبر في الحساب مبني في مدينة الأغواط وسط جنوب الجزائر .

الفرق الكبير بين درجة الحرارة القصوى والدنيا المسجل يوميا في فصل الصيف في هذه المنطقة يسمح بتخزين البرودة ليلا في الأحجار الموجودة في السقف واستعمالها نهارا. مرد ودية هذا النظام درست باستعمال طريقة الفروق المنتهية الرياضية، في هذه الدراسة أخذ بعن الاعتبار التغير في درجات الحرارة وشدة الإشعاع الشمسي عبر ساعات اليوم. النتائج المتحصل عليها توضح أن هذا النظام ذا مروديه معتبر وقادر على خفض درجة الحرارة داخل المبنى أقل ببضع درجات من الحرارة الأدنى الخارجية. وبإضافة استعمال التهوية الطبيعية الليلية بفتح الباب والنافذة المجودين في المبنى بين الساعة الثامنة ليلا إلى الساعة صباحا (أي عندما تكون درجة الحرارة الخارجية اقل من أو تساوي درجة الحرارة داخل المبنى) يمكن أن يخفض درجة الحرارة داخل المبنى بثلاثة إلى أربعة درجات.

لأتأكد من هذه النتائج النظرية المتحصل عليها ، نمودجين مصغرين للغرفة أنجزا في مدينة الأغواط وسط جنوب الجزائر (على خط عرض +33.46° شمالا و +2.56° شرقا).

النموذج (aA) بنظام تبريد غير نشط في السقف متكون من منطقتين المنطقة العلوية(السقف) عبارة عن متوازي المستطيلات من الألمنيوم بالأبعاد التالية (0.70m x 0.70m x 0.50m) ، و المنطقة السفلى عبارة عن مكعب بإبعاد (0.70m x 0.70m x 0.90m) كل المساحات الخارجية معدا السقف معزولة ب 4سم من البوليستيران وهذا لتقليل انتقال الحرارة إلي الداخل عبر هذه المسحات و التأكد من مرد ودية هذا النظام.

النموذج (b) يشبه الأول تماما ماعدا السقف فهو عبارة عن سقف عادي بدون أي معالجة تقنية و هذا لمقارنة درجات الحرارة الداخلية في النموذجين (a) و (b).

تم قياس وحساب درجات الحرارة الداخلية في النموذجين (a) و (b) لمعرفة الفرق بين درجات الحرارة في النموذجين خلال 24 ساعة في يوم 21 جويلية 2004.

بالرغم من انه لوحظ فرق ضئيل بين درجات الحرارة الداخلية المحسوبة والمقاسة في فترتين من الزمن خلال اليوم بين الساعة السادسة صباح و الثالثة مساء و الفترة بين منتصف الليل والرابعة صباحا، إلا أن النتائج النظرية والتجريبية تثبت أن استعمال هذا النظام في المباني يمكن من تخفيض الحرارة الداخلية للغرفة وبتنح تبريدا داخليا مما يقلل من حمولة التبريد .

Table des matières

Introduction générale

1-Problématique.....	1
2- Objectifs de la recherche	2
3- Hypothèses	3
3-Méthodologie de la recherche	4

Chapitre I : Analyse et revue des méthodes traditionnelles de climatisation dans l'architecture des zones arides

I. 1 Introduction.....	7
I. 2 Techniques d'adaptation sur le plan urbanistique.....	8
1. 2.1 Choix du site d'implantation des agglomérations.....	8
1. 2. 2 Utilisation d'un tissu compact.....	9
I. 3 Techniques d'adaptation sur le plan architectural.....	11
I. 3.1 L'inertie de l'enveloppe.....	11
a- Les archétypes de l'habitation lourde.....	11
I.3.2 L'humidification des espaces.....	17
I. 3.3 La végétation.....	18
I.3.4 Protections solaires.....	20
a-Les moucharabiehs.....	21
b- Types de percements sur façades.....	22
c- Les espaces intermédiaires.....	25
d- Les murs acrotères.....	26
I.3.5 Les techniques du mouvement de l'air.....	26
a- Les Tours de vent.....	27
b- Les dômes.....	28
c- Les cours.....	29
I.3.6 Le rayonnement	31
a- Les toitures terrasses	31
I. 4 Conclusions.....	32

Chapitre II : Analyse bibliographique et synthèse des connaissances dans le domaine de refroidissement passif

II. 1 Introduction.....	35
II. 2 Refroidissement par ventilation.....	36

II. 3 Refroidissement par évaporation	37
II. 4 Refroidissement par l'inertie des matériaux ou de l'enveloppe.....	40
II. 5 Refroidissement en améliorant la performance thermique des toitures	41
II. 6 Conclusions.....	49

Chapitre III : Concepts et théories des phénomènes de rayonnement et d'évaporation dans la toiture

III. 1 Description de la toiture	51
III. 2 Toiture evapo-radiative.....	51
III. 3 Evaporation-condensation dans la toiture	53
III. 3. 1 Echanges couplés de chaleur et de masse dans la toiture	53
III. 3. 2 La température de la surface intérieure du plafond	56
III. 4 Rayonnement et convection.....	57
III. 4. 1 Nœud de surface extérieure de la feuille de l'aluminium.....	58
III. 4. 2 Echange radiatif entre le ciel et une toiture plane.....	72
III. 5 Peintures sélectives	73
III. 6 Conclusion	75

Chapitre IV : Simulation de la toiture radio-évaporative

IV. 1 Description de la cellule	81
IV. 2 Fonctionnement du système de refroidissement passif	81
IV. 3 Modélisation	83
IV. 3. 1 L'équation d'équilibre thermique de l'air intérieure dans la chambre.....	84
IV. 3. 2 Echanges couplés de chaleur et de masse dans la toiture	86
IV. 3.2. 1 Le développement des équations	87
IV. 3.2. 2 Interface intérieur	88
IV. 3.2. 3 Nœud d'une zone courante	90
IV. 3.2. 4 Nœud de surface supérieure du galet.....	93
IV. 3.2. 5 Nœud de la surface intérieure de la feuille de l'aluminium.....	96
IV. 3.2. 6 Nœud de la surface extérieure de la feuille de l'aluminium.....	97
IV. 3.3 Echange de chaleur cas d'un mur	99
IV. 3.3. 1 Nœud de la zone courante	100
IV. 3.3. 2 Interface intérieur	101

IV. 3.3. 3 Interface extérieur	102
IV. 3. 3. 3.1 Echange radiatif entre le ciel et une surface verticale.....	103
IV. 3. 3. 3.2 La température équivalente pour les radiations des ondes longues.....	103
IV. 3. 4 L'échange de chaleur cas d'un plancher.....	107
IV. 3. 5 L'échange de chaleur cas d'une fenêtre.....	108
IV. 3. 6 le flux de chaleur par ventilation naturelle.....	108
IV. 3. 7 Assemblage des matrices pour le calcul des températures.....	109
IV. 3. 8 Résolution des équations.....	112
IV. 4 Programme informatique.....	112
IV. 4. 1 Algorithme.....	112
IV. 4. 2 Organigramme.....	114
IV. 5 Résultats théoriques	115
IV. 6 Conclusions.....	118

Chapitre V : Etude expérimentale

V. 1 Données climatiques utilisées dans le travail expérimental	120
V.1.1 La température.....	120
V.1.2 La vitesse des vents.....	123
V. 2 Description et réalisation de la cellule expérimentale.....	123
V.2.1 Conditions à respecter.....	123
V.2.2 Description de la cellule.....	124
V.2.3 Fonctionnement du système.....	132
V.2.4 Réalisation	132
V. 3 Dispositif de mesure.....	132
V. 4 Mesure des températures de la cellule expérimentale.....	135
V. 5 Analyse et interprétation des résultats expérimentaux	136
V. 6 Conclusions.....	140

Chapitre VI : Comparaison et discussions des résultats théoriques et expérimentaux

VI. 1 Introduction.....	141
VI. 2 L'effet de volume d'air changé sur la température intérieure	141
VI. 3 Comparaison entre les température mesurées et calculées	145
VI. 4 Quelques remarques sur les résultats	148

VI. 5 Conclusions	149
Conclusions générale	151
Références bibliographiques	154
Annexes	159
Annexe 1 : Expressions de la température de rayonnement de la voûte céleste dans le cas d'un ciel clair.....	159
Annexe 2 : Transfert couple de chaleur et d'humidité (loi de Fick).....	161
Annexe 3 : Propriétés hygrométrique de quelque matériaux de construction.....	167
Annexe 4 : Programme Solaire.....	168
Annexe 5 : Programme Heat and Moisture Transfer.....	179
Résumé	184
Abstract	186
ملخص	188

Nomenclature

Symboles latins

- A : Surface (m²)
- C_{ai} : Capacitance de l'air intérieure ($J.K^{-1}$)
- C_{ae} : Chaleur spécifique de l'air extérieure ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
- C_{eg} : Chaleur spécifique équivalente de l'eau et galets ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
- E : Emissivité équivalente de deux surfaces
- F : Facteur de forme
- g : L'accélération gravitationnelle (m/s²)
- G : Radiations solaires incidentes en ondes courtes et longues ($w.m^{-2}$)
- Gvdt : Flux changé entre Tai e Tae à travers les parois extérieures. (w)
- H_r : L'humidité relative (%)
- I : Les radiation solaire totale ($w.m^{-2}$)
- I_j : Les radiation en ondes longues ($w.m^{-2}$)
- k_d : Facteur d'altitude du nuage (%).
- h_{ci} : Coefficient convectif de transfert de chaleur intérieur ($w.m^{-2}.K^{-1}$)
- h_{ce} : Coefficient convectif de transfert de chaleur extérieur ($w.m^{-2}.K^{-1}$)
- h_r : Coefficient de transfert de chaleur par radiation ($w.m^{-2}.K^{-1}$)
- $h_{c,wr,al}$: Coefficient convectif de transfert de chaleur entre les galet et l'aluminium ($w.m^{-2}.K^{-1}$).
- h_h : Coefficient d'échange superficiel de masse (m/s).
- L_v : La chaleur de vaporisation de l'eau ($J.kg^{-1}$)
- m : Masse en (kg).
- m_{abs} : Flux massique absorbé par la surface ($kg.m^{-2}.s^{-1}$)
- P_{vs} : Pression de la vapeur de l'air saturé (kPa)
- q : Le flux de chaleur unitaire ($w.m^{-2}$)
- q_c : Le flux de chaleur unitaire par convections ($w.m^{-2}$)
- q_i : Le flux de chaleur unitaire par conductions traversant une couche i ($w.m^{-2}$)
- q_r : Le flux de chaleur unitaire par rayonnement ($w.m^{-2}$)
- Q : Le flux de chaleur (w)
- Q_{cond} : Le flux de chaleur par conduction (w)

Q_{ray} : Le flux de chaleur par rayonnement (w).

Q_{conv} : Le flux de chaleur par convection (w).

Q_{int} : Le flux intérieur échangé par convection due à la lumière et les occupants (w)

Q_{ci} : Gain intérieur d'énergie par convection des surfaces intérieures (murs, plafond plancher, fenêtre et porte) (w).

Q_v : L'échange d'énergie par ventilation et infiltration de l'air extérieur (w).

Q_{rav} : Flux changé par rayonnement entre la toiture et la voûte céleste. (w)

Q_{cae} : Flux changé par convection entre la toiture et l'air extérieur. (w)

Q_{rs} : Flux dus à la radiation solaire. (w)

Q_{rga} : Flux changé par rayonnement entre la toiture et les galets (w)

Q_{cdy} : Flux changé par conduction entre les galets (w)

Q_{cga} : Flux changé par convection entre les galets et l'air dans la toiture (w)

Q_{rti} : Flux changé par rayonnement entre les parois internes et le plafond. (w)

Q_{cti} : Flux changé par convection entre l'air intérieur et le plafond. (w)

$S_1(\lambda, T_a)$: Energie rayonnée par le ciel en fonction de la longueur d'onde et la température

$S_2(\lambda, T_a)$: Energie rayonnée par un corps noir en fonction de la longueur d'onde et la température.

S_a : Le rapport entre l'énergie rayonnée par un corps noir pour $8 \leq \lambda \leq 13 \mu m$ et $0 \leq \lambda \leq 50 \mu m$

S_f : Le rapport entre l'énergie rayonnée par un corps noir et le ciel pour $8 \leq \lambda \leq 13 \mu m$

T_{ae} : Température de l'air extérieur. (°C)

T_{ai} : Température de l'air intérieur. (°C)

T_{al} : La température de la face supérieure de l'aluminium (°C)

T_{ao} : La température solaire du mur (°C)

T_c : La température du ciel (°C).

T_{mr} : La température moyenne de radiation (°C).

T_{si} : La température de la face intérieure d'un paroi (°C).

T_{se} : La température de la face extérieure d'une paroi (°C).

T_{sol} : La température du sol. (°C).

T_{wr} : La température de la face supérieure des galets (°C).

t : Temps (s)

U : La teneur en eau ($kg.kg^{-1}$)
 V : La vitesse du vent ($m.s^{-1}$).
 W_s : Flux d'énergie de condensation (w)
 W_e : Flux d'énergie d'évaporation (w)

Symboles grecs.

η' : Nébulosité.
 ρ : La masse volumique ($kg.m^{-3}$).
 ρ_{eg} : La masse volumique équivalente de l'eau et galets ($kg.m^{-3}$).
 ε : Emissivité de la surface.
 ε_c : Emissivité du ciel.
 ε' : Le taux de changement de phase $0 \leq \varepsilon' \leq 1$.
 σ : Stefan Boltzman constant ($w.m^{-2}.k^{-4}$)
 λ : La conductibilité thermique ($w.m^{-1}.k^{-1}$)
 δ : Perméabilité ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
 α : Absorptivité (%).

LISTE DES FIGURES

Chapitre I :

Figure I. 1 : Un exemple de regroupement des maisons dans un creux de vallée à Ghardaïa.	9
Figure I. 2 : Vue des maisons serrées dans la vieille ville à Ghardaïa	10
Figure I. 3 : Regroupement de concessions dans le village d’Ismaili dans les montagnes de Haras au Yémen.....	10
Figure I. 4 : Habitat troglodytique, Troglodytes Laéraux, Balcon de Ghoufi en Algérie	12
Figure I. 5 : Habitat troglodytique ; Troglodytes creusées en puits à Matmata en Tunisie.....	13
Figure I. 6 : Habitat troglodytique : Troglodytes Laéraux à Matmata en Tunisie.....	13
Figure I. 7 : Habitat- tour des trulli à Apulie –Italie.....	14
Figure I. 8 : Vue des tours dans un hôtel en Italie construits récemment	15
Figure I. 9 : Habitat cube, anciennes maisons blanches restaurés, dans l’île de Skyros.....	17
Figure I. 10 : Habitat dans la palmeraie de Béni-Izguen à Ghardaïa	19
Figure I. 11 : Habitat entouré de jardin a Haras monts - Yémen.....	19
Figure I. 12 : Aménagement de bassin et végétation a Haras monts- Yémen.....	20
Figure I. 13 : Détails de moucharabieh à Alep – Syrie.....	21
Figure I. 14 : Trou isolé d’un bâtiment à Al Hajjarayn, Wadi dawan au Yémen	23
Figure I. 15 : Percement de façade des maisons à Ghardaïa en Algérie	23
Figure I. 16 : Détail d’une fenêtre à Béni-Izguen, Ghardaïa	24
Figure I. 17 : Détails d’une fenêtre à Thulla au Yémen.	24
Figure I. 18 : Pièce commandée par un Iqomar à Ghardaïa.	25
Figure I. 19 : Iwan de la mosquée El imam à, Asfahan en Iran.....	25
Figure I. 20 : Maison à galeries à Samarkand – Ouzbékistan.....	26
Figure I. 21 : Tour à vent pour refroidissement passif dans l’architecture Iranienne.....	27
Figure I. 22 : Les différents cas de fonctionnement des Dômes.....	28
Figure I. 23 : Dôme de Khan Borujerd– Iran, ayant au sommet des ouvertures.....	29
Figure I. 24 : Habitat cour, Maison de la palmeraie à Ghardaïa. 30	
Figure I. 25 : Vue aérienne sur les maisons à toitures terrasses de la vieille ville de Ghardaïa.....	31
Figure I. 26 : Une vue sur les toitures terrasses de Shibam Yémen.....	32
Figure I. 27 : Systèmes de climatisation passif la sensation de confort d’après Karakatsanis, Bahadori et Vickery [8].....	34

Chapitre II :

Figure II. 1 : Vue en plan de la cheminée solaire d’après [12]	36
Figure II. 2 : Coupe verticale sur la cheminée solaire d’après [12]	37
Figure II. 3 : Les températures calculées de la surface inférieure du toit.	38
Figure II. 4 : Coupe transversale dans le système 1 de refroidissement	39
Figure II. 5 : Vue de dessus du système 1 et 2.....	39
Figure II. 6 : mesure de la température de sol.....	40
Figure II. 7 : Comparaison entre la température de l’air et la température de sol a 2 et 5m de profondeur.....	41
Figure II. 8 : Dalle expérimentée.....	42
Figure II. 9 : Photo des cinq prototypes.....	43
Figure II. 10 : Comparaison entre les températures intérieures mesurées dans les cellules.....	43

Figure II. 12 : Comparaison entre les températures intérieures dans la cavité.45	
Figure II. 13 : Schéma du radiateur en pvc posé dans une enceinte métallique.....	46
Figure II. 14 : Cellule de référence.....	47
Figure II. 15 : Cellule expérimental.....	47
Figure II. 16 : Détail de la toiture.....	48

Chapitre III :

Figure III. 1: Cellule avec système de refroidissement passif.....	52
Figure III. 2 : Répartition nodale dans la toiture.....	54
Figure III.3: L'échange d'énergie entre une surface horizontale et son environnement extérieur...	59
Figure. III. 4 : Répartition spectrale de l'atmosphère en fonction des angles zénithaux à Floride de 0°, 60°, 75.7° et 82.8', et Colorado de 0°. D'après BELL [37].....	64
Figure III. 5 : Répartition spectrale de l'émission de ; 1- L'atmosphère, par ciel clair et sec 2 -Corps noir 3 -Corps gris.....	66
Figure III. 6 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative Selon les moments de la journée.....	77 - 80

Chapitre IV :

Figure IV.1 : Echanges thermiques dans la cellule.....	82
Figure IV. 2 : Répartition nodale dans la toiture.....	87
Figure IV. 3 : Nœuds présentés dans les différentes couches d'un mur.....	99
Figure IV. 4: Description du modèle: Cellule (A) avec système de refroidissement, Cellule (B) sans système de refroidissement.....	115
Figure IV. 5 : Comparaison entre les températures intérieures dans la cellule (A) et (B) sans ventilation nocturne.....	117
Figure IV. 6 : Comparaison entre les températures intérieures dans la cellule (A) et (B) avec ventilation nocturne.....	117
Figure IV. 7 : les températures intérieures dans la cellule (A) avec et sans ventilation nocturne	118

Chapitre V :

Figure V. 1 : Température mensuelle minimale et maximale des mois de Juin, Juillet et Août...]	121
Figure V. 2 : Température minimale et maximale du mois de Juin 2004.....	121
Figure V. 3 : Température minimale et maximale du mois de Juillet 2004.....	122
Figure V. 4 : Température minimale et maximale du mois de Août 2004.....	122
Figure V. 5 : Schéma illustratif des échanges thermiques dans la cellule	130
Figure V. 6 : Cellule de référence (B).	131
Figure V. 7 : Température intérieure mesurée dans la cellule (A) avec et sans ventilation naturelle nocturne.	137
Figure V. 8 : Température intérieure mesurée dans la cellule (B) avec et sans ventilation naturelle nocturne	138
Figure V. 9 : Comparaison entre la température intérieure mesurée dans la cellule (A) et (B) , sans ventilation naturelle nocturne.....	139
Figure V. 10 : Comparaison entre la température intérieure mesurée dans la cellule (A) et (B),avec ventilation naturelle nocturne.	139

Chapitre VI :

Figure VI. 1 : Variation de la température intérieure pour taux de ventilation naturelle nocturne =7.2 Volume par heure, et vitesse du vent variable.	142
Figure VI. 2 : Variation de la température intérieure pour des taux de ventilation naturelle nocturne variable et vitesse du vent de 3 m/s (10 km/h)	143
Figure VI. 3 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent Variable et un taux de ventilation naturelle nocturne $V=0.00025m^3/s$ (0.9 V/h).....	143
Figure VI. 4 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent Variable et taux de ventilation naturelle nocturne $V=0.0005m^3/s$ (1.8 V/h).....	144
Figure VI. 5 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent Variable et taux de ventilation naturelle nocturne $V=0.001m^3/s$ (3.6V/h).....	144
Figure VI. 6 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent Variable et taux de ventilation naturelle nocturne $V=0.002m^3/s$ (7.2 V/h)	145
Figure VI. 7 : Température intérieure calculée et mesurée dans la cellule (A) sans ventilation naturelle nocturne 21 Juillet 2004.	146
Figure VI. 8 : Température intérieure calculée et mesurée dans la cellule (A) avec ventilation naturelle nocturne NV=1.8Vh, 21 Juillet 2004	147
Figure VI. 9 : Température intérieure calculée et mesurée dans la cellule (B) sans ventilation naturelle nocturne 21 Juillet 2004.....	147
Figure VI. 10 : Température intérieure calculée et mesurée dans la cellule (B) avec ventilation naturelle nocturne NV=1.8V, 21 Juillet 2004	148

INTRODUCTION GENERALE

1. Problématique :

La recherche d'un confort thermique dans l'habitat a toujours été une préoccupation importante l'homme. En climat chaud et aride tel que celui du Sud de l'Algérie en général et à Laghouat région d'étude en particulier, le problème majeur responsable de l'inconfort thermique chez l'homme n'est autre que la chaleur excessive. En effet, la période de climatisation est bien plus longue que celle du chauffage et afin d'atteindre le confort désiré et avec l'évolution de l'architecture ces dernières années, il est plus fréquent d'avoir recours aux systèmes actifs de climatisation installés dans l'habitat. Ces derniers, consomment une quantité importante d'énergie électrique, résultants en des problèmes d'entretien et d'approvisionnement, un accroissement permanent des coûts ainsi qu'une contribution sensible à la pollution de l'environnement et au phénomène de réchauffement.

La recherche d'autres possibilités de climatisation de l'habitat, qui permettront à l'homme de jouir d'un confort thermique acceptable s'impose et devra être réalisé à moindre coût, non polluante et durable. Ceci a été déjà prouvé en architecture vernaculaire à travers le monde.

La composition d'une structure compacte avec un minimum de surface externe exposée aux rayons solaires et le badigeonnage à la chaux des parois réduit considérablement l'absorption de chaleur (cas de la vallée de M'Zab), l'Egypte et l'Iran. L'utilisation des façades aveugles, cours avec jets d'eau, végétation, et vérandas procurent ombre et humidité. L'utilisation des matériaux à haute capacité thermique et l'habitat souterrain (cas de Matmata en Tunisie), ont une grande capacité de stockage thermique ce qui augmente le temps de réponse des constructions. Les tours de vent et les cheminées solaires procurent le refroidissent par ventilation naturelle. Ce sont des systèmes de refroidissement passifs qui ont constamment prouvé leur efficacité par l'obtention des écarts de température (intérieur –extérieur).

Malgré l'utilisation de certains systèmes de refroidissement passif, on remarque que dans les milieux urbains, la partie la plus exposée aux rayons solaires directs et diffus durant la journée est la toiture. Ce problème est résolu par certains chercheurs par l'utilisation, des peintures réfléchissantes, végétation sur terrasse, bassin d'eau, sable humide et arrosage. Ces systèmes demandent le plus souvent, une quantité d'eau importante pendant la période estivale afin de remplacer l'eau évaporée alors que cette dernière est souvent denrée rare dans les régions arides ou semi-arides. Ainsi, la recherche d'un système plus efficace est moinscoûteux nous a conduit vers le choix de la toiture radio-évaporative.

Les régions à climat chaud et aride qui nous intéressent particulièrement, sont caractérisées par un écart de température très important entre la nuit et le jour (10 à 15°C environ). Les températures nocturnes étant "douces" ou même "fraîches" l'homme dispose d'une source de frigories. Une idée simple qui vient à l'esprit est de stocker ces frigories de l'air nocturne et de les restituer pendant la journée afin d'obtenir un rafraîchissement de l'air intérieur pendant la phase diurne. Le système est conforté par l'échange radiatif entre la toiture et la voûte céleste (échange radiatif entre la température de la surface extérieure de la toiture et la température du ciel) et l'évapo-condensation de l'eau.

Beaucoup de chercheurs ont étudié les possibilités de refroidissement par différents systèmes à partir des échanges radiatifs avec la voûte céleste. L'étude bibliographique de Verdier [1], sur les phénomènes de radiation en fait état.

2. Objectif de la recherche:

L'architecture traditionnelle a apporté des solutions liées aux problèmes d'adaptation climatique, mais actuellement l'architecture doit aussi répondre aux exigences de la vie moderne. Les systèmes de refroidissement traditionnels doivent être révisés et améliorés pour pouvoir répondre adéquatement aux exigences du confort thermique dans les constructions actuelles dans les régions arides.

Depuis quelques années, plusieurs systèmes de refroidissement ont été développés dans certains pays surtout dans les régions à climat aride. L'objectif de cette étude est de développer un système passif pour atténuer la surchauffe à l'intérieur des constructions durant les moments du rayonnement solaire intense (jour) et ce :

- En favorisant l'échange radiatif entre le toit et la voûte céleste pour permettre le stockage du froid la nuit et son utilisation durant le jour. Rappelons, que les régions arides sont caractérisées par un écart de température très important entre le jour et la nuit (10 à 15 °C).
- Par une bonne connaissance de l'efficacité du système de refroidissement passif des toits.
- Par l'évaluation de l'importance des ressources naturelles, tels que l'eau et l'air comme alternative et moyens de substitution aux énergies fossiles dans l'amélioration du confort thermique interne des bâtiments.
- Par la promotion d'une autonomie thermique suffisante pour maintenir le confort thermique malgré l'ampleur des surchauffes.
- Par l'émergence des techniques passives d'une architecture climatique à travers la mise en œuvre d'une masse thermique appropriée afin de minimiser la surchauffe en faisant intervenir la capacité et la rentabilité des matériaux et de l'eau.

3. Hypothèses :

Le rayonnement céleste est une source importante de froid, susceptible d'être utilisé de manière efficace avec des systèmes extrêmement passifs. L'objet de ce travail est la définition d'un de ces systèmes, en vue de l'adapter aux régions à climat chaud et sec. Donc deux hypothèses principales sont établies :

. Le système de refroidissement réalisé sous forme d'une toiture radio-évaporative possède une efficacité effective quant au refroidissement de l'espace intérieur.

- Le système est davantage plus efficace si une ventilation naturelle nocturne est procurée.

L'approche retenue dans ce travail est basée les suppositions suivantes :

- le transfert de chaleur est unidirectionnel en régime établi,
- la température varie avec le temps tandis que la conductibilité thermique,

- la chaleur spécifique et la masse volumique des matériaux restent constantes.
- La couche roches-eau est considérée comme un seul matériau, sa conductibilité thermique, densité et chaleur spécifique sont calculées en fonction des poids utilisés.

Pour résoudre les équations de transfert de chaleur dans la partie roches-eau, le matériau est divisé en trois nœuds, nœud de la face supérieure, nœud au milieu et nœud de la face inférieure. Pendant les étapes de calcul, le transfert de chaleur par conduction se fait, seulement entre les nœuds en contact.

La toiture où se trouve le système de refroidissement est considérée parfaitement étanche, la vapeur d'eau ne s'échappe pas à l'extérieur et la masse d'eau reste constante. Le transfert de chaleur par évaporation et condensation ne se fait qu'à l'intérieur du système de refroidissement. La température au milieu du vide d'air dans la toiture est égale à la moyenne de la température de la face supérieure des galets et la température de la face inférieure de l'aluminium.

4. Méthodologie de la recherche:

La méthodologie suivie pour réaliser cette recherche s'est basée principalement sur deux parties distinctes. Une partie théorique et une partie expérimentale.

Dans la partie théorique, un modèle mathématique dynamique a été développé pour connaître l'efficacité du système de refroidissement passif utilisant une toiture radio-évaporative.

Dans la partie expérimentale, pour valider les résultats théoriques, deux cellules sont réalisées dans la région de Laghouat - située au centre sud de l'Algérie (latitude +33.46N et longitude+2.56 E). Une cellule (A) avec système de refroidissement, composée de deux zones, zone supérieure en aluminium de dimensions 0.70m × 0.70m × 0.50m, zone inférieure de 0.70 × 0.70 × 0.90m de dimensions, toutes les faces sont fortement isolées à l'exception de la face supérieure. Le but d'une telle isolation est de minimiser au maximum le transfert de chaleur par le plancher et les parois pour mieux connaître l'efficacité du système. La seconde cellule (appelée cellule B) est considérée de

référence. Elle est identique à la cellule (A) mise à part la toiture munie d'une simple feuille en aluminium sans aucun système de refroidissement.

La thèse s'organise en six chapitres ;

Le premier chapitre aborde l'analyse et la revue des méthodes traditionnelles de climatisation dans l'architecture des zones arides. Il traite non seulement la notion de confort thermique dans ces régions mais décrit aussi les différents paramètres qui influent sur ce type de confort et aussi sur le comportement des habitants. Il y est aussi souligné, les facteurs relatifs à l'homme et à l'habitat sur lesquels une action doit être menée afin de se rapprocher de la zone de confort idéal.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude bibliographique des différentes recherches scientifiques inhérentes aux différents systèmes passifs. Une classification de ces différents systèmes passifs est présentée. Les différents résultats par ces chercheurs nous ont inspiré pour l'étude et la réalisation pratique de notre cellule expérimentale.

Le troisième chapitre : La voûte céleste est responsable du refroidissement nocturne observé en climat chaud et aride. Une étude théorique du rayonnement de la voûte céleste permet un approfondissement de sa connaissance. Ainsi ce chapitre englobe un modèle théorique (établi et présenté) relatif à l'étude de l'importance de la fenêtre atmosphérique, des échanges radiatifs entre la voûte céleste et un corps rayonnant, les échanges couplés de chaleur et de masse dans la toiture et des types de peintures adaptées à la climatisation radiative et passive de l'habitat. Enfin des abaques tracés et associés au diagramme psychrométrique permettent de déterminer la température de rayonnement du ciel, les flux radiatifs échangés entre la voûte céleste et un corps rayonnant à la température de l'air ambiant. A partir de ces paramètres nous définissons la zone limite d'efficacité minimale et maximale de la climatisation passive et radiative.

Le chapitre quatre étudie à partir des équations établies et au moyen de l'ordinateur la simulation du comportement du système. Un modèle numérique, basé sur la méthode de différence finie, est développé pour déterminer l'efficacité du système. La configuration

du modèle considéré dans cette étude est une cellule cubique de 3m de côté, avec une fenêtre et une porte sur les façades. Pour comparer les résultats obtenus du système, un deuxième modèle qui a la même conception sauf la toiture en béton armé de même épaisseur que la dalle de la toiture du premier modèle. La méthode des différences finies permet une étude approfondie et détaillée du système.

Différentes configurations sont présentées : les influences du flux de rayonnement solaire, de la masse des galets et d'eau, de l'évapo-condensation, de la convection naturelle dans la toiture, et les déperditions thermiques.

Dans le chapitre cinq nous présentons l'étude expérimentale, dans les conditions climatiques de la région de Laghouat. Les résultats obtenus sur la cellule expérimentale ont permis d'évaluer le degré d'efficacité du système de refroidissement passif utilisant une toiture radio-évaporative, et ont permis de comparer les résultats théoriques à ceux mesurés.

Dans le sixième chapitre, une étude comparative entre les résultats théoriques et expérimentaux est présentée. Celle-ci a permis de connaître l'efficacité du système, ses avantages, inconvénients et recommandations pour des futurs travaux sur les systèmes de refroidissement passifs.

La **conclusion générale** s'attelle à préciser que si le bassin méditerranéen a de tout temps été une région riche en systèmes d'adaptation climatique permettant de d'exploiter une variété de processus de refroidissement passif, en climat chaud et aride, cette variété est aussi grande et les systèmes n'attendent qu'à être appropriés et bien adaptés. C'est le cas de la toiture à galets. C'est dans cette optique que l'étude des conditions climatiques et de confort a permis de trouver une adaptation d'un système adéquat au climat étudié.

Le présent travail, étudie et donne les possibilités et les limites sous des conditions climatiques spécifiques, qui permettent d'optimiser les systèmes passifs de refroidissement. Une meilleure compréhension de l'ensemble des contraintes et possibilités associées à un type de climat est fort nécessaire.

CHAPITRE I :

ANALYSE ET REVUE DES METHODES TRADITIONNELLES DE CLIMATISATION DANS L'ARCHITECTURE DES ZONES ARIDES

I. 1 Introduction :

Les exigences de la vie moderne s'orientent presque exclusivement vers les techniques évaporatoires. Cependant, les nuisances de pollution, odeurs, bruits et densité de population influencent sur le confort thermique et amènent à rechercher une « haute qualité climatique ».

Aujourd'hui les villes ont grandi, faisant apparaître en leur centre un îlot de chaleur (+1 à 3°C pour quelques milliers d'habitants, +5° pour 50 000, +8° pour 1 million). Les exigences et les conséquences de la vie moderne conduisent à des climatisations indépendantes du lieu, principalement axées sur l'évaporation.

La notion de confort thermique dans les régions chaudes (équatorial tropicales et désertiques) est de nos jours, étroitement liée aux climatiseurs électriques. Cependant des systèmes passifs de climatisation sont employés depuis très longtemps. Ils ont influencé l'architecture par des protections solaires, les petites fenêtres, les peintures blanches, le lait de chaux, etc. Selon les climats, ces systèmes font intervenir l'humidification, la ventilation, l'inertie ou encore le rayonnement nocturne. L'étude de la toiture radio-évaporative amène tout particulièrement à recenser les systèmes passifs de climatisation radiative, décrits par quelques architectes.

La climatisation fut pendant des siècles une préoccupation parmi d'autres pour certains concepteurs (Hippocrate, Vitruve, Albeti, Milizia), après l'hygiène et la sécurité. Il fallait que l'inconfort d'été soit important, et celui d'hiver peu contraignant, pour que l'on aille, au delà des protections solaires, à des conceptions faisant appel à des phénomènes climatiques de rafraîchissement.

La climatisation est une réponse à la sensation d'inconfort thermique que ressent l'homme lorsqu'il transpire. Elle consiste d'abord à rejeter les apports énergétiques, puis à rechercher des sources de froid inertielles évaporatoires ou radiatives.

Le bassin méditerranéen témoigne de quelques beaux exemples de ce que l'on peut qualifier de « patrimoine thermique ». Quelques cités dans le passé constituent des exemples remarquables par la compréhension, l'efficacité, surtout l'intégration architecturale des systèmes variés utilisés.

I. 2 Techniques d'adaptation sur le plan urbanistique :

I. 2. 1 Choix du site d'implantation :

En climat chaud et sec beaucoup d'agglomérations et même des villes entières (Ghardaïa en Algérie par exemple) s'installent dans les creux des vallées. Cela n'est pas dû à l'effet du hasard. Les nuits dans ces régions étant froides, l'air ambiant voit sa température fortement baissée de 10 à 15° au moins par rapport au maximum de la journée. Cet air froid, plus lourd que l'air chaud, remplit les creux des vallées. Dans la journée, son réchauffement n'intervient que deux ou trois heures plus tard après le lever du soleil, et cesse aussi deux ou trois heures plutôt avant son coucher. C'est l'effet de l'ombre portée du paysage tout au tour de la vallée qui réduit de quelques heures cette durée d'insolation. De plus, cet air préalablement refroidi la nuit, reste souvent très calme ou très peu agité car son échauffement observé se fait en général par convection naturelle. La disposition au creux de vallée protège contre les vents chauds et diminue l'agitation de l'air. Une différence de température de 5 à 10° existe entre l'air de la vallée et celui des plateaux qui l'entourent. Enfin cette disposition est favorable pour les points d'eau (cours d'eau traversant la vallée ou nappe aquifère à une faible profondeur).

Dans certaines régions et toujours au fond des vallées, certaines parties des maisons sont enterrées dans le sol (caves). Dans ces caves en plus de la réduction de nombre de surfaces exposées aux rayons solaires directs, exploite les propriétés thermiques de la terre qui à l'état sec, a une faible conductivité thermique et aussi une faible diffusion thermique. L'amplitude des variations de la température de l'air dans ce type de constructions reste

faible car, à la très forte inertie de la terre sont associés un ensoleillement minimal et un emprisonnement de l'air froid nocturne, Bower[2] . La figure (I. 1) montre un exemple de regroupement des maisons installé dans un creux d'une vallée à Ghardaïa.



Figure I. 1 : Un exemple de regroupement des maisons dans un creux de vallée à Ghardaïa.

Source: l'auteur (2004)

I. 2. 2 Utilisation d'un tissu compact :

Le regroupement d'habitations observé dans les régions à climat chaud et sec, n'est pas un fait du hasard, ni au manque d'espace. Il permet de limiter l'action des rayons solaires sur les bâtiments et celle du vent qui entraîne de l'air chaud. Les bâtiments se protègent les uns les autres. Dans la cour intérieure de ces concessions et au milieu, une paillote est installée et permet aux membres de la famille de passer les heures chaudes de la journée.

La concession d'une famille est en général délimitée par une clôture en murs très épais (40 à 60 cm, soit un déphasage de 4 à 6 heures du flux de chaleur. Les murs sont construits d'argile et de paille (servant d'isolant), protégés par une toiture de paille. Une

telle clôture sert à réduire l'échauffement des bâtiments par les rayons solaires, et à limiter le mouvement de l'air, Ravereau [3] et Alaxandroff. [4]. Les figures (I. 2) et (I. 3) présentent des exemples de regroupement des habitations et des concessions.



Figure I. 2 : Vue des maisons serrées dans la ville de Ghardaïa.

Source: l'auteur (2004)



Figure I. 3 : Regroupement de concessions dans le village d'Ismaïli dans les montagnes de Haras au Yémen.

Source : <http://pictures.traveladventures.org/images/harazmountains02> (2004)

I. 3 Techniques d'adaptation sur le plan architectural :

En plus de ces dispositifs généraux qui sont pris pour un village, une agglomération, ou une ville, des dispositifs particuliers sont aussi pris pour les bâtiments : orientation, type de matériaux de construction et forme.

L'air étant très chaud et sec dans ces régions, l'orientation des bâtiments est choisie de manière à minimiser, la ventilation diurne, en n'opposant pas, par exemple, les petites ouvertures faites dans les murs

I.3.1 L'inertie de l'enveloppe :

Les types de matériaux de construction utilisés sont en général ceux qui favorisent surtout l'isolation thermique du bâtiment (paille par exemple), lui assure une inertie thermique pouvant entraîner un déphasage horaire des maxima de températures extérieure et intérieure variant entre 6 à 8 heures, le maximum de température est alors atteint en début de nuit ou la température extérieure est inférieure à celle de l'intérieur ; toutes les fenêtres et portes sont alors ouvertes, un refroidissement rapide de l'intérieur du bâtiment y améliore le confort, et réduisent fortement l'absorption du rayonnement solaire (chaux, peintures sélectives, blanches).

a- Les archétypes de l'habitation lourde :

Les formes des bâtiments varient suivant les régions. Elles sont souvent adoptées pour échanger au maximum radiations avec la voûte céleste la nuit et réduire dans la journée l'influence des rayons solaires. Nous présentons ici quelques formes rencontrées dans la littérature.

L'examen des habitats anciens permet de dégager des archétypes fondamentaux. En ce qui concerne l'habitat sédentaire encore utilisé de nos jours ou ayant laissé des traces historiques, nous nous trouvons en face d'une quasi-hégémonie de la construction liaisonnée lourde, faisant appel principalement à la pierre, qu'elle soit taillée ou non, enduite, ou associée au bois ou de l'argile généralement armée de roseaux ou de bois. Tous ces matériaux concourent à la réalisation d'enceintes lourdes, à forte inertie thermique et, sauf exception, se prêtant mal à l'abondance du percement.

Morphologiquement trois configurations géométriques se présentent : la tour, le cube, Le bloc percé d'une cour.

L'habitat souterrain, troglodytique prend l'avantage d'une large capacité de stockage thermique de la terre avec une grande épaisseur de terre au dessus de la toiture, ce qui rend l'espace intérieur fortement isolé et la température presque constante où légèrement variable. Exemple les sous sol des habitations du M'Zab, les balcons de Ghoufi et Matmata en Tunisie, voire figure (I.4), (I.5) et (I.6).

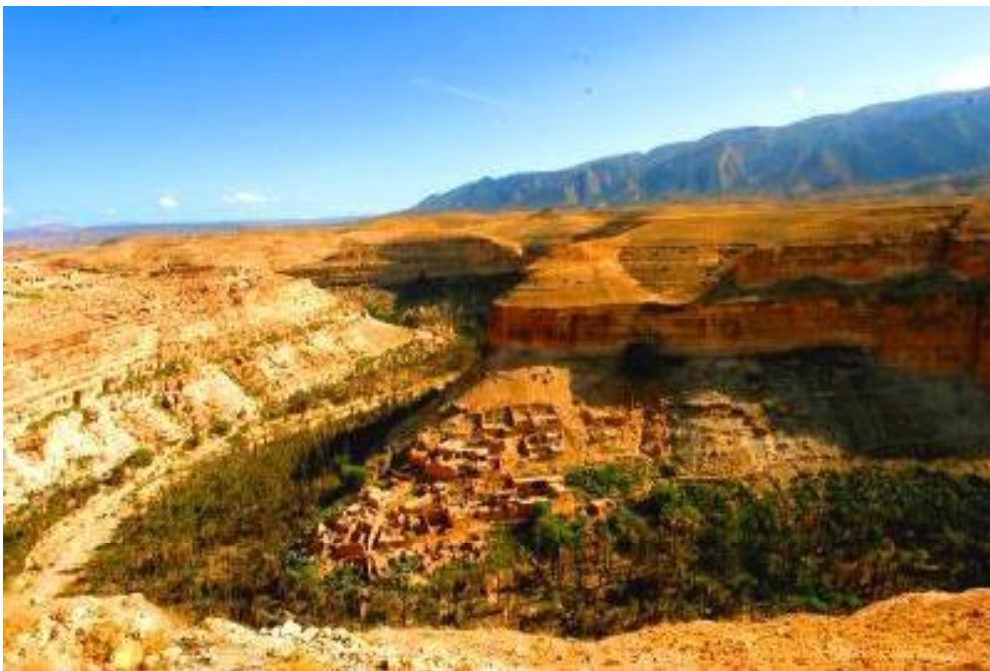


Figure I. 4 : Habitat troglodytique, Troglodytes Latéraux, Balcon de Ghoufi en Algérie

Source : <http://www.pbase.com/elias2033uk/image/52662267/original> (2004)



Figure I. 5 : Habitat troglodytique ; Troglodytes creusées en puits à Matmata en Tunisie
Source : <http://www.africa-expedition.com/images/tunisia/tunisia-181-matmata.jpg>(2004)



Figure I. 6 : Habitat troglodytique : Troglodytes Latéraux à Matmata en Tunisie
Source : <http://www.africa-expedition.com/images/tunisia/tunisia-181-matmata.jpg>(2004)

Le second type d'habitat est la tour dont on peut dire qu'elle est l'enceinte proprement dite. Son tracé symétrique défie les orientations, sa construction réclame l'opacité. La tour a été améliorée d'un porche en saillie et les fouilles néolithiques ont livré sur tout le pourtour de la méditerranée des vestiges circulaires : ovales ou mêmes carrés à angles arrondis, couverts de toits coniques en pierre, parfois partiellement enterrés, flanqués d'annexes rectangulaires.

L'exemple des trulli d'Apulie montre comment, à partir d'un même principe, on a pu, dans les bâtiments ruraux isolés, donner libre cours au foisonnement des espaces ou au contraire, en ville, les ordonner en alignements authentiquement urbains et discipliner les percements. Si l'agencement des modules entre eux était assez libre et a donné lieu à des variantes remarquables, le module lui-même par son mode de construction, murs épais et voûtes en encorbellement manquait de souplesse. Alexandroff [4], voir figure (I. 7)

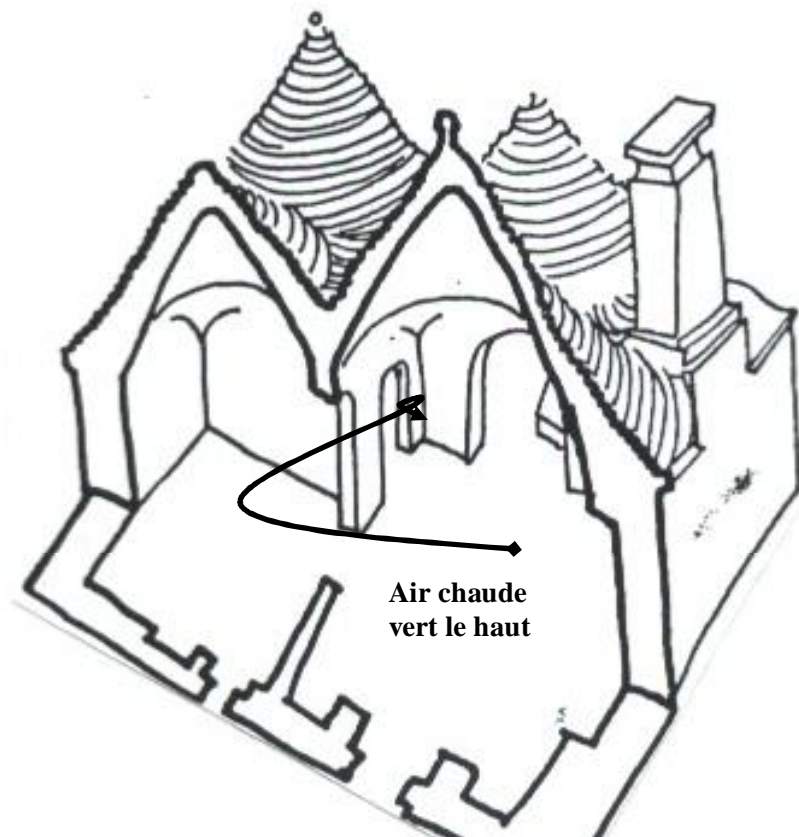


Figure I. 7 : Habitat- tour des trulli à Apulie en Italie.

Source : Alexandroff (1982)[4]. P.23



Figure I. 8 : Vue des tours dans un hôtel en Italie construits récemment

Source : <http://www.comptoir.fr/voyages/produitsWeb/fiche.asp?CodCir=PTITAPOUIL>

Les percements sont rares dans le développé de la coupole, minimales dans les parois verticales. Il s'ensuit du point de vue du confort une très grande fraîcheur en été, due à l'épaisseur des murs et au volume d'air élevé; mais aussi en hiver un réchauffement difficile pour les mêmes raisons et surtout une humidité telle que, par manque de ventilation, les habitants se résignent à laisser les portes ouvertes.

L'éclairage dans ces maisons est faible, amélioré par des enduits blancs, mais si insuffisant que la seule partie réellement claire de l'habitation est l'étranglement de la porte appelée « place des femmes ».

A l'inverse de la tour, le cube n'est pas une forme particulièrement organique, du moins lorsqu'il est réalisé en maçonnerie : il est plus aisément percable, donc en meilleure relation avec le milieu naturel et, ce qui est plus important, son implantation dans le site implique un choix délibéré d'orientation, non plus des seuls percements mais du volume en général.

Nous retiendrons de ce type, qui a connu beaucoup de variantes, deux caractéristiques principales :

- D'une part le vestibule est très vaste et constitue dès les origines une véritable « pièce à vivre » d'été et de demi saison, la famille se repliant dans la grande et sombre salle en hiver, ou aux heures de chaleur excessive.

- D'autre part, dans le cas précis du mégaron, la hauteur de la salle à colonnes des dépendances habituellement plus basses qui la flanquent permet l'établissement de fenêtres en partie haute, créant un type d'habitat caractéristique des zones à chaleur torride.

L'habitat antique égyptien montre clairement ces dispositions, faisant alterner des cours, des vestibules, des salles basses parfois superposées. Cette disposition suppose évidemment une lumière exceptionnellement violente; elle correspond au refus maximal de lumière, tout en assurant une ventilation haute satisfaisante et des terrasses qui servaient à la vie nocturne.

La maison Skyros, comme tous les habitats de la Méditerranée, joue sur l'épaisseur et le volant thermique de ses maçonneries : murs de pierre et de chaux, et terrasses de type lourd, les nombreuses mitoyennetés, la hauteur du volume et les faibles percements ajoutent encore à la fraîcheur. La soupenne construite en bois est partiellement fermée par des panneaux créant une zone tiède, basse de plafond, bénéficiant de la convection de l'air chaud, sorte de lit clos collectif étouffant l'été, mais doux en hiver quand tout l'orient grelotte, Bowen [2], voir figure (I. 9).

L'habitat cube et ses terrasses accessibles, a souvent été modifiés par l'adjonction de toits ou la substitution de coupoles aux terrasses.



