

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Ref :



جامعة محمد خيضر
بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
du diplôme de
Doctorat en sciences en : Génie Mécanique

Option : Energétique

**Modélisation des paramètres de la conversion
thermique de l'énergie solaire**

Par :
Foued CHABANE

Soutenue publiquement le

Devant le jury composé de :

MOUMMI Abdelhafid	Professeur	Président	Université de BISKRA
MOUMMI Noureddine	Professeur	Rapporteur	Université de BISKRA
BRIMA Abdelhafid	Maitre de conférences (A)	Examineur	Université de BISKRA
BOUGOUL Saadi	Professeur	Examineur	Université de BATNA
LEGOUERA Messaoud	Professeur	Examineur	Université de SKIKDA
GRINE Ali	Maitre de conférences (A)	Examineur	Université de BOUMERDES

Remerciements

Je remercie avant tout Dieu le tout puissant de m'avoir donné le courage et la patience qui m'ont permis d'accomplir ce petit et modeste travail.

Durant ces quatre dernières années, j'ai été amenée à faire la rencontre de beaucoup de personnes qui ont toutes contribué, chacune à leur manière, à l'accomplissement de cette thèse. Je souhaiterais les remercier chacune personnellement mais je crains que cela ne soit possible et je m'excuse donc d'avance pour celles et ceux qui pourraient être omis dans ces remerciements.

Je tiens en premier à exprimer ma profonde gratitude et sincère reconnaissance envers Pr MOUMMI Nouredine pour son soutien et sa disponibilité, dont il a fait preuve par sa personne et ses moyens, dans la bonne humeur.

Aux membres du jury :

Monsieur Moumami Abdelhafid Professeur au département de Génie Mécanique, Université de BISKRA, Président du jury.

Monsieur Brima Abdelhafid, Maître de conférences au département de Génie Mécanique, Université de BISKRA, Examineur.

Monsieur Bougoul Saadi, Professeur au département de Génie Mécanique, Université de BATNA, Examineur.

Monsieur Legouera Messaoud, Professeur au département de Génie Mécanique, Université de SKIKDA, Examineur.

Monsieur Grine Ali, Maître de conférences au département de Génie Mécanique, Université de BOUMERDES, Examineur.

Qui ont pris sur leur temps et aménager leur volonté pour examiner et porter une analyse critique sur mon travail.

A mes collègues de travail pour leurs encouragements.

Respect à ma mère et mon père.

Chabane Foued.

Résumé:

La conversion thermique de l'énergie solaire repose sur les capteurs solaires conçus à part ou intégrés dans les habitations pour le chauffage des locaux, de l'eau sanitaire ou encore pour le séchage des produits agroalimentaires. Tout dépend de la température à la sortie qui pourra être fournie par ces systèmes. Dans cette étude des modèles pour prédire certains paramètres sont établis. En parallèle une étude d'optimisation est faite. Il s'agit de voir les meilleures façons d'augmenter les échanges thermiques, ici par adjonction de chicanes dans la veine d'air mobile permettant ainsi d'augmenter la surface d'échange et provoquer un écoulement turbulent. Il ressort des résultats obtenus que les valeurs trouvées sont en bon accord avec celles données par les différents modèles établis et que l'adjonction des chicanes demi cylindriques, placées normales à l'écoulement paraît avantageuse par rapport à un capteur sans chicanes. Les expériences menées sur un capteur solaire conçu à cet effet, ont permis de déterminer les champs de températures de l'air et de l'absorbeur sans et en présence de chicanes pour différents intervalles de débit pour suivre réellement l'évolution de la température moyenne de l'air dont dépendent plusieurs paramètres. Ces profils relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination des différents coefficients d'échanges thermiques. La modélisation de la température de sortie permettra de prévoir sa valeur pour des contextes prédéfinis. L'ensemble permettra l'établissement d'une géographie d'utilisation de ces systèmes.

