
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT DE MECANIQUE

MEMOIRE DE MAGISTER

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE
MAGISTER EN GENIE MECANIQUE
Option : **ENERGETIQUE**

Par
ABDI Hamid

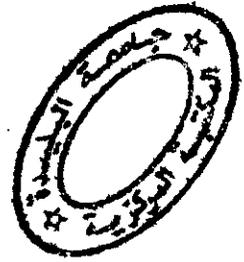
Thème

**CONTRIBUTION A LA DETERMINATION DES
PERFORMANCES DE CAPTEURS PLANS A CONTACT
DIRECT EAU-PLAQUE D'ABSORPTION
(FORMES CONVEXE ET CONCAVE)**

Soutenu devant le jury constitué de :

Président	M. BELHAMEL	Maître de Recherches	C.D.E.R
Examineur	Y. BENKHEDDA	Maître de Conférences	U.S.T.B
Examineur	S.A. BETROUNI	Chargé de Cours	U.S.T.B
Examineur	O. BELLACHE	Maître Assistant	U.S.T.B
Rapporteur	N. AIT MESSAOUDENE	Maître de Conférences	U.S.T.B

ALGERIE 1999



REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer toute ma profonde gratitude à Monsieur N. AIT MESSAOUDENE pour m'avoir guidé et orienté durant la réalisation de ce modeste travail.

Je remercie Mr M. Belhamel qui m'a fait l'honneur de présider le jury de soutenance et de m'avoir autorisé à accéder au (C.D.E.R) pour le déroulement des tests, ainsi que Mr Y. Benkhedda, Mr S.A. Betrouni, et Mr O.Bellache d'avoir pris de leurs précieux temps afin d'examiner ce travail et participer au jury.

Je remercie enfin tout ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à ce travail.

RESUME

Le but de ce travail est d'étudier trois types de capteurs plans avec des formes différentes de la plaque d'absorption du rayonnement solaire. Il s'agit principalement d'étudier l'effet de la forme géométrique des passages du fluide sur l'efficacité des capteurs dans le cas d'un contact direct eau-plaque d'absorption. Le passage de l'eau se fera dans des espaces aménagés dans celle-ci par formage (emboutissage), cette plaque étant elle-même soudée à une plaque plane formant le dos de l'assemblage. Pour améliorer le rendement d'un capteur solaire plan, nous avons cherché à favoriser l'échange de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Un modèle mathématique a été élaboré, et nous avons étudié le comportement thermique de ces capteurs par la résolution numérique de ce modèle. Le modèle établi a été ensuite validé par comparaison à des tests. Une fois le modèle validé, il peut être utilisé pour étudier l'effet de plusieurs paramètres. Les résultats théoriques et expérimentaux montrent que le capteur le plus performant est celui avec la plaque de forme convexe. Ceci est dû principalement à un coefficient d'évacuation de chaleur plus élevé.

Abstract

The present of this work aims at the design and study of flat plate collectors with different shapes of the absorbing plate a direct contact between them and the heat carrying fluid. We will study the influence of the form of the passages of the fluid on the efficiency of the collectors. The carrying fluid, which is water in our case, flows in the collector passages that are formed directly on the absorbing plate by a stamping process. This plate is then welded on a flat metal sheet to form the main component of the collector. In order to improve the thermal efficiency of collectors, we try to reduce thermal depletion. A simulation model has been developed and we have studied the thermal behavior of these collectors by numerical solution of this model. Once the model is validated it can be used to study the effect of several parameters. The theoretical and experimental results show that the most effective collector is the one with a convex form for the absorbing plate. This is mainly due to a better collector heat removal factor.

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو إنجاز ثلاثة أنواع من ملتقطات شمسية مستوية ذات أشكال مختلفة للصفحة الماصة للأشعة الشمسية. يهتم هذا العمل بدراسة تأثير الشكل الهندسي لممرات المائع على نجاعة هذه الملتقطات في حالة التلامس المباشر بين الماء والصفحة الماصة. ينتقل الماء عبر الممرات المهيئة في هذه الصفحة التي تم تلحيمها مع صفحة مستوية تشكل ظهر المجموع. لتحسين مردود الملتقط الشمسي المستوي حاولنا تخفيض الضياع الحراري بين الصفحة الماصة والمائع الناقل للحرارة.

نموذج رياضي تم إنجازه وقمنا بدراسة التجسيم الحراري لهذه الملتقطات بتحليلات عددية لهذا النموذج. النتائج المحصل عليها من خلال هذا النموذج الرياضي تم مقارنتها بالنتائج التجريبية. بعد هذا التحقق يمكن إستعمال النموذج لدراسة تأثير عدة متغيرات. النتائج النظرية والتجريبية تثبت أن أحسن ملتقط هو ذو الصفحة ذات الشكل المقعر وهذا ناتج أساسا من إرتفاع معامل إنتقال الحرارة.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES FIGURES	I
LISTE DES TABLEAUX	V
NOMENCLATURE	VI
CHAPITRE 1 : INTRODUCTION	1
1.1. Introduction	1
1.2. Travaux portant sur les capteurs plans	1
1.3. Le présent travail	3
CHAPITRE 2 : GENERALITES	5
2.1. Généralités sur l'énergie solaire	5
2.1.1. Rappels d'astronomie	5
2.1.2. Formules liant position du soleil, latitude et angle horaire	6
2.1.3. Estimation pratique des flux directs, diffus et global	8
2.2. Généralités sur le capteur plan	10
2.2.3. Différents éléments d'un capteur plan	10
CHAPITRE 3 : MODELISATION MATHEMATIQUE	14
3.1. Objectifs et hypothèses	14
3.2. Bilan optique	15
3.2.1. Calcul du coefficient de transmission de la vitre (τ)	15
3.2.2. Produit transmissivité-absorptivité direct ($\tau\alpha$) _{dir}	18
3.3. Calcul de coefficient de pertes thermiques globale U_L	20
3.4. Bilan thermique des prototypes	24
3.4.1. Evolution du gradient de température dans l'absorbeur	24
3.4.2. Distribution de la température dans la direction de l'écoulement	30
3.4.3. Estimation des températures moyennes du fluide et de la plaque absorbante	32
3.4.4. Eclairement solaire seuil	33
3.4.5. Rendement du capteur	34
3.4.6. Géométrie des plaques pour le chauffage des liquides	35

3.5. Cuve de stockage	36
3.5.1. Bilan thermique de la cuve de stockage	37
3.6. Etude de la circulation de l'eau dans le système	39
3.6.1. Détermination de la force motrice	41
3.6.2. Calcul des pertes de charges	42
CHAPITRE 4 : EXPERIMENTATION	49
4.1. Description du banc d'essai	49
4.2. Caractéristiques techniques des trois chauffe-eau-solaires	49
4.3. Paramètres mesures et instruments de mesures	53
4.3.1. Mesure des températures	53
4.3.2. Mesure du débit massique	54
4.3.3. Mesure de l'éclairement global	55
4.4. Enregistrement des données	56
CHAPITRE 5 : RESULTATS ET INTERPRETATIONS	57
5.1. Introduction	57
5.2. Comparaison basée sur un même diamètre hydraulique	58
5.2.1. Comparaison des résultats théoriques	58
5.2.2. Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux	62
5.3. Etude comparative basée sur une même section du passage	66
5.3.1. Comparaisons des résultats théoriques	66
5.3.2. Validation des résultats théoriques	69
5.3.3. Influence des conditions climatiques	73
CHAPITRE 6 : CONCLUSION	89
REFERENCES	
ANNEXES	
Annexe A : Propriétés thermiques de l'eau	
Annexe B : Modèle analytique pour l'estimation de la force motrice (H_f)	
Annexe C : Processus de fabrication des capteurs	
Annexe D : Dimensions et configurations géométriques des différents capteurs	
Annexe E. : Les standards	

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : Coordonnées du soleil.	6
Figure 2.1 : Le soleil et la terre.	7
Figure 2.3 : Orientation et inclinaison d'un capteur solaire plan.	10
Figure 2.4 : Coupe transversale d'un capteur plan.	11
Figure 2.5 : Plaques absorbantes.	12
Figure 3.1 : Réflexion et réfraction du rayonnement incident.	16
Figure 3.2 : Réflexion et réfraction multiples dans la vitre.	17
Figure 3.3 : Absorption du rayonnement solaire par l'absorbeur.	19
Figure 3.4 : Schéma électrique analogique relatif à une section d'insolation.	23
Figure 3.5 : Distribution de la température dans la plaque d'absorption.	25
Figure 3.6 : Formes des plaques d'absorption et bilan d'énergie de l'élément.	26
Figure 3.7 : Schéma de la cuve de stockage.	37
Figure 3.8 : Schéma analogique électrique équivalent à une section de la cuve.	37
Figure 3.9 : Schéma représentant les différentes hauteurs de C.E. S.	40
Figure 3.10 : Variation de la masse volumique de l'eau dans les différentes positions du CES.	41
Figure 3.11 : Diamètre maximum adopter à la section de passage.	43
Figure 4.1 : Chauffe-eau solaire.	50
Figure 4.2 : Schéma de disposition des thermocouples.	54
Figure 4.3 : Implantation des thermocouples dans les deux systèmes.	54
Figure 4.4 : Visualisation de la circulation du fluide.	55
Figure 4.5 : Mesure du débit massique.	55
Figure 4.6 : a) Pyranomètre, b) solarimètre.	56
Figure 4.7 : Enregistreur.	56

Figure 5.1 : Variation de l'éclairement global et de seuil en fonction du temps pour le 30/09/1998.	75
Figure 5.2 : Variation du coefficient d'évacuation de la chaleur en fonction du temps le 30/09/1998.	75
Figure 5.3 : Variation de la température moyenne de la plaque d'absorption le 30/09/1998.	75
Figure 5.4 : Variation de la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur le 30/09/1998.	75
Figure 5.5 : Evolution de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 30/09/1998.	76
Figure 5.6 : Profil de la température de la plaque à $x = 0.57$ m le 30/09/1998.	76
Figure 5.7 : Variation de la température du fluide dans les capteurs dans la direction de l'écoulement le 30/09/1998.	76
Figure 5.8 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 30/09/1998.	76
Figure 5.9 : Variation du rendement instantané du capteur et de la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur le 30/09/1998.	77
Figure 5.10 : Variation de la température de la plaque entre deux passages adjacents entre (7 h 15 min et 16 45 min) application pour radiateur le 30/09/1998.	77
Figure 5.11 : Variation de la température du fluide dans la direction de l'écoulement application pour radiateur le 30/09/1998.	77
Figure 5.12 : Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 30/09/1998.	77
Figure 5.13 : Variation de la température du fluide à l'entrée le 30/09/1998.	78
Figure 5.14 : Variation de la température de sortie en fonction du temps le 30/09/1998.	78
Figure 5.15 : Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 30/09/1998	78
Figure 5.16 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 30/09/1998.	78
Figure 5.17 : Variation de la température de stockage pour des positions différentes forme convexe le 30/09/1998.	79
Figure 5.18 : Variation de la température locale de stockage pour des différentes positions forme concave le 30/09/199.	79
Figure 5.19 : Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions forme convexe le 30/09/1998.	79
Figure 5.20 : Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions forme concave le 30/09/1998.	79

Figure 5.21 :Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée (03/10/1998)	80
Figure 5.22 :Variation de la température du fluide à l'entrée le 03/10/1998.	80
Figure 5.23 :Variation de la température de sortie en fonction du temps le 03/10/1998.	80
Figure 5.24 :Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 03/10/1998.	80
Figure 5.25 :Evolution du débit massique en fonction du temps pour le 03/10/1998.	81
Figure 5.26 :Variation de l'éclairement global sur un plan incliné en fonction du temps le 17/11/1997.	81
Figure 5.27 :Variation du débit massique en fonction du temps le 17/11/1997.	81
Figure 5.28 :Variation de la température moyenne du fluide dans la cuve de stockage en fonction du temps le 17/11/1997.	81
Figure 5.29 :Variation de la température du fluide à la sortie en fonction du temps le 17/11/1997.	81
Figure 5.30 :Evolution de l'éclairement global et de seuil en fonction du temps pour le 17/10/1998.	82
Figure 5.31 :Variation du coefficient d'évacuation de la chaleur en fonction du temps le 17/10/1998.	82
Figure 5.32 :Variation de la température moyenne de la plaque d'absorption le 17/10/1998.	82
Figure 5.33 :Variation de la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur le 17/10/1998.	82
Figure 5.34 :Evolution de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 17/10/1998.	83
Figure 5.35 :Profil de la température de la plaque à $x = 0.57$ m le 17/10/1998.	83
Figure 5.36 :Variation de la température du fluide dans les capteurs dans la direction de l'écoulement le 17/10/1998.	83
Figure 5.37 :Evolution du débit massique en fonction du temps le 17/10/1998.	83
Figure 5.38 :Variation du rendement instantané du capteur le 17/10/1998.	84
Figure 5.39 :Variation de la température de la plaque entre deux passages adjacents entre (7 h 30 min et 16 h 30 min) application pour radiateur le 17/10/1998.	84
Figure 5.40 :Variation de la température du fluide dans la direction de l'écoulement application pour radiateur le 17/10/1998.	84
Figure 5.41 :Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 17/10/1998.	84
Figure 5.42 :Variation de la température du fluide à l'entrée pour le 17/10/1998.	85

Figure 5.43 :Variation de la température de sortie en fonction du temps le 17/10/1998.	85
Figure 5.44 :Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 17/10/1998.	85
Figure 5.45 :Evolution du débit massique en fonction du temps pour le 17/10/1998.	85
Figure 5.46 :Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions forme convexe le 17/10/1998.	86
Figure 5.47 :Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions forme concave le 17/10/1998.	86
Figure 5.48 :Variation de la température ambiante le 28/10/1998.	86
Figure 5.49 :Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 28/10/1998.	86
Figure 5.50 :Variation de la température du fluide à l'entrée pour le 28/10/1998.	87
Figure 5.51 :Variation de la température de sortie en fonction du temps le 28/10/1998.	87
Figure 5.52 :Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 28/10/1998.	87
Figure 5.53 :Evolution du débit massique en fonction du temps le 28/10/1998.	87
Figure 5.54 :Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 03/11/1998.	88
Figure 5.55 :Variation de la température du fluide à l'entrée pour le 03/11/1998.	88
Figure 5.56 :Variation de la température de sortie en fonction du temps le 03/11/1998.	88
Figure 5.57 :Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 03/11/1998.	88
Figure 5.58 :Evolution du débit massique en fonction du temps pour le 03/11/1998.	88

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Coefficients de troubles.	9
Tableau 2.2 : Caractéristiques optiques et thermiques du verre blanc.	11
Tableau 2.3 : Gamme d'isolants utilisés dans les capteurs.	13
Tableau 3.1 : Coefficient de perte, efficacité et F_c pour différentes géométries de plaque.	36
Tableau 4.1 : Caractéristiques techniques du (3) capteurs.	50
Tableau 4.2 : Caractéristiques techniques de la cuve.	52
Tableau 4.3 : Hauteurs dans le système (C.E.S) et longueurs des tubes reliant le capteur à la cuve.	52
Tableau 4.4 : Paramètres mesures et instruments de mesures.	53
Tableau 5.1 : Rendement journalier le 30/09/1998	62
Tableau 5.2 : Rendements moyens des deux systèmes. le 30/09/1998.	64
Tableau 5.3 : Rendements moyens des deux systèmes. le 03/10/1998.	65
Tableau 5.4 : Rendement journalier le 17/10/1999.	69
Tableau 5.5 : Rendements moyens des deux systèmes. le 17/10/1998.	71
Tableau 5.6 : Rendements moyens des deux systèmes. le 28/10/1998.	72

NOMENCLATURE

Symboles	Désignations	Unités
a	coefficient de trouble.	
Ac	surface du capteur.	m ²
Alb	albédo du sol.	
A _{lat}	surface latérale de l'isolant.	m ²
a _{cv}	largeur extérieure de la cuve.	m
(AU) _s	coefficient de pertes thermiques globale de la cuve.	W/°C
b	coefficient de trouble.	
b _{cv}	largeur intérieure de la cuve.	m
C _b	conductance de la bande de soudure.	W/m°C
C _p	chaleur spécifique de l'eau.	J/kg°C
D	diamètre.	m
e	Epaisseur.	m
E _t	correction de l'équation du temps.	min
f	facteur de correction terre-soleil.	
Fc	efficacité d'échange de l'absorbeur.	
Fr	facteur d'évacuation de la chaleur (conductance).	
g	accélération de la pesanteur.	m/s ²
G	rayonnement global reçu par une surface.	W/m ²
Gr	nombre de Grashof.	
H	hauteur angulaire du soleil.	degré
H _{1,...,6}	hauteurs des différents éléments du système.	m
h	coefficient d'échange de chaleur par convection.	W/m ² °C
Ht	force motrice générée par le capteur.	m
ΔH _{lin}	pertes de charges linéaire.	m
ΔH _{sing}	pertes de charges singulières.	m
I	rayonnement direct reçu par une surface.	W/m ²
Id	rayonnement direct reçu par une surface.	W/m ²
I _{seuil}	éclairage solaire seuil.	W/m ²
Jn	nombre de jour à partir du premier janvier.	
K	conductivité thermique.	W/m°C
K _x	coefficient d'extinction du verre.	
L	longueur.	m
L _g	longitude du lieu.	degré
L _s	méridien standard de la zone (longitude standard).	degré
m	débit massique.	kg/s
M	débit surfacique.	kg/sm ²
n ₁	indice de réfraction dans le milieu incident.	
n ₂	indice de réfraction dans le milieu réfractant.	
N _v	nombre de vitres dans le capteur.	
n _p	nombre de passages parallèles dans le capteur.	

τ	coefficient de transmission de la vitre.	
$(\tau\alpha)_{dir}$	coefficient de transmisivité-absorptivité direct.	
$(\tau\alpha)_{ciel}$	coefficient de transmisivité-absorptivité diffus par le ciel.	
$(\tau\alpha)_{sol}$	coefficient de transmisivité-absorptivité diffus par le sol.	
$(\tau\alpha)_{eff}$	produit effective transmissivité absorptivité.	
ν	viscosité cinématique du fluide.	m ² /s
η_{ail}	efficacité de l'ailette.	%
η_i	rendement instantané du capteur.	%
η_j	rendement journalier du capteur.	%
η_{C-e-s}	rendement du chauffe-eau solaire.	%
$\xi_p, \xi_c, \xi_{cl}, \xi_e$	coefficients de pertes de charges singulières pour la section de passage, les coudes, les contractions brusques et les élargissements brusques.	%

Indices

a	Incidence.
ac	acier.
av	l'avant du capteur.
ar	l'arrière du capteur.
b	base de l'ailette.
cc	cuve-capteur.
cv	cuve.
e	extérieur.
f	fluide.
fc	fond du capteur.
fe	fluide à l'entrée.
fs	fluide à la sortie.
h	hydraulique, horizontal.
i	intérieur.
is	isolant du capteur.
isc	isolant de la cuve.
L	globale.
Lr	soutirage.
lat	latérale.
m	moyenne.
max	maximum.
min	minimum.
n	normale.
p	plaque, passage.
pc	pertes dans le capteur.
r	direction radiale.
s	stockage, sol.
t	tube, tôle, inclinée, totale.
v	vent.
y	direction longitudinale.
α	absorption.
ρ	réflexion.
1,2	position d'entée et de sortie dans le capteur.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1. INTRODUCTION :

La fin de ce vingtième siècle marque une étape décisive dans l'orientation de la recherche énergétique mondiale et les progrès tangibles réalisés récemment dans les domaines de l'économie de l'énergie, démontrent tout l'intérêt accordé à la maîtrise de l'énergie, d'origine fossile ou fissile dont l'exploitation des réserves, malheureusement limitées doit être la plus rationnelle possible pour préparer l'avenir énergétique. L'énergie solaire paraît, être une alternative très prometteuse, plus particulièrement pour l'Algérie où l'ensoleillement est l'un des plus élevés du globe.

Le présent travail consiste en l'étude théorique et expérimentale du dispositif qui permet d'effectuer la conversion du rayonnement solaire en énergie calorifique, communément appelé le capteur plan. Il faut en effet signaler que l'amélioration des performances des capteurs plans fait l'objet de recherches continues afin d'arriver à des modèles de plus en plus performants.

1.2. TRAVAUX PORTANT SUR LES CAPTEURS PLANS :

Parmi les travaux scientifiques portant sur les capteurs plans, nous citons le travail de Close [1], qui a comparé les résultats théoriques et expérimentaux du point de vue des températures d'entrée et de sortie dont l'écart est de 10 °C dans le cas d'une circulation naturelle.

S.A. Klein, J.A. Duffie, W.A. Beckman [2] ont étudié les effets de la capacité thermique dans la modélisation des performances d'un capteur solaire plan qui sont souvent

négligés pour simplifier les calculs. Mais le capteur solaire étant exposé à des conditions climatiques variables dans le temps, les effets de capacité thermique peuvent être significatifs. Pour étudier ces effets, trois modèles différents ont été étudiés. Le premier, modèle, quasi-stationnaire, simule les performances d'un capteur de zéro capacité. Le deuxième modèle tient compte d'une seule valeur de capacité thermique en supposant le capteur comme une unité. Le troisième modèle divise le capteur en plusieurs segments isothermes, ou nœuds. Pour les trois modèles, le coefficient de transfert de chaleur est calculé en fonction des conditions de fonctionnement. Les résultats montrent que quand les données météorologiques horaires sont utilisées, le modèle à zéro capacité est adéquat.

K.S.Ong [3] a perfectionné un modèle théorique pour prévoir les performances thermiques du système à circulation naturelle (thermosiphon). Le modèle considère que le système complet peut être divisé en un nombre fini de sections, chacune d'elles ayant une température uniforme. Le bilan d'énergie pour chaque section est écrit en différences finies pour évaluer la température moyenne de la section. Le débit massique a été évalué à partir de la distribution de température du système complet.

Charles C. Smith et al [4] ont présenté une méthode de détermination des paramètres intervenant dans le rendement dans la formule de Hottel-Whillier-Bliss. La méthode d'essai nécessite le calcul de F_r à partir d'un essai dans lequel le terme des pertes thermiques est égal à zéro. Cette méthode a été appliquée aux capteurs utilisés dans la maison solaire de l'université d'état du Colorado. La méthode peut être utilisée pour évaluer expérimentalement le comportement d'un capteur ou pour en optimiser la conception.

En 1978 [5], A. Shitzer et al ont présenté les résultats expérimentaux d'un chauffe-eau-solaire à circulation naturelle dont le rendement journalier est évalué à 35.3 %.

Warren F. Phillips [6] a présenté une forme de solution qui prédit les performances d'un capteur solaire et inclus les effets de conduction axiale dans l'absorbeur.

Peter J. Lunde [7] a développé une nouvelle expression pour le facteur de transfert de chaleur basée sur la température d'entrée, de sortie et la température moyenne du fluide dans le capteur pour l'utiliser dans l'équation de Hottel-Whillier.

B.J. Huang et C.T. Hsieh [8] ont présenté une méthode de simulation d'un capteur solaire à circulation naturelle.

Le travail de M.R. Zugari et J.J Vullierme [9] a été consacré à l'amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire par l'utilisation d'une structure à lamelles. Ils ont cherché à diminuer les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre en y interposant des lamelles en verre. Celles-ci sont inclinées pour former un angle aigu qui gêne le mouvement de l'air.

G.M. Abdull aziz et M.A. Mukbel [10] ont étudié un chauffe-eau solaire à circulation naturelle. Le système a été testé dans les conditions climatiques de la ville d'Aden. Les performances caractérisant le système avec et sans puisage sont expérimentalement déterminés et comparés avec les résultats théoriques. Les résultats sont assez satisfaisants. Le rendement maximum a atteint 79%, avec une température de stockage de 60 °C.

R.R.Avezov, N.A. Kakharov et K.B. Khodzhiev [11] ont présenté le calcul de la diminution de la température dans un absorbeur démontable plaque-tube d'un capteur solaire plan.

A.K. Singh et G.N. Tiwari [12] ont développé une expression analytique pour le facteur d'efficacité, basé sur un bilan d'énergie de N cuves de stockage compacte. Les effets de plusieurs caractéristiques du chauffe-eau, notamment le facteur d'efficacité de l'ailette, l'espace entre réservoirs, l'épaisseur de l'absorbeur, l'espace entre la vitre et l'absorbeur, la température de fonctionnement et d'autres sur le facteur d'efficacité du capteur ont été étudiés. Le facteur d'efficacité du capteur dépend considérablement du nombre de réservoirs dans le chauffe-eau.

1.3. LE PRESENT TRAVAIL :

Les tendances actuelles dans la recherche sont la réalisation de capteur solaires plans à haute performance et à faible coût pour les besoins domestiques. Dans ce cadre, l'étude proposée dans ce document est la détermination des performances théoriques et expérimentales de trois capteurs solaires plans. Deux capteurs ont une plaque d'absorption de forme concave, le troisième de forme convexe.

Il s'agit principalement d'étudier l'effet de la forme de la plaque d'absorption dans le cas d'un contact direct avec le fluide caloporteur, l'eau dans notre cas. Le passage de l'eau à travers cette plaque se fera dans des espaces aménagés dans celle-ci par formage (emboutissage), cette plaque étant elle-même soudée à une plaque plane formant le dos de l'ensemble.

Le présent travail se devise en cinq chapitres. D'abord nous avons donné des généralités sur l'énergie solaire et les capteurs plans, en particulier leurs descriptions et leurs composants. Pour étudier le comportement thermique des prototypes proposés, nous avons établi un modèle mathématique général simulant le comportement thermique des principales parties composant le capteur solaire plan. Un programme de calcul en langage fortran est élaboré afin de calculer et comparer les performances thermiques de quatre capteurs plans dont la plaque d'absorption est de forme différente, est qui sont : convexe, concave, roll-bond et radiateur. L'exécution du programme de calcul nécessite seulement deux paramètres mesurés qui sont, la température ambiante minimale, maximale et la vitesse du vent. Nous avons réalisé au niveau de l'institut de mécanique de Blida trois capteurs solaires plans à contact direct eau-plaque d'absorption (configuration concave et convexe) sur lesquelles nous avons effectué des tests pour déterminer leurs performances et les comparer sur la base de certains paramètres géométriques avec les résultats théoriques.

Deux comparaisons entre les résultats pratiques et théoriques ont été faites. La première concerne les capteurs dont le diamètre hydraulique du passage de fluide caloporteur est le même. La seconde partie concerne les capteurs dont la section de passage du fluide est la même.

CHAPITRE 2

GENERALITES

2.1. GENERALITES SUR L'ENERGIE SOLAIRE :

Nous nous proposons ici de présenter le calcul des flux solaires instantanés (direct, diffus et global) en un lieu quelconque et à un instant quelconque de la journée ou de l'année. Ce calcul nécessite d'abord la connaissance des mouvements relatifs de la terre et du soleil, c'est pour quoi nous ferons quelques rappels élémentaires d'astronomie.

2.1.1 Rappels d'astronomie :

– Mouvement de la terre :

La terre peut, en première approximation, être assimilée à un ellipsoïde de révolution rigide faiblement aplatie aux pôles. On peut décomposer ses mouvements en deux composantes principales, un mouvement de rotation et un mouvement de translation. Le mouvement de rotation s'effectue autour d'un axe mobile à la fois par rapport à un repère extérieur au système et par rapport à la terre elle-même : précession, nutation et mouvement des pôles. Nous négligerons ces trois mouvements (très faible à l'échelle de l'année) [13] et supposerons que la direction de l'axe de rotation est fixe. La période de rotation de la terre autour de cet axe définit la durée du jour.

Le mouvement de translation de la terre suit les lois classiques de la mécanique céleste (Kepler). Le centre de gravité de l'ensemble terre-lune décrit ainsi une ellipse dont le soleil

est un foyer et la vitesse le long de cette trajectoire suit la loi des aires (angle balayé inversement proportionnel au carré de la distance au soleil).

Il résulte aussi de ce qui précède que, en première approximation, le plan de l'équateur terrestre garde toujours la même direction : il est incliné de 23.45° sur le plan de l'écliptique.

2.1.2 Formules liant position du soleil, latitude et angle horaire :

On peut, à partir des lois régissant les mouvements apparents du soleil par rapport à l'observateur terrestre, calculer les coordonnées du soleil en tout point de la terre et à tout instant (Voir figure 2.1).

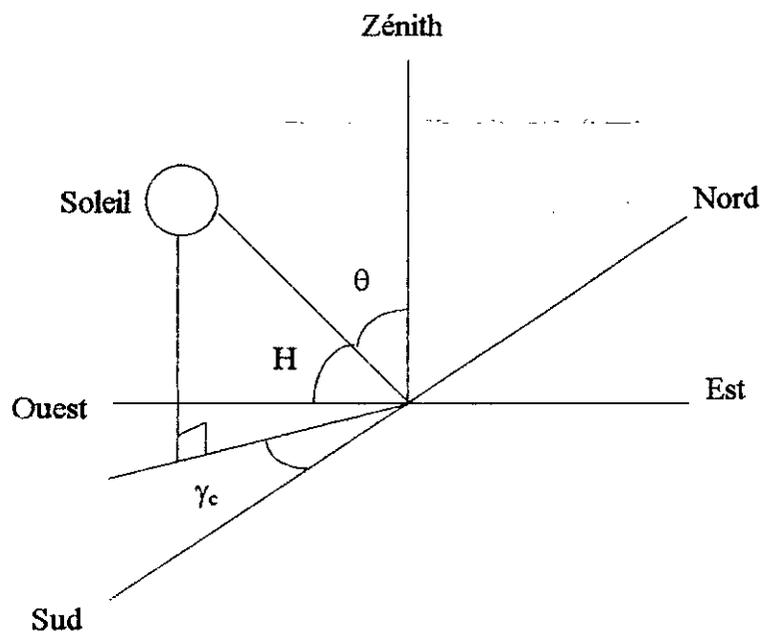


Figure. 2.1: Coordonnées du soleil

- **Angle azimutal** : C'est l'angle compris entre l'axe du sud et la projection du rayon solaire sur le plan horizontal.
- **Angle de zénith** θ : C'est l'angle compris entre le rayon solaire et le zénith.

Le zénith est défini comme étant la verticale locale d'un lieu, θ est donnée par l'expression [13] :

$$\cos(\theta) = \cos(\phi)\cos(\omega)\cos(\delta) + \sin(\phi)\sin(\delta) \quad (2.1)$$

Avec :

ϕ : latitude du lieu

δ : déclinaison du soleil

ω : angle horaire

- Angle horaire ω : correspond au déplacement angulaire du soleil vers l'Est ou vers l'Ouest du plan méridien local. Il est défini par le zénith et l'axe de rotation de la terre.

ω est donné par l'expression suivante [13] :

$$\omega = 15(T_{sv} - 12) \quad (2.2)$$

T_{sv} : temps solaire vrai

$$T_{sv} = T_u + 4(L_s - L_g) + E_t \quad (2.3)$$

T_u : temps universel standard

L_s : méridien standard du lieu en degré

L_g : méridien local du lieu (longitude) en degré

E_t : c'est la correction de l'équation de temps donné par [13].

$$E_t = 9.87 \sin(2 jD) - 7.53 \cos(jD) - 1.5 \sin(jD) \quad (2.4)$$

$$jD = (j_n - 81) (360/365)$$

j_n : nombre de jours à partir du premier janvier

- La déclinaison du soleil : angle de la direction du soleil avec le plan de l'équateur, varie elle-même de 23.45° (instant du solstice d'été) à -23.45° (instant de solstice d'hiver). Les équinoxes correspondent à une déclinaison du soleil nulle (figure 2.2) [13].

$$\delta = 23.45 \sin(jD) \quad (2.5)$$

- La latitude Φ : correspond à l'angle que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu et le plan équatorial. Elle varie entre -90° et $+90^\circ$ positif vers le Nord.

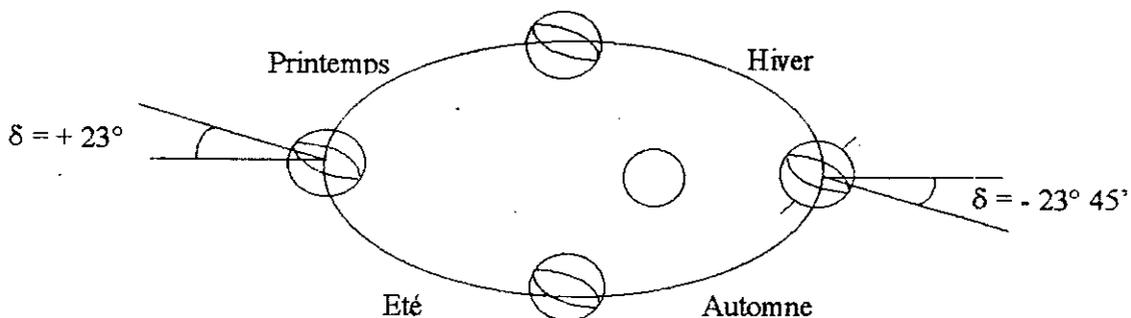


Figure 2.2: Le soleil et la terre

2.1.3. Estimation pratique des flux direct, diffus et global :

– La constante solaire I_{SC} :

La constante solaire représente l'énergie reçue par une surface extraterrestre, est prise égale à 1367 W/m^2 , cependant on peut introduire un facteur de correction pour tenir compte de la distance variable terre-soleil par la formule suivante [14].

$$f = 1 + 0.034 \cos [360/365 (jn-5)] \quad (2.6)$$

Nous nous proposons d'évaluer à partir des considérations précédentes l'éclairement solaire sur une surface inclinée.