Figure I. 9 : Habitat cube, anciennes maisons blanches restaurés, dans l'île de Skyros

Source : <http://www.euskalnet.net/cocina/VILLAMARIA1fr.htm> (2004)

I. 3. 2 L'humidification des espaces :

L'évaporation d'eau abaisse la température de l'air à son voisinage tout en chargeant cet air en vapeur d'eau ; on observe un déplacement sur les lignes d'enthalpie constante dans le diagramme psychrométrique. C'est pourquoi cette technique convient aux climats secs et non aux bords de mer, où l'hygrométrie est élevée (70 à 80%). Différents moyens sont employés, le plus souvent associés à la végétation et les fontaines.

Les jets d'eau sont utilisés pour absorber une partie de la chaleur des bâtiments. Cette énergie sert à l'évaporation des gouttelettes d'eau. L'air dans le bâtiment voit sa température baisser en se rapprochant de la température humide, son hygrométrie absolue (masse d'eau par kilogramme d'air sec) et son hygrométrie relative augmentent. Cet air est alors agréable à la respiration car il limite fortement les risques de dessèchement des voies respiratoires.

Un jet dans une telle zone, à l'impression de ressentir de la fraîcheur due aux effets suivants ;

- de l'air humidifié.
- de la température de l'air proche de la température humide.
- et du rayonnement appauvri.

Cette fraîcheur est intensifiée si des carrelages ou marbres de couleur sélectifs grise sont disposés au voisinage des jets d'eau.

I. 3.3 La végétation :

Dans les campagnes et les villages, un buisson ceinture en général, en ville, les pelouses servent à l'embellissement des concessions. Cette végétation contribue aussi à leur rafraîchissement. Les herbes, les plantes ont un albédo de 0,2 à 0,25 d'après Mermoud [5] et réduisent les réflexions des rayons solaires sur les bâtiments et les émissions radiatives. L'arrosage des pelouses permet, en plus du développement des plantes, une humidification de l'air par Evaporation qui devient agréable à la respiration car sa température baisse. Cet air, plus dense que l'air chaud et sec enveloppe le bâtiment et contribue aussi à la réduction et au déphasage de son échauffement pendant les heures chaudes de la journée.

Le plus fréquent des solutions traditionnelles d'après Alaxandroff. [4]:

- Aménager autour des demeures des étendues des jardins et de cours figure (I. 10) et (I. 11), pour permettre au vent de les aborder au niveau même du sol.
- Consiste à arroser le sol des cours aménagés des bassins et jets d'eau, figure (I. 12) le sol refroidi attire les couches d'air. L'inconvénient de ce système est qu'il demande des quantités énormes d'eau du fait de l'évaporation rapide.
- Aménager des constructions légères, galerie à arcature pour ménager de l'ombre sans briser le courant d'air et créer un microclimat confortable.



Figure I. 10 : Habitat dans la palmeraie de Béni-Izguen à Ghardaïa.

Source : l'auteur (2004)



Figure I. 11 : Habitat entouré de jardin a Tadjm out Laghouat

Source : l'auteur (2004)



Figure I. 12 : Aménagement de bassin et végétation autour des maisons en pierre dans les montagnes de Haras au Yémen.

Source : <http://www.traveladventures.org/continents/asia/harazmountains08.shtml>(2004)

I. 3. 4 Protection solaire :

Les constructions dans les villes anciennes, exemple les anciens quartiers à Ghardaïa (Beni Izgen) ayant les rues nord-sud étroites, les rues est-ouest un peu plus larges (la hauteur des immeubles est de quatre à six fois supérieur à la largeur de la rue), et des passages abrités (telle que les arcades) ce qui protège les façades des rayonnements solaires directs.

La quantité reçue des rayonnements solaires diffusés est compensée par le rayonnement de la voûte céleste. Il sert à l'éclairage du bas des rues et des habitations, pour minimiser leur effet on utilise des surfaces réfléchissantes et des matériaux de construction de faible conductibilité thermique et grande capacité thermique pour augmenter le temps de réponse (time lag).

Les surfaces réfléchissantes dans des rues étroites risque d'augmenter la quantité d'énergie réfléchie des surfaces, ce qui rend la circulation dans les rues inconfortable

pendant le jour. Il faut que les rayonnements réfléchis doivent être au dessus du niveau des piétons.

Les rayonnements solaires incidents peuvent être limités par le traitement du sol, par l'utilisation de type de sol de faible albédo au voisinage des constructions, ce qui minimise l'énergie réfléchie du voisinage, Akbari, Bretz, Kurn, et Hanford [6] ont étudiés l'effet de l'albédo sur les systèmes de refroidissement.

a- Le moucharabieh :

Le moucharabieh figure (I. 13), joue un rôle de cloisonnement entre extérieur et espace intermédiaire, c'est un écran à claire-voie de grande dimension, cloisonnant les éléments constructifs généralement en saillie des bâtiments et réalisé en bois ou en plâtre et en pierre par conséquent on obtient des propriétés thermiques différentes du fait des prestations thermiques de chaque matériau. Il procure à l'espace protégé un adoucissement de la lumière, le passage de l'air et l'intimité. Le moucharabieh prend parfois toute la longueur de la façade.



Figure I. 13 : Détails de moucharabieh à Alep en Syrie.

Source : <http://pictures.traveladventures.org/images/aleppo03> (2004)

b- Les types de percements sur les façades :

Les percements assurent en principe (simultanément ou séparément) la vue de l'intérieur vers l'extérieur, l'éclairage et l'aération, on distingue deux types de base de percement des maçonneries qui sont le trou isolé et le claustra, le premier réglable le second ne l'est pas et chacun procure une qualité d'éclairage appropriée, voir figure (I. 14)

Un trou dans un mur figure (I. 15) d'après Alaxandroff. [4], et Srivastaya et Nayak [7], introduit brutalement la lumière ; cet apport direct peut être complète ou réorienté par réflexion par opposition, le claustra fractionne la lumière directe et multiplie les surfaces réfléchissantes.

La fermeture permanente des percements qui laissent passer la lumière désirée, l'effet résultant des combinaisons de claustra et d'ouvertures réglables est une grande souplesse dans les contrôles d'ambiance, les claustras assurent en permanence l'arrivée de l'air et l'éclairage de base direct et de visibilité. Un nouvel élément de sophistication consiste à percer le volet ou battant obturant au niveau des fenêtres principales.

L'architecture yéménite comporte des exemples de percements parmi les plus sophistiqués. Un type largement répandu figure (I. 16) et (I. 17), se compose d'une fenêtre, relativement vaste et basse, s'ouvrant au ras des banquettes qui courent tout autour de la pièce de séjour procurant lumière et vue. Cette fenêtre est munie traditionnellement d'un volet auvent de bois et parfois des battants vitrés, au dessus de l'ouverture m'ajoure, des vitraux colorés sertis dans un double écran de plâtre assurant à la pièce la pénombre.

Le premier signe d'une volonté de confort dans l'habitat de type lourd est l'aménagement de percements en partie haute pour l'évacuation de l'air chaud et vicié dans l'habitat troglodytique le problème de l'air chaud est réglé de facto par l'aménagement de l'accès dans le plafond et c'est l'arrivée d'air frais qui fait défaut.



Figure I. 14 : Trou isolé d'un bâtiment à Al Hajjarayn, Wadi dawam au Yémen
Source : <http://pictures.traveladventures.org/images/fr/wadidawan10> (2004)



Figure I. 15 : Percement de façade des maisons à Ghardaïa en Algérie
Source : <http://algerieghardaia.afrikblog.com/albums/ghardia> (2004).



Figure I. 16 : Détail d'une fenêtre à Béni-Izguen, Ghardaïa
Source : L'auteur (2004)



Figure I. 17 : Détails d'une fenêtre à Thulla au Yémen.
Source : <http://pictures.traveladventures.org/images/thulla04>(2004)

c- les espaces intermédiaires :

L'habitat du moyen orient présente un type d'espace tenant à la fois du porche et de loggia, appelée iwan qui, quoique ayant connu un grand prestige, n'assume pas un rôle majeur dans les habitats populaires, cet espace sert simultanément de lieu de séjour et d'activité diurne, et de protection anti-solaire aux locaux fermés de l'habitation. L'iwan se combine avec la cour. Dans certains types d'habitat, particulièrement en Iran la cellule familiale est constituée d'une pièce commandée par un iwan figure (I. 18) et (I. 19)



Figure I. 18 : Pièce commandée par un Iqomar à Ghardaïa.
Source : Ravereau [3], p.100

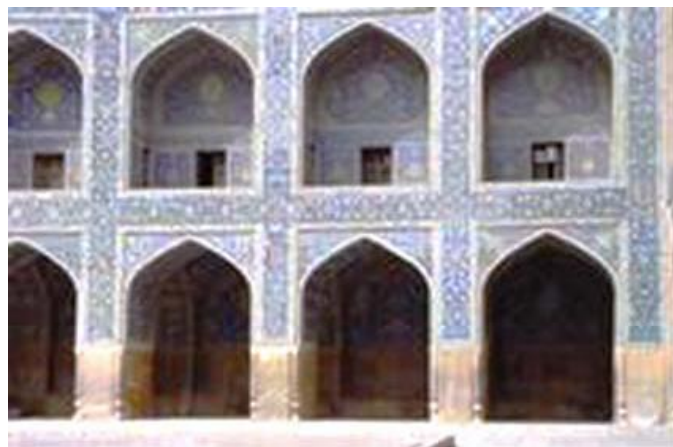


Figure I. 19 : Iwan de la mosquée El imam à, Asfahan en Iran.
Source : <http://pictures.traveladventures.org/images/masjedeemam06>(2004)

Les galeries « entre cour et jardin » font depuis l'antiquité égyptienne l'ornement des maisons riches, elles sont parfois isolées par des moucharabiehs, voire des tentures mobiles pour mieux se protéger du soleil, et parfois aussi dégagées que possible pour profiter au maximum du balayage du vent, voir figure (I. 20).

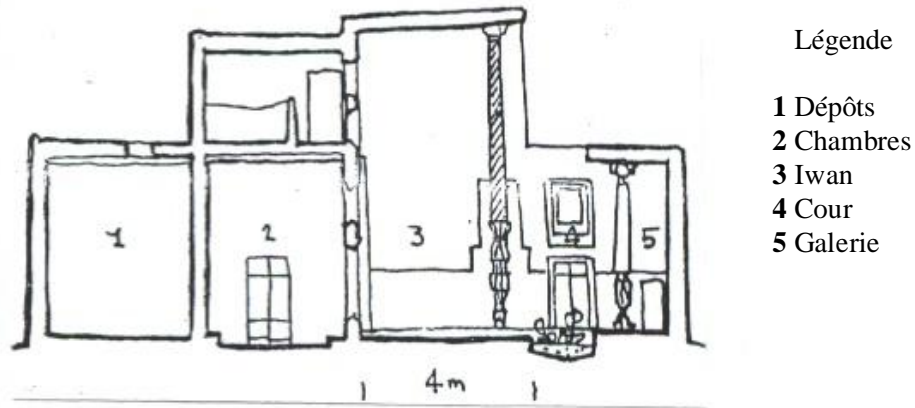


Figure I. 20 : Maison à galeries à Samarkand à Ouzbékistan.
Source : Alaxandroff (1982) [4]. P.42

d- les murs acrotères :

Les murs acrotère sont généralement rencontrés dans les toitures terrasses où les terrasses sont pour dormir en plein air durant les nuits de l'été, cas des maisons de M'Zab. La terrasse est divisée en plusieurs espaces, pour séparer les enfants adultes et les invités des parents pour des raisons d'intimité. Les hauteurs des murs de séparation dépassent un peu la hauteur d'un homme pour briser les regards directs. Les murs acrotères et de séparations ont un deuxième rôle plus important qui réside à offrir de l'ombre à la terrasse pendant la journée en la protégeant des rayons solaires directs et par conséquent diminuer les échanges thermique considérablement.

I. 3. 5 les techniques du mouvement d'air :

La ventilation est atténuée par la taille des villes contrairement à la pollution et l'échauffement de l'air. Les vents cycliques journaliers (brises de vallées, brises de terre, brise de mer) fonctionnent par paire de vents opposée et correspondent à des effets thermiques différentiels. Ils peuvent engendrer des condensations utiles (stockage de froid) lorsqu'ils sont associés à l'inertie des masses des bâtiments.

Les Tours à vent :

Dans les climats chaud et sec, l'écart de température entre le jour et la nuit pendant l'été est très grand. Les architectes Iraniens ont profités de cet écart de température pour refroidir les habitations. Parmi les systèmes de refroidissement passif nous notons l'utilisation des tours. Les tours sont construites en murs épais en argile de hauteur qui dépasse la hauteur du toit, dans la partie haute des tours il y a des trappes sur les quatre cotés. La tour est construite à coté d'un bassin d'eau, leur fonctionnement est identique à celle d'une cheminée solaire, le mouvement d'air naturel accéléré avec le passage de l'air sur la surface d'eau, l'air est humidifié et sa température baisse ce qui rend la température de l'espace agréable, Karakatsanis, Bahadori et Vickery [8], voir figure (I. 21)



Figure I. 21 : Tour à vent pour refroidissement passif dans l'architecture Iranienne

Source : <http://www.cyberarchi.com/actus&dossiers/batiments-publics/> (2004)

b- Les dômes :

Ils sont surtout observés à El-oued par exemple. Ce sont des coupoles qui, ayant au sommet une fenêtre, recouvrent soit une partie de la maison soit la pièce principale d'un bâtiment. Les dômes présentent à la voûte céleste une surface de déperdition thermique très grande $2\pi R^2$ (R le rayon du dôme) pour un maître couple moitié. Par contre dans la journée, seule une partie de ce maître couple reçoit les rayons solaires, c'est-à-dire une surface caprice inférieure à $2\pi R^2$. Les échauffements du dôme sont ainsi limités. Ces échauffements sont responsables des mouvements convectifs de l'air à l'intérieur du dôme, voir figure (I. 22, a) Runsheng et Meir[9], Bahadori et Haghighat[10] et Bahadori [11].

Le jour, lorsque le sommet du dôme est chaud, l'air intérieur au contact de ce dôme s'échauffe. Si les fenêtres et les portes du bâtiment ainsi que la fenêtre du dôme sont ouvertes, l'air à l'intérieur du bâtiment a tendance à monter ; ce mouvement ascendant est favorisé par l'air plus froid donc plus dense autour du bâtiment, qui pénètre à l'intérieur. L'air chaud est alors entraîné et évacué par effet de cheminée à l'extérieur par la fenêtre du dôme.

La nuit, la chaleur accumulée dans la journée par le dôme est échangée radiativement avec la voûte céleste et par convection avec l'air. La fenêtre supérieure étant fermée, l'air à l'intérieur du bâtiment monte par la partie centrale, se refroidit au contact du dôme, devient plus dense, et redescend par la partie latérale, voir figure (I. 22, b).

Si par contre dans une nuit sans vent, tous les volets sont ouverts, l'air à l'intérieur du bâtiment étant plus chaud, l'air froid de l'extérieur a tendance à descendre, pénétrer alors à l'intérieur par le sommet du dôme, y crée une forte pression et évacue l'air chaud de l'intérieur par les volets du bâtiment, voir figure (I. 22, c).

Au cours des nuits où le vent souffle, l'évacuation de l'air chaud s'effectue dans le sens inverse. Sous l'effet de la pression de l'air extérieur, froid, très dense, accumulé au

Le pied du bâtiment, le vent qui souffle, entraîne l'air chaud du bâtiment par la fenêtre du dôme.

Enfin, le dôme n'a pas un facteur de forme plus grand que les autres surfaces vis-à-vis du volume interne et donc son échauffement ne peut être ressenti.

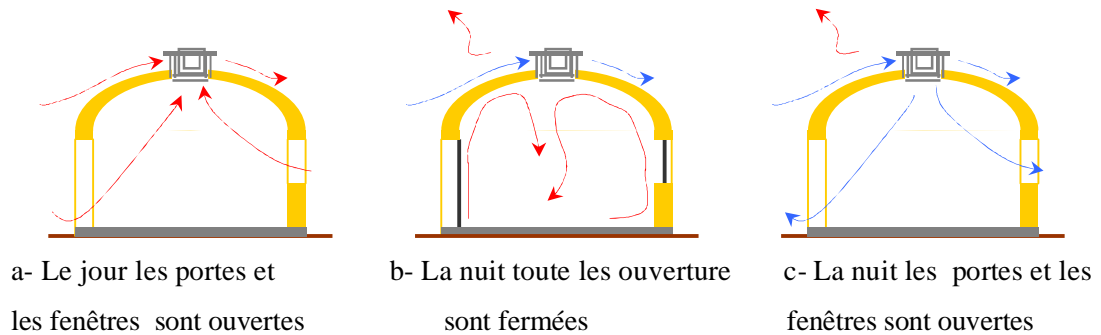


Figure I. 22 : Les différents cas de fonctionnement des Dômes.

Source : Bahadori [10]



Figure I. 23 : Dôme de Khan Borujerd en Iran, ayant au sommet des ouvertures

Source : [http://pictures.traveladventures.org/images/khaneborujerd2\(2004\)](http://pictures.traveladventures.org/images/khaneborujerd2(2004))

c- Les cours :

Le bloc percé d'une cour ou la maison dotée d'un patio nous fait pénétrer jusqu'aux régions les plus torrides de la terre. Pour assurer leur intimité, il existe une grande diversité d'habitats sur cour avec plusieurs critères de différenciation.

Le rapport de surface entre espaces couverts et découverts, les habitats plutôt aérés, les habitats compacts tolèrent une forte proportion de pièces, Alaxandroff. [4], voir figure (I. 24).



Figure I. 24 : Habitat cour, Maison de la palmeraie à Ghardaïa.
Source : CORPUS, Architecture traditionnelle méditerranéenne (Maison de la Vallée du M'Zab).

Le mode de relation spatiale entre la cour et la maison varie également. Il peut être direct ou médiatisé, ce qui se traduit sur le plan spatial par la présence ou l'absence d'un espace de transition .il existe de multiples variantes :

- L'absence d'espace de transition entre la cour et les locaux.
- Un espace de transition peut exister entre la cour et certains des locaux.
- Les espaces de transition peuvent informer tout le tour de la cour.
- Ces différentes situations des locaux d'habitation impliquaient pour ceux-ci une relation climatique différente ; ainsi l'établissement du séjour au rez de chaussée correspond-il souvent dans les climats torrides à la possibilité de faire accéder le vent frais jusqu'au niveau du sol (cour plus vaste ouvrant sur des jardins) ou au contraire à la recherche de l'ombre maximale au fond de cours réduites à des puits.

La richesse de la cour a supplanté des modèles plus anciens, c'est peut être cette interprétation subtile entre le clos et le moins clos, entre le couvert et le découvert, entre l'ombre et la lumière, la fraîcheur et la chaleur.

La supériorité de la maison à cour sur les autres types d'habitations lourdes n'est pas tout à fait la même dans les zones climatiques où domine la chaleur sèche c'est la seule défense véritable contre les vents desséchants chargés de sable, elle devient lieu de fermentation dès qu'il y a humidité notable, la maison cour patio cumule le froid résultant de sa masse thermique.

En résumé la cour constitue un « défense climatique » à double tranchant, d'un maniement subtil et d'une efficacité toute relative ; le nomadisme interne des habitants des maisons à patio en constitue d'ailleurs l'aveu.

I. 3. 6 Le rayonnement :

a- Les toitures terrasses :

Les toitures terrasse sont souvent rencontrées en climat chaud et sec, exemple la ville de Ghardaïa, Raverreau [3] et Shibam au Yémen, Alaxandroff [4] figure (I. 25) et (I. 26).

Elles sont, en général, faites d'un mélange d'argile et de paille ou de la chaux et du plâtre, et ont une épaisseur variant entre 20 et 40 cm. Cette épaisseur offre une forte inertie thermique au bâtiment dans la journée, dans une région où le soleil passe toujours au Zénith. L'intérieur du bâtiment s'échauffe très peu dans la journée par rapport aux bâtiments couverts en feuilles de tôle ondulée non galvanisée. En hiver, le refroidissement du bâtiment offre le maître-couple maximum au ciel, par conséquent elle échange radiativement beaucoup avec la voûte céleste surtout si elle est peinte en blanc.



Figure I. 25 : Vue aérienne sur les maisons à toitures terrasses de la vieille ville de Ghardaïa.

Source : Raverreau[3], p.200



Figure I. 26 : Vue sur les toitures terrasses de Shibamau Yémen.

Source : <http://www.traveladventures.org/continents/asia/shibam04.shtml>(2004)

I. 4 Conclusion :

La notion de confort thermique dans les régions à climat chaud et sec, était connue, depuis longtemps sous diverses formes ;

- L'habillement dans les régions à climat chaud et sec est fait de très amples et de très longs vêtements, qui conservent autour du porteur une masse d'air plus humide et moins chaud que l'air extérieur. La tête étant la partie du corps qui offre la plus grande surface aux rayons solaires (le soleil presque toujours au zénith) est enveloppée dans un énorme turban blanc qui limite la sensation de la chaleur et la sudation. Ces vêtements sont, en général, blancs, d'émissivité moyenne dans l'infrarouge, c'est pourquoi ils assurent une fraîcheur aux porteurs par leur faible absorption du rayonnement solaire.

- Des systèmes passifs de climatisation. Ces systèmes traditionnels sont intégrés dans leur milieu (agglomération dans les creux de vallée). L'architecture traditionnelle participe à l'amélioration de ce confort thermique. La sensation de confort ressentie par les sujets dépend du système utilisé d'après Karakatsanis, Bahadori et Vickery [8] :

-dans les concessions a forte inertie dans les creux des vallées, l'hygrométrie absolue de l'air extérieur est presque constante et sa température varie entre 20 et 45°C sur 24heures.

A l'intérieur du bâtiment, la température varie très peu (22 à 27°C) et l'hygrométrie presque aussi constante et plus élevée qu'à l'extérieur afin d'éviter tout dessèchement des voies respiratoires figure (I. 27 : c)

- Dans les bâtiments uniquement ventilés, la température de l'air à l'intérieur baisse, son hygrométrie relative augmente mais son hygrométrie absolue reste constant figure (I. 27 : b).

- Dans les bâtiments où l'air est uniquement humidifié par Evaporation (jets d'eau), l'air chaud et sec augmente aussi bien son hygrométrie relative que son hygrométrie absolue. Sa température baisse figure (I. 27: a).

-Dans les bâtiments où l'air est à la fois humidifié et ventilé, la température de l'air chute rapidement, ses hygrométries absolue et relative augmentent figure (I. 27 : a,b).

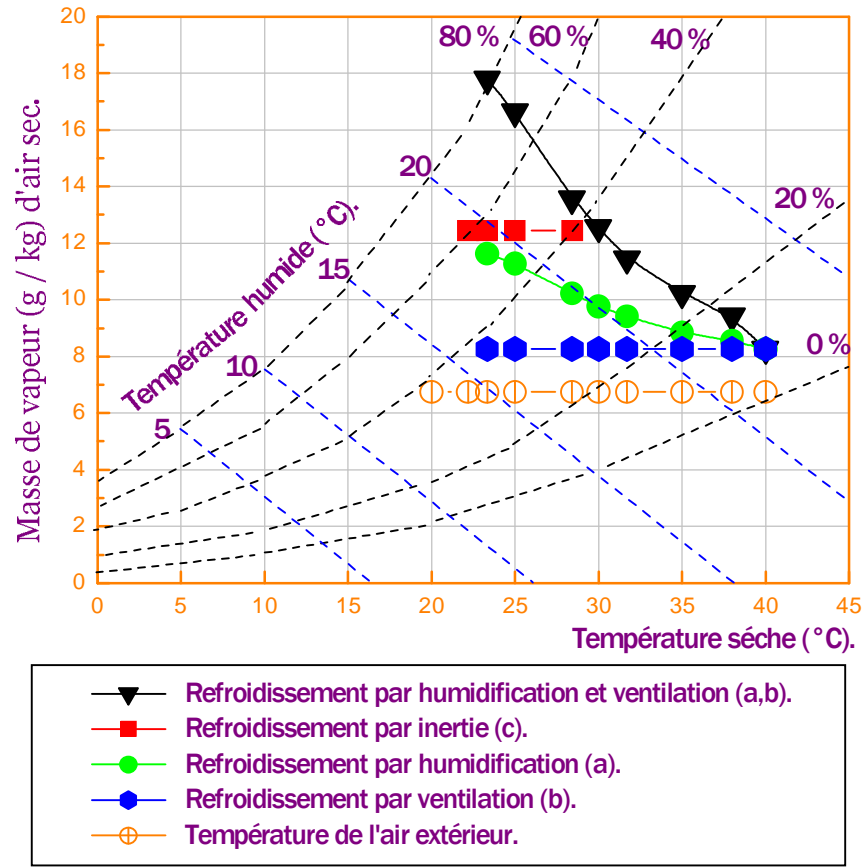


Figure I. 27 : Systèmes de climatisation passif. La sensation de confort d'après Karakatsanis, Bahadori et Vickery[8]

CHAPITRE II :

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE ET SYNTHESE DES CONNAISSANCES DANS LE DOMAINE DE REFROIDISSEMENT PASSIF

II. 1 Introduction :

Les systèmes traditionnels de climatisation passive des habitations résultent des connaissances empiriques des habitants de ces régions. En vue de leur amélioration différents systèmes ont été étudiés et expérimentés ces dernières années. Le présent chapitre décrit ces différents systèmes, les conditions expérimentales et les différents résultats atteints, par certains auteurs. La recherche bibliographique nous a permis de recenser et de classer diverses catégories de systèmes à savoir :

- Les systèmes de refroidissement par ventilation, tel que les cheminées solaires et les tours de vents qui utilisent la différence de pression due à la différence de température comme force motrice pour promouvoir la circulation de l'air.
- Les systèmes de refroidissement par évaporation de l'eau pour évacuer la chaleur et humidifier l'air de l'environnement à savoir ; les jets d'eau, les jarres au niveau des appuis des fenêtres dans la direction des vents ainsi que l'arrosage des surfaces des habitations.
- Les systèmes à inertie pour atténuer l'amplitude et retarder les échanges thermiques par conduction. De tant plus la masse de l'enveloppe est grande, l'efficacité du système à inertie augmente.
- Les systèmes de refroidissement en améliorant la performance thermique des toitures, par protection des toitures contre les rayons solaires directs, l'arrosage et les bassins d'eaux sur terrasse, l'utilisation d'une peinture réfléchissante et l'isolation thermique des toitures

II. 2 Refroidissement par ventilation :

Bouchair [12] a développé un système de refroidissement par ventilation utilisant une cheminée solaire. Le modèle expérimenté est une cellule réalisée dans le laboratoire dans des conditions climatiques artificielles. L'une des parois de la cheminée est composée de deux couches séparées par un vide d'air avec la possibilité d'augmenter la largeur de la cheminée, figure (II.1). La face extérieure de la cheminée est chauffée par des barres électriques chauffantes, figure (II. 2). Le but du système est de créer une ventilation par l'effet de cheminée. Pendant la journée la cheminée est fermée et le mur de la façade, par son inertie stocke la chaleur, pendant la nuit la cheminée est ouverte ce qui crée une différence de pression due à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la cheminée. Cette force gravitationnelle augmente la circulation de l'air à travers le local à ventiler.

La cheminée est fermée pendant la journée et ouverte pendant la nuit, donc la ventilation ne se fait pas pendant la journée, ce qui ne résoudra pas le problème dans la région de Laghouat en Algérie où la température de la nuit est acceptable, par contre la température de la journée est très élevée.

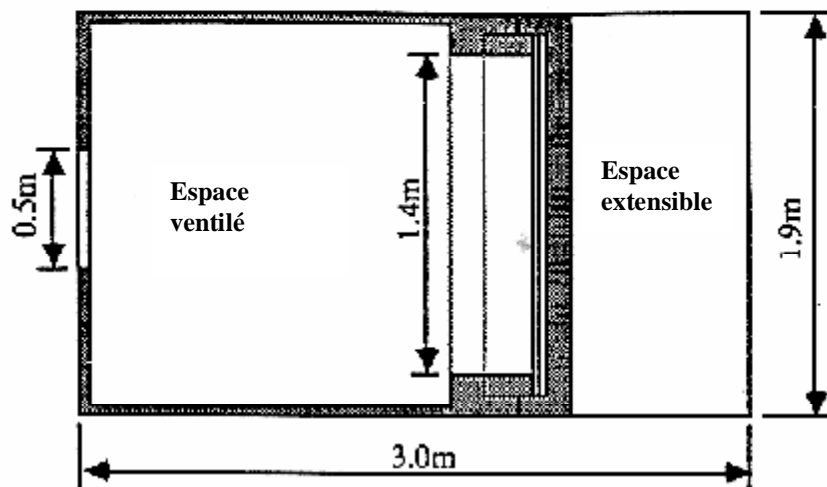


Figure II. 1 : Vue en plan de la cheminée solaire
Source : Bouchair[12]

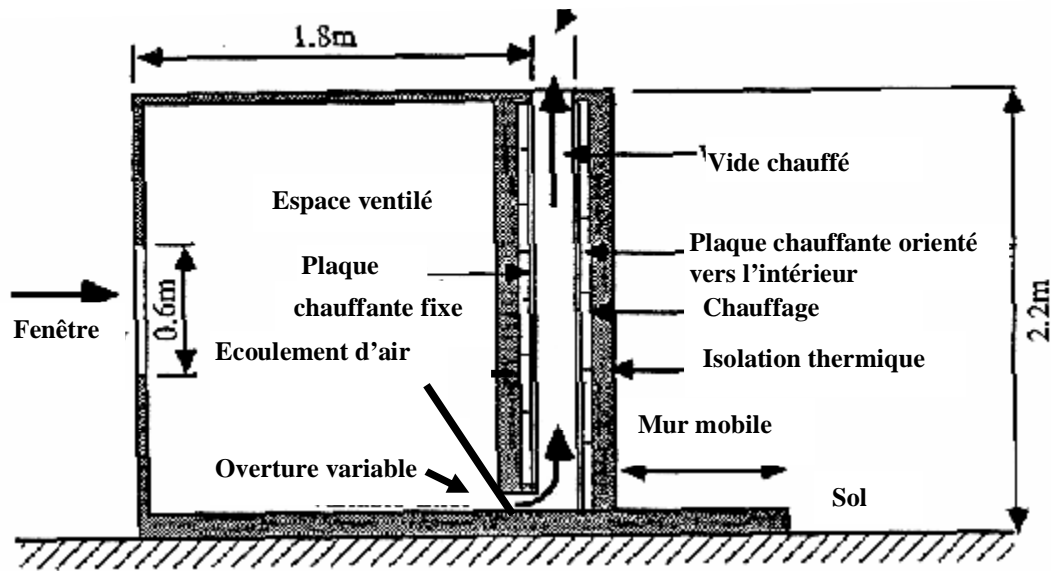


Figure II. 2 : Coupe verticale sur la cheminée solaire.
Source : Bouchair[12]

II. 3 Refroidissement par évaporation :

Al-Aturki et Zahi [13], ont étudié un système de refroidissement passif par évaporation en utilisant l'arrosage d'une toiture. L'expérience faite sur une toiture d'un bâtiment arrosé durant les heures de la journée d'été à Djedda en Arabie Saoudite.

Le modèle expérimenté a montré que l'énergie échangée avec l'air extérieur par l'évaporation de l'eau d'arrosage peut réduire les charges de la climatisation de 40% dans les climats chauds et secs. L'expérience a eu lieu à Djedda (latitude 21° N) le 16 août. Les mesures de températures de la surface extérieure de la toiture sèche, uniformément arrosée et arbitrairement arrosée sont faites. Deux valeurs de coefficient de transfert de chaleur convectif extérieur sont utilisés ($h_e=17\text{w/m}^2\text{°k}$ et $h_e=8+2.8v$, avec v la vitesse du vent). Il a été remarqué que pour le cas d'un arrosage uniformément réparti sur la toiture, la température surfacique de la toiture a diminuée de 80 °C à 40 °C, voir figure(II. 3).

Les inconvénients de ce système sont, la consommation importante d'eau dans une région qui souffre déjà de la pénurie d'eau, et l'association des appareils électriques qui consomment de l'énergie non renouvelable et polluante.

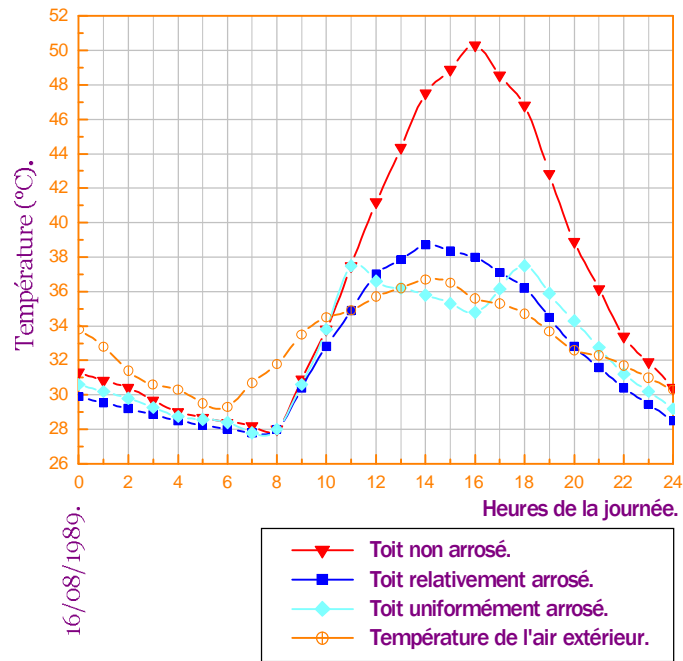


Figure II. 3 : Les températures calculées de la surface inférieure du toit.

Suorce : Al-Aturki et Zahi[13]

Runsheng Tang Etzion. et Erell [14] ont développé et expérimenté un nouveau système de refroidissement passif par évaporation. Leur technique est basé sur l'utilisation d'une serviette de Coton humide flottante, sur la surface d'un étang peu profonds (117x117x22 cm) et peints en blanc, les parois d'une épaisseur de 15 mm et isolées par des panneaux de polystyrène d'une épaisseur de 5cm exposé à l'air am biant voir figure (II. 4 et II. 5). Deux prototypes sont construits. L'un est couvert par une serviette de coton tiré sur un panneau dense perforé en PVC et supporté par une couche de polystyrène étanche pour que la serviette flotte sur la surface del'eau. L'autre ne dispose pas de cette serviette.

Les variations de température intérieure d'un système couvert par une serviette flottante (système 1) et un autre ouvert au ciel (système 2) présentent un écart de l'ordre de 6.3°C , les températures ont été mesurées le 7aout 2002 pendant les 24 heures.

La différence de température entre la surface supérieure et la surface inférieure varie entre 4.24°C et 7.24 . Les températures ont été mesurées le 16 septembre 2002 durant les 24 heures.

Les résultats de ce système ont été comparés à cinq autres systèmes passifs, il a été trouvé que la performance de ce système est beaucoup plus meilleure que celui d'un bain d'eau à isolation mobile qui est considéré le système le plus performant à ce jour.

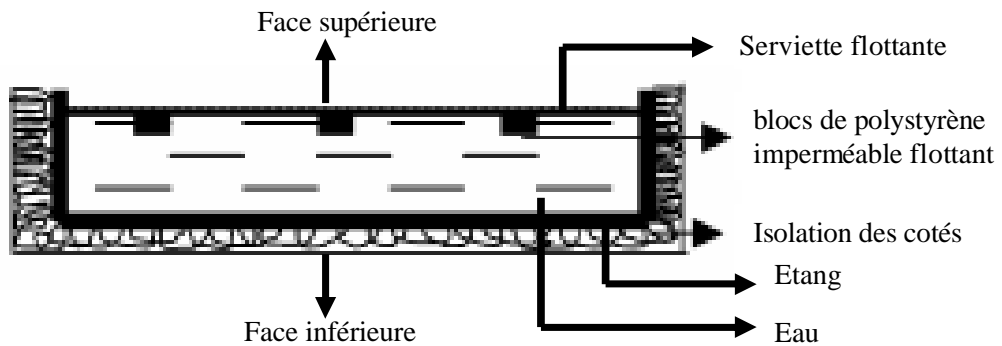


Figure II. 4 : Coupe transversale dans le système 1 de refroidissement.
Source : Runsheng Tang Etzion. et Erell[14]

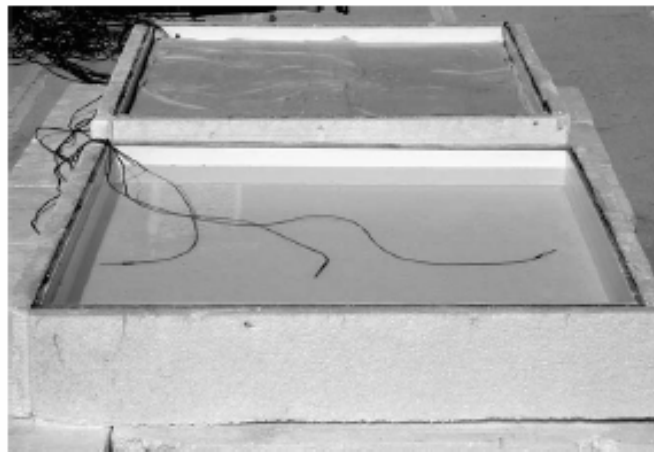


Figure II. 5 : Vue de dessus du système 1 et 2
Source : Runsheng Tang Etzion. et Erell[14]

II. 4 Refroidissement par l'inertie des matériaux ou de l'enveloppe :

Abdul-Salm et Al-Temeemi [15] ont fait une étude comparative entre la consommation d'énergie pour le refroidissement dans les anciennes et les nouvelles maisons à Kuwait cité. L'expérience faite sur des maisons individuelles modernes, et des maisons anciennes construites avant l'existence du pétrole au Kuwait. L'étude comparative montre que certaines recommandations anciennes doivent être respectées pour minimiser la consommation de l'énergie, parmi ces recommandations ; l'utilisation des matériaux de faible conductivité thermique, minimisation de la surface des ouvertures en les orientant Nord, l'utilisation des brise-soleil dans le cas des fenêtres orientées sud. Les couleurs de toutes les surfaces extérieures doivent être blanche. L'utilisation de l'inertie de sol qui a un grand effet sur la température intérieure, tel que les constructions au sous-sol, figure (II. 6), car la température du sol à une profondeur importante (entre 2 à 5 m) est très proche de la température de confort, voir figure (II. 7).



Figure II. 6 : mesure de la température de sol.

Source : Abdul-Salm et Al-Temeemi[15]

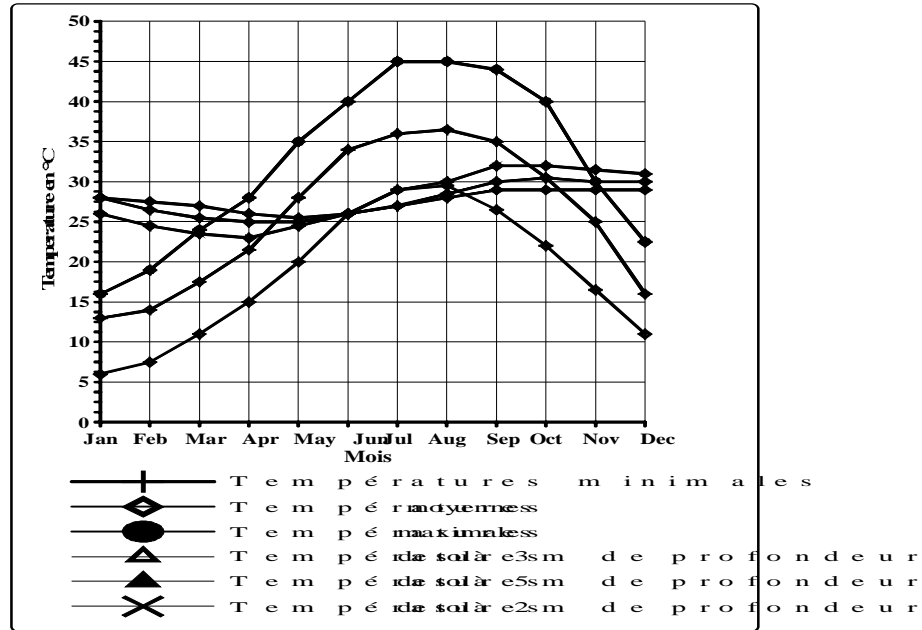


Figure II. 7 : Comparaison entre la température de l'air et la température du sol a 2m , 3m et 5m de profondeur.

Source : Abdul-Salm et Al-Temeemi[15]

Plus que la conception technique et architecturale, on peut toujours améliorer le confort intérieur par l'utilisation des systèmes de refroidissement passif.

II. 5 Refroidissement par l'amélioration de la performance thermique des toitures :

Al-Turki Gari et Zaki [16] ont amélioré la performance thermique d'une toiture par l'utilisation d'une couche de gravier pour réduire la charge thermique. Ils ont expérimenté une toiture en béton armé de 20cm x 20cm x 3cm couverte d'une couche de gravier avec l'utilisation d'une couche d'isolation de laine de verre ($\lambda=0.036w/m^{\circ}k$) de 5 cm d'épaisseur sur les quatre faces extérieures de la toiture, pour réduire au maximum le transfert de chaleur par les côtés. La température est mesurée dans six différents points à deux profondeurs (2 et 27mm) de face supérieure, figure (II. 8). Cinq toitures en béton couvert par cinq types de graviers de différents diamètres ont été expérimentées à Djedda (latitude 21.41° N) dans le mois de mars. L'effet de la couverture du gravier sur la réduction de la température dans les différents points de mesure présente un écart de température entre l'extérieure et les points de mesure de l'ordre d'environ 10° C.

L'amélioration de la toiture par une masse ne réduit pas généralement la température intérieure mais il a un effet sur le temps de réponse de la construction, d'après leur résultats la température de la face inférieure de la toiture au point à une distance de 27mm de la face supérieure est supérieure à 35°C et le temps de réponse de la toiture est de 3 heures.

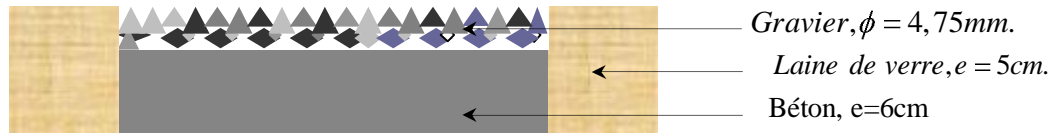


Figure II. 8 : Dalle expérimentée.
Source : Al-Turki Gari et Zaki[16]

Nahar Shamma et Prurohit [17] ont fait une étude comparative entre quatre différentes techniques utilisées pour l'amélioration de la performance thermique des toitures. Les expériences sont faites sur cinq prototypes identiques de 1200mm x 600mm x 910mm de dimension en Jodhpur en Inde, pour étudier les meilleures techniques de refroidissement passif, figure (II. 9). Dans les constructions 50% du gain de chaleur est transmis par les toitures, pour ces raisons leurs expériences sont faites sur les différentes techniques pour réduire le gain de chaleur par la toiture.

En résumé, les différentes techniques utilisées sont;

- 1- Toiture sans traitement (pour comparer les résultats)
- 2- Toiture peinte en blanc.
- 3- Utilisation d'une couche d'isolation de 40mm au dessous de la toiture.
- 4- Utilisation d'un réservoir d'eau de 100mm d'épaisseur sur la toiture plus une couche de 40mm d'isolation sur le haut, le bas et quatre côtés de la cellule. La couche d'isolation sur face supérieure est mobile, ouverte la journée et fermée la nuit.
- 5- Utilisation des sacs pleins d'eau avec un arrosage de la face supérieure pendant la journée (refroidissement par évaporation).

Les meilleurs résultats sont obtenus par le 5eme type de toiture (refroidissement par évaporation de l'eau), voir figure (II.10), mais ce système demande une quantité d'eau

importante la ou l'eau est très dem ander, plus un système automatique qui fonctionne avec de l'énergie non renouvelable pour remplacer la quantité d'eau évaporé.

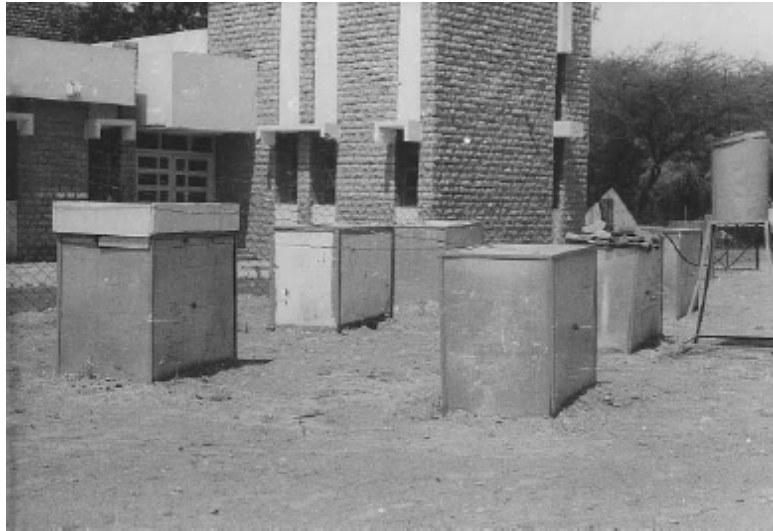


Figure II. 9: Photo des cinq prototypes.
Source : Nahar Shamma et Prurohit[17]

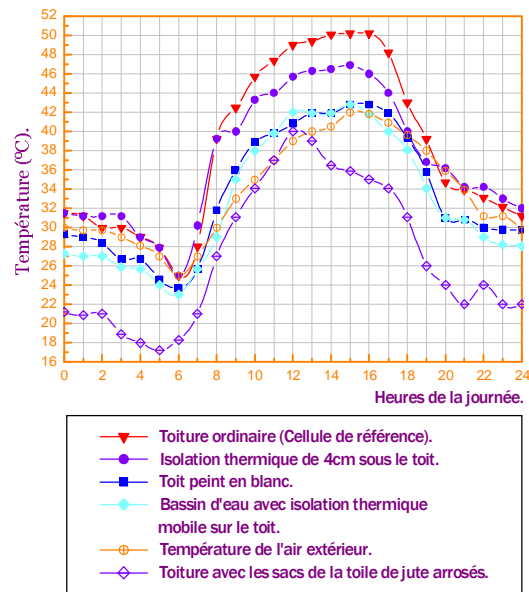


Figure II. 10 : Comparaison entre les températures intérieures mesurées dans les cellules.

Source : Nahar Shamma et Prurohit[17]

Takakura et al. [18] ont fait une étude comparative par une investigation par simulations et expérimentations entre quatre différentes techniques utilisées pour l'amélioration de la performance thermique des toitures. Les expériences sont faites sur quatre prototypes, chaque prototype est composé d'une dalle en béton armé de 90cm* 90cm et de 6cm d'épaisseur couvre un espace de 30cm de haut, les cinq autres côtés du prototype sont fermés par un isolant thermique (polystyrène) de 5 cm d'épaisseur, la face supérieure de la dalle dans le premier prototype est non couverte, dans le deuxième prototype est couverte par une couche de 14 cm d'épaisseur de sol humide, dans le troisième prototype est couverte par une couche de 14 cm de sol et tuf humide et dans le quatrième prototype est couverte par une couche de 14 cm d'épaisseur de sol humide sur lequel des végétations sont implantés, une feuille de plastique est placée entre la dalle et le sol pour éviter l'infiltration des eaux de pluies et facilite leur drainage, qui se fait à l'aide des tubes de pvc placés sous le sol voir figure (II. 11).

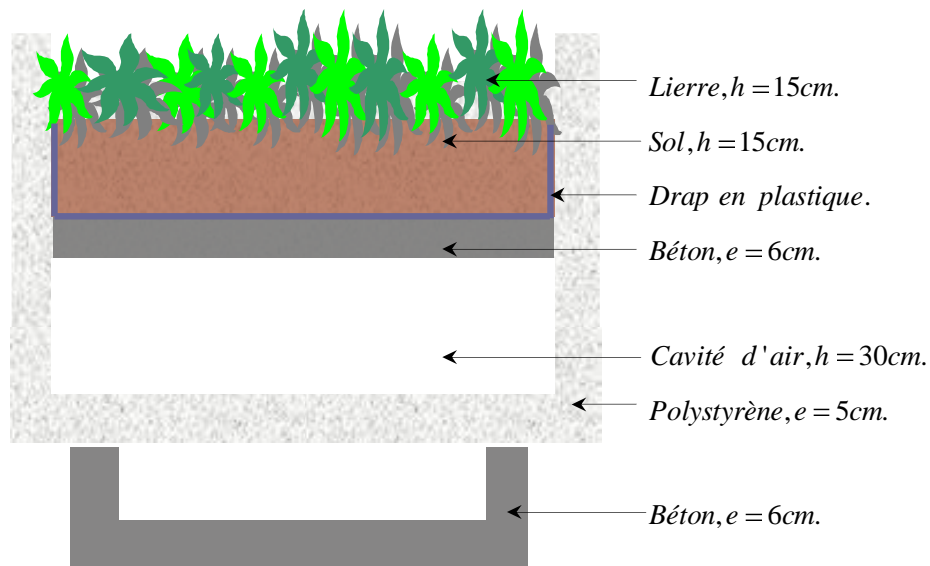


Figure II. 11 : Schéma du prototype
Source : Takakura et al.[18]

Les résultats de la figure (II. 12) montrent que le quatrième prototype et plus performant car dans cette technique une quantité d'énergie est réfléchi vers l'extérieur par l'évaporation d'eau dans le sol, la végétation joue le rôle des prises de soleil qui minimise le gain d'énergie par la toiture.