يعتمد التحويل الحراري للطاقة الشمسية على أنظمة لواقط مصممة وفق هندسة العمارة أو للتشغيل مباشرة وذلك لأغراض التدفئة أو تسخين المياه الصالحة أو لتجفيف المنتجات الغذائية. كل ذلك يعتمد أساساً على درجة حرارة الناقل الحراري عند المخرج والتي يمكن أن تقدمها هذه الأنظمة. في هذه الدراسة تم اقتراح نماذج لمحاكاة عناصر هذا التحويل الحراري يمكن استعمالها في حالة عدم توفر المعطيات وذلك وفق اعتبارات مناخية وجغرافية. في مرحلة موازية قمنا بدراسة تجريبية لغرض تحسين أدائها وذلك على نظام تم انجازه لذات الغرض من أجل التحكم في جل العوامل المؤثرة على رفع التبادلات الحرارية بين اجزائه وتحسين نجاعته. مكنت الدراسة من اعطاء رؤية أفضل لطريقة زيادة التبادلات الحرارية وذلك بإضافة حواجز على مسار الهواء تكون على شكل نصف اسطواني وتسمح بزيادة سطح التبادل مما سمح كذلك من حساب معامل الانتقال الحراري. تبين من خلال الدراسة ان النماذج المقترحة توافق المعطيات التي تمكن من معرفة القيم التي تعتمد على اساسها مختلف التطبيقات والاستعمالات.

Abstract: The thermal conversion of solar energy that is based on the solar collector air or water designed separately or integrated into the houses for space heating or sanitary water or for drying agri-food products, it depends on the temperature at the output which can be supplied by these systems. In this study we firstly focused on proposing adequate models to provide a performance in geographical and climatic contexts. In parallel and in the second phase a study relative to the optimization of their performances is established. The purpose here is to investigate the best way to increase the thermal exchanges by adding fins in the moving air stream. This is a half cylindrical form in addition to increase the exchange area and elicit a turbulent flow. The results and the values are obtained in good agreement with those given by various established models and the addition of this type of fins are placed normal to the flow seems advantageous compared to a collector without fins. Experiments on a solar collector designed for this purpose, have determined the air temperature fields and the absorber without and in the presence of fins for different flow rate intervals to actually monitor the evolution of the average air temperature that depend on several parameters. These surveys profiles from the sensor input are allowed the determination of different coefficients of thermal exchanges. Modeling of the outlet temperature will provide the value for the predefined contexts. The assembly will allow the establishment of using these systems of geography.

<i>Chapitre I</i>	<i>État de l'art</i>
Figure I.1 : Disposition des obstacles DCL	Page 1
Figure I.2 : Disposition des obstacles OCL	2
Figure I.3. Variation du rendement (h) et des pertes de charge (DP) en fonction du débit Q_V , capteur SC, Capteur muni de DCL, OCL puis TL	2
Figure I.4: Capteur muni d'obstacles TL	3
Figure I.5: Conception des capteurs à aérogel de silice	4
Figure I.6: Schéma d'un élément du capteur	4
Figure I.7: Evolution des rapports (F_T/F_{T0}) et (U_L/U_{L0})	5
Figure I.8: Comparaison des résultats avec ceux d'autres auteurs	6
Figure I.9: Evolution d' U_L en fonction d' E_P	6
Figure I.10: Evolution d' U_L en fonction de T_P	7
Figure I.11: Schéma de l'installation: Configuration (a)	8
Figure I.12 : Schéma de l'installation: Configuration (b)	9
Figure I.13 : Schéma de l'installation: Configuration (c)	9
Figure I.14 : Schéma du capteur solaire étudié	10
Figure I.15 : Schéma descriptif des chicanes	10
Figure I.16: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I$ selon la configuration A1, A2	11
Figure I.17: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I$ selon la configuration B1, B2	12
Figure I.18 : Capteur plan à air muni de rugosités cylindriques	12
Figure I.19: Evolution de la température en fonction de la longueur du capteur	13
Figure I.20 : Schéma du modèle expérimental	14
Figure I.21: Evolution du rendement du capteur en fonction du débit	14
Figure I.22a : Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I$.	14