– Rayonnement direct I_t :

C'est la densité de flux apporté par les rayonnements issus directement du soleil sans aucun intermédiaire. Il est donné par [13].

$$I_t = I \cos(\psi) = I_h \frac{\cos(\psi)}{\cos(h)} = I_h R_b \quad (2.7)$$

Avec :

ψ : l'angle d'incidence du rayon solaire sur la paroi. Pour une paroi face sud ψ est donnée par l'expression suivante :

$$\cos(\psi) = \sin(\phi - \beta) \sin(\delta) + \cos(\phi - \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (2.8)$$

β : angle d'inclinaison du capteur

I_h : rayonnement direct reçu par une surface horizontale.

I : flux direct perpendiculaire aux rayons solaires, donné par [13] :

$$I = I_{SC} f a \exp\left(\frac{-b}{\sin(h)}\right) \quad (2.9)$$

R_b : facteur d'inclinaison qui permet de passer du rayonnement direct sur une surface horizontale à une surface inclinée.

Les coefficients a et b (coefficients de trouble) que nous introduisons ici prennent en compte tous les phénomènes observés. Leurs valeurs dépendent de la clarté du ciel aux jours et lieux considérés. Les recommandations de Ch. Perrine [13] correspondent aux valeurs suivantes :

Tableau 2.1 : Coefficients de trouble

Coefficients de trouble	Ciel très pur	Conditions normales	Zone industrielle
a	0.87	0.88	0.91
b	0.17	0.26	0.43

- Flux diffus reçu par une surface inclinée I_{dt} :

Pour la surface d'un capteur inclinée d'un angle β par rapport au plan horizontal, le rayonnement diffus reçu est constitué en partie par ce qui est émis par la voûte céleste et en partie par le flux solaire total réfléchi par le sol.

- Le rayonnement diffus reçu par une surface horizontale est donné par la relation suivante[13] :

$$I_d = I_{sc} f \sin(h) \left[0.271 - 0.2939 A \exp\left(\frac{-b}{\sin(h)}\right) \right] \quad (2.10)$$

- Le rayonnement diffusé par le ciel arrivant sur une surface inclinée s'écrit :

$$I_{dt} = I_d R_c \quad (2.11)$$

$$R_c = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \quad (2.12)$$

R_c : rapport entre le rayonnement diffus reçu par une surface inclinée à celui reçu par une surface horizontale.

- Le rayonnement réfléchi par le sol vers une surface inclinée est :

$$I_{ds} = (I_d + I \sin(h)) \alpha_b R_s \quad (2.13)$$

$$R_s = \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (2.14)$$

absorptivité. Au-dessous de celle-ci des tubes parallèles sont placés dans des logements appropriés, servant à la circulation d'un fluide caloporteur. Pour réduire les pertes thermiques dans le capteur, le fond et les parois latérales sont protégés par un isolant. Le boîtier est fermé au-dessus par une ou plusieurs plaques transparentes, généralement en verre (figure, 2.4).

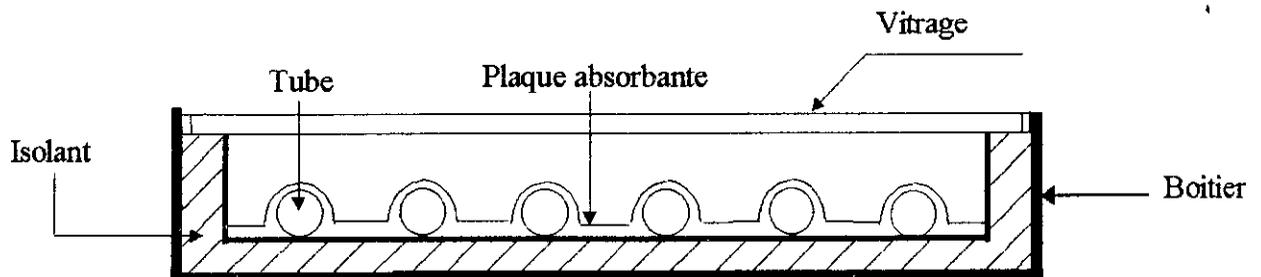


Figure 2.4 : Coupe-transversale d'un capteur plan.

– **Couverture transparente :**

On utilise la couverture transparente devant l'absorbeur pour plusieurs raisons :

-**Isolation :** La vitre limite les pertes par convection avec l'air ambiant. L'espace optimal qu'il faut laisser entre la vitre et l'absorbeur est compris entre 25 à 40 mm[15].

-**Effet de serre :** La couverture transparente doit réaliser l'effet de serre, c'est-à-dire quelle doit laisser passer le rayonnement solaire et récupérer le plus possible le rayonnement émis par l'absorbeur. Le tableau 2.2 donne les caractéristiques du verre blanc[16].

Tableau 2.2 : Caractéristiques optiques et thermiques du verre blanc

Matériau	Indice de réfraction	Epaisseur	Transmission	Ondes courtes	Ondes longues
Verre blanc	1.518	3 à 4	0.840	0.020	1.639

– **Plaque absorbante :**

Le rôle de la plaque absorbante est de capter le maximum d'énergie pour la restituer ensuite au fluide caloporteur. Elle est réalisée généralement en métal noirci d'une couche de peinture mince afin d'augmenter son absorptivité. L'absorbeur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- * Un bon coefficient d'absorption.
- * Une bonne conductivité thermique.

* Une bonne résistance à la corrosion.

Les matériaux généralement utilisés pour les absorbeurs sont : l'acier, l'aluminium et le cuivre. Il existe plusieurs types de plaques absorbantes, entre autre :

-**Plaque à tubes soudés** : C'est une plaque généralement en aluminium sous laquelle des tubes en cuivre sont soudés directement (figure, 2.5.a) ou dans des logements appropriés (figure, 2.5.b).

-**Plaque roll-bond** : Elle est constituée de deux tôles en aluminium collées l'une à l'autre par laminage à chaud (figure 2.5.c).

-**Plaque à tôles parallèles** : elle est réalisée avec deux tôles espacées entre elles de 2 à 4 cm. Cet espace sert à la circulation du fluide caloporteur (figure 2.5.d).

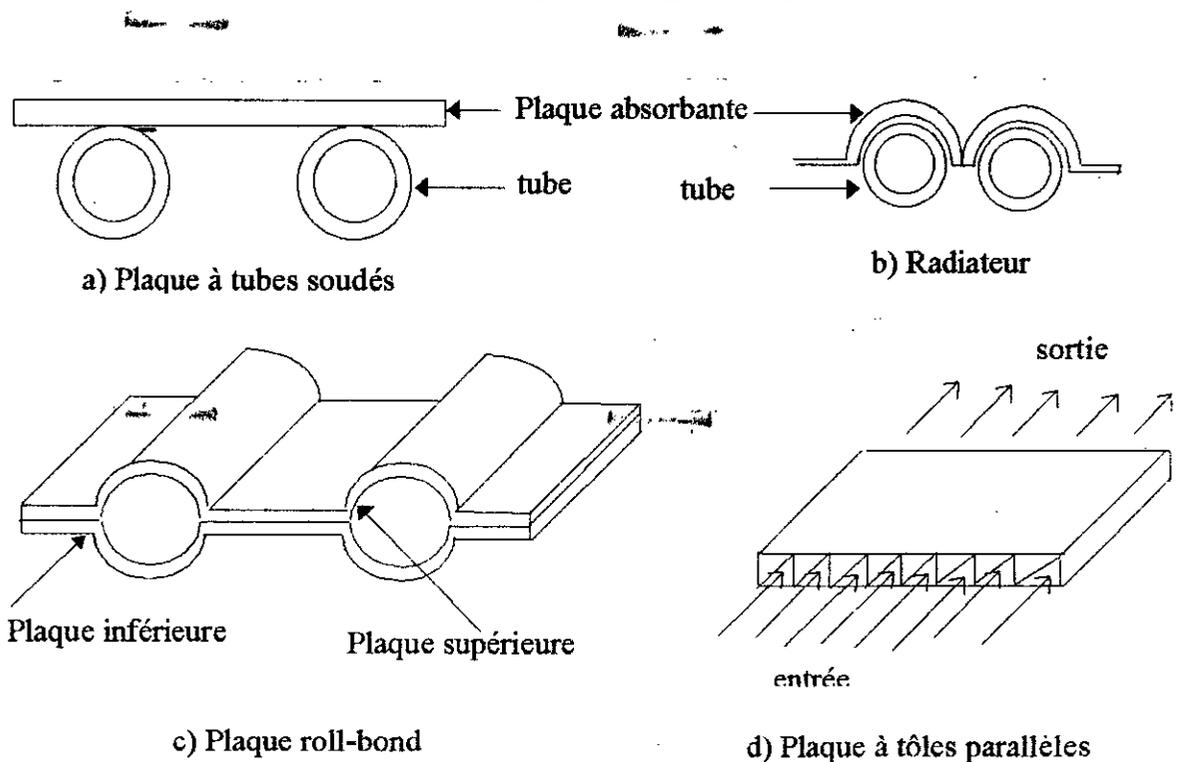


Figure 2.5 : Plaques absorbantes

- **Isolant thermique** : Afin de limiter les pertes thermiques par conduction à travers les faces postérieures et latérales du capteur, la plaque absorbante et le radiateur doivent être isolés thermiquement à l'aide de matériaux caractérisés par un faible coefficient de conductivité thermique. L'isolation est généralement constituée de 4 à 10 cm de laine de verre ou des mousses expansées (polyuréthane, polystyrène).

Tableau 2.3 : Gamme d'isolants utilisés dans les capteurs

Isolant	Conductivité thermique (W/m °C)	Température maximale (°C)
Laine de verre	0.041	150
Laine de roche	0.05	150
Polyuréthane	0.027	110
Polystyrène	0.039	85
Liège expansé	0.042	110

- Le coffre : appelé aussi le box. Il constitue l'enveloppe arrière et latérale du collecteur. Ses fonctions sont multiples. Il assure l'étanchéité, la protection mécanique, la fixation et la cohésion de l'ensemble.

Le box est généralement conçu en acier galvanisé ou en plastique.

CHAPITRE 3

MODELISATION MATHEMATIQUE

3.1. OBJECTIF ET HYPOTHESES :

L'évaluation des performances d'un capteur solaire plan nécessite une analyse thermique de l'absorbeur dont la modélisation détaillée est généralement très compliquée. Une simplification est possible si on fait certain hypothèses.

La modélisation du capteur nécessite un bilan thermique de celui ci. Ceci nécessite toutes les énergies entrantes et sortantes (apportées et évacuées). L'énergie apportée par les rayonnements solaire nécessite un bilan optique. La chaleur dégagée au niveau de la surface noire de l'absorbeur est évacuée en partie par conduction, le reste étant dissipé par rayonnement et par convection. Le flux thermique de conduction est transmis à la masse du fluide caloporteur.

Pour l'écoulement qui se fait par convection naturelle, il est nécessaire d'évaluer les pertes de charges et la force motrice générée par la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur.

Dans notre présent travail les hypothèses suivantes ont été faites :

- Régime d'écoulement est considéré quasi-stationnaire. (c.a.d. que le régime est considéré stationnaire pour chaque un intervalle de temps de 15 minutes.).
- La couverture est nette de toute poussière ou autre saleté.
- La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- La température du ciel est uniforme.
- La voûte céleste est assimilée à un corps noir pour les radiations à grandes longueurs d'onde.
- Les caractéristiques des matériaux sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques.

- L'effet d'ombre est négligé.
- L'évolution de la température suivant z est négligeable car la plaque est très mince.
- Le gradient de température autour du passage est négligé.
- Entre chaque deux segments (passages), le gradient de température suivant la direction x est négligeable devant celui de la direction y : $\left(\frac{\partial T}{\partial x} \lll \frac{\partial T}{\partial y}\right)$
- La température du vitrage est considérée uniforme.
- La température est maximale entre deux passages adjacents.
- La construction du capteur est uniforme.
- Le régime est établi.
- L'effet de la capacité thermique des matériaux est négligeable.
- La vitesse d'écoulement et la distribution de la température du fluide sont unidimensionnelles.
- Les propriétés thermiques du fluide dépendent de la température (voire Annexe A).

3.2. BILAN OPTIQUE :

Pour évaluer l'énergie absorbée au niveau du capteur, nous allons rappeler brièvement quelques notions fondamentales d'optique.

Un corps soumis à un rayonnement peut l'absorber, le réfléchir ou le laisser traverser. On caractérise le comportement de chaque corps vis-à-vis du rayonnement par trois coefficients, qui sont :

- La réflectivité (ρ)
- L'absorptivité (α)
- La transmissivité (τ)

3.2. 1. Calcul du coefficient de transmission de la vitre τ :

Pour calculer ce coefficient, il faut tenir compte des pertes optique par réflexion et absorption des radiations solaires au niveau de la vitre. Il en résulte deux coefficients de transmission, l'un dû à la réflexion des rayonnements et l'autre à l'absorption.

La transmissivité totale de la vitre sera égale au produit de ces deux coefficients.

– Réflexion des radiations :

Soit n_1, n_2 les indices de réfractifs de deux milieux. Un rayon frappant l'interface avec un angle d'incidence ψ sera partiellement réfracté. Les angles d'incidences et de réfraction sont liés par la loi de Descartes [14] (voir figure 3.1).

$$n_1 \sin(\psi) = n_2 \sin(\theta_r) \quad (3.1)$$

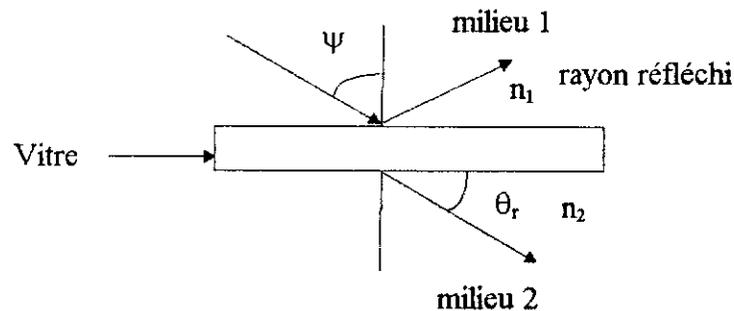


Figure 3.1 : Réflexion et réfraction du rayonnement incident

La réflectivité monochromatique directionnelle hémisphérique $\rho(\psi)$ est donnée par les formules de Fresnel [14] soit :

a) pour une onde polarisée parallèlement au plan d'incidence :

$$\rho_{\parallel}(\psi) = \frac{\tan^2(\psi - \theta_r)}{\tan^2(\psi + \theta_r)} \quad (3.2)$$

b) pour une onde polarisée perpendiculairement au plan d'incidence :

$$\rho_{\perp}(\psi) = \frac{\sin^2(\psi - \theta_r)}{\sin^2(\psi + \theta_r)} \quad (3.3)$$

Lorsque l'onde d'incidence est non polarisée, la réflectivité est :

$$\rho(\psi) = \frac{1}{2} [\rho_{\parallel}(\psi) + \rho_{\perp}(\psi)] \quad (3.4)$$

– Coefficient de transmission dû à la réflexion des rayonnements :

On suppose qu'au niveau de la vitre, l'absorption est nulle et que la vitre est suffisamment froide pour que son émissivité puisse être négligée, mais il faut tenir compte de réflexions multiples au niveau des deux surfaces inférieure et supérieure de la vitre[14].

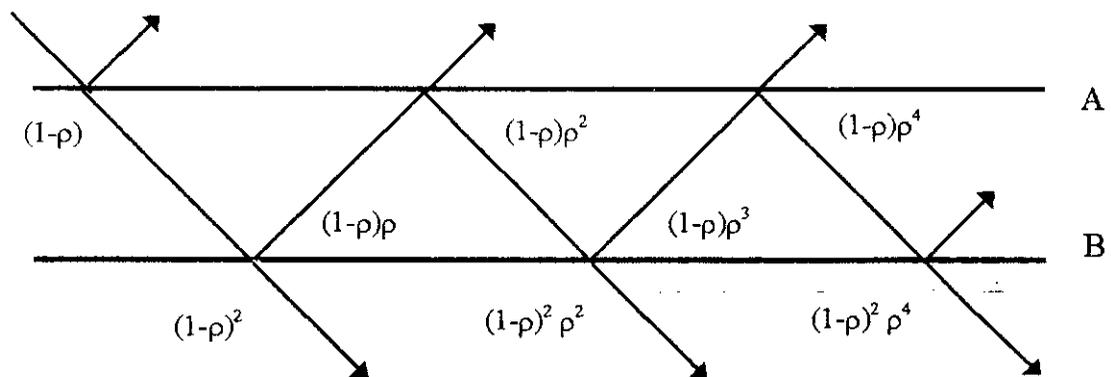


Figure 3.2: Réflexion et réfraction multiples dans la vitre

– Au niveau A :

Le rayon lumineux arrive avec une unité, une partie ρ sera réfléchi et l'autre $(1-\rho)$ sera transmise.

– Au niveau B :

Le rayon arrive avec $(1-\rho)$, la partie réfléchi sera $[\rho(1-\rho)]$, la partie transmise sera $[(1-\rho)^2]$. Cette série de multiples réflexions peut s'écrire pour les deux composantes parallèle et perpendiculaire de la façon suivante :

$$\tau_{\parallel} = (1 - \rho_{\parallel})^2 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_{\parallel}^{2n}) = \frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + \rho_{\parallel}} \quad (3.5)$$

$$\tau_{\perp} = (1 - \rho_{\perp})^2 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_{\perp}^{2n}) = \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \quad (3.6)$$

La transmissivité de la vitre, en tenant compte seulement de la réflexion au niveau des deux interfaces, est la moyenne arithmétique des transmissivités dues aux deux composantes τ_{\perp} et τ_{\parallel} , soit :

$$\tau_p = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + \rho_{\parallel}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \right] \quad (3.7)$$

– Coefficient de transmission dû à l'absorption des rayonnements τ_{α} :

L'absorption du rayonnement par la surface du verre est exprimée par la loi de Bouguer's [14] :

$$\tau_{\alpha} = \exp\left(\frac{-K_x e}{\cos(\theta_r)}\right) \quad (3.8)$$

avec:

K_x : coefficient d'extinction supposé constant dans le spectre solaire.

e : épaisseur de la vitre.

Le coefficient de transmission de la vitre est donné alors par :

$$\tau = \tau_p \tau_{\alpha} \quad (3.9)$$

$$\tau = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} + \frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + \rho_{\parallel}} \right] \exp\left[\frac{-K_x e}{\cos(\theta_r)}\right]$$

3.2.2. Produit transmissivité-absorptivité direct $(\tau\alpha)_{dir}$:

Pour calculer ce produit, il faut tenir compte des réflexions multiples qui se produisent entre l'absorbeur et la vitre.

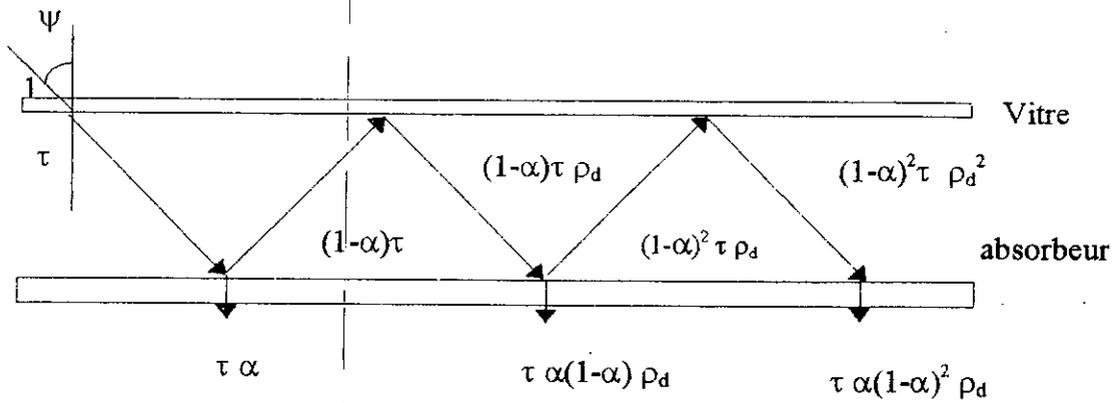


Figure 3.3: Absorption du rayonnement solaire par l'absorbeur

Pour un flux direct (I) incident sur la surface du capteur, (τI) sera transmis et arrive à la surface de l'absorbeur où $(\alpha \tau I)$ sera absorbé et $(1-\alpha) \tau I$ sera réfléchi. Le flux réfléchi sera à son tour partiellement réfléchi par le vitrage, mais il faut noter à ce point que le flux réfléchi par l'absorbeur est un flux diffus, la portion qui sera réfléchi par le vitrage sera $(1-\alpha) \tau \rho_d I$ où ρ_d est la réflectivité hémisphérique moyenne du vitrage, elle sera calculée par l'intégration de $\rho(\psi)$.

$$\rho_d = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \rho(\psi) \sin^2 \psi \, d\psi \tag{3.10}$$

En pratique ρ_d est souvent prise comme étant égale à $\rho(60^\circ)$. Le produit $(\tau \alpha)_{dir}$ sera calculé par l'équation suivante :

$$(\tau \alpha)_{dir} = \tau \alpha \sum_{n=0}^{n=\infty} [(1-\alpha)^n \rho_d^n] = \frac{\tau \alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_d} \tag{3.11}$$

ou α est le coefficient d'absorption de la plaque, donné par l'expression suivante[17] :

$$\alpha = \alpha_n (\cos(\psi))^{0.25} \tag{3.12}$$

avec:

α_n : coefficient d'absorption à une incidence normale 90° .

ρ_d : coefficient de réflexion diffus, il est donné pour une incidence de 60°

$$\rho(60^\circ) = \tau_\alpha(60^\circ) - \tau(60^\circ) \quad (3.13)$$

Dans le calcul du produit effectif transmissivité- absorptivité $(\tau \alpha)_{\text{eff}}$ nous considérons que celui-ci dépend de $(\tau \alpha)$ relatif au rayonnement direct, $(\tau \alpha)$ relatif au rayonnement diffus par le ciel et $(\tau \alpha)$ relatif au rayonnement réfléchi par le sol.

Les coefficients $(\tau \alpha)_{\text{ciel}}$ et $(\tau \alpha)_{\text{sol}}$ sont calculés de la même manière que le produit direct, il faut seulement prendre respectivement les angles ψ_s et ψ_c comme angles d'incidence [14].

Pour les radiations diffuses par le ciel, ψ_c est calculée par :

$$\psi_c = 59.68 - 0.1388 \beta + 0.001497 \beta^2 \quad (3.14)$$

Pour les radiations diffuses par le sol :

$$\psi_s = 90 - 0.5788 \beta + 0.002693 \beta^2 \quad (3.15)$$

Le produit effectif transmissivité-absorptivité est donné par l'expression suivante [15] :

$$(\tau \alpha)_{\text{eff}} = \left[(\tau \alpha)_{\text{dir}} (G_h - I_d) R_b + I_d \left((\tau \alpha)_{\text{ciel}} \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + (\tau \alpha)_{\text{sol}} G_h \text{ alb} \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \right) \right] \frac{1}{G_t} \quad (3.16)$$

avec:

G_h : rayonnement global reçu par une surface horizontale.

G_t : rayonnement global reçu par une surface inclinée.

3.3. CALCUL DE COEFFICIENT DE PERTES THERMIQUES GLOBALE U_L :

Les pertes thermiques dans le capteur sont dues à la différence de température entre la plaque d'absorption et le milieu ambiant. Elles se manifestent suivant les trois modes de

transfert de chaleur, conduction, convection et rayonnement et se divisent en trois types [14,18 ,19] :

- Les pertes vers l'avant.
- Les pertes vers l'arrière.
- Les pertes latérales.

La figure 3.4 indique les résistances thermiques qui existent entre le milieu ambiant et les différents composants du capteur.

R'_1 :résistance thermique entre le milieu ambiant et la vitre.

R'_2 :résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur.

R'_3 :résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant.

R'_4 :résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

On suppose que le régime est permanent. Le coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur peut s'écrire sous la forme suivante :

$$U_{av} = \frac{1}{R'_1 + R'_2} \quad (3.17)$$

En 1980, Duffie et Beckman ont donné une relation empirique établie par Klein pour le calcul de U_{av} pour des températures de l'absorbeur comprises entre la température ambiante et 200°C avec une erreur inférieur ou égale ± 0.3 (W/m²C) [14].

$$U_{av} = U_{av1} + U_{av2} \quad (3.18)$$

$$U_{av1} = \left[\frac{N_v}{\frac{c}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_a)^a}{N_v + F} \right]} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1}$$

$$U_{av2} = \left[\frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{(\epsilon_p + 0.00591 N_v h_v)} + S} \right]$$

ϵ_p : émissivité de la plaque absorbante

N_v : nombre de vitres

h_v : coefficient de transfert dû au vent ($W/m^2°C$)[20].

$$h_v = 5.7 + 3.8V_v$$

T_{pm} : température moyenne de la plaque.

V_v : vitesse du vent (m/s)

T_{pm} et T_a sont exprimées en Kelvin.

$$c = \begin{cases} 520(1 - 0.000051\beta^2) & 0^\circ \leq \beta \leq 70^\circ \\ 390 & \beta \geq 70^\circ \end{cases}$$

$$F = (1 + 0.089h_v - 0.1166h_v \epsilon_p)(1 + 0.07866N_v)$$

$$a = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_{pm}} \right)$$

$$S = \frac{2N_v + f + 0.133\epsilon_p - 1}{\epsilon_v} - N_v$$

ϵ_v : émissivité de la vitre.

L'énergie perdue à travers le fond du capteur est représentée par les deux résistances R'_3 et R'_4 .

Le coefficient de pertes thermiques vers le fond du capteur est donné par la relation suivante[14] :

$$U_{ar} = \frac{1}{R'_3} = \frac{K_{is}}{e_{ar}} \quad (3.19)$$

avec:

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

e_{ar} : épaisseur de l'isolant au fond de capteur (m).

Le coefficient de pertes thermiques vers les surfaces latérales du capteur est inférieur à U_{ar} car la surface latérale est plus petite que la surface du fond. U_{lat} est donnée par la relation suivante [14] :

$$U_{lat} = \frac{K_{is} A_{lat}}{e_{lat} A_c} \quad (3.20)$$

avec:

A_{lat} : surface latérale de l'isolant (m²).

e_{lat} : épaisseur latérale de l'isolant (m).

Le coefficient des pertes thermiques globales est donc, la somme des trois coefficients U_{av} , U_{ar} et U_{lat} .

$$U_L = U_{av} + U_{ar} + U_{lat} \quad (3.21)$$

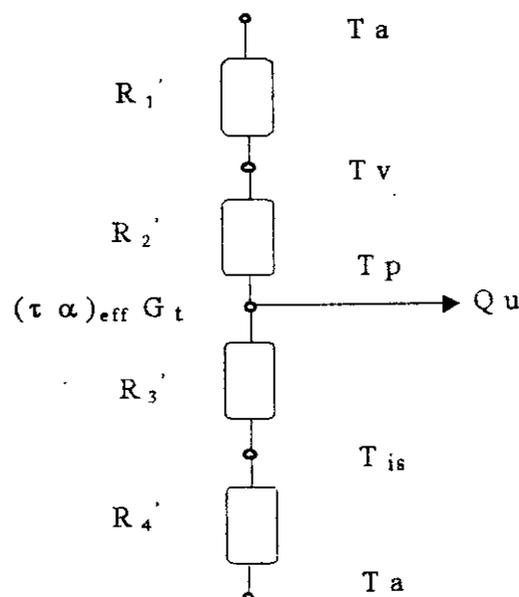


Figure 3.4: Schéma électrique analogique relatif à une section d'insolation

3.4. BILAN THERMIQUE DES PROTOTYPES :

L'évaluation des performances d'un capteur solaire plan nécessite une analyse thermique de l'absorbeur dont la modélisation détaillée est généralement très compliquée. Cette difficulté provient de l'instabilité des flux d'énergie dans le temps et la variation des modes régissant le transfert de cette énergie.

En régime quasi-stationnaire, la puissance récupérée par le fluide caloporteur est définie comme étant la différence entre l'énergie solaire incidente et les pertes thermiques [14].

$$Q_u = A_c [(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t - U_L (T_{\text{pm}} - T_a)] \quad (3.22)$$

Il est relativement difficile de mesurer ou de calculer la température moyenne de la plaque d'absorption. Cette difficulté réside dans le fait que la distribution de T_{pm} dépend de la géométrie de l'absorbeur, des rayonnements incidents et des conditions d'entrée du fluide dans le capteur.

Lorsque la distribution de la température dans la plaque est symétrique, il est possible d'exprimer analytiquement la température moyenne de la plaque d'absorption. Ceci facilite la formulation de l'équation donnant l'énergie utile. On utilise la température d'entrée du fluide dans le capteur en introduisant un facteur F_r caractérisant la conductance ou l'évacuation de la chaleur de l'insolateur.

3.4.1. Evolution du gradient de température dans l'absorbeur :

Les figures 3.5-a et 3.5-b montrent la région entre deux passages adjacents pour une plaque de forme concave et celle de forme convexe. Une partie de l'énergie absorbée par la plaque est transmise par conduction vers la région du passage. Ceci est dû à un gradient de température entre le milieu de la plaque et la région au voisinage du passage. L'énergie transférée au fluide entraîne un gradient de température dans la direction de l'écoulement. La figure 3.5 montre que l'augmentation de la température de chaque région de la plaque est accompagnée par une augmentation de la température locale du fluide. La figure 3.5-d montre à chaque position x la distribution de la température dans la direction y . La figure 3.5-e indique la distribution de la température dans la direction x pour chaque position y .

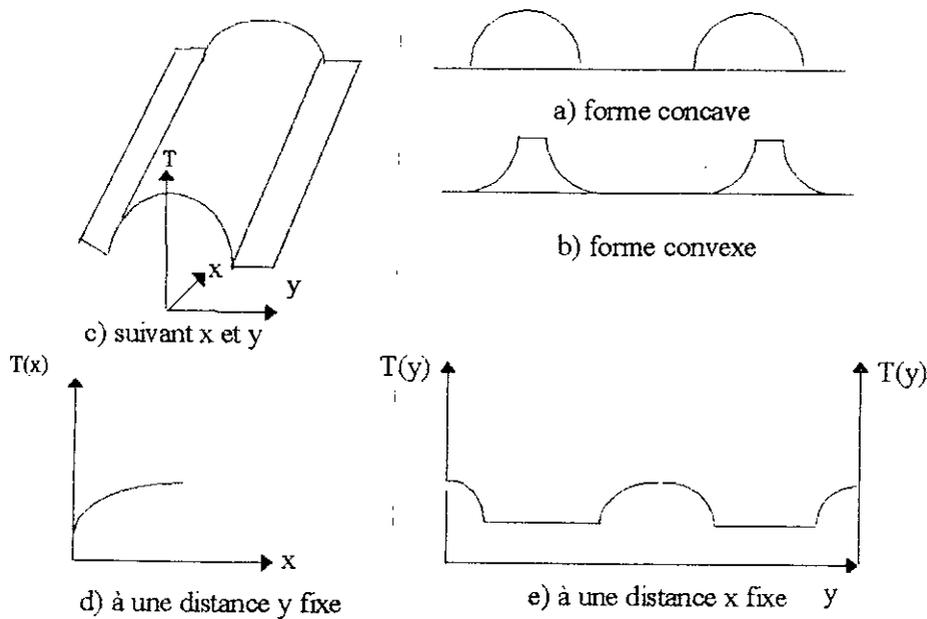


Figure 3.5: Distribution de la température dans la plaque d'absorption

Le phénomène de transfert de chaleur dans un absorbeur de capteur à circulation naturelle est transitoire en raison de la variation des insolation et les conditions météorologiques dans le temps. Ong [3], Zvirin [21] et autres [22-24] ont développé plusieurs modèles très compliqués de transfert de chaleur en régime transitoire pour déterminer les performances de l'absorbeur.

D'après Morrison et Ranatunga [25], l'effet transitoire sur les performances de l'absorbeur est considérable dans une période très courte, après un changement brusque d'insolation pendant des périodes nuageuses, mais a un effet minimal sur la capacité de la collection d'énergie. On considère donc en général que le régime de fonctionnement est quasi-stationnaire et que la théorie de Hottel-Whillier-Bliss (HWB) peut être appliquée pour calculer la distribution de la température du fluide dans l'absorbeur [8].