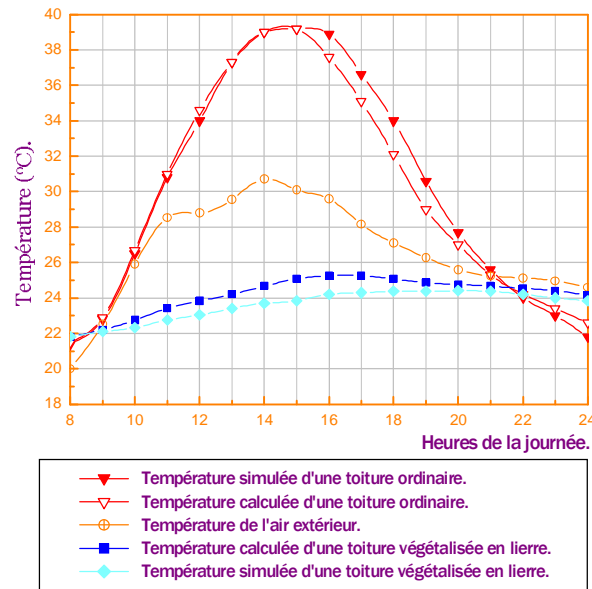


Figure II. 12 : Comparaison entre les températures intérieures dans la cavité.

Source : Takakura et al. [18]

Malgré l'efficacité du système utilisé mais le problème de l'arrosage de la végétation qui demande une quantité d'eau journalière importante existe toujours, plus le poids du sol sur la dalle exerce une lourde charge ce qui demande le renforcement de la structure.

Erell et Etzion [19] ont amélioré la performance thermique d'une toiture par l'utilisation d'un système de refroidissement nocturne composé d'un radiateur en pvc posé dans une enceinte métallique de 10 et 15 cm de profondeur, une couche d'isolation (polystyrène) est utilisée sur les cotés du système sauf par le haut. Le système est posé sur une toiture en béton armé. Le but de l'isolation thermique est de protéger le système du gain d'énergie pendant la journée. Pendant la nuit, l'eau qui circule dans les tubes est refroidi par radiation (onde de grande longueur) et convection voir figure (II. 13).

La température de l'eau est mesurée à l'entrée et à la sortie du radiateur pendant la nuit du 28 juillet 1991 du 22 heures à 5 heures du matin, pour différentes valeurs du coefficient de déperdition de chaleur linéaire (U_l , 13, 18 et 32 $\text{w/m}^2\text{c}$) et différent débit d'eau à la sortie du radiateur (0.03kg/s, 0.018kg/s, 0.022kg/s). Les températures mesurées et calculées à l'entrée et à la sortie du radiateur pour trois cas. Cas (a) le système est fortement isolé par une couche de polystyrène par les cinq côtés sauf la face supérieure, sont 20 et 18°C, soit un écart de 2°C. Cas (b), le système est suspendu sans isolation pour favoriser l'échange d'énergie par convection. Les températures mesurées et calculées à l'entrée et à la sortie du radiateur sont 20.5 et 17°C soit un écart de 3.5°C. Cas (c), le système est sans isolation et la plaque métallique sous le serpentin est remplacé par une plaque en aluminium perpendiculaire comme cas d'un radiateur d'une voiture, pour favoriser au maximum l'échange par ventilation, les températures mesurées et calculées à l'entrée et à la sortie du radiateur sont 17.5 et 20.5°C soit un écart de 3°C.

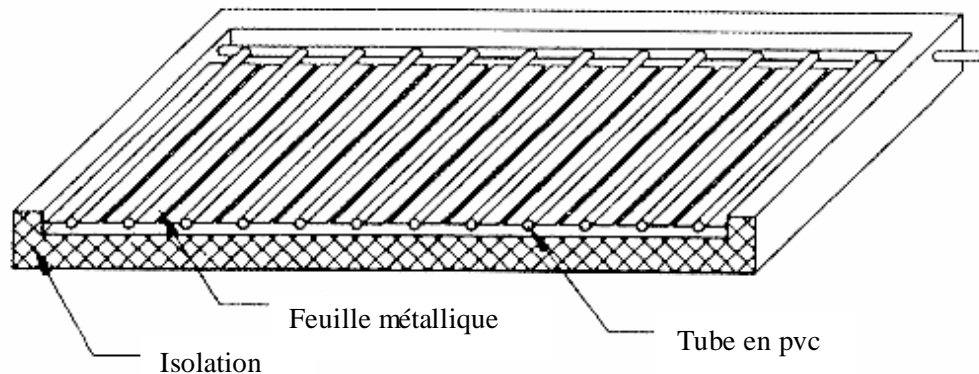


Figure II. 13 : Schéma du radiateur en pvc posé dans une enceinte métallique.
Source : Erell et Etzion[19]

José Rion et al. [20] décrivent et donnent les résultats expérimentales et numériques de deux cellules de murs identiques et toitures différentes de dimensions intérieures 3 x 3 x 2.45m et les murs de 0.15m d'épaisseur, les deux cellules sont construites en 1996 à Maracaiba en Venezuela. La première cellule (cellule de référence) avec une toiture bien isolée, la deuxième cellule (cellule expérimentale) a une toiture sous forme de réservoir ouvert, protégé par deux panneaux d'isolations pendant la journée et ouvert au ciel pendant la nuit voir figure (II. 14, 15).

Les résultats numériques et expérimentaux obtenus sont les suivants : la température intérieure maximale simulée et mesurée dans la cellule expérimentale est de l'ordre de 25 °C. Par contre la température intérieure maximale dans la cellule de référence est environ 33°C tandis que la température extérieure maximale atteint les 34 °C., soit un écart de température entre les deux cellules d'environ 8° C. L'écart entre température intérieure de la cellule expérimentale et la température ambiante extérieure est de l'ordre de 9° C.

Malgré l'efficacité du système, ce type de refroidissement passif nécessite d'enlever l'isolation thermique pendant la journée et de la mettre pendant la nuit chaque jour de la saison chaude, ce qui est généralement difficile à faire pour une construction ordinaire.

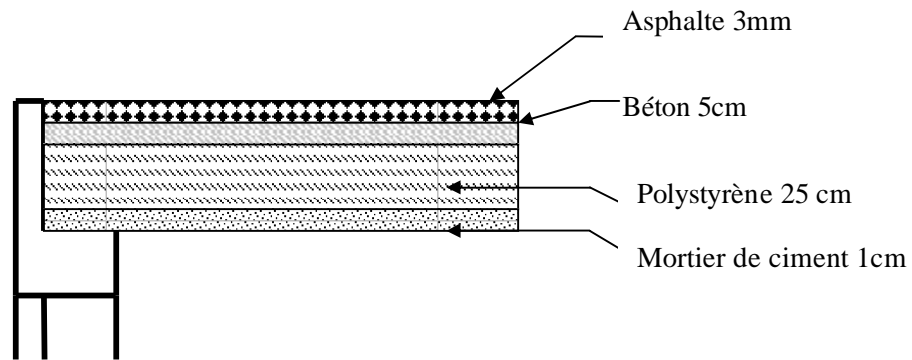


Figure II. 14 : Cellule de référence.

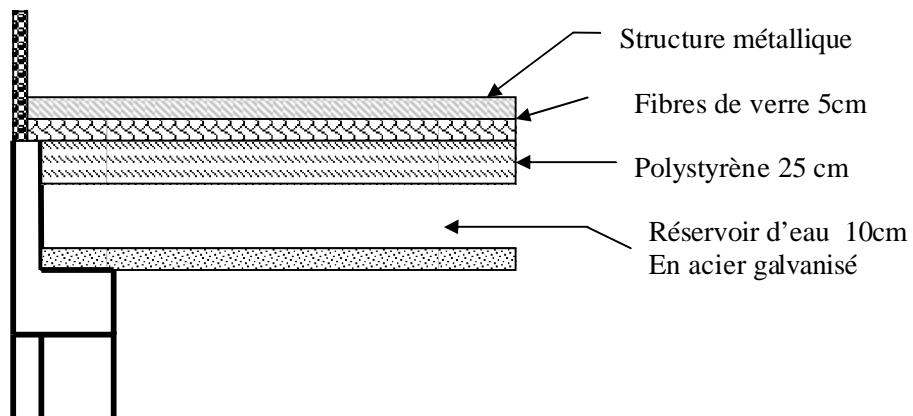


Figure II. 15 : Cellule expérimentale. Source : José Rion et al. [20]

Onmura et al. [21] ont fait des expériences sur l'effet d'une toiture avec une couche de grasse sur la réduction du gain de chaleur. L'expérience était faite sur une construction de trois étages, construite en béton armé préfabriqué à Osaka (Japon) en 1991, une couche de grasse été implantée sur une toiture composée de 15cm de béton armé, 8cm de mortier et une couche d'étanchéité, figure (II. 16).

La température de la face intérieure de la toiture du béton est mesurée pour deux cas. Cas (a) toiture avec couche de grasse et cas (b) toiture sans couche de grasse. La température de la face intérieure de la toiture est mesurée dans deux conditions, ciel clair pour cas (a) est de 35°C tandis que pour le cas (b) est de 65°C, soit un écart de 30°C, ciel nuageux pour cas (a) est de 30° C tandis que pour le cas (b) est de 40° C soit un écart de 10°C. On remarque que l'efficacité du système est trois fois plus grande pour ciel clair que celle du ciel nuageux.

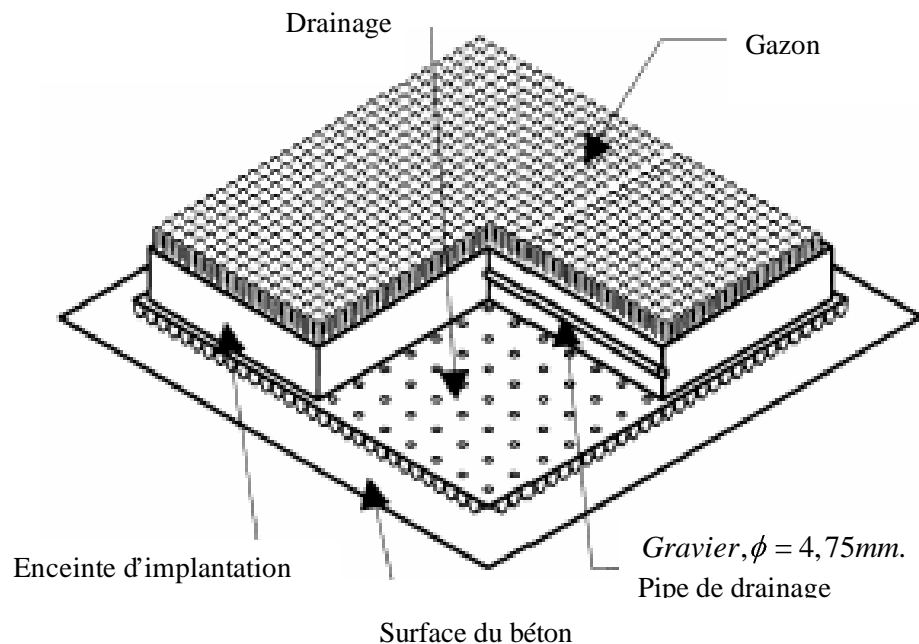


Figure II. 16 : Détail de la toiture

Source : Onmura et al. [21]

II. 6 Conclusion :

Après présentation des différentes recherches sur le refroidissement passif des toitures des conclusions peuvent être tirées :

- Les résultats mesurés, simulés et calculés se rapprochent ce qui prouve la validité de chaque approche.
- L'efficacité a été prouvée car une grande quantité des radiations solaires a été interceptée par les systèmes et les prototypes étudiés.
- La nature de la surface intervient dans la détermination de sa température, une surface peinte en noire a un effet inverse en période nocturne, la végétation et d'une bonne étanchéité permettent de maintenir un sol humide. Le mouvement de l'air a un effet négligeable dans la réduction de la chaleur à la surface par convection.
- L'inertie d'un toit permet le déphasage du flux de chaleur et réduit les besoins en climatisation active, la distribution de la température suivant l'épaisseur a prouvé l'efficacité. Par contre, l'augmentation de la hauteur d'eau augmente les besoins en climatisation active, sa hauteur doit être optimisée.
- Le refroidissement par évaporation a été la meilleure option pour faire face aux conditions extrêmes de chaleur, la présence permanente de l'eau dans un sol humide réduit considérablement le gain de chaleur.
- Le refroidissement exige un coefficient de déperdition faible et des conditions climatiques favorables (ciel clair).
- Les techniques passives et les techniques actives sont associées à la fois par la contribution de certains équipements industriels: telle qu'une pompe afin de puiser l'eau pour un radiateur.
- L'évaporation exige d'énormes quantités d'eau et compromet les besoins des générations futures de cette source de vie primordiale dans les régions arides.
- Les systèmes exigent un contrôle quotidien : maintien du niveau d'eau, ouverture et fermeture de l'isolation, dépôt de poussière à la surface et arrosage permanent.

Le système de refroidissement passif utilisant une toiture radiative en association avec l'évaporation de l'eau, qui sera présenté dans cette thèse est composé d'une masse suffisante de galets (pierre de grande taille) et eau, enfermés dans une toiture étanche pour

éviter la vapeur d'eau d'échapper. Sous les galets une dalle en béton armé et au-dessus une feuille métallique en aluminium peint en blanc.

Ce système est composé de deux parties :

- la toiture par sa capacité isolante dans la journée (par son faible absorptivité plus l'énergie dégagée par évaporation de l'eau).
- la toiture conductrice dans la nuit par la condensation de la vapeur d'eau de la journée.

L'isolation thermique diurne est assurée par une masse suffisante de galets et eau, enfermés dans la toiture étanche, l'efficacité de cette isolation est augmentée par la couleur de la face supérieure de la toiture, peinte en blanc de titane car le flux solaire absorbé devient 15 à 20% du rayonnement solaire global incident. L'influence de ce faible flux solaire sur l'intérieur du bâtiment est fortement limitée et combattue par cette masse de galets. Les murs très épais du bâtiment servent aussi de d'isolant thermique.

L'effet conducteur de la toiture dans la nuit est assuré par une masse d'eau qui, par évaporation et condensation sur la face supérieure interne de la toiture, transmet la chaleur de l'intérieur du bâtiment (plus chaud la nuit) à l'extérieur (plus froid). Ce transfert de chaleur cesse dès que la température de la face supérieure de la toiture devient supérieure à celle des galets. L'intérêt d'un tel système réside dans le fait qu'il ne fait intervenir aucune autre source d'énergie, ne nécessite aucune intervention manuelle ou mécanique et utilise une faible quantité d'eau, aux régions à climat chaud et sec où l'eau est rare.

Ce système de refroidissement passif utilisant une toiture radiative plus l'évaporation de l'eau est un différent système de refroidissement adaptée aux régions à climat chaud et sec. L'influence de chaque paramètre sur l'intérieur du bâtiment intervenant dans un tel système doit être étudiée afin d'améliorer son efficacité. L'influence de l'atmosphère sur la température intérieure du bâtiment doit être aussi étudiée. Dans quelles conditions atmosphériques peut-on optimiser l'efficacité d'une telle toiture ? Quelle est l'influence des surfaces sélectives sur cette toiture ? Par une modélisation de la toiture, ces différentes questions ont été étudiées et exposées dans le présent travail.

CHAPITRE III :

CONCEPT ET THEORIES DES PHENOMENES DE RAYONNEMENT ET D'EVAPORATION DANS LA TOITURE

III. 1 Description de la toiture :

Le système de refroidissement passif utilisant une toiture radiative plus l'évaporation de l'eau est composée d'une masse suffisante de galets (pierre de grande taille) et eau, enfermées dans une toiture étanche pour éviter la vapeur d'eau d'échapper, sous les galets une dalle en béton armé et au-dessus un vide d'air et une feuille métallique en aluminium peint blanc, voir figure (III.1). Ce système travail de deux manières.

- La toiture isolante dans la journée par sa faible absorptivité plus l'énergie absorbée par évaporation de l'eau.
- La toiture conductrice dans la nuit par la condensation de la vapeur d'eau de la journée.

L'isolation thermique diurne est assurée par une masse suffisante de galets et d'eau, enfermées dans la toiture étanche, l'efficacité de cette isolation est augmentée par la couleur de la face supérieure de la toiture, peinte en blanc de titane, car le flux solaire absorbé devient 15 à 20% du rayonnement solaire global incident. L'influence de ce faible flux solaire sur l'intérieur du bâtiment est fortement limitée et combattue par cette masse de galets. Les murs très épais du bâtiment servent aussi d'isolant thermique. Les murs sont composés de l'extérieur à l'intérieur de la ; couche de mortier de couleur clair, briques de 15 cm d'épaisseur, vide d'air, briques de 10 cm d'épaisseur et une couche de plâtre. Le plancher est composé d'une dalle flottante en béton armé sur sol, mortier de pose et le carrelage. Les matériaux utilisés et leur caractéristique sont présentés dans le tableau (III. 1).

III. 2 Toiture evapo-radiative

La toiture de la cellule contient le système de refroidissement passif, le système est caractérisé par une surface supérieure de faible absorptivité et grande réflectivité se qui

minimise le gain de chaleur due aux radiations solaires auxquelles la toiture est exposée toute la journée. L'eau et les galets occupent le même volume dans la toiture, l'eau remplit le vide entre les pierres, leurs caractéristiques thermiques est calculée en fonction de leur masse.

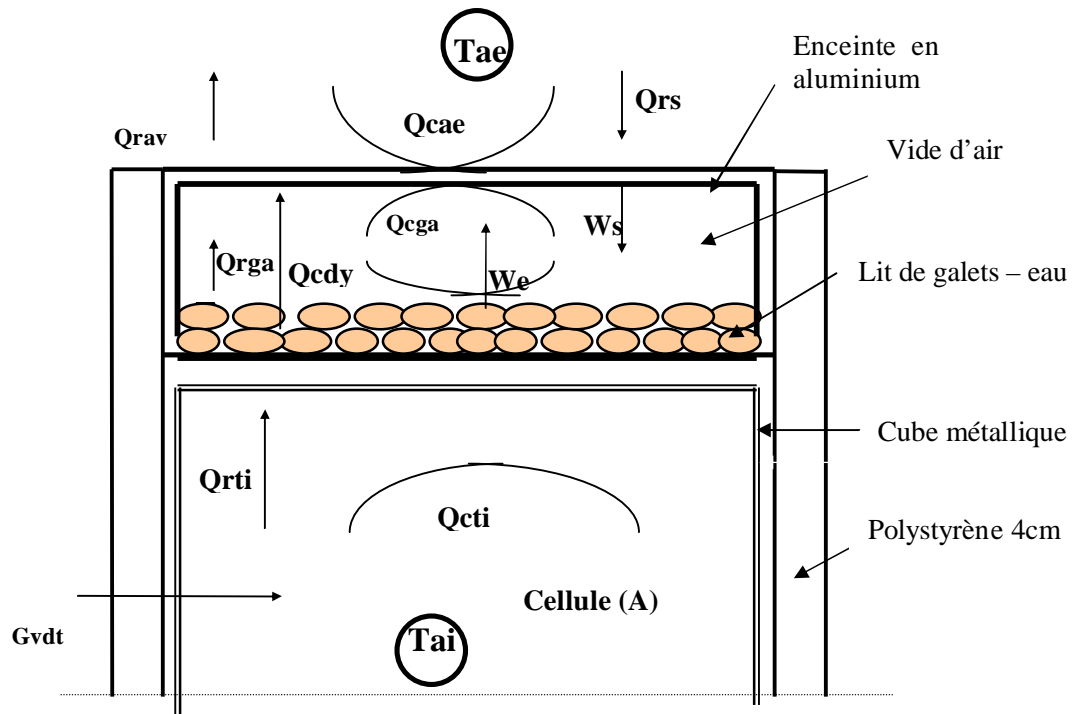


Figure III. 1: Cellule avec système de refroidissement passif.

Tae : Température de l'air extérieur.

Tai : Température de l'air intérieur.

Qrav : Flux changé par rayonnement entre la toiture et la voûte céleste.

Qcae : Flux changé par convection entre la toiture et Tae.

Qrs : Flux dus à la radiation solaire.

Ws : Flux d'énergie de condensation

We : Flux d'énergie d'évaporation

Qrga : Flux changé par rayonnement entre la toiture et les galets

Qcdy : Flux changé par conduction entre les galets

Qcga : Flux changé par convection entre les galets et l'air dans la toiture

Qrti : Flux changé par rayonnement entre les parois internes et le plafond.

Qcti : Flux changé par convection entre l'air intérieur et le plafond.

Gvdt : Flux changé entre Tai et Tae à travers les parois extérieures.

III. 3 Evaporation, condensation dans la toiture :

Pendant la journée l'eau associé aux galets sous l'effet de l'augmentation de la température s'évapore, l'air dans la toiture non renouvelé et sa teneur en vapeur est limité donc il sera saturé, pendant la nuit sa température diminue, l'excès de vapeur se condense et tombe sous forme de goutte d'eau sur la surface des galets ce qui favorise leur refroidissement. Les galets sont utilisés comme matériaux de stockage du froid nocturne. Leur intérêt réside dans le fait qu'ils sont disponibles partout, non toxiques, et ont une faible diffusivité thermique, la valeur faible de la diffusivité indique que le froid stocké la nuit, diffusera très lentement vers l'intérieur de la cellule à travers la dalle de béton de faible épaisseur et de bonne conductivité thermique dans la journée.

III. 3. 1 Echanges couplés de chaleur et de masse dans la toiture :

La toiture sépare deux ambiances (extérieure et intérieure) caractérisées par :

- Leur température.
- Leur humidité relative.

L'étude des transferts entre les galets et l'ambiance nécessite la prise en compte :

- du flux de chaleur absorbé par les galets,
- du flux massique absorbé par les galets,
- du coefficient d'échange de chaleur intérieur et extérieur,
- du coefficient d'échange de masse intérieur et extérieur.

La toiture est composée d'un nombre de couches constituées de matériaux différents dont les propriétés thermohygriques ne sont pas constantes et sont fonctions de la température et de la teneur en eau du matériau, tableau (III. 1).

La toiture est discrétisée en M nœuds voir figure (III. 2), chaque couche L d'épaisseur $E(L)$ comprend $K(L)$ nœuds et la distance entre chaque nœud est ;

$$X = \frac{E(L)}{K(L)-1}$$

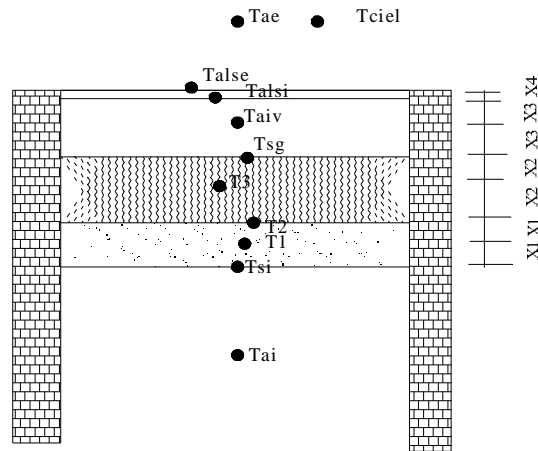


Figure III. 2 : Répartition nodale dans la toiture.

Dans chaque couche, le transfert de chaleur est régi par l'équation de la chaleur d'après la loi de Fick [22] ;

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t}$$

Le terme $\varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t}$ représente le flux de chaleur produit par changement de phase de l'eau avec :

L_v : La chaleur de vaporisation de l'eau.

$$L_v = (2500.335 - 2.2928.T - 0.0014T^2) \times 10^3 \text{ (J/kg)}$$

ε' : Le taux de changement de phase $0 \leq \varepsilon' \leq 1$ et T la température en °C

L'équation de transfert de masse s'exprime différemment selon plusieurs théories , deux théories sont choisis ici , qui sont ; la théorie de Fick et celle du Vries[22].

Le transfert de chaleur dans la toiture se fait ;

1- la face intérieure du plafond échange l'énergie par convection avec la température de l'air intérieure et par rayonnement avec les autres surfaces.

Le flux intérieur ;

$$C_{ai} \frac{dT_{ai}}{dt} = Q_{\text{int}} + Q_{ci} + Q_v \quad (\text{III. 1})$$

$C_{ai} \frac{dT_{ai}}{dt}$: est l'énergie stocké dans l'air de la cellule, $C_{ai} = m_{ai} \cdot c_{ai}$

Q_{int} : est le flux intérieur échanger par convection due à la lumière et les occupants ;

$$Q_{\text{int}} = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{int}i} \quad (\text{w})$$

Q_{ci} : est le gain intérieur d'énergie par convection des surfaces intérieures (murs, plafond plancher, fenêtre et porte).

$$Q_{ci} = \sum_{i=1}^{i=n} h_i A_i (T_{si} - T_{ai}) \quad (\text{w})$$

Q_v : est l'échange d'énergie par ventilation et infiltration de l'air extérieur.

$$Q_v = m_{ae} \cdot c_{ae} \cdot (T_{ae} - T_{ai}) \quad (\text{w})$$

La dérivé $\frac{dT_{ai}}{dt}$ peut être exprimée par les approximation des différences finies comme suit ;

$$\frac{dT_{ai}}{dt} = (T_{ai}^t - T_{ai}^{t-\Delta t}) \frac{1}{\Delta t} \quad (\text{III. 2})$$

En remplaçant $\frac{dT_{ai}}{dt}$ par sa valeur dans l'équation (III.1) on aura :

$$C_{ai} (T_{ai}^t - T_{ai}^{t-\Delta t}) \frac{1}{\Delta t} + T_{ai}^t \left[\sum_{i=1}^{i=n} h_i A_i + m_{ae} \cdot c_{ae} \right] = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{int}i} + \left[\sum_{i=1}^{i=n} h_i A_i T_{si} + m_{ae} \cdot c_{ae} \cdot T_{ae} \right]^{t-\Delta t}$$

$$T_{ai}^t = \frac{\sum Q_i^t + \left[\frac{C_{ai}}{\Delta t} T_{ai} + \sum A_i h_i T_{si} + m_{ae} c_{ae} T_{ae} \right]^{t-\Delta t}}{\frac{C_{ai}}{\Delta t} + [\sum A_i h_i + m_{ae} c_{ae}]} \quad (\text{III.3})$$

L'inconnue dans l'équation (III.3) est la température intérieure T_{ai}^t à chaque intervalle de temps Δt . Elle est fonction de la température des surfaces intérieures T_{si}^t du plafond, du flux Q_i^t émis par les occupants et la lumière, et du flux Q_v^t échangé par ventilation. Cependant, certaines hypothèses ont été appliquées à savoir ;

- 1- la cellule est considérée comme fermée sans occupants et la lumière éteinte, donc Q_i^t est nul,
- 2- La ventilation naturelle aura lieu seulement si la température intérieure est supérieure ou égale à la température extérieure, c'est-à-dire entre 21h.00 et 8h.00,
- 3- en été, l'humidité dans l'air intérieur et extérieur dans la région de Laghouat est presque nulle.

Donc l'équation (III.3) devient ;

Pour la journée $T_{ai}^t < T_{ae}^t$ donc ;

$$T_{ai}^t = \frac{\left[C_{ai} \frac{T_{ai}}{\partial t} + \sum A_i h_i T_{si} + m_{ae,inf} c_{ae} T_{ae} \right]^{t-\partial t}}{\frac{C_{ai}}{\partial t} + \left[\sum A_i h_i + m_{ae,inf} c_{ae} \right]} \quad (III. 4)$$

$m_{ae,inf}$: La masse d'air due à l'infiltration de l'air extérieur.

Pour la nuit $T_{ai}^t \geq T_{ae}^t$ donc ;

$$T_{ai}^t = \frac{\left[C_{ai} \frac{T_{ai}}{\partial t} - \sum A_i h_i T_{si} + m_{ae,inf} c_{ae} T_{ae} \right]^{t-\partial t}}{\frac{C_{ai}}{\partial t} - \left[\sum A_i h_i + m_{ae,inf} c_{ae} \right]} \quad (III. 5)$$

La température de la surface intérieure T_{si}^t est calculée à chaque intervalle de temps Δt en fonction de la température extérieure, les radiations solaires et le flux de chaleur par ventilation ou infiltration, utilisant les équations de différence finie basées sur l'équation de conservation d'énergie dans chaque nœud (énergie entrant – énergie sortant = énergie stockée).

III. 3. 2 La température de la surface intérieure du plafond :

$$\forall j \in (1, \dots, m) \text{ donc } \rho_j c_j \frac{\partial T_j}{\partial t} = \lambda_j \frac{T_{j-1} - 2T_j + T_{j+1}}{\Delta x^2}.$$

L'échange d'énergie entre un nœud de la surface intérieure et son environnement se fait par convection avec l'air intérieure, par rayonnement avec les autres surfaces et par Conduction avec un nœud adjacent ;

$$A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \frac{\partial T_{si}}{\partial t} = Q_{cond} + Q_{con} + Q_{ray} \quad (\text{III. 6})$$

Le flux de chaleur par conduction est donné par ;

$$Q_{cond} = \frac{\lambda_1 A_{si}}{\Delta x} (T_1 - T_{si})$$

Le flux de chaleur par convection est exprimé par ;

$$Q_{con} = A_{si} h_{ci} (T_{si} - T_{ai})$$

Le flux chaleur par rayonnement est décrit par ;

$$Q_{rad} = EA_{si} h_r (T_{si} - T_{si,i})$$

Une surface intérieure émise et reçoit l'énergie par radiation des autres surfaces intérieures, et $T_{si,i} \approx T_{ai}$ donc;

$$Q_{con} + Q_{rad} = A_{si} (h_{ci} + Eh_r) (T_{si} - T_{ai}) = A_{si} h_i (T_{si} - T_{ai}) \Rightarrow h_i = Eh_r + h_{ci}.$$

Ou h_{ci} et h_r : les coefficients de transfert de chaleur par convection et rayonnement.

$h_r = 4\sigma T_{si}^3$; Ou σ Stefan Boltzmann constant ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{ k}$) [23].

Donc l'équation (III. 6) devient ;

$$A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \frac{\partial T_{si}}{\partial t} = A_{si} h_i (T_{ai} - T_{si}) + A_{si} \frac{\lambda_1}{\Delta x} (T_1 - T_{si}) \quad (\text{III. 7})$$

Pour que la température intérieure dans la cellule sera proche de la température de confort, il faut minimiser la température intérieure du plafond, la ou le système de refroidissement est placé.

III. 4 Rayonnement et convection :

Durant la nuit, la toiture cède rayonnement et parfois par convection de la chaleur à la voûte céleste, et par conséquent se refroidit. Cet échange énergétique a lieu dans

l'infrarouge lointain (4-50 μm). Pendant la journée, la face supérieure de la toiture peint en peinture sélective, réfléchit le maximum des rayonnements solaires.

III. 4. 1 Noeud de surface extérieure de la feuille de l'aluminium :

L'aluminium est un matériau étanche ($U_{al} = 0$ et $\delta = 0$) donc le flux massique est nul et la conductivité thermique est constante, l'échange d'énergie se fait entre la face supérieure de l'aluminium $T_{al_{se}}$ et la température de l'air extérieur T_{ae} par convection, avec la température de ciel T_c par rayonnement, avec la face inférieure par conduction et reçoit les radiations solaires directs et diffusés.

La voûte céleste est constituée par l'ensemble des couches de l'atmosphère. Chacune émet une énergie fonction de sa température et laisse passer plus ou moins l'énergie des couches supérieures. Chaque couche est donc caractérisée par sa transparence. La voûte céleste peut être assimilée à un corps noir dont la distance importe peu mais dont seul le bilan énergétique entre ce qu'il émet et ce qu'il reçoit compte. Ces échanges thermiques ont lieu dans l'infrarouge lointain dans la bande de 4 à 50 μm . Le bilan énergétique net reçu par une surface est donné par Clellan et al. [24] comme suit ;

$$q_r = \varepsilon_1 \sigma [T_s^4 - T_{mr}^4] \text{ W/m}^2 \quad (\text{III. 8})$$

ε_1 Est l'émissivité de la surface et T_{mr} la température radiante moyenne du ciel et l'environnement (terre et constructions de voisinage). T_{mr} est donnée par ;

$$T_{mr}^4 = F_{s-c} T_c^4 + F_{s-g} T_{sol}^4 ;$$

F_{s-c} et F_{s-sol} facteur de forme surface-ciel, et surface-sol à la température T_s . Une surface horizontale échange de l'énergie avec le ciel seulement, donc la température moyenne de radiation T_{mr} d'après Olivetti et al. [25] est égale la température de ciel T_c . Les échanges d'énergie entre une surface horizontale et son environnement extérieur sont présentés dans la figure (III. 3).

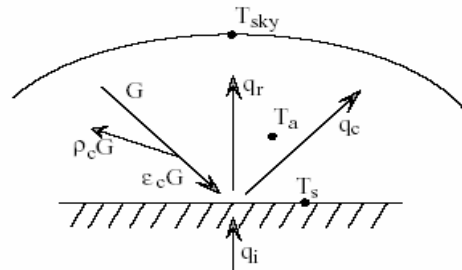


Figure III.3 : L'échange d'énergie entre une surface horizontale et son environnement extérieur.

Les échanges d'énergie entre une surface horizontale et le ciel est donné par ;

$$q_r = \varepsilon_1 \sigma [T_s^4 - T_c^4]$$

Une simplification est toujours utilisée où la température du ciel est considérée égale à la température ambiante extérieure, cette approximation donne une erreur inacceptable dans le calcul de flux net échangé par rayonnement.

Utilisant l'équation d'équilibre d'énergie instantanée pour une surface horizontale on se référant au figure (III.3).

$$q_c + q_r + q_i - \varepsilon_c G = 0 \quad (\text{III. 9})$$

q_c : Le flux par convection entre la surface et la température ambiante extérieure en W/m^2 .

q_r : Le flux par rayonnement entre la surface et le ciel en W/m^2 .

q_i : Le flux par conduction traversant le matériau de la surface en W/m^2

$\varepsilon_c G$: Les radiations solaires incidentes absorbées par la surface en onde courte et longue

Dans le calcul on considère toujours le transfert par convection et rayonnement combiné est donné par la relation suivante ;

$$h_r = \frac{q_r}{(T_s - T_{mr})} \quad h_{ce} = \frac{q_c}{(T_s - T_{ao})}$$

Donc le flux unitaire total par convection et rayonnement est ;

$$q_{c,r} = q_c + q_r = h_{ce}(T_s - T_a) + h_r(T_s - T_{mr}) \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{III. 10})$$

On remplace q_r par sa valeur on aura ainsi;

$$h_r = \varepsilon_1 \sigma (T_s^4 - T_c^4) / (T_s - T_c) \Rightarrow h_r = \varepsilon_1 4 \sigma T_m^3, \text{ avec } T_m = (T_s + T_c) / 2$$

h_{ce} : Le coefficient de convection extérieur en $\text{w/m}^2 \text{ c}$, Clark et Berdahl ont développé une série d'expressions pour estimer la valeur de $h_{ce} = 0.7v + 2.8$, ou v est la vitesse du vent en m/s .

La température d'un ciel clair peut être exprimée en terme de température ambiante extérieure. Le flux unitaire rayonné par un ciel clair est;

$$q_r = \varepsilon_c \sigma T_{ao}^4 = \sigma T_c^4 \quad \Rightarrow T_c^4 = \varepsilon_c T_{ao}^4$$

a : Emissivité du ciel :

L'émissivité du ciel ε_c est calculée par des corrélations empiriques par plusieurs chercheurs en se basent sur des résultats expérimentaux. Les corrélations pour estimer l'émissivité du ciel peuvent être groupées en trois catégories ;

- a- L'émissivité en fonction de la pression de la vapeur d'eau proposé par Angstrom [26] et Brut [27]
- b- L'émissivité en fonction de la température ambiante extérieure proposée par Idso, Jackson [28] et Swinbank [29].
- c- L'émissivité en fonction de la température de rosé (saturation) proposée par Clark et Allen [30], Berdahl et fromberg [31], Berdahl et Martin [32].

a. 1 Emissivité du ciel clair :

Comme il est rapporté par Bouchair [33], Swinbank donne les relations empiriques suivantes en fonction de la pression de la vapeur d'eau après une observation faite dans l'océan Indien.

$$q_{ck} = 5.31 * 10^{13} T_{ao}^2$$

q_{ck} : Le flux par rayonnement d'un ciel clair.

Par corrélation l'émissivité d'un ciel clair ;

$$\varepsilon_{ck} = 0.93651 * 10^{-5} T_{ao}^2 \quad (\text{III. 11})$$

a. 2 Emissivité du ciel couvert :

L'équation de calcul de l'émissivité d'un ciel couvert est obtenue par l'introduction du facteur de la couverture nuageuse dans l'émissivité d'un ciel clair. Une recherche faite par Phillips rapportée par Bouchair [33] a fait une comparaison entre radiation atmosphérique d'un jour clair et un autre jour couvert, il a obtenu ce qui suit;

$$\sigma T_{sol}^4 - \varepsilon_{kd} \sigma T_{ao}^4 = (\sigma T_{sol}^4 - \varepsilon_{ck} \sigma T_{ao}^4)(1 - k_d) \quad (\text{III. 12})$$

k_d : Facteur qui dépend de l'altitude du nuage, égale 0.83 pour un altitude de 2Km, 0.62 pour un altitude de 5Km et 0.45 pour un altitude de 8Km.

T_{sol} : La température absolue de la surface du sol.

Avec l'introduction du facteur de la quantité du nuage C l'équation (III. 12) devient ;

$$\sigma T_{sol}^4 - \varepsilon_{kd} \sigma T_{ao}^4 = (\sigma T_{sol}^4 - \varepsilon_{ck} \sigma T_{ao}^4)(1 - Ck_d) \quad (\text{III. 13})$$

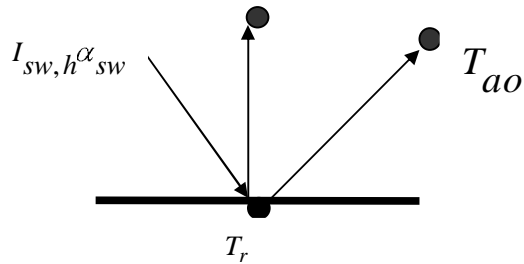
Donc l'émissivité d'un ciel couvert dérivée par [33] est;

$$\varepsilon_{kd} = (1 - Ck_d) \varepsilon_{ck} + Ck_d \left(\frac{T_{sol}}{T_{ao}} \right)^4 \quad (\text{III. 14})$$

L'équation (III. 14) est une équation générale peut être appliquer pour les deux cas, ciel clair et couvert pour les deux valeurs suivantes de C, ciel clair C=0 et ciel couvert C=1.

L'échange de chaleur entre une surface horizontale (toiture) sans obstructions et son environnement extérieure d'après Bouchair [33]

$$T_c$$



$$q_{sw,h} = q_{r-ao} + q_{r-c}$$

$q_{sw,h}$: Les radiations solaires incidentes absorbées par la surface en onde courte

q_{r-c} : Le flux par rayonnement entre la surface et le ciel en W/m^2 .

q_{r-ao} : Le flux par conduction traversant le matériau de la surface en W/m^2

En remplaçant chaque terme par sa valeur la température de la surface extérieure de la toiture est donné comme suit,

$$T_r = \frac{I_{sw,h}\alpha_{sw} + h_{c,r-ao}T_{ao} + h_{r,r-c}T_c}{h_{c,r-ao} + h_{r,r-c}} \quad (\text{III. 15})$$

Il y a d'autres expressions qui décrivent l'émissivité du ciel en fonction de la température de saturation (rosée), Clark et Allen [34] donnent l'expression suivante;

$$\varepsilon_c = 0.787 + 0.0028T_d$$

Berdahl [35] donne une deuxième expression qui prend en considération la variation de la température de rosée entre jour et nuit, dont il propose deux différentes valeurs pour l'émissivité du ciel ;

$$\varepsilon_{c,nuit} = 0.741 + 0.0062T_d$$

$$\varepsilon_{c,jour} = 0.727 + 0.0060T_d$$

Berger [36] a proposé aussi deux valeurs à ε_c , jour et nuit mais sont un peu différentes de celles de Berdahl ;

$$\mathcal{E}_c \text{ nuit} = 0.770 + 0.0038T_d$$

$$\mathcal{E}_c \text{ jour} = 0.752 + 0.0048T_d$$

Il est certain qu'une telle relation est imparfaite. La théorie est compliquée puisque le phénomène radiatif céleste s'étudie tant en longueur d'onde qu'en altitude et en inclinaison. Le sol apporte aussi sa contribution. C'est pourquoi une nouvelle relation de T_c a été proposée par Berger et al. [36] pour la température de ciel.

$$T_c = T_{ao,cor} * \varepsilon_c^{1/4}$$

$$T_{ao,cor} = T_{ao} + k(H) + L(H)(T_d - T_{ao})$$

H	1	2	3	4	5	6	7	8
K	6.45	7.18	7.65	3.86	0.18	2.90	4.85	5.65
L	0.435	0.620	0.616	0.399	0.276	0.290	0.311	0.366

L'indice H indique les heures qui suivent le lever du soleil.

D'autres chercheurs ont proposé des formules en fonction de la tension de vapeur de l'air, de la nébulosité du ciel et de la température de l'air. Nous donnons ici une corrélation proposée par Granier et Daguénet. [37] : le flux unitaire rayonné du ciel est ;

$$q_r = \sigma T_c^4 = L \Rightarrow T_c = \left[\frac{L}{\sigma} \right]^{1/4}$$

$$\text{Avec } L = L_0 [1 + 0.01 * A'] + B' * C' \left[\frac{8-n'}{8} \right] \quad \text{W/m}^2$$

$$L_0 = 3,6 * T_{ao} + 231 \quad \text{W/m}^2$$

$$B' = 1,7 * T_{ao} + 107 \quad \text{W/m}^2$$

$$A' = 10,1 * \log_{10} p - 12,3 \quad \%$$

$$C' = -0,22 * \log_{10} p + 1,25 \quad \%$$

Nébulosité $0 \leq n' \leq 8$ $n' = 0$ pour %, ciel clair et $n' = 8$ pour ciel entièrement couvert.

b. Répartition spectrale :

Bell [38] et Bliss [39] ont montré que la répartition spectrale du rayonnement atmosphérique $S_1(\lambda, T_a)$ a la même allure que celle d'un corps noir $S_2(\lambda, T_a)$ à la même température T_a , mais présente des bandes de transparence appelées "fenêtres atmosphériques". La plus importante située dans la bande de 8-13 μm , coïncide avec le maximum d'émission du corps noir à la température ambiante. Cette fenêtre est fonction de l'angle zénithal et de l'absorption surtout de la vapeur d'eau du gaz carbonique et aussi de l'ozone.

Figure (III. 2) donne la répartition spectrale du rayonnement atmosphérique pour différentes valeurs de l'angle zénithal à Floride (0° , 60° et $75,7^\circ$) et à Colorado (0°), d'après Bell et al [38].

Par intégration numérique, Donet I. [40] montre par les répartitions spectrales de la transmissivité de la vapeur d'eau et du gaz carbonique que ces gaz ont des effets complémentaires dans la bande de 8 à 16 μm ils réduisent l'émissivité de la voûte céleste, Figure (III. 4).

C'est la "fenêtre atmosphérique" qui, dans l'infrarouge, favorise les échanges thermiques entre le ciel et le sol. C'est pourquoi l'influence de la voûte céleste au sol est d'autant plus importante que l'absorption des différents gaz, en particulier la vapeur d'eau, est faible.

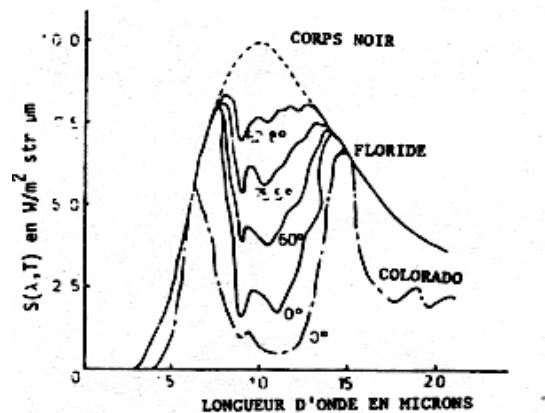


Figure. III. 4: Répartition spectrale de l'atmosphère en fonction des angles zénithaux à Floride de 0° , 60° , $75,7^\circ$ et $82,8^\circ$, et Colorado de 0° . D'après BELL [38]

Pour un ciel clair (nébulosité nulle), nous pouvons écrire

$$S_1(\lambda, T_a) = \varepsilon(\lambda) S_2(\lambda, T_a) \quad (\text{III. 16})$$

En dehors de la fenêtre atmosphérique, la transmittance énergétique totale est faible (produit des transmittances), ce qui amène à considérer l'émission comme celle d'un corps noir au voisinage de la température ambiante. Cette approximation est pratique pour l'étude du problème des échanges radiatifs, mais il est certain qu'elle doit être précisée davantage.

Il est donc important pour nous d'étudier la distribution spectrale du rayonnement de la voûte céleste caractérisée par sa fenêtre atmosphérique, en fonction de la température de l'air et de celle de rosée. Soit $S_c(\lambda, T_c)$ la répartition spectrale du rayonnement du corps noir énergétiquement équivalent à celle de la voûte céleste.

$$\int_0^{\infty} S_1(\lambda, T_a) d\lambda = \int_0^{\infty} S_c(\lambda, T_c) d\lambda$$

$$\text{Avec } T_c = T_a [\varepsilon_c T_d]^{1/4}$$

Au-delà de $50 \mu m$, l'énergie rayonnée tend pratiquement vers zéro. Nous limiterons alors à $50 \mu m$ comme borne supérieure de l'intégrale.

$$\int_0^{50} S_c(\lambda, T_c) d\lambda = \sigma T_c^4 = \sigma \varepsilon_c T_d T_a^4$$

$$\int_0^{50} S_1(\lambda, T_a) d\lambda = \int_0^8 S_1(\lambda, T_a) d\lambda + \int_8^{13} S_1(\lambda, T_a) d\lambda + \int_{13}^{50} S_1(\lambda, T_a) d\lambda \quad (\text{III. 17})$$

$$\int_0^8 S_1(\lambda, T_a) d\lambda = \int_0^8 S_2(\lambda, T_a) d\lambda \quad \text{et} \quad \int_{13}^{50} S_1(\lambda, T_a) d\lambda = \int_{13}^{50} S_2(\lambda, T_a) d\lambda$$

L'énergie rayonnée par la voûte céleste entre 8 et 13 pm est égale à celle rayonnée sur tout le spectre par le corps noir énergétiquement équivalent, diminuée de celle rayonnée par la voûte céleste à la température T_a ou du corps noir à la même température T_a entre 0 et $8 \mu m$ et entre 13 et $50 \mu m$.

$$\int_8^{13} S_1(\lambda, T_a) d\lambda = \int_0^{50} S_c(\lambda, T_c) d\lambda - \int_0^8 S_1(\lambda, T_a) d\lambda - \int_{13}^{50} S_1(\lambda, T_a) d\lambda \quad (\text{III. 18})$$

Nous supposons, pour des raisons de calcul, que cette énergie émise entre 8 à 13 μm est uniformément répartie sur la bande que nous divisons en n intervalles. Cette hypothèse n'est, en réalité, pas juste car les différentes absorptions de H₂O, CO₂ et O₃ ne sont pas identiques sur la bande. L'énergie spectrale rayonnée dans cette bande s'écrit alors

$$: S_1(8 \leq \lambda \leq 13, T_a) = \frac{\int_8^{13} S_1(\lambda, T_a) d\lambda}{n}$$

L'énergie rayonnée par l'atmosphère peut se répartir spectralement comme suit :

Pour $\lambda \leq 8 \mu m$ et $\lambda \geq 13 \mu m$ $S_1(\lambda, T_a) = S_2(\lambda, T_a)$

Pour $8 \leq \lambda \leq 13 \mu m$ $S_1(8 \leq \lambda \leq 13, T_a) = \frac{\int_8^{13} S_1(\lambda, T_a) d\lambda}{n}$

Les figures (III.5) représentent le spectre de répartition de l'énergie émise par la voûte céleste ainsi définie par la relation au dessus et celle du corps noir énergiquement équivalent. Pour $T_a = 308.15 \text{ K}$ (35°C), le corps noir énergiquement équivalent à une $T_c = 15.6^\circ\text{C}$, pour une température de rosée T_d de 4°C, l'émissivité est de ϵ_c jour = 0.771.