Figure I.22b: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I$.	15
Figure I.23 : configuration étudiée	15
Figure I.24. Efficacité en fonction du débit massique	16
Figure I.25 : Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement	17
Figure I.26 : Efficacité en fonction du débit volumique	17
Figure I.27 : Schéma d'un capteur solaire thermique à double passe avec des milieux poreux dans le deuxième canal	18
Figure I.28 : Schéma d'un capteur solaire à treillis métalliques	19
Figure I.29: Efficacité en fonction de $(t_0-t_i)/I$	19
Figure I.30: Comparaison: résultats obtenu avec ceux d'autres auteurs	20
Figure I.31: Ecart en % entre résultats obtenu et ceux d'autres auteurs	20
Figure I.32: Evolution d' U_L en fonction d' E_p	20
Figure I.33: Evolution d' U_L en fonction de T_p	20
Figure I.34: Distribution des champs des vitesses	21
Figure I.35 : Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur solaire sans chicane	21
Figure I.36: Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur muni des chicanes	22
Figure I.37: Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur muni de chicanes transversales	22
Figure I.38 : Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur muni de chicanes transversales et longitudinales.	23
Figure I.39 : Schéma de la veine d'écoulement du fluide caloporteur du capteur	23
Figure I.40: Caractéristiques géométriques de chicanes longitudinales	24
Figure I.41: Influence de l'adjonction des chicanes sur le rendement thermique	24
Figure I.42: Influence de l'adjonction des chicanes sur la température de sortie	24

Figure I.43: Evolution du rendement pour différents nombres de chicanes	25
Figure I.44: Schéma général (a) et vue de face du collecteur(b)	25
Figure I.45: Efficacité pour différents débits (2, 4 et 6 chicanes)	26
Figure I.46: Pertes de charge à travers le lit pour 2, 4 et 6 chicanes	26
Figure I.47: Efficacité pour différents débits pour 2, 4 et 6 chicanes	27
Figure I.48: Capteur solaire plan de type Upward avec chicanes	27
Figure I.49: Efficacité pour différents débits, $G = 1100 \text{ W/m}^2$ et $T_{in} = 298 \text{ K}$	28
Figure I.50: Température de sortie pour différents débits $G = 1100 \text{ W/m}^2$ et $T_{in} = 298 \text{ K}$	28
Figure I.51 : Collecteur double passe muni d'une plaque plane	29
Figure I.52 : Collecteur double passe muni d'une plaque v-ondulé	29
Figure. I.53: Performances mesurées d'un collecteur à double passage, plaque v-ondulé $m=0.0203 \text{ kg/s}$	30
Figure. I.54 : Performances mesurées d'un collecteur à double passage, plaque plane $m=0.0203 \text{ kg/s}$	30
Figure. I.55 : Comparaison entre performances obtenues	30
Figure. I.56 : (a) Détails d'une plaque ondulée chevron et (b) la géométrie d'un canal d'écoulement composé de deux plaques ondulées chevron	31
Figure. I.57 : Comparaison Efficacité modèles-mesures	32
Figure. I.58 : Schéma de l'absorbeur ondulé	32
Figure. I.59 : Variation du coefficient de transfert h ($\text{W/m}^2\text{°C}$) $A=2$, $\theta=30^\circ$ et $L=1$	33
Figure. I.60 : Variation du coefficient de transfert h ($\text{W/m}^2\text{°C}$), $\Delta T=30$, $\theta=30^\circ$ et $L=1$	33
Figure. I.61 : Variation du coefficient de transfert h ($\text{W/m}^2\text{°C}$), $\Delta T=30 \text{ °C}$, $A=2$ et $L=1$	33