L'étude thermique de l'absorbeur est basée sur la distribution de la température donnée par la figure 3.5 et les hypothèses simplificatrices.

Considérons un élément $dx dy$ sur l'absorbeur et faisons le bilan d'énergie de cet élément (voir figure 3.6).

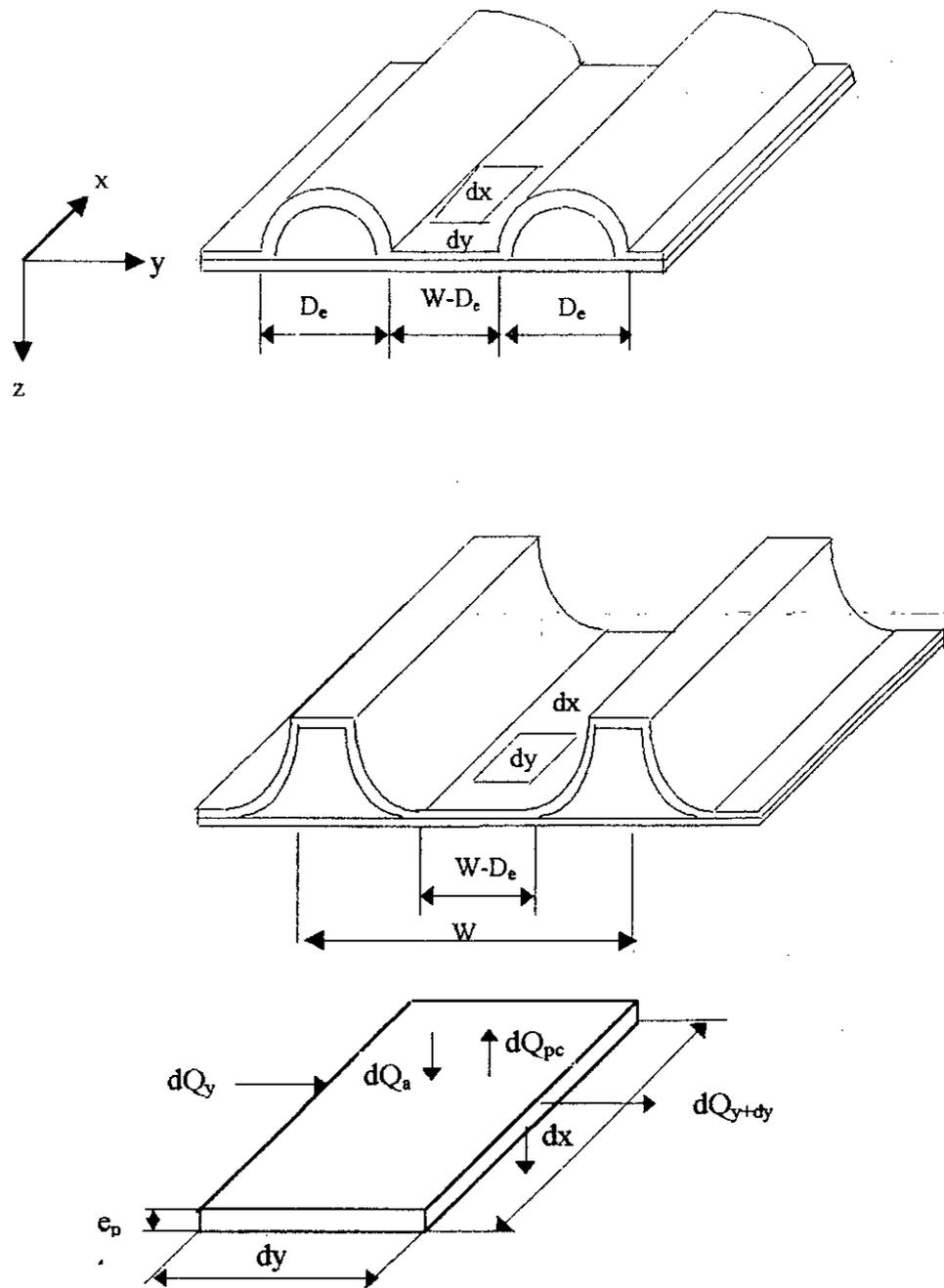


Figure 3.6 : Formes des plaques d'absorption et bilan d'énergie de l'élément.

$$(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t dx dy - U_L (T_p - T_a) dx dy - K e_p dx \frac{dT_p}{dy} \Big|_y - (-K e_p \frac{dT}{dy} \Big|_{y+dy}) = 0 \quad (3.23)$$

T_a : température ambiante.

T_p : température de la plaque absorbante.

K_p : conductivité thermique de l'absorbeur

e_p : épaisseur de l'absorbeur.

– Le bilan est similaire à celui d'une ailette.

$$\frac{dT_p}{dy} \Big|_{y+dy} = \frac{dT_p}{dy} + \frac{d^2T_p}{dy^2} dy \quad (3.24)$$

En remplaçant (3.24) dans l'équation (3.23), on aura :

$$\frac{d^2T_p}{dy^2} = \frac{U_L}{K e_p} \left[T_p - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t}{U_L} \right) \right] \quad (3.25)$$

Conditions aux limites :

$$\begin{aligned} y = 0 & \quad (dT_p/dy) = 0 \\ y = (W-D_e)/2 & \quad T_p = T_b \end{aligned} \quad (3.26)$$

T_b : température de la base de l'ailette à cette position.

Soit la transformation :

$$\Phi = T_p - \left[T_a + \frac{(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t}{U_L} \right] \quad (3.27)$$

et

$$m^2 = \frac{U_L}{K e_p}$$

L'équation 3.25 avec ses conditions aux limites devient :

$$\begin{aligned} \frac{d^2\Phi}{dy^2} - m^2\Phi &= 0 \\ (d\Phi/dy) &= 0 \quad \text{à } y=0 \\ \Phi \Big|_{y=(W-D_e)/2} &= T_b - \left[T_a + \frac{(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t}{U_L} \right] \end{aligned} \quad (3.28)$$

La solution générale de cette équation est :

$$\Phi = c_1 \cosh(my) + c_2 \sinh(my) \quad (3.29)$$

c_1 et c_2 sont des constantes à déterminer par les conditions aux limites.

Après résolution du système on trouve :

$$\frac{T_p - (T_a + ((\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t)/U_L)}{T_b - (T_a + ((\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t)/U_L)} = \frac{\cosh(my)}{\cosh(m \frac{W - D_e}{2})} \quad (3.30)$$

L'énergie transmise de l'ailette de longueur $(W - D_e)/2$ vers la région du passage est :

$$dQ_{\text{ail}} = -K e_p dx \frac{dT_p}{dy} \Big|_{y=(w-D_e)/2} \quad (2.31)$$

Où :

$$dQ_{\text{ail}} = -K e_p dx m [T_b - (T_a + ((\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t)/U_L)] \text{th} m \left(\frac{W - D_e}{2} \right) \quad (3.32)$$

L'efficacité de l'ailette est donnée par :

$$\eta_{\text{ail}} = \frac{\text{th} m \left(\frac{W - D_e}{2} \right)}{m \left(\frac{W - D_e}{2} \right)} \quad (3.33)$$

L'équation (3.32) s'écrit sous la forme suivante :

$$dQ_{\text{ail}} = -U_L [T_b - (T_a + ((\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t)/U_L)] dx \eta_{\text{ail}} \left(\frac{W - D_e}{2} \right) \quad (3.34)$$

Pour obtenir l'énergie utile dQ_u transférée au fluide, il faut déterminer l'énergie collectée à la surface de l'absorbeur dans la section de passage.

$dQ_p = \text{Energie absorbée} - \text{Pertes}$

$$dQ_p = D_e dx [(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t - U_L (T_b - T_a)] \quad (3.35)$$

L'énergie utile transférée au fluide est égale à l'énergie transmise par les deux ailettes plus l'énergie collectée à la surface de l'absorbeur dans la section de passage.

$$\begin{aligned} dQ_u &= 2 dQ_{\text{ail}} + dQ_p \\ dQ_u &= [(W - D_e)\eta_{\text{ail}} + D_e] [(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t - U_L (T_b - T_a)] dx \end{aligned} \quad (3.36)$$

Si la résistance de la paroi est négligeable, la quantité d'énergie transférée au fluide peut s'écrire comme suit :

$$dQ_u = h_f P_m dx (T_b - T_f) \quad (3.37)$$

Où :

h_f : coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque et le fluide caloporteur

P_m : Périmètre mouillé de la section de passage.

En égalisant les équations (2.36) et (2.37) et en éliminant T_b on aura :

$$dQ_u = W F_c [(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t - U_L (T_f - T_a)] dx \quad (3.38)$$

avec:

$$F_c = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [(W - D_e)\eta_{\text{ail}} + D_e]} + \frac{1}{h_f P_m} \right]}$$

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

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi et le fluide caloporteur est donné par l'expression de Nusselt comme suit [17] :

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0.14} \left[Re Pr \left(\frac{D_h}{L_p} \right) + 0.012 (Gr^{0.33} Re Pr \frac{D_h}{L_p})^{1.33} \right]^{0.33} \quad (3.39)$$

avec :

$$h_f = \frac{Nu K_{eau}}{D_h}$$

$$Gr = \frac{\beta g \rho^2 D_h (T_{pm} - T_{fm})}{\mu^2}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K_f}$$

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{S_p \mu}$$

Avec les conditions :

$$\frac{L_p}{D_h} > 50 \quad \text{et} \quad 1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$$

μ_f , μ_p : sont respectivement la viscosité dynamique du fluide à la température du fluide et à la température de la plaque.

Re : nombre de Reynolds.

Pr : nombre de Prandtl.

Gr : nombre de Gratschhof.

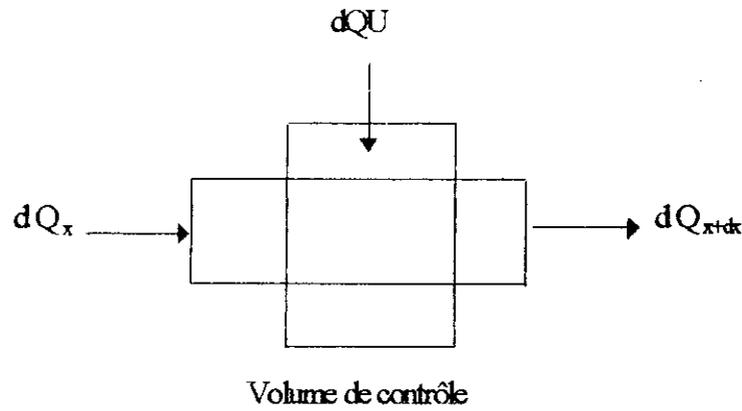
h_f : coefficient d'échange de chaleur par convection.

D_h : diamètre hydraulique de la section de passage.

β : coefficient de dilatation thermique.

3.4.2. Distribution de la température dans la direction de l'écoulement :

Comme c'est difficile de mesurer la température du fluide pour calculer l'énergie utile donnée par l'équation 3.38, on peut faire un bilan thermique au niveau d'un passage en considérant que la température à l'entrée est T_{fe} . Cette dernière augmente et on aura une température T_{fs} à la sortie [14].



$$dQu + dQ|_x = dQ|_{x+dx}$$

$$dQu = \frac{m}{n_p} C_p [T_f|_{x+dx} - T_f|_x] \quad (3.40)$$

avec: m débit massique total et n_p le nombre de passages parallèles.

Divisons l'équation (3.40) par dx et remplaçons dQu par son expression. On aura :

$$m C_p \frac{dT_f}{dx} - n_p W F_c [(\tau \alpha)_{\text{eff}} G_t - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (3.41)$$

Si on suppose que F_c et U_L sont indépendants de la position, alors la solution pour la température du fluide à n'importe quelle position x est :

$$\frac{T_f - (T_a + \frac{(\tau \alpha)_{\text{eff}} G_t}{U_L})}{T_{fe} - (T_a + \frac{(\tau \alpha)_{\text{eff}} G_t}{U_L})} = \exp\left(\frac{-n_p W F_c U_L x}{m C_p}\right) \quad (3.42)$$

Si la longueur du capteur dans la direction de l'écoulement est L_p , alors la température du fluide à la sortie T_{fs} , est donnée en remplaçant x par L_p dans l'équation 3.42.

La quantité $n_p W L_p$ représente la surface du capteur A_c , l'équation précédente s'écrit sous la forme suivante.

$$\frac{T_{fs} - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} G_t}{U_L}\right)}{T_{fe} - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} G_t}{U_L}\right)} = \exp\left(\frac{-F_c U_L A_c}{m C_p}\right) \quad (3.43)$$

La chaleur transférée au fluide est donnée par :

$$Q_u = m C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.44)$$

On remplace T_{fs} dans l'équation (3.44) on aura.

$$Q_u = A_c F_r [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (3.45)$$

F_r : facteur de conductance du capteur défini par :

$$F_r = \frac{M C_p}{U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{-F_c U_L}{M C_p}\right) \right] \quad (3.46)$$

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

M : débit surfacique ($M = m/A_c$).

3.4.3. Estimation des températures moyennes du fluide et de la plaque absorbante :

Pour évaluer les performances d'un capteur plan, il est nécessaire de connaître les pertes thermiques de celui-ci et le coefficient de transfert de chaleur par convection qui sont en fonction de la température moyenne du fluide et celle de la plaque. La température moyenne du fluide peut être établie en intégrant l'équation 3.42 de 0 à L_p .

$$T_{fm} = \frac{1}{L_p} \int_0^{L_p} T_f(x) dx \quad (3.47)$$

Après intégration et substitution de F_r de l'équation 3.46 et Q_u de l'équation 3.45, la température moyenne du fluide est donnée par Klein et al. (1974) [2] :

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{Q_u}{A_c U_L F_r} \left(1 - \frac{F_r}{F_c} \right) \quad (3.48)$$

C'est cette température qui est utilisée pour évaluer les propriétés du fluide.

La température moyenne de la plaque est supérieure à celle du fluide. Elle peut être utilisée pour calculer l'énergie utile.

$$Q_u = A_c [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (3.22)$$

La température moyenne de la plaque peut être obtenue à partir des équations (3.22) et (3.45) :

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{Q_u}{A_c U_L F_r} (1 - F_r) \quad (3.49)$$

3.4.4. Eclairement solaire seuil :

Le rayonnement solaire seuil représente la densité de rayonnement solaire par unité de surface pour laquelle les gains solaires sont égaux aux déperditions thermiques et par conséquent la puissance utile est nulle. La durée journalière pendant laquelle l'éclairement solaire est supérieur à l'éclairement solaire seuil est appelée période de captation.

$$I_{Seuil} = \frac{U_L (T_{fe} - T_a)}{(\tau\alpha)_{eff}} \quad (3.50)$$

La température ambiante est modélisée comme suit [26].

$$T_a = \bar{T}_a + (\Delta T_a) \sin \pi \frac{(t - (t_{rise} + 180))}{720} \quad (3.51)$$

Où ΔT_a est la fluctuation de la température autour de la moyenne. Le changement de phase dans le terme de sinus est choisi de telle sorte que la température minimale $T_{a\min}$ se produise avant le levé du soleil et la température maximale $T_{a\max}$ 12 h après la valeur minimale. Dans la simulation, l'instant $t=t_{\text{rise}}$ correspondant au levé du soleil est pris pour être $Dj/2$ avant midi.

$$\Delta T_a = \frac{T_{a\max} - T_{a\min}}{2}$$

$$\overline{T_a} = \frac{T_{a\max} + T_{a\min}}{2}$$

3.4.5. Rendement du capteur :

* Rendement instantané :

Le rendement d'un capteur plan est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile extraite par le fluide caloporteur et l'énergie incidente sur le capteur [14].

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c G_t} \quad (3.52)$$

Le rendement théorique instantané du capteur est donné par :

* En fonction de T_{fe} :

$$\eta_i = F_r [(\tau\alpha)_{\text{eff}} - U_L(T_{fe} - T_a)] / G_t \quad (3.53.a)$$

* En fonction de T_{pm} :

$$\eta_i = (\tau\alpha)_{\text{eff}} - \frac{U_L}{G_t} (T_{pm} - T_a) \quad (3.53.b)$$

* En fonction du débit massique :

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_c G_t} \quad (3.53.c)$$

* Rendement journalier :

Le rendement journalier est défini par :

$$\eta_j = \frac{\sum Q_u}{A_c \sum G_t} \quad (3.54)$$

* Rendement du chauffe-eau solaire : :

Le rendement d'un chauffe-eau solaire sur une période donnée est défini comme étant le rapport entre l'augmentation de l'énergie thermique stockée dans le réservoir et l'énergie totale incidente depuis l'instant initial. Il est donné par la relation suivante :

$$\eta_{c.e.S} = \frac{w_{wt}(T_m^* - T_m)}{A_c \int_0^t G_t dt} \quad (3.55)$$

avec:

T_m^* : température moyenne du fluide dans la cuve de stockage en fin de la journée.

T_m : température moyenne du fluide dans la cuve de stockage au début de journée.

w_{wt} : capacité thermique de l'eau stockée dans la cuve donnée par :

$$w_{wt} = C_p M_s$$

Où:

C_p : chaleur spécifique de l'eau.

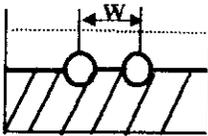
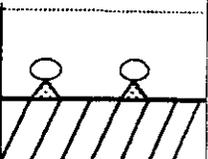
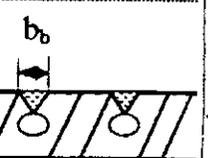
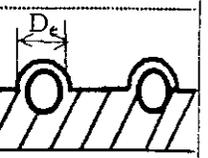
M_s : masse de l'eau dans la cuve.

3.4.6. Géométrie des plaques pour le chauffage des liquides :

Dans le modèle développé dans le présent travail, nous avons considéré seulement le cas des deux plaques proposées. Il y'a différents types de plaques d'absorptions, mais il n'est pas nécessaire de développer une analyse différente pour chaque situation. Hottel et Whillier (1958) [27], Whillier (1977) [28], et Billis (1959) [29], ont montré que les relations développées pour le cas d'un capteur de type tubes ailettes peuvent être généralisées pour plusieurs capteurs. Les modifications résident dans les équations dominantes F_c et ainsi que les équations 3.45 et 3.46.

Pour quelques formes de plaques d'absorptions la référence [14], donne les modifications suivantes.

Tableau 3.1 : Coefficient de perte, efficacité et Fc pour différentes géométries de plaques

U_L	η_{ail}	Fc	Dessin
$U_L = U_{\text{av}} + U_{\text{ar}} + U_{\text{lat}}$	$\eta_{\text{ail}} = \frac{\tan m(W - D_e)/2}{m(W - D_e)/2}$	$F_c = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi D_h h_f} + \frac{W}{D_e + (W - D_e)\eta_{\text{ail}}}}$	 Roll-bond
//	//	$F_c = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi D_h h_f} + \frac{D_e}{W} + \frac{1}{\frac{C_b}{W} + \frac{WU_L}{D_e + (W - D_e)\eta_{\text{ail}}}}}$	 Tubes soudés
//	//	$F_c = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi D_h h_f} + \frac{WU_L}{C_b} + \frac{W}{D_e + (W - D_e)\eta_{\text{ail}}}}$	 Tubes soudés
//	//	$F_c = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi D_h h_f} + \frac{W}{D_e + (W - D_e)\eta_{\text{ail}}} + R_s}$ $R_s = W \left(\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{\pi K_t} + \frac{\ln \frac{r_e + t}{r_e}}{\pi K_p} \right)$	 Radiateur

3.5. CUVE DE STOCKAGE :

Elle peut être soit horizontale (phénomène de brassage) ou verticale (phénomène de stratification). Dans notre cas, la cuve est horizontale et à une forme cylindrique à fonds bombés. Comme le chauffe-eau-solaire fonctionne en circuit fermé, il est nécessaire de faire un bilan thermique de la cuve de stockage, afin de déterminer la température à l'intérieur de celle-ci.

3.5.1. Bilan thermique de la cuve de stockage

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, le modèle brassé est adopté. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve est uniforme. Le régime est considéré transitoire et le flux total de la chaleur perdue dans la cuve est égal à la somme des flux radiaux Q_r plus le flux qui traverse les fonds bombés.

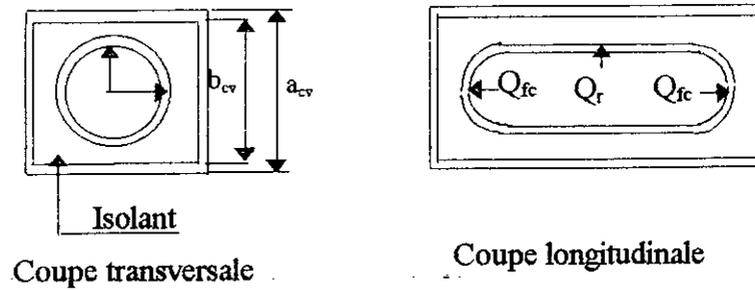


Figure 3.7 : Schéma de la cuve de stockage

$$Q_t = (AU)_S(T_S - T_a) \tag{3.56}$$

ou bien :

$$Q_t = \frac{1}{R_{th}}(T_S - T_a) \tag{3.57}$$

avec:

$$\frac{1}{R_{th}} = (AU)_S$$

$(AU)_S = 2 \pi R_1 L_{cv} \sum (1/ \text{Résistances thermiques radiales}) + 2 \pi R_1^2 \sum (1/ \text{Résistances thermiques sur les côtés})$

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

Pour déterminer la résistance thermique de la cuve de stockage. On utilise le schéma analogique équivalent donné dans la figure 3.8.

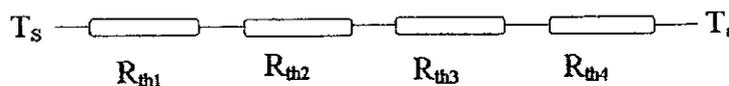


Figure 3.8: Schéma analogique électrique équivalent à une section de la cuve

$$R_{th1} = \frac{1}{2\pi L_{cv} R_1 h_{cv}} \quad (3.58)$$

Avec

L_{cv} : longueur de la cuve

R_1 : rayon intérieur de la cuve

h_{cv} : coefficient d'échange de chaleur par convection, il est calculé par la relation de Nusselt dans le cas de la convection naturelle par [30] :

$$Nu = 0.52(Gr Pr)^{0.25} \quad (3.59)$$

Pour $10^3 < Gr < 10^9$ et $Pr > 0.6$

R_{th2} : résistance thermique de l'épaisseur de la virole.

$$R_{th2} = \frac{1}{2\pi L_{cv} K_{ac}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \quad (3.60)$$

R_2 : rayon extérieur de la virole.

K_{ac} : conductivité thermique de virole.

R_{th3} : résistance thermique de l'isolant donnée par [31] :

$$R_{th3} = \frac{1}{2\pi L_{cv} K_{isc}} \ln\left(0.54 \frac{b_{cv}}{R_2}\right) \quad (3.61)$$

R_{th4} : résistance thermique entre l'isolant et la tôle donnée par [31] :

$$R_{th4} = \frac{0.785}{2\pi L_{cv} K_t} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \quad (3.62)$$

K_t : conductivité thermique de la tôle.

D'où :

$$(UA)_S = 2\pi R_1 L_{cv} \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{R_1}{K_{ac}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{R_1}{K_{isc}} \ln\left(0.54 \frac{b_{cv}}{R_2}\right) + 0.785 \frac{R_1}{K_t} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) + \right]^{-1} \\ + 2\pi R_1^2 \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{e_{ac}}{K_{ac}} + \frac{e_t}{K_t} + \frac{e_{isc}}{K_{isc}} \right]^{-1} \quad (3.63)$$

En égalant la variation de l'énergie stockée dans la cuve à l'énergie captée par le collecteur moins l'énergie perdue vers l'espace environnant et l'énergie puisée[32], on peut écrire le bilan thermique de la cuve de stockage sous la forme suivante :

$$(MC_p)_S \frac{dT_S}{dt} = A_c F_r [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L (T_S - T_a)]^+ \\ - (UA)_S (T_S - T_a) - m C_{ps} (T_S - T_{Lr}) \quad (3.64)$$

Une fois les paramètres du capteur, les dimensions de la cuve, le coefficient de pertes thermiques et les données météorologiques spécifiés, la température de stockage peut être calculée en fonction du temps.

Plusieurs méthodes sont disponibles pour intégrer l'équation (3.64). L'intégrale simple d'Euler peut être utilisée [14], (c.a.d., réécrire en différences finies et résoudre pour la température de stockage).

L'équation précédente devient alors :

$$T_S^+ = T_S + \frac{\Delta t}{(MC_p)_S} \left\{ A_c F_r [(\tau\alpha)_{eff} G_t - U_L (T_S - T_a)]^+ \right. \\ \left. - (UA)_S (T_S - T_a) - m C_{ps} (T_S - T_{Lr}) \right\} \quad (3.65)$$

3.6. ETUDE DE LA CIRCULATION DE L'EAU DANS LE SYSTEME :

L'une des grandeurs les plus importantes pour l'estimation des performances d'un capteur solaire plan est le débit massique. Il dépend de la nature de l'écoulement, de l'ensoleillement durant la journée et de la géométrie du système. Pour l'estimation de ce paramètre nous avons adopté un modèle relativement simple issu des équations d'Euler

modifiées et de l'équation de continuité appliquées au système en se basant sur les hypothèses suivantes.

- Régime quasi-stationnaire
- Fluide peu compressible
- La variation de la masse volumique de l'eau en fonction de la température suit une forme polynomiale et varie linéairement avec les hauteurs dans la cuve de stockage et dans le capteur.
- Les pertes thermiques des tubes de connections sont négligeables.

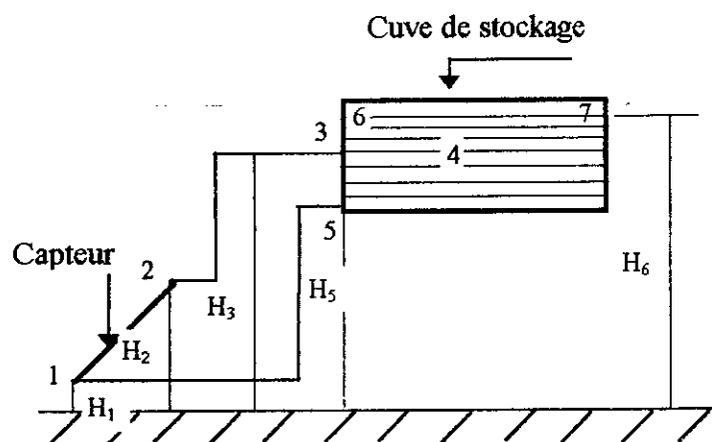


Figure 3.9: Schéma représentant les différentes hauteurs de C E S

L'écoulement du fluide dans un système de coordonnées curvilignes est régi par l'équation d'Euler [33,25], suivante :

$$\frac{1}{\rho g} \left(\frac{\partial P}{\partial S} \right) + \frac{u}{g} \left(\frac{\partial u}{\partial S} \right) + \frac{1}{g} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) + \frac{\partial H}{\partial S} + \frac{\partial H_f}{\partial S} = 0 \quad (3.66)$$

et l'équation de continuité :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial S} = 0 \quad (3.67)$$

avec :

S : abscisse curviligne

H : hauteur

u : vitesse d'écoulement

3.6.1. Détermination de la force motrice :

La force motrice générée par le capteur est calculée par l'équation suivante :

$$H_t = \int \frac{dP}{\rho g} = \int \frac{\rho dH}{\rho_m} = \frac{1}{\rho_m} \int \rho dH \quad (3.68)$$

Le calcul de H_t peut s'effectuer de deux méthodes différentes, analytique ou graphique en se basant sur le diagramme de la figure 3.10 qui représente la variation de la masse volumique en fonction des hauteurs dans le système.

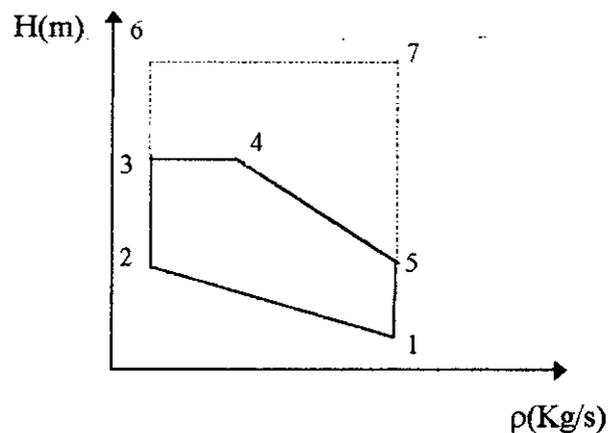


Figure 3.10 : Variation de la masse volumique de l'eau dans les différentes positions du C E S

L'expression de H_t obtenue soit par la méthode analytique (voire annexe B) ou graphique (méthode des aires) [33,8] est la suivante :

$$H_t = \frac{P_1 - P_2}{2} F(H) \quad (3.69)$$

avec :

$$F(H) = 2(H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \frac{(H_3 - H_5)^2}{H_6 - H_5}$$

A l'équilibre, la force motrice générée par le capteur, est égale à la somme des pertes de charges linéaires et singulières dans le circuit :

$$\frac{\int \partial P}{\rho_m g} = H_t = H_f \quad (3.70)$$

où:

H_f : force totale due aux pertes de charges dans le système.

3.6.2. Calcul des pertes de charge :

– Pertes de charges linéaires :

L'expression des pertes de charges dues aux frottements est donnée par la définition générale du coefficient de frottement, obtenue à partir de l'analyse dimensionnelle [34] :

$$\Delta H_{lin} = \lambda \frac{L_p}{D_h} \frac{V_m^2}{2g} \gamma \quad (3.71)$$

Pour un régime laminaire λ est donnée par [30].

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

L_p : longueur de la conduite

D_h : diamètre hydraulique de la section de passage.

V_m : vitesse moyenne d'écoulement

λ : coefficient de pertes de charges linéaire

γ : facteur de forme il est donné par [35] :

$$\gamma = 1 + \frac{(3/8)d^{*2}(3-d^*)-1}{1 + 0.33d^{*2.25}/(n_\gamma - 1)}$$

Pour une section arbitraire γ dépend de d^* et n_γ avec :

$$d^* = D_h / D_{max} , \quad n_\gamma = S_p / S_{pe}$$

S_p , S_{pe} sont respectivement la surface de la section de passage et celle d'une section circulaire calculée en fonction du diamètre hydraulique de la première.

D_{max} : Diamètre maximum d'un cercle adapté à la section de passage (figure, 3.11).

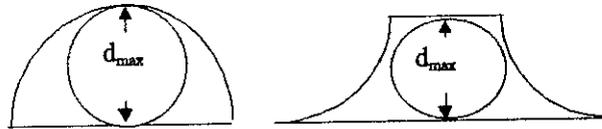


Figure 3.11: Diamètre maximum adopté à la section de passage

Les pertes de charges linéaires, dans notre cas ont lieu sur les neuf passages, les deux conduites de collecteurs et sur toute la longueur des tubes reliant le capteur à la cuve de stockage. Après réarrangement, leur expression est donnée en fonction du débit massique par :

$$\Delta H_{lin} = \left(\frac{32 \nu L_p \gamma}{g S_p D_h^2 n_p} + \frac{128 \nu}{\pi g D_t^4} \sum_{cc=1}^8 L_{cc} + \frac{57 \nu}{g S_{cl}^2} \sum_{i=1}^2 L_i \right) m \quad (3.72)$$

ν : viscosité cinématique du fluide.

L_{cc} : longueur du segment de tube reliant le capteur à la cuve.

D_t : diamètre de tube reliant le capteur à la cuve de stockage.

L_i : longueur de collecteur.

S_{cl} : section droite de collecteur

m : débit massique.

– Pertes de charge singulières :

Les pertes de charge singulières sont causées par la présence de singularités dans l'écoulement (discontinuité, élargissement brusque, variation de section, coudes, ect...). Elles sont données par [30] :

$$\Delta H_{sing} = \zeta \frac{V_m^2}{2g} \quad (3.73)$$

ζ : coefficient de pertes de charges singulières.

L'expression de pertes de charges singulières en fonction du débit massique est donnée dans notre cas par :

$$\Delta H_{\text{sing}} = \left[\frac{\zeta_p}{\rho_m g S_p^2 n_t^2} + \frac{8}{\rho_m \pi^2 D_t^4 g} \sum_{c=1}^6 \zeta_c + \frac{8}{\rho_m \pi^2 D_t^4 g} \sum_{cl,el=1}^4 (\zeta_{cl} + \zeta_{el}) + \frac{8}{\rho_m g \pi^2 D_t^2} \sum_{s=1}^8 \alpha_s \right] m^2 \quad (3.74)$$

$\zeta_p, \zeta_c, \zeta_{cl}, \zeta_{el}$: Sont respectivement les coefficients de pertes de charges singulières pour la section de passage, les coudes, les contractions brusques et l'élargissement brusque dans le système.