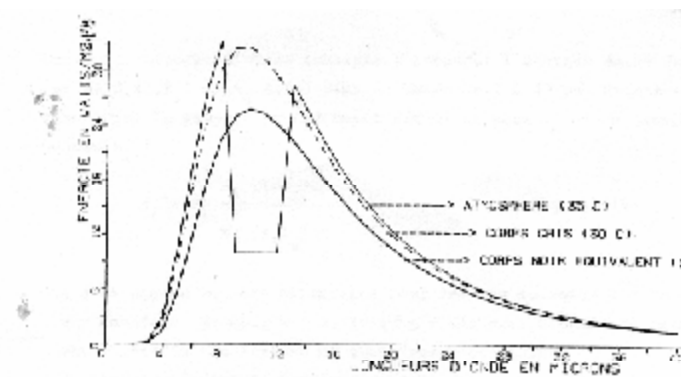


Figure III. 5 : Répartition spectrale de l'émission de ;
 1- L'atmosphère, par ciel clair et sec
 2 -Corps noir 3 -Corps gris

c Etude de l'importance de la fenêtre :

Les échanges radiatifs entre l'atmosphère et un corps rayonnant sont d'autant plus importants que l'absorption de la vapeur d'eau est faible. BELL.[38] et d'autres [41] ont montré, par des mesures, que l'énergie radiative émise par un ciel clair dans la bande de 8 à 13 μm équivaut à 10 ou 20 % de celle émise par un corps noir à la même température.

$$\int_8^{13} S_1(\lambda, T_a) d\lambda = \int_8^{13} \varepsilon(\lambda) S_2(\lambda, T_a) d\lambda = 0.1 \int_0^{50} S_2(\lambda, T_a) d\lambda \text{ à } 0.2 \int_0^{50} S_2(\lambda, T_a) d\lambda$$

Une intégration des deux premiers membres de cette égalité nous permet d'étudier l'importance de cette fenêtre atmosphérique en fonction de la température de rosée T_d ou de la quantité de vapeur w d'eau contenue dans l'atmosphère.

L'étude ainsi faite, permet de comparer les résultats théoriques à ceux obtenus expérimentalement par d'autres auteurs [36] et [40] et de vérifier leurs limites de validité.

$$S_a = \frac{\int_8^{13} S_2(\lambda, T_a) d\lambda}{\int_0^{50} S_2(\lambda, T_a) d\lambda} \quad (\text{III. 19})$$

Une autre méthode d'étude consiste à comparer l'énergie émise dans les deux cas de $S_1(\lambda, T_a)$ et $S_2(\lambda, T_a)$ dans la bande de 8 à 13 μm . Existe-t-il une relation entre le rapport précédemment défini et posé S_a et ce dernier que nous posons S_f ?

$$S_f = \left(\int_8^{13} S_1(\lambda, T_a) d\lambda \right) / \left(\int_8^{13} S_2(\lambda, T_a) d\lambda \right) \quad (\text{III. 20})$$

Ces deux études ont été effectuées pour les cas suivants :

1- W= constant. Exemple W = 5, 10 g/kg d'air sec. L'humidité relative H_r varie mais la température de rosée reste constante.

2- H_r constant : W et la température de rosée T_d varient $H_r = 10\%$ et 30%

Les études ont été faites pour différentes valeurs de la température de l'air $T_a = 25, 30, 35, 40$ et $45^\circ C$. Les résultats sont consignés dans les tableaux (III.1), (III. 2),(III.3) et (III.4)

Résultats :

Les rapports S_a et S_f sont fonction de l'hygrométrie de l'air et de sa température. L'énergie radiative émise par le ciel dans la bande de 8 à 13 μm augmente lorsque l'atmosphère devient plus humide (augmentation de l'absorption de la vapeur d'eau). A hygrométrie absolue constante (donc $T_d = \text{constante}$), les rapports S_a et S_f varient très peu avec la température.

La valeur moyenne de S_a pour de l'air très sec ($w = 5$ g de vapeur d'eau par kg d'air sec) est de 0,103 avec une incertitude relative de 3,89 %. Si l'air contient 10 g de vapeur d'eau par kg d'air sec, \bar{S}_a moyen vaut 0,177 à 3 % près. Ces valeurs sont bien comprises entre celles obtenues expérimentalement et proposées par BELL. [38] et d'autres [41] qui varient de 0.1 à 0.2. Par calcul, on détermine pour de l'air à 45°C, l'hygrométrie absolue, donc la température de rosée correspondant à la valeur de $S_a = 0,2$. Cette valeur de l'hygrométrie est de 18 g de vapeur d'eau par kg d'air sec, soit $T_d = 23^\circ\text{C}$ et $H_r = 30\%$ du tableau (III.4).

Pour de l'air dont la température est inférieure ou égale à 45°C et dont l'hygrométrie relative est au plus égale à 30 %, l'énergie radiative émise par le ciel dans la bande de 8 à 13 μm correspond à 20 % de l'énergie radiative totale émise par un corps noir à la même température de 45°C.

Tableau III.1 : Valeurs de T_c , S_a , S_f Pour $W=5\text{g/kg}$ et $T_d=4^\circ\text{C}$, et T_a , H_r varient

W=5 $T_d=4^\circ\text{C}$				
T_a	$H_r\%$	T_c	S_a	S_f
25	26	6.25	0.099	0.294
30	19	10.93	0.101	0.300
35	14	15.62	0.103	0.304
40	11	20.31	0.105	0.308
45	8	24.99	0.106	0.311

Tableau III.2 : Valeurs de T_c , S_a , S_f Pour $W=10\text{ g/kg}$ et $T_d=13^\circ\text{C}$, et T_a , H_r varient

W=10 $T_d=13^\circ\text{C}$				
T_a	$H_r\%$	T_c	S_a	S_f
25	50	10.08	0.143	0.427
30	37	14.83	0.146	0.432
35	29	19.58	0.148	0.435
40	22	24.33	0.149	0.438
45	17	29.06	0.151	0.441

Tableau III.3 : Valeurs de T_c , S_a , S_f Pour $H_r = 10\%$ et T_a , T_d variant.

$H_r = 10\%$					
T_a	T_d	W	T_c	S_a	S_f
25	- 8.5	2	0.65	0.037	0.11
30	-5	3	6.87	0.056	0.168
35	-1	3.5	13.34	0.078	0.231
40	2.5	4.6	19.62	0.0974	0.286
45	6	6	26.14	0.118	0.347

Tableau III.4 : Valeurs de T_c , S_a , S_f Pour $H_r = 30\%$ et T_a , T_d variant.

$H_r = 30\%$					
T_a	T_d	W	T_c	S_a	S_f
25	6.5	6	7.33	0.111	0.331
30	11	7.8	13.98	0.136	0.402
35	15	10.5	20.44	0.157	0.464
40	17.5	14	26.28	0.171	0.504
45	23	18	33.44	0.200	0.585

Le rapport S_f de l'énergie radiative émise par le ciel dans la même bande de 8 à 13 μm à l'énergie radiative émise par un corps noir dans la même bande, à la même température, est proportionnel au rapport S_a . Le tableau (III. 5) nous donne les valeurs des rapports de S_f à S_a . Nous pouvons poser $S_f = 2,95 * S_a$ à 1,68 % près.

Pour l'étude des propriétés énergétiques de l'atmosphère, il est possible d'utiliser l'un ou l'autre des rapports S_f et S_a . La corrélation ainsi établie permet de passer d'un rapport à l'autre.

Tableau III. 5 : Valeurs du rapport \bar{S}_f / \bar{S}_a pour différent valeur de W et H_r

W=5 $T_d=4^\circ C$		W=10 $T_d=13^\circ C$	$H_r=10\%$	$H_r=30\%$
T_a	S_f / S_a	S_f / S_a	S_f / S_a	S_f / S_a
25	2,9697	2,9860	2,9730	2,9820
30	2,9703	2,9589	3,000	2,9559
35	2,9515	2,9392	2,9615	2,9554
40	2,9333	2,9396	2,9363	2,9474
45	2,9340	2,9205	2,9407	2,9250
\bar{S}_f / \bar{S}_a	2,93546	2,94884	2,9683	2,95314

III. 4. 2 Echange radiatif entre le ciel et une toiture plane:

Une surface A_r plane (toiture) de température T_r , exposée au rayonnement de la voûte céleste échangera de l'énergie par radiation avec celle-ci. Si ε_r est l'émissivité totale de cette surface, l'échange radiatif entre la surface rayonnante et la voûte céleste s'écrit ;

$$Q_{s-c} = Q_s - Q_c \quad \text{avec} \quad Q_s = \sigma \varepsilon_s A_s F_{s-c} T_r^4 \dots \text{et} \dots Q_c = \sigma A_c F_{c-r} T_c^4$$

F_{s-c} : Facteur de forme entre le ciel et la surface est donné par ;

$$F_{c-s} = \frac{A_s}{A_c} F_{s-c} \quad \text{et} \quad T_c^4 = \varepsilon_c T_{ao}^4$$

$$Q_{r-c} = \sigma \varepsilon_s \varepsilon_c A_s F_{s-c} (T_s^4 - T_{ao}^4) \quad (\text{III. 21})$$

Le facteur de forme d'après Bouchair [33] $F_{s-c}=1$ pour une surface horizontale sans obstructions.

Donc l'équation de transfert de chaleur pour un interface extérieur cas de la face supérieure de l'aluminium d'après Raeissi et Taheri [42] est donnée par ;

$$\rho_{al} C_{al} \frac{\partial T_{al_{se}}}{\partial t} = \frac{\lambda_{al}}{e_{al}} (T_{al_{se}} - T_{al_{si}}) + h_{ce} (T_{al_{se}} - T_{ae}) + h_r (T_{al_{se}} - T_c) + \alpha_{al} I_t \quad (\text{III. 22})$$

α_{al} : L'absorptivité de l'aluminium.

I_t : Les radiations solaires totales en courte onde incident sur la surface, avec $I_t = I_t = I_D + I_{ds}$

I_D : Les radiations solaires directes I_{ds} : les radiations solaires diffusées.

On pose T_{so} la température sol air, avec $T_{so} = T_{so} = T_{ae} + \alpha I_t \frac{1}{h_{ce}}$

On peut écrire l'équation (III. 22) ;

$$\rho_{al} C_{al} \frac{\partial T_{al_{se}}}{\partial t} = \frac{\lambda_{al}}{e_{al}} (T_{al_{se}} - T_{al_{si}}) + h_{ce} (T_{al_{se}} - T_{so}) + h_r (T_{al_{se}} - T_c) \quad (\text{III. 23})$$

$$\text{On pose } b_{al_{si},1} = -\frac{\lambda_{al}\Delta t}{e_{al}\rho_{al}C_{al}}, \quad b_{al_{si},2} = \left(1 + \frac{\lambda_{al}\Delta t}{e_{al}\rho_{al}C_{al}} + \frac{h_{ce}\Delta t}{\rho_{al}C_{al}} + \frac{h_r\Delta t}{\rho_{al}C_{al}}\right), \quad b_{al_{se},3} = -\frac{h_{ce}\Delta t}{\rho_{al}C_{al}} \text{ et}$$

$$b_{al_{se},4} = -\frac{h_r\Delta t}{\rho_{al}C_{al}}.$$

On peut écrire l'équation (III. 23) sous forme matricielle.

$$T_{al_{se}}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{al_{se},1} \\ b_{al_{se},2} \\ b_{al_{se},3} \\ b_{al_{se},4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{al_{si}}^t \\ T_{al_{se}}^t \\ T_{so}^t \\ T_c^t \end{bmatrix} \quad (\text{III. 24})$$

III. 5 Peintures sélectives :

Pour minimiser les apports solaires très importants, il convient de rechercher des peintures sélectives qui :

- Absorbent très peu le rayonnement solaire de coefficient d'absorption du spectre solaire α_s inférieur à 0,2. Cela permet d'éliminer une bonne partie du flux solaire incident. .
- Doivent être très émissives dans l'infrarouge (coefficient d'émission dans l'infrarouge ε_{IR} voisin de l'unité).
- Doivent être très réfléchissantes de tout le flux chauffant de la toiture ou le radiateur en dehors de la fenêtre atmosphérique.

Beaucoup d'auteurs estiment que ces conditions suffisent, mais sont difficiles à réaliser toutes à la fois. Différentes surfaces sélectives ont été étudiées par d'autres auteurs. L'étude de la répartition spectrale des échanges radiatifs entre l'atmosphère et une surface grise rayonnante (par exemple toiture) à une température voisine de l'air ambiant.

* La surface s'échauffe ($T_{ao} > T_s$) ou se refroidit ($T_{ao} < T_s$) en dehors de la bande de 8 à 13 μm

* Plus le corps est chaud, moindre deviennent les échanges à l'intérieur de la fenêtre. Les échanges à l'extérieur de la fenêtre de l'ordre de 5 à 10 % ne sont plus négligeables et doivent être prises en compte.

Les différentes couches sélectives froides étudiées et proposées par les différents auteurs ne tiennent compte de leur utilisation que la nuit. L'emploi des surfaces sélectives froides en refroidissement passif oblige à prendre en considération tous les échanges radiatifs sur tout le spectre (0 à 50 μm) car il s'agit surtout de vaincre le rayonnement solaire de la journée.

Il faut alors rechercher les propriétés optiques d'une couche sélective froide qui minimise les apports solaires (α_s faible) dans la journée et la nuit si ($T_{ao} > T_s$) et ralentisse le réchauffement de la toiture ; par contre, si ($T_{ao} < T_s$) il faut que son refroidissement s'effectue rapidement. Faut-il une couche sélective froide ayant la même émissivité sur tout le spectre, ou une forte valeur dans la bande de la fenêtre atmosphérique et une faible valeur en dehors ?.

D'après plus auteurs, si la température de la surface sélective T_s reste toujours inférieure à T_{ao} , l'utilisation d'une peinture sélective de forte émissivité (ϵ_{IR} 0,90 par exemple) dans la bande de 8 à 13 μm et faible partout ailleurs ($\epsilon_{IR} = 0,2$ ou 0) est plus efficace qu'une surface avec une peinture sélective à émissivité constante quel que soit λ .

En refroidissement passive et radiative, une toiture avec une peinture sélective froide sert de milieu tampon entre l'extérieur fortement chauffé par le soleil le jour et l'intérieur dont la température - peut être au voisinage de la température minimale de l'air extérieur si elle varie de 22 à 25°C, où peut être bien en dessous de cette température minimale si celle-ci est de l'ordre de 30°C.

Lebourg [43], Berdahl Paul et BretZ Sarah [44] ont étudiés et mesuré les coefficients d'absorption et d'émission de certaines peintures blanches. Ils recherchaient les peintures blanches de faible absorption dans le visible et une forte émissivité dans l'infrarouge. Ses résultats sont consignés dans le tableau (III.6). Ce tableau montre que l'émail blanc BR1 est la plus efficace des peintures blanches

Tableau III.6 : coefficients d'absorption et d'émission de certaines peintures blanches d'après lebourg [43] ;

Type de peinture	Fournisseur	Emissivité ε à T°C		Absorptivité α à T°C		Observations
Email Banc BR1	Blancome	0.83	103	0.20	47	Bien doser en dur
Tollens Rottol TS	Colorine	0.81	106	0.32	51	Polymérisation
Sikkens Rubboll AZ	Colorine	0.75	98	0.28	49	RAS
Orion Blanc Neige	Colorine	0.82	106	0.32	51	RAS
Neopakal laque	Colorine	0.78	109	0.31	51	Coleur ternie
Ripolin 500	Ripolin	0.85	100	0.37	55	RAS
Blanc SP 8060	Ripolin	0.91	70	0.41	54	Bien doser en dur

III. 6 Conclusion :

Après l'étude de l'importance de l'échange de chaleur par rayonnement avec la voûte céleste sur l'efficacité du système de refroidissement, qui est en fonction de la température du ciel, l'émissivité du ciel et l'hygrométrie relative, les expressions présentées par Bouchair [33] sont utilisées pour déterminer la température et l'émissivité de ciel, et la température sol-air de la surface.

$T_c = T_{ao} \varepsilon_c^{1/4}$, avec $\varepsilon_c = 0.93651 * 10^{-5} T_{ao}^2$ pour ciel clair qui le cas toujours dans la région étudiée pendant l'été.

$$T_e^4 = c_1 T_{ct}^4 + c_2 T_{sol}^4 + c_3 T_c^4$$

$T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} et de l'hygrométrie relative (Hr %) est calculée par l'équation proposée par Berger et al. [36], et mises sous formes d'abaques exploitables à partir des données météorologiques de la région. La première formulation est la représentation $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} à hygrométrie relative variable selon les moments de la journée ; figure (III. 6. à III.8). Plusieurs remarques peuvent être faites :

- Pour les faibles valeurs de T_{air} le degré hygrométrique a très peu d'influence.

C'est ce qui explique la production de glace en hiver, en Iran (par exemple), la formation de verglas sur des routes par 6 à 10°C de température.

- Pour des températures élevées et des degrés hygrométriques inférieurs à 50 %, $T_{air} - T_{ciel}$ est d'autant plus élevée que l'hygrométrie est faible, mais admet aussi une limite supérieure. Ceci explique pourquoi, les régions à climat chaud et sec sont beaucoup plus adaptées au refroidissement radiatif que les régions à climat chaud et humide.

- Pour des températures et les hygrométries relatives élevées possibles $Hr > 50 \%$, $T_{air} - T_{ciel}$, reste faible, donc T_{ciel} élevée. Les possibilités de refroidissement radiatif sont très limitées à cause de la forte absorption due à la vapeur d'eau de l'atmosphère

- Ces abaques prouvent aussi qu'avant le lever du soleil, $T_{air} - T_{ciel}$ est très grand, donc T_{ciel} est faible (influence de la couche d'inversion qui est basse) et dans la journée, T_{ciel} est grande (influence de l'échauffement du sol).

L'évolution de $T_{air} - T_{ciel}$ au cours d'une journée dépend du climat de la région, en climat chaud et aride $T_{air} - T_{ciel}$ atteint son maximum dans l'après-midi, ce qui explique la possibilité de climatisation radiative aux heures chaudes de la journée. Cela incite à l'utilisation des peintures sélectives ($\alpha \leq 0.15$), comme le blanc de titane, le lait de chaux, l'habillement en blanc, etc.

D'autres remarques peuvent être faite : Pour une température d'air fixe, lorsque l'hygrométrie croît, la différence $T_{air} - T_{ciel}$ décroît, T_{ciel} croit, la voûte céleste s'échauffe.

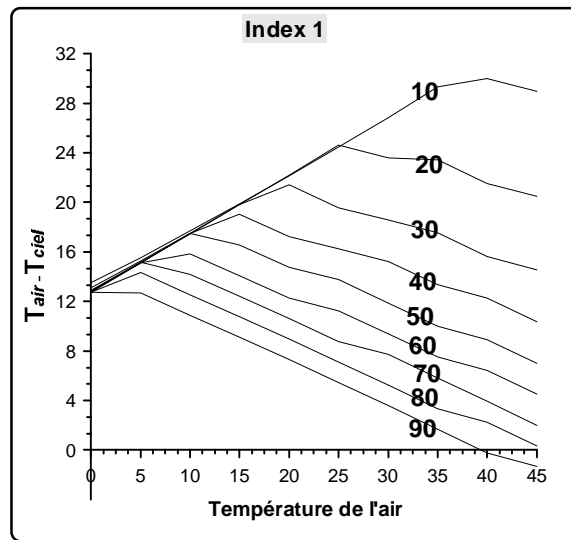


Figure III. 6. 1 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H = 1), d'après l'équations de Berger et al.[35]

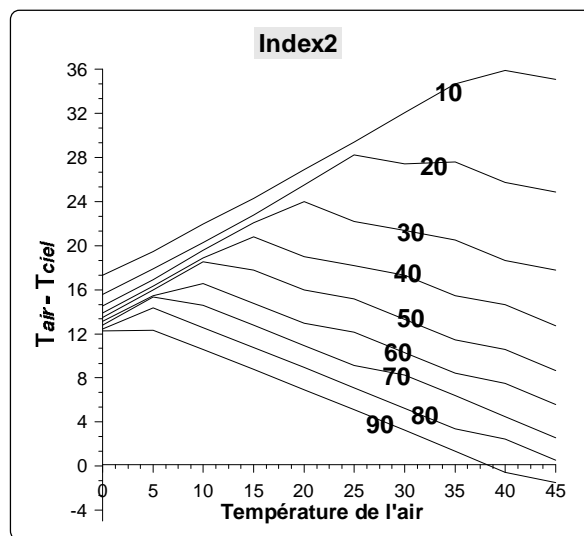


Figure III. 6. 2 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H=2)

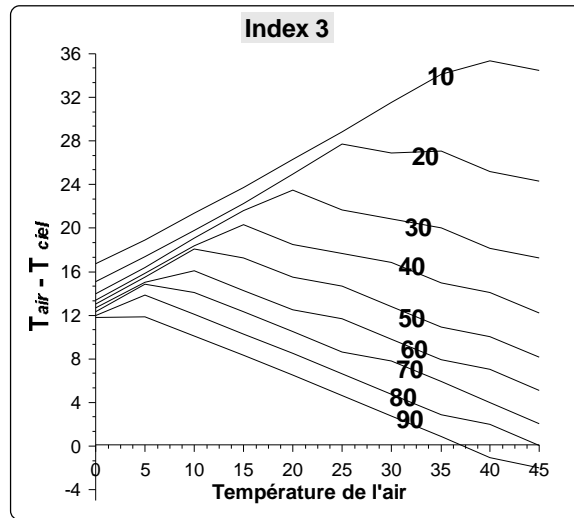


Figure III. 6. 3 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H=3)

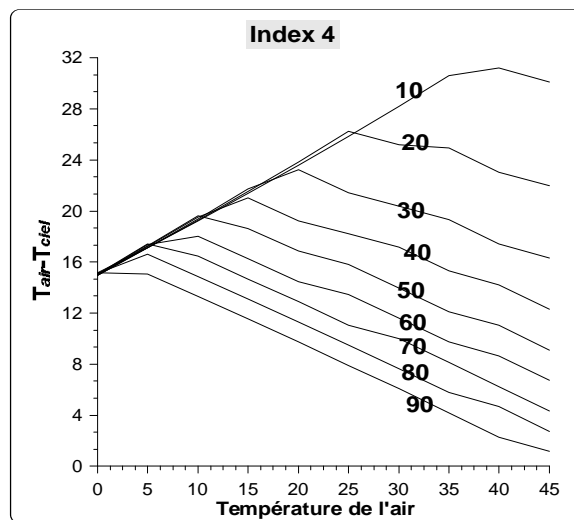


Figure III. 6. 4 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H = 4)

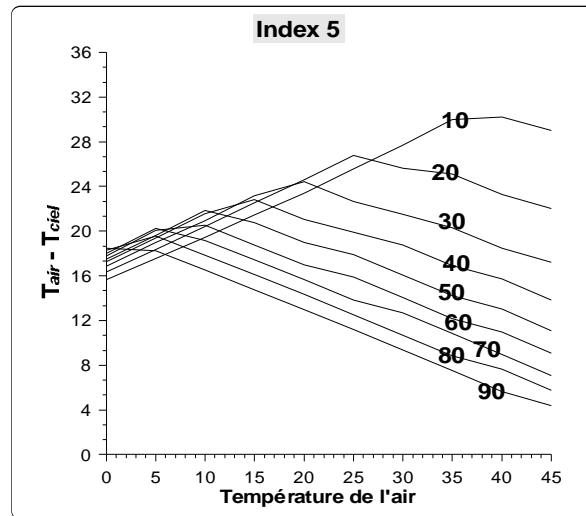


Figure III. 6. 5 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H = 5).

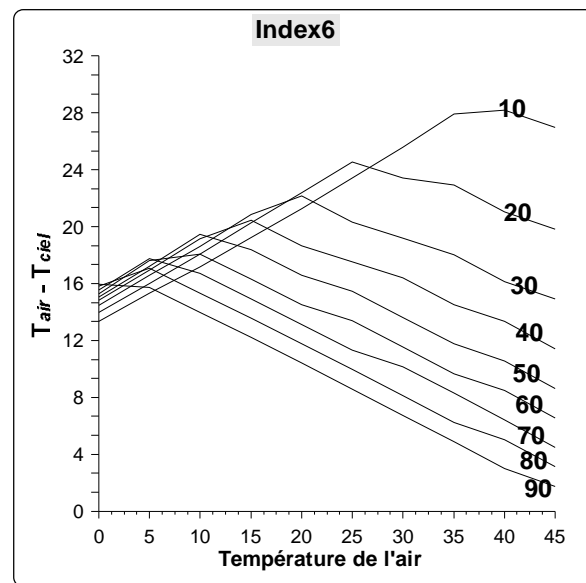


Figure III. 6. 6 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H = 6).

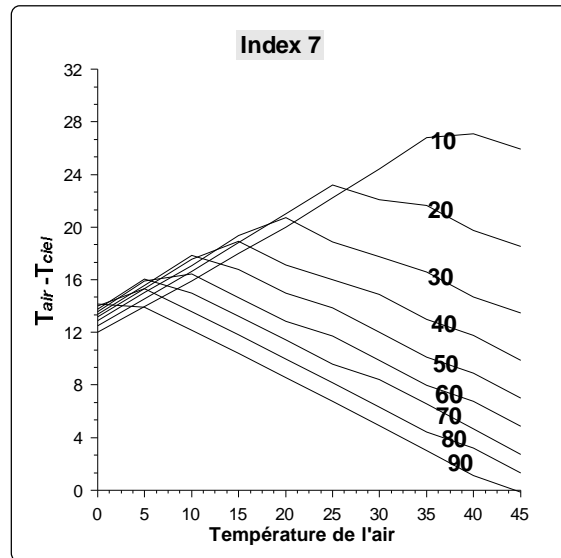


Figure III. 6. 7 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H = 7).

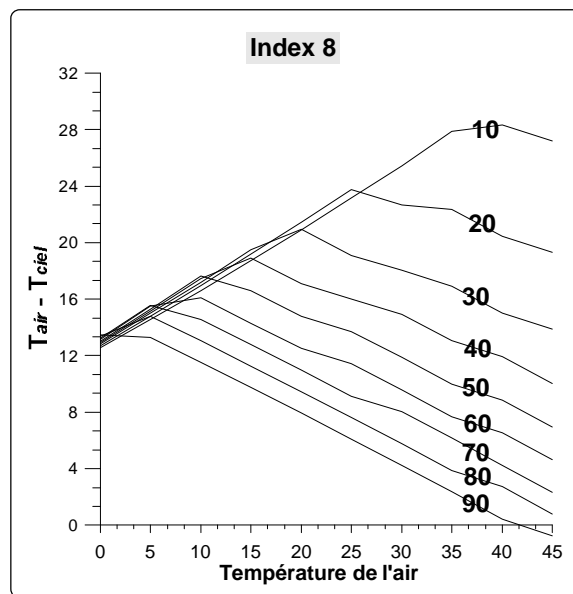


Figure III. 6. 8 : Variation de $T_{air} - T_{ciel}$ en fonction de T_{air} a hygrométrie relative selon les moments de la journée (H = 8)

CHAPITRE IV :

SIMULATION DE LA TOITURE RADIO-EVAPORATIVE

IV. 1 Description de la cellule :

Deux cellules sont étudiées, cellule avec un système de refroidissement dans la toiture et cellule avec une toiture en béton armé sans système de refroidissement. La cellule est cube de 3m de dimension soit un volume de $9m^3$, les murs sont composés de l'extérieur à l'intérieur de 1.5cm de mortier, deux parois de brique de 15 et 10cm séparé par un vide d'air de 5cm et une couche de plâtre de 1.5cm. Dans le mur nord il y a une porte de 2.1*1.00m et dans le mur coté sud il y a une fenêtre de 1.50 *1.00m à simple vitrage en bois ouvrante pour permettre une ventilation naturel nocturne, donc la porte et la fenêtre sont fermées le jour et ouvertes la nuit à partir de 20.00heurs (l'heur ou $T_{ai} \geq T_{ae}$). La toiture est composée d'une dalle en béton armé sur laquelle sont disposés des galets et de l'eau contenue dans une enceinte étanche qui empêche toute perte d'eau. La face supérieure de l'enceinte est recouverte d'une tôle en aluminium peinte en couleur sélective froid (blanc) représentant l'absorber (condenseur). Figure (III.1) chapitre trois présente une description du système.

IV.2 Fonctionnement du système de refroidissement passif :

La nuit, la toiture cède à la voûte céleste par rayonnement et parfois par convection de la chaleur et par conséquent se refroidit. Cet échange énergétique a lieu dans l'infrarouge lointain (4-50 μm). Les galets sont utilisés comme matériaux de stockage du froid nocturne. Leur intérêt réside dans le fait qu'ils sont disponibles partout, non toxiques, et ont une faible diffusivité thermique, la valeur faible de la diffusivité indique que le froid stocké la nuit, diffusera très lentement à vers l'intérieur de la cellule à travers la dalle de béton de faible épaisseur de bonne conductivité thermique dans la journée.

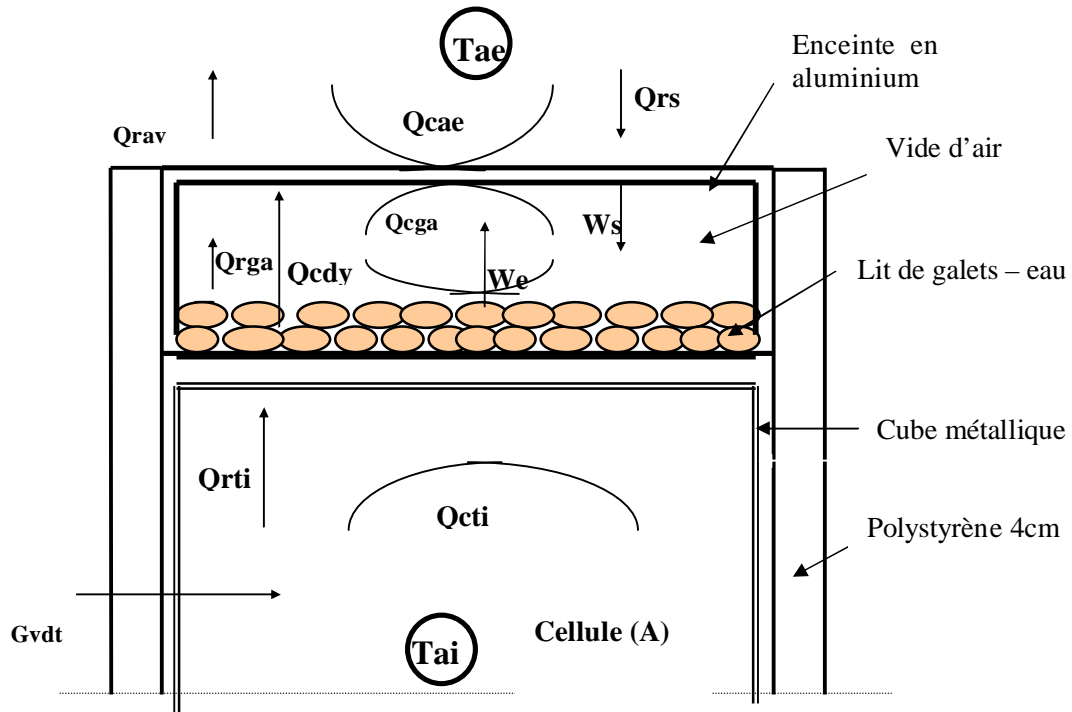


Figure IV.1 : Echanges thermiques dans la cellule.

Tae : Température de l'air extérieur.

Tai : Température de l'air intérieur.

Qrav : Flux changé par rayonnement entre la toiture et la voûte céleste.

Qcae : Flux changé par convection entre la toiture et l'air extérieur.

Qrs : Flux dus à la radiation solaire.

Ws : Flux d'énergie de condensation

We : Flux d'énergie d'évaporation

Qrga : Flux changé par rayonnement entre la toiture et les galets

Qcdy : Flux changé par conduction entre les galets

Qcga : Flux changé par convection entre les galets et l'air dans la toiture

Qorti : Flux changé par rayonnement entre les parois internes et le plafond.

Qcti : Flux changé par convection entre l'air intérieur et le plafond.

Gvdt : Flux changé entre Tai et Tae à travers les parois extérieures.

L'eau associée aux galets dans la toiture, favorise par des cycles d'évaporation et condensation, les échanges thermiques entre l'intérieur de la toiture et l'extérieur durant la nuit.

L'air dans la toiture n'étant pas renouvelé, il sera vite chargé d'humidité maximale et l'effet évaporatif s'arrêtera. Dans la journée, la température de la feuille d'aluminium est plus élevée que celles de l'air, des galets et de l'eau. L'air devient saturé, les échanges thermiques entre l'intérieur de la toiture et l'extérieur se trouvent bloqués. Une petite quantité d'eau suffit pour effectuer ces échanges thermiques.

IV. 3 Modélisation :

Un modèle numérique basé sur la méthode de différence finie est développé pour déterminer l'efficacité du système [45] et [46]. La configuration du modèle considéré dans cette étude est cellule cubique de 3m de chaque côté, avec une fenêtre et une porte sur les façades. Les propriétés physiques des matériaux de constructions utilisés dans le modèle sont présentées dans le tableau (IV.1). Pour comparer les résultats du système, un deuxième modèle est construit, qui a la même conception, sauf que sa toiture, est une toiture simple en béton armé, de même épaisseur que la dalle de la toiture du premier modèle.

L'objectif de ce modèle mathématique est de déterminer la température intérieure de la cellule en fonction de la température extérieure, les radiations solaires et le mouvement d'air (transfert par ventilation). La solution est basée sur l'équilibre thermique dans l'air intérieur à chaque intervalle de temps Δt , pour prévoir la température à un instant donné t on utilise les données précédentes du temps $t - \Delta t$.

Tableau IV. 1. Caractéristiques thermiques des matériaux utilisés dans la toiture

Matériau	Masse volumique Kg/m ³	Chaleur Spécifique (j/kg °k)	Conductibilité (w/m°k)
Béton armé	2400	1080	1.8
Roches	2600	800	2.3
Eau	1000	4175	0.613
Vide d'air	1.22	1008	0.026
Aluminium	2750	936	204

IV. 3.1 L'équation d'équilibre thermique de l'air intérieure dans la chambre :

L'équation d'équilibre thermique de l'air intérieur de la cellule d'après Ceylen et Hittle [47] et [48] s'écrit ;

$$C_{ai} \frac{dT_{ai}}{dt} = Q_{int} + Q_{ci} + Q_v \quad (IV. 1)$$

$C_{ai} \frac{dT_{ai}}{dt}$: L'énergie stocké dans l'air de la cellule, $C_{ai} = m_{ai} \cdot c_{ai}$

Q_{int} : le flux intérieur échanger par convection due à la lumière et les occupants ;

$$Q_{int} = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{int i} \quad (w)$$

Q_{ci} : le gain intérieur d'énergie par convection des surfaces intérieures (murs, plafond plancher, fenêtre et porte).

$$Q_{ci} = \sum_{i=1}^{i=n} h_i A_i (T_{si} - T_{ai}) \quad (w)$$

Q_v : L'échange d'énergie par ventilation et infiltration de l'air extérieur.

$$Q_v = m_{ae} \cdot c_{ae} \cdot (T_{ae} - T_{ai}) \quad (w)$$

Le dérivé $\frac{dT_{ai}}{dt}$ peut être exprimer par les approximation des différences finies comme suit ;

$$\frac{dT_{ai}}{dt} = (T_{ai}^t - T_{ai}^{t-\Delta t}) \frac{1}{\Delta t} \quad (IV. 2)$$

En remplantent ;

$\frac{dT_{ai}}{dt}$ par sa valeur $(T_{ai}^t - T_{ai}^{t-\Delta t}) \frac{1}{\Delta t}$ dans l'équation (IV.1) donc ;

$$C_{ai} (T_{ai}^t - T_{ai}^{t-\Delta t}) \frac{1}{\Delta t} + T_{ai}^t \left[\sum_{i=1}^{i=n} h_i A_i + m_{ae} \cdot c_{ae} \right] = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{int i} + \left[\sum_{i=1}^{i=n} h_i A_i T_{si} + m_{ae} \cdot c_{ae} \cdot T_{ae} \right]^{t-\Delta t}$$

$$T_{ai}^t = \frac{\sum Q_i^t + \left[\frac{C_{ai}}{\Delta t} T_{ai} + \sum A_i h_i T_{si} + m_{ae} c_{ae} T_{ae} \right]^{t-\Delta t}}{\frac{C_{ai}}{\Delta t} + [\sum A_i h_i + m_{ae} c_{ae}]} \quad (IV.3)$$

$$\sum h_i T_{si} = h_{i,m} T_{si,m} + h_{i,plf} T_{si,plf} + h_{i,pl} T_{si,pl} + h_{i,f} T_{sif} + h_{i,p} T_{si,p}$$

L'inconnue dans l'équation (IV.3) est la température intérieure T_{ai}^t a chaque intervalle de temps Δt , il est en fonction de la température des surfaces intérieures T_{si}^t (des murs, plafond, plancher, fenêtre et porte), le flux Q_i^t émis par les occupants et la lumière, et le flux Q_v^t échangé par ventilation, certain hypothèses ont été adaptées ;

- 1- La cellule est considéré fermé sans occupants et la lumière off, donc Q_i^t est nulle.
- 2- La ventilation naturelle aura lieu seulement si la température intérieure est supérieure ou égale la température extérieure, c'est-à-dire entre 21h.00 et 8h.00.

Donc l'équation (IV.3) devient ;

La journée $T_{ai}^t < T_{ae}^t$

$$T_{ai}^t = \frac{\left[C_{ai} \frac{T_{ai}^t}{\partial t} + \sum A_i h_i T_{si} + m_{ae,inf} c_{ae} T_{ae} \right]^{t-\partial t}}{\frac{C_{ai}}{\partial t} + \left[\sum A_i h_i + m_{ae,inf} c_{ae} \right]} \quad (IV.4)$$

$m_{ae,inf}$: La masse d'air due à l'infiltration de l'air extérieur.

La nuit $T_{ai}^t \geq T_{ae}^t$

$$T_{ai}^t = \frac{\left[C_{ai} \frac{T_{ai}^t}{\partial t} - \sum A_i h_i T_{si} + m_{ae,inf} c_{ae} T_{ae} \right]^{t-\partial t}}{\frac{C_{ai}}{\partial t} - \left[\sum A_i h_i + m_{ae,inf} c_{ae} \right]} \quad (IV.5)$$

La température de chaque surface intérieure T_{si}^t est calculée a chaque intervalle de temps Δt en fonction de la température extérieure, les radiations solaire et le flux de chaleur par ventilations ou infiltration, utilisant les équations de différence finie basé sur l'équation de conservation d'énergie dans chaque nœud (énergie entrant – énergie sortant = énergie stocké).

IV. 3.2 Echanges couplés de chaleur et de masse dans la toiture :

La toiture est discrétisée en M nœuds voir figure (IV. 1), chaque couche L d'épaisseur E(L) comprend K(L) noeuds et la distance entre chaque nœud est ;

$$X = \frac{E(L)}{(K(L)-1)}$$

Dans chaque couche, le transfert de chaleur est régi par l'équation de la chaleur d'après la loi de Fick ;

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t}$$

Le terme $\varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t}$ représente le flux de chaleur produit par changement de phase de l'eau avec :

L_v : La chaleur de vaporisation de l'eau.

$$L_v = (2500.335 - 2.2928.T - 0.0014T^2) \times 10^3 \text{ (J/kg)}$$

ε' : Le taux de changement de phase $0 \leq \varepsilon' \leq 1$

L'équation de transfert de masse s'expriment différemment selon les théories, deux théories sont choisis, théorie de Fick et Vries [22].

Le transfert de chaleur dans la toiture se fait ;

- 1- la face intérieure du plafond change l'énergie par convection avec la température de l'air intérieure et par rayonnement avec les autres surfaces.

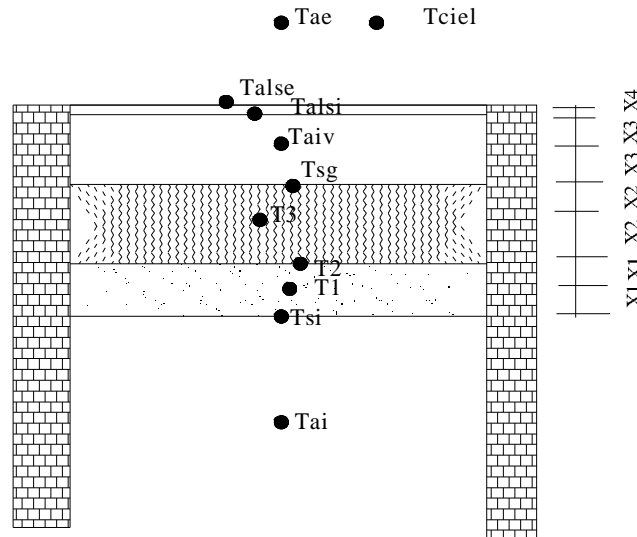


Figure IV. 2 : Répartition nodale dans la toiture.

IV. 3.2. 1 : Le développement des équations :

Le développement du bilan de transfert à un nœud de la paroi dépend de la position de celui-ci.

On distingue en effet trois cas de figure différenciés par conditions aux limites.

Soit une fonction $X=f(x)$ discrétisée avec un pas d'échantillonnage Δx

- Pour un contact air ambiant –toiture, c'est-à-dire pour le premier et le dernier nœud 1 et m de la toiture. On utilise les expressions suivantes :

$$X_1 = X_1 + \Delta x \left. \frac{dX}{dx} \right|_1 + \frac{\Delta x^2}{2} \left. \frac{d^2 X}{dx^2} \right|_1 \quad \text{Où} \quad X_{m-1} = X_m - \Delta x \left. \frac{dX}{dx} \right|_m + \frac{\Delta x^2}{2} \left. \frac{d^2 X}{dx^2} \right|_m$$

Pour un nœud i situé en partie courante d'une couche, on écrit ;

$$\left. \frac{dX}{dx} \right|_i = \frac{1}{2\Delta x} (X_{i+1} - X_{i-1}) \quad \text{et} \quad \left. \frac{d^2 X}{dx^2} \right|_i = \frac{1}{\Delta x^2} (X_{i+1} - 2X_i + X_{i-1})$$

Pour un contact entre deux matériaux c'est-à-dire au nœud q situé à l'interface entre deux matériaux ;

$$X_{q-1} = X_q - \Delta x \left. \frac{dX}{dx} \right|_q + \frac{\Delta x^2}{2} \left. \frac{d^2 X}{dx^2} \right|_q \quad \text{et} \quad X_{q+1} = X_q + \Delta x \left. \frac{dX}{dx} \right|_q + \frac{\Delta x^2}{2} \left. \frac{d^2 X}{dx^2} \right|_q$$

D'autre part, l'expression développée d'une grandeur X à l'instant $t' = n + k\Delta t$ est donnée par ;

$$X^{t'} = (1-k)X^n + kX^{n+1} \quad \text{avec} \quad 0 \leq k \leq 1$$

Pour $k=0$ la méthode explicite et $k=1$ la méthode implicite.

Et sa dérivée par rapport au temps :

$$\frac{dX}{dt} = \frac{X^{n+1} - X^n}{\Delta t}$$

Le développement des équations couplées a été fait dans tous les cas de figure à l'instant t' . Par le développement de l'équation (IV. 1) utilisant la méthode explicite (le calcul de T^t à l'instant t se fait en fonction de l'historique $T^{t-\hat{c}t}$) $k=0$ donc $T^t = T^n$. Ce développement complet est placé en annexe 2.

IV. 3.2. 2 Interface intérieur :

L'échange d'énergie entre un nœud de la surface intérieure et son environnement se fait par convection avec l'air intérieure, par rayonnement avec les autres surfaces et par Conduction avec un nœud adjacent ;

$$A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \frac{\partial T_{si}}{\partial t} = Q_{cond} + Q_{con} + Q_{ray} \quad (\text{IV. 6})$$

Le flux par conduction donné par ;

$$Q_{cond} = \frac{\lambda_1 A_{si}}{\Delta x} (T_1 - T_{si})$$

Le flux par convection donné par ;

$$Q_{con} = A_{si} h_{ci} (T_{si} - T_{ai})$$

Le flux par rayonnement donné par ;

$$Q_{rad} = EA_{si} h_r (T_{si} - T_{si,i})$$

Une surface intérieure émit et reçoit l'énergie par radiation des autres surfaces intérieures, et $T_{si,i} \approx T_{ai}$ donc;

$$Q_{con} + Q_{rad} = A_{si}(h_{ci} + Eh_r)(T_{si} - T_{ai}) = A_{si} h_i(T_{si} - T_{ai}) \Rightarrow h_i = Eh_r + h_{ci}.$$

Ou h_{ci} et h_r : les coefficients de transfert de chaleur par convection et rayonnement.

$$h_r = 4\sigma T_{si}^3 ; \text{ Ou } \sigma \text{ Stefan Boltzman constant } (5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2\text{°k}) \text{ [23].}$$

Donc l'équation (IV. 6) devient ;

$$A_{si}\rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \frac{\partial T_{si}}{\partial t} = A_{si} h_i (T_{ai} - T_{si}) + A_{si} \frac{\lambda_1}{\Delta x} (T_1 - T_{si}) \quad (\text{IV. 7})$$

D'après Jean-Luc B. et Fauconnier R. [49] et [50] l'équation (IV.7) s'écrit ;

$$h_i A_{si} (T_{ai}^t - T_{si}^t) + \frac{\lambda_1 A_{si}}{\Delta x} (T_1^t - T_{si}^t) = A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{T_{si}^{t+1} - T_{si}^t}{\Delta t} \right) \quad (\text{IV. 8})$$

De l'équation (IV.8), La température T_{si}^{t+1} s'écrit ;

$$T_{si}^{t+1} = \frac{2h_i \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x} T_{ai}^t + \left(1 - \frac{2h_i \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x} - \frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \right) T_{si}^t + \frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} T_1^t \quad (\text{IV. 9})$$

On pose : $c_{1,1} = \frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2}$ et $c_{1,2} = \frac{h_i \Delta x}{\lambda_1}$ donc $c_{1,1} c_{1,2} = \frac{2h_i \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x}$

L'équation (IV. 9) devient ;

$$T_{si}^{t+1} = c_{1,1} c_{1,2} T_{ai}^t + (1 - c_{1,1} c_{1,2} - c_{1,1}) T_{si}^t + c_{1,1} T_1^t \quad (\text{IV.10})$$

On peut écrire l'équation (IV.10) sous forme matricielle ;

$$b_{si,1} = c_{1,1} c_{1,2} \quad b_{si,2} = 1 - c_{1,1} c_{1,2} - c_{1,1} \quad \text{et} \quad b_{si,3} = c_{1,1}$$

$$T_{si}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{si,1} \\ b_{si,2} \\ b_{si,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai}^t \\ T_{si}^t \\ T_1^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 11})$$

Pour que la matrice (IV. 10) sera solvable if que ;

$$1 - c_{1,1}c_{1,2} - c_{1,1} \geq 0 \Rightarrow c_{1,1}c_{1,2} + c_{1,1} \leq 1 \Rightarrow c_{1,1}(c_{1,2} + 1) \leq 1$$

Donc
$$\frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \left(\frac{h_i \Delta x}{\lambda_1} + 1 \right) \leq 1 \Rightarrow \frac{\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \left(\frac{h_i \Delta x}{\lambda_1} + 1 \right) \leq \frac{1}{2}$$

La valeur de $\left(\frac{h_i \Delta x}{\lambda_1} + 1 \right)$ est toujours supérieure à un, donc il faut que le terme $\frac{\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$

λ_1, h_i, ρ_1 et c_1 sont des données, selon les propriétés de s matériaux utilisés dans le modèle, donc il faut bien choisir l'épaisseur de découpage et l'intervalle de temps. Le petit Δt et Δx le mieux précise sera le résultat.

IV. 3.2. 3. Noeud d'une zone courante :

Dans chaque noeud d'une zone courante le transfert de chaleur est régi par l'équation de la chaleur d'après la loi de Fick [51];

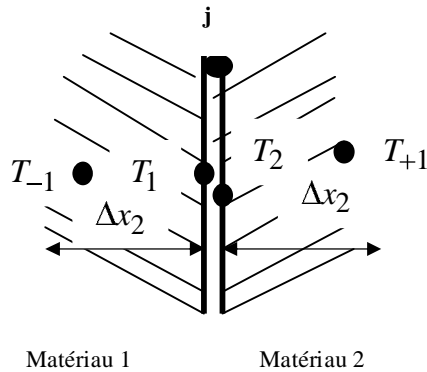
$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial \lambda}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t} \quad (\text{IV.12})$$

Le terme $\varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t}$ représente le flux de chaleur produit par changement de phase de l'eau se terme = 0 sauf dans la zone entre la face supérieure de la dalle et la face inférieure de l'aluminium au niveau du galé eau. Le climat dans la région de Laghouat sud centre de l'Algérie en période l'été est généralement sec.