Figure II.1 : Composantes du rayonnement solaire	36
--	----

Figure II.2: Irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu	37
Figure II.3: Angle d'incidence du rayonnement solaire en fonction des saisons	39
Figure II.4 : Filières de conversion de l'énergie solaire	40
Figure II.5 : Schéma du principe mur Trombe	41
Figure II.6 : Schéma d'un capteur à ruissellement	43
Figure II.7 : Principe des technologies solaires thermiques	43
Figure II.8 : Capteur solaire à eau vitré	44
Figure II.9 : Capteur solaire sous vide	44
Figure II.10 : Chauffage de l'eau des piscines	44
Figure II.11 : Principe du chauffe-eau solaire monobloc	45
Figure II.12 : Principe du chauffe-eau solaire à éléments séparés	45
Figure II.13 : Principe du chauffage de bâtiment par plancher solaire direct (PSD) ou hydro-accumulation	46
Figure II.14 : Différents types d'absorbeurs poreux	47
Figure II.15 : Différentes formes d'absorbeurs	47
Figure II.16 : Types de circulation de l'air dans les capteurs plans à air	48
Figure II.17 : Principaux constituants d'un capteur	48
Figure II.18 : Principe des capteurs thermiques	49
Figure II.19: Principe de la climatisation et réfrigération solaires	49
Figure II.20: Centrale solaire à tour	51
Figure II.21 : Centrales cylindro-paraboliques	51
Figure II.22 : Centrale solaire parabolique	52

Chapitre III *Modélisation et simulation des paramètres de la conversion thermique du rayonnement solaire*

Figure III.1 Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère	55
Figure III.2 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil	55
Figure III.3 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L	56
Fig.III.4: Système local de coordonnées azimutales	57
Figure III.5 : Repérage de la position du Soleil	57
Figure III.6. Système de coordonnées horaires	58
Figure III.7: Déclinaison du soleil	58
Figure III.8: Equation du temps en fonction du jour de l'année	60
Figure III.9 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich	61
Figure III.10: Azimut (orientation) et inclinaison d'un plan quelconque	61
Figure III.11 : Variation du facteur de trouble atmosphérique (Simulation)	64
Figure III.12:Éclairement direct par ciel clair obtenu sur un plan horizontal (Simulation)	64
Figure III.13 : Éclairement diffus incident sur un plan horizontal (Simulation)	65
Figure III.14 : Éclairement direct sur un plan incliné (Simulation)	65
Figure III.15 : Composante directe	66
Figure III.16 : Composante isotrope	66
Figure III.17 : Composante du cercle de l'horizon	67
Figure III.18 : Rayonnement diffus du ciel	67
Figure III.19 : Rayonnement diffus du sol	68
Figure III.20 : Éclairement diffus incident sur un plan incliné (Simulation)	68
Figure III.21: Eclairement global incident (Simulation)	69

Figure III.22 : Rayonnements plan horizontal (G_h, I_h, D_h) et inclinée ($G_\theta, I_\theta, D_\theta$)	69
Figure III.23 : Rayonnements global, diffus et direct (Simulation)	70
Figure III.24 : Rayonnement global, diffus et direct Selon le modèle de Kasten	72
Figure III.25 : Rayonnement diffus et direct (Simulation)	72
Figure III.26 : Droite d'ajustement	75
Figure III.27 : Rayonnement direct et diffus selon les modèles proposés (Simulation)	77
Figure III.28 : Variation journalière de la température ambiante de l'air (Simulation)	81
Figure III.29 : Schéma des divers modes de transferts thermiques	82
Figure III.30 : Schéma des échanges thermiques dans les composants (CCL)	83
Figure III.31 : Coefficient d'échange par convection par le vent (Simulation)	84
Figure III.32 : Variation du coefficient d'échange vitre-l'absorbeur (Simulation)	85
Figure III.33 : Variation du coefficient d'échange absorbeur-fluide	88
Figure III.34 : Echange radiatif entre la vitre et la voûte céleste	89
Figure III.35 : Echange radiatif entre la vitre et l'absorbeur	89
Figure III.36 : Echange radiatif entre la vitre et le sol	90
Figure III.37 : Echange radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique	91