α_s : Coefficient sans dimension relatif à la répartition de l'énergie cinétique dans la section (changement brusque de section). Pour un profil laminaire établi dans un tube à section circulaire, $\alpha_s=2$ [30].

En égalant l'équation 3.69 à la somme des équations 3.72 et 3.74, on obtient le gain de pression donné par l'expression suivante.

$$\begin{aligned} \frac{\rho_1 - \rho_2}{2} R(h) = & \left[\frac{\zeta_p}{\rho_m g S_p^2 n_t^2} + \frac{8}{\rho_m \pi^2 D_t^4 g} \sum_{c=1}^6 \zeta_c + \frac{8}{\rho_m \pi^2 D_t^4 g} \sum_{cl,el=1}^4 (\zeta_{cl} + \zeta_{el}) + \frac{8}{\rho_m g \pi^2 D_t^2} \sum_{s=1}^8 \alpha_s \right] m^2 \\ & + \left(\frac{32\nu L_p \gamma}{g S_p D_h^2 n_t} + \frac{128\nu}{\pi g D_t^4} \sum_{cc=1}^8 L_{cc} + \frac{57\nu}{g S_{cl}^2} \sum_{i=1}^2 L_i \right) m \end{aligned} \quad (3.75)$$

L'équation du débit massique est donc un polynôme de second degré de la forme.

$$K_1 m^2 + K_2 m + K_3 = 0 \quad (3.76)$$

avec :

$$K_1 = \left[\frac{\zeta_p}{\rho_m g S_p^2 n_t^2} + \frac{8}{\rho_m \pi^2 D_t^4 g} \sum_{c=1}^6 \zeta_c + \frac{8}{\rho_m \pi^2 D_t^4 g} \sum_{cl,el=1}^4 (\zeta_{cl} + \zeta_{el}) + \frac{8}{\rho_m g \pi^2 D_t^2} \sum_{s=1}^8 \alpha_s \right]$$

$$K_2 = \left(\frac{32\nu L_p \gamma}{g S_p D_h^2 n_t} + \frac{128\nu}{\pi g D_t^4} \sum_{cc=1}^8 L_{cc} + \frac{57\nu}{g S_{cl}^2} \sum_{i=1}^2 L_i \right)$$

$$K_3 = - \frac{\rho_1 - \rho_2}{2} F(h)$$

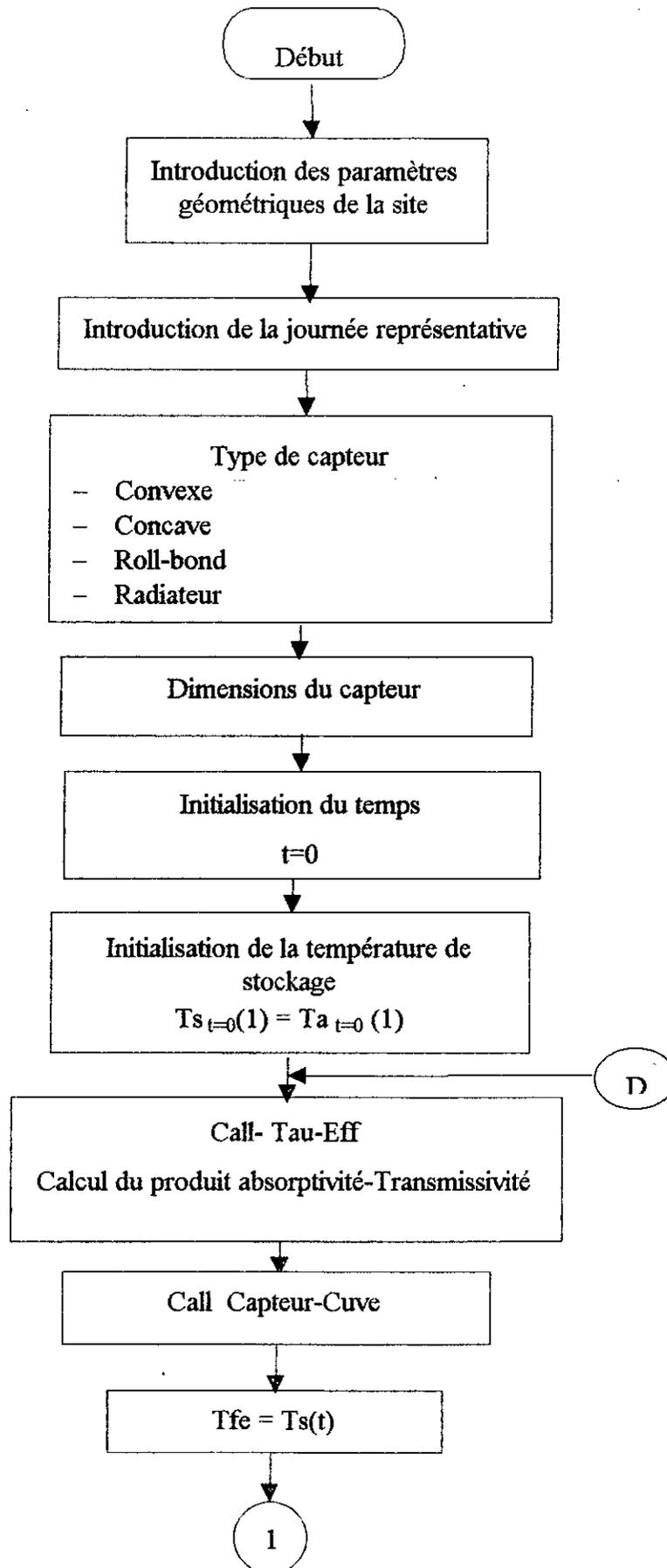
ρ_1 et ρ_2 sont respectivement la masse volumique de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur.

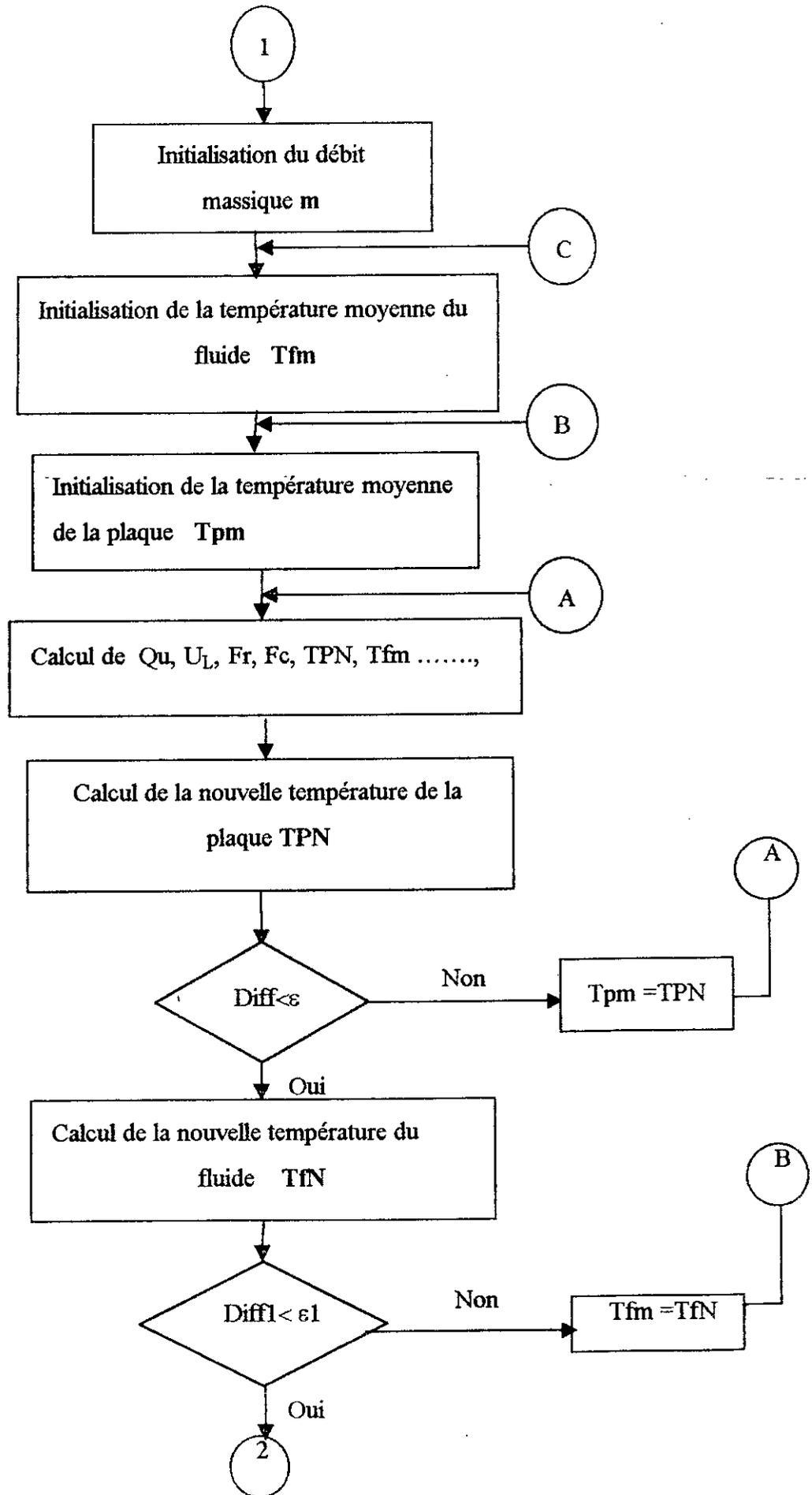
Un programme de calcul nommé **CAPTEUR** a été élaboré afin de déterminer les performances théoriques et expérimentales des quatre capteurs dont les types sont les suivants :

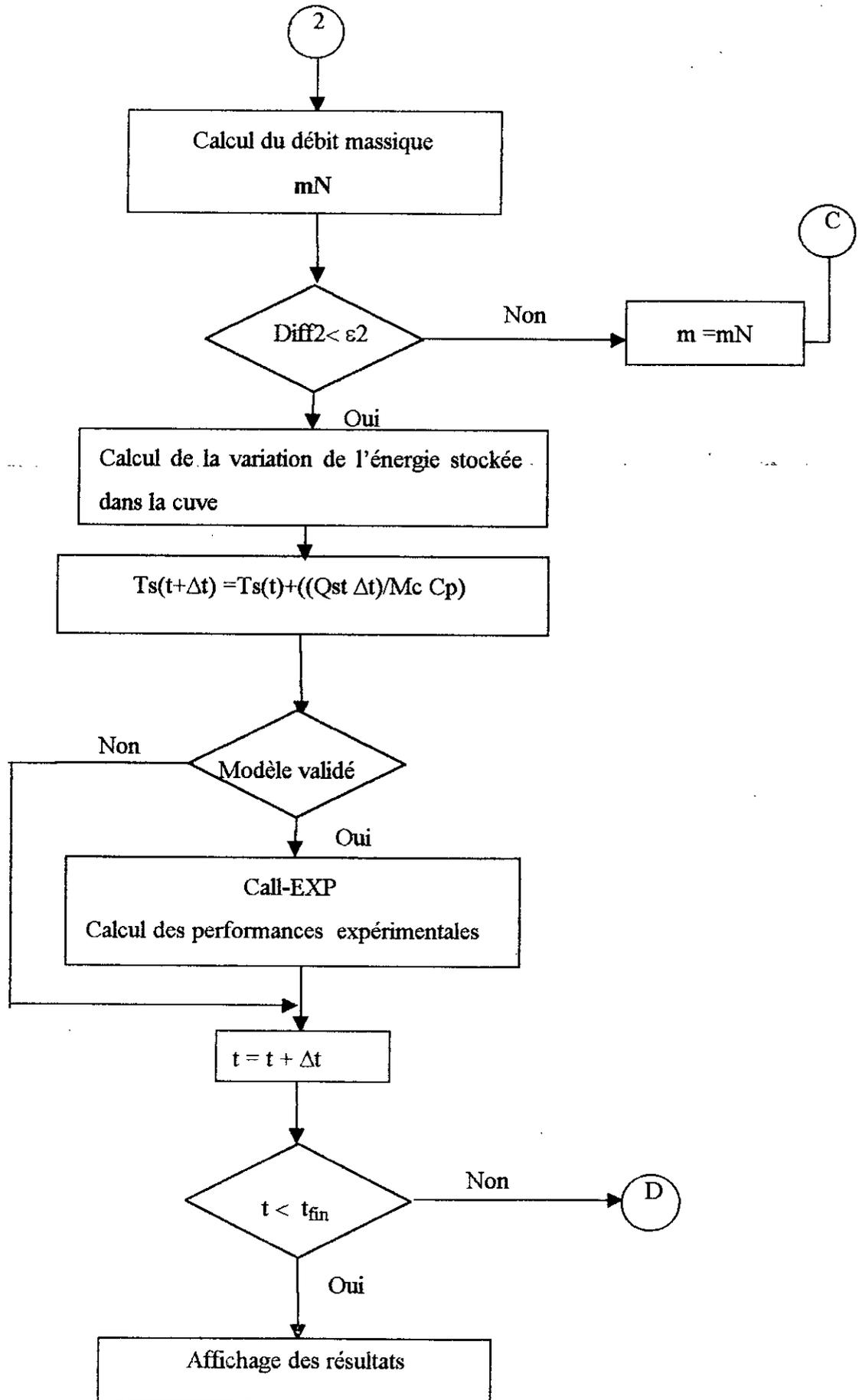
- Convexe
- Concave
- Roll-bond
- Radiateur

L'organigramme de calcul est schématisé comme suit :

ORGANIGRAME







CHAPITRE 4

EXPERIMENTATION

Le modèle mathématique développé dans le chapitre précédent sert à faire des comparaisons de quelques types de capteurs plans. Il faut d'abord valider le modèle établi et vérifier qu'il permet de simuler avec une précision le comportement thermique. Pour ce faire, nous avons réalisé par nos moyens propres (voir annexe C) trois capteurs plans à contact direct eau-plaque absorbante avec deux formes différentes de la plaque d'absorption du rayonnement solaire (configuration concave[36] et convexe[37]). Ces capteurs sont soumis à une série de tests et de mesures permettant de déterminer leurs performances et de les comparer. L'expérience a eu lieu au niveau du Centre de Développement des Energies Renouvelables de Bouzareah Alger (C.D.E.R). Les coordonnées de site sont les suivantes : latitude $36^{\circ} 28$ min, longitude $3^{\circ} 12$ min, altitude 345m, albédo : 0.2

4.1. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI :

Le banc d'essai utilisé pour le déroulement des tests comprend trois prototypes de chauffe-eau solaire à circulation naturelle dont la plaque d'absorption est de formes différente. Les capteurs sont inclinés à 26° par rapport à l'horizontal et ont une orientation plein sud afin de capter le maximum d'énergie. Une cuve de stockage de 110 litres de capacité est placée horizontalement dans le plan de capteur, l'ensemble est soutenu par une structure portante en cornières d'acier (figure 4.1).

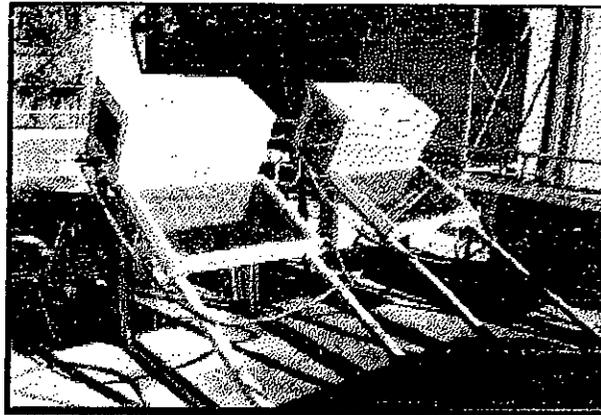


Figure 4.1 : Chauffe-eau-solaire

4.2. Caractéristiques techniques des trois chauffe-eau-solaires :

Les caractéristiques techniques des trois chauffe-eau-solaires sont données dans les tableaux (4.1 et 4.2).

Tableau 4.1 : Caractéristiques techniques des trois capteurs

Eléments	Dimensions et caractéristiques	Matériaux
Bac	Longueur : 930 mm Largeur : 670 mm Hauteur : 80 mm	Acier ordinaire 1 mm
Couverture	Longueur : 924 mm Largeur : 664 mm Epaisseur : 4 mm Transmissivité : 0.8 Indice de réfraction : 1.52 Coefficient d'extinction : 16	Verre blanc 4 mm

Absorbeur	<p>Longueur</p> <ul style="list-style-type: none"> • Convexe L=860 mm • Concave N=°1, L=917 mm • Concave N=°2, L=853 mm <p>Largeur : 570 mm</p> <p>Epaisseur : 0.6 mm</p> <p>Largeur : 570 mm</p> <p>Epaisseur : 0.6 mm</p> <p>Emissivité : 0.95</p> <p>Conductivité : 46.7 (W/m°C)</p> <p>Absorptivité : 0.94</p> <p>Nombre de passage : 9</p> <p>Diamètre hydraulique</p> <ul style="list-style-type: none"> -Forme concave (N=°1) : 17.12 mm -Forme concave(N=°2) : 24.74 mm -Forme convexe : 17.12 mm <p>Section de passage :</p> <ul style="list-style-type: none"> -Forme concave (N=°1) : 380 mm² -Forme concave (N=°2) : 644 mm² -Forme convexe : 664 mm² 	Acier galvanisé 0.6 mm
Collecteur	<p>Longueur : 920 mm</p> <p>Section : (20x20) mm</p> <p>Epaisseur : 1 mm</p> <p>Nombre : 2</p>	Acier ordinaire
Isolant	<p>Epaisseur arrière : 30 mm</p> <p>Epaisseur latérale : 30 mm</p> <p>Conductivité : 0.041 (W/m°C)</p>	Laine de verre

Tableau 4.2 : Caractéristiques techniques de la cuve

Virole	Longueur	662 mm
	Rayon	19.7 mm
	Epaisseur	3 mm
	Volume	110 litres
	Matériau	ADX42
	Conductivité thermique	46 W/m °C
Couvercle	Longueur	
	Largeur	490 mm
	Epaisseur	0.6 mm
	Conductivité thermique	46 W/m°C
	Matériau	Tôle galvanisée
Isolant	Matériau	Mousse polyuréthane
	Epaisseur	44 mm
	Conductivité thermique	0.042 W/m °C
Revêtement intérieur	-	Galvanisation

Tableau 4.3 : Hauteurs dans le système (C.E.S) et longueurs des tubes reliant le capteur à la cuve

Hauteurs (mm)	Longueurs des tubes
$H_1 = 665$	$L_1 = 90$
$H_2 = 935$	$L_2 = 1130$
$H_3 = 1185$	$L_3 = 980$
$H_4 = 1185$	$L_4 = 320$
$H_5 = 1085$	$L_5 = 90$
$H_6 = 1220$	$L_6 = 240$
-	$L_7 = 290$
-	$L_8 = 160$

4.3. PARAMETRES MESURES ET INSTRUMENTS DE MESURES

Pour déterminer les performances instantanées des chauffe-eau solaires. Un certain nombre de paramètres doivent être mesurés. Les différents paramètres mesurés et les instruments de mesure utilisés sont décrits dans le tableau 4.4.

Tableau 4.4 : Paramètres mesures et instruments de mesures

Paramètres	Instruments	Caractéristiques
Températures	Thermocouples	Type K (Cromel-Alumel)
Rayonnement solaire global Incliné	Solarimètre	Kipp et Eppley
Rayonnement solaire global Horizontal	Pyranomètre	Kipp et Zonen
Vitesse du vent	Anémomètre	
Temps nécessaire à l'écoulement du fluide	Chronomètre	

4.3.1. Mesure des températures :

Pour mesurer la température de l'eau dans la cuve de stockage, à l'entrée et sortie du capteur ainsi que la température de la plaque d'absorption pour chaque système, neuf thermocouples de type K (Cromel-Alumel) sont implantés comme suit (voir figures 4.2 et 4.3):

- Quatre thermocouples sont mis à des positions différentes sur une tige placée à l'intérieure de la cuve afin de déterminer la température à l'intérieur de celle-ci.
- Trois thermocouples sont implantés sur la surface de la plaque absorbante.
- Deux sont placés l'un à l'entrée, l'autre à la sortie du capteur.

La température ambiante est mesurée à l'aide d'un thermocouple mis à l'ombre.

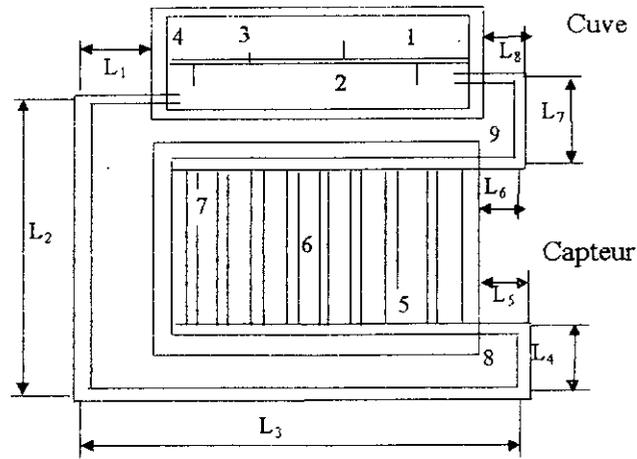


Figure 4.2 : schéma de disposition des thermocouples



a)



b)



c)

Figure 4.3 : Implantation des thermocouples dans les deux systèmes (a) plaque convexe, b) plaque concave, c) dans la cuve

4.3.2. Mesure du débit massique :

Pour mesurer le débit massique, nous avons eu recours à une méthode de mesure artisanale (méthode indirecte) utilisée par K.S.Ong [3]. Cette méthode consiste à mesurer le temps parcouru par un front de fluide sur une longueur donnée (30 cm). Pour cela, nous avons injecté un liquide coloré de viscosité proche de celle de l'eau en aval de l'écoulement (figures 4.4, 4.5) à l'aide d'une seringue. La circulation du fluide est visualisée à travers une conduite transparente de diamètre 16 mm.

Sachant que le profil de la vitesse dans une conduite pour un régime laminaire est parabolique et que la vitesse maximale est située au centre de la section de la conduite, on peut donc déterminer la vitesse moyenne par la formule suivante :

$$V_m = \frac{1}{2} \left(\frac{L_T}{\Delta t} \right)$$

Δt : temps parcouru par un front de fluide.

L_T : longueur de la conduite transparente.

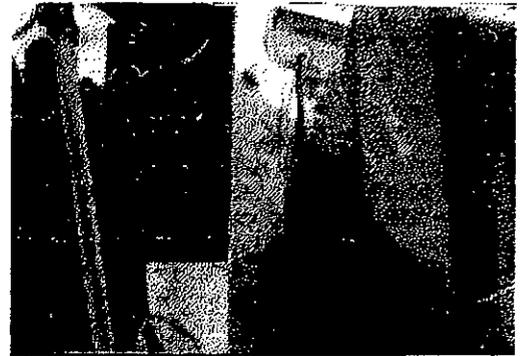


Figure 4.4 : Visualisation de la circulation du fluide

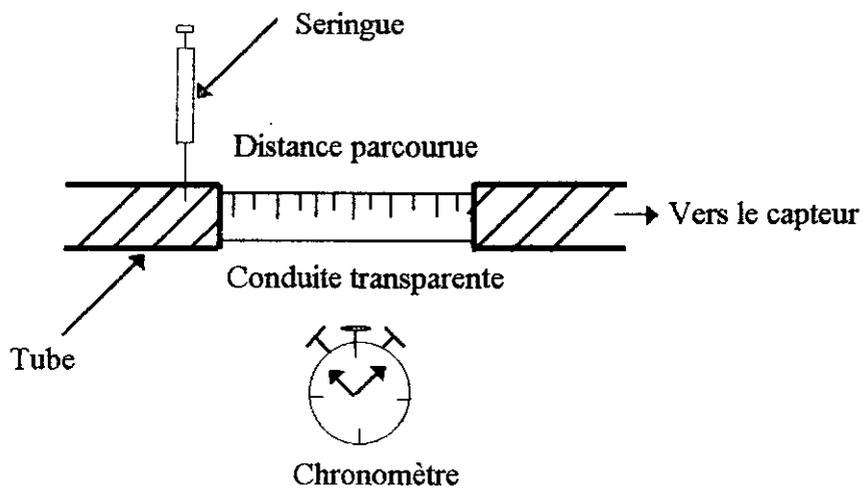


Figure 4.5 : Mesure du débit massique

4.3.3. Mesure de l'éclairement global :

La mesure de l'éclairement solaire sur une surface horizontale est faite à l'aide d'un pyranomètre de type Kipp et Zonen (figure 4.6.a). Ce dernier, ainsi que les thermocouples sont connectés à un enregistreur.

L'éclairement global sur une surface inclinée (surface du capteur) est mesuré à l'aide d'un solarimètre de type Kipp et Epply (figure 4.6.b)



b)



a)

Figure 4.6 : a) Pyranomètre, b) solarimètre

4.4. ENREGISTREMENT DES DONNEES :

Un enregistreur à 30 voies type Philips (CM 8238 multi- point data recorder) a été utilisé pour la journée du 17.10.1997, il est programmé pour les mesures des températures de 50°C à 300°C sur un papier diagramme (papier thermo-sensible). L'enregistrement des valeurs est donné dans des tableaux à quatre chiffres. Les données fournies sur le papier sont : L'heure, la date, le numéro des voies et l'intervalle de temps d'impression. Sur l'écran la valeur mesurée est affichée en même temps que le numéro de la voie correspondante. Pour les autres journées représentatives, nous avons utilisé le type Hydra Data Acquisition unit (Model 2620 A) à 20 voies (voir figure 4.7).

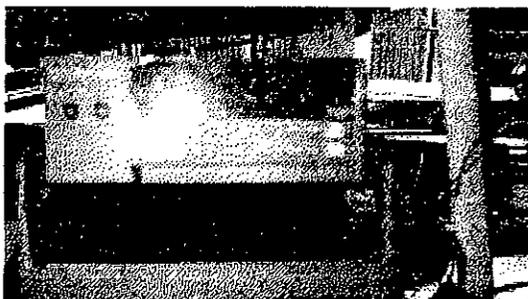


Figure 4.7 : Enregistreur.

CHAPITRE 5

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

5.1. INTRODUCTION :

Les capteurs conçus sont soumis à une série de tests et de mesures afin de déterminer leurs performances et de comparer celles-ci avec des solutions plus conventionnelles faisant appel à des conduites séparées pour le passage de l'eau. Nous avons donc comparé nos capteurs avec un capteur avec absorbeur en tubes parallèles (radiateur). En outre, nous avons considéré la comparaison avec un capteur déjà étudié et fonctionnent suivant le même principe, en l'occurrence le capteur Roll-bond.

Un de nos objectifs est d'étudier l'influence des paramètres géométriques ainsi que la forme de la plaque d'absorption sur les performances des capteurs. L'étude comparative se divise en deux parties. La première partie concerne les capteurs dont le diamètre hydraulique du passage de fluide caloporteur est le même, mais avec des sections de passage différentes (voir annexe D). Dans la deuxième partie nous présentons une comparaison entre les différents capteurs, en se basant sur la même section de passage du fluide, ce qui donne un diamètre hydraulique différent d'un type à un autre.

5.2. ETUDE COMPARATIVE BASEE SUR UN MEME DIAMETRE HYDRAULIQUE :

5.2.1 Comparaison des résultats théoriques :

Le modèle mathématique établi, ainsi que le programme de calcul élaboré sont utilisés pour déterminer les performances théoriques des capteurs dont la plaque d'absorption est de forme concave, convexe, roll-bond et radiateur.

La journée représentative est celle du 30/09/1998 avec des coefficients de troubles $a = 0.88$ et $b = 0.26$.

La figure 5.1 représente les évolutions de l'éclairement global et de seuil. L'éclairement global sur une surface inclinée présente l'allure d'une cloche dont le sommet se situe au niveau de midi Tsv. L'éclairement seuil en fin d'après midi est plus grand qu'en début de matinée. Il faut donc un éclairement solaire plus important le soir pour le fonctionnement du chauffe-eau-solaire que pour la matinée. On constate que les courbes relatives aux types roll-bond et radiateur se situent au-dessus des différentes courbes. Cela est dû à des longueurs d'ailettes plus grandes ainsi qu'au contact indirect entre le fluide et la plaque absorbante pour le cas du radiateur. Un écart relativement faible existe entre toutes les courbes et l'éclairement seuil se voit diminué lorsque la section de passage du fluide augmente. L'intersection des courbes de l'éclairement global et de l'éclairement seuil en début et en fin de journée définit le domaine de fonctionnement des capteurs qui est le même pour cette application (9.5 h de fonctionnement).

La figure 5.2 montre l'évolution du coefficient d'évacuation de la chaleur vers le fluide durant l'intervalle de fonctionnement. L'allure de chaque courbe présente trois phases. Pendant les premières heures de captations le coefficient Fr augmente rapidement. Ceci est dû au temps nécessaire pour l'échauffement de la plaque. On note que durant cette phase, les pertes thermiques sont nulles. Pour la deuxième phase, elle présente une relative stabilité. Ceci correspond à un régime de fonctionnement quasi-stationnaire. La troisième phase est caractérisée par une diminution de Fr due à un faible écart entre l'énergie incidente et les déperditions thermiques. L'amplitude du coefficient Fr se voit diminuée lorsque la section de passage diminue et est inversement proportionnelle à la longueur de l'ailette. Le coefficient Fr pour le type convexe est le plus grand car la section de passage est la plus grande et la longueur d'ailette est la plus petite.

La figure 5.3 illustre l'évolution de la température moyenne de la plaque d'absorption en fonction du temps. On constate que cette dernière augmente progressivement avec l'éclairement solaire et atteint son maximum entre 15 h 25 min et 16 h. Après ce maximum, on constate une diminution continue due principalement à un faible apport d'énergie. L'équilibre thermique est atteint en fin de fonctionnement (16 h 45 min). Les courbes relatives aux types roll-bond et radiateur sont pratiquement confondues et un écart important existe entre ce couple et celui des types concave et convexe. Ceci peut être expliqué par le fait que la température moyenne de la plaque dépend fortement du coefficient d'évacuation de la chaleur et de la longueur de l'ailette.

La figure 5.4 représente respectivement les températures de sortie et d'entrée du fluide dans les capteurs. L'écart entre les différentes courbes de la température d'entrée et de sortie est le même. On constate pour les températures d'entrée qu'au début de fonctionnement, la température reste uniforme. Ceci est dû à la masse d'eau stockée dans la cuve de stockage. Pour les températures de sortie, on voit que les courbes sont similaires à celles des températures moyennes des plaques.

L'évolution de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage est représentée par la figure 5.5. On remarque que chaque courbe présente trois phases.

Une 1^{ère} Phase où la courbe subit une légère chute due aux pertes thermiques. Notons que le système est à l'arrêt (pas de circulation de fluide).

Une 2^{ème} Phase où la température dans la cuve augmente et sa courbe présente une droite avec une pente très importante (en l'espace d'une période relativement courte la température monte d'environ 18 °C à environ 59 °C).

Une 3^{ème} Phase qui est celle de décharge de la cuve, le système étant à l'arrêt. La température est relativement élevée. L'évolution est une droite avec une pente faible, ce qui peut s'expliquer par la bonne isolation de la cuve de stockage.

On constate que dans les deux premières phases, les quatre courbes sont pratiquement confondues et présentent un écart faible pendant la troisième phase. Ceci est dû à l'écart remarqué sur les courbes de la température de sortie en fin de fonctionnement.

La figure 5.6 indique une comparaison des profils de température de la plaque absorbante entre deux passages adjacents pour les quatre capteurs à l'instant de début de fonctionnement, à midi et en fin de fonctionnement. On remarque qu'au début de fonctionnement les quatre profils sont confondus, et la variation le long de la longueur d'ailette est presque constante. Ceci est directement lié à une même température d'entrée du fluide dans les capteurs comme indiqué par la figure 5.4. Avec l'augmentation de l'éclairement global, les profils passent d'une forme droite à une forme parabolique (à 12 h) avec un maximum situé à la ligne centrale. A cet instant, l'écart est le plus important. On remarque que la variation de chaque profil est proportionnelle à la longueur d'ailette. On peut donc conclure que plus la longueur de cette dernière augmente, plus l'échange de chaleur entre l'ailette et le passage du fluide diminue. En fin de fonctionnement, à 16 h 45 min les quatre profils présentent des droites parallèles à l'axe des x avec un écart dû à la température de sortie indiqué dans la figure 5.4.

La variation de la température locale du fluide dans la direction de l'écoulement pour chaque capteur est illustrée dans la figure 5.7. On constate que la distribution de la température est linéaire et que le gradient entre l'entrée et la sortie varie le long de la journée. L'écart entre la température de sortie et d'entrée du fluide pour les différents instants peut être déterminé à partir de la figure 5.4.