Pour un noeuds j au milieu de la structure ou $j = \{1, 2, 3, \dots, m\}$ λ_j et Δx_j variable (cas général), la température du noeud j à chaque intervalle de temps ;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{d\lambda}{\rho c} \frac{d^2T}{dx^2}$$

Par le développement de l'équation utilisant la méthode explicite (le calcul de T^t à l'instant t se fait en fonction de l'historique $T^{t-\Delta t}$) $k=0$ donc $T^t = T^n$.



$$\rho_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = \frac{d\lambda_1}{dx} \frac{dT_1}{dx} + \lambda_1 \frac{d^2T_1}{dx^2}$$

$$\rho_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = \frac{d\lambda_2}{dx} \frac{dT_2}{dx} + \lambda_2 \frac{d^2T_2}{dx^2}$$

$$T_1 = T_2 = T; \lambda_1 \frac{dT_1}{dx} = \lambda_2 \frac{dT_2}{dx}$$

$$T_{j-1} = T_j - \Delta x_1 \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j_1} + \frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j_1}} \left[\rho_1 C_1 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{j_1} - \frac{d\lambda_{j_1}}{dx} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j_1} \right] \quad (IV. 13)$$

$$\Rightarrow T_{j-1} = T_j - \frac{\lambda_{j_2}}{\lambda_{j_1}} \Delta x_1 \left[\frac{3\lambda_{j_1} - \lambda_{j-1}}{2\lambda_{j_1}} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j_2} + \frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j_1}} \rho_1 C_1 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{j_2} \right]$$

Et de même :

$$T_{j+1} = T_j + \Delta x_2 \left[\frac{3\lambda_{j_2} - \lambda_{j+1}}{2\lambda_{j_2}} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j_2} + \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j_2}} \rho_2 C_2 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{j_2} \right]$$

$$\Rightarrow \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j_2} = \frac{2\lambda_{j_2}}{\Delta x_2 (3\lambda_{j_2} - \lambda_{j+1})} \left[T_{j+1} - T_j - \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j_2}} \rho_2 C_2 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{j_2} \right]$$

D'où

$$T_{j-1} = T_j \cdot \left(\frac{\lambda_{j2}}{\lambda_{j1}} \right)^2 \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} \left(\frac{3\lambda_{j2} - \lambda_{j-1}}{3\lambda_{j2} - \lambda_{j+1}} \right) \left[T_{j+1} - T_j \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j2}} \rho_2 C_2 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_2} + \frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j1}} \rho_1 C_1 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_2} \right]$$

On pose :

$$e_1 = \left(\frac{\lambda_{j2}}{\lambda_{j1}} \right)^2 \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} \left(\frac{3\lambda_{j1} - \lambda_{j-1}}{3\lambda_{j2} - \lambda_{j+1}} \right), e_2 = \frac{1}{\Delta t} \left[\frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j1}} \rho_1 C_1 - e_1 \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j2}} \rho_2 C_2 \right]$$

$$T_{j-1}^t = T_j^t + e_1 (T_{j+1} - T_j)^t + e_2 (T_{j2}^{t+1} - T_{j1}^t) \quad (\text{IV.14})$$

De même façon La résolution par la méthode explicite c'est-à-dire pour $k=0 \Rightarrow T^t = T^n \Rightarrow t = n$ et $T_{j1} = T_{j2}$

Donc l'équation de transfert de chaleur au nœud j entre deux matériaux.

$$T_j^{t+1} = \frac{1}{e_2} \left[T_{j-1}^t - (1 - e_1 - e_2) T_j^t + e_1 T_{j+1}^t \right] \quad (\text{IV.15})$$

On peut écrire l'équation (III.15) sous forme matricielle ;

$$b_{j,1} = \frac{1}{e_2}, \quad b_{j,2} = -\frac{1}{e_2} (1 - e_1 - e_2) \quad \text{et} \quad b_{j,3} = \frac{e_1}{e_2}$$

$$T_j^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{j,1} \\ b_{j,2} \\ b_{j,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{j-1}^t \\ T_j^t \\ T_{j+1}^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV.16})$$

Cette matrice est valable pour le nœud 1 donc $j=1$, pour que la matrice (IV.16) soit solvable il faut que ;

$$-\frac{1}{e_2} (1 - e_1 - e_2) \geq 0$$

λ_j et $\rho_j c_j$ sont des données, selon les propriétés de s matériaux utilisés dans le modèle, donc il faut bien choisir l'épaisseur de découpage et l'intervalle de temps. Le petit Δt et Δx le mieux précise sera le résultat.

IV. 3.2. 4 Noeud de surface supérieure du galet :

Le transfert de chaleur dans la toiture entre la surface supérieure du galet et l'air se fait par convection, rayonnement et évaporation condensation.

1- Les échanges couplés d'après la loi de Fick.

1. 1 Système d'équations de transfert.

On présente ici une méthode simplifiée de modélisation du transfert d'humidité sous gradient thermique en supposant que le transport d'eau ne se fait qu'en phase vapeur, c'est-à-dire que le flux de masse s'écrit [52],[53] :

$$m = -\delta \text{grad} P_v$$

Ce qui devient en régime varié : $\rho_s \frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\delta \frac{\partial P_v}{\partial x} \right)$ avec δ coefficient de perméabilité.

Cette équation est couplée à l'équation de la chaleur (IV.12) par le terme $\frac{\partial U}{\partial t}$ représentant la variation de la quantité d'eau dans le temps. Le système à résoudre est le suivant :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial \lambda}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \varepsilon' L_v \rho_s \frac{\partial U}{\partial t} \quad (\text{IV.17})$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{1}{\rho_s} \frac{\partial \delta}{\partial x} \frac{\partial P_v}{\partial x} + \frac{1}{\rho_s} \delta \frac{\partial^2 P_v}{\partial x^2}. \quad (\text{IV.18})$$

Les inconnues sont, la température T , la pression partielle P_v et U en chaque nœud de la toiture.

Il faut donc introduire une relation entre P_v et U . La relation choisie pour caractériser l'état du matériau est la courbe d'absorption.

La relation entre la teneur en eau au nœud i au temps $t+1$ est relié à l'humidité relative de l'air en ce nœud par [54], [55].

$$U_i^{t+1} = \left. \frac{\partial U}{\partial H_r} \right|_{T_i^t} (H_{r_i}^{t+1} - H_{r_i}^t) + U_i^t \quad \text{Soit}$$

$$U_i^{t+1} = \left. \frac{\partial U}{\partial H_r} \right|_{T_i^t} \times \frac{1}{P_{sat}(T_i^t)} P_{vi}^{t+1} + \left(U_i^t - \left. \frac{\partial U}{\partial H_r} \right|_{T_i^t} \frac{P_{vi}^t}{P_{sat}(T_i^t)} \right)$$

On pose $c_{101} = \left. \frac{\partial U}{\partial H_r} \right|_{T_i^t} \frac{P_{vi}^t}{P_{sat}(T_i^t)}$ et $c_{102} = U_i^t - \left. \frac{\partial U}{\partial H_r} \right|_{T_i^t} \frac{P_{vi}^t}{P_{sat}(T_i^t)}$

D'où : $U_i^{t+1} = c_{101} P_{vi}^{t+1} + c_{102}$ donc $\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{U_i^{t+1} - U_i^t}{\Delta t} = \frac{c_{101} P_{vi}^{t+1} - c_{102} - U_i^t}{\Delta t}$.

U_i^t Ayant été calculé à partir de la pression partielle obtenue au pas de temps précédent.

Conditions aux limites pour transfert d'humidité au contact air galet eau.

$$\delta \frac{\partial P_v}{\partial x} = h_h (C_e - C_s) + m_{abs} \quad (\text{kg eau/m}^2.\text{s}).$$

h_h (m/s) : le coefficient d'échange superficiel de masse, les propriétés hygrométrique de quelque matériaux de constructions sont placé dans l'annexe 2.

C_e, C_s : La concentration de l'eau respectivement de l'air dans la toiture et la surface du galet, cette concentration est liée à la pression partielle de la vapeur P_v et l'humidité relative HR par [56] ;

$$C = \frac{P_v}{461.24(T + 273.16)} = \frac{P_{sat} \cdot H_r}{461.24(T + 273.16)} \quad (\text{kg eau/m}^3) \text{ de l'air dans la toiture}$$

et l'air dans la surface du galet.

m_{abs} : le flux massique absorbé par la surface. Pour l'instant $t=0$ ce flux est nul.

On posant $F(T) = \frac{1}{461.24(T + 273.16)}$ donc ; $\delta \frac{\partial P_v}{\partial x} = h_h (F(T)P_{v_a} - F(T)P_{v_{galet}})$

Le système à résoudre au nœud T_{sg} est les équations (IV.17) et (IV.18) avec les conditions aux limites suivantes ;

$$-\lambda_{eg} \frac{\partial T_{sg}}{\partial x} = h(T_{sg} - T_{air})$$

$$\delta \frac{\partial P_v}{\partial x} = h_h \left(F(T) P_{v_a} - F(T) P_{v_{sat}} \right)$$

L'équations de transfert de chaleur au nœud T_{sg} ;

$$\text{On pose : } c_1 = \frac{2\lambda_{eg} \Delta t}{\rho_{eg} C_{eg} \Delta x_2}, \quad c_2 = -2c_1 \Delta x_2 \quad \text{et } c_3 = \frac{\varepsilon L_v \rho_s}{\rho_{eg} C_{eg}}$$

$$T_{sg}^{t+1} - c_3 c_{101} P_{v_{sg}}^{t+1} = \left(1 + \frac{hc_4}{\lambda_{eg}} - c_1\right) T_{sg}^t + c_1 T_3^t - \frac{c_2}{\lambda_{eg}} h_t T_{air}^t + c_3 (c_{102} - U_{sg}^t) \quad (\text{IV.19})$$

L'équations de transfert d'humidité au nœud T_{sg} ;

$$\text{On pose : } c_4 = \frac{h_h \Delta t}{\rho_s \delta} \left[\frac{\partial \delta_{eg}}{\partial x_2} - \frac{2\delta_{eg}}{\Delta x_2} \right] \quad \text{et } c_5 = \frac{2\delta_{eg} \Delta t}{\rho_s \Delta x_2^2} ;$$

$$c_{101} P_{v_{sg}}^{t+1} = (c_4 + c_5 - F(T_{sg})) P_{v_{sg}}^t + c_3 P_{v_3}^t + c_4 P_{v_{air}} F(T_{air}) + (U_{sg}^t - c_{102})$$

On peut écrire l'équation sous forme la forme suivante :

$$c_3 c_{101} P_{v_{sg}}^{t+1} = c_3 (c_4 + c_5 - F(T_{sg})) P_{v_{sg}}^t + c_3 c_5 P_{v_3}^t + c_3 c_4 P_{v_{air}} F(T_{air}) - c_3 (c_{102} - U_{sg}^t) \quad (\text{IV.20})$$

P_v : La pression de la vapeur d'eau en kpa à la température T en °C, pour une température entre $20 \leq T \leq 80$ le polynôme suivant donne des résultats acceptables [57], [58];

$$P_v(T^t) = -16.037 + 1.8974(T^t) + 0.0699(T^t)^2 + 0.0012(T^t)^3 - 5.8511 \times 10^{-6} \times (T^t)^4$$

On peut écrire l'équation sous forme la forme suivante ;

Il y a deux inconnues pour le nœud (sg), la température T_{sg} et la teneur en humidité.

De l'équation (IV.19) et (IV.20) on écrit T_{sg} en fonction de la pression de la vapeur.

$$T_{sg}^{t+1} = \left(1 + \frac{hc_4}{\lambda_{eg}} - c_1\right) T_{sg}^t + c_1 T_3^t - \frac{c_4}{\lambda_{eg}} h_i T_{ai}^t - c_3 (c_4 + c_5 - F(T_{sg})) P V_{sg}^t + c_3 c_5 P V_3^t + c_3 c_4 P V_{air}^t F(T_{air})$$

$$\text{On pose : } b_{sg,1} = c_1, \quad b_{sg,2} = c_3 c_5, \quad b_{sg,3} = \left(1 + \frac{hc_4}{\lambda_{eg}} - c_1\right), \quad b_{sg,4} = -c_3 (c_4 + c_5 - F(T_{sg})),$$

$$b_{sg,5} = -\frac{c_2}{\lambda_{eg}} h_i \quad \text{et} \quad b_{sg,6} = c_3 c_4 F(T_{air})$$

On peut écrire l'équation (III. 19) sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} T_{sg}^{t+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{sg,1} \\ b_{sg,2} \\ b_{sg,3} \\ b_{sg,4} \\ b_{sg,5} \\ b_{sg,6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_3^t \\ P V_3^t \\ T_{sg}^t \\ P V_{sg}^t \\ T_{ai}^t \\ P V_{air}^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 21})$$

IV. 3.2. 5 Noeud de la surface intérieure de la feuille de l'aluminium :

La température de la face supérieure et inférieure de l'aluminium $T_{al_{si}} = T_{al_{se}}$ à chaque pas de temps t , car l'épaisseur de l'aluminium est très faible et sa conductibilité thermique est très élevée. Le transfert de chaleur dans la toiture entre la surface inférieure $T_{al_{si}}$ de l'aluminium ($T_{al_{si}}$) et l'air (T_{air}) se fait par convection, rayonnement, évaporation condensation et par conduction avec la face supérieure ($T_{al_{se}}$). L'aluminium est un matériau étanche, donc la vapeur d'eau se condense sur la surface intérieure de l'aluminium.

L'équation de transfert de chaleur en nœud de la surface de la feuille de l'aluminium ;

$$\text{On pose : } c_6 = \frac{2\lambda_{al}\Delta t}{\rho_{al}C_{al}\Delta x_3}, \quad c_7 = -2c_6\Delta x_3 \quad \text{et} \quad c_8 = \frac{\varepsilon L_v \rho_s}{\rho_{al}C_{al}}$$

$$T_{al}^{t+1} - c_8 c_{101} P V_{al}^{t+1} = \left(1 + \frac{hc_9}{\lambda_{al}} - c_6\right) T_{al_{si}}^t + c_6 T_{al_{se}}^t - \frac{c_7}{\lambda_{al}} h_i T_{ai}^t + c_8 (c_{102} - U_{al}^t) \quad (\text{IV.22})$$

La teneur en eau de l'aluminium $U_{al} = 0$ et la perméabilité $\delta = 0$

Donc l'équation (III.22) devient ;

$$T_{al_{si}}^{t+1} - c_8 c_{101} P_{al_{si}}^{t+1} = (1 + \frac{hc_9}{\lambda_{al}} - c_6) T_{al_{si}}^t + c_6 T_{al_{se}}^t - \frac{c_7}{\lambda_{al}} h_i T_{ai}^t + c_8 c_{102} \quad (IV.23)$$

Remarque : la pression de la vapeur d'eau et l'humidité relative pour le calcul de la température $T_{al_{si}}$ sont calculées à la surface intérieure de l'aluminium.

De même façon on peut écrire l'équation (IV.23) sous forme matricielle.

$$[T_2^{t+1}] = \begin{bmatrix} b_{2,1} \\ b_{2,2} \\ b_{2,3} \\ b_{2,4} \\ b_{2,5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^t \\ T_2^t \\ P_{V_2}^t \\ T_3^t \\ P_{V_3}^t \end{bmatrix} \quad (IV.24)$$

De même façon on peut écrire les équations de transfert de chaleur et humidité dans les nœuds 2 et 3 .

$$[T_2^{t+1}] = \begin{bmatrix} b_{2,1} \\ b_{2,2} \\ b_{2,3} \\ b_{2,4} \\ b_{2,5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^t \\ T_2^t \\ P_{V_2}^t \\ T_3^t \\ P_{V_3}^t \end{bmatrix} \quad [T_3^{t+1}] = \begin{bmatrix} b_{3,1} \\ b_{3,2} \\ b_{3,3} \\ b_{3,4} \\ b_{3,5} \\ b_{3,6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_2^t \\ P_{V_2}^t \\ T_3^t \\ P_{V_3}^t \\ T_{sg}^t \\ P_{V_{sg}}^t \end{bmatrix}$$

IV. 3.2. 6 Nœud de la surface extérieure de la feuille de l'aluminium :

L'équation de transfert de chaleur pour une interface extérieur cas de la face supérieure de l'aluminium est donnée par [42];

$$\rho_{al} C_{al} \frac{\partial T_{al_{se}}}{\partial t} = \frac{\lambda_{al}}{e_{al}} (T_{al_{se}} - T_{al_{si}}) + h_{ce} (T_{al_{se}} - T_{ae}) + h_r (T_{al_{se}} - T_c) + \alpha_{al} I_t \quad (III. 25)$$

α_{al} : L'absorptivité de l'aluminium

I_t : Les radiations solaires totales en courte onde incident sur la surface, avec $I_t = I_D + I_{ds}$

I_D : Les radiations solaires directes I_{ds} : les radiations solaires diffusées.

On pose T_{so} la température sol air, avec $T_{so} = T_{so} = T_{ae} + \alpha I_t \frac{1}{h_{ce}}$

On peut écrire l'équation (III. 25) ;

$$\rho_{al} C_{al} \frac{\partial T_{al_{se}}}{\partial t} = \frac{\lambda_{al}}{e_{al}} (T_{al_{se}} - T_{al_{si}}) + h_{ce} (T_{al_{se}} - T_{so}) + h_r (T_{al_{se}} - T_c) \quad (\text{III. 26})$$

On pose $b_{al_{si},1} = -\frac{\lambda_{al}\Delta t}{e_{al}\rho_{al}C_{al}}$, $b_{al_{si},2} = (1 + \frac{\lambda_{al}\Delta t}{e_{al}\rho_{al}C_{al}} + \frac{h_{ce}\Delta t}{\rho_{al}C_{al}} + \frac{h_r\Delta t}{\rho_{al}C_{al}})$, $b_{al_{se},3} = -\frac{h_{ce}\Delta t}{\rho_{al}C_{al}}$ et

$$b_{al_{se},4} = -\frac{h_r\Delta t}{\rho_{al}C_{al}}.$$

On peut écrire l'équation (III. 26) sous forme matricielle.

$$T_{al_{se}}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{al_{se},1} \\ b_{al_{se},2} \\ b_{al_{se},3} \\ b_{al_{se},4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{al_{si}}^t \\ T_{al_{se}}^t \\ T_{so}^t \\ T_c^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 27})$$

La matrice globale pour le transfert de chaleur et masse dans la toiture radio-évaporative. On peut écrire les matrices (III. 11, 16, 21, 24 et 27) dans la matrice globale suivante. $T_{air_{vid}}$ et $P_{v_{air}}$ Présentent la température et la pression de la vapeur du nœud au milieu du vide d'air entre la surface supérieure du galet et la face inférieure de

l'aluminium, l'air considéré stable, donc $T_{air_{vid}} = \frac{T_{sg} + T_{al_{si}}}{2}$

$$T_{si}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{si,1} \\ b_{si,2} \\ b_{si,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai}^t \\ T_{si}^t \\ T_1^t \end{bmatrix} \quad T_1^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{1,1} \\ b_{1,2} \\ b_{1,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{si}^t \\ T_1^t \\ T_2^t \end{bmatrix} \quad T_2^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{2,1} \\ b_{2,2} \\ b_{2,3} \\ b_{2,4} \\ b_{2,5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^t \\ T_2^t \\ Pv_2^t \\ T_3^t \\ Pv_3^t \end{bmatrix} \quad T_3^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{3,1} \\ b_{3,2} \\ b_{3,3} \\ b_{3,4} \\ b_{3,5} \\ b_{3,6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_2^t \\ Pv_2^t \\ T_3^t \\ Pv_3^t \\ T_{sg}^t \\ Pv_{sg}^t \end{bmatrix}$$

$$T_{sg}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{sg,1} \\ b_{sg,2} \\ b_{sg,3} \\ b_{sg,4} \\ b_{sg,5} \\ b_{sg,6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_3^t \\ Pv_3^t \\ T_{sg}^t \\ Pv_{sg}^t \\ T_{ai}^t \\ Pv_{air}^t \end{bmatrix} \quad T_{al_{si}}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{al_{si},1} \\ b_{al_{si},2} \\ b_{al_{si},3} \\ b_{al_{si},4} \\ b_{al_{si},5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai}^t \\ Pv_{air}^t \\ T_{al_{si}}^t \\ Pv_{al_{si}}^t \\ T_{al_{se}}^t \end{bmatrix} \quad T_{al_{se}}^{t+1} = \begin{bmatrix} b_{al_{se},1} \\ b_{al_{se},2} \\ b_{al_{se},3} \\ b_{al_{se},4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{al_{si}}^t \\ T_{al_{se}}^t \\ T_{so}^t \\ T_c^t \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} T_{si}^{t+1} \\ T_1^{t+1} \\ T_2^{t+1} \\ T_3^{t+1} \\ T_{sg}^{t+1} \\ T_{al,si}^{t+1} \\ T_{al,se}^{t+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{si,1} & b_{si,2} & b_{si,3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{1,1} & b_{1,1} & b_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{2,1} & b_{2,2} & b_{2,3} & b_{2,4} & b_{2,5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{3,1} & b_{3,2} & b_{3,3} & b_{3,4} & b_{3,5} & b_{3,6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{sg,1} & b_{sg,2} & b_{sg,3} & b_{sg,4} & b_{sg,5} & b_{sg,6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{al,si,1} & b_{al,si,2} & b_{al,si,3} & b_{al,si,4} & b_{al,si,5} & b_{al,si,6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{al,si,1} & b_{al,si,2} & b_{al,si,3} & b_{al,si,4} & b_{al,si,5} & b_{al,si,6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{al,se,1} & b_{al,se,2} & b_{al,se,3} & b_{al,se,4} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai}^t \\ T_{si}^t \\ T_1^t \\ T_2^t \\ P_{v,2}^t \\ T_3^t \\ P_{v,3}^t \\ T_{sg}^t \\ P_{v,sg}^t \\ T_{air,v}^t \\ P_{v,air}^t \\ P_{v,d,si}^t \\ T_{al,si}^t \\ T_{al,se}^t \\ T_{ae}^t \\ T_c \end{bmatrix}$$

Matrice globale pour le calcul de la température intérieure à chaque intervalle de temps dt.

IV. 3.3 Echange de chaleur cas d'un mur :

Pour déterminer la température de la face intérieure des murs à chaque intervalle de temps, Δt en fonctions des conditions extérieures, la méthode aux différences finies a été choisie. Cette méthode permet la résolution numérique des équations aux dérivées partielles. Le mur est découpés en de nombreux éléments dont les dimensions sont petites mais finies, et dont la température peut être supposée homogène à un instant donné : T_i^t . De même le temps est découpé en intervalles finis de durée Δt . Le transfert de chaleur dans une paroi plane se fait dans une seule direction, la paroi est composée de plusieurs couches de différents matériaux, chaque couche de matériau est divisée en petites couches présentés par des nœuds, voir figure(IV. 2). Clarke suppose que trois nœuds pour chaque couche homogène et un intervalle de temps d'un heure, dans l'application dans constructions est acceptables et donne des résultats avec faible erreur [59].

L'échange d'énergie entre nœuds intérieurs est modelé utilisant l'équation de Fourier pour le transfert de chaleur par conduction dans une seule direction [60] et [61].

$$\frac{dT}{dt} = \lambda \frac{d^2T}{\rho c dx^2} \quad (\text{IV. 28})$$

Cette équation est résolu numériquement [60] après que les couches sont découpés en petite élément d'épaisseur Δx , représenté par des nœuds au milieu de chaque Δx voir figure (IV. 2). L'équation d'équilibre d'énergie pour un élément hétérogène plane;

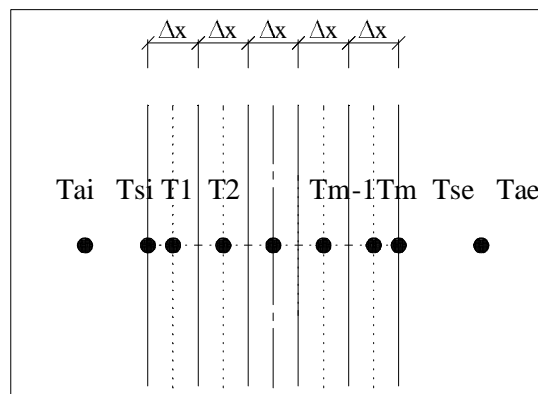


Figure IV. 3 : Nœuds présentent les différentes couches d'un mur

IV. 3.3. 1 Nœud de la zone courante :

Pour un nœuds j au milieu de la structure ou $j = \{1, 2, 3, \dots, m\}$ λ_j variable, la température du nœud j à chaque intervalle de temps ;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{d\lambda}{\rho c} \frac{d^2T}{dx^2}$$

Pour l'instant t Ou $t = n + k\Delta t \Rightarrow T^t = (1-k)T^t + kT^{n+1}$ avec $0 \leq k \leq 1$.

Pour $k=0$ la méthode explicite et $k=1$ la méthode implicite.

Par le développement de l'équation (IV. 6) utilisant la méthode explicite (le calcul de T^t à l'instant t se fait en fonction de l'historique $T^{t-\hat{c}t}$) $k=0$ donc $T^t = T^n$.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_j^{t+1} - T_j^t}{\Delta t} \quad \text{Et}$$

$$\frac{d\lambda_j}{\rho_j c_j} \frac{d^2T}{dx^2} = \frac{(\lambda_{j+1} - \lambda_{j-1})}{4\Delta x^2 \rho_j c_j} (T_{j+1}^t - T_{j-1}^t) + \frac{\lambda_j (T_{j+1}^t - 2T_j^t + T_{j-1}^t)}{\Delta x^2 \rho c} \quad (\text{IV. 29})$$

Donc

$$T_j^{t+1} - T_j^t = \frac{\Delta t}{4\Delta x^2 \rho_j c_j} (\lambda_{j+1} - \lambda_{j-1}) (T_{j+1}^t - T_{j-1}^t) + \frac{\lambda_j \Delta t}{\Delta x^2 \rho_j c_j} (T_{j+1}^t - 2T_j^t + T_{j-1}^t)$$

On pose $a_{j,1} = \frac{\Delta t}{4\Delta x^2 \rho_j c_j}$, $a_{j,2} = \lambda_{j+1} - \lambda_{j-1}$, $a_{j,3} = 4\lambda_j$ et $a_{j,3} a_{j,1} = \frac{\Delta t \lambda_j}{\Delta x^2 \rho_j c_j}$

L'équation (IV. 29) devient ;

$$T_j^{t+1} = a_{j,1} (a_{j,2} + a_{j,3}) T_{j+1}^t + (1 - 2a_{j,1} a_{j,3}) T_j^t + a_{j,1} (a_{j,3} - a_{j,2}) T_{j-1}^t \quad (\text{IV.30})$$

On peut écrire l'équation (IV.8) sous forme matricielle ;

$$T_j^{t+1} = \begin{bmatrix} a_{j,1} (a_{j,2} + a_{j,3}) \\ (1 - 2a_{j,1} a_{j,3}) \\ a_{j,1} (a_{j,3} - a_{j,2}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{j+1}^t \\ T_j^t \\ T_{j-1}^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 31})$$

Pour que (IV.9) soit solvable il faut que ;

$$(1 - 2a_{j,1} a_{j,3}) \geq 0 \Rightarrow a_{j,1} a_{j,3} \leq \frac{1}{2} \quad \text{donc} \quad \frac{\Delta t \lambda_j}{\Delta x^2 \rho_j c_j} \leq \frac{1}{2}$$

λ_j et $\rho_j c_j$ sont des données, selon les propriétés de s matériaux utilisés dans le modèle, donc il faut bien choisir l'épaisseur de découpage et l'intervalle de temps. Le petit Δt et Δx le mieux précise sera le résultat.

IV. 3.3. 2 Interface intérieur :

L'échange d'énergie entre un nœud de la surface intérieure et son environnement se fait par convection avec l'air intérieur (T_{si} et T_{ai}), rayonnement avec les autres surfaces (T_{si} et $T_{si,i}$) et par conduction avec le nœud 1 (T_{si} et T_1). L'équation de conservation d'énergie d'un nœud d'interface intérieur ;

$$A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \frac{dT_{si}}{dt} = Q_{cond} + Q_{con} + Q_{rad} \quad (IV.32)$$

Le flux par convection et rayonnement [62] ;

$$Q_{con} = A_{si} h_{ci} (T_{si} - T_{ai}) \text{ et } Q_{rad} = EA_{si} h_r (T_{si} - T_{si,i})$$

Une surface intérieure émit et reçoit l'énergie par radiation des autres surfaces intérieures, et $T_{si,i} \approx T_{ai}$ donc;

$$Q_{con} + Q_{rad} = A_{si} (h_{ci} + Eh_r) (T_{si} - T_{ai}) = A_{si} h_i (T_{si} - T_{ai}) \Rightarrow h_i = Eh_r + h_{ci}.$$

Ou h_{ci} et h_r : les coefficients de transfert de chaleur par convection et rayonnement.

$h_r = 4\sigma T_{si}^3$; Ou σ Stefan Boltzman constant ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{ k}$) [23].

$$h_{ci} = \left\{ \left(a \left(\frac{\Delta T}{z} \right)^p \right)^m + \left(b (\Delta T)^q \right)^m \right\}^{\frac{1}{m}}, \text{ ou } z : \text{ la hauteur du mur en mètre, } \Delta T \text{ la différence de}$$

température entre le bas et le haut du mur.

Les valeurs de a, b, p, q, m pour une surface verticale d'après A. Bouchair [63].

$$a=1.5, b=1.23, p=0.25, q=1/3, m=6$$

Le flux par conduction;

$$Q_{cond} = \frac{\lambda_1 A_{si}}{\Delta x} (T_1 - T_{si})$$

D'après Jean-Luc B. et Fauconnier R. [49] et [50] l'équation (IV. 32) s'écrit ;

$$h_i A_{si} (T_{ai}^t - T_{si}^t) + \frac{\lambda_1 A_{si}}{\Delta x} (T_1^t - T_{si}^t) = A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{T_{si}^{t+1} - T_{si}^t}{\Delta t} \right) \quad (IV. 33)$$

De l'équation (IV.11), La température T_{si}^{t+1} s'écrit ;

$$T_{si}^{t+1} = \frac{2h_i \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x} T_{ai}^t + \left(1 - \frac{2h_i \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x} - \frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2}\right) T_{si}^t + \frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} T_1^t \quad (\text{IV. 34})$$

On pose : $c_{1,1} = \frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2}$ et $c_{1,2} = \frac{h_i \Delta x}{\lambda_1}$ donc $c_{1,1} c_{1,2} = \frac{2h_i \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x}$

L'équation (IV. 12) devient ;

$$T_{si}^{t+1} = c_{1,1} c_{1,2} T_{ai}^t + (1 - c_{1,1} c_{1,2} - c_{1,1}) T_{si}^t + c_{1,1} T_1^t \quad (\text{IV. 35})$$

On peut écrire l'équation (IV.12) sous forme matricielle ;

$$T_{si}^{t+1} = \begin{bmatrix} c_{1,1} c_{1,2} \\ 1 - c_{1,1} c_{1,2} - c_{1,1} \\ c_{1,1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai}^t \\ T_{si}^t \\ T_1^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 36})$$

Pour que l'équation (IV. 14) sera solvable if que ;

$$1 - c_{1,1} c_{1,2} - c_{1,1} \geq 0 \Rightarrow c_{1,1} c_{1,2} + c_{1,1} \leq 1 \Rightarrow c_{1,1} (c_{1,2} + 1) \leq 1$$

Donc $\frac{2\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \left(\frac{h_i \Delta x}{\lambda_1} + 1\right) \leq 1 \Rightarrow \frac{\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \left(\frac{h_i \Delta x}{\lambda_1} + 1\right) \leq \frac{1}{2}$

La valeur de $\left(\frac{h_i \Delta x}{\lambda_1} + 1\right)$ est toujours supérieure à un, donc il faut que le terme $\frac{\lambda_1 \Delta t}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$

λ_1, h_i, ρ_1 et c_1 sont des données, selon les propriétés de s matériaux utilisés dans le modèle, donc il faut bien choisir l'épaisseur de découpage et l'intervalle de temps. Le petit Δt et Δx le mieux précise sera le résultat.

IV. 3. 3.3 Interface extérieur :

L'échange d'énergie entre une surface extérieure et son environnement se fait par convection avec l'air extérieur (T_{se} et T_{ae}), rayonnement avec les autres surfaces et le ciel ($T_{s,e}, T_{se,i}$ et T_c) et par conduction avec le nœud (m-1) (T_{se} et T_m) . L'équation de conservation d'énergie d'un nœud d'interface extérieur ;

$$\rho_m c_m A_{se} \frac{\lambda dT_{se}}{dt} = Q_{con} + Q_{rad} + Q_{con} \quad (\text{IV. 37})$$

Le flux par convection et rayonnement ;

$$Q_{con} + Q_{rad} = h_e A_{se} (T_{ee,v} - T_{se}),$$

Où $h_e = Eh_r + h_{ce}$ le coefficient de transfert de chaleur par convection et rayonnement combiné.

$T_{ee,v}$ La température de l'environnement extérieur pour une surface verticale.

IV. 3. 3. 3.1 Echange radiatif entre le ciel et une surface verticale:

Surface non horizontale tel que ; toiture inclinée et mur vertical échange l'énergie par rayonnement avec le ciel, le sol et les constructions de voisinage. Utilisant les équations de transfert d'énergie par rayonnement, le flux rayonné net reçu par une surface verticale s'écrit d'après Oppenheim A. k., Berkeley, et Calif[62] ;

$$Q_{sv} = \sigma \varepsilon_{sv} A_{sv} \left[\varepsilon_{ct} F_{sv-ct} (T_{sv}^4 - T_{ct}^4) + \varepsilon_{sol} F_{sv-sol} (T_{sv}^4 - T_{sol}^4) + F_{sv-c} (T_{sv}^4 - T_c^4) \right] \quad (III.38)$$

Remarque : Pour les surfaces avec une grande émissivité toute les radiations ém it sera absorbé par les mêmes surfaces plus tard, donc $\varepsilon_{sol} F_{sv-sol} + \varepsilon_{ct} F_{sv-ct} + F_{sv-c} = 1$

IV. 3. 3. 3. 2 La température équivalente pour les radiations des ondes longues:

a) Surface verticale dans un site urbain de l'équation (III. 38)

$$Q_{sv} = \sigma \varepsilon_{sv} A_{sv} \left[\varepsilon_{ct} F_{sv-ct} + \varepsilon_{sol} F_{sv-sol} + F_{sv-c} \right] \left[T_{sv}^4 - (c_1 T_{ct}^4 + c_2 T_{sol}^4 + c_3 T_c^4) \right] \quad (III.39)$$

On remplace $c_1 T_{ct}^4 + c_2 T_{sol}^4 + c_3 T_c^4$ par T_e^4 la température équivalente absolue en degré kelvin,

$$T_e^4 = c_1 T_{ct}^4 + c_2 T_{sol}^4 + c_3 T_c^4$$

Cette température égale la température radiante moyenne de l'environnement de la surface verticale. Ou c_1 , c_2 et c_3 sont des constants de valeur varie entre 0.0 et 1.0, qui dépends

de l'émissivité de chaque surface et le facteur de forme, ils sont donnés par les équations suivantes ;

$$C_1 = \frac{\varepsilon_{ct} F_{sv-ct}}{\varepsilon_{ct} F_{sv-ct} + \varepsilon_{sol} F_{sv-sol} + F_{sv-c}}$$

$$C_2 = \frac{\varepsilon_{sol} F_{sv-sol}}{\varepsilon_{ct} F_{sv-ct} + \varepsilon_{sol} F_{sv-sol} + F_{sv-c}}$$

$$C_3 = \frac{F_{sv-c}}{\varepsilon_{ct} F_{sv-ct} + \varepsilon_{sol} F_{sv-sol} + F_{sv-c}}$$

Donc le flux net reçu par une surface verticale s'écrit ;

$$Q_{sv} = \sigma \varepsilon_{sv} A_{sv} \left[\varepsilon_{ct} F_{sv-ct} + \varepsilon_{sol} F_{sv-sol} + F_{sv-c} \right] \left[T_{sv}^4 - T_e^4 \right] \quad (\text{III. 40})$$

b) Surface horizontale avec une obstruction (toiture où sol) $c_2=0$ donc ;

$$T_e^4 = c_1 T_{ct}^4 + c_3 T_c^4$$

c) Surface horizontale sans obstruction $c_1=0$ et $c_2=0$ donc : $T_e = \varepsilon_c^{1/4} T_{ao} = T_c$

D'ou La température du ciel $T_c = \varepsilon_c^{1/4} T_{ao} - 273$ en ° C.

Facteur de forme :

Le facteur de forme présente les fractions de l'énergie rayonnée quittent une surface est arrive directement à une autre surface. Généralement les constructions et leur entourage sont organisé le long d'une voie de longueur L, où L est estimé tant vers l'infinie on la comparent à la hauteur de la construction. Dans cas les constructions rurales sont considérées entourer par des terrains ouverts.

Facteur de forme entre une surface horizontale et le ciel d'après Howell [64] rapporté par Bouchair A. [33]; la configuration du facteur de forme d'une hémisphère de section infinie est donné par ;

$$F_{1-2} = \frac{X_2 - X_1}{4 \left(\frac{Z_2}{a} - \frac{Z_1}{a} \right)} \quad (\text{III. 40})$$

$$X_i = \left[4 \left(\frac{rZ_i}{a^2} \right)^2 + \left(1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right)^2 \right]^{1/2}$$

Z_1, Z_2, \dots, Z_i : la distance entre la surface considéré et la section de l'hémisphère, a est le rayon de l'hémisphère et r le rayon de la surface considéré .

Pour le cas d'une surface horizontale au sol sans obstructions, $r=a$, $Z_1=0$,

$$Z_2=Z \text{ , } X_1=0 \text{ et } X_2 = \frac{2Z}{a} \text{ , donc } F_{1-2} = F_{c-sol} = 0.5$$

La facteur de forme pour un terrain plat horizontal sans obstructions peut être calculer à partir des relations suivantes,

$$F_{sol-c} = \frac{A_c}{A_{sol}} F_{c-sol}$$

La surface d'un cercle de rayon a égale πa^2 et surface extérieure d'un demi cercle égale $2\pi a^2$ donc $F_{sol-c} = 2F_{c-sol} = F_{s-c} = 1$

Facteur de forme entre une surface verticale et le sol dans un milieu urbain :

Généralement les constructions et leur entourage sont organisé le long d'une voie de longueur L , ou L est estimé tant vers l'infinie on la comparent à la hauteur h de la construction. La surface de sol à coté de la construction est considérée rectangulaire de longueur infinie L et de largeur l . Le calcul de F pour ce cas utilisant l'équation de Howell rapporté par Bouchair A. [33];

$$F_{i-j} = \frac{1}{\pi \cdot w} [f + 0.25 \ln(f_1 \cdot f_2 \cdot f_3)] \quad (\text{III. 41})$$

$$f = w \cdot \arctan\left(\frac{1}{w}\right) + H \cdot \arctan\left(\frac{1}{h}\right) - (H^2 + w^2)^{1/2} \cdot \arctan\left[\frac{1}{(H^2 + w^2)^{1/2}}\right]$$

$$f_1 = \frac{(1+w)^2(1+H^2)}{1+H^2+w^2} \quad f_2 = \left[\frac{w^2(1+H^2+w^2)}{(1+w^2)(1+H^2)} \right]^{w^2} \quad f_3 = \left[\frac{H^2(1+H^2+w^2)}{(1+w^2)(1+H^2)} \right]^{H^2} \quad H = \frac{h}{L}$$

et $w = \frac{l}{L}$

Le facteur de forme entre une surface et le ciel est calculé utilisant la configuration algébrique suivante ; $F_{i-c} + F_{i-j} + F_{i-1} = 1$ ou i est la surface en question, j et n les autres surfaces d'entourage.

Facteur de forme entre deux surfaces parallèles de la même hauteur :

Les constructions dans un endroit ont généralement la même hauteur h , le facteur de forme entre deux surfaces rectangulaires parallèles de hauteur h , longueur L et à une distance l , est donné d'après Howell rapporté dans [33];

$$F_{i-j} = \frac{2}{\pi.H.w} [\log f + f_1 + f_2.] \quad (\text{III. 42})$$

$$f = \left[\frac{(1+w)^2(1+H^2)}{1+H^2+w^2} \right]^{1/2}, \quad f_1 = H(1+w^2)^{1/2} \cdot \arctan\left(\frac{H}{(1+w^2)^{1/2}}\right),$$

$$f_2 = w(1+H^2)^{1/2} \cdot \arctan\left(\frac{w}{(1+H^2)^{1/2}}\right) - h \cdot \arctan(H) - w \cdot \arctan(w) \quad H = \frac{h}{l} \quad \text{et} \quad w = \frac{l}{L}$$

Le flux par conduction ;

$$Q_{cond} = \frac{A_{se}\lambda_m}{\Delta x} (T_m - T_{se}) \quad (\text{IV. 43})$$

L'équation (IV. 43) s'écrit ;

$$\rho_m c_m A_{se} \frac{\Delta x}{2} \frac{\lambda_m (T_{se}^{t+1} - T_{se}^t)}{\Delta t} = h_e A_{se} (T_{ee,v}^t - T_{se}^t) + \frac{A_{se}\lambda_m}{\Delta x} (T_m^t - T_{se}^t) \quad (\text{IV. 44})$$

De l'équation (IV. 44) T_{se}^{t+1} s'écrit ;

$$T_{se}^{t+1} = \frac{2h_e\Delta t}{\rho_m c_m \Delta x} T_{ee,v}^t + \left(1 - \frac{2\lambda_m\Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} - \frac{2h_e\Delta t}{\rho_m c_m \Delta x}\right) T_{se}^t + \frac{2\lambda_m}{\rho_m c_m \Delta x^2} \Delta t T_m^t \quad (\text{IV. 45})$$

On pose
$$c_{m,1} = \frac{2\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2}, \quad c_{m,2} = \frac{h_e \Delta x}{\lambda_m}, \quad c_{m,1} c_{m,2} = \frac{2h_e \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x}$$

L'équation (IV. 45) devient ;

$$T_{se}^{t+1} = c_{m,1} c_{m,2} T_{ee,v}^t + (1 - c_{m,1} c_{m,2} - c_{m,1}) T_{se}^t + c_{m,1} T_m^t \quad (\text{IV. 46})$$

On peut écrire l'équation (IV.46) sous forme matricielle;

$$T_{se}^{t+1} = \begin{bmatrix} c_{m,1} c_{m,2} & & \\ 1 - c_{m,1} c_{m,2} - c_{m,1} & & \\ c_{m,1} & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ee,v}^t \\ T_{se}^t \\ T_m^t \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 47})$$

$$1 - c_{m,1} c_{m,2} - c_{m,1} \geq 0 \Rightarrow c_{m,1} c_{m,2} + c_{m,1} \leq 1 \Rightarrow c_{m,1} (c_{m,2} + 1) \leq 1$$

Donc
$$\frac{2\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} \left(\frac{h_e \Delta x}{\lambda_m} + 1 \right) \leq 1 \Rightarrow \frac{\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} \left(\frac{h_e \Delta x}{\lambda_m} + 1 \right) \leq \frac{1}{2}$$

La valeur de $\left(\frac{h_e \Delta x}{\lambda_m} + 1 \right)$ est toujours supérieure à un, donc il faut que le terme

$$\frac{\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$$

λ_m, h_e, ρ_m et c_m sont des données, selon les propriétés des matériaux utilisés dans le modèle, donc il faut bien choisir l'épaisseur de découpage Δx et l'intervalle de temps Δt . Le petit Δt et Δx le mieux précise sera le résultat.

IV. 3. 4 L'échange de chaleur cas d'un plancher:

La même méthode de calcul et les mêmes étapes utilisés dans le calcul de la température de la surfaces intérieure de mur, sont suivis, sauf que la température de sol sous plancher (plancher est considéré sur sol) à une profondeur de 60cm est considérée constante, d'après A. Bouchair [63] cette température $T_{sol,60cm}$ égale à la température moyenne de l'air extérieur de la journée (24 heures) .

$$T_{sol,60cm} = \frac{\sum_{i=1}^{i=24} T_{ao}(i)}{24}$$

IV. 3. 5 L'échange de chaleur cas d'une fenêtre:

Dans notre modèle, il y a une seule fenêtre, pendant le jour la température de l'air extérieur est supérieure à celle de l'intérieur. Pour éliminer l'échange par ventilation avec l'air extérieur, la fenêtre et la porte seront fermés pendant le jour, ouvert la nuit (l'heure ou la fenêtre et la porte seront fermés correspond à l'heure ou $T_{ai} \leq T_{ao}$, dans le cas inverse correspond à l'heure ou ils seront ouverts). Par simulation numérique du modèle on détermine l'heure qui correspond à chaque cas. Pour une meilleure ventilation de l'espace intérieur pendant la nuit, la porte et la fenêtre seront sur deux différentes parois opposées, il est nécessaire de chercher leur orientation pour minimiser le gain de chaleur. Pendant la journée la fenêtre sera fermée donc le transfert de chaleur se fait comme le cas d'un élément opaque. Pour le calcul de température de la face intérieure de la fenêtre et la porte, la même méthode et les mêmes étapes dans le cas de mur sont suivis.

IV. 3. 6 le flux de chaleur par ventilation naturelle:

L'échange d'énergie par ventilation naturel à travers fenêtre où porte ouverte est dû au mélange entre l'air de l'extérieur et celle de l'intérieur à différentes températures. Le flux de chaleur par ventilation est donné par l'expression suivante ;

$$Q_{vent} = m_{air} C_p (T_{ao} - T_{ai}) \quad (IV. 48)$$

m_{air} : La masse d'air échangé avec l'extérieur en kg, ou $m_{air} = V_{air} \rho_{air}$.

V_{air} : Volume d'air échangé en m^3 .

ρ_{air} : Densité de l'air = 1.22 kg/m^3

c_{air} : La chaleur spécifique de l'air $\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$, $c_{air} = 1005 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

On remplace m_{air} par sa valeur dans l'équation (IV. 34) ;

$$Q_{vent} = V_{air} \cdot \rho \cdot c (T_{ao} - T_{ai})$$

Le volume d'air échangé par ventilation à travers fenêtre où porte ouverte selon Camilla Allocca [65], A. Abwi [66] et Van der Maas J. Roulet [67];

$$V_{air} = \frac{C_d \cdot A}{3} \sqrt{gh \frac{\Delta T}{T_{ao}}} \quad (IV. 49)$$

A : La surface de l'ouverture en m².

C_d : Coefficient de décharge (réduction de la vitesse de l'air à l'entrée, C_d égal à 0.6)

h : La hauteur de l'ouverture en m.

ΔT : La différence de température entre l'extérieur et l'intérieur en °C.

T_{ao} : La température extérieure en ° k.

g : L'accélération de pesanteur en m/s²

IV. 3. 7 Assemblage des matrices pour le calcul des températures :

IV. 3. 7. 1 Cas de mur :

a- Interface intérieure:

De l'équation (IV. 12) :

$$h_i A_{si} (T_{ai} - T_{si}) + \frac{\lambda_1 A_{si}}{\Delta x} (T_1 - T_{si}) = A_{si} \rho_1 c_1 \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{dT_{si}}{dt} \right)$$

$$\frac{dT_{si}}{dt} = \frac{2h_i}{\rho_1 c_1 \Delta x} T_{ai} - \left(\frac{2h_i}{\rho_1 c_1 \Delta x} + \frac{2\lambda_1}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} \right) T_{si} + \frac{2\lambda_1}{\rho_1 c_1 \Delta x^2} T_1$$

On pose : $c_{1,1} = \frac{2\lambda_1}{\rho_1 c_1 \Delta x^2}$ et $c_{1,2} = \frac{h_i \Delta x}{\lambda_1}$ donc $c_{1,1} c_{1,2} = \frac{2h_i}{\rho_1 c_1 \Delta x}$

$$\frac{dT_{si}}{dt} = \begin{bmatrix} c_{1,1} c_{1,2} \\ -(c_{1,1} + c_{1,1} c_{1,2}) \\ c_{1,1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai} \\ T_{si} \\ T_1 \end{bmatrix} \quad (IV. 50)$$

On peut écrire la matrice (IV. 50) sous la forme :

$$\frac{dT_0}{dt} = \begin{bmatrix} b(1,1) \\ b(1,2) \\ b(1,3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_i \\ T_0 \\ T_1 \end{bmatrix}$$

b- Nœud intermédiaire :

De l'équation (IV. 7) ;

$$\frac{dT_j}{dt} = \frac{1}{4\Delta x^2 \rho_j c_j} (\lambda_{j+1} - \lambda_{j-1})(T_{j+1} - T_{j-1}) + \frac{\lambda_j}{\Delta x^2 \rho_j c_j} (T_{j+1} - 2T_j + T_{j-1})$$

On pose $a_{j,1} = \frac{1}{4\Delta x^2 \rho_j c_j}$, $a_{j,2} = \lambda_{j+1} - \lambda_{j-1}$, $a_{j,3} = 4\lambda_j$

et $a_{j,1} a_{j,3} = \frac{\lambda_j}{\Delta x^2 \rho_j c_j}$

$$\frac{dT_j}{dt} = a_{j,1}(a_{j,3} - a_{j,2})T_{j-1} - 2a_{j,1}a_{j,3}T_j + a_{j,1}(a_{j,3} + a_{j,2})T_{j+1}$$

$$\frac{dT_j}{dt} = \begin{bmatrix} a_{j,1}(a_{j,3} - a_{j,2}) & & \\ & -2a_{j,1}a_{j,3} & \\ & & a_{j,1}(a_{j,3} + a_{j,2}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{j-1} \\ T_j \\ T_{j+1} \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 51})$$

On peut écrire la matrice (IV. 36) sous la forme :

$$\frac{dT_j}{dt} = \begin{bmatrix} b(j, j) \\ b(j, j+1) \\ b(j, j+2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{j-1} \\ T_j \\ T_{j+1} \end{bmatrix}$$

c- Interface extérieure :

De l'équation (IV.16) ;

$$\frac{dT_{se}}{dt} = \frac{2h_e}{\rho_m c_m \Delta x} T_{ee,v}^t - \left(\frac{2\lambda_m}{\rho_m c_m \Delta x^2} + \frac{2h_e}{\rho_m c_m \Delta x} \right) T_{se}^t + \frac{2\lambda_m}{\rho_m c_m \Delta x^2} T_m^t$$

On pose $c_{m,1} = \frac{2\lambda_m}{\rho_m c_m \Delta x^2}$, $c_{m,2} = \frac{h_e \Delta x}{\lambda_m}$ $c_{m,1} c_{m,2} = h_r$

$$\frac{dT_{se}}{dt} = \begin{bmatrix} c_{m,1} c_{m,2} & & \\ -(c_{m,1} + c_{m,1} c_{m,2}) & & \\ & c_{m,1} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_m \\ T_{se} \\ T_{ee,v} \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 52})$$

On peut écrire la matrice (IV. 52) sous la forme :

$$\frac{dT_{m+1}}{dt} = \begin{bmatrix} b(m, m) \\ b(m, m+1) \\ b(m, m+2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_m \\ T_{m+1} \\ T_{ee,v} \end{bmatrix}$$

La matrice globale pour le calcul des variations de la température à chaque intervalle de temps dt ;

$$\begin{bmatrix} \frac{dT_{si}}{dt} \\ \frac{dT_I}{dt} \\ \dots \\ \frac{dT_j}{dt} \\ \dots \\ \dots \\ \frac{dT_{se}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b(11) & b(12) & b(13) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b(22) & b(23) & b(24) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b(33) & b(34) & b(35) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b(j,j) & b(j,j+1) & b(j,j+2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b(m,m) & b(m,m+1) & b(m,m+2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai} \\ T_{si} \\ T_I \\ \dots \\ T_j \\ \dots \\ \dots \\ T_m \\ T_{s..} \\ T_{ee} \end{bmatrix}$$

De la même façon on peut écrire la matrice globale pour la variation de la température dans les différentes couches de plafond et plancher.