Chapitre IV

Etude expérimentale

Figure IV.1a: Banc d'essai	96
Figure IV.1b: Banc d'essai	97
Figure IV.2 : Dimensions des différents composants	98
Figure IV.3 : Coupe transversale du capteur muni de chicane	99
Figure IV.4 : Disposition des chicane et géométrie de passage d'air	99
Figure IV.5 : Coupes transversale et longitudinale du canal d'écoulement	99
Figure IV.6 : Schéma du capteur solaire et géométrie de passage (cas sans chicane)	100

Figure IV.7 : Schéma du capteur solaire et géométrie de passage (cas avec chicanes)	100
Figure IV.8 Evolution annuelle de la température moyenne ambiante	101
Figure IV.9 : Profil des précipitations mensuelles pour l'année 2009	101
Figure IV.10 : Humidité et point de rosé (juillet 2009)	102
Figure IV.11: Pyranomètre utilisé CM11	102
Figure IV.12 : Anémomètre à ailettes	102
Figures IV.13 : a- Thermomètre digital b-Thermomètre infrarouge	103
Figure IV.14 : Distribution les thermocouples et points des mesures	103
Figure IV.15 : Schéma général du banc des essais et appareillage des mesures	104
Figure IV.16 : Hygromètre PCE-555	104

Chapitre V

Résultats et discussion

Figure. V.1 : Comparaison: Rayonnement direct selon les modèles proposés et l'expérimental	106
Figure. V.2a : Comparaison, modèles proposés - modèle de Kasten	107
Figure. V.2b : Comparaison, modèles proposés - modèle de Kasten	108
Figure. V.3 : Erreur relatif entre les deux modèles proposés – expérimental	108
Figure. V.4a : Comparaison, expérimental-modèles proposés	109
Figure. V.4b : Comparaison, expérimental-modèles proposés	110
Figure. V.5a : Rayonnement diffus selon les modèles proposé et celui de Kasten	110
Figure. V.5b : Rayonnement diffus selon les modèles proposé et celui de Kasten	111
Figure. V.6: Comparaison, rayonnement global expérimental- modèle proposé	112
Figure. V.7 : Comparaison, rayonnement global expérimental-modèles proposés	113
Figure. V.8a : Comparaison, expérimental-modèle proposé	114
Figure. V.8b : Comparaison, expérimental-modèle proposé	115
Figure. V.9a : Température ambiante, comparaison entre les différents modèles	115
Figure. V.9b : Température ambiante, comparaison entre les différents modèles	116
Figure. V.10: Comparaison, évolution théorique et expérimentale de la température de sortie	117
Figure. V.11 : Comparaison, évolution théorique et expérimentale de la température de sortie	118

Figure. V.12 : Evolution de la température de sortie, comparaison	118
Figure. V.13 : Evolution de la température de sortie pour divers débits	119
Figure. V.14 : Température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur solaire plan	119
Figure. V.15 : Température moyenne de la vitre en fonction de la longueur du CS	120
Figure. V.16 : Température moyenne de l'absorbeur en fonction du temps	121
Figure. V.17 : Température moyenne de l'absorbeur en fonction de la longueur du CS	121
Figure. V.18 : Température moyenne de l'absorbeur et de la puissance absorbée	122
Figure. V.19 : Température moyenne de la plaque inférieure en fonction du temps	122
Figure. V.20 : Température moyenne de la plaque inférieure en fonction de la longueur du CS	123
Figure. V.21 : Température moyenne de la plaque extérieure en fonction de la longueur du CS	123
Figure. V.22 : Ecart de température en fonction du temps	124
Figure. V.23 : Rendement en fonction du temps pour divers débits	125
Figure. V.24 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.012$ kg/s)	126
Figure. V.25 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.0145$ kg/s)	127
Figure. V.26 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.016$ kg/s)	127
Figure. V.27 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.0184$ kg/s)	128
Figure. V.28 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.0202$ kg/s)	128
Figure. V.28 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicanes)	129
Figure. V.29 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS avec chicanes)	129
Figure. V.30 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicanes, $m = 0.012$ kg/s)	130
Figure. V.31 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS avec chicanes, $m = 0.012$ kg/s)	130
Figure. V.32 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicanes, $m = 0.016$ kg/s)	131
Figure. V.33 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicanes, $m = 0.016$ kg/s)	131