La variation du débit massique avec le temps est donnée par la figure 5.8. Les courbes du débit massique présentent des paraboles similaires à celles de l'éclairement global. Elles augmentent et diminuent avec le flux solaire, atteignant leurs maximums aux environs de 13 h 30 min. Les courbes relatives aux types roll-bond et radiateur se situent au-dessus de celles correspondant aux types concave et convexe. Ceci s'explique par les pertes de charges dans le système qui diminuent lorsque la section de passage du fluide augmente et d'autre part par le gradient de température entre l'entrée et la sortie. Le faible écart qui existe entre les différentes courbes, nous permet de conclure que les tubes de sections droites différentes, mais de même diamètre hydraulique présentent les mêmes propriétés de frottement.

L'évolution du rendement instantané des capteurs ainsi que la différence de température entre l'entrée et la sortie sont représentées dans la figure 5.9. L'allure du rendement instantané est similaire à celle de la différence de température. On constate que plus la température de fonctionnement du capteur (température de sortie) est grande, plus le

rendement se dégrade. Il est à remarquer que le rendement instantané est faible durant la première phase de fonctionnement en raison d'une faible différence entre l'entrée et la sortie de température, ce qui a entraîné un débit massique réduit. Le rendement maximum est atteint à 10 h 15 min. Cet instant correspond à un écart maximum de température. L'augmentation rapide du rendement entre l'instant du début de fonctionnement et l'instant qui correspond au maximum est expliqué par le fait que la température de fluide à l'entrée est très proche de la température ambiante. Si on procède à une comparaison des différents types, on constate que le rendement du capteur dont la plaque est de forme convexe est plus grand que ceux des types concave, roll-bond et radiateur. Ceci peut être attribué à un meilleur échange de chaleur.

Pour voir l'évolution du profil de température de la plaque d'absorption le long de l'intervalle de fonctionnement, on a pris un pas du temps de 15 minutes et nous avons présenté sur la figure 5.10 le gradient de température entre deux passages adjacents à une distance fixe suivant l'axe $x = 0.57$ m. Le profil reste invariable durant les premières 30 minutes de fonctionnement, ensuite il commence à avoir une forme parabolique avec un léger gradient entre la ligne centrale et la zone du passage de fluide. A 14 h 45 min le gradient atteint son maximum. On remarque ensuite une diminution causée par la diminution de l'éclairement global jusqu'à l'arrêt du système où la variation le long de l'ailette devient uniforme. C'est l'instant où les pertes thermiques et l'énergie incidente sont égaux.

La variation de la température du fluide le long du passage durant l'intervalle de fonctionnement est donnée dans la figure 5.11 avec un pas de temps de 15 minutes. On remarque que la variation est linéaire. Le gradient de température varie rapidement dans les deux premières heures. Ceci est dû à un faible changement de la température d'entrée causé par la masse d'eau stockée dans la cuve de stockage, mais la température de sortie augmente rapidement en raison d'un apport d'énergie important. En fin de la journée la pente de variation de la température devient faible et continue à décroître jusqu'à 16 h 45 min, quand les gains solaires sont égaux aux déperditions thermiques.

L'intégration des courbes des rendements instantanés données dans la figure 5.9 permet de déterminer le rendement journalier de chaque capteur. Les résultats sont donnés dans le tableau 5.1. Nous avons trouvé que dans le cas d'un chauffe-eau solaire avec capteur de plaque de forme convexe, les rendements journalier du C.E.S ainsi que du capteur sont supérieurs à ceux des types concave, roll-bond et radiateur. Dans cette comparaison on

comprend que lorsqu'on diminue la longueur d'ailette les pertes thermiques deviennent moins importantes.

Tableau 5.1 : Rendement journalier

Type de capteur	Rendement journalier du capteur %	Rendement journalier du chauffe-eau solaire %
Convexe	61.87	51.87
Concave	58.77	49.25
Roll-bond	56.328	47.159
Radiateur	56.297	47.119

5.2.2. Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux :

Une série de tests a été effectuée dans le but de valider le modèle mathématique développé. Les comparaisons des résultats expérimentaux et de calcul des différents paramètres de fonctionnement des prototypes conçus, à savoir les températures, le débit massique, l'éclairement et le rendement, sont présentés dans ce qui suit.

La journée représentative est celle du 30/09/1998. Elle est caractérisée par un ciel clair et dégagé pendant la matinée. Durant l'après midi, nous avons enregistré quelques passages nuageux variables dans le temps. La température ambiante varie entre 22.3 °C et 29.3 °C dans l'intervalle de mesures. Ces conditions météorologiques correspondent à une journée normale et les coefficients de troubles choisis dans le modèle sont : $a = 0.88$ et $b = 0.26$.

La figure 5.12 représente les évolutions théoriques et expérimentales de l'éclairement solaire global incliné durant cette journée. On constate que dans l'intervalle de mesure (10 h à 15 h 45 min) les deux courbes sont pratiquement similaires. Néanmoins, il existe un écart au milieu de la journée dû probablement au coefficients de trouble pris constants dans le modèle durant toute la journée alors que des passages nuageux sont enregistrés en réalités.

La comparaison des résultats mesurés et calculés de la température du fluide à l'entrée de chaque capteur est représentée dans la figure 5.13. On constate une similitude satisfaisante entre les températures mesurées et calculées pour la plus grande partie de la journée. Le léger écart qui a été déterminé par le modèle est confirmé par les résultats expérimentaux. A partir

de 13 h 45 min, on remarque que l'écart devient plus important car les systèmes sont perturbés par les conditions climatiques variables dans le temps. A cela, s'ajoute l'utilisation des thermocouples de type k pour mesurer des températures u fluide.

La figure 5.14 montre l'évolution des températures de sortie calculées et ceux de l'expérimentation. Celles-ci sont pratiquement similaires avec un léger écart dû aux erreurs de mesure et aux perturbations déjà indiquées.

La température moyenne mesurée et calculée de l'eau dans les deux cuves de stockages est donnée dans la figure 5.15. On peut dire que la comparaison est acceptable et que les fluctuations des températures sont faibles en raison de la capacité thermique de la masse d'eau stockée dans chaque cuve.

La figure 5.16 montre une comparaison des résultats théoriques et expérimentaux du débit massique pour les formes convexe et concave. L'écart entre les deux résultats théoriques est expérimentalement vérifié. Mais l'écart entre les résultats théoriques et expérimentaux est significatif. Ceci peut être expliqué par les raisons suivantes :

- Existence des fuites entre les passages.
- Une subdivision irrégulière du débit massique pour les neuf passages.
- Etat de surface de la plaque rugueuse contrairement au calcul théorique.
- Présence des thermocouples dans le circuit de circulation du fluide.
- Erreur de mesure dûe à la lecture du temps d'écoulement (méthode indirecte).
- L'injection du colorant sous pression
- La dissolution du colorant au cours de la circulation.

On peut dire que les courbes expérimentales sont similaires à celle de l'éclairement mesuré et qu'elles présentent les même fluctuations.

Pour vérifier la validité du modèle brassé qui a été adopté dans l'étude du comportement thermique de la cuve de stockage, qui suppose une température uniforme, nous avons présenté dans la figure 5.17 et 5.18 respectivement, la température locale de l'eau à différentes positions dans chaque cuve de stockage pour le capteur à plaque d'absorption de forme convexe et celui de la forme concave. On peut faire les remarques suivantes :

Durant la matinée l'écart est plus grand que le soir. On peut dire qu'il y a présence de phénomène de stratification malgré que la cuve est en position horizontale. D'autre part, la

masse d'eau stockée n'était pas totalement parcourue le circuit de circulation cuve-capteur. A partir de 14 h la température de l'eau dans les différentes positions est constante.

Vu la difficulté d'estimer la température moyenne mesurée de la plaque d'absorption, nous avons présenté sur la figure 5.19 et 5.20, une comparaison des températures locales pour les deux plaques. Les trois températures sont mesurées au milieu de deux passages adjacents ($y=0$ m), dont les positions des thermocouples dans la direction de l'écoulement sont les suivantes : $x = 0.1$ m, $x = 0.285$ m et $x = 0.47$ m (voire figure, 4.3). Nous remarquons que pour le capteur à plaque de forme concave, la température de la plaque est plus élevée que celle de la plaque convexe, ceci n'entraîne pas forcément un même écart pour les températures du fluide à l'entrée et à la sortie du capteur. La concordance entre les résultats théoriques et expérimentaux est acceptable. Néanmoins, l'écart varie d'une position à l'autre et dépend de la température du fluide à la position considérée.

Les rendements moyens mesurés sont donnés dans le tableau 5.2. Ces derniers sont calculés pour un intervalle de temps qui correspond à l'instant de début des tests et l'instant final, c.a.d entre 10 h et 15 h 45 min. On constate que pour chaque géométrie l'écart entre les résultats théoriques et expérimentaux est acceptable.

Tableau 5.2 : Rendements moyens des deux systèmes le 30/09/1998

Rendement %	Convexe	Concave
Théorique du capteur	66.41	63.12
Expérimental du capteur	60.11	55.38
Théorique du chauffe-eau-solaire	62.104	59.02
Expérimental du chauffe-eau-solaire	56.54	52.449

La deuxième journée représentative est celle du 03/10/1998. Elle est caractérisée par un ciel clair et dégagé. La vitesse du vent oscille entre 0.1 et 3m/s. La température ambiante varie entre 20.2 et 23.5 °C dans l'intervalle de mesure.

Les observations et les mesures des paramètres météorologiques relatives à cette journée correspondent à une journée normale légèrement perturbée. Pour cela et afin d'avoir une concordance entre les résultats théoriques et expérimentaux, nous avons adopté au

modèle théorique les coefficients de troubles qui correspond à une journée normale $a=0.88$ et $b=0.26$.

La concordance entre l'éclairement global mesuré et calculé est acceptable, sauf dans l'intervalle entre midi et 13 h 30 min où le rayonnement solaire direct est perpendiculaire au plan d'incidence. On constate alors un écart remarquable. Ceci nous amène à dire que la précision du solarimètre à surface réceptrice plane est limitée. Les figures 5.22 et 5.23 représentent respectivement la variation de la température de fluide à l'entrée et à la sortie de chaque capteur en fonction du temps, avec une comparaison des résultats théoriques et expérimentaux. Nous remarquons que les fluctuations de la température du fluide à l'entrée sont accompagnées par des fluctuations de la température de sortie. La variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage est montrée dans la figure 5.24. On constate que des fluctuations existent mais avec une amplitude moins importante que pour les températures d'entrée et de sortie du fait de capacité thermique de la masse d'eau stockée dans la cuve. La figure 5.25 présente la variation du débit massique en fonction du temps. On constate que les courbes théoriques et expérimentales sont similaires à ceux des éclairagements. On note que le débit massique est un paramètre très sensible qui dépend à la fois de l'éclairement et du gradient de température entre l'entrée et la sortie.

Les rendements moyens des deux capteurs, ainsi que des deux chauffe-eau-solaires obtenus par le modèle théorique et l'expérimentation sont données dans le tableau 5.3. Les résultats préliminaires de la journée du 30-09-1998 sont confirmés par les résultats de cette deuxième journée. Cette comparaison montre que l'installation équipée par un capteur avec la plaque de forme convexe a un rendement moyen supérieur à ceux des autres installations.

Tableau 5.3 : Rendements moyens des deux systèmes le 03/10/1998

Rendement %	Convexe	Concave
Théorique du capteur	63.13	59.83
Expérimental du capteur	58.002	54.87
Théorique du chauffe-eau-solaire	58.45	55.39
Expérimental du chauffe-eau-solaire	55.73	53.18

Pour la troisième journée représentative, celle du 17 novembre 1997 on se limitera à la comparaison des résultats expérimentaux car le capteur à plaque d'absorption de forme concave a été masqué par l'ombre d'un arbre à 13 h 30 min environ et le modèle théorique élaboré ne tient pas compte de ce phénomène [38].

L'éclairement global sur les deux plans inclinés est indiqué dans la figure 5.26. On constate que la variation présente l'allure d'une cloche avec un maximum de flux solaire de 800 w/m^2 . A partir de 13 h 30 min nous avons mesuré uniquement l'éclairement incident sur le capteur à plaque de forme convexe vu la mauvaise position de celui de la plaque de forme concave. La figure 5.27 montre la variation du débit massique pour les deux capteurs en même temps. Les deux courbes présentent une forme parabolique qui suit l'allure de la courbe de l'éclairement global. Dans le premier intervalle, les deux courbes présentent les mêmes fluctuations, on constate ensuite une chute notable pour celui de la plaque concave en raison de l'effet de l'ombre. La figure 5.28 montre la variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage pour les deux formes. Nous remarquons que les deux courbes ont une allure similaire. La courbe relative au capteur à plaque de forme concave est affectée par l'effet de l'ombre. La figure 5.29 illustre la variation de la température de l'eau à la sortie des deux capteurs en fonction du temps. Elles présentent les mêmes allures que ceux cités précédemment.

– Conclusion

Dans cette première comparaison basée sur un même diamètre hydraulique et une même surface de la plaque avant l'emboutissage. Nous pouvons conclure que le capteur le plus performant est celui avec la plaque de forme convexe. Ceci est dû à un coefficient d'évacuation de chaleur vers le fluide caloporteur plus élevé. Ce dernier dépend en effet des paramètres de fonctionnement (débit massique, coefficient de pertes thermiques globales propriétés thermiques du fluide.....) et des paramètres géométriques de la plaque.

5.3. ETUDE COMPARATIVE BASEE SUR LA MEME SECTION DU PASSAGE :

5.3.1 Comparaisons des résultats théoriques

Pour cette partie le capteur à plaque d'absorption de forme convexe est le même que celui étudié dans la première partie. Pour les autres types, les dimensions ont été déterminées en fonction des conditions suivantes :

- Une même section de passage de fluide pour tous les types de capteurs.
- Une même longueur de la plaque d'absorption avant l'emboutissage.

Ces deux conditions donnent des diamètres hydrauliques différents pour le passage du fluide ainsi que des longueurs d'ailette différentes. La comparaison des résultats théoriques est faite pour la journée de 17 octobre 1998 avec des coefficients de trouble choisis correspondant à une journée normale $a= 0.88$ et $b= 0.26$.

La figure 5.30 indique l'évolution de l'éclairement global et de seuil. On remarque que la courbe relative au type concave se situe au-dessous des autres courbes et que le domaine de fonctionnement de ce dernier est le plus grand.

La variation du coefficient d'évacuation de la chaleur est illustrée par la figure 5.31. On constate que Fr augmente progressivement dans les deux premières heures. L'écart existant entre les différentes courbes peut être expliqué comme suit :

- Une diminution du facteur de forme de la section de passage du fluide caloporteur (voir annexe D) provoque une diminution des pertes de charges linéaires, ceci favorise l'échange de chaleur entre la face supérieure du passage et le fluide en circulation.
- Une réduction de la longueur de l'ailette entraîne une amélioration de l'échange de chaleur entre l'ailette et le passage du fluide caloporteur, car l'efficacité de l'ailette est inversement proportionnelle à sa longueur.

D'autre part, on observe que le coefficient d'évacuation de la chaleur pour le type concave subit une chute brusque en fin de journée car le gradient de température de fluide à 16.h 30 min est presque nul.

La figure 5.32 montre l'évolution de la température moyenne de la plaque d'absorption en fonction du temps. On voit que l'écart entre les différentes courbes est moins important que dans la première comparaison (un même diamètre hydraulique) car les longueurs d'ailettes pour les types concave, roll-bond et radiateur sont réduites.

La figure 5.33 illustre les couples de température d'entrée et de sortie dans le capteur pour chaque type. L'évolution de la température de sortie suit celle de l'entrée. L'existence d'une différence de densité qui résulte d'un gradient de température entre l'entrée et la sortie du capteur ou entre la sortie du capteur et celle de stockage est l'une des conditions de

fonctionnement d'un chauffe-eau-solaire en circulation naturelle. Dans ce sens, on constate que l'évolution de la température de l'eau dans la cuve de stockage donnée dans la figure 5.34 est directement liée à la température de sortie et que l'écart entre les différentes courbes de température de sortie est conservé.

La figure 5.35 montre une comparaison des profils de température pour les quatre capteurs étudiés. Au début de fonctionnement à 7 h 30 min les courbes sont pratiquement confondues. A midi on remarque que les deux courbes relatives aux types radiateur et roll-bond présentent la même allure et presque le même ordre de grandeur en raison de longueurs d'ailettes proches. Pour les types concave et convexe l'écart se voit clairement des températures moins importantes pour la forme convexe, ceci indique un bon échange de chaleur entre l'ailette et le passage. En fin de la journée, à 16 h 30 min, l'écart entre les différentes courbes a subi une diminution et le gradient de température devient presque nul.

La variation de la température de fluide dans les capteurs dans la direction de l'écoulement est illustrée dans la figure 5.36. En début de fonctionnement, à 7 h 30 min, les gradients de températures sont les mêmes. Pour les quatre capteurs la variation de la température entre l'entrée et la sortie du capteur est faible, mais la circulation existe. Avec l'apport d'énergie, le gradient de température devient plus important à 12 h. Durant l'après midi, l'éclairement diminue et l'écart entre la température d'entrée et la température ambiante augmente, ce qui entraîne une augmentation des déperditions thermiques. Ces dernières deviennent plus importantes que l'éclairement incident. Le système est à l'arrêt à 16h .30 min et le gradient de température devient pratiquement nul.

La variation du débit massique en fonction du temps est représentée dans la figure 5.37. On remarque un léger écart entre les différentes courbes, ceci est dû au gradient de température entre la sortie et l'entrée des capteurs

Une comparaison des rendements instantanés est donnée dans la figure 5.38. On observe une amélioration pour les types concave, roll-bond et radiateur par rapport à ceux de la première comparaison.

La figure 5.39 montre la distribution de température de la plaque entre deux passages adjacents à $x = 0.57$ m entre le début et la fin de fonctionnement. Dans la première heure, la

température de la plaque est pratiquement uniforme avec un faible gradient entre la ligne centrale et la zone de passage du fluide. Avec l'augmentation de l'éclairement, la distribution prend la forme d'un profil parabolique avec un maximum situé sur la ligne centrale. Cette température continue de croître jusqu'à 15 h, lorsque le maximum est de 60.11°C, ensuite elle commence à diminuer.

La distribution de la température du fluide le long d'un passage est montrée dans la figure 5.40. Cette distribution est linéaire le long de la journée. Le gradient de température le long du capteur augmente rapidement dans les deux premières heures, malgré que le changement de la température d'entrée est faible. A la fin de la journée, on constate que le gradient de la température du fluide devient moins important, ce qui implique l'arrêt du système.

Le rendement journalier du capteur ainsi que celui du chauffe-eau-solaire pour chaque type est résumé dans le tableau 5.4. Pour cette comparaison les rendements des quatre installations sont très proche. Ceci est dû à la diminution de la longueur d'ailette pour les types concave, roll-bond et radiateur.

Tableau 5.4 : Rendement journalier le 17/10/1999.

Type de capteur	Rendement journalier du capteur %	Rendement journalier du chauffe-eau solaire %
Convexe	62.659	52.569
Concave	61.90 1	51.993
Roll-bond	59.70	50.06
Radiateur	60.047	50.365

5.3.2. Validation des résultats théoriques :

Une série de tests a été effectuée pour cette deuxième comparaison qui est basée sur une même section de passage du fluide caloporteur. Pour une période de tests comprise entre le 13-10-1998 et le 03-11-1998. Nous présentons trois journées représentatives pour lesquelles les conditions climatiques varient d'une journée à l'autre.

La journée de 17 octobre 1998 est caractérisée par un ciel clair et dégagé, avec quelques perturbations variables dans le temps. La température ambiante varie entre 21.6°C et 27.5 °C.

Sur la figure 5.41, nous présentons la variation de l'éclairement global en fonction du temps. L'écart entre la courbe théorique et expérimentale varie dans le temps ceci est dû au choix des coefficients de trouble qui correspond à une journée normale pour le modèle théorique alors que des passages nuageux sont enregistrés durant les tests et aux erreurs de mesure. A partir de 15 h, on remarque que l'éclairement mesuré chute d'une manière considérable à cause des passages successifs des nuages. Pour les paramètres de fonctionnement des deux chauffe-eau-solaires présentés dans les figures 5.42 à 5.50 on peut dire que la concordance est satisfaisante pour la plus grande partie de la journée.

La variation de la température du fluide à l'entrée de chaque capteur est donnée par la figure 5.42. On remarque que les deux courbes expérimentales confirment les résultats théoriques et que les perturbations observées sur les courbes de température d'entrée provoquent également les mêmes fluctuations pour la température de sortie de la figure 5.43. En fin d'expérience, on constate des chutes de températures dues à un apport d'énergie moins important que celui de la matinée.

La variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage est représentée dans la figure 5.44. On remarque que les courbes théoriques et expérimentales sont presque confondues et que les fluctuations sont moins importantes.

Sur les courbes de la figure 5.45, nous présentons la variation du débit massique en fonction du temps. Nous pouvons dire que l'écart entre la courbe relative au capteur à plaque de forme convexe et celui de la plaque de forme concave est dû au gradient de température entre l'entrée et la sortie du capteur. On remarque également que les deux courbes présentent la même allure et qu'elles sont similaires à celle de l'éclairement global.

Vu la difficulté de mesurer ou d'estimer la température moyenne de la plaque qui dépend de la géométrie de l'absorbeur, des rayonnements incidents et des conditions d'entrée du fluide dans le capteur, nous avons présenté sur les figures 5.46 et 5.47 respectivement, les températures locales de la plaque d'absorption pour la forme convexe et

concave aux positions indiquées dans la figure 4.3. Il s'agit des positions 5 ($x= 0.1$ m), 6 ($x= 0.285$ m) et 7 ($x= 0.47$ m). On peut confirmer que la température de la plaque dans les trois positions dépend des rayonnements incidents ainsi que des conditions d'entrée du fluide dans le capteur. On remarque que les températures de la plaque concave sont plus grandes que ceux de la plaque convexe. Ceci peut être expliqué par une longueur d'ailette plus grande.

Les rendements moyens des deux installations sont donnés dans le tableau 5.5. On constate que le rendement du capteur à plaque de forme concave a subi une amélioration par rapport à la première comparaison, basée sur un même diamètre hydraulique. Les résultats théoriques sont validés par l'expérience.

Tableau 5.5 : Rendements moyens des deux systèmes le 17/10/1998

Rendement %	Convexe	Concave
Théorique du capteur	67.09	66.27
Expérimental du capteur	62.3	60.42
Théorique du chauffe-eau-solaire	62.848	62.117
Expérimental du chauffe-eau-solaire	55.893	54.32

La deuxième journée représentative, celle du 28 octobre 1998, est caractérisée par un ciel clair et dégagé durant toute la journée. Pour cela, les coefficients de trouble introduits dans le modèle sont ceux d'une journée à ciel très pure ($a = 0.87$ et $b = 0.17$). Les oscillations de la température ambiante mesurée, ainsi que la température calculée sont indiquées dans la figure 5.48

Les comparaisons des résultats théoriques et ceux issues de l'expérimentation sont présentées dans les figures 5.48 à 5.53, les écarts varient d'un paramètre de fonctionnement à l'autre.

L'éclairement mesuré pour cette journée est très proche de l'éclairement calculé. Ceci est illustré dans la figure 5.49. Les variations de la température de l'entrée et de sortie, indiquées respectivement par les figures 5.50 et 5.51, présentent des allures similaires, avec

des fluctuations légèrement variables dans le temps à cause des erreurs de mesure. Durant la matinée, les courbes expérimentales présentent un retard par rapport aux courbes théoriques dû à l'inertie thermique des systèmes. La température de fluide à l'entrée est nettement supérieure à la température ambiante. Les éléments des systèmes doivent donc absorber une certaine quantité de chaleur avant d'atteindre l'équilibre thermique.

La température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage pour le cas concave et convexe est montrée dans la figure 5.52. On constate une augmentation rapide pour les deux courbes, ceci implique un apport d'énergie important. La température moyenne de l'eau dans les cuves de stockage à la fin de la journée est de 55 °C pour le capteur à plaque convexe et de 52 °C pour celui de plaque concave.

L'un des paramètres les plus importants pour l'estimation du mode de fonctionnement d'un chauffe-eau-solaire est le débit massique. Sa variation en fonction du temps est indiquée dans la figure 5.53. Nous remarquons que la diminution du débit massique entraîne une augmentation de la température du fluide à la sortie du capteur. Les écarts observés entre les courbes expérimentales et théoriques sont dûs principalement aux erreurs de mesure et aux perturbations des systèmes.

Une comparaison entre les rendements moyens théoriques et expérimentaux est donnée dans le tableau 5.6. On peut dire que le modèle donne des résultats acceptables pour cette journée non perturbée. Le rendement de l'installation équipée par un capteur avec la plaque de forme convexe est proche de celui de l'installation équipée par un capteur avec la plaque de forme concave en raison de l'amélioration du coefficient d'évacuation de chaleur vers le fluide caloporteur.

Tableau 5.6 : Rendements moyens des deux systèmes le 28/10/1998

Rendement %	Convexe	Concave
Théorique du capteur	66.48	65.69
Expérimental du capteur	62.46	61.115
Théorique du chauffe-eau-solaire	62.08	61.37
Expérimental du chauffe-eau-solaire	58.29	57.684

5.3.3. Influence des conditions climatiques :

Il est très important de connaître la réponse des capteurs aux changements des conditions climatiques. La journée du 3-11-1998 est justement caractérisée par de larges perturbations et l'état du ciel varie rapidement entre l'état normal très clair et nuageux.

La figure 5.54 montre la variation de l'éclairement global instantanée en fonction du temps. L'enregistrement montre des fluctuations rapides et de grandes amplitudes. La variation entre deux mesures successives varie parfois de 410 à 620 w/m^2 entre 10 h 30 min et 10 h 45 min, de 625 à 355 w/m^2 entre 14 h 30 min et 14 h 45 min et de 425 w/m^2 à 130 w/m^2 entre 15 h 15 min et 15 h 30 min. Ces fluctuations sont dues aux mouvements des nuages durant le test. Cette instabilité des rayonnements incidents entraîne des fluctuations de la température, de la plaque de la température de l'eau à la sortie du débit massique ainsi que du rendement thermique du capteur. Les fluctuations de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage montrée dans la figure 5.57 sont moins importantes à cause de la grande capacité thermique de l'eau dans la cuve de stockage.

Les courbes de température de l'eau à l'entrée et à la sortie des capteurs sont montrées respectivement dans les figures 5.55 et 5.56. On remarque qu'elles sont en de ça des courbes théoriques pour la plus grande partie de la journée.

Nous remarquons également que la variation du débit massique indiqué dans la figure 5.58 est lié directement à la variation de l'éclairement global et qu'elle présente les mêmes fluctuations instantanées. On peut dire que les écarts qui existent entre les résultats théoriques et expérimentaux sont dus principalement aux causes suivantes :

- Les capacités thermiques de la vitre, de l'isolant et de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre qui ne sont pas prises en considération dans le modèle théorique.
- La transmissivité de la vitre varie d'une manière régulière en fonction de l'angle d'incidence des rayonnements pour le modèle théorique, puisque les coefficients de trouble sont pris constants. Ceci n'est pas le cas en réalité où les perturbations ont un effet significatif sur l'angle d'incidence des rayonnements solaires.

– Conclusion

Pour cette deuxième comparaison basée sur une même section de passage du fluide caloporteur et une même surface de la plaque d'absorption avant l'emboutissage. On constate que le rendement thermique pour les configurations concave, roll-bond et radiateur a subi une amélioration. Ceci est dû à la réduction de la longueur de l'ailette qui a entraîné une augmentation du coefficient d'évacuation de la chaleur vers le fluide caloporteur. Les résultats montrent que le capteur le plus performant est celui avec la plaque de forme convexe.

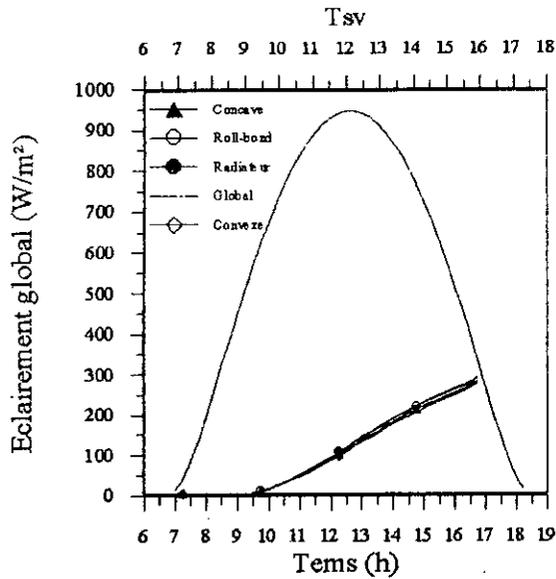


Fig. 5.1 : Variation de l'éclairage global et de seuil en fonction du temps pour le 30/09/1998.

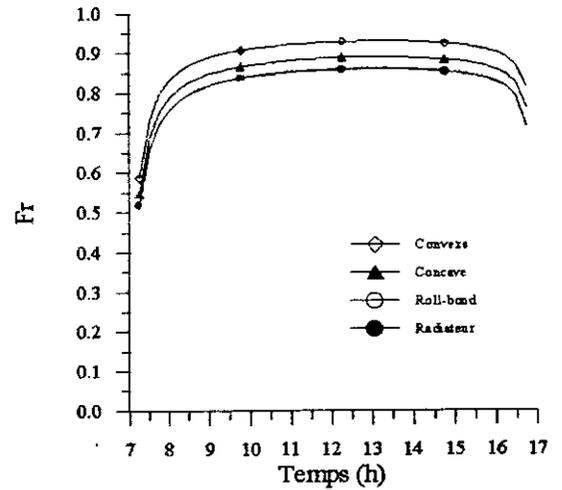


Fig. 5.2 : Variation du coefficient d'évacuation de la chaleur en fonction du temps le 30/09/1998.

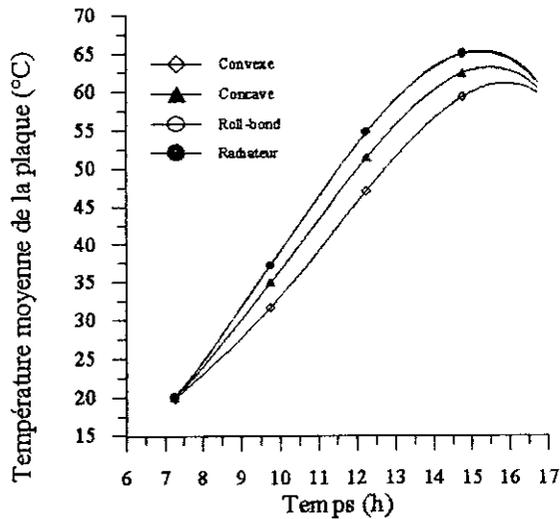


Fig. 5.3 : Variation de la température moyenne de la plaque d'absorption le 30/09/1998.

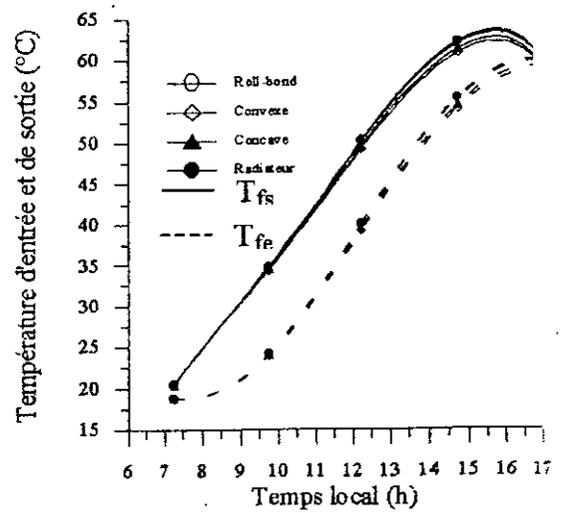


Fig. 5.4 : Variations des température de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur le 30/09/1998.

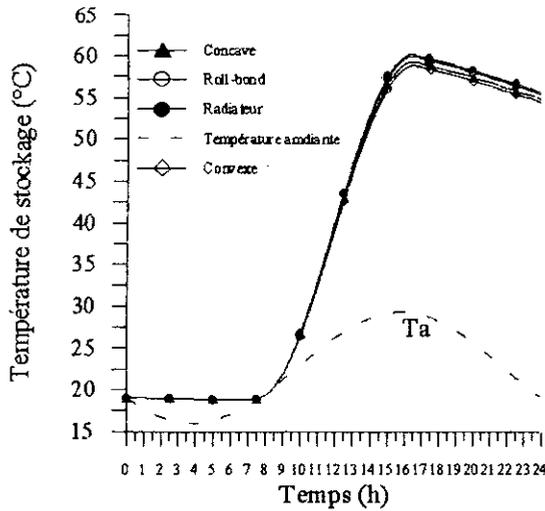


Fig. 5.5 : Evolution de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 30/09/1998.