Le nombre d'équation est supérieur au nombre des inconnus, pour résoudre les équations on propose une température intérieure initiale au temps t , cette température ne sera pas correcte, il est nécessaire de faire des simulations avec les mêmes conditions extérieures jusqu'à la température de chaque nœud a la même valeur en même temps dans chaque jour de simulation.

IV. 3. 8 Résolution des équations :

M étant le nombre de nœuds où l'on calcule la température et l'humidité, le système à résoudre sera mis sous la forme matricielle suivante :

$$[A] = [B] \times [X]$$

$[A]$ Matrice d'ordre M dont les coefficients sont variables en fonction de la température et de l'humidité et sont pris à l'instant précédent $t - \Delta t$

$[X]$ Vecteur colonne de dimension $2M$: inconnues à l'instant présent t , (dans l'ordre chaleur -humidité).

$[B]$ Vecteur colonne de dimension $(M, 2M)$: seconds membres des équations couplées

Ce système est résolu à chaque pas de temps par la méthode Gauss.

IV. 4 Programme informatique

IV. 4. 1 Algorithme

a- Les données :

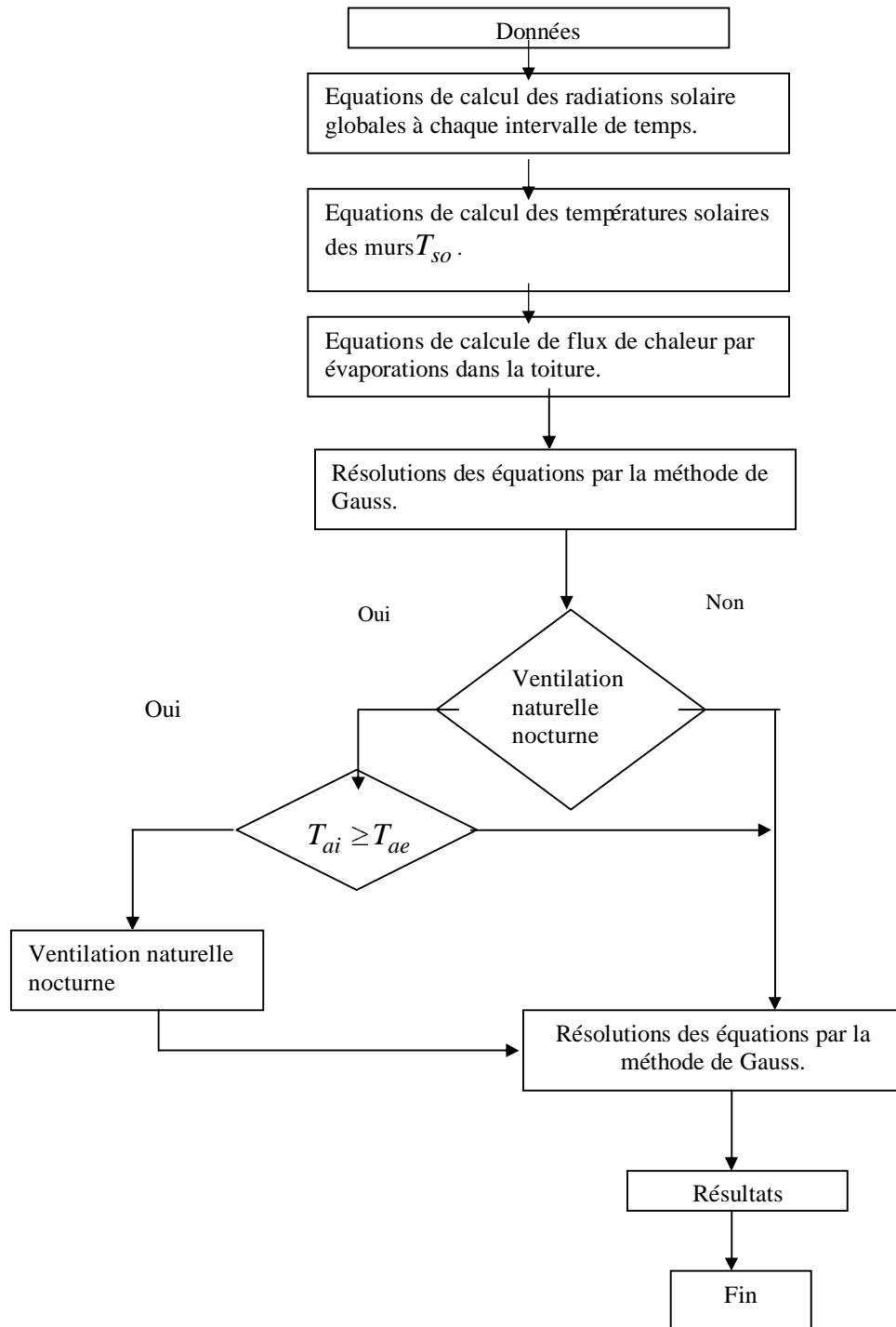
- 1- Situation du modèle ; latitude, longitude et altitude.
- 2- Caractéristiques géométriques du modèle.
- 3- Intervalle du temps et température extérieure à chaque intervalle de temps Δt .
- 4- Caractéristique physique des matériaux qui composent les éléments du modèle, conductibilité thermique, chaleur spécifique, émissivité et épaisseur.
- 5- Ventilation naturelle nocturne incluse, oui ou non.

b- Les équations :

- 1- Equations de calcul des radiations solaire globales à chaque intervalle de temps.
- 2- Equations de calcul des températures solaire des murs T_{so} .
- 3- Equations de calcul de flux de chaleur par évaporations dans la toiture
- 4- Equations de calcul des températures à chaque nœud à chaque intervalle de temps.

c –Résolutions des équations par la méthode de Gauss .**d- Résultats ; temps, températures extérieures et température intérieures.**

IV. 4. 2 Organigramme :



IV. 5 Résultats théoriques :

Deux cellules sont étudiées, cellule (A) avec un système de refroidissement dans la toiture et cellule (B) avec une toiture en béton armé sans système de refroidissement voir figure (IV-3, a, b). Cellule (A) est cube de 3m de dimension soit un volume de 1m^3 , les murs sont composés de l'extérieur à l'intérieur de 1.5cm de mortier, deux parois de brique de 15 et 10cm séparé par un vide d'air de 5cm et une couche de plâtre de 1.5cm, tableau (IV.2) donne les caractéristiques physiques de matériaux et leur épaisseur. Dans le mur nord il y a une porte de 2.1*1.00m et dans le mur coté sud il y a une fenêtre de 1.50 *1.00m à simple vitrage en bois ouvrante pour permettre une ventilation naturel nocturne, donc la porte et la fenêtre sont fermées le jour et ouvertes la nuit à partir de 20.00heurs (l'heur ou $T_{ai} \geq T_{ae}$). La toiture est composée d'une dalle en béton armé sur laquelle sont disposés des galets et de l'eau contenue dans une enceinte étanche qui empêche toute perte d'eau. La face supérieure de l'enceinte est recouverte d'une tôle en aluminium peinte en couleur sélective froid (blanc) représentant l'absorber (condenseur). Figure (IV.1) présente une description du système.

La cellule (B) est identique à la cellule (A) sauf que sa toiture est composé seulement d'une dalle en béton armé. La cellule (B) été étudié pour faire la com paraison entre la température intérieure dans la cellule (A) est celle dans la cellule (B), dans le but de connaître l'efficacité du système de refroidissement.

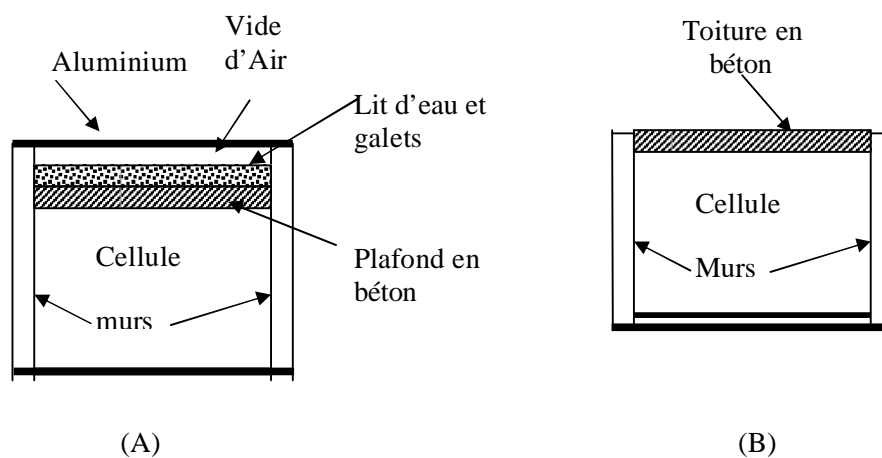


Figure IV. 4: Description du modèle: Cellule (A) avec système de refroidissement, Cellule (B) sans système de refroidissement

Tableau IV. 2 : Caractéristique des matériaux utilisés dans la toiture .

Elément	Matériels	Epaisseur (m)	Masse volumique Kg/m ³	Chaleur spécifique (j/kg °k)	Conductivité (w/m°k)
Toiture	Béton armé	0.10	2400	1080	1.8
	Galet	0.10	2600	800	2.3
	Eau	0.07	1000	4175	0.613
	Vide d'air	0.1	1.2	1005	0.026
	Aluminium	0.005	2750	936	204

L'analyse des résultats théoriques obtenus par simulations montre, que les paramètres qui ont une grande influence sur l'efficacité du système sont, le volume des galets et air, l'épaisseur de la feuille d'aluminium et la largeur de la lame d'air dans la toiture.

La simulation est faite sur les deux cellules (A) et (B), les cellules sont considérées situées à Laghouat sud centre de l'Algérie, latitude 33, 46, longitude +2,56 et 746m d'altitude. Le jour choisi est le 26 juillet avec une température maximale et minimale de 42°C et 24.5°C.

Les courbes de la figure (IV. 5) présentent une comparaison entre la température intérieure dans la cellule (A) et (B) sans ventilation naturelle nocturne, d'après les courbes on remarque que le système de refroidissement peut réduire la température intérieure pendant la journée de 8°C comparée celle dans la cellule (B).

Les courbes de la figure (IV. 6) présentent une comparaison entre la température intérieure dans la cellule (A) et (B) avec ventilation naturelle nocturne, la ventilation est faite par l'ouverture d'une porte sur le mur nord de la cellule et d'une fenêtre sur le mur sud, la porte et la fenêtre seront ouvertes dès que la température de l'air intérieure devient supérieure ou égale à la température de l'air extérieure (de 21.00 heures jusqu'à 8.00 heures). On remarque que l'association de ventilation nocturne au système peut diminuer la température de l'air intérieure de 3 à 4 degrés dans la cellule (A), ce qui est présenté par les courbes de la figure (IV. 7).

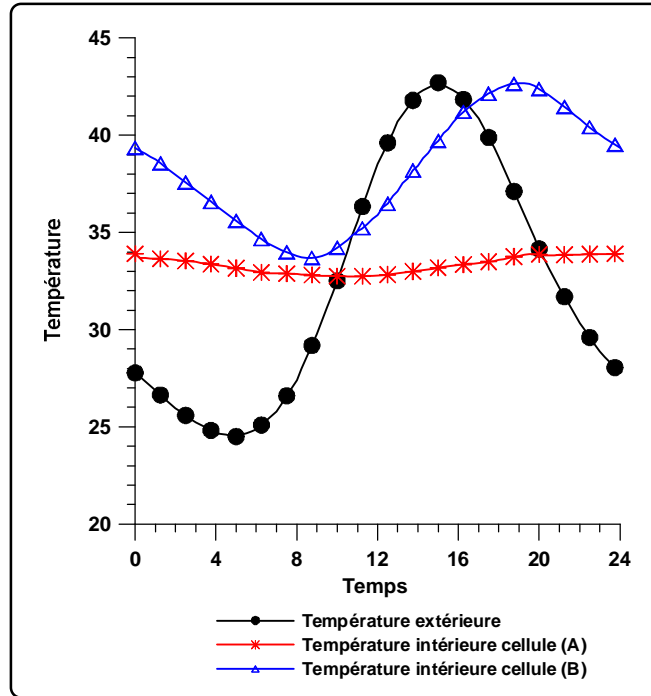


Figure IV. 5 : Comparaison entre les températures intérieures dans la cellule (A) et (B) sans ventilation nocturne.

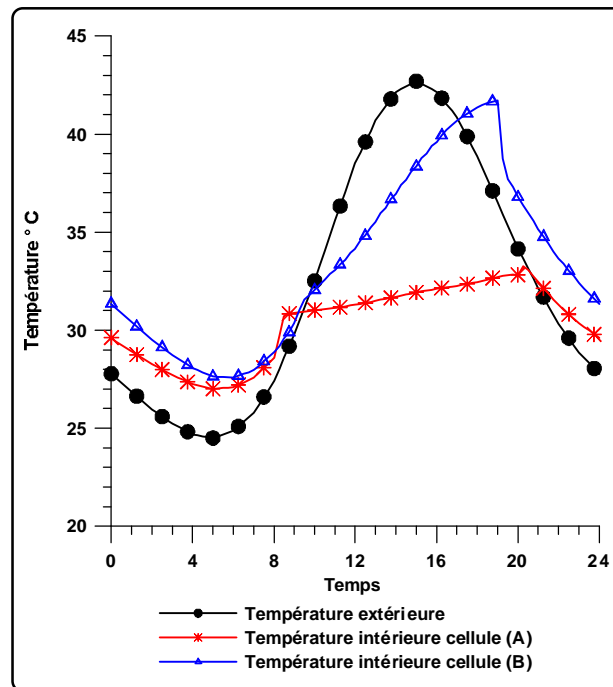


Figure IV. 6 : Comparaison entre les températures intérieures dans la cellule (A) et (B) avec ventilation nocturne.

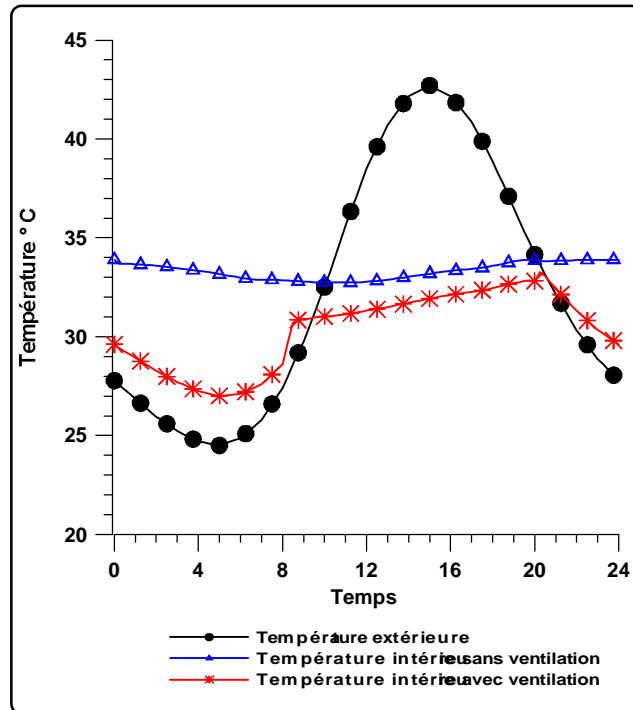


Figure IV. 7 : les températures intérieures dans la cellule (A)
Avec et sans ventilation nocturne.

IV. 6 Conclusion :

Un modèle mathématique dynamique a été développé pour connaître l'efficacité d'un système de refroidissement passif utilisant une toiture radio-évaporative. Le système est composé d'une dalle en béton sur laquelle sont déposés des galets insérés dans un arc d'eau contenu dans une enceinte étanche qui évite toute perte d'eau. La face supérieure de l'enceinte est recouverte par une tôle en aluminium peinte en blanc pour augmenter au maximum la réflexion de radiation pendant le jour. Le système est implanté dans la ville de Laghouat au sud-est de l'Algérie (latitude +33.46N et longitude +256 E). L'écart de température remarqué entre le jour et la nuit de l'été dans la région permet de stocker les frigorifères la nuit et l'utiliser pendant la journée. Le soir, la température de la plaque d'aluminium est inférieure à la température des galets insérés dans l'eau. La vapeur à l'intérieur du toit se condense et par conséquent tombe par gravité. Cet effet de la pipe de chaleur canalise la chaleur à l'extérieur. L'échange de la chaleur est amélioré par radiation

entre deux surfaces internes humides. L'efficacité de ce système est étudiée en utilisant la méthode des différences finies. Les calculs numériques exécutés pour diverses températures externes et radiations solaires ont montré que le système proposé a produit le refroidissement d'une façon significative. Comme un résultat de ceci, la température maximale de l'air dans la pièce peut être gardée quelques degrés au-dessus la température minimale de l'air extérieur pendant le jour. La température intérieure dans la cellule (A) sans ventilation varie très peu et présente un écart variable par rapport à celle de l'extérieure, varie de 0°C à 9.00heures, environ de 10°C à 15heures, est atteint son maximum à 20 heures soit un retard de 5heures, tandis que celle de la cellule (B) présente un écart de 0°C à 8 heures, 2°C à 15 heures et +10°C à 20 heures. L'association au système la ventilation naturel nocturne de vingt heures jusqu'à sept heures peut baisser la température intérieure dans la cellule (A) de 3 à 4 degrés.

CHAPITRE V : ETUDE EXPERIMENTALE

La température de l'air extérieur est une fonction des différents paramètres météorologiques qui déterminent le climat d'une région. La connaissance du climat de la région de Laghouat est nécessaire avant toute étude et réalisation de toutes cellules expérimentales dans cette région.

V.1 Données climatiques utilisées dans le travail expérimental :

Laghouat est située dans la région du sud centre de l'Algérie (latitude +33.46N et longitude +2.56 E). Elle est caractérisée en été par un climat chaud et sec. Quelques heures avant le lever du soleil dans la journée, d'après les figures (III. 6.1 à 8) chapitre trois page (77-80), si la température de l'air ambiant croît, la température de rayonnement du ciel décroît et n'atteint son maximum que très tôt dans la matinée, vers 8 heures pour les climats secs. L'été dans cette région est caractérisé par un ciel souvent bien dégagé et hygrométrie très faible. Les rayonnements directs et diffus sont très importants. La durée du jour est très longue et la durée d'insolation atteint au solstice d'été, près de 16 heures. Ces caractéristiques traduisent des différences très importantes par rapport aux régions à climat chaud et humide.

V.1.1 La température :

L'écart de température remarqué entre jour et nuit dans cette région, permet de stocker les frigorifiques la nuit et les utiliser pendant la journée. Les courbes de la figure (V.1) présentent les variations des températures maximales et minimales des mois chauds.

D'après la figure (V.1), l'écart de température est entre 9 et 14 °C. Pendant l'été, les températures maximales et minimales dont les moyennes varient, respectivement, entre 33 et 39°C, et entre 16 et 24°C. Les courbes des figures (V.2), (V.3) et (V.4) présentent les températures maximales et minimales des mois de Juin, Juillet et Août 2004.

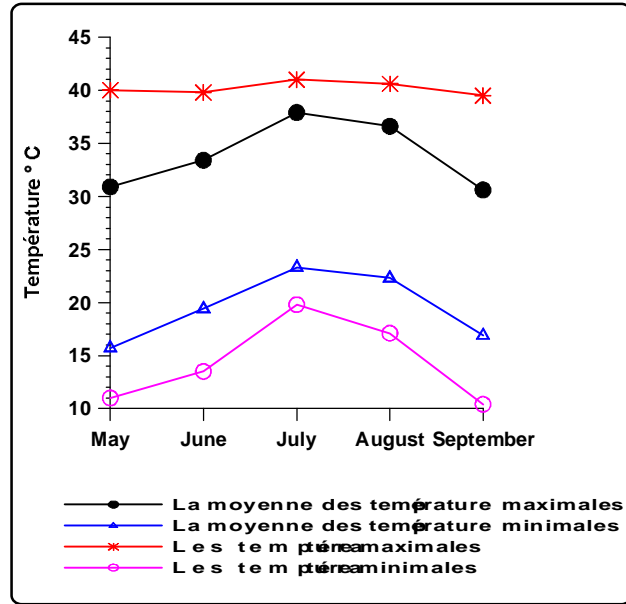


Figure V.1 : Température mensuelle minimale et maximale des mois de Juin, Juillet et Août.

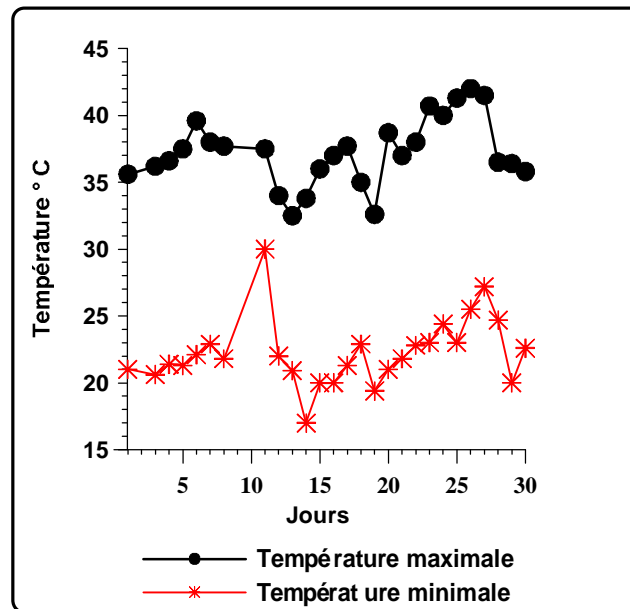


Figure V.2 : Température minimale et maximale du mois de Juin 2004

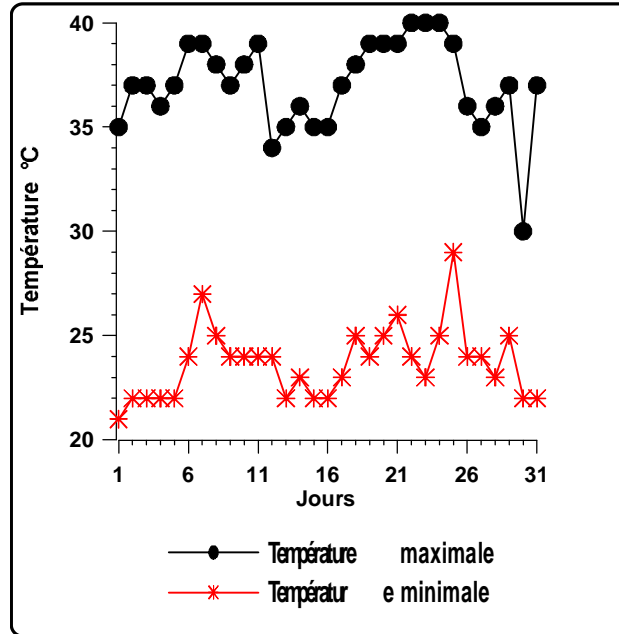


Figure V.3 : Température minimale et maximale du mois de Juillet 2004.

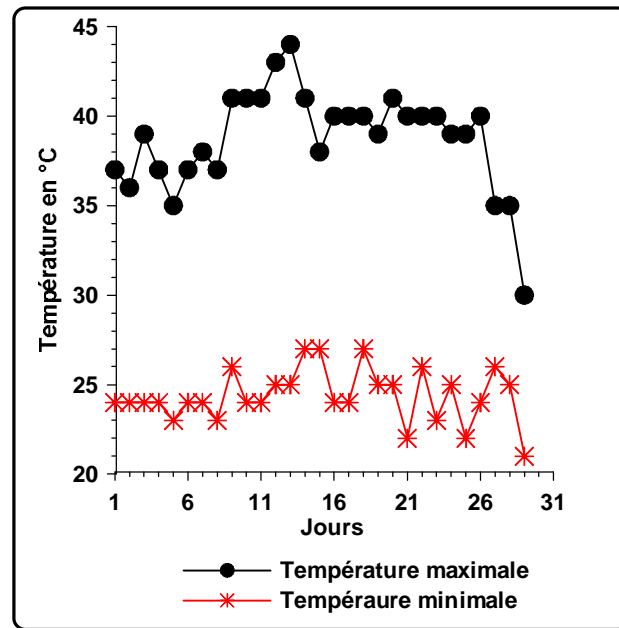


Figure V.4 : Température minimale et maximale du mois d'Août 2004.

V.1.2 La vitesse des vents :

La direction dominante du vent pendant l'été est le Sud-Ouest. Le vent souffle de vitesse moyenne de l'ordre de 2 m/s à 10m/s (7km/h à 40 km/h) pendant la période de Mai à Septembre. Ces vents favorisent les échanges thermiques entre la toiture et l'air par convection ce qui limite son échauffement par les rayons solaires directs dans la journée. La nuit, les vents augmentent le taux de ventilation naturelle et favorisent les échanges par convection entre la toiture et l'air ce qui diminue la température de l'air intérieure dans la cellule.

V. 2 Description et réalisation de la cellule expérimentale :

V.2.1 Conditions à respecter :

La construction d'une cellule expérimentale dans une région à climat chaud et sec pour connaître l'efficacité d'un système de refroidissement passif utilisant une toiture radio-évaporative, nous impose à respecter des conditions d'après Eytan Errel et Yair Etzion [68], dont les plus importantes sont:

- 1- la réduction de l'échauffement de la toiture et des murs verticaux par le rayonnement solaire de très longue durée par l'utilisation d'une peinture de faible absorptivité (blanche).
- 2- la réduction de l'échauffement de toute partie de la cellule par convection forcée en limitant l'action du vent dans la journée.
- 3- la réduction des déperditions thermiques par forte isolation des murs, une petite fenêtre et une porte isolée servant juste à la ventilation naturelle nocturne de la cellule.
- 4- l'optimisation des échanges radiatifs avec la voûte céleste et du stockage des frigidités dans les galets en utilisant des peintures sélectives blanches.

Des incompatibilités existent entre ces différentes conditions. En effet, il paraît difficile de vouloir réduire le rayonnement solaire sur la toiture, ce qui revient à réduire l'efficacité du système la nuit. De même, il paraît aussi difficile de réduire les influences de la convection due aux vents dont les effets sont défavorables dans la journée et favorables la nuit.

V.2.2 Description de la cellule:

La cellule expérimentale appelée cellule (A), est un cadre métallique de (0.70 X 0.70 m) d'arête intérieur, soit un volume de $(0.70 \times 0.7 \times 0.90)m^3$. Les murs et le plancher, fortement isolés par du polystyrène de 4 cm d'épaisseur. La cellule, orientée Nord-Sud, est surélevée par rapport au sol de 50cm à l'aide des quatre supports métalliques, voir photo (V.1). On remarquera l'absence de pont thermique dans la cellule. Dans le mur du côté Nord, nous avons pratiqué une ouverture (porte) de 30 cm de large et de 60 cm de haut, obturée par une porte métallique sur laquelle est fixé du polystyrène de 4 cm d'épaisseur. Dans le mur côté Sud, est installée une fenêtre carrée de (35cm X 37 cm) de dimensions, voir les photos V.2 et V.3 de la cellule. La fixation d'un grillage en matière plastique, à mailles fines, limite la transmission du rayonnement solaire. La porte et la fenêtre sont ouvertes la nuit pour assurer la ventilation naturelle nocturne, et fermée pendant la journée.

La toiture est faite de feuille d'aluminium, dont la face intérieure est peinte d'une couleur sombre afin de favoriser les échanges radiatifs avec l'intérieur de la cellule. Sur cette toiture, sont posés des galets et de l'eau contenue dans une enceinte étanche qui empêche toute perte d'eau. La face supérieure de l'enceinte est recouverte d'une tôle en aluminium, ça face extérieure peinte en couleur sélective froid (blanc) et la face intérieure peinte en couleur sombre. Les quatre cotés de l'enceinte sont fortement isolés par du polystyrène de 10cm d'épaisseur. Cette enceinte présente le système passif de refroidissement. Figure (V.5) présente une description du système.



Photo V. 1 : Le cube métallique sur le quel l'isolation est fixée.



Photo V. 2 : Vue sur l'intérieure de la Cellule en période de réalisation.



Photo V. 3 : Cellule en période de réalisation La fixation d'un grillage en matière plastique, à mailles fines, limite la transmission du rayonnement solaire



Photo V. 4 : Vue montrant la taille et les proportions de la cellule expérimentale



Photo V. 5 : Vue montrant les ouvertures (porte et fenêtre) de la cellule en période de réalisation



Photo V. 6 : Vue montrant la situation de la cellule par rapport aux palmeraies



Photo V. 7 : Vue montrant la cellule finalisée



Photo V. 8 : Vue de la cellule (A) montrant la toiture avec le système de refroidissement.



Photo V. 9 : La toiture sans le système de refroidissement cellule (B).



Photo V. 10 : Vue montrant la toiture en état de fermeture avec le système de refroidissement



Photo V. 11 : Vue montrant la toiture avec le système de refroidissement ouvert..



Photo V. 12 : Vue montrant le type de roches (galets) utilisé.

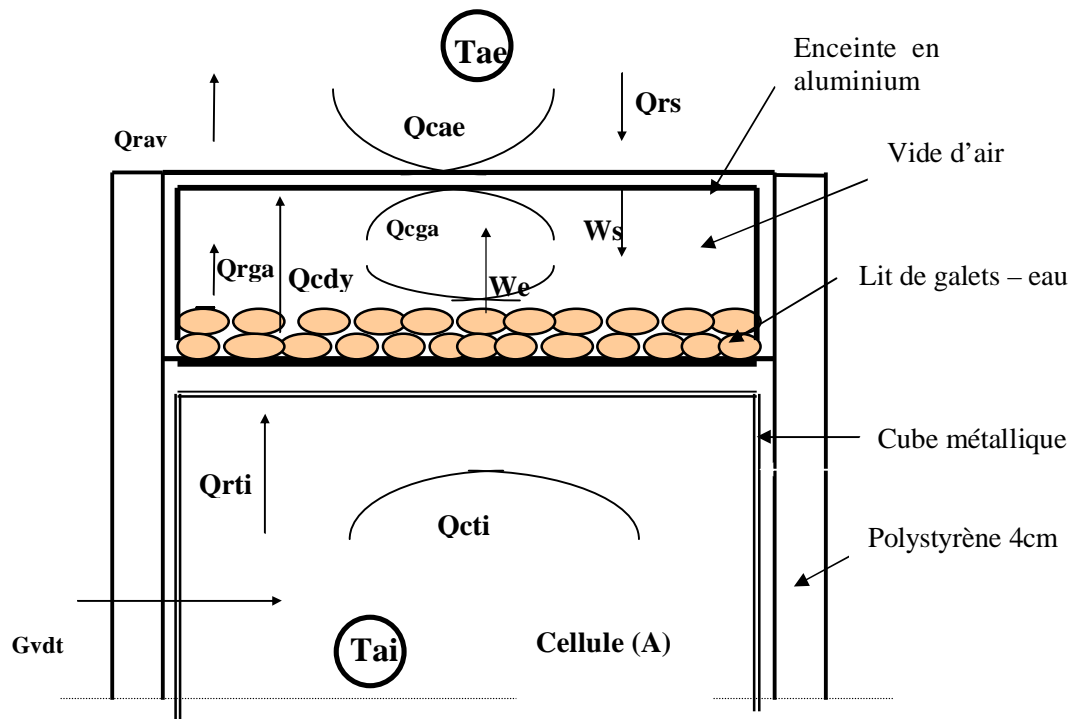


Figure V.5 : Schéma illustratif des échanges thermiques dans la cellule.

Tae : Température de l'air extérieur.

Tai : Température de l'air intérieur.

Qrav : Flux changé par rayonnement entre la toiture et la voûte céleste.

Qcae : Flux changé par convection entre la toiture et T_{ae} .

Qrs : Flux dus à la radiation solaire.

Ws : Flux d'énergie de condensation

We : Flux d'énergie d'évaporation

Qrga : Flux changé par rayonnement entre la toiture et les galets

Qcdy : Flux changé par conduction entre les galets

Qcga : Flux changé par convection entre les galets et l'air dans la toiture

Orti : Flux changé par rayonnement entre les parois internes et le plafond.

Qcti : Flux changé par convection entre l'air intérieur et le plafond.

Gvdt : Flux changé entre T_{ai} et T_{ae} à travers les parois extérieures.

La cellule de référence appelée cellule (B), est identique à la cellule (A), sauf que la toiture de la cellule (B) est une simple feuille en aluminium sans système de refroidissement, figure (V.6).

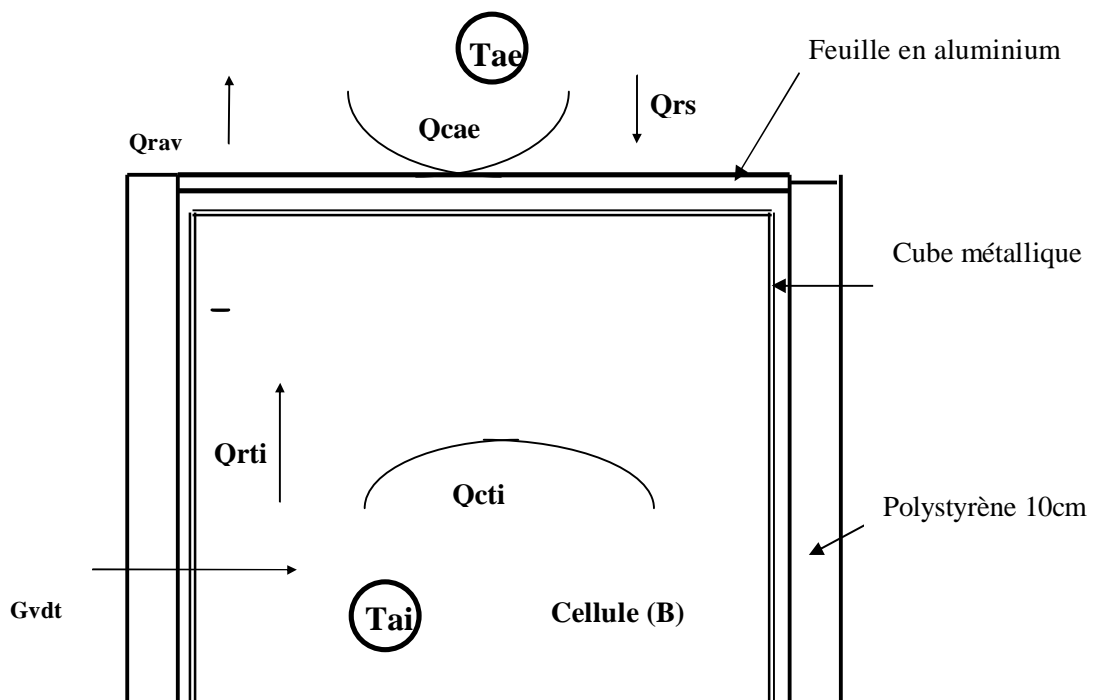


Figure V.6 : Cellule de référence (B).

V.2.3 Fonctionnement du système :

La nuit, l'effet conducteur de la toiture est assuré par une masse d'eau associée aux galets, qui par des cycles d'évaporation et de condensation, favorise les échanges thermiques entre l'intérieur du bâtiment (plus chaud) et l'extérieur (plus froid). Le refroidissement du lit de galets est due au fait que les gouttelettes d'eau formées par condensation sur l'absorber lui-même refroidi.

La journée, l'air dans la toiture n'étant pas renouvelé, il sera vite saturé et l'effet évaporatif s'arrêtera. Cet arrêt a lieu dès que la température des galets devient inférieure à celle de la surface supérieure.

L'isolation thermique de la toiture est assurée par la très faible conductivité de l'air saturé, ainsi que par une masse de galets qui stockent les frigories la nuit, et les diffusent très lentement à l'extérieur de la toiture. L'efficacité de cette isolation est augmentée par la présence de la peinture sélective de la toiture (blanche) qui diminue de 80 à 85% l'effet du rayonnement solaire global incident.

V.2.4 Réalisation :

Deux cellules sont réalisées, cellule (A) avec système de refroidissement, composée de deux zones, zone supérieure en aluminium de dimensions 0.70m x 0.70m x 0.50m, zone inférieure cube de 1m de dimensions. Toutes les faces sont frottement isolées sauf la face supérieure, le but de cette isolation est de minimiser au max le transfert de chaleur par le plancher et les parois pour mieux connaître l'efficacité du système.

Cellule (B) (cellule de référence) sans système de refroidissement, composée d'un cube identique à la cellule (A) sauf que sa toiture est une simple feuille d'aluminium, pour le but de comparer la température de l'air intérieure dans les deux cas (cellule avec et sans système de refroidissement).

V. 3 Dispositif de mesure.

Au cours de nos expériences effectuées pendant l'été de 2004, la température de l'air intérieure de la cellule expérimentale (A) et la cellule de référence (B) ont été enregistrées graphiquement par un hygro-thermographe voir phot (V.13) qui mesure et

enregistre la température qui l'entoure par le mouvement d'horlogerie à remontage mécanique, ou à moteur à quartz entraîne d'une façon précise le tambour dans un mouvement de rotation lié au temps. Des éléments de mesure de type H et K peuvent être utilisés suivant les conditions d'environnement. Eléments mesure de type H, conviennent pour la mesure dans de l'air normal et très humide à des températures en dessous et au dessus de 0°. Eléments de mesure de type K, conviennent pour l'air sec et normal à des températures au dessus de 0° et ne demandent pas d'entretien.

La mesure de température est réalisée avec un Bimétal de haut de gamme artificiellement vieilli et formé en arc de cercle. Lors des variations de température le Bimétal change de rayon. Ce changement de rayon est également inscrit sur le diagramme. Par la rotation du tambour le diagramme est effectué chronologiquement.

Le contrôle du système Bimétal se fait par la comparaison avec un thermomètre étalon au mercure. On installe un thermomètre pendant au moins 20 minutes à côté de l'élément Bimétal. Si une correction est nécessaire se servir de la vis de réglage température.



Photo V. 13 : photo du hygro-thermographe

Un deuxième instrument de mesure, thermomètre IR portable IRtec P500 est utilisé pour vérifier la précision de l'hygro-thermographe. Le thermomètre IR est un thermomètre infrarouge voir phot (V.14) mesure la température ambiante avec la possibilité de mesuré

la température de la surface d'une parois, l'intervalle de température est de -30°C à 930°C avec précision de 1% de degré, il est équipé d'une auxiliaire pour connecter un thermocouple type K ou S. Thermocouple Type K a les caractéristique : (-100 à 1370°C , 0.1°C de résolution) et thermocouple Type S a les caractéristique : (0 à 1760°C , 0.1°C de résolution)



Photo V.14 : Thermomètre infrarouge



Phot V. 15 : Photo du thermomètre IR portable IRtec P50

V.4 Mesure des températures dans la cellule expérimentale :

Afin de suivre l'évolution thermique de la cellule expérimentale et la cellule de référence (l'intérieur), deux appareils de mesure sont placés l'un à l'intérieur de la cellule (A) et l'autre à l'intérieur de la cellule (B).

A l'intérieur de la cellule, la mesure de températures (t_c) est effectuée au milieu de la cellule. A l'extérieur la mesure de température est effectuée par une station météorologique installée à l'université.

Un deuxième instrument de mesure, thermomètre IR portable IRtec P500 est utilisé pour vérifier la précision de l'hygro-therm ographe. Le thermomètre IR est un thermomètre infrarouge mesure la température ambiante avec la possibilité de mesuré la température de la surface d'une paroi, l'intervalle de température est de -30°C à 930°C avec précision de 1% de degré.

V.5 Analyse et interprétation des résultats expérimentaux :

Au cours de l'été 2004, nous avons effectué des mesures dans la cellule-test (A) et la cellule de référence (B). Les mesures sont effectuées pour deux cas, avec ventilation naturelle nocturne et sans ventilation naturelle. Pour assurer la ventilation nocturne la porte et la fenêtre de la cellule sont ouvertes du 21 heures du soir jusqu'au 8 heures du matin.

Les résultats expérimentaux obtenus au cours de la journée du 21 Juillet 2004 sont présentés sous forme des courbes dans les figures (V.7 à V.10), un intervalle de temps de mesure d'une heure est utilisé dans toutes les expériences. Figure (V.7) présente les températures intérieures mesurées dans la cellule (A) avec et sans ventilation naturelle nocturne. La ventilation se fait par l'ouverture de la porte et de la fenêtre de la cellule jusqu'à la température intérieure devient supérieure ou égale la température de l'air extérieure. Les points où les deux courbes se coïncident, figure (V.7), du 21.00heures le soir à 8.00 heures le matin. Le 2eme cas la cellule est fermée pendant 24 heures. Les remarques suivantes peuvent être faites :

La température de l'air de la cellule (A), avec ventilation naturelle nocturne varie entre 26 et 34° C alors que celle de l'extérieur varie entre 26 et 39°C. Le maximum de température est atteint dans la cellule vers 20h, lorsque celle de l'air extérieur est devenue inférieure. La ventilation naturelle de la cellule servira alors à évacuer les calories de la cellule. L'effet conducteur de la toiture (les nuits) et l'effet isolant (dans la journée) sont observés. La température dans la pièce ne varie que de 6° C. En comparant les deux courbes de la température intérieure, avec et sans ventilation, on remarque l'écart de 3 à 4°C. Donc la ventilation naturelle nocturne participe à la diminution de la température de l'air intérieure de 3 à 4°C.

Les courbes de la figure (V. 8) présente la température intérieure mesurée avec un intervalle de temps d'une heure dans la cellule (B), avec et sans ventilation naturelle nocturne. La température de l'air dans la cellule (B), avec ventilation naturelle nocturne varie entre 27 et 39.2° C, alors que celle de l'extérieur varie entre 26 et 39°C. Malgré que la cellule (B) est fortement isolée de tous les cotés sauf du côté de la toiture, on remarque que la température intérieure est élevée par rapport à celle de la cellule (A).

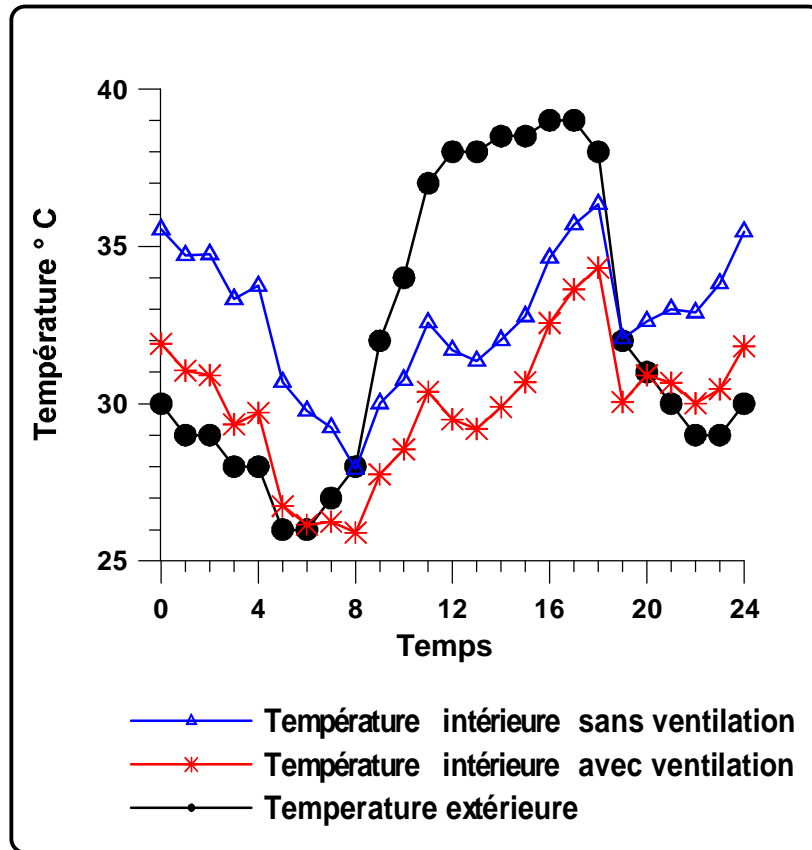


Figure V. 7 : Température intérieure mesurée dans la cellule (A) avec et sans ventilation naturelle nocturne.

Les courbes de la figure (V. 8) présente la température intérieure mesurée avec un intervalle de temps d'une heure dans la cellule (B), avec et sans ventilation naturelle nocturne, la température de l'air dans la cellule (B), avec ventilation naturelle nocturne varie entre 27 et 39.2° C, alors que celle de l'extérieur varie entre 26 et 39°C, malgré que la cellule (B) est fortement isolé de tous les côtés sauf la toiture, en remarque que la température intérieure est élevée par rapport à celle de la cellule (A).

En comparant les deux courbes de la température intérieure dans la cellule (B) avec et sans ventilation, on constate que la ventilation n'a aucun effet sur la température intérieure pendant la journée.

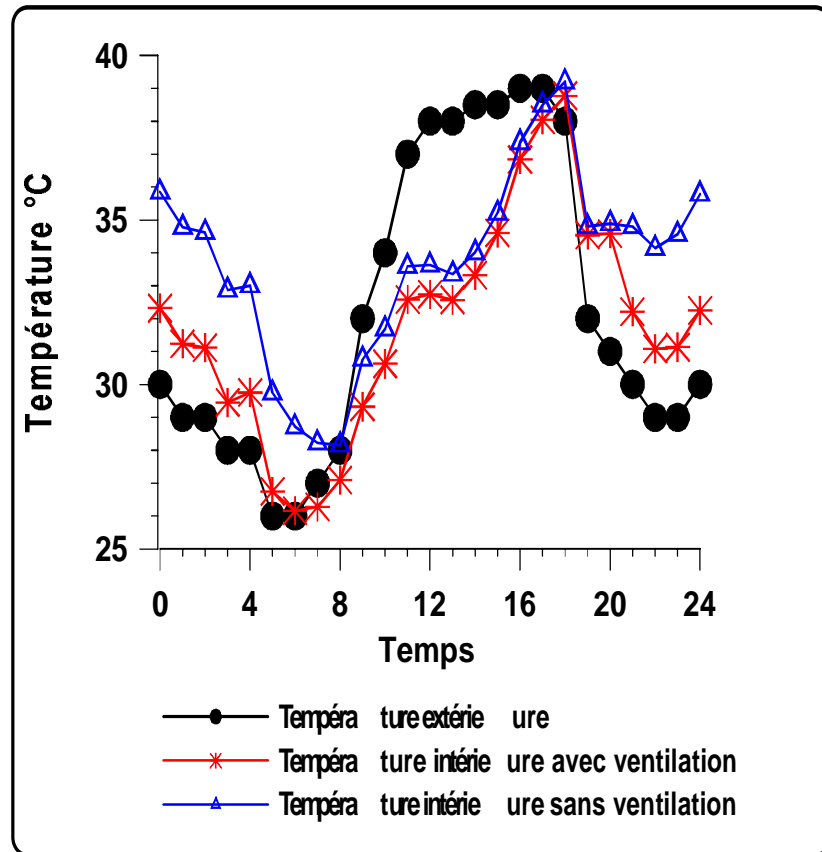


Figure V. 8 : Température intérieure mesurée dans la cellule (B) avec et sans ventilation naturelle nocturne

Les courbes de la figure (V. 9) présente une comparaison entre la température intérieure mesurée dans la cellule (A) et (B), sans ventilation naturelle nocturne, en remarque l'écart entre les deux courbes entre 10h et 24h de 2 à 4° C, donc l'efficacité du système de refroidissement est faible comme système de refroidissement passif. L'amélioration du système est faite par l'association de la ventilation naturelle nocturne pour évacuer les calories de la cellule.