Figure. V.34: Température ambiante, entrée et sortie (24/01/2012)	132
Figure. V.35 : Température ambiante, entrée et sortie (13/05/2012)	132
Figure. V.36 : Température ambiante, entrée et sortie (27/02/2012)	133
Figure. V.37 : Température ambiante, entrée et sortie (15/05/2012)	133
Figure. V.38 : Rendement global (24/01/2012 sans chicanes)	134
Figure. V.39 : Rendement global (13/05/2012 avec chicanes)	134
Figure. V.40 : Rendement global (27/02/2012 sans chicanes)	135
Figure. V.41 : Rendement global (15/05/2012 avec chicanes)	135
Figure. V.42 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.012$ kg/s)	136
Figure. V.43 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.016$ kg/s)	136
Figure. V.44 : Coefficient d'échange thermique par convection (vitre-extérieur)	137
Figure. V.45a : Coefficient d'échange thermique par convection (fluide caloporteur)	137
Figure. V.45b: Coefficient d'échange thermique par convection (fluide caloporteur)	138
Figure. V.46a: Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel	138
Figure. V.46b: Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel	139
Figure. V.47a : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre	140
Figure. V.47b : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre	141
Figure. V.48a : Coefficient d'échange thermique par convection naturelle	141
Figure. V.48b : Coefficient d'échange thermique par convection naturelle	142
Figure. V.49q : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la plaque inférieure	142
Figure. V.49b : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la plaque inférieure	143
Figure. V.50 : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le sol	144
Figure. V.51 : Nombre de Nusselt en fonction $T_p - T_{pl}$	145
Figure. V.52 : Evolution de l'humidité relative	146
Figure. V.53 : Rendement et puissance absorbée (sans chicanes)	146
Figure. V.54 : Rendement et puissance absorbée (avec chicanes)	146
Figure. V.55 : Comparaison des performances	147
Figure. V.56a : Vitesse du vent	147
Figure. V.56b : Vitesse du vent	148

Chapitre I	<i>État de l'art</i>	Page
-------------------	----------------------	------

Tableau I.1: Coefficients de pertes thermiques par l'avant du capteur, pour une épaisseur de 20mm d'aérogel de silice	03
---	----

Tableau I.2: Données expérimentales et résultats des calculs	11
--	----

Chapitre : II	<i>Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire</i>
----------------------	--

Tableau II.1 Potentiel solaire en Algérie	35
---	----

Chapitre III	<i>Modélisation et simulation des paramètres de la conversion thermique du rayonnement solaire</i>
---------------------	--

Tableau III.1 : Analogie entre les grandeurs thermiques et les grandeurs électriques	54
--	----

Tableau III.2 : Paramètres décrivant l'état de l'atmosphère	70
---	----

Tableau III.3 : Valeurs du coefficient d'angström et de la hauteur d'eau condensable pour trois états atmosphériques	71
--	----

Tableau III.4. Distribution les champs de températures selon la durée de l'éclairement solaire	80
--	----

Chapitre IV	<i>Etude expérimentale</i>
--------------------	----------------------------

Tableau VI.1 : Dimension des constituants	97
---	----

Tableau VI.2 : Caractéristiques thermo physiques	98
--	----

Tableau VI.3 : Caractéristiques optiques des éléments de construction	98
---	----

Sommaire

Chapitre I : État de l'art

I.1 Introduction	01
I.2 Adjonction de chicanes	01
I.3 Minimisation des pertes thermiques	03
I.4 Influence de la géométrie de passage du fluide caloporteur sur les performances thermiques d'un capteur solaire à air	07
I.4.1 Capteur doté de chicanes	10
I.4.2 Capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux	18
I.4.3 Capteur utilisant un lit sous forme de treillis métallique	18
I.5 Influence de la géométrie de l'absorbeur	28
I.6 Conclusion	34