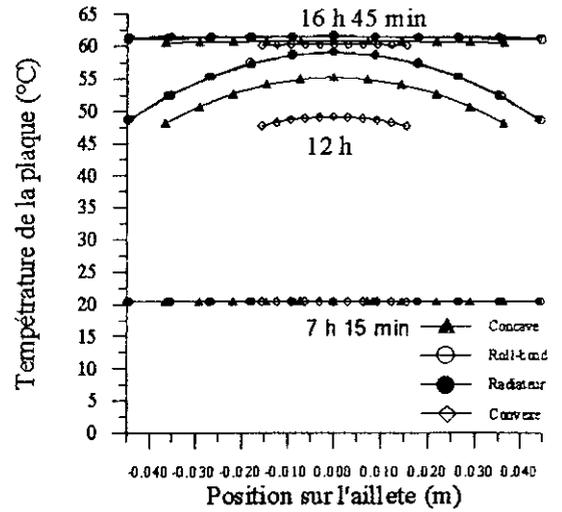


Fig. 5.6 : Profil de la température de la plaque à $x = 0.57$ m, le 30/09/1998

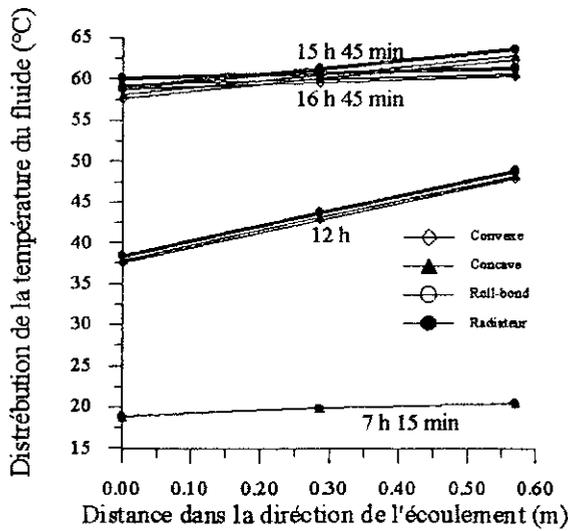


Fig. 5.7 : Variation de la température du fluide dans les capteurs dans la direction de l'écoulement le 30/09/1998.

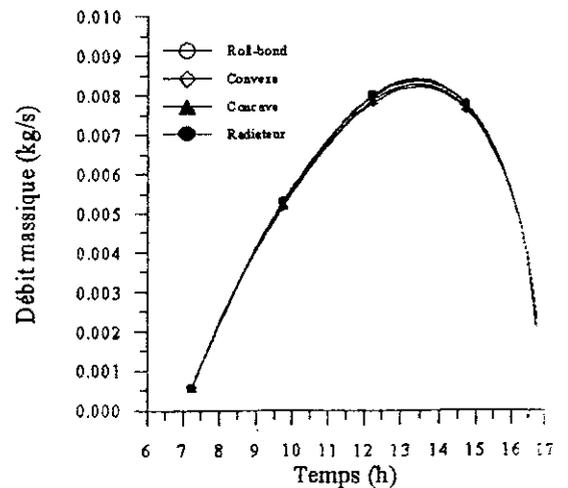


Fig. 5.8 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 30/09/1998.

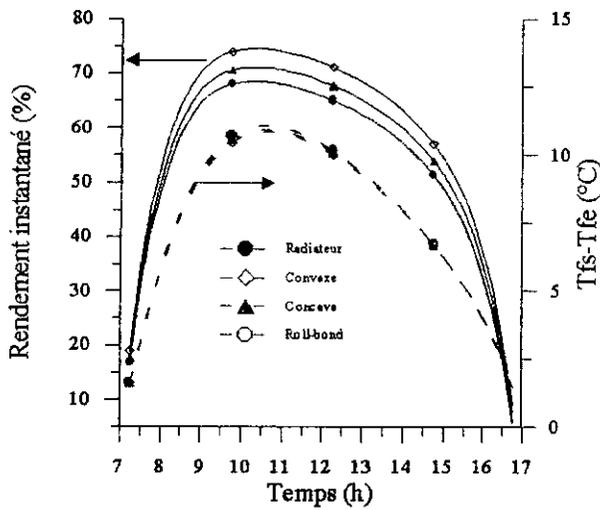


Fig. 5.9 : Variation du rendement instantané du capteur et de la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur le 30/09/1998.

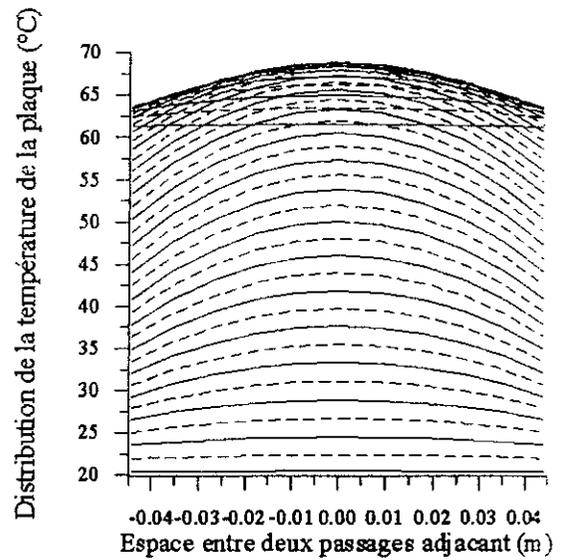


Fig. 5.10 : Variation de la température de la plaque entre deux passage adjacent entre 7h 15 min et 16h 45 min. Application pour radiateur le 30/09/1998.

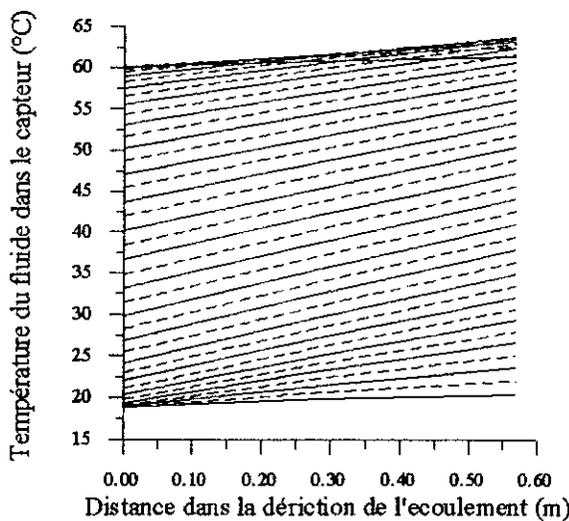


Fig. 5.11 : Variation de la température du fluide dans la direction de l'écoulement. Application pour radiateur le 30/9/1999.

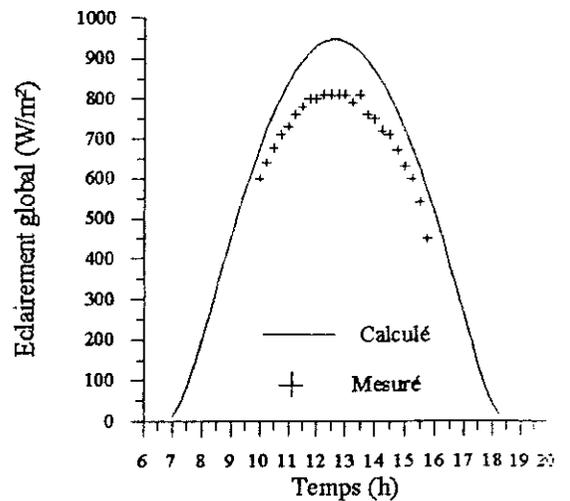


Fig. 5.12 : Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 30/09/1998.

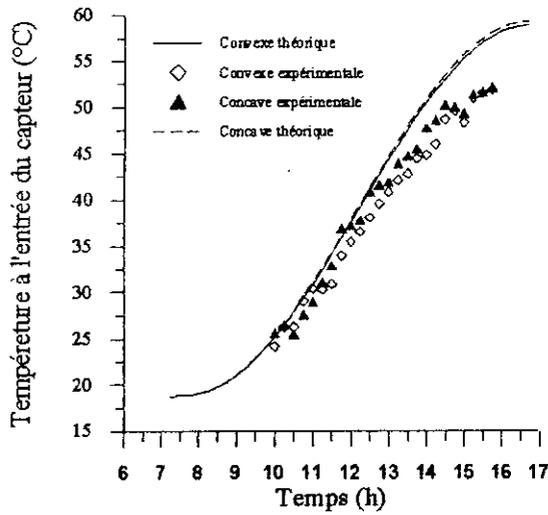


Fig. 5.13 : Variation de la température du fluide à l'entrée le (0/09/1998.

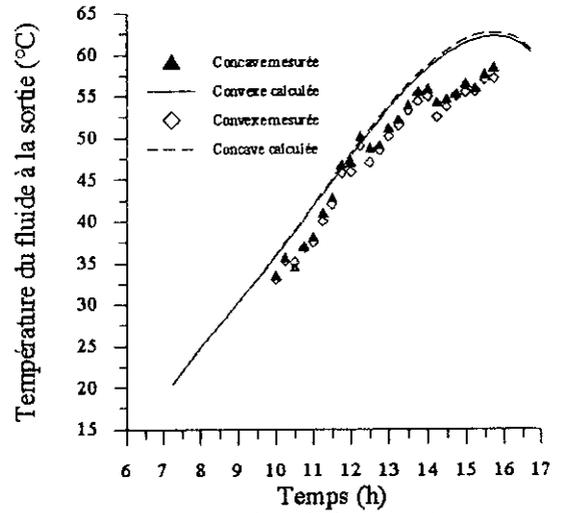


Fig. 5.14 : Variation de la température de sortie en fonction du temps le 30/09/1998.

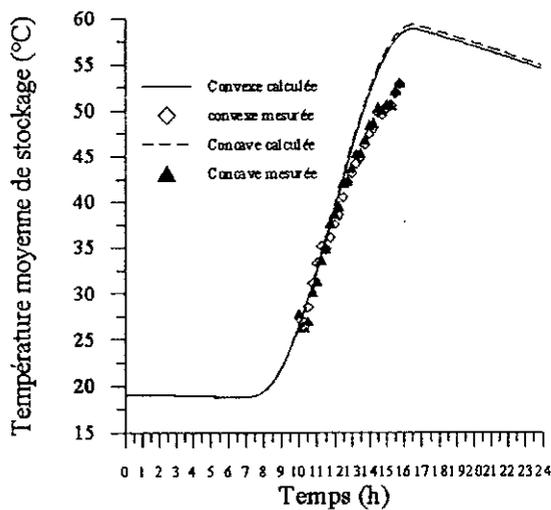


Fig. 5.15 : Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 30/09/1998.

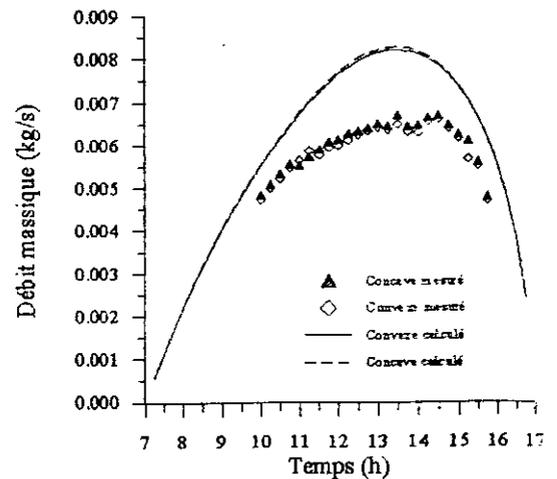


Fig. 5.16 : Evolution du débit massique le 30/09/1998.

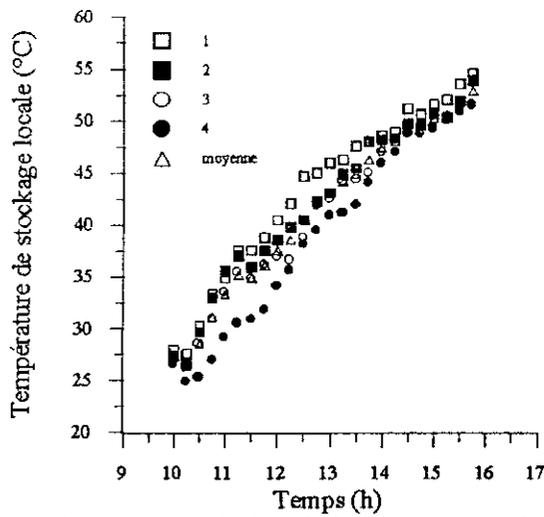


Fig. 5.17 : Variation de la température de stockage pour différentes positions. Forme convexe le 30/09/1998.

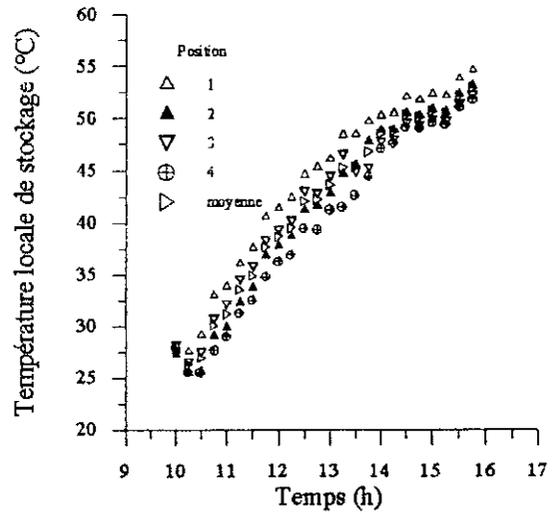


Fig. 5.18 : Variation de la température local de stockage pour différentes positions. Forme concave le 30/09/1998.

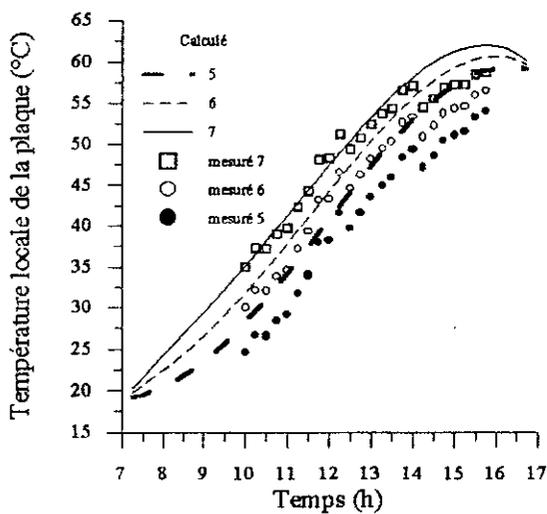


Fig. 5.19 : Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions. Forme convexe le 30/09/1998.

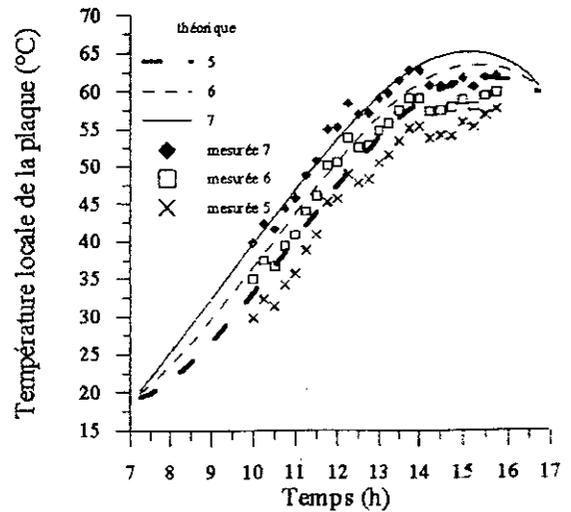


Fig. 5.20 : Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions. Forme concave le 30/09/1998.

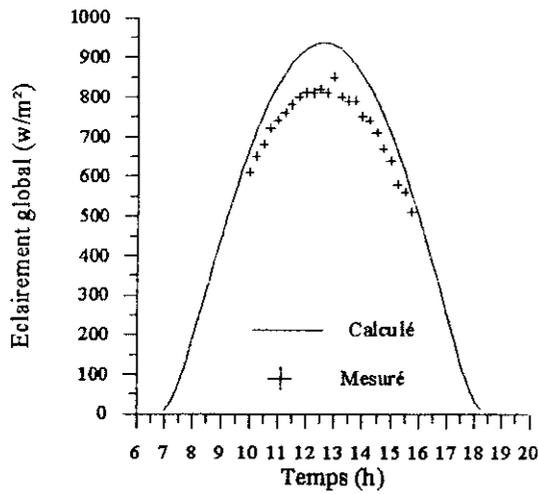


Fig. 5.21 : Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 03/10/1998.

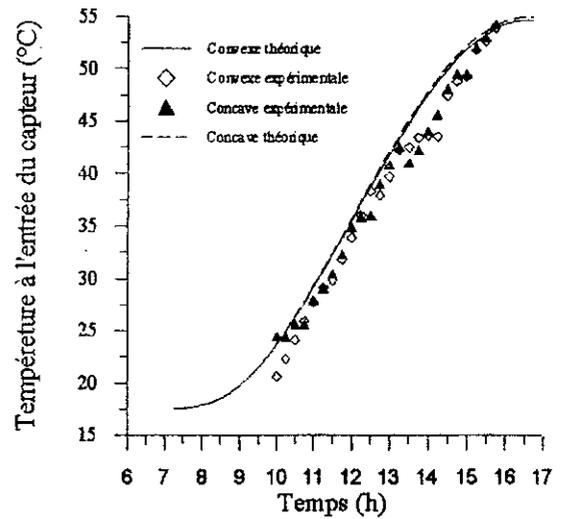


Fig. 5.22 : Variation de la température du fluide à l'entrée le 03/10/1998.

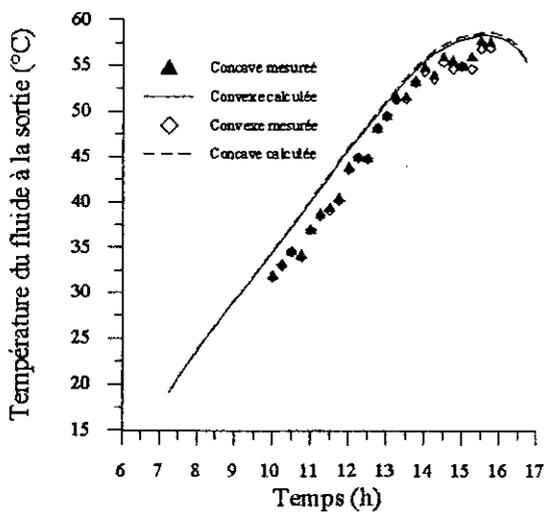


Fig. 5.23 : Variation de la température de sortie en fonction du temps le 03/10/1998.

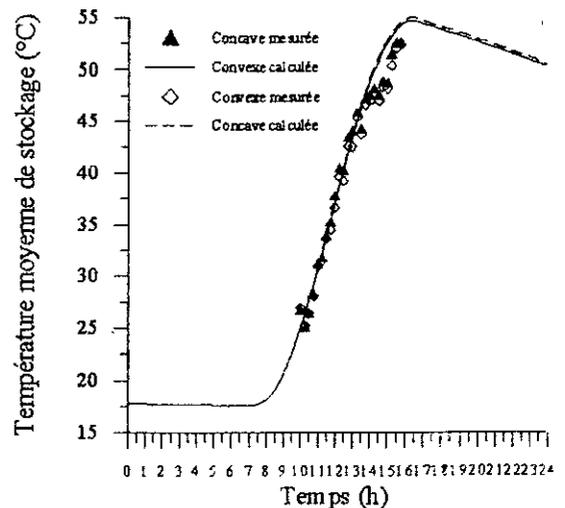


Fig. 5.24 : Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 03/10/1998.

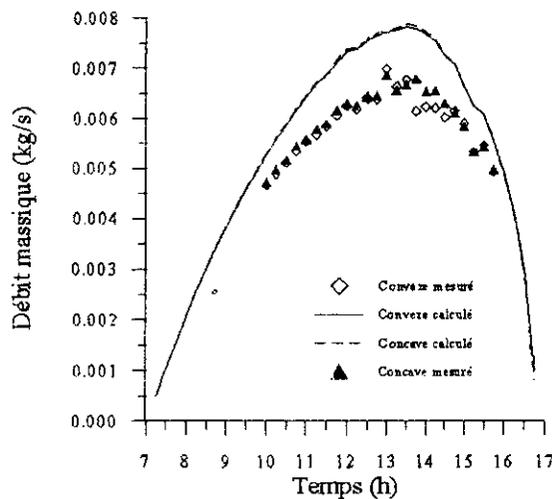


Fig. 5.25 : Evolution du débit massique en fonction du temps pour le 03/10/1998.

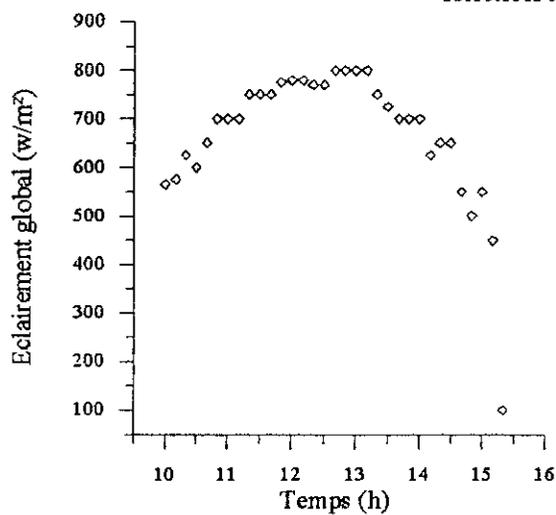


Fig. 5.26 : Variations de l'éclairement global sur un plan incliné en fonction du temps le 17/11/1997.

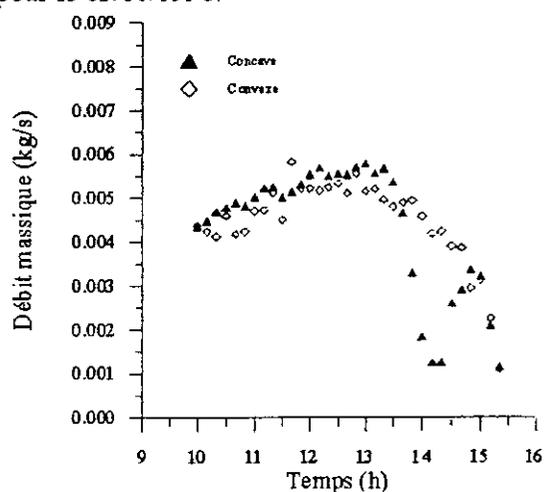


Fig. 5.27 : Variation du débit massique en fonction du temps le 17/11/1997.

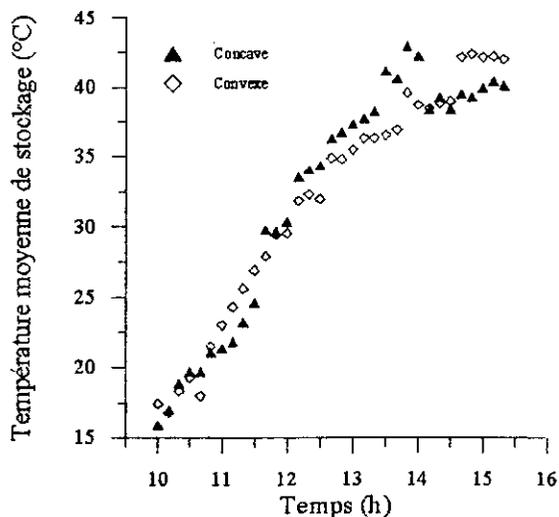


Fig. 5.28 : Variation de la température moyenne du fluide dans la cuve en fonction du temps le 17/11/1997.

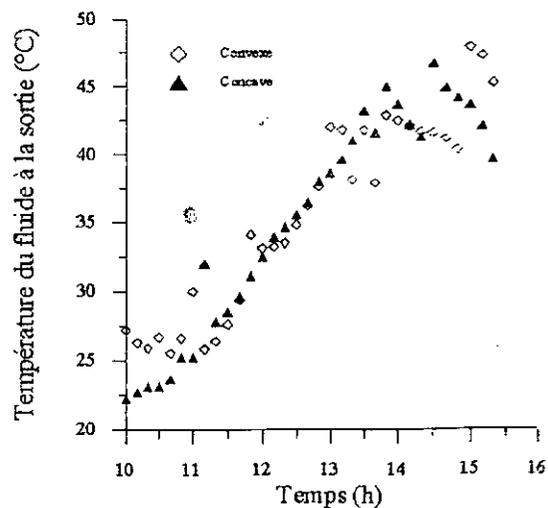


Fig. 5.29 : Variation de la température du fluide à la sortie en fonction du temps le 17/11/1997.

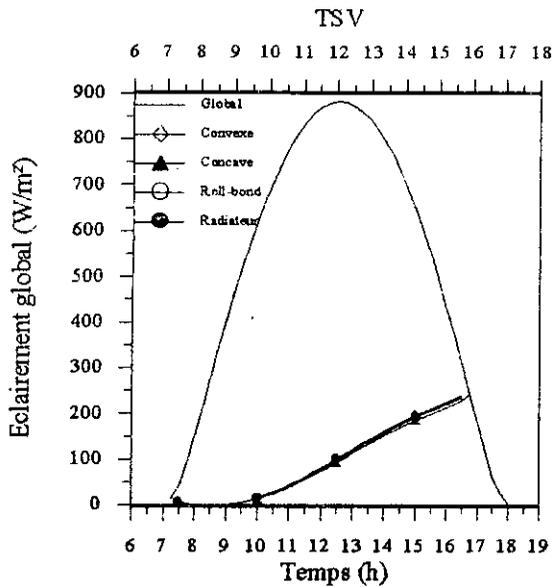


Fig. 5.30 : Evolution de l'éclairement global et de seuil en fonction du temps pour le 17/10/1998.

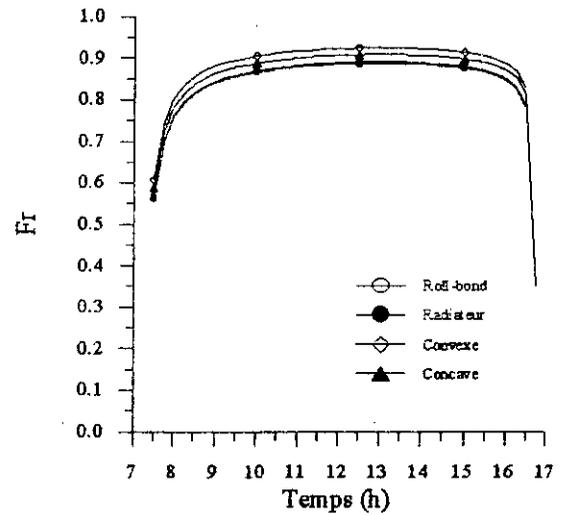


Fig. 5.31 : Variation du coefficient d'évacuation de la chaleur en fonction du temps le 17/10/1998.

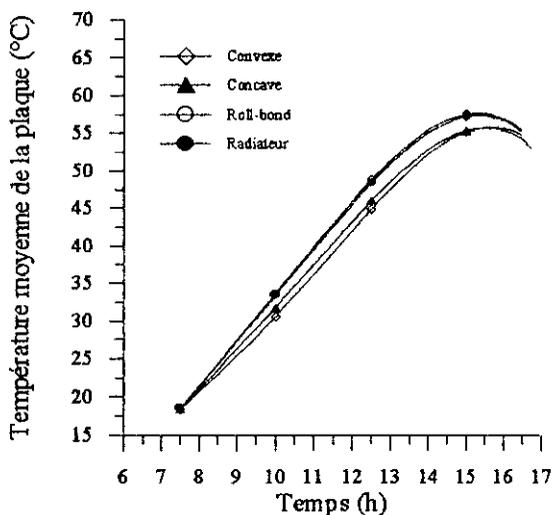


Fig. 5.32 : Variation de la température moyenne de la plaque d'absorption le 17/10/1998.

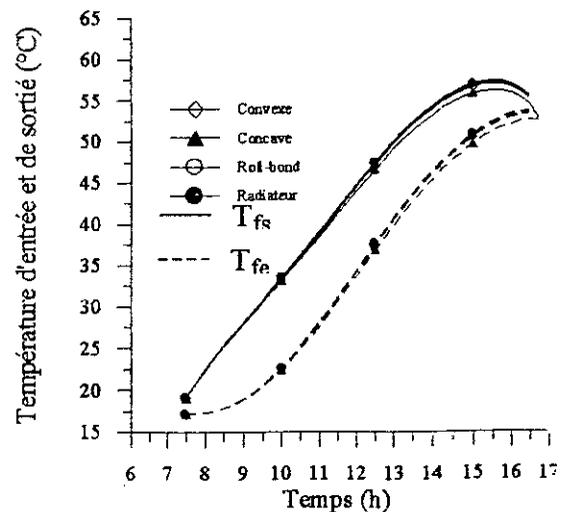


Fig. 5.33 : Variation des températures de l'eau à l'entrée et à la sortie des capteurs le 17/10/1998.

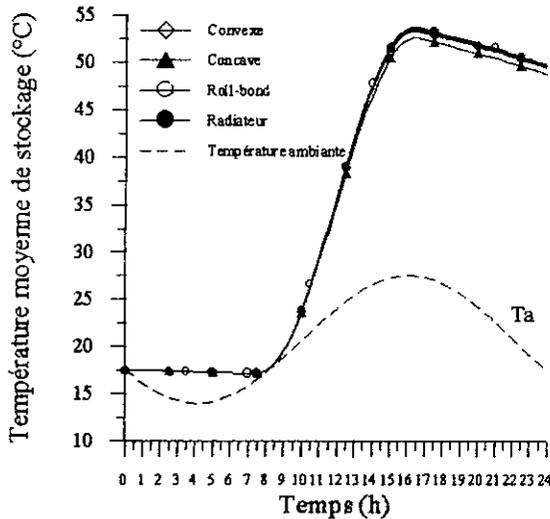


Fig. 5.34 : Evolution de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 17/10/1998.

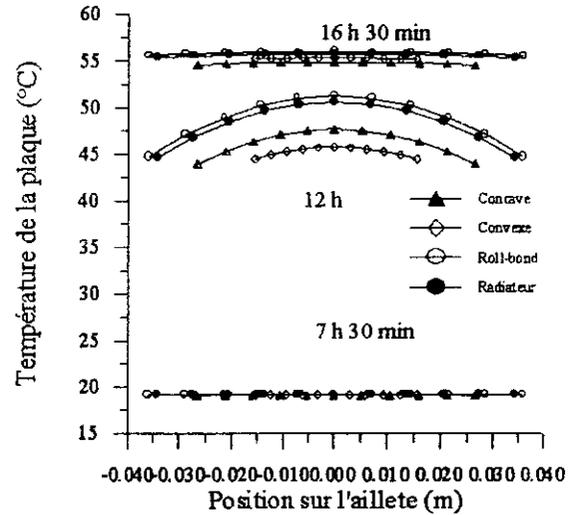


Fig. 5.35 : Profil de la température de la plaque à $x = 0.57$ m le 17/10/1998.

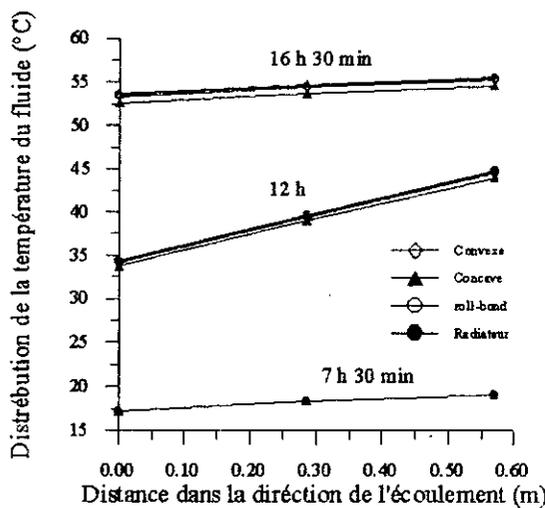


Fig. 5.36 : Variation de la température du fluide dans les capteurs dans la direction de l'écoulement le 17/10/1998.

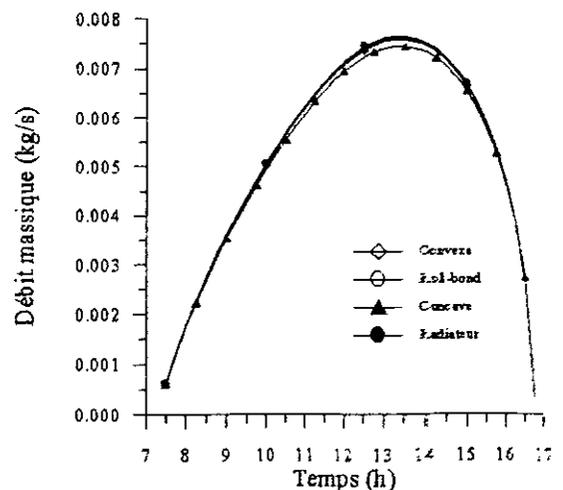


Fig. 5.37 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 17/10/1998.