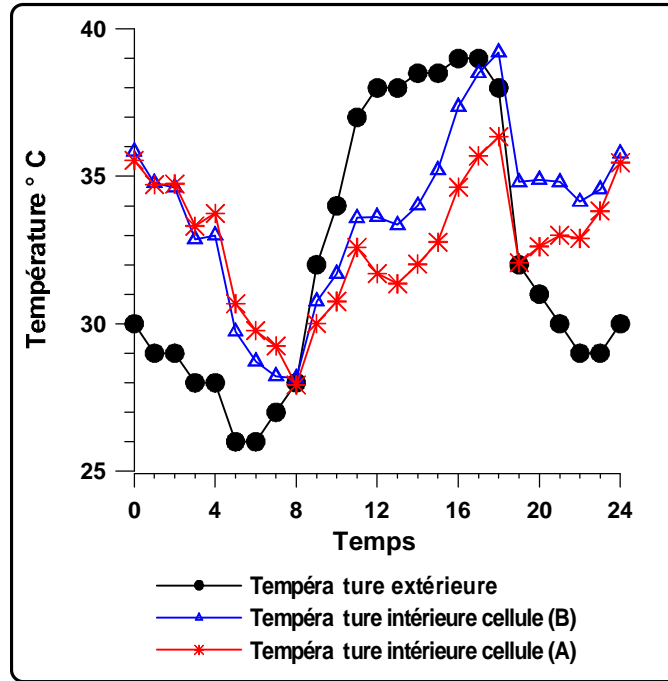


Figure V. 9 : Comparaison entre la température intérieure mesurée dans les cellules (A) et (B), sans ventilation naturelle nocturne.

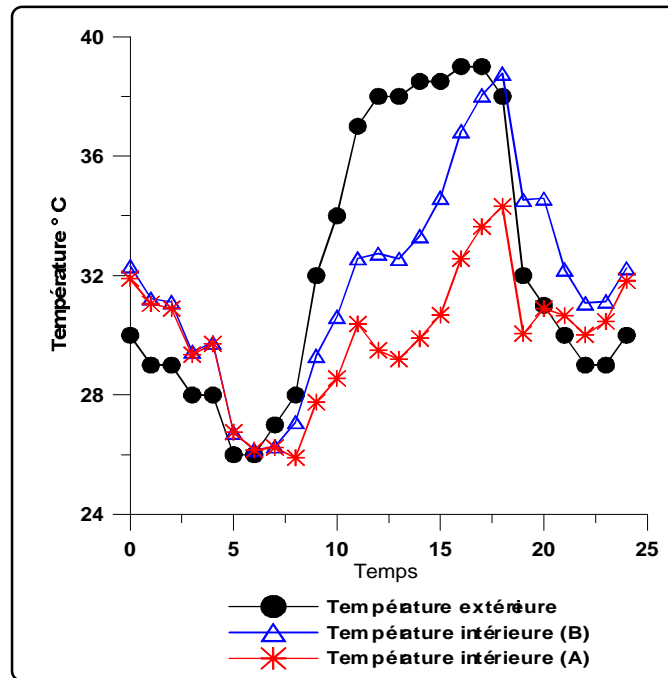


Figure V. 10 : Comparaison entre la température intérieure mesurée dans les cellules (A) et (B), avec ventilation naturelle nocturne.

V. 6 CONCLUSION:

Le travail expérimental a pour but de valider les résultats théoriques obtenus par simulation et de voir la faisabilité du système dans le domaine pratique (c'est-à-dire d'obtenir à l'intérieur de la cellule une température d'air qui reste inférieure à celle de l'extérieur dans la journée où il fait chaud et sec à Laghouat et limiter les fluctuations de températures à l'intérieur de la cellule).

La température mesurée dans la cellule (A), varie entre 26 et 34° C alors que celle de l'extérieur varie entre 26 et 39C. Le maximum de température est atteint dans la cellule vers 20h, lorsque celle de l'air extérieur lui est déjà inférieure. La température mesurée dans la cellule (A), varie entre 26 et 34° C, soit une fluctuation de 8°C alors que celle de l'extérieur varie entre 26 et 39C, soit une fluctuation de 13°C.

Ces objectifs sont complètement atteints. La température intérieure dans la cellule (A) avec ventilation est de 29°C à 15 heures, alors que la température extérieure est maximum à 39°C soit une différence de 10°. Elle est 34°C à 19 heures tandis que celle de l'extérieure est de 38°C, après 19 heures le coucher du soleil, la température extérieure décroît, est devient seulement 32°C. Après l'heure du coucher, la température de l'air extérieure devient acceptable, les habitants de la région utilisent la ventilation naturelle où mécanique pour évacuer les calories gagnées pendant la journée, vue que la température de l'air extérieure est acceptable.

Cette expérience prouve l'efficacité du système de refroidissement par l'utilisation d'une toiture radio-évaporative. Les résultats sont améliorés davantage par l'association de ventilation naturelle nocturne. La cellule est ouverte sur l'extérieur dès que sa température intérieure est supérieure à celle de l'extérieur.

Malgré que la température de l'air intérieure dans la cellule est légèrement supérieure à la température du confort estivale qui est de l'ordre de 24 à 28°C, le système peut réduire les charges thermiques estivales d'environ 75% par rapport à une construction ordinaire.

CHAPITRE VI :

COMPARAISONS DES RESULTATS THEORIQUES ET EXPERIMENTAUX

VI. 1 Introduction :

Ce chapitre est consacré à la comparaison et interprétation des résultats théoriques et expérimentaux. La comparaison des résultats nous permet de valider notre modèle théorique. Le premier essai a connu un ciel clair et un vent calme, après 22^h 30^{mn}, la vitesse du vent a atteint une moyenne de 0,25 m/s. Le deuxième essai a connu des nuages très denses de 17^h 00 jusqu'à 18^h 35^{mn}, la vitesse maximale atteinte à 22^h 30^{mn} est de 0,81 m/s. Le troisième jour avait pratiquement les mêmes conditions extérieures. Bien que la vitesse du vent soit très faible les résultats du lendemain seront comptabilisés.

Après trois jours d'échange avec le milieu naturel, l'essai du 21 juillet 2004 présente les meilleurs résultats, les écarts de température seront retenus pour la comparaison des paramètres, la ventilation, naturelle nocturne, a contribué favorablement à améliorer l'efficacité du système.

Suite à l'analyse des quatre essais, on voit nettement la contribution considérable de la ventilation naturelle nocturne dans la dissipation des surchauffes en période nocturne, l'écart de température est très mince à partir de 21^h 00 jusqu'à la fin de la nuit. Et pour mieux juger son effet en période diurne, la comparaison générale des différents paramètres s'impose.

VI. 2 L'effet de volume d'air échangé sur la température intérieure :

L'effet de volume d'air échangé sur la température intérieure est calculé une pour une vitesse du vent moyenne de 3m/s, et pour un taux de ventilation qui varie de 0.36, 0.9, 1.8, 2.7, et de 3.6 volume d'air par heure (c-à-d 0.0009, 0.00225, 0.0045, 0.00675 m^3/s et 0.009 m^3/s). Les courbes de la figure (VI. 2) présentent les variations de la température intérieure pour une vitesse de vent de 3m/s et d'un taux de ventilation variable. On remarque que pour des taux de ventilation de 2.7, et 3.6 v/h : les températures intérieures ont presque les mêmes valeurs, la chute et l'augmentation brusque

de la température au départ et l'arrêt de la ventilation. Ce qui est loin de la réalité, donc il fallait faire le calcul avec les taux de 0.36, 0.9, et 1.8 volume d'air par heure. Les figures (V.3, V.4, V.5, et V.6), présentent les variations de température intérieure pour une vitesse du vent variable en changeant à chaque fois le taux de ventilation, pour montrer l'effet du taux de ventilation sur la température intérieure.

Après l'analyse des résultats obtenus par simulation de l'effet de la vitesse du vent et le taux de changement d'air sur la température intérieure, on remarque que l'écart entre les valeurs de la température intérieure mesurées et calculées est acceptable avec un taux de renouvellement d'air de 1.8 v/h et une vitesse de vent de 2m/s.

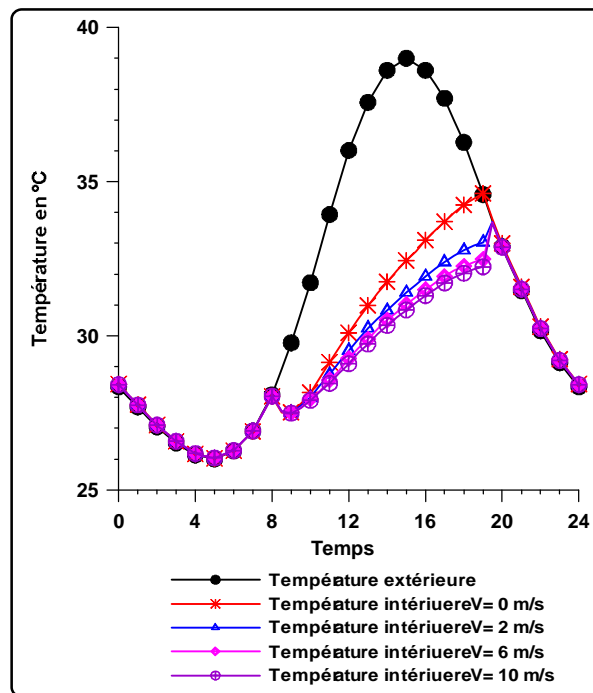


Figure VI. 1 : Variation de la température intérieure pour un taux de ventilation naturelle nocturne = 7.2 Volume d'air par heure, et une vitesse de vent variable.

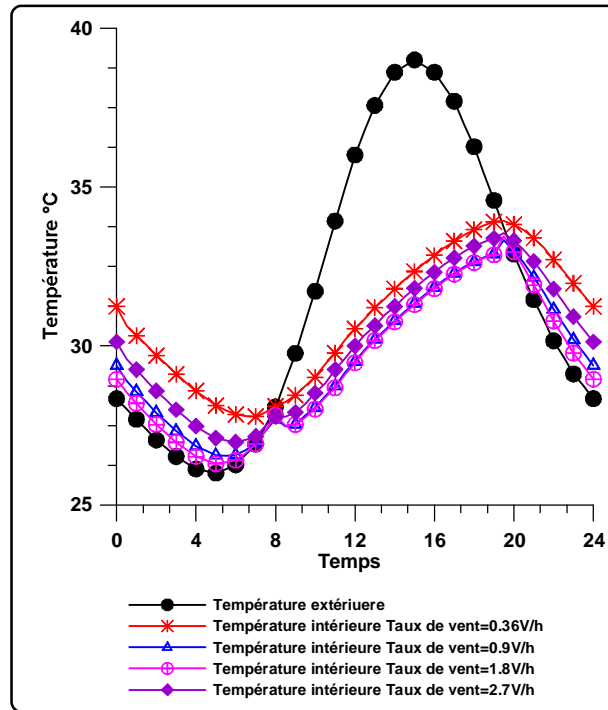


Figure VI. 2 : Variation de la température intérieure pour des taux de ventilation naturelle nocturne variable et de vitesse du vent de 3 m/s.

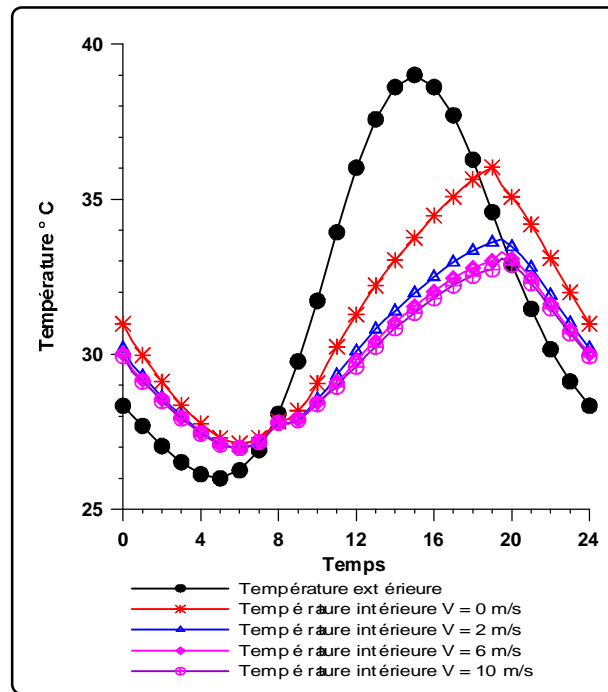


Figure VI. 3 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent et un taux de ventilation naturelle nocturne $V = 0.00225m^3/s$ (ou 0.9 V/h)

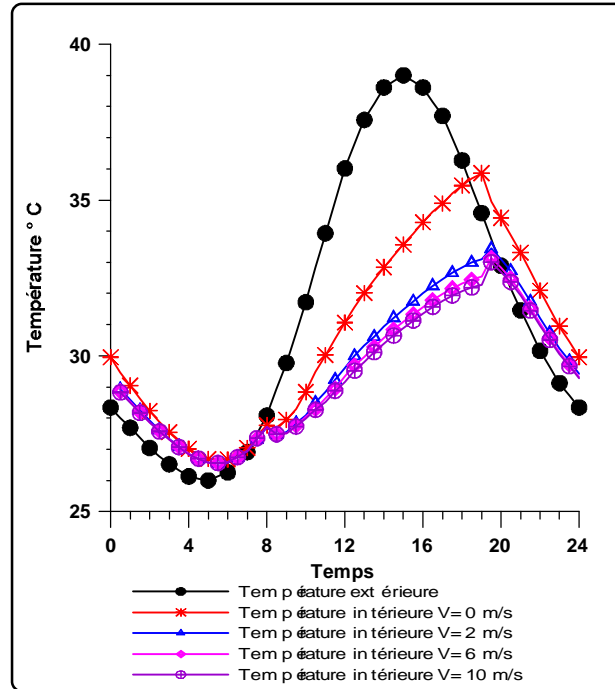


Figure VI. 4 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent et du taux de ventilation naturelle nocturne $v = 0.0045m^3/s$ (ou 1.8 v/h)

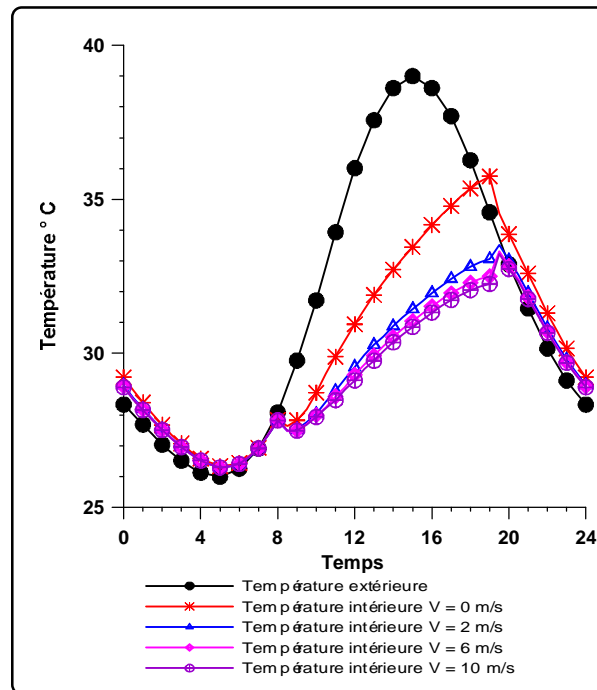


Figure VI. 5 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent et du taux de ventilation naturelle nocturne $v = 0.009m^3/s$ (ou 3.6v/h)

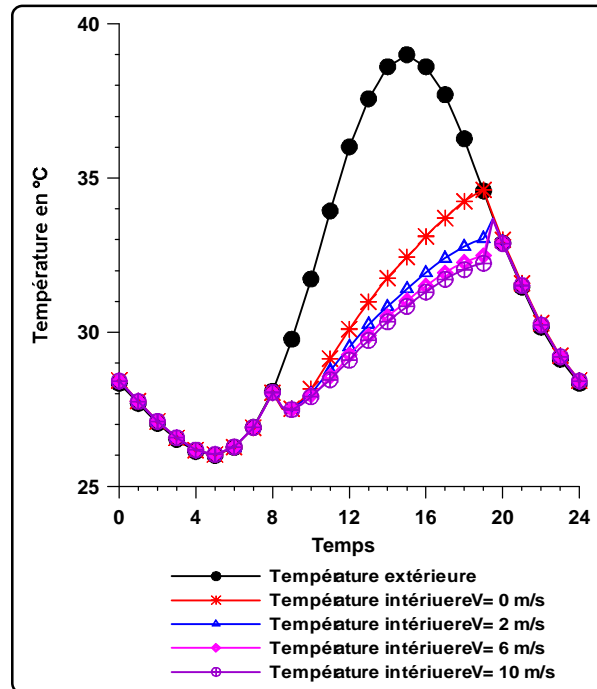


Figure VI. 6 : Variation de la température intérieure en fonction de la vitesse du vent et du taux de ventilation naturelle nocturne $v = 0.018m^3/s$ (ou 7.2 v/h)

VI. 3 Comparaison entre les températures mesurées et calculées:

Les courbes des figures (VI.7 et VI.8), présentent les températures extérieures et intérieures calculées et mesurées dans la cellule (A), avec et sans ventilation naturelle nocturne durant la journée du 21 Juillet 2004. Les températures intérieures obtenues à partir des mesures sont légèrement inférieures à celle calculées dans deux périodes de la journée, entre 6 et 15 heures, minuit et 4 heures. Les heures qui suivent le lever du soleil, la température de l'eau et des galets est plus élevée que celle de la face supérieure de la toiture. Le transfert de chaleur dans la toiture se fait par convection et évaporation, l'effet évaporatif s'arrêtera dès que la température des galets devient inférieure à celle de la surface supérieure et l'air dans la toiture sera saturé. Après minuit la température de la surface de la toiture est inférieure à celle de l'eau et des galets et par conséquent la température de l'air diminue. Donc il ne peut pas tenir la totalité de la vapeur d'eau, par conséquent, l'excès de la vapeur d'eau se condense est tombé par gravité (chute libre) sur les galets. L'écart entre la température mesurée et calculée est remarqué pendant les périodes d'évaporation et condensation. Cet écart de température est nul pour la cellule (B)

d'après les courbes des figures (VI.9 et VI.10), on constate que les équations utilisées (équations IV.21 et IV.22) du chapitre IV pour le calcul de transfert de chaleur par évaporation et condensation donnent des résultats relativement différents de la réalité. Car qu'on ne peut en aucun cas déterminer avec précision la quantité de la vapeur d'eau et du condensation au début et en arrêt de l'opération évapo-condensation. Ce qui influe sur les équations d'échange d'énergie par évaporation et condensation.

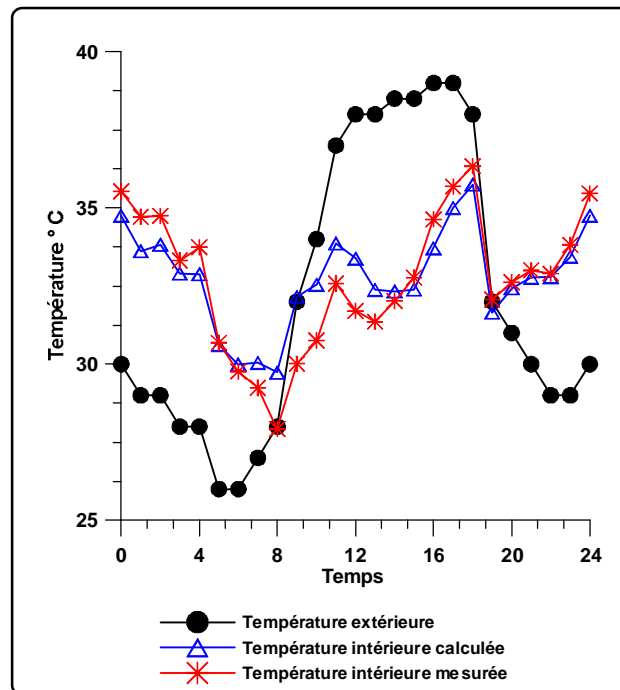


Figure VI. 7 : Températures intérieures calculées et mesurées dans la cellule (A) sans ventilation naturelle nocturne du 21 Juillet 2004.

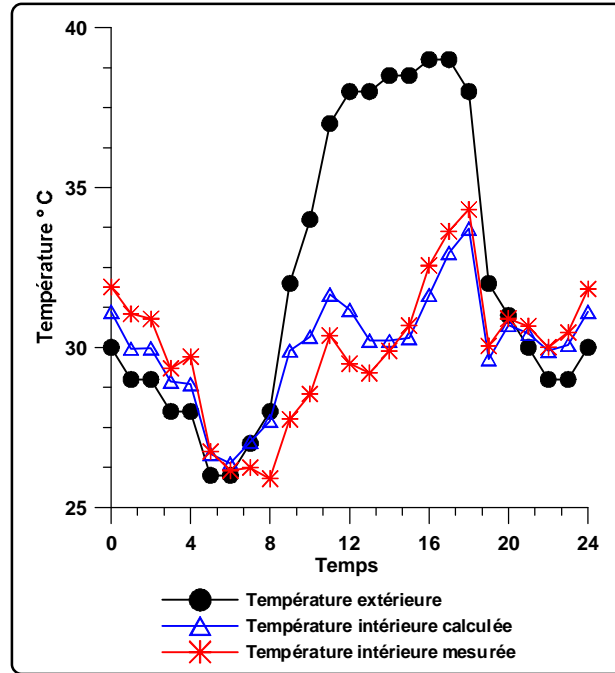


Figure VI. 8 : Températures intérieure calculées et mesurées dans la cellule (A) avec ventilation naturelle nocturne $NV=1.8V/h$, le 21 Juillet 2004 .

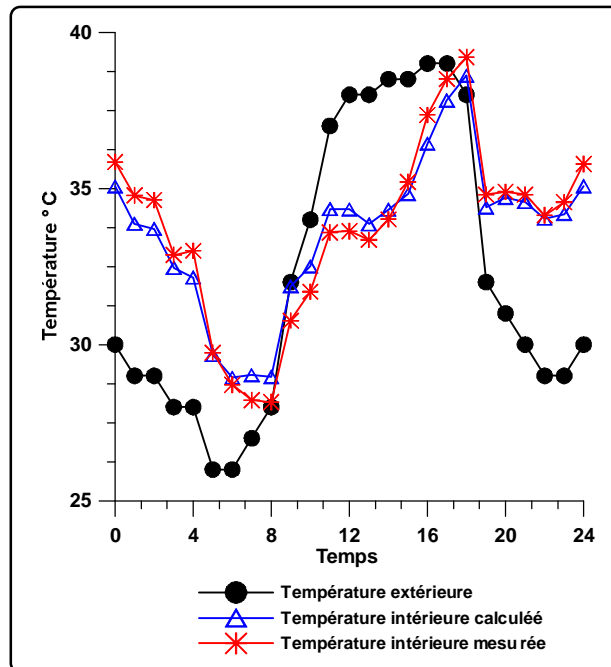


Figure VI. 9 : Températures intérieurs calculés et mesurés dans la cellule (B) sans ventilation naturelle nocturne le 21 Juillet 2004

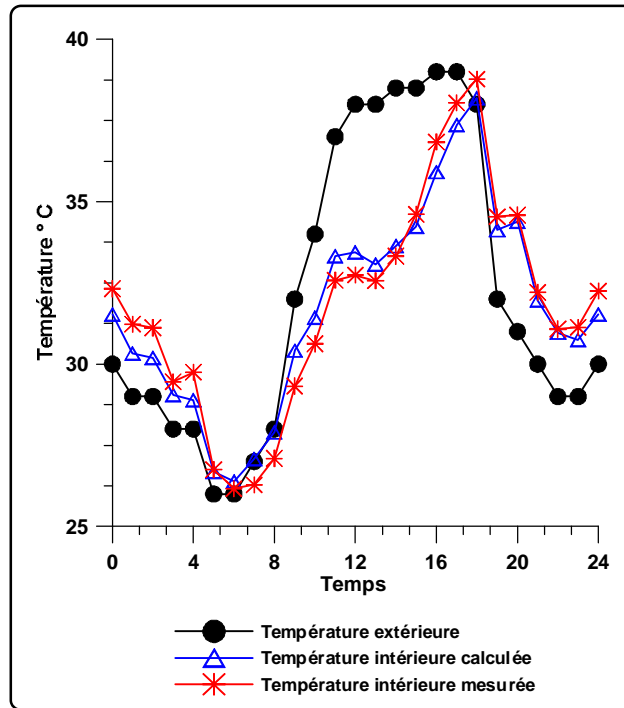


Figure VI. 10 : Températures intérieures calculées et mesurées dans la cellule (B) avec ventilation naturelle nocturne $NV=1.8V$, le 21 Juillet 2004

VI. 4 Quelques remarques sur les résultats.

En terme des résultats expérimentaux obtenus durant la journée du 21 Juillet 2004, nous avons remarqué un écart non justifier entre la température mesurée et celle calculée. Cet écart est remarqué en particulier, dans le système avec ventilation naturelle nocturne, au début et à l'arrêt de la ventilation naturelle (c-à-d à 8h et 21h). Cet écart de température est dû à :

- 1- La vitesse du vent dans la simulation est considérée constante pendant toute la journée, mais en réalité celle-ci est variable et par fois très variable entre le jour et la nuit,
- 2- L'équation utilisée pour le calcul de taux de ventilation naturelle est une équation approximative qui donne pas des résultats exacts.

Le volume d'air renouvelé par ventilation du à la présence d'une fenêtre où d'une porte ouverte selon Allocca[65], Abwi [66] et Roulet [67] est exprimé par l'équation :

$$V_{air} = \frac{C_d \cdot A}{3} \sqrt{gh \frac{\Delta T}{T_{ao}}} \quad (VI.1)$$

A : La surface de l'ouverture en m².

C_d : Coefficient de décharge (réduction de la vitesse de l'air à l'entrée, $C_d = 0.6$)

h : La hauteur de l'ouverture en m.

ΔT : La différence de température entre l'extérieur et l'intérieur en °K.

T_{ao} : La température extérieure en °K.

g : L'accélération gravitationnelle en m/s²

D'après l'équation (VI.1), le volume d'air renouvelé par ventilation naturelle ou par infiltration dépend de la vitesse du vent et de la surface des ouvertures (porte ou fenêtre). La surface des ouvertures est constante, et peut être déterminée avec précision, tandis que la vitesse du vent est variable durant la journée.

Le calcul de volume d'air échangé par ventilation est fait par itération, les courbes de la figure (VI.1), présentent les températures intérieures calculées pour un taux de ventilation naturelle nocturne très élevé ; de l'ordre de 7.2 volume d'air par heure, et avec vitesse variable du vent. On remarque que la température intérieure coïncide avec la température extérieure de 20 heures à 8 heures, période de ventilation. Ce qui n'est pas le cas exact, donc le taux de ventilation est très élevé par rapport à la réalité. La température intérieure est relativement élevée quand la vitesse du vent est nulle. Mais elle est rapprochée aux résultats théoriques pour des vitesses du vent de 2, 6 et 10 m/s. Donc l'effet du vent pendant la période d'arrêt de ventilation est faible parce que le renouvellement d'air ne se fait que par infiltration.

VI. 5 Conclusion :

L'étude comparative présentée par les courbes des figures (VI. 7, VI.8, VI.9 et VI.10) montre que, dans le cas de la cellule(B) sans système de refroidissement et sans ventilation naturelle les deux courbes de la température mesurée et calculée ont la même allure ce qui prouve la validité du modèle numérique. Par contre dans le cas de la cellule (B) avec ventilation nocturne on remarque qu'il y a un écart entre la courbe des températures mesurées et celles calculées entre la période 20heures et 8 heures, voir figure

(VI.10), c'est-à-dire pendant la période de ventilation. On constate que la ventilation naturelle et la vitesse du vent ont une grande influence sur la température intérieure et quelque soit les équations utilisées dans le calcul pour déterminer le taux de ventilation naturelle ne donnera pas des résultats exacts, car le taux de ventilation est en fonction de la vitesse du vent qui est variable pendant la journée.

Dans le cas de la cellule (A) avec système de refroidissement et sans ventilation naturelle nocturne on constate qu'il y a un écart entre les deux courbes calculées et mesurées pendant la période de condensation (0 et 4.00 heures du matin) et la période de l'évaporation (8.00 heures du matin et 15.00heures), figure (VI .8).

Cet écart est expliqué par le fait que l'heure de début et d'arrêt de l'évapo-condensation et la quantité de la vapeur d'eau et du condensât, on ne peut pas les déterminer avec précision ce qui influe sur les équations d'échange d'énergie par évaporation et condensation (équations couplée de transfert de chaleur et humidité). Pour résoudre le problème il faut faire des mesures sur de la quantité de la vapeur d'eau et du condensât, et connaître l'heure de début et d'arrêt de ces deux derniers.

CONCLUSION GENERALE.

Le système de refroidissement passif utilisant une toiture radiative en association avec l'évaporation de l'eau, est une proposition qui a fait l'objet de notre recherche. Le système est composé d'une masse suffisante de galets (pierres de grandes tailles) et d'eau, enfermées dans une toiture étanche pour éviter l'évaporation de cette dernière. Au-dessus des galets se trouve une feuille métallique en aluminium peinte en blanc.

Le système est expérimenté sous les conditions climatiques de la ville de Laghouat – située au sud du pays (latitude $+33.6^\circ$, longitude $+2.56^\circ$) et dont l'altitude est de 767m.

Techniquement les composants du système élaboré sont:

- la toiture comme isolant dans la journée par sa faible absorptivité et par le dégagement d'énergie par évaporation d'eau.
- la toiture conductrice dans la nuit par la condensation de la vapeur d'eau de la journée.

L'isolation thermique diurne est assurée par une masse suffisante de galets et d'eau, enfermés dans la toiture étanche. L'efficacité de cette isolation est augmentée par la couleur de la face supérieure de la toiture, peinte en blanc, car le flux solaire absorbé devient 15 à 20% du rayonnement solaire global incident. L'influence de ce faible flux solaire sur l'intérieur du bâtiment est fortement limitée et combattue par cette masse de galets.

L'effet conducteur de la toiture dans la nuit est assuré par une masse d'eau qui, par évaporation et condensation sur la face supérieure et interne de la toiture, transfère la chaleur de l'intérieur du bâtiment (étant plus chaud la nuit) vers l'extérieur (étant plus froid). Ce transfert de chaleur cesse dès que la température de la face supérieure de la toiture devient supérieure à celle des galets. L'intérêt d'un tel système réside dans le fait qu'il ne fait intervenir aucune autre source d'énergie, ne nécessite aucune intervention manuelle ou mécanique et utilise une faible quantité d'eau. Ce dernier point est bien important si on considère la rareté relative de l'eau dans les régions à climat chaud et sec.

Ce système de refroidissement passif est différent des autres modèles rencontrés dans ces mêmes régions. En fait, l'influence de chaque paramètre sur l'intérieur du bâtiment intervenant dans un tel système est étudiée afin de pouvoir améliorer son efficacité. L'influence des conditions extérieures (température, vent, humidité et radiations solaires) sur la température intérieure du bâtiment est aussi étudiée.

Dans quelles conditions atmosphériques peut-on optimiser l'efficacité d'une telle toiture ? Quelle est l'influence des surfaces sélectives sur cette toiture ?

Par une modélisation et une expérimentation de la toiture, ces deux questions ont été solutionnées et clairement explicitées dans cette recherche.

Les paramètres suivants sont étudiés : l'influence de ces différents facteurs sur la variation de la température dans le bâtiment, les modes de transfert thermique à l'intérieur de la toiture ainsi que l'influence des matériaux constitutifs sur ces modes de transfert thermique intérieur.

Cette étude prouve l'efficacité du système de refroidissement par l'utilisation d'une toiture radio-évaporative améliorée par l'utilisation d'une ventilation naturelle nocturne. La cellule est ouverte sur l'extérieur dès que sa température interne est supérieure à celle de l'extérieur. La porte et la fenêtre de la cellule sont ouvertes de 21 à 8 heures du matin. Malgré que la température de l'air intérieur dans la cellule soit légèrement supérieure à la température de confort estival (variant de 24 à 28°C), le système peut réduire les charges thermiques estivales d'environ 75% par rapport à une construction ordinaire.

Le système peut être amélioré par l'utilisation des murs d'épaisseur importante, en matériaux à faible conductivité et d'une grande capacité thermique (les matériaux locaux de la région ; l'adobe d'après David Govaer [69], Asan et Sancaktar. [70]). On remarque que la cellule expérimentale est exposée durant la journée aux rayons solaires directs, ce qui n'est pas le cas pour les constructions réelles des régions. Les résultats auraient été plus réalistes si la cellule avait été protégée contre les rayons solaires directs à l'aide de végétation, constructions voisines ou une extension de la toiture. En effet, un débordement

de toiture limite l'échauffement des murs en été où la hauteur du soleil dans le ciel atteint jusqu'à 85° dans la région de Laghouat.

L'effet de la ventilation naturelle nocturne sur la température de l'air intérieure dépend directement de la vitesse du vent. L'effet du vent sur la température intérieure a été étudié théoriquement. En variant chaque fois la vitesse du vent avec un taux de ventilation constant, on constate que,

- pour une vitesse nulle (air extérieure stable) la température de l'air intérieure augmente.
- pour une vitesse de 2m/s la température de l'air diminue
- et pour une vitesse supérieure à 2 m/s elle n'a presque aucun effet sur la température de l'air intérieure.

Donc on en déduit qu'une vitesse de vent optimale est demandée pour accélérer l'échange thermique par ventilation avec l'air extérieur. Cet échange évacue l'énergie gagnée pendant la journée.

Le système peut être amélioré par l'utilisation d'une ventilation naturelle nocturne dans la toiture, afin de diminuer la température de l'air intérieure de quelques degrés pendant la journée.

La ventilation naturelle nocturne évacue l'énergie stockée dans l'eau et les galets pendant la journée. Ce phénomène permet de baisser leurs températures rapidement après le coucher du soleil. Mais cette même ventilation a un effet inverse occasionné par un accroissement de l'évaporation d'eau vers l'extérieur et par conséquent une réduction du volume d'eau dans le bassin de la toiture. En fait, à moins que cette quantité d'eau soit régulièrement remplacée, on notera une diminution de la capacité de stockage d'énergie, (dans la journée) et des frigories (dans la nuit) du système ce qui augmentera inévitablement la température intérieure.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Verdier, B. *Recherche et étude bibliographique sur le phénomène de radiation nocturne*. Rapport technique, 1/4/183, N° : DRE/SEEn/83-07.
- [2] Bowen, A. "Historical responses to cooling needs in shelter and settlement". Miami (1981) *Passive/Hybrid cooling conference*, pp. 545-587.
- [3] André Raverreau. *Le M'Zab architecture Ibadite en Algérie*. Paris : Arthaud, 1973.
- [4] Alaxandroff, G. *Architectures et climats*. Levrault: Berger 1982, pp. 24
- [5] Mermoud A. "Cours de physique de sol, Régime thermique de sol.". Ecole Polytechnique de Lauzanne. Janvier 2006.
- [6] Akbari, H., Bretz, S., Dan. Kurn, M. Et Hanford, J. "Peak power and cooling energy savings of high-albedo roofs." 25 (1997) *Energy and Buildings*, pp. 117-126.
- [7] Srivastaya, A., Nayak, J. K., Tiwari, G. N. et Sodha, M. "Design and thermal performance of a passive cooled building for the semiarid climate of India." 6. Issue1 (1984) *Energy and Buildings*, pp. 03-13.
- [8] Karakatsanis, C., Bahadori, M. N. et Vickery, B. J. "Evaluation of pressure coefficients and estimation of air flow rates in buildings employing wind tower." 37. Issue05 (1986) *Solar Energy*, pp. 363-374.
- [9] Runsheng, T., Meir, I. A. et Etzion, Y. "An analysis of absorbed radiation by domed and vaulted roofs as compared with flat roofs." 35 (2003) *Energy and Building* pp. 539-548.
- [10] Bahadori, M. N. et Haghghat, F. "Passive cooling in hot, arid regions in developing countries by employing domed roofs and reducing the temperature of internal surfaces." 20 Issue2 (1985) *Building and Environment*, pp. 103-113.
- [11] Bahadori, M. N. "Passive and Hybrid convecting cooling systems." Miami (1981) *Passive/Hybrid cooling conference*, pp. 715-727.
- [12] Bouchair, A. "Solar chimney for promoting cooling ventilation in southern Algeria." 15. 2 (1994) *Building Services Engineering Research and technology*, pp. 81-93.
- [13] Al-Aturki, A. M. et Zahi, G. Z. "Energy saving through in termittent roof cooling." 17 (1991) *Energy and Building*, pp. 35-42
- [14] Runsheng, Tang, Etzion, Y. et Erell, E. "Experimental studies on a novel roof pond configuration for the cooling of buildings." 28 (2003) *Renewable Energy*, pp. 1513-1522.
- [15] Abdul-Salm Al-Temeemi, A. "Climatic design techniques for reducing cooling energy consumption in Kuwaiti houses." 23 (1995) *Energy and Building*, pp. 41-48.
- [16] Al-Turki, A. M., Gari, H. N. et Zaki, G. M. "Comparative study on reduction of cooling loads by roof gravel cover." 25 (1997) *Energy and Building*, pp. 1-5.

- [17] Nahar, N. M., Shamma, P. et Purohit, M. M. "Studies on solar passive cooling techniques for arid areas." 40 (1999) *Energy Conversion & Management*, pp.89-95.
- [18] Takakura, T., Kitade, S. et Goto, E. "Cooling effect of greenery cover over a building." 31 (2000) *Energy and Building*, pp. 1-6.
- [19] Erell, Eviatar et Etzion, Yair. "Radiative cooling of buildings with flat-plate solar collectors." 35 (2000) *Energy and Environment*, pp. 297-305.
- [20] Rion, J., Almaso, N. et Ganozalez, E. "Experimental and numerical evaluation of solar passive cooling system under hot and humid climate conditions." 71. no 1(2000) *Solar Energy*, pp. 71–80.
- [21] Onmura, S., Matsumoto, M. et Hokoi, S. "Study on evaporative cooling effect of roof lawn gardens." 33 (2001) *Energy and Building*, pp. 653-666.
-
- [22] Fauconnier, R., Martinon, M. et Dalicieux, P. "Modélisation des échanges d'humidité avec les parois et le mobilier d'une pièce d'habitation (approche de validation expérimentale). Département applications de l'électricité dans les bâtiments, EDF 1989.
- [23] CIBSE Guide (Chartered Institution of Building Services Engineers) Vol A. London: 1986.
- [24] Todd, M., Clellan, M. et Pederesen, Curtis O. "Investigation of outside heat balance models for use in heat balance cooling load calculation procedure." *ASHRAE Transactions Symposia*. BN-97-4-2(RP-875).
- [25] Olivetti, G., Arcuri, N et Ruffolo, S. "Experimental investigation on thermal radiation exchange of horizontal outdoor surfaces." 38 (2003) *Building and Environment*, pp. 83-89.
- [26] Angstrom, A. "A study of the radiation of the atmosphere ." Miscellaneous Collections, 65. No.3. Washington DC:Smithsonian, 1918.
- [27] Brunt, D. "Note on radiation in the atmosphere." 58 (1932) *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, pp. 389–418.
- [28] Idso, S. B. et Jackson R. D. "Thermal radiation from the atmosphere." 74 no. 5 (1969) *Journal of Geophysical Research*, pp. 397–403
- [29] Swinbank, W.C. "Long-wave radiation from clear skies." 89 (1963) *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, pp. 339–48.
- [30] Clark, G. et Allen, P. "The estimation of atmospheric radiation for clear and cloudy skies." *Proceedings of the Second National Passive Solar Conference* Philadelphia , Vol. 2, 1978, pp. 676.
- [31] Berdahl, P. et Fromberg, R. "The thermal radiance of clear skies." 29 no. 4 (1983) *Solar Energy*, pp. 299-314.

- [32]Berdahl, P. et Martin, M. "Emissivity of clear skies." 32 no. 5 (1984) *Solar Energy*, pp. 663-664.
- [33] BOUCHAIR, A."External environmental temperature proposed new formulation." 22 no.3 (2001) *Building Serv. Eng. Res. Technol*, pp.133-156.
- [34] Clark, G. "Passive/hybrid comfort cooling by thermal radiation." Miami (1981) *Passive/Hybrid cooling Conférence* .
- [35] Berdahl, P."Radiative cooling with MgO and/or LIF layers." L.BL 16395. Preprint, October 1983.
- [36] Berger, X., Buriot, D. et Garnier, F."Au sujet de la température de rayonnement du ciel." A paraître dans *Solar Energy*.
- [37] Granier, P. "*Capteur multipasses* ." Thèse de Docteur-Ingénieur. Université de Perpignan, Juillet 1980
- [38] Bell, E., Eisner, L., Young, J. et Otsen., R. A."Spectral radiance of sky and terrain at wave lengths between 1 and 20 microns ." 50 (1960) *J.Opt.Soc.Am*, pp. 1313.
- [39] Bliss, R. A. "Atmospheric radiation near the surface of the ground. A summary for Engineers." 103 no.5 (1961) *Solar Energy*.
- [40] Donet, I. "*Etude sur le rayonnement atmosphérique de grandes longueurs d'onde* ." Rapport de fin d'études, ENM, 1983.
- [41] Sloan, R., Shaw, J. H. et Williams D. "Infrared emission spectrum of the atmosphere." 45 (1955) *J.Opt.Soc.Am*, pp.455.
- [42] Raeissi, S. et Taheri, M."Cooling load reduction of buildings using passive roof options." 7 no.3 (1996) *Renewable Energy*, pp. 301-331.
- [43] Lebourg., R. "*Mesures de l'absorptivité et l'émissivité des peintures blanches pour radiation nocturne* ." CEA DTCE. SEEN-RT 78-184.
- [44] Berdahl, P. et Bretz, S. E. "Preliminary survey of the solar reflectance of cool roofing materials." 25 (1997) *Energy and Building*, pp. 149-158.
- [45] Andersen, K. K., Madsen, H. et Lars H. H."Modelling the heat dynamics of building using stochastic differential equations." 33 (2000) *Energy and Building*, pp. 13-24.
- [46] Chandra, S., Kaushik, S. C. et Bansal P. K. "Thermal performance of non-air-conditioned building for passive solar air-conditioning. Evaluation of roof cooling systems." 18 (1985) *Energy and Building*, pp. 51-69.

- [47] Ceylan, H. T. et Myers, G. E. "Long-time Solutions to Heat Conduction Transients with Time-Dependent Inputs." 102 no 1 (1980) *ASME Journal of Heat Transfer*, pp.115-120.
- [48] Hittle, D. C. "Calculating Building Heating and Cooling Loads Using the Frequency Response of Multilayered Slabs". Ph.D. Thesis, University of Illinois, Urbana, IL. 1979
- [49] Battaglia Jean-Luc, "Recherche de modèles simplifiés pour le comportement thermique et hygrométrique d'un bâtiment viticole ". Thèse d'état, Université de Bordeaux I, Juillet 1995.
- [50] Fauconnier, R. « Etude des transferts simultanés de chaleur et d'humidité dans les parois multicouches. Application à la modélisation du comportement hygrothermique des locaux en régime varié . FNB-UTI, Novembre 1982.
- [51] Gaur, R. C. et Bansal, N. K. "Effect of moisture transfer across building components on room temperature." 37 (2002) *Building and Environment*, pp. 11-17.
- [52] Gaur, R. C. et Bansal, N. K. "Periodic solution of heat and mass transfer equations in plane geometry." 22 no 5 (1995) *Heat Mass Transfer*, pp. 761-770.
- [53] Etzion, Y. Erell, E. "thermal storage mass in radiative cooling systems." Desert Architecture unit. The J. Blaustein Institut foe Desert Research. Ben-Gurion University of The Negev. Sede-Boqer Campus . Israel. 1988.
- [54] Fauconnier, R "Problématique des échange hygrothermique dans les batiments." Rapport EDF, Décembre 1986.
- [55] Battaglia, Jean-Luc, Jomma, W. et Gounot, J. "Modèle simplifié du comportement hygrothermique d'un chai. " 6 (1996) *J. Phys. III France* 6, pp. 1535-1553.
- [56] Erell, E. et Etzen, Y. "A radiative cooling system using water as a heat medium. " Desert architecture unit, Ben-Gurion Université Sde-Boqer, Israel 84993.
- [57] Sfeir, A.A. et Guarracino, G. *Ingénierie des système solaires applications a l'habitat*. Technique et documentation (1981).
- [58] Murray, F. W. "The computation of saturated vapour pressure." 6 (1967) *Journal of Applied Meteorology*, pp. 203-204.
- [59] Clarke, A.J. *Energy simulation in building design*. Bristol: Adam Hilger, 1985.
- [60] Kreith, F. *Principles of heat transfer*. New York: Index Educational Publishers, 1985.
- [61] Davies, M. G. "Solutions to Fourier's equations and unsteady heat flow through structures." 30 no 3 (1995) *Building and Environment*, pp. 309-321.

- [62] Oppenheim, A. k. Et Berkeley, Calif. "Radiation analysis by the network method." Paper N°. 54-A75 August (1954) *American Society of Mechanical Engineering (ASME)*.
- [63] Bouchair, A. "Solar induced ventilation in the Algerian and similar climates ." PhD thesis, University of Leeds, U.K (1989).
- [64] HOWELL, J. R. *Catalogue of radiation configuration factors*. New York : McGraw-Hill Book Company, 1982.
- [65] Camille A., Qingyan C. et Leon R. G. "Design of single_sided natural ventilation"
- [66] Awbi, Hazim B. "Calculation of convective heat transfert of room surfaces for natural convection." 22 (1998) *Energy and Building*, pp. 219-227.
- [67] Van der Maas et Roulet, J. "Ventilation and Energy loss rates after opening window." 11 no 4 (1990) *Air infiltration review*, pp. 12-15.
- [68] Errel, E. et Etzion, Y. "Heating Experiments with a radiative cooling system." Desert Architecture unit. The J. Blaustein Institut foe Desert Research. Ben-Gurion University of The Negev. Sede-Boqer Campus . Israel. 1996
- [69] Govaer David "Apparent thermal conductivity of a local adobe building material." 38 no 3 (1987) *Solar Energ*, pp.165-168.
- [70] Asan, H. et Sancaktar, Y. S. "Effect of wall's thermophysical properties on time lag and decrement factor." 28 (1998) *Energy and Buildings*, pp. 159-166.

ANNEXE 1

EXPRESSIONS DE LA TEMPERATURE DE RAYONNEMENT DE LA VOÛTE CELESTE DANS LE CAS D'UN CIEL CLAIR.

Nous avons, dans le chapitre III, montré l'influence du rayonnement atmosphérique dans les échanges radiatifs.

Plusieurs auteurs ont recherché des corrélations entre différents paramètres, pour l'expression de la température de rayonnement de la voûte, céleste tels que:

La température de l'air sous abri (T_a)
La tension de vapeur (e) en millibars,
La température de rosée (T_d)

1- Corrélation entre la température de l'air et la tension de vapeur:

- (1) ANGSTROM $T_c = T_a (0.79 - 0.26 \exp(-0.052 \times e))^{0.25}$
- (2) BOLTZ $T_c = T_a (0.82 - 0.25 \exp(-0.095 \times e))^{0.25}$
- (3) CHUMAKOVA $T_c = T_a (0.80 - 0.18 \exp(-0.053 \times e))^{0.25}$
- (4) KONDRAT'YEV $T_c = T_a (0.66 + 0.040 \sqrt{e})^{0.25}$
- (5) BRUNT $T_c = T_a (0.52 + 0.065 \sqrt{e})^{0.25}$
- (6) C S T B $T_c = T_a - 35.8 \times e^{0.25}$
- (7) CHUMAKOVA $T_c = T_a (0.62 + 0.037 \sqrt{e})^{0.25}$
- (8) BOUTARIC $T_c = T_a (0.60 + 0.042 \sqrt{e})^{0.25}$
- (9) PICHA et VILLANUEVA $T_c = T_a (0.50 + 0.072 \sqrt{e})^{0.25}$
- (10) PERRIN DE BRICHAMBATJLT $T_c = T_a - 35.8 \times e^{0.25}$

2-Corrélation entre la température de l'air et la température de rosée

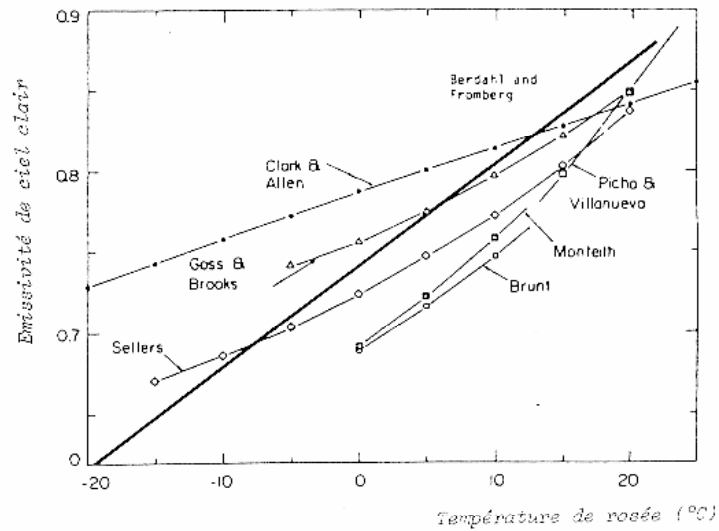
(1) BLISS $T_c = T_a (0.003T_d - 0.208)^{0.25}$

(2) BLISS $T_c = T_a (0.0039T_d + 0.804)^{0.25}$

(3) CLARKE et ALLEN $T_c = T_a (0.0028T_d + 0.787)^{0.25}$

(4) BERDHAL $\left\{ \begin{array}{l} T_{c.JOUR} = T_a (0.0060T_d + 0.727)^{0.25} \\ T_{c.NUIT} = T_a (0.0062T_d + 0.741)^{0.25} \end{array} \right\}$

(5) BERGER $\left\{ \begin{array}{l} T_{c.JOUR} = T_a (0.0048T_d + 0.752)^{0.25} \\ T_{c.NUIT} = T_a (0.0038T_d + 0.770)^{0.25} \end{array} \right\}$



Courbes de régression donnant l'émissivité par ciel clair en fonctions de la température de rosée d'après ref.