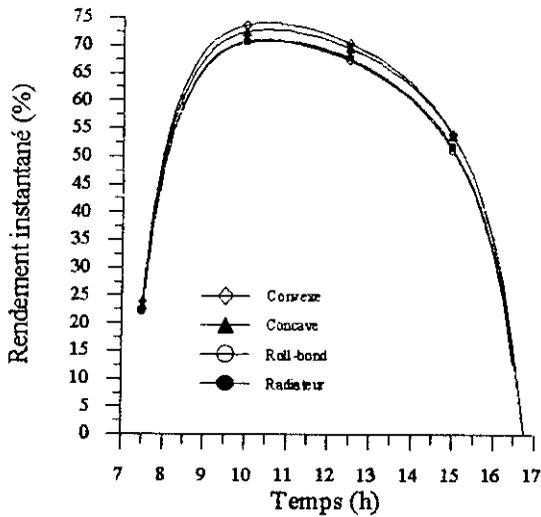


Fig. 5.38 : Variation du rendement instantané des capteurs le 17/10/1998.

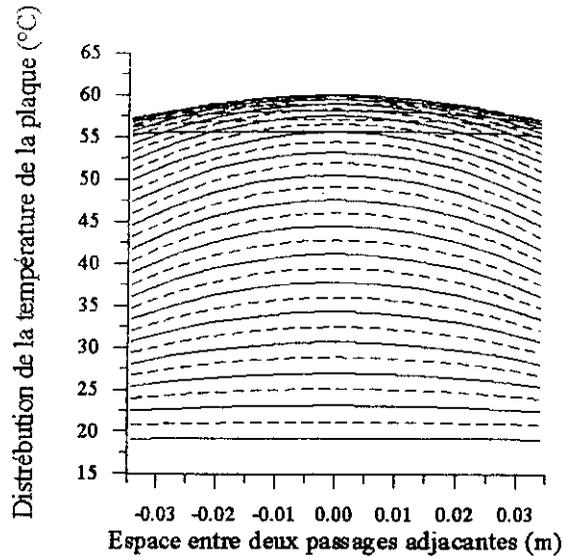


Fig. 5.39 : Variation de la température de la plaque entre deux passages adjacents entre 7 h 30 min et 16 h 30 min. Application pour radiateur le 17/10/1998.

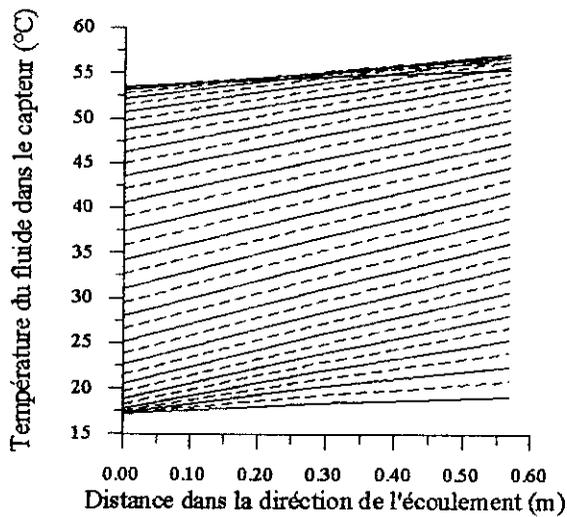


Fig. 5.40 : Variation de la température du fluide dans la direction de l'écoulement. Application pour radiateur - le 17/10/1999.

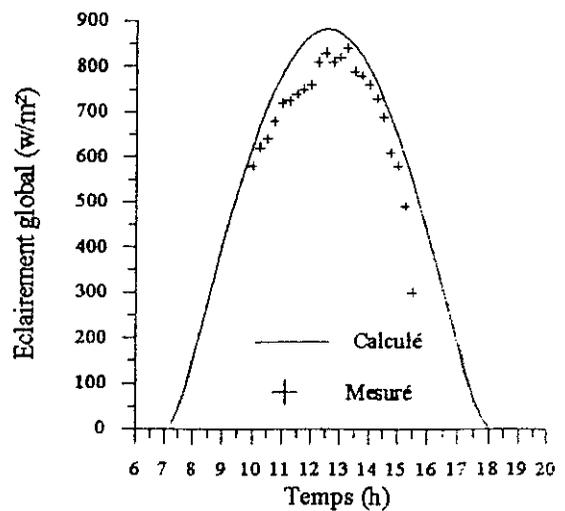


Fig. 5.41 : Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 17/10/1998.

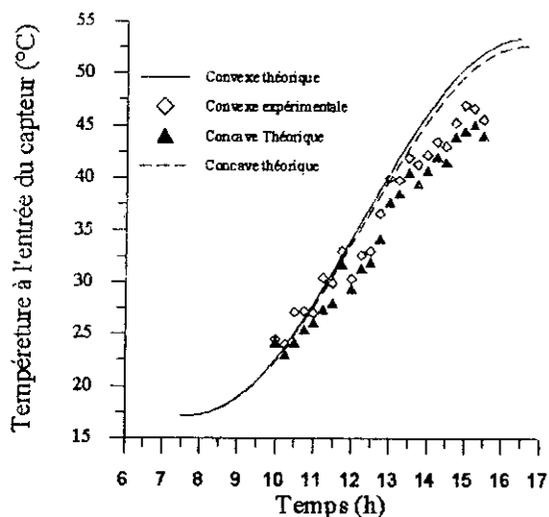


Fig. 5.42 : Variation de la température du fluide à l'entrée pour le 17/10/1998.

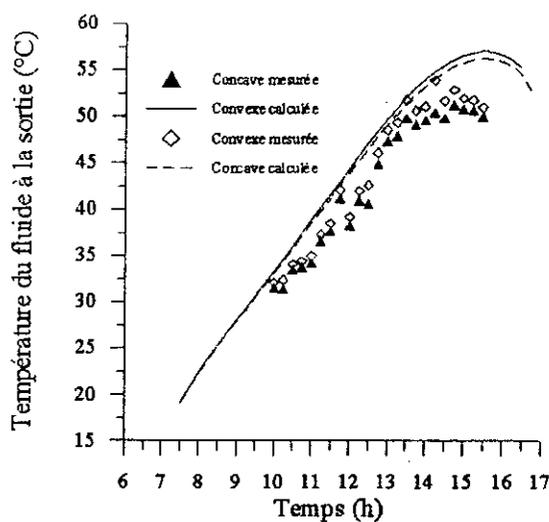


Fig. 5.43 : Variation de la température de sortie en fonction du temps le 17/10/1998.

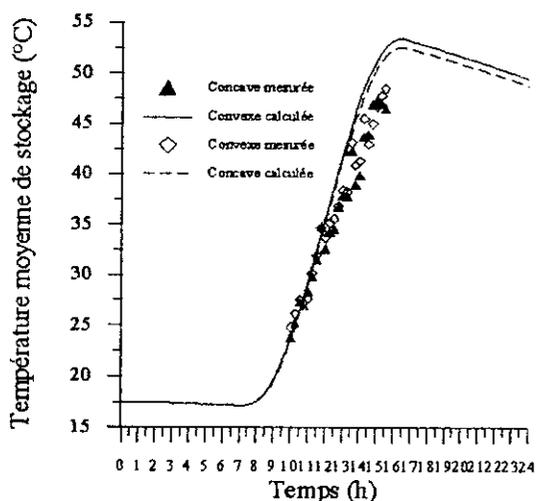


Fig. 5.44 : Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 17/10/1998.

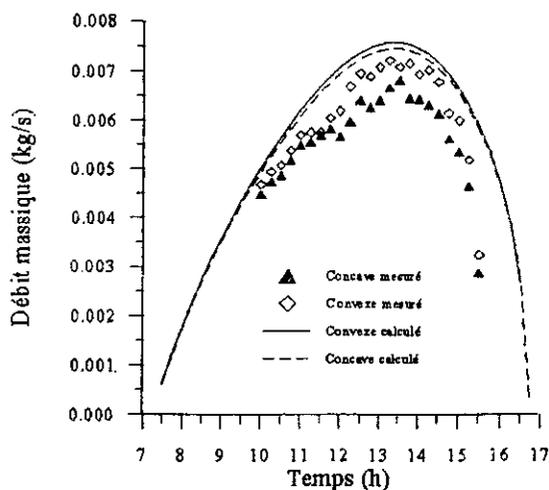


Fig. 5.45 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 17/10/1998.

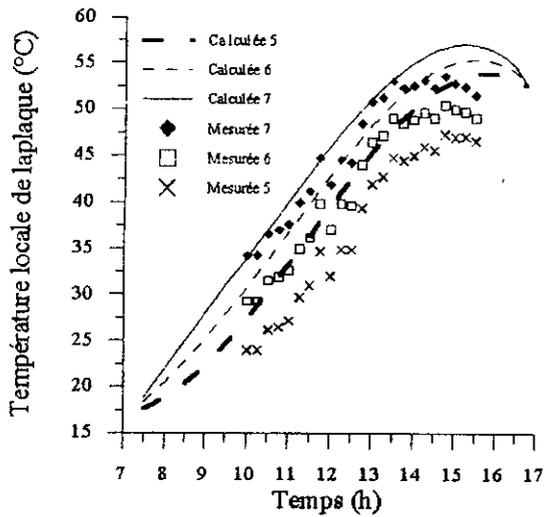


Fig. 5.46 : Variation de la température locale de la plaque absorbante pour des les trois positions. Forme concave le 17/10/1998.

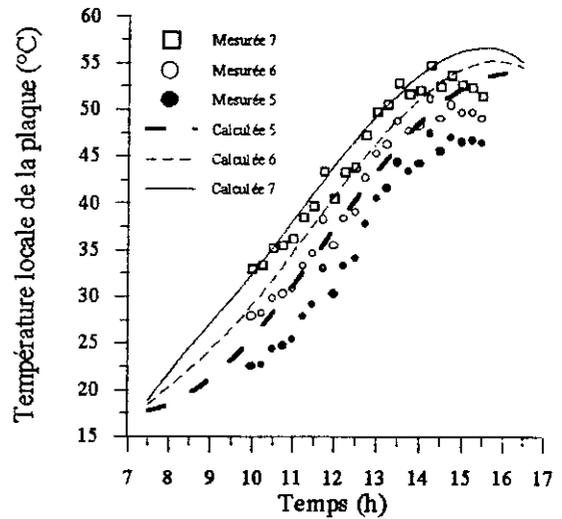


Fig. 5.47 : Variation de la température locale de la plaque absorbante pour les trois positions. Forme convexe le 17/10/1998.

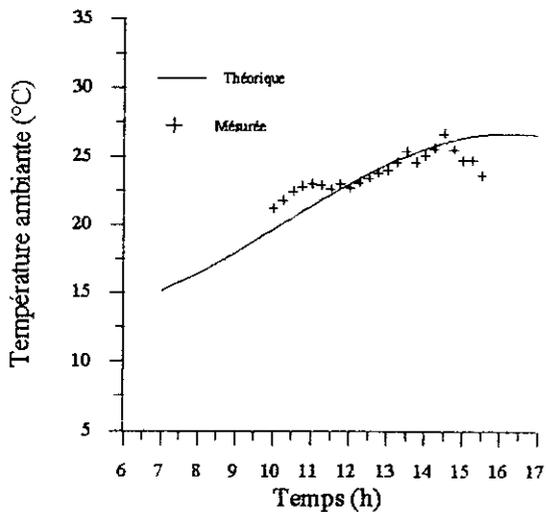


Fig. 5.48 : Variation de la température ambiante en fonction du temps le 28/10/1998.

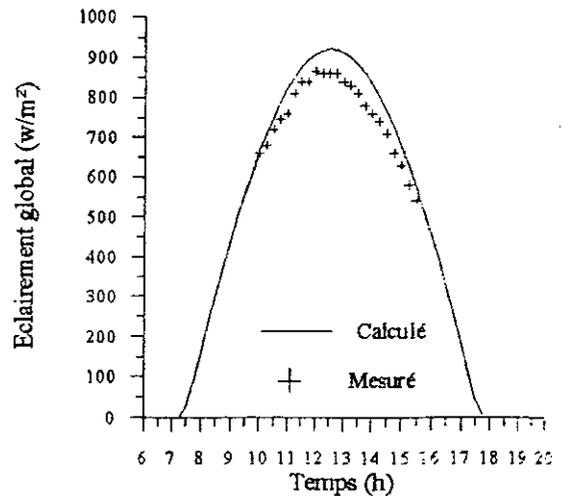


Fig. 5.49 : Vriation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 28/10/1998.

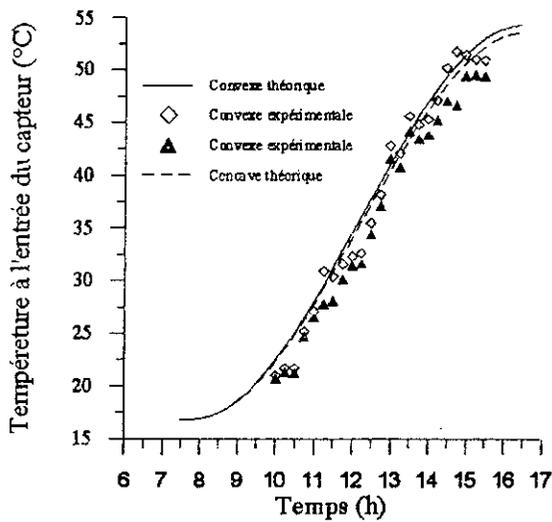


Fig. 5.50: Variation de la température d'entrée du fluide le 28/10/1998.

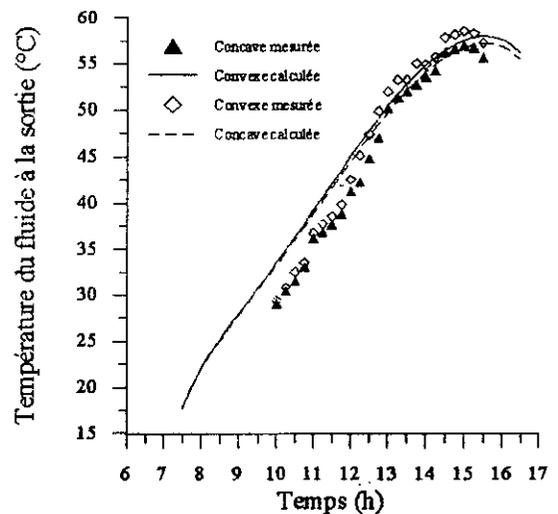


Fig. 5.51 : Variation de la température de sortie en fonction du temps le 28/10/1998

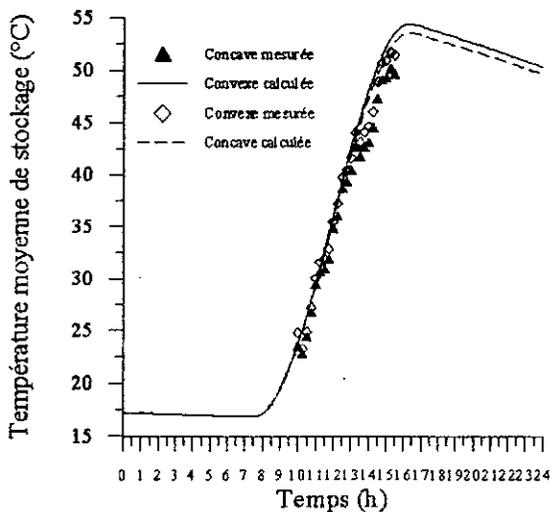


Fig. 5.52 : Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 28/10/1998.

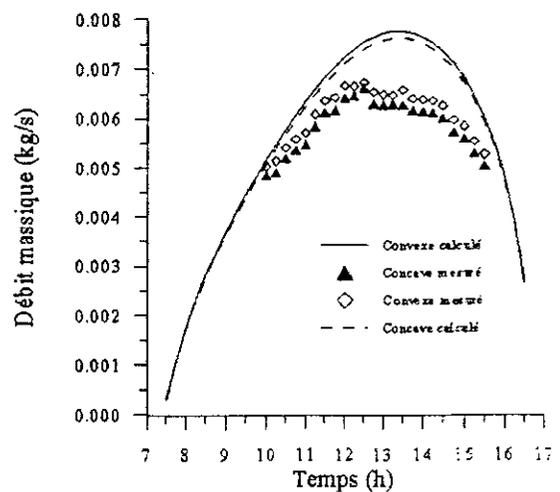


Fig. 5.53 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 28/10/1998.

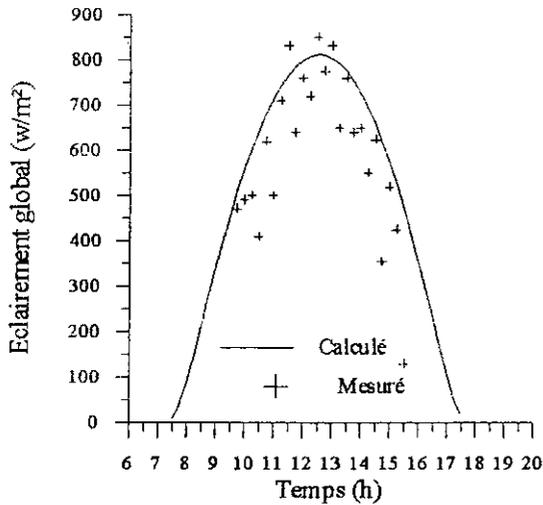


Fig. 5.54 : Variation de l'éclairement global sur une surface inclinée le 03/11/1998

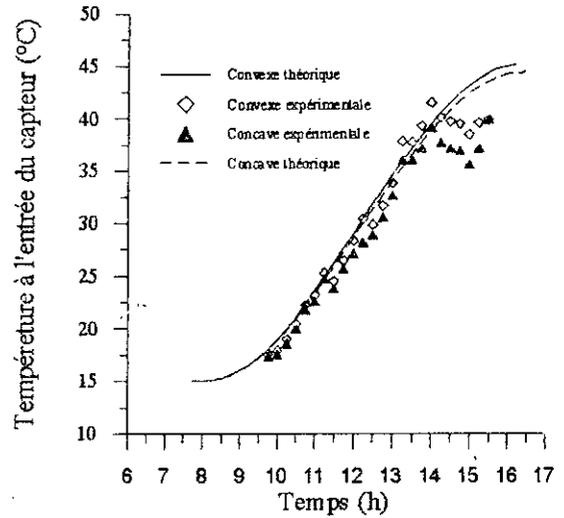


Fig. 5.55 : Variation de la température d'entrée du fluide pour le 03/11/1998.

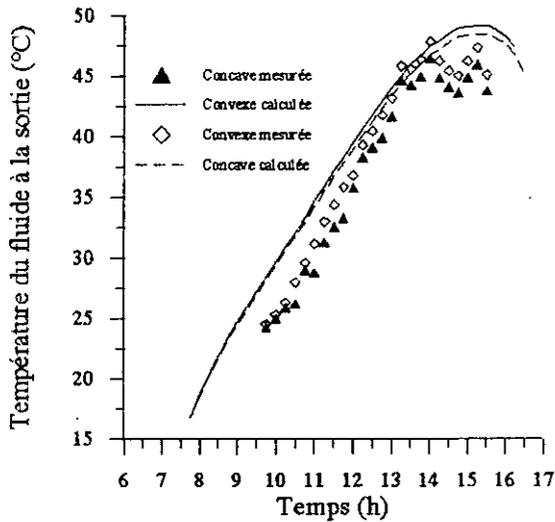


Fig. 5.56 : Variation de la température de sortie en fonction du temps le 03/11/1998.

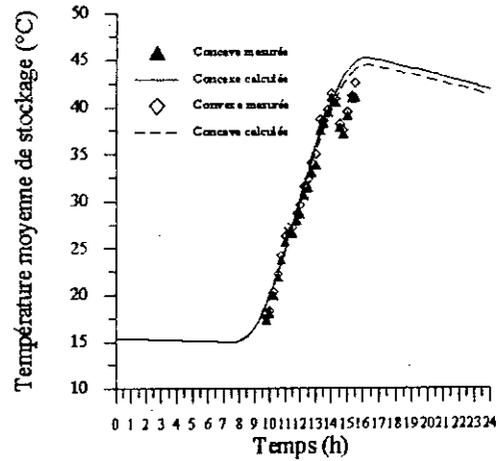


Fig. 5.57 : Variation de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage le 03/11/1999.

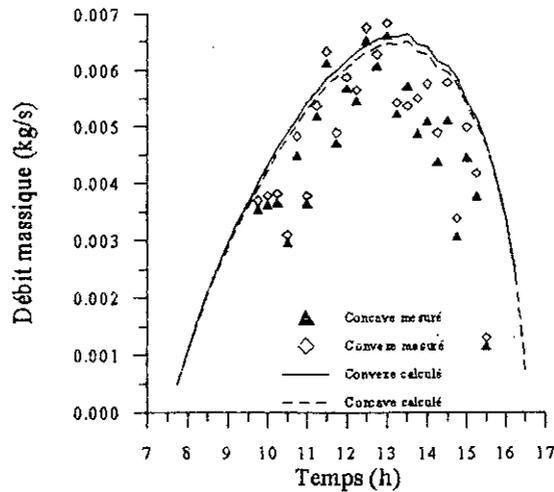


Fig. 5.58 : Evolution du débit massique en fonction du temps le 03/11/1998.

CHAPITRE 6

CONCLUSION

Le travail que nous avons effectué se compose de trois parties, une partie théorique, une partie de réalisation et une partie expérimentale.

Sur le plan de la réalisation, la difficulté réside dans l'emboutissage des formes complexes des plaques d'absorptions, et le contact parfait entre la plaque supérieure et la plaque inférieure de l'absorbeur.

Le rendement thermique des capteurs solaires étudié dépend, en plus des paramètres habituels (conditions extérieures, caractéristiques thermiques), des paramètres géométriques de la plaque d'absorption. Nous avons étudié l'effet de la forme géométrique de la plaque afin de voir quelle est la plus avantageuse et nous avons réalisé un modèle mathématique simulant le comportement thermique des capteurs que nous avons validé par des essais expérimentaux.

Les performances thermiques des capteurs conçus obtenus à partir du modèle mathématique sont comparées à celle du capteur de type radiateur, et celui de type roll-bond. L'étude comparative nous a permis de noter les conclusions suivantes :

- Le rendement journalier du capteur à plaque de forme convexe est meilleur que ceux des autres types.

- Dans la première comparaison basée sur un même diamètre hydraulique et une même surface de la plaque avant l'emboutissage. Nous pouvons conclure que le capteur le plus performant est celui avec la plaque de forme convexe. Ceci est dû à un coefficient d'évacuation de chaleur vers le fluide caloporteur plus élevé. Ce dernier dépend en effet des paramètres de fonctionnement (débit massique, coefficient de pertes thermiques globales propriétés thermiques du fluide.....) et des paramètres géométriques de la plaque.
- Pour la deuxième comparaison basée sur une même section de passage du fluide caloporteur et une même surface de la plaque d'absorption avant l'emboutissage. On constate que le rendement thermique pour les configurations concave, roll-bond et radiateur a subi une amélioration. Ceci est dû à la réduction de la longueur de l'ailette qui a entraîné une augmentation du coefficient d'évacuation de la chaleur vers le fluide caloporteur. Les résultats montrent que le capteur le plus performant est celui avec la plaque de forme convexe.
- Le domaine de fonctionnement du capteur à plaque de forme concave est le plus large, pour une comparaison basée sur une même section du passage de fluide caloporteur.
- Le facteur d'évacuation de la chaleur vers le fluide dépend de la longueur de l'ailette, de la section du passage de fluide caloporteur et du diamètre hydraulique.

Les résultats expérimentaux et théoriques ont été confrontés pour une même géométrie. La concordance s'avère acceptable et les écarts qui existent sont dus d'une part, aux erreurs de mesure, à l'inertie thermique et aux perturbations du système (par des passages nuageux). A cela, s'ajoute le fait que le modèle théorique considère un régime quasi-stationnaire avec un pas de 15 minutes.

Dans le cas de disponibilité d'un banc d'essai selon la norme ASHREA donnée en annexe E, le modèle qui a été établi ainsi que le programme de calcul réalisés pourraient être validés d'une façon plus rigoureuse et plus méthodique.

Le modèle mathématique et le programme de calcul peuvent servir aussi à effectuer d'autres études et comparaisons. On pourrait ainsi s'intéresser à l'effet de l'épaisseur de la

plaque d'absorption, la conductivité thermique de la plaque, la longueur d'ailette, l'épaisseur de l'isolant, le nombre de vitres, l'absorptivité et l'émissivité de la plaque, les propriétés thermiques des fluides caloporteurs, la masse d'eau stockée dans la cuve de stockage et les hauteurs dans le chauffe-eau-solaire.

Toutefois, les résultats de la présente étude demeurent à compléter car il faudrait déterminer la courbe caractéristique de chaque capteur. Pour cela, on doit utiliser la méthode basée sur l'établissement d'un bilan thermique, en régime quasi-permanent sur un volume de contrôle fixé par les limites du collecteur. On devrait utiliser aussi les tests standardisés destinés aux capteurs solaires (voir annexe E).

La difficulté qui réside dans le calcul du facteur de forme ciel-plaque pour une configuration géométrique non plane mérite aussi d'être soulevé.

Ce travail devrait être poursuivi en axant les efforts sur ce qui suit :

- Tester les capteurs selon les standards.
- Effectuer l'analyse de comportement thermique de chaque élément a part.
- Tester les prototypes dans des sites différents.
- Trouver un facteur de préférence adimensionnel, qui donnerait une indication sur les formes géométriques ou les profils les plus performant sur le plan thermique dans le cas d'un contact direct eau absorbeur.

REFERENCES

1. D.J. Close, 1962, "The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation", *Solar Energy*, 6, (1), 33.
2. S.A. Klein, J.A. Duffie and W.A. Beckman, 1974, "Transient Consideration of Flat- Plate Solar Collectors", *Trans. ASME., j. Engrgy. For power*, 96A, 109.
3. K.S. Ong, 1976, "An Improved Computer Program for the Thermal Performance of a Solar Water Heater", *Solar Energy*, Vol. 18. pp. 183-191.
4. Charles C. Smith and Tomas A. Weiss, 1977, "Design Application of the Hottel-Whillier-Bliss Equation", *Solar Energy*, Vol. 19, pp. 109-113.
5. A. Shitzer, D. Kalmanoviz, Y. Zvirin and G. Grossman, 1978, "Experiments With a Flat Plate Solar Water Heating System in Thermosyphonic Flow", *Solar Energy*, Vol. 22. pp. 27-35.
6. Warren F. Phillips, 1979, "The Effects of Axial Conduction on Collector Heat Removal Factor", *Solar Energy*, Vol. 23, pp. 187-191.
7. Peter J. Lunde, 1981, "New Heat Transfer Factors for Flat Plate Solar Collectors", *Solar Energy*, Vol. 27. No. 2, pp. 109-113.
8. B.J. Huang and C.T. Hsieh, 1985, "A Simulation Method for Solar Thermosyphon Collector", *S(3)olar Energy*, Vol. 35. No. 1, pp. 31-43.
9. M.R. Zugari et J.J. Villierme, 1993, "Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire par L'utilisation d'une -Structure à Lamelles", *Entropie*, N° 176. 25-30.
10. G.M. Abdull Aziz and M.A. Mukbel, 1994, "Thermal Performance of Solar Water Heater Systems in Yemen", *Renewable Energy*, Vol. 4. No. 2, pp. 241-247.
11. R.R. Avezov, N.A. Kakharov, and K.B. khodzhev, 1994, "Lowering the Temperature in Components of Demontable Sheet-and-Pipe Heat Absorbers of Solar Collectors Used for Heating Water", *Solar Energy*, Vol. 30. No. 4, pp. 36-43.
12. A.K. Singh and G.N. Tiwan, 1995, "Determination of Collector Efficiency Factor for a Compact N Built in Storage Cum Flat Plate Water Heater", *Solar Energy*, Vol. 16. pp. 289-296.

13. P. Chauard, H. Michel et M.F. Simon, "Bilan Thermique d'une Maison Solaire", Edition Eyrolles, (1979).
14. John A. Duffie and William A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", by John Wiley & Sons, 2nd ed New York (1991).
15. Pilissou Albert, Thierry Cabirol, Daniel Roux, "L'insolateur Plan à Effet de Serre et le Chauffe-Eau Solaire: Fonctionnement, Réalisation, Coût", la Calade : Edisud, (1980).
16. Doumaz M. et Fetih M., "Etude et Réalisation d'un Nouveau Prototype de Capteur Plan (tubes en serpentins)", Mémoire de Fin d'Etudes, Institut de Mécanique Université de Blida, 1995.
17. A.A Sfeir, G. Garracino, "Engineering des Systèmes Solaires" application à L'habitat, Paris (1981).
18. S.K. Sanndrash, S.C. Mullick, 1994, "Generalized Analytical Equation for the Top Heat Loss Factor of a Flat-Plate Solar Collector with N Glass Covers", Solar Energy Engineering, Vol. 116. pp. 43-46.
19. S.A. Klein, 1975, "Calculation of Flat-Plate Collector Loss Coefficient", Solar Energy, Vol.17, pp.79-80.
20. E. R. G. Eckert and R. M. Drake Jr., 1972, "Analysis of Heat and Mass Transfer", pp.65, Mc Graw-Hill, New York.
21. Y. Zvirin, A. Shitzer and Grossman, 1977, "The Natural Circulation Heat Models with Linear and Non Linear Temperature Distribution", Solar Energy, 20, 997.
22. G. Grossman, A. Shitzer and Y. Zvirin, 1977, "Heat Transfer Analysis of a Flat-Plate Solar Energy Collector", Solar Energy, 19, 493.
23. A. Shitzer, D. Kalmanoviz, Y. Zvirin and G. Grossman, 1979, "Experiments with a Flat Plate Solar Water Heating System In Thermosyphonic Flow", Solar Energy, 22, 27.
24. B.J. Huang, 1980, "Similarity Theory of Solar Water Heater with Natural Circulation", Solar Energy, 25, 105.
25. G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, 1980, "Transient Response of Thermosyphon Solar Collectors", Solar Energy, Vol. 24. pp.55-61.
26. John R. Howell, Richard B. Gary C. Vliet, "Solar Thermal Energy Systems, Analysis and Design" New York (1982).
27. Hottel, H.C and A. Whillier, 1958, Trans. of The Conference on the Use of Solar Energy, vol.2, p.174, University of Arizona press, "Evaluation of Flat-Plate Collector Performance".

28. Whillier, A. ,1977, "Prediction of Performance of Solar Collectors", In Applications of Solar Energy for Heating and Cooling Buildings, ASHRAE, New York.
29. Bliss,R.W, 1959, "The Derivations of Several Plate Efficiency Factors Usself in Design of Flat-Plate Solar-Heat Collectors", Solar energy, 3(4), 55.
30. J. Gosse, "Guide Technique de Thermique", Edition Dunod, Paris (1981).
31. Schmidt Jurgen, "Transmission de la Chaleur", 1993.
32. S. A. Klein, W. A. Beckman and J.A. Duffie, 1976, "A Desing Procedure for Solar Heating Systems", Solar Energy, Vol. 18, pp. 113-127.
33. G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, 1980, "Thermosyphon Circulation in Solar Collectors", Solar Energy, Vol. 24, pp. 191-198.
34. T.Yilmaz and E. Cihan,1993, "General Equations for Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Section", Heat Mass Transfer, Vol. 36. No. 13, pp. 3265-3270.
35. T. Yilmaz, 1990, "General Equations for Pressure Drop for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Section", J. Energy Res. Tech. 112, 220-230.
36. Lakhal S. et Ouabdelkader K. "Etude et Réalisation d'un Capteur Plan Solaire à Contact Direct Eau-Plaque Absorbante Configuration (Concave) ", Mémoire de Fin d'Etudes, Institut de Mécanique Université de Blida, 1997.
37. Kaci K. et Belloua A., "Etude et Réalisation d'un Capteur Plan Solaire à Contact Direct Eau-Plaque Absorbante Configuration (Convexe) " , Mémoire de fin d'études, Institut de Mécanique Université de Blida, 1997.
38. N. AIT MESSAOUDENE, H. ABDI, 1998, "Experimantal Evaluation of the Performance of Solar Collector with Direct Contact Water/Absorbing Plate", Proceiding of the International Conference on Energy Reseach & Development, Kuwait, Nov.1998, Vol. 2, pp. 867-874.

ANNEXE A

PROPRIETES THERMIQUES DE L'EAU

Masse volumique (Kg/m^3), Donnée par [8] :

$$\rho = C_1 T^2 + C_2 T + C_3 \quad (\text{A.1})$$

avec :

$$C_1 = -0.00405$$

$$C_2 = -0.039$$

$$C_3 = 1000$$

Viscosité cinématique (Kg/m s) [8] :

$$\mu = \frac{0.1}{[2.1482(T - 8.485 + X_{\text{eau}}) - 120]} \quad (\text{A.2})$$

$$X_{\text{eau}} = [8078.4 + (T - 8.435)^2]^{.2}$$

Chaleur spécifique ($\text{Kj/Kg } ^\circ\text{C}$) :

$$C_p = 0.749972 \cdot 10^{-7} T^3 - 0.943717 \cdot 10^{-5} T^2 + 0.44876110^{-3} T + 4.18678 \quad (\text{A.3})$$

Coefficient de dilatation thermique :

$$\beta = (0.3 + 0.116T - 0.004T^2) \cdot 10^{-4} \quad (\text{A.4})$$

Conductivité thermique (W/ m °C) :

$$K_{\text{eau}} = 0.55867 + 0.00203 T - 0.00001 T^2 \quad (\text{A.5})$$

Pour calculer les performances des chaffes-eau-solaire (C.E.S), les propriétés thermiques ont été évaluée comme suit :

- A la température moyenne du fluide dans le capteur.
- Pour la cuve de stockage, les propriétés sont calculées en fonction de la température moyenne arithmétique de la température de stockage et celle de la paroi interne de la cuve.

ANNEXE B

MODELE ANALYTIQUE POUR L'ESTIMATION DE LA FORCE MOTRICE (H_1)

Cet annexe est consacré à la détermination de l'expression de la masse volumique en fonction des hauteurs dans le capteur et dans la cuve de stockage afin de déterminer la force motrice H_1 , en se basant sur les hypothèses du chapitre 3 et le diagramme de la figure 3.10.

- Dans le capteur nous avons :

$$\rho_1 = AH_1 + B \quad (\text{B.1})$$

$$\rho_2 = AH_2 + B \quad (\text{B.2})$$

Pour une hauteur quelconque du capteur, ces deux équations permettent de déterminer l'évolution de la masse volumique :

$$\rho(h) = \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} (H - H_1) + \rho_1 \quad (\text{B.3})$$

Dans la cuve de stockage :

$$\rho_1 = CH_5 + D \quad (\text{B.4})$$

$$\rho_2 = CH_6 + D$$

donc:

$$\rho(h) = \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} (H - H_5) + \rho_1 \quad (\text{B.5})$$

Pour calculer l'intégration de H_t le long du circuit il faut décomposer celui-ci en plusieurs tronçons Nous avons donc :

$$H_t = \frac{1}{\rho_m} \left[\sum_{i=1}^{i=4} \int_{H_i}^{H_{i+1}} \rho dH + \int_{H_5}^{H_1} \rho dH \right] \quad (\text{B.6})$$

Le calcul de H_t peut s'effectuer par deux méthodes, analytique ou graphique. La méthode analytique permet d'écrire :

$$\int_{H_1}^{H_2} \rho dH = \int_{H_1}^{H_2} (AH + B) dH \quad (\text{B.6.a})$$

$$\int_{H_1}^{H_2} \rho dH = -\frac{\rho_1 - \rho_2}{2} (H_2 - H_1) + \rho_1 (H_2 - H_1)$$

Avec:

$$A = \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} \quad \text{et} \quad B = \rho_1 - \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} H_1$$

$$\int_{H_2}^{H_3} \rho dH = \rho_2 (H_3 - H_2) ; \quad \rho_1 = \rho_2 \quad (\text{B.6.B})$$

$$\int_{H_3}^{H_4} \rho dH = 0 ; \quad H_4 = H_3 \quad (\text{B.6.C})$$

$$\int_{H_4}^{H_5} \rho dH = \int_{H_3}^{H_5} \rho dH = \int_{H_3}^{H_5} (CH + D) \quad (\text{B.6.D})$$

$$\int_{H_4}^{H_5} \rho dH = \frac{\rho_1 - \rho_2}{2(H_5 - H_6)} (H_5^2 + H_6^2) + \left[\rho_1 - \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_5 - H_6} \right] (H_5 - H_3)$$

Avec:

$$C = \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_5 - H_6} \quad \text{et} \quad D = \rho_1 - \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_5 - H_6} H_5$$

$$\int_{H_5}^{H_1} \rho dH = \rho_1 (H_1 - H_5) \quad (\text{B.6.e})$$

donc:

$$H_t = (B.6.a) + (B.6.b) + (B.6.c) + (B.6.d) + (B.6.e)$$
$$H_t = \frac{1}{\rho_m} \left[\frac{\rho_1 - \rho_2}{2} (2(H_3 - H_1) + (H_1 - H_2)) - \frac{(H_3 - H_5)^2}{H_6 - H_5} \right] \quad (B.7)$$

Et on écrit :

$$H_t = \frac{\rho_1 - \rho_2}{2\rho_m} F(H) \quad (B.8)$$

$$F(H) = 2(H_3 - H_1) + (H_1 - H_2) - \frac{(H_3 - H_5)^2}{H_6 - H_5}$$

La variation de la masse volumique est donnée par [3] :

$$\rho(T) = C_1 T^2 + C_2 T + C_3$$

Avec:

$$C_1 = -0.00405,$$

$$C_2 = -0.039,$$

$$C_3 = 1000$$

ANNEXE C

PROCESSUS DE FABRICATION DES CAPTEURS

La réalisation des trois prototypes a été effectuée entièrement au niveau des ateliers de l'institut de mécanique de l'université de Blida.

C.1. BESOINS EN MATERIAUX :

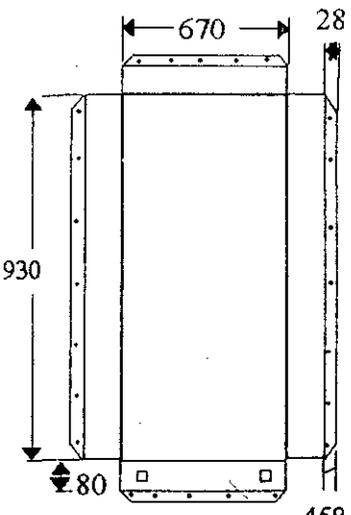
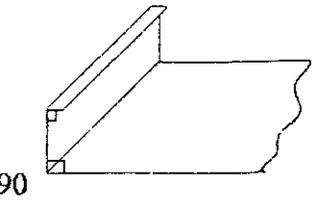
Les matériaux nécessaires à la réalisation d'un capteur sont :

- Tôle en acier galvanisé d'épaisseur (6/10)mm et de dimensions (2000 x 1000) mm.
- Vitre en verre blanc d'épaisseur 4 mm et de dimensions (1000 x 1000) mm.
- Tubes en acier ordinaire de section (20 x 20) mm et 1000 mm de longueur.
- Laine de verre de 60 mm d'épaisseur et de (1000 x 1000) de section.
- Tôle en acier ordinaire d'épaisseur 1 mm et de section (1500 x 1000) mm.
- 20 vis de fixation.
- Peinture noire mate.
- Mastic en silicone.

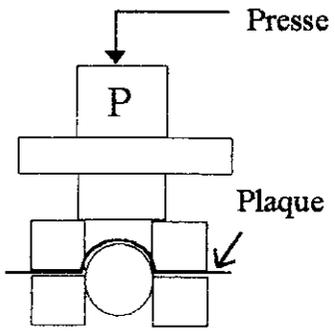
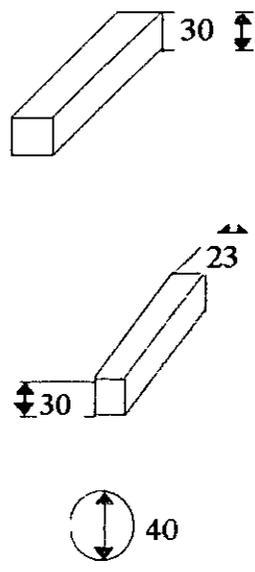
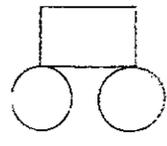
C.2. PROCESSUS DE FABRICATION :

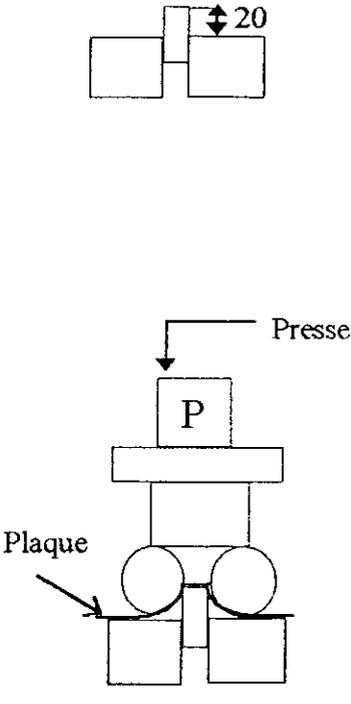
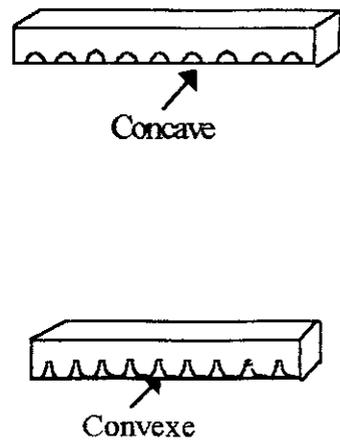
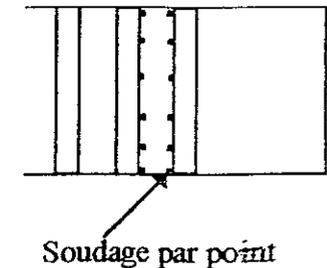
Le processus de fabrication est décrit dans le tableau suivant :

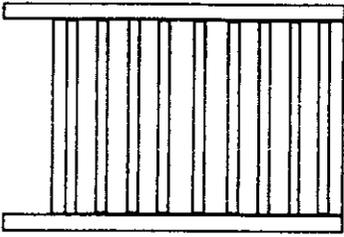
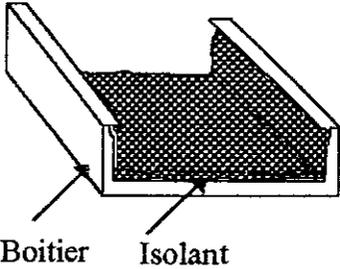
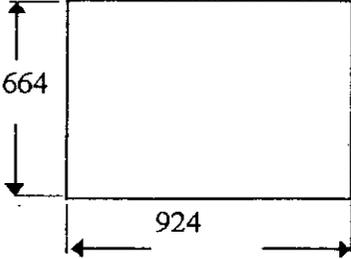
Tableau C.1 : Gamme de fabrication

Numéro	Élément et opération	Outils où machines	Dessin de définition
<p>Étape 1</p> <p>Opération 1</p> <p>Opération 2</p> <p>Opération 3</p> <p>Opération 4</p> <p>Opération 5</p>	<p>– Réalisation du bac</p> <p>* Découpage d'une tôle d'acier ordinaire de dimensions :</p> <p>* Longueur : 1150 mm</p> <p>* Largeur : 890 mm</p> <p>* Epaisseur : 1 mm</p> <p>– Réalisation de quatre poinçonnages de forme carrée de 100 mm de coté</p> <p>– Réalisation de deux poinçonnages de forme triangulaire de 28 mm de coté et un angle de 45° sur chaque coté de la tôle</p> <p>– Perçage de 5 trous équidistants</p> <p>– Réalisation de deux poinçonnages de (22 x 22) mm de section sur la tôle de longueur 670 mm</p> <p>– Pliage des tôles à 90° d'une hauteur de 28 mm</p> <p>– Pliage des tôles à 90° d'une hauteur de 80 mm</p>	<p>Cisaille Guillotine mécanique</p> <p>Poinçonneuse</p> <p>Perceuse</p> <p>Plieuse Manuelle</p>	 

<p>Etape 2.A</p> <p>Opération 1</p> <p>Opération 2</p> <p>Opération 3</p> <p>Opération 4</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Concave N=°1, L=917 mm • Concave N=°2, L=853 mm <p>l= 620 mm</p> <p>Epaisseur : 0.6 mm</p> <p>– Réalisation de la matrice d'emboutissage pour avoir une plaque de forme concave</p> <p>– Découpage de 5 barres d'acier de section carré</p> <ul style="list-style-type: none"> * 4 de section (30 x 30)mm * 1 de section (40 x 40) de longueur 600 mm <p>– Découpage d'une barre d'acier de diamètre 40 mm avec une longueur de 60 mm</p> <p>– Soudage de la barre de section circulaire sur la longueur des deux barres de section carré</p> <p>– Soudage de la barre de section carré (40x40)mm sur la longueur des deux barres de section carrée (30x30)mm</p> <p>– Emboutissage de la tôle d'acier galvanisé sur la matrice donnant la forme</p>	<p>Scie mécanique</p> <p>Poste à souder</p> <p>Presse hydraulique</p>	
---	---	---	--

	<p>circulaire des rigoles dont le diamètre est de 40 mm, section de passage 644 mm²</p> <p>⇒ N.B : Pour avoir une section de passage de 380 mm² il suffit de remplacer la barre de section circulaire de 40 mm de diamètre par une barre de 28 mm de diamètre</p>		
<p>Etape 2.B</p>	<p>– Réalisation de la matrice d'emboutissage pour avoir une plaque en forme convexe</p>		
<p>Opération 1</p>	<p>– Découpage de 3 barres de section (30x30) mm et de 600 mm de longueur</p> <p>– Découpage d'une barre d'acier de 60 mm de longueur et de section (23x30) mm</p> <p>– Découpage de deux barres de section circulaire de 40 mm de diamètre et 600 mm de longueur</p>	<p>Scie mécanique</p>	
<p>Opération 2</p>	<p>– Soudage de la barre de section carré (30x30) mm sur la longueur des deux barres de section circulaire</p> <p>– Soudage de la barre de section (30x23) mm sur la</p>	<p>Poste à souder</p>	

<p>Opération 3</p>	<p>longueur des deux barres de section (30x30) mm, sur une hauteur de 20 mm</p> <ul style="list-style-type: none"> - Emboutissage de la tôle d'acier galvanisé sur la matrice donnant la forme convexe * Hauteur 20 mm * Largeur 60 mm 	<p>Poste à souder</p> <p>Presse hydraulique</p>	 <p>The diagram shows two rectangular bars of 30x30 mm section placed on a 20 mm high plate. A second diagram shows a hydraulic press labeled 'Presse' with a block 'P' on top, and a 'Plaque' (plate) being pressed between two rollers.</p>
<p>Etape 1</p> <p>Opération 1</p> <p>Opération 2</p>	<p>Collecteurs</p> <p>Usinage des collecteurs</p> <ul style="list-style-type: none"> - Découpage de deux tubes d'acier ordinaire de section (20x20) mm et de 920 mm de longueur - Perçage de 9 trous équidistants 	<p>Scie mécanique</p> <p>Perceuse</p>	 <p>The top diagram shows a rectangular tube with a concave bottom surface, labeled 'Concave'. The bottom diagram shows the same tube with 9 holes drilled along its length, labeled 'Convexe'.</p>
<p>Etape 1</p> <p>Opération 1</p> <p>Opération 2</p>	<p>Assemblage</p> <ul style="list-style-type: none"> - Assemblage des deux plaques supérieure et inférieure - Soudage des quatre extrémités 	<p>Soudage par point</p> <p>Soudage par chalumeau</p>	 <p>The diagram shows two rectangular plates being joined together. Vertical lines represent point welds at the ends, and a dashed line with dots represents gas welding along the length. The label 'Soudage par point' points to the end welds, and 'Soudage par chalumeau' points to the longitudinal weld.</p>

Opération 3	- Soudage des deux collecteurs sur les deux extrémités de la plaque sur une longueur de 860 mm		
Opération 4	- Peindre la plaque supérieure en noire mat		
Etape 1 Opération 1	Isolation -Isolation du boîtier - Couvrir le fond et les cotés latéraux du boîtier avec de la laine de verre découpé suivant la dimension du boîtier	Colle + ciseau	
Etape 1 Opération 1	Vitrage - Découpage d'une plaque de verre de dimensions Longueur : 924 mm Largeur : 664 mm Epaisseur : 4 mm	Couteau à diamant	

Remarque : N=°1, N=°2 indiquent respectivement les deux capteurs dont la plaque est de forme concave, pour un diamètre hydraulique différent et une section de passage différente.

C.3. MONTAGE

1. Montage de l'isolant sur le fond et les parois latérales du boîtier.
2. Montage de la plaque d'absorption.
3. Montage des joints de vitrage.
4. Montage de la vitre
5. Fixation des corniers cadres

C.4. EVALUATION DU PRIX DE REVIENT :

Les matériaux et les procédés de fabrications de nos prototypes sont ceux décrit dans le tableau C.1. On note que le prix de revient, varie d'une installation à une autre, suivant le choix des matériaux et la période d'achat.

Les prix correspondent à la période de l'été 1997 et sont donnés dans le tableau (C.2).

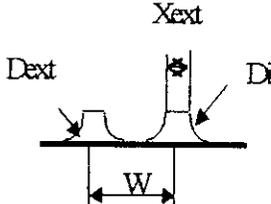
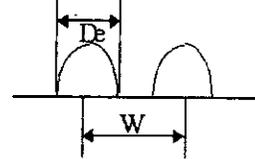
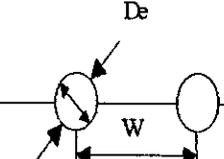
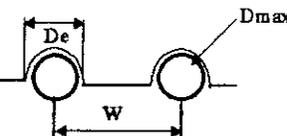
Tableau C.2 : Prix de revient du capteur

Elément	Matières	Quantité	Prix T.T.C (D.A)
Boîtier	Tôle d'acier ordinaire sert à la fabrication du boîtier et les corniers cadres Epaisseur : 1 mm	(1500x1000) mm	470
	Peinture blanche	1 boite	200
Couverture	- Verre blanc Epaisseur : 4 mm	1 m ²	700.
	- Mastic siliconé	1 tube	240
Isolant	- Laine de verre	1 m ²	350
	- Liège	1 m ²	100
Absorbeur	- Une tôle d'acier galvanisé	2 m ²	630
	- Peinture noire mat	1 boite	200
Collecteurs	- Acier ordinaire (20x20) mm	2 m	100
Divers	- Tube blindé reliant le capteur à la cuve de stockage	3.3 m	160
	- Collier	8	120
	- Vis	20	100
	- Soudure	-	1000
	Total arrondi		4370 D.A

ANNEXE D

DIMENSIONS ET CONFIGURATIONS GEOMETRIQUES DES DIFFERENTS CAPTEURS

Tableau D.1 : Dimensions et configurations géométriques des différents capteurs

	Convexe	Concave	Roll-bond	Radiateur
				
Pour un même diamètre hydraulique $D_h = 17.12 \text{ mm}$				
W	95.78	101.94	108.16	108.88
De	64.78	29.2	18.32	20.32
Di	40	28	17.12	17.12
Dmax	20	14	17.12	17.12
Dext	41.2	-	-	-
Xext	24.78	-	-	-
Facteur de forme γ	0.8343	1	1	1
Pour une même section de passage $S_p = 644 \text{ mm}^2$				
W	95.78	94.8	101.59	100.44
De	64.78	41.7	29.83	31.84
Di	40	40.5	28.63	28.63
Dmax	20	20	28.63	28.63
Dext	41.2	-	-	-
Xext	24.78	-	-	-
Facteur de forme γ	0.8343	1	1	1

ANNEXE E

LES STANDARDS

INTRODUCTION :

Les méthodes utilisées pour la détermination des performances instantanées d'un capteur solaire sont au nombre de deux, à savoir :

- La méthode calorimétrique
- La méthode basée sur l'établissement d'un bilan thermique, en régime quasi-permanent, sur un volume de contrôle fixé par les limites du collecteur.

Les principaux standards destinés aux tests des capteurs solaires sont :

- NBS 74 - 635
- ASHRAE 93 -77
- RECOMENDATION FOR EUROPEAN SOLAR COLLECTOR TESTS METHODS
- AUSTRALIEN STANDARD 2535 - 198

E.1. ASHRAE 93-77 :

Ce standard est basé sur la relation exprimant le rendement instantané du capteur :

- Rapporté à la surface globale du collecteur (frontale brute)
- En fonction de la quantité $(T_{fe}-T_a) / Gt$
- En supposant que l'expression du rendement est un polynôme de premier degré

L'énergie utile récupérée par un capteur recevant une radiation solaire globale G_t est donnée par :

$$Q_u = A_a Fr [(\tau\alpha)_{\text{eff}} G_t - U_l (T_{fe} - T_a)] = m C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{E.1})$$

Le rendement du capteur est alors égale à :

$$\eta_i = \frac{A_a}{A_g} (Fr(\tau\alpha)_{\text{eff}} - U_l \frac{(T_{fe} - T_a)}{G_t}) = \frac{m(T_{fs} - T_{fe})}{A_g G_t} \quad (\text{E.2})$$

Si l'on pose :

$$X = \frac{T_{fe} - T_a}{G_t} \quad (\text{E.3})$$

On aboutit à l'équation d'une droite de coefficients :

$$a = (A_a/A_g) Fr (\tau\alpha)_{\text{eff}}$$

$$b = -(A_a/A_g) Fr U_l$$

Pour aboutir à ces résultats le standard :

- recommande un type de manipulation
- fixé le choix des instruments de mesure
- fixé les conditions de déroulement des tests
- arrête la forme de présentation des résultats

E.1.1. Banc d'essai :

Le type de l'installation devant servir à la production des data selon la présente norme est représenté en figure E.1. Il se compose de deux circuits :

- Un circuit primaire fermé comprenant le collecteur et les organes et instruments de circulation, régulation et mesures.
- Un circuit secondaire ouvert permettant la décharge du flux collecté.
- Un échangeur reliant les deux circuits.

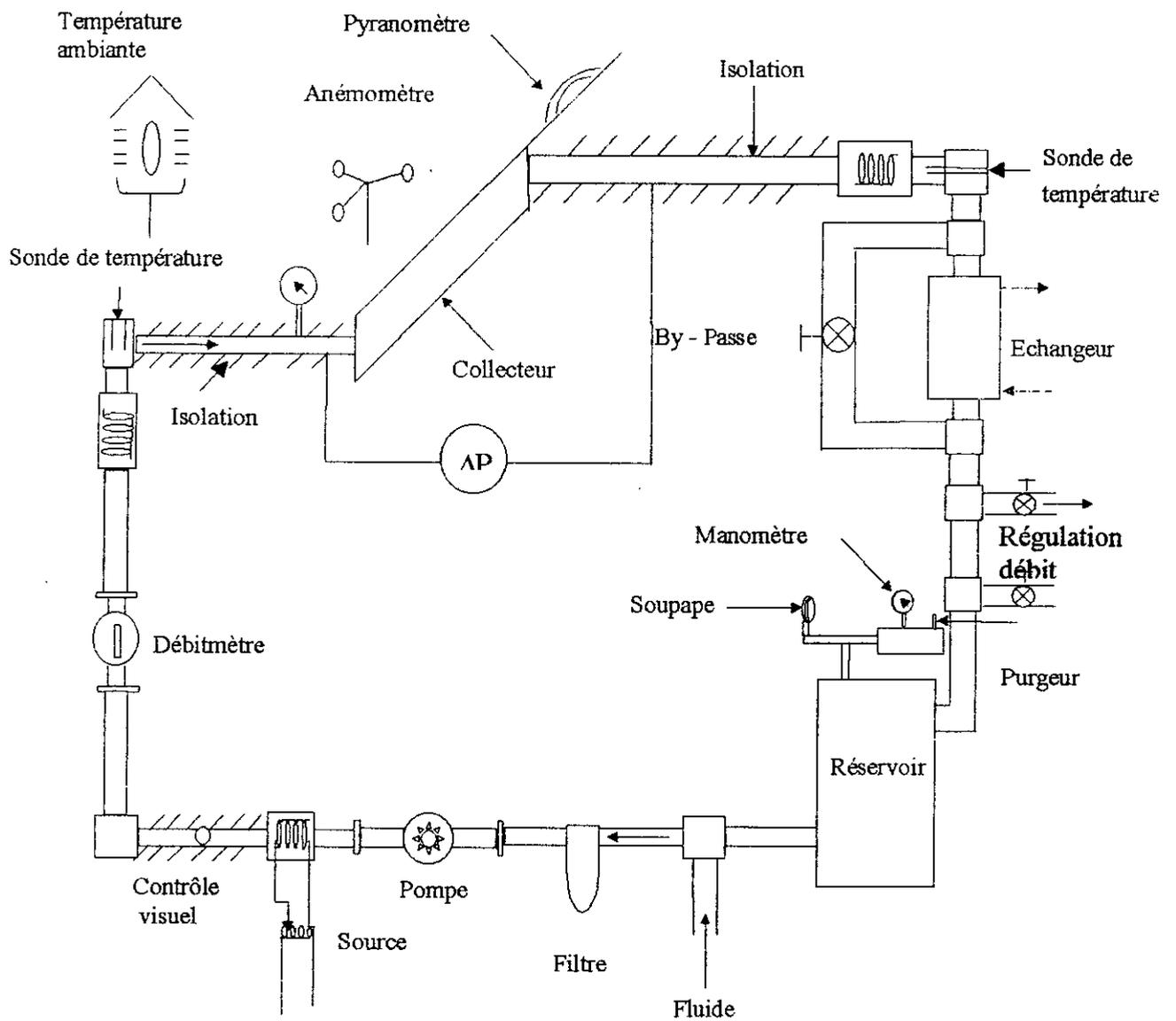


Figure E.1 : Banc d'essai selon le standard ASHRAE

E.1.2 Instruments de mesures :

L'instrumentation utilisée pour la gestion des épreuves et production des data doit répondre à des spécifications bien précises à savoir :

- Pyranomètre : le pyranomètre utilisée doit être de classe I selon la classification la W.M.O et en tout cas répondre aux spécifications de la table E.1
- Thermomètre et thermocouples : ils doivent avoir une fidélité minimum de ± 0.5 °C et une précision de 0.2 °C.
- Thermopile : utilisée pour le relevé de $(T_{fs} - T_{fe})$ doit avoir une incertitude maximum de ± 0.1 °C.
- Débitmètre : doit avoir une incertitude relative inférieure à 1%
- Anémomètre : doit avoir une incertitude de ± 0.8 m/s.

Tableau E.1 : Caractéristiques du pyranomètre (ASHRAE)

Désignation		Incertitudes
Sensibilité	(W/m ²)	± 4
Stabilité	(%)	± 1
Compensation de température	(%)	± 1
Réponse spectrale	(%)	± 1
Linéarité	(%)	± 1
Effet cosinus	(%)	± 1

E.1.3. Déroulement des tests :

Avant d'entamer les tests le capteur doit être exposé pendant trois jours aux radiations solaires à une incidence journalière supérieure à 4722 Wh/m²jour.

Pour que les tests soit considéré comme valable il doit satisfaire à une série de condition assurant des conditions extérieures stables et des data à un régime quasi-permanent.

E.1.3.1. Conditions météorologiques :

- L'angle d'incidence doit être compris entre $\pm 30^\circ$
- Le capteur doit être orienté à la latitude du lieu
- La vitesse du vent doit être inférieure à 4.5 m/s
- La radiation solaire doit être supérieure à 630 w/m²
- La température ambiante doit être de l'ordre de 30 °C

E.1.3.2. Condition du test :

Pour assurer les conditions d'un régime quasi-permanent on doit :

- Faire circuler le fluide caloporteur pendant au moins 15 mn à la température d'épreuve.
- Les mesures doivent être cadrées autour du midi solaire.
- Le débit de fluide doit être de l'ordre de 0.02 kg/s et par m² d'ouverture.
- La durée du test doit être pour la moins égale à la constante de temps du capteur et en tous les cas supérieure à 5 mn.

Pendant toute la durée du test les variations des différents paramètres doivent être inférieures à :

- 1% pour le débit de fluide.
- +/-0.5 °C pour la température d'entrée du fluide.
- +/-0.05 °C pour la différence de température ($T_{fs} - T_{fe}$).
- +/-1 °C pour la température ambiante.

E.1.3.3. Nombre de points de mesures :

Les points de mesure, au nombre de quatre, sont choisis tel que la différence de ($T_{fs} - T_{fe}$) soit égale à :

- 10% de la différence entre la température de stagnation et la température ambiante
- ($T_{sag} - T_a$).
- 30% de ($T_{sag} - T_a$).
- 50% de ($T_{sag} - T_a$).
- 70% de ($T_{sag} - T_a$).

Chaque point devant être relevé quatre fois, 2 avant midi et 2 après midi solaire. Soit un total de 16 points.

E.1.4. CONSTANTE DE TEMPS :

Avant d'entamer les tests de performances instantanées il faut procéder au relevé de la constante de temps du collecteur. L'évolution du gradient de température collecteur-ambiance pendant les phases de réchauffement et refroidissement étant assimilé une exponentielle soit :

$$(T_{fs} - T_a) = \text{Exp} (-k t) \quad (\text{E.4})$$

La mesure de la constante de temps ($1/k$) doit être exécutée dans les conditions suivantes :

- Faire circuler le fluide à une température d'entrée voisine de la température ambiante, le capteur étant exposé, jusqu'à la stabilisation de T_{fs} .
- L'exposition doit se faire à une radiation supérieure à 790 W/m^2 .
- Le test doit se dérouler au voisinage de midi (soit à une incidence normale).
- Couvrir (ou tourner vers le Nord) brusquement le capteur avec un rideau opaque et non absorbant.
- Relever T_{fs} , $(T_{fs} - T_{fe})$, Gt et le temps t .
- Le test est considéré comme terminé lorsque la différence $(T_{fs} - T_{fe})$ aura atteint la valeur de :

$$(T_{fs} - T_{fe})_t = 0.368(T_{fs} - T_{fe})_{t=0} \quad (\text{E.5})$$

E.1.5. ANGLE D'INCIDENCE MODIFIE :

La mesure du facteur de correction du produit effectif transmissivité-absorptivité dû à la variation de l'angle d'incidence est pratiquement invariable d'un standard à l'autre. Le standard ASHREA recommande d'effectuer :

- 3 relevés avant midi à une incidence de 30, 45 et 60 degrés.
- 3 relevés après midi aux mêmes angles.
- 2 relevés à un angle d'incidence nul.

Ceci en faisant circuler le fluide à une température T_{fe} égale à T_a (à +/- un degré près).

Le $K_{\tau\alpha}$ pour un angle d'incidence ψ est donné par le rapport du rendement déterminé à cette incidence au rendement à une incidence normale.

$$k_{\tau\alpha} = \frac{\eta_{=\psi}}{\eta_{=0}} \quad (\text{E.6})$$

R_s : rapport entre le rayonnement réfléchi reçu par une surface inclinée à celui reçu par une surface horizontale.

alb : albédo du sol.

Le rayonnement global sur une surface inclinée s'écrit donc :

$$G_t = I_t + Id_s + Id_t \quad (2.15)$$

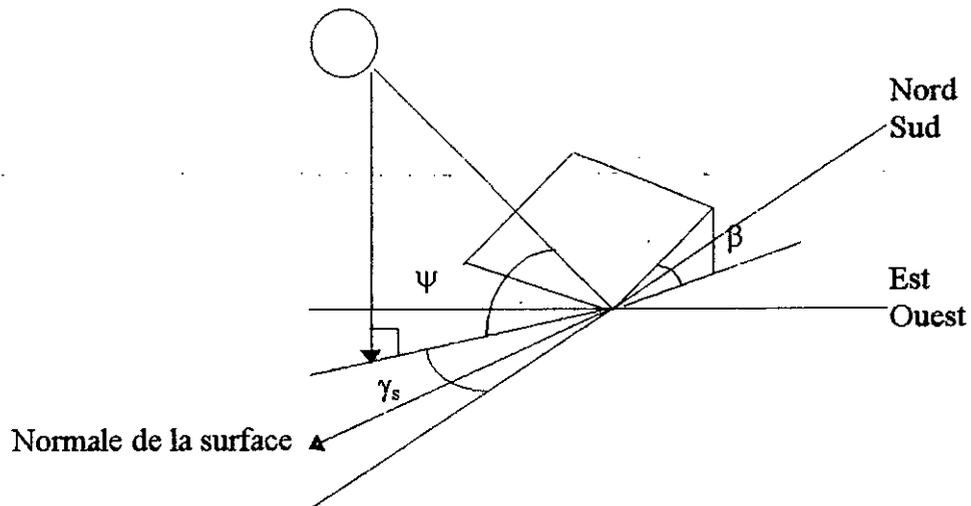


Figure 2.3: Orientation et inclinaison d'un capteur solaire plan

2.2. GENERALITES SUR LE CAPTEUR PLAN :

Le capteur plan est un échangeur de chaleur qui fonctionne entre une source radiante et un fluide. Il est destiné à transformer l'énergie apportée par le rayonnement solaire en une énergie calorifique. La chaleur collectée par l'absorbeur est transportée par le fluide caloporteur qui circule dans des canalisations servant à transférer la chaleur du capteur vers le point d'utilisation.

2.2.1. Différents éléments d'un capteur plan :

Le capteur solaire classique est constitué d'un boîtier réalisé généralement en tôle d'acier inoxydable ouvert sur le côté exposé aux rayonnements solaires, la plaque absorbante placée à l'intérieur du boîtier est fabriquée en aluminium ou en cuivre. Elle est généralement recouverte sur la face supérieure d'un matériau sélectif (peinture noire) pour améliorer son