ANNEXE 2

TRANSFERT COUPLE DE CHALEUR ET D'HUMIDITE (LOI DE FICK).

Le système à résoudre est le suivant :

$$\rho c \frac{dT}{dt} = \frac{d\lambda}{dx} \frac{dT}{dx} + \lambda \frac{d^2T}{dx^2} + \varepsilon' L_v \rho_s \frac{dU}{dt} \quad (2.1)$$

Dans la région de Laghouat pendant l'été le pourcentage l'hum idité dans l'air \approx zéro.

Donc ;

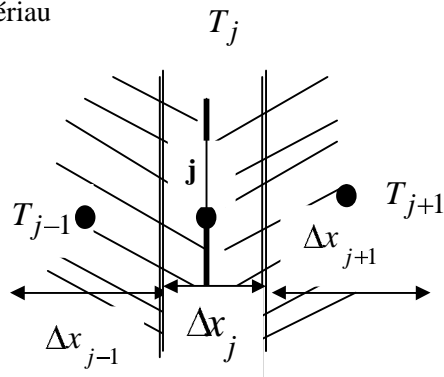
$$\varepsilon' L_v \rho_s \frac{dU}{dt} \approx 0$$

L'équation (2. 1) devient ;

$$\rho c \frac{dT_1}{dt} = \frac{d\lambda_1}{dx} \frac{dT_1}{dx} + \lambda \frac{d^2T_1}{dx^2} .$$

1- Résolution numérique en partie courante.

Matériau



$$\rho C \frac{dT_j}{dt} = \frac{d\lambda_j}{dx} \frac{dT_j}{dx} + \lambda_j \frac{d^2T_j}{dx^2}$$

Développement de l'équation (2. 1) ;

$$\rho c \frac{T_j^{n+1} - T_j^n}{\Delta t} = \frac{1}{2\Delta x} (\lambda_{j+1} - \lambda_{j-1})^{t'} \times \frac{1}{2\Delta x} (T_{j+1} - T_{j-1})^{t'} + \lambda_j \frac{1}{\Delta x^2} (T_{j+1} - 2T_j + T_{j-1})^{t'}$$

Donc ;

$$T_j^{n+1} - T_j^n = \frac{\Delta t}{4\Delta x^2 \rho c} (\lambda_{j+1} - \lambda_j)^{t'} \times (T_{j+1} - T_{j-1})^{t'} + \lambda_j \frac{\Delta t}{\rho c \Delta x^2} (T_{j+1} - 2T_j + T_{j-1})^{t'}$$

On pose : $a_1 = \frac{\Delta t}{4\Delta x^2 \rho c}$; $a_2 = (\lambda_{j+1} - \lambda_{j-1})^{t'}$; $a_3 = 4\lambda_j^{t'}$;

$$T_j^{n+1} - T_j^n = a_1 a_2 (T_{j+1} - T_{j-1})^{t'} + a_1 a_3 (T_{j+1} - 2T_j + T_{j-1})^{t'}$$

$$T_j^{n+1} - T_j^n = a_1 (a_2 + a_3) (T_{j+1})^{t'} + a_1 (a_3 - a_2) (T_{j-1})^{t'} - 2a_1 a_3 T_j^{t'}$$

L'expression développée d'une grandeur T à l'instant $t' = n + k \Delta t$ est donnée par :

$$T^{t'} = (1 - k)T^n + kT^{n+1} \quad \text{avec} \quad 0 \leq k \leq 1$$

Et sa dérivée par rapport au temps : $\frac{dT}{dt} = \frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t}$

donc l'équation peut être écrite ; sous la forme :

$$T_j^{n+1} - T_j^n = a_1 (a_2 + a_3) (1 - k) \left((1 - k)T_{j+1}^n + kT_{j+1}^{n+1} \right) + a_1 (a_3 - a_2) \left((1 - k)T_{j-1}^n + kT_{j-1}^{n+1} \right) - 2a_1 a_3 \left((1 - k)T_j^n + kT_j^{n+1} \right)$$

d'où l'équation de chaleur au noeud j.

$$\begin{aligned} & a_1 (a_2 - a_3) k (T_{j-1}^{n+1}) - (1 + 2a_1 a_3 k) (T_j^{n+1}) - a_1 k (a_2 + a_3) (T_{j+1}^{n+1}) \\ & = a_1 (a_2 - a_3) (1 - k) (T_{j-1}^n) - (1 + 2a_1 a_3 (1 - k)) (T_j^n) - a_1 (1 - k) (a_2 + a_3) (T_{j+1}^n) \end{aligned}$$

La résolution par la méthode explicite c'est-à-dire pour $k=0 \Rightarrow T^{t'} = T^n \Rightarrow t' = n$

$$T_j^{t'+1} = a_1 (a_2 - a_3) (T_{j-1}^{t'}) - (1 + 2a_1 a_3) (T_j^{t'}) - a_1 (a_2 + a_3) (T_{j+1}^{t'})$$

Ecriture du système sous forme matricielle.

$$P(2j-1, 2j-3) = a_1 (a_2 - a_3) \quad T_{j-1}^{t'}$$

$$P(2j-1, 2j-2) = 0$$

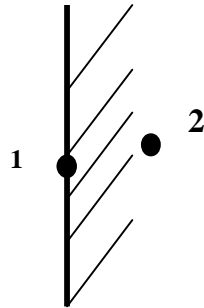
$$P(2j-1, 2j-1) = 1 + 2a_1 a_3 \quad T_j^{t'} \quad d(2j-1) = 2^{\text{nd}} \text{ nombre de l'équation du transfert de chaleur}$$

$$P(2j-1, 2j) = 0$$

$$P(2j-1,2j+1) = -a_1(a_2 + a_3) \quad T_{j+1}^{t'}$$

$$P(2j-1,2j+2) = 0$$

2- Résolution au contact air paroi (interface extérieur)



Le système à résoudre au nœud **1** est ;

$$\rho c \frac{dT_1}{dt} = \frac{d\lambda_1}{dx} \frac{dT_1}{dx} + \lambda \frac{d^2T_1}{dx^2} \quad \text{la conditions limite est ;}$$

$$-\lambda_1 \frac{dT_1}{dt} = h(T_{e1} - T_1) + Q_1$$

Développement de l'équation.

$$\rho c \frac{T_1^{n+1} - T_1^n}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta x} (\lambda_2 - \lambda_1) \frac{dT_1}{dx} \times \lambda_1 \left(\frac{2}{\Delta x^2} (T_2 - T_1) - \Delta x \frac{dT_1}{dx} \right)^{t'}$$

$$T_1^{n+1} - T_1^n = C_1 (T_2 - T_1)^{t'} + \left(\frac{hC_2}{\lambda_1} (T_{e1} - T_1) \right)^{t'} - \frac{C_2 Q_1}{\lambda_1}$$

On pose $C_1 = \frac{2\Delta t \lambda_1}{\rho c \Delta x^2}$ $C_2 = C_1 \frac{\Delta x (\lambda_2 - 3\lambda_1)}{\lambda_1}$

$$T_1^{n+1} - T_1^n = C_1 (T_2 - T_1)^{t'} - \left(\frac{hC_2}{\lambda_1} (T_{e1} - T_1) \right)^{t'} - \frac{C_2 Q_1}{\lambda_1}$$

$$T_1^{n+1} - T_1^n = C_1 T_2^{t'} \left(\frac{hC_2}{\lambda_1} - C_1 \right) T_1^{t'} - \frac{hC_2}{\lambda_1} T_{e1} - \frac{C_2 Q_1}{\lambda_1}$$

L'expression développée d'une grandeur T à l'instant $t' = n + k \Delta t$ est donnée par :

$$T^{t'} = (1-k)T^n + kT^{n+1} \quad \text{avec} \quad 0 \leq k \leq 1$$

Et sa dérivée par rapport au temps : $\frac{dT}{dt} = \frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t}$

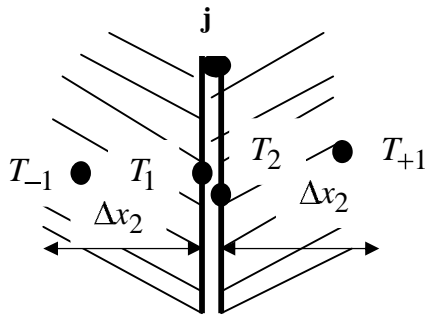
$$T_1^{n+1} - T_1^n = C_1 k T_2^{n+1} + C_1 (1-k) T_2^n + \left(\frac{hC_2}{\lambda_1} - C_1 \right) k T_1^{n+1} + \left(\frac{hC_2}{\lambda_1} - C_1 \right) (1-k) T_1^n - \frac{hC_2}{\lambda_1} T_{e1}^n - \frac{C_2 Q_1}{\lambda_1}$$

La résolution par la méthode explicite c'est-à-dire pour $k=0 \Rightarrow T^{t'} = T^n \Rightarrow t' = n$

$$T_1^{t'+1} = C_1 T_2^{t'} + \left(1 + \frac{hC_2}{\lambda_1} - C_1 \right) T_1^{t'} - \frac{C_2}{\lambda_1} (hT_{e1}^{t'} - Q_1)$$

$$Q_1 = 0 \Rightarrow T_1^{t'+1} = C_1 T_2^{t'} + \left(1 + \frac{hC_2}{\lambda_1} - C_1 \right) T_1^{t'} - \frac{C_2}{\lambda_1} hT_{e1}^{t'}$$

3- Résolution entre deux matériaux :



Matériau 1

Matériau 2

$$\rho_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = \frac{d\lambda_1}{dx} \frac{dT_1}{dx} + \lambda_1 \frac{d^2 T_1}{dx^2}$$

$$\rho_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = \frac{d\lambda_2}{dx} \frac{dT_2}{dx} + \lambda_2 \frac{d^2 T_2}{dx^2}$$

Avec les conditions aux limites suivantes :

$$T_1 = T_2 = T; \lambda_1 \frac{dT_1}{dx} = \lambda_2 \frac{dT_2}{dx}$$

$$T_{j-1} = T_j - \Delta x_1 \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j1} + \frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j1}} \left[\rho_1 C_1 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{j1} - \frac{d\lambda_{j1}}{dx} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{j1} \right]$$

$$\Rightarrow T_{j-1} = T_j - \frac{\lambda_{j2}}{\lambda_{j1}} \Delta x_1 \left[\frac{3\lambda_{j1} - \lambda_{j-1}}{2\lambda_{j1}} \right] \frac{dT}{dx} \Big|_{j_2} + \frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j1}} \rho_1 C_1 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_1}$$

Et de même :

$$T_{j+1} = T_j + \Delta x_2 \left[\frac{3\lambda_{j2} - \lambda_{j+1}}{2\lambda_{j2}} \right] \frac{dT}{dx} \Big|_{j_2} + \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j2}} \rho_2 C_2 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_2}$$

$$\Rightarrow \frac{dT}{dx} \Big|_{j_2} = \frac{2\lambda_{j2}}{\Delta x_2 (3\lambda_{j2} - \lambda_{j+1})} \left[T_{j+1} - T_j - \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j2}} \rho_2 C_2 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_2} \right]$$

D'où

$$T_{j-1} = T_j - \left(\frac{\lambda_{j2}}{\lambda_{j1}} \right) \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} \left(\frac{3\lambda_{j2} - \lambda_{j-1}}{3\lambda_{j2} - \lambda_{j+1}} \right) \left[T_{j+1} - T_j - \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j2}} \rho_2 C_2 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_2} + \frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j1}} \rho_1 C_1 \frac{dT}{dt} \Big|_{j_2} \right]$$

On pose :

$$e_1 = \left(\frac{\lambda_{j2}}{\lambda_{j1}} \right) \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} \left(\frac{3\lambda_{j2} - \lambda_{j-1}}{3\lambda_{j2} - \lambda_{j+1}} \right), e_2 = \frac{1}{\Delta t} \left[\frac{\Delta x_1^2}{2\lambda_{j1}} \rho_1 C_1 - e_1 \frac{\Delta x_2^2}{2\lambda_{j2}} \rho_2 C_2 \right]$$

$$T_{j-1}^{t'} = T_j^{t'} + e_1 (T_{j+1} - T_j)^{t'} + e_2 (T_{j2}^{n+1} - T_{j1}^n)$$

De même façon La résolution par la méthode explicite c'est-à-dire pour k=0

$$\Rightarrow T^{t'} = T^n \Rightarrow t' = n$$

Equation de transfert de chaleur au nœud j entre deux matériaux.

$$T_j^{t'+1} = \frac{1}{e_2} \left[T_{j-1}^{t'} - (1 - e_1 - e_2) T_j^{t'} - e_1 T_{j+1}^{t'} \right]$$

La matrice globale pour le calcul des variations de la température à chaque intervalle de temps dt ;

$$\begin{bmatrix} \frac{dT_{si}}{dt} \\ \frac{dT_1}{dt} \\ \dots \\ \frac{dT_j}{dt} \\ \dots \\ \frac{dT_{se}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b(1,1) & b(1,2) & b(1,3) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b(2,2) & b(2,3) & b(2,4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b(3,3) & b(3,4) & b(3,5) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b(j,j) & b(j,j+1) & b(j,j+2) & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b(m,m) & b(m,m+1) & b(m,m+2) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ai} \\ T_{si} \\ T_1 \\ \dots \\ T_j \\ \dots \\ T_m \\ T_{s..} \\ T_{ee} \end{bmatrix}$$

Avec : b(1,1), b(1,2), b(1,3).....b(j,j),b(j,j+1),.....b(m,m+1),b(m,m+2)

On pose : $c_{1,1} = \frac{2\lambda_1}{\rho_1 c_1 \Delta x^2}$ **et** $c_{1,2} = \frac{h_i \Delta x}{\lambda_1}$ **donc ;** $c_{1,1} c_{1,2} = \frac{2h_i}{\rho_1 c_1 \Delta x}$

$a_{j,1} = \frac{1}{4\Delta x^2 \rho_j c_j}$ **et** $a_{j,2} = \lambda_{j+1} - \lambda_{j-1}$, $a_{j,3} = 4\lambda_j$ **donc ;** $a_{j,1} a_{j,3} = \frac{\lambda_j}{\Delta x^2 \rho_j c_j}$

$c_{m,1} = \frac{2\lambda_m \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x^2}$ **et** $c_{m,2} = \frac{h_e \Delta x}{\lambda_m}$ **donc** $c_{m,1} c_{m,2} = \frac{2h_e \Delta t}{\rho_m c_m \Delta x}$

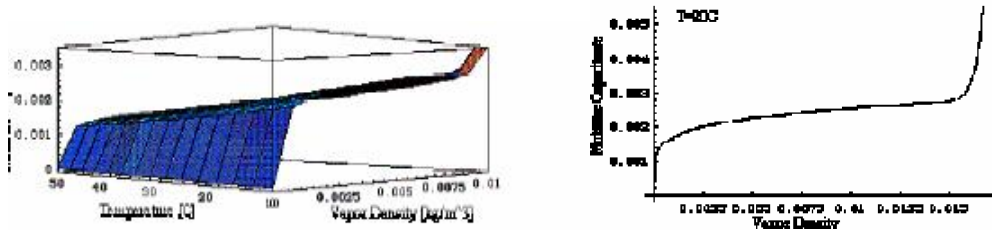
$b(1,1) = c_{1,1} c_{1,2}$, $b(1,2) = -(c_{1,1} + c_{1,1} c_{1,2})$ **et** $b(1,3) = c_{1,1}$

$b(j,j) = a_{j,1} (a_{j,3} - a_{j,2})$, $b(j,j+1) = -2a_{j,1} a_{j,3}$ **et** $b(j,j+2) = a_{j,1} (a_{j,3} + a_{j,2})$

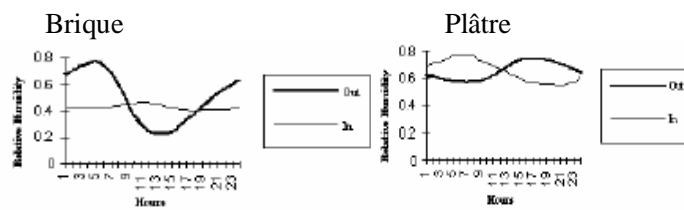
$b(m,m) = c_{m,1} c_{m,2}$, $b(m,m+1) = -(c_{m,1} + c_{m,1} c_{m,2})$ **et** $b(m,m+2) = c_{m,1}$

ANNEX 3

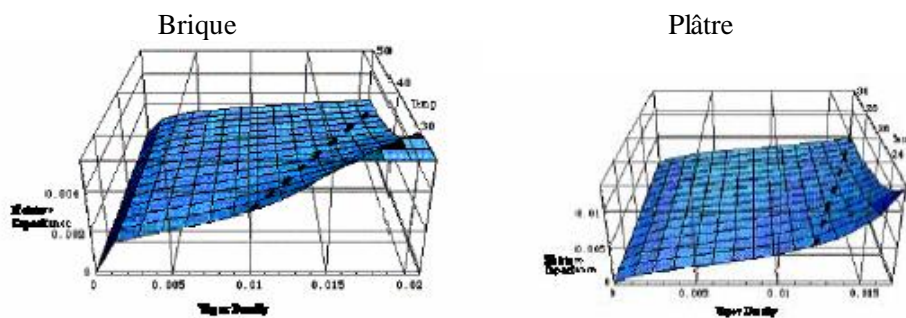
PROPRIETES HYGROMETRIQUE DE QUELQUE MATERIAUX DE CONSTRUCTIONS



Absorption de la vapeur d'eau par la maçonnerie en fonction de la température et la densité.



L'humidité relative à la surface intérieure et extérieure des murs



Absorption de la vapeur d'eau par la brique et le plâtre en fonction de la température et la densité.

ANNEXE 4

PROGRAMME SOLAIRES

Programme solaires pour calculer les radiations solaires directes diffusées et globales sur plan vertical, horizontal et incliné, plus le calcul des température sol air pour différentes orientations des murs

```
common z(24),alt(24),x(24),dsrf(24),dfrf(24),thsr(24)
& ,divw(6,24),dfiw(6,24),dtot(6,24),wor(6),wsp(6)
& ,tmean(24,24),tmmx(24),tmmn(24),tsol(6,24),tao(24)
dimension xga(6,24),xda(6,24),xfa(6,24)
real long,lat,l,pi
real y2(12),y3(12),y4(12)
real y5(12),y6(12),y7(12),y8(12),y9(12),y10(12),y11(12)

character *20 fichd,fichr,fich,fiche
write(*,*)'entrez le nom du fichier des donnees'
print *, ''
read '(a20)',fichd
open(unit=5,file=fichd,status='old')
write(*,*)'entrez le nom du fichier des resultats1'
print *, ''
read '(a20)',fichr
open(unit=6,file=fichr,status='new')
write(*,*)'entrez le nom du fichier des resultats2'
print *, ''
read '(a20)',fich
open(unit=7,file=fich,status='new')
write(*,*)'entrez le nom du fichier des resultats3'
print *, ''
read '(a20)',fiche
open(unit=8,file=fiche,status='new')
close unit=5
close unit=6
close unit=7
close unit=8
pi=atan(1)*4
print*, 'for how many day in the year do you want'
print*, 'calculate the climatic data '
read(*,*) y1

do 21 y=1,y1
print*, 'give the date of the day number ',y
read(*,*) y2(y),y3(y),y4(y)
print*, 'do you want to include the fraction of insolation'
print*, 'in the calculation of solar radiation'
print*, 'if yes type 1 else any other number'
read(*,*)y5(y)
```

```

if (y5(y).eq.1) then
print*, 'enter fraction of insolation'
read(*,*)y6(y)
endif
print*, 'give the air temperatures :max ,min'
read(*,*)y7(y),y8(y)
print*, 'do want a what time t(max),t(min) occur'
print*, 'if yes type in 1 else any number'
read(*,*)y9(y)
if(y9(y).eq.1) then
print*, 'give the time when t(max),t(min) occur'
read(*,*)y10(y),y11(y)
endif
21 continue
print*, 'give the latitude      '
read(*,*)lat
print*, 'give the longitude (+) if east (-) west'
read(*,*)long
print*, 'for how many orientation solar radiation'
read(*,*)r1
do 15 r=1,R1
print*, 'give the wall orientation,slop,wall number'
print*, 'starting from north clock wise'
read(*,*) wor(r),wsp(r)
wor(r)=wor(r)*pi/180
wsp(r)=wsp(r)*pi/180
15 continue
print*, 'give the sky clarites fators'
print*, '1.2 for hot dry '
print*, '0.95 for temperate zone'
read(*,*) ck
print*, 'give the ground reflectance'
print*, '0.2 for temperate zone'
print*, '0.5 for hot dry'
read(*,*) rk
print*, 'give altitude correction fator'
read(*,*)ak
print*, ' give hso & alpha'
read(*,*) hso,alpha
print*, 'DO YOU WANT HOURLY TEM FOR EACH
MONTH'
print*, 'if yes type 1 else 0'
read(*,*)x1
if (x1.eq.1) then
do 1 j=1,12
print*, 'give tmax & tmin for each month starting from january'
read(*,*)tmmn(j),tmmx(j)
1 continue
endif
c ak=1

```

```

l=abs(lat)
l=int(l)+(1-int(l))*100/60
long=int(long)+(long-int(bng))*100/60
l=l*pi/180
do 22 y=1,y1
dd=y2(y)
b=y3(y)
c=y4(y)
ffo=0
if (y5(y).eq.1) ffo=y5(y)

fo=y6(y)
tmax= y7(y)
tmin=y8(y)
x2=y9(y)
if (x2.eq.1) ttx=y10(y)
if (x2.Eq.1) ttn=y11(y)
call decl (dec,lat,dd,b,c,p,E)
call suntime(pi,dec,l,long,srt,st,dlght,srt1,sst1)
do 17 r=1,R1
do 10 T=1,18
call solar angles(dec,l,pi,t,h)
call rad(xga,xda,xfa,pi,t,sawzak,ck,rk,ffo,fo,r)
10 continue
17 continue
call temp(tmin,tmax,alpha,hso,b,ttx,ttn,x2,r,r1)
call write(xga,xda,xfa,srt,sst,pi,t,dlght,x1,r,r1,srt1,sst1)
call write1(srt,sst,t)
22 continue
stop
end

subroutine rad(xga,xda,xfa,pi,t,swaz,ak,ck,rk,ffo,fo
& ,r)
real pi
common z(24),alt(24),x(24)
& ,dsrf(24),dfrf(24),thsr(24)
& ,divw(6,24),dfiw(6,24),dtot(6,24),wor(6),wsp(6)
& ,tmean(24,24),tmmx(24),tmmn(24),tsol(6,24),tao(24)
dimension xga(6,24),xda(6,24),xfa(6,24)
swaz=abs(z(t)-wor(r))
cosb=cos(alt(t))*sin(wsp(r))*cos(swaz)+sin(alt(t))*cos(wsp(r))
dnr=1074.16*sin(alt(t))+198.006*sin(3*alt(t))+70.1766*
& sin(5*alt(t))+30.3902*sin(7*alt(t))+13.3842*sin(9*alt(t))
& +5.59234*sin(11*alt(t))+2.93048*sin(13*alt(t))+.606472*sin
& (15*alt(t))

dsr=121.649*sin(alt(t))+14.7575*sin(3*alt(t))+7.72576*
& sin(5*alt(t))+3.47353*sin(7*alt(t))+2.22222*sin(9*alt(t))
& +0.525392*sin(11*alt(t))+.521649*sin(13*alt(t))+.131341*

```

```
& sin(15*alt(t))+.768727*sin(17*alt(t))
```

```
dsrf(t)=dnr*cosb  
dfrf(t)=dsr*(1+cos(wsp(r)))/2  
if((swaz.gt.pi/2).and.(swaz.le.3*pi/2)) dsrf(t)=0  
if(dfrf(t).lt.0) dfrf(t)=0  
thsr(t)=dnr*sin(alt(t))+2*dfrf(t)  
divw(r,t)=dsrf(t)*ak*ck  
c if(swaz.gt.pi/2).and.(swaz.le.3*pi/2)) dsrf(t)=0
```

```
dfiw(r,t)=ak*(dfrf(t)+.5*(thsr(t)*rk))  
if(wsp(r).eq.0) then  
dtot(r,t)=int(thsr(t)+.5)  
dfiw(r,t)=int(ak*dfrf(t)*2+.5)  
divw(r,t)=dtot(r,t)-dfiw(r,t)  
else  
dtot(r,t)=divw(r,t)+dfiw(r,t)  
divw(r,t)=int(divw(r,t)+.5)  
dfiw(r,t)=int(dfiw(r,t)+.5)  
dtot(r,t)=int(dtot(r,t)+.5)  
endif  
xga(r,t)=dtot(r,t)  
xda(r,t)=divw(r,t)  
xfa(r,t)=dfiw(r,t)  
if(ffo.eq.1) then  
divw(r,t)=divw(r,t)*fo  
dtot(r,t)=dtot(r,t)*(sqrt(2*fo+1)-.72)  
dfiw(r,t)=dtot(r,t)-divw(r,t)  
endif  
return  
end
```

```
subroutine solar angles(dec,l,pi,t,h)  
real pi,l  
common z(24),alt(24)  
h=(t-12)*15*pi/180  
aa=sin(dec)*sin(l)+cos(dec)*cos(l)*cos(h)  
alt(t)=atan(aa/sqrt(-aa*aa+1))  
if(alt(t).lt.0) alt(t)=0  
if(alt(t).gt.0) then  
z(t)=atan(sin(h)/(sin(l)*cos(h)-cos(l)*tan(dec)))  
cosz=(sin(l)*cos(h)*cos(dec)-cos(l)*sin(dec))/cos(alt(t))  
sinz=(cos(dec)*sin(h))/cos(alt(t))  
if((cosz.lt.0).and.(sinz.lt.0))z(t)=z(t)  
if(cosz.gt.0)z(t)=pi+z(t)  
if((cosz.lt.0).and.(sinz.gt.0))z(t)=z(t)+2*pi  
alt(t)=int(alt(t)*180/pi+.5)*pi/180  
z(t)=int(z(t)*180/pi+.5)*pi/180  
endif  
return
```



```

end
subroutine suntime(pi,dec,l,long,srt,sst,dlght,srt1,sst1)
real pi,l,long
hh=(pi-acos(tan(dec)*tan(l)))/15
srt=12-hh*180/pi
sst=12+hh*180/pi
srt=int(srt)+(srt-int(srt))*60/100
srt=srt+0.01
if((srt-int(srt)).ge.0.6) srt=int(srt)+1
sst=int(sst)+(sst-int(sst))*60/100
st1=sst-int(sst)
st1=st1*100
st1=int(st1+.5)
print*, st1
if(st1.eq.60) sst=int(sst)+1
srt1=srt
sst1=sst
c   E=abs(E)
    tsrt=srt-int(srt)+(4*(3.25-long))/100+.41
    tsst=sst-int(sst)+(4*(3.25-long))/100+.41
c   ttsrt=tsrt-.6*int(tsrt/.6)+int(tsrt/.6)
    if(tsrt.lt.0.6)srt=int(srt)+tsrt
c   if(tsrt.ge.0.6)srt=int(srt)+ttsrt
    if(tsrt.ge.0.6)srt=int(srt)+1+tsrt-0.6
c   ttsst=tsst-0.6*int(tsst/.6)+int(tsst/.6)
    if(tsst.lt.0.6)sst=int(sst)+tsst
c   if(tsst.ge.0.6)sst=int(sst)+ttsst
    if(tsst.ge.0.6)sst=int(sst)+1+tsst-0.6

    dlght=sst-srt
    prin=dlght-int(dlght)
    print*,prin
    if((prin.gt.0.6).and.(prin.lt.0.99)) dlght=sst-srt-0.4
    return
end

subroutine decl(dec,lat,dd,b,c,pi,E)
real lat
integer a(13)
data a(1),a(2),a(3),a(4),a(5),a(6),a(7),a(8),a(9),a(10),
& a(11),a(12),a(13)/0,31,28,31,30,31,30,31,31,30,31,30 ,31/
d=dd
do 10 i=2,b+1
d=d+a(i-1)
10 continue
if((c/4.eq.int(c/4)).and.(b.gt.2)) d=d+1
if((lat.lt.0).and.(d.lt.183)) d=d+183

if((lat.lt.0).and.(d.gt.183)) d=d-183

```

```

x=(d-1)*360/365

xx=x*pi/180
E=229.2*(0.000075+0.001868*cos(xx)-0.032077*sin(xx)-
& 0.014615*cos(2*xx)-0.04089*sin(2*xx))
  print*,d ,E
dec=asin(.398*sin(.01720*d+.03347*sin(.01721*d)-1.4096))
return
end

subroutine temp(tmin,tmax,alpha,hso,b,txx,ttn,x2,r,r1)
common z(24),alt(24),x(24),dsfr(24),dfrf(24),thsr(24)
& ,divw(6,24),dfiw(6,24),dtot(6,24),wor(6),wsp(6),tmean(24,24)
& ,tmmn(24),tmmx(24),tsol(6,24),tao(24)
  real f1(24,7),f7(24),f8(24),f9(24),f10(24),f11(24),f12(24)
  data f1/.72,.80,.87,.92,.97,.99,1,.95,.81,.61,.39,.19
& .,05,0,.01,.03,.08,.13,.20,.28,.36,.45,.55,.64,.78,.85
& .,92,.96,.99,1,.96,.85,.69,.50,.31,.15,.04,0,.01,.04
& .,08,.15,.22,.31,.40,.50,.60,.69,.83,.90,.96,.99,1,.97
& .,88,.75,.59,.41,.25,.12,.03,.0,.01,.04,.10,.17,.25,.35
& .,45,.55,.65,.75,.75,.83,.90,.96,.99,1,.97,.88,
& .,75,.59,.41,.25,.12,.03,.0,.01,.04,.1,.17,.25,.35,.45,.55
& .,65,.81,.89,.95,.99,1,.98,.90,.79,.65,.50,.35,.21,.1
& .,02,.0,.01,.05,.11,.19,.28,.39,.50,.61,.72,.87,.94,.99
& .,1,.98,.92,.83,.71,.57,.43,.29,.17,.08,.02,.0,.01,.06
& .,13,.22,.32,.44,.56,.68,.78,.85,.93,.98,1,.98,.93,.85
& .,75,.63,.50,.37,.25,.15,.07,.02,.0,.02,.7,.15,.25,.37
& .,50,.63,.75/
  do 10 j=1,12
  if(j.eq.12) j1=1
  if((j.eq.11).or.(j.eq.1).or.(j.eq.2)) j1=2
  if(j.eq.10) j1=3
  if(j.eq.3) j1=4
  if((j.eq.9).or.(j.eq.5).or.(j.eq.8)) j1=5
  if((j.eq.5).or.(j.eq.7)) j1=6
  if(j.eq.6) j1=7
  do 20 i=6,18
  tmean(j,i)=f1(i,j1)*tmmn(j)+(1-f1(i,j1))*tmmx(j)
20 continue
10 continue
  if(x2.ne.1)then
  do 30 t=1,24
  if(b.eq.12) j=1
  if((b.eq.11).or.(b.eq.1).or.(b.eq.2)) j=2
  if(b.eq.10)j=3
  if(b.eq.3)j=4
  if((b.eq.9).or.(b.eq.5).or.(b.eq.8)) j=5
  if((b.eq.5).or.(b.eq.7)) j=6
  if(b.eq.6)j=7
  tao(t)=f1(t,j)*tmin+(1-f1(t,j))*tmax

```

```

30 continue
   else

      data f7/1,.95,.81,.61,.39,.19,.05,.0,.01,.03,.08,.13,.2,.28
&  .36,.45,.55,.64,.72,.8,.87,.92,.97,.99/
      data f8/1,.96,.85,.69,.5,.31,.15,.04,.0,.01,.04,.08,.15,.22,
&  .31,.40,.5,.6,.69,.78,.85,.92,.96,.99/
      data f9/1,.97,.88,.75,.59,.41,.25,.12,.03,.0,.01,.04,.1,.17,
&  .25,.35,.45,.55,.65,.75,.83,.9,.96,.99/
      data f10/1,.98,.9,.79,.65,.5,.35,.21,.1,.02,.0,.01,.05,.11,.19,
&  .28,.39,.5,.6,.72,.81,.89,.95,.99/
      data f11/1,.98,.92,.83,.71,.57,.43,.29,.17,.08,.02,0,.01,.06
&  .13,.22,.32,.44,.56,.68,.78,.87,.94,.99/
      data f12/1,.98,.93,.85,.75,.63,.5,.37,.25,.15,.07,.02,.0,.02,
&  .07,.15,.25,.37,.5,.63,.75,.85,.93,.98/

      j=0
      do 7t=ttn,24+ttx-1
      j=j+1
      if((ttx-ttn).eq.7)tao(t)=f7(j)*tmin+(1-f7(j))*tmax
      if((ttx-ttn).eq.8)tao(t)=f8(j)*tmin+(1-f8(j))*tmax
      if((ttx-ttn).eq.9)tao(t)=f9(j)*tmin+(1-f9(j))*tmax
      if((ttx-ttn).eq.10)tao(t)=f10(j)*tmin+(1-f10(j))*tmax
      if((ttx-ttn).eq.11)tao(t)=f11(j)*tmin+(1-f11(j))*tmax
      if((ttx-ttn).eq.12)tao(t)=f12(j)*tmin+(1-f12(j))*tmax
      if(t.gt.24)tao(t-24)=tao(t)
7   continue
      do 9 r=1,r1
      do 13 t=1,24
      tsol(r,t)=tao(t)+alpha*dtot(r,t)/hso
13  continue
9   continue
      endif
      do 26 r=1,r1
      do 25 t=1,24
25  tsol(r,t)=tao(t)+alpha*dtot(r,t)/hso
26  continue
      return
      end

c c cccccc
      subroutine write(xga,xda,xfasrt,sst,pi,t,dlght,x1,r,r1,srt1,sst1)
      common z(24),alt(24),x(24),
&  dsf(24),dfrf(24),thsr(24),divw(6,24),dfiw(6,24),dtot(6,24),
&  wor(6),wsp(6),tmean(24,24),tmmx(24),tmmn(24),Tsol(6,24),
&  tao(24)
      dimension xga(6,24),xda(6,24),Xfa(6,24)
      write(6,600)
600  format('DATA RELEVANT TO SUN SHINE
DURATION.')
```

```

write(6,100)srt1
write(6,200)sst1
write(6,151)srt
write(6,250)sst
write(6,300)dlght
300 format(5x,'DAY LENGTH.....',1f5.2)
200 format(5x,'THE SUN SET AT .....',1f5.2,3x,'(SOLAR
TIME)')
100 format(5x,'THE SUN RISE AT.....',1f5.2,3x,'(SOLAR
TIME)')
151 format(5x,'THE SUN RISE AT.....',1f5.2,3x,'(LEGAL
TIME)')
250 format(5x,'THE SUN SET AT .....',1f5.2,3x,'(LEGAL
TIME)')
write(6,700)
700 format(//DATA RELEVANT TO SUN ANGLES')
write(6,400)
400 format(/5x,'SUN TIME',9x,'ALTITUDE',9x,'AZIMUTH')
do 10 t=int(srt1)+1,int(sst1)
alt(t)=int(alt(t)*180/pi+0.5)
z(t)=int(z(t)*180/pi+.5)
write(6,500)t,alt(t),z(t)
500 format(8x,f3.0,13x,f4.0,13x,f4.0)
10 continue
write(6,120)
120 format(//SOLAR RADIATION DATA')
write(6,135)
135 format(//DESIGN SOLAR RADIATION DATA')
do 16 r=1,r1
write(6,131)
131 format(//CLEAR SKY')
write(6,225)r
225 format(5x,f3.0)
write(6,220)
220 format(/5x,'SUN
TIME',10x,'DIRECT',10x,'DIFFUSE',12x,'GLOBAL')
write(6,140)(t,xda(r,t),xfa(r,t),xga(r,t),t=int(srt1)+1,int(sst1))
xxgga=0
do 11 t=int(srt1)+1,sst
11 xxgga=xxgga+xga(r,t)
write(6,221) xxgga
221 format(/5x,'TOTAL GLOBAL ENERGY PAR
JOUR.....',1f5.0)
write(6,132)
132 format(//CLOUDY SKY')
write(6,220)
write(6,140)(t,divw(r,t),dfiw(r,t),dtot(r,t),
& t=int(srt1)+1 ,int(sst1))
ddtot=0
do 13 t=int(srt)+1,sst

```

```

13  ddtot=ddtot+dtot(r,t)
    write(6,221) ddtot
140 format(8x,f3.0,13x,f4.0,12x,f4.0,13x,f6.0)
16  continue
    write(6,150)
150 format(//'HOURLY TEMPERATURE DATA(given temp &
sol air temp)')
    write(6,160)
160  format(/5x,'SUN TIME',10x,'TEMPERATURES',14x,'SOL
TEMP')
    write(6,155)(t,tao(t),tsol(1,t),t=1,24)
155  format(8x,f3.0,18x,f5.2,18x,f5.2)
    if (x1.eq.1) then
    write(6,165)(t,t=6,18)
165  format(//'HOURLY TEMP DATA FOR EACH MONTH')
    write(6,185)
185  format(/,35x,'sun time')
    write(6,180)(t,t=6,18)
180  format('month',13f5.1)
    do 2 i=1,12
    write(6,41) i,(tmean(i,j),J=6,18)
41  format(i2,3x,13f5.1)
    2  continue
    endif
    write(8,610)srt,sst
610 format(1x,2f5.2)
    do 24 r=1,r1
    24 write(8,316)(xga(r,t),t=int(srt)+1,int(sst))
316 format(1x,f5.0)
    write(8,315)(tao(t),t=1,24)
315 format(1x,f5.2)
    return
    end
    subroutine write1(srt,sst,t)
    common z(24),alt(24),x(24),dsrf(24),dffrf(24),thsr(24),
& divw(6,24),dfiw(6,24),dtot(6,24),wor(6),wsp(6),tmean(24,24),
& tmmn(24),tmmx(24),tsol(6,24),tao(24)
    write(7,610)srt,sst
610 format(1x,2f5.2)
    write(7,620)(alt(t),z(t),t=int(srt)+1,int(sst))
620 format(1x,2f4.0)

    write(7,630)(divw(3,t),dtot(3,t),t=int(srt)+1,int(sst))
630 format(1x,2f4.0)

    write(7,315)(tsol(3,t),t=1,24)
315 format(1x,f5.2)
    return
    end

```

Les résultats du programme solaire, le programme output donne l'heure de lever et de coucher du soleil, la durée du jour, les températures sol air des murs et les radiations solaires sur un plan vertical, horizontal et incliné.

DATA RELEVANT TO SUN SHINE DURATION.

THE SUN RISE AT..... 4.54 (SOLAR TIME)
 THE SUN SET AT19.07 (SOLAR TIME)
 THE SUN RISE AT..... 5.36 (LEGAL TIME)
 THE SUN SET AT19.50 (LEGAL TIME)
 DAY LENGTH.....14.14

DATA RELEVANT TO SUN ANGLES

SUN TIME	ALTITUDE	AZIMUTH
5.	1.	62.
6.	13.	70.
7.	25.	77.
8.	37.	85.
9.	50.	93.
10.	62.	104.
11.	73.	124.
12.	80.	180.
13.	73.	236.
14.	62.	256.
15.	50.	267.
16.	37.	275.
17.	25.	283.
18.	13.	290.
19.	0.	0.

SOLAR RADIATION DATA

DESIGN SOLAR RADIATION DATA

CLEAR SKY

SUN TIME	DIRECT	DIFFUSE	GLOBAL
5.	0.	4.	4.
6.	0.	64.	64.
7.	0.	126.	126.
8.	0.	181.	181.
9.	35.	236.	271.
10.	122.	275.	397.
11.	180.	300.	479.
12.	192.	309.	501.
13.	180.	300.	479.
14.	122.	275.	397.
15.	35.	236.	271.
16.	0.	181.	181.
17.	0.	126.	126.
18.	0.	64.	64.
19.	0.	0.	0.

TOTAL GLOBAL ENERGY PAR JOUR.....3541.

CLOUDY SKY

SUN TIME	DIRECT	DIFFUSE	GOLOBAL
5.	0.	4.	4.
6.	0.	64.	64.
7.	0.	126.	126.
8.	0.	181.	181.
9.	35.	236.	271.
10.	122.	275.	397.
11.	180.	300.	479.
12.	192.	309.	501.
13.	180.	300.	479.
14.	122.	275.	397.
15.	35.	236.	271.
16.	0.	181.	181.
17.	0.	126.	126.
18.	0.	64.	64.
19.	0.	0.	0.

TOTAL GLOBAL ENERGY PAR JOUR.....3537.

HOURLY TEMPERATURE DATA(given temp & sol air temp)

SUN TIME	TEMPERATURES	SOL TEMP
1.	27.25	27.25
2.	26.05	26.05
3.	25.30	25.30
4.	25.00	25.00
5.	25.30	25.40
6.	26.05	27.65
7.	27.25	30.40
8.	28.75	33.28
9.	30.55	37.33
10.	32.50	42.42
11.	34.45	46.42
12.	36.25	48.78
13.	37.75	49.72
14.	38.95	48.88
15.	39.70	46.48
16.	40.00	44.53
17.	39.70	42.85
18.	29.50	31.10
19.	37.75	37.75
20.	36.25	36.25
21.	34.45	34.45
22.	32.50	32.50
23.	30.55	30.55
24.	28.75	28.75

ANNEXE 5

HEAT AND MOISTURE TRANSFERT

Ce programme est utilisé pour résoudre des équations différentielles dans un seul direction adapté au PC système utilisant a micros soft fortran compilateur , il capable de résoudre les problème de transfert de chaleur dans une seul direction.

```
C THIS IS PROGRAMME IS ONE-D. DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
C ADAPTED TO THE IBM PC SYSTEM USING THE MICROSOFT
C OPTIMIZING FORTRAN COMPILER. IT IS CAPABLE OF SOLVING HEAT
C TRANSFERT PROBLEMS
```

```
COMMON/FEM1/NPOIN,NELEM,NBOUN,NPROP,NNODE,hso,r1,aver
&.qterm,prov,t,tt1,i,tem,qvent,cnt
COMMON/FEM2/PROPS(150,3),LNODS(75,3),y(150),x(150),
&NATNO(200),tsol(6,24),alpha(10),con(150,150),
&dtot(6,20),coor(200),t1(50,24),tao(24),b(150,150)
& ,xcoef(50),ycoef(50),zcoef(50)
character *20 fichd,fichr,fich
write(*,*)'entrez le nom du fichier des donnees1'
print *, ''
read '(a20)',fich
open(unit=8,file=fich,status='old')
write(*,*)'entrez le nom du fichier des donnees2'
print *, ''
read '(a20)',fichd
open(unit=5,file=fichd,status='old')
write(*,*)'entrez le nom du fichier des resultats1'
print *, ''
read '(a20)',fichr
open(unit=6,file=fichr,status='new')
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
call data
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
print*,'start temperature'
read*, tem
call stiff1
do 31 t=1,24
do 41 i=1,6
41 t1(i,t)=tsol(i,t)
31 continue
t1(7,1)=tem
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
do 51 t=1,24
call equat
call heat
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
51 continue
```



```

c    return
      close unit=8
      close unit=5
      close unit=6
      stop
c    return
      end
cccccccccc@cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccccccc@cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
      SUBROUTINE DATA
      COMMON/FEM1/NPOIN,NELEM,NBOUN,NPROP,NNODE,hso,r1,aver
& ,qterm,prov,t,tt1,i,tem,qvent,cnt
      COMMON/FEM2/PROPS(150,3),LNODS(75,3),y(150),x(150),
& NATNO(200),tsol(6,24),alpha(10),con(150,150),
& dtot(6,20),coor(200),t1(50,24),tao(24),b(150,150)
& ,xcoef(50),ycoef(50),zcoef(50)
      read(8,100)tr1,tr2
100  format(1x,2f5.2)
      tim1=int(tr1)+1
      tim2=int(tr2)
      do 4 r=1,5
4    read(8,900)(dtot(r,t),t=tim1,tim2)
900  format(1x,f5.0)
c    write(6,900)((dtot(r,t),t=tim1,tim2),r=1,5)
      read(8,900)(tao(t),t=1,24)
c    write(6,901)(tao(t),t=1,24)
c 901  format(1x,f5.2)
      read(5,*)hso,(alpha(i),i=1,5)
c    write(6,*)hso,(alpha(i),i=1,5)
      read(5,*) npoin,nelem,nmas,nnode,nprop,qterm,qvent
      sum=0
      do 7 t=1,24
      sum=sum+tao(t)
7    continue
      aver=sum/24
      do 17 t=1,24
      tsol(6,t)=aver
17   continue
      do 5 t=1,24
      do 6 r=1,5
      df=alpha(r)*dtot(r,t)/hso
      tsol(r,t)=tao(t)+df
c    write(6,200) r,t,tao(t),tsol(r,t),dtot(r,t)
6    continue
5    continue
c 200 format(1x,'ort=',f2.0,2x,'t=',f4.0,2x,'tao=',f6.2, 2x,'tsol=',
c    & f6.2,2x,'dtot',f6.0)
c 900  FORMAT(16i5)
      write(6,905)npoin,nelem,nmats,nnode, nprop
905  format(/1x,'npoin =',i5,3x,'nelem =',i5

```

```

&./1x,'nprop = ',i5,3x,'nnode='i5,3x,'nprop',i5)
write(6,950)
950 format(1h,5x,'material properties')
do 10 imats=1,nmats
read(5,*)jmats,(props(jmats,iprop),iprop=1,nprop)
10 write(6,910) jmats,(props(jmats,iprop),iprop=1,nprop)
910 format(i10,4f15.5)
write(6,960)
960 format(1h,2x,'el',3x,'nodes',3x,'mat')
do 21 ielem=1,npoin
21 read(5,*)jelem,natno(jelem)
do 20 ielem=1,nelem
read(5,*)jelem,(lnods(jelem,inode),inode=1,nnode)
20 write(6,920)jelem,(lnods(jelem,inode),inode=1,nnode)
920 format(5i5)
30 continue
return
end
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
subroutine stiff1
COMMON/FEM1/NPOIN,NELEM,NBOUN,NPROP,NNODE,hso,r1,aver
&.qterm,prov,t,tt1,i,tem,qvent,cnt
COMMON/FEM2/PROPS(150,3),LNODS(75,3),y(150),x(150)
&.NATNO(200),tsol(6,24),alpha(10),con(150,150),
&.dtot(6,20),coor(200),t1(50,24),tao(24),b(150,150)
&.xcoef(50),ycoef(50),zcoef(50)
do 25 i=1,npoin
do 26 n=1,npoin
26 con(i,n)=0.0
25 continue
do 100 ielem=1,npoin
lprop=natno(ielem)
xcoef(ielem)=props(lprop,1)
ycoef(ielem)=props(lprop,2)
zcoef(ielem)=props(lprop,3)
100 continue
do 101 ielem=1,nelem
n=lnods(ielem,1)
i=lnods(ielem,2)
con(i,n)=2/(xcoef(i)/ycoef(i)+xcoef(n)/ycoef(n))
con(n,i)=con(i,n)
write(6,*)i,n ,con(i,n)
101 continue
return
end
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
subroutine equat
COMMON/FEM1/NPOIN,NELEM,NBOUN,NPROP,NNODE,hso,r1,aver

```



```
return
end
```

Le programme out put, donne la date , l'heure et les températures intérieures et extérieures de l'air

Date/Time	Environment:Outdoor Dry Bulb [C](TimeStep)	ZONE1:Mean Air Temperature[C](TimeStep)
07/26 01:00:00	26.866	26.9381769
07/26 02:00:00	25.956	26.0403254
07/26 03:00:00	25.228	25.3209336
07/26 04:00:00	24.682	24.7791931
07/26 05:00:00	24.5	24.5948259
07/26 06:00:00	24.864	24.9452705
07/26 07:00:00	25.774	28.6875823
07/26 08:00:00	27.412	29.4565003
07/26 09:00:00	29.778	29.7287256
07/26 10:00:00	32.508	29.9105881
07/26 11:00:00	35.602	30.0172072
07/26 12:00:00	38.514	30.2053292
07/26 13:00:00	40.698	30.4431633
07/26 14:00:00	42.154	30.6824762
07/26 15:00:00	42.7	30.9040458
07/26 16:00:00	42.154	31.0933865
07/26 17:00:00	40.88	31.2584438
07/26 18:00:00	38.878	31.4748679
07/26 19:00:00	36.512	31.7686889
07/26 20:00:00	34.146	31.781675
07/26 21:00:00	32.144	32.1405025
07/26 22:00:00	30.324	30.3415107
07/26 23:00:00	28.868	28.9162853
07/26 24:00:00	27.776	27.8421178