Chapitre II : Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

II.1 Introduction	35
II.2 Le gisement solaire en Algérie	35
II.3. La carte du gisement solaire en Algérie	35
II.4 Rayonnement solaire	36
II.4.1 Système énergétique solaire	37
II.4.2 Variations du rayonnement solaire	38
II.5. Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire	40
II.5.1 La technologie du solaire passif	40
II.5.2 La technologie du solaire actif	42
II.6 La climatisation et la réfrigération solaires	49
II.7 Solaire thermodynamique	50
II.8 Conclusion	52

Chapitre III : Modélisation des paramètres de la conversion thermique du rayonnement solaire

III.1 Introduction	53
III.2 Modélisation du rayonnement solaire incident	53
III.3 Donnée relatives au soleil (source du rayonnement solaire)	54
III.4 Mouvements de la Terre	55
III.5 Mouvement apparent du Soleil	56
III.6 Notions de temps TSV, TSM, TU, TL	59
III.7 Angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan quelconque	61
III.8 Caractérisation du gisement solaire d'un site	62
III.9 Rayonnement solaire à l'extérieur de l'atmosphère	63
III.10 Modèles d'estimation du rayonnement solaire	63
III.10.1 Modèle M. Capderou	63
III.10.2 Méthode Semi-Empirique de Perrin Brichambaut	69
III.10.3 Modèle de Kasten	70
III.11 Contribution à la modélisation du rayonnement solaire direct et diffus	73
III.11.1 Principe de la régression	74
III.11.2 Ajustement par la méthode de moindres carrés	75
III.11.3 Modélisation du rayonnement diffus	76
III.11.4 Modélisation du rayonnement direct	77
III.11.5 Modélisation du rayonnement global	77
III.12 Simulation des modèles	77
III.12.1 Modélisation de la température ambiante	78
III.12.2 Modélisation des coefficients de transfert de la chaleur	81
III.12.3 Principes des échanges et modélisation des coefficients d'échanges thermiques	82
III.12.4 Evaluation des coefficients d'échanges	84
III.12.5 Coefficients des pertes avant, arrière et globales	91
Conclusion	

Chapitre IV : Etude expérimentale

IV.1 Dispositif expérimental	96
IV.2 Caractéristiques techniques	97
IV.3 Situation géographique	100
IV.4 Instrumentation et appareillage utilisé	102

Chapitre V: Résultats et Interprétation

V.1 Introduction	105
V.2 Comparaison: Simulation-résultats expérimentaux	105
V.2.1 Variation du rayonnement solaire	105
V.2.1.1 Variation du rayonnement direct (expérimental-modèles proposées)	105
V.2.1.2 Comparaison entre les résultats expérimentaux, modèles proposés et ceux issus du modèle de Kasten (rayonnement direct)	107
V.2.1.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux issus des modèles proposés (rayonnement diffus)	109
V.2.1.4 Comparaison entre les résultats expérimentaux, modèles proposés et ceux issus du modèle de Kasten (rayonnement diffus)	110
V.2.1.5 Variation du rayonnement global : Modèles proposés en fonction de l'humidité relative et la hauteur h du Soleil	111
V.2.1.6 Comparaison, expérimental-modèles proposés	113
V.3. Variation de la température ambiante	114
V.3.1 Evolution expérimentale et simulée de la température ambiante	114
V.4 Evolution expérimentale et simulée de la température de sortie	116
V.5. Performances, mesurées, calculées (capteur solaire plan à air sans chicanes)	118
V.5.1 Evolution en fonction du temps de la température de sortie du fluide caloporteur	118
V.5.2. Température moyenne de vitre	120
V.5.3. Température moyenne de l'absorbeur	120
V.5.4. Température moyenne de la plaque inférieure	122
V.5.5 Température moyenne de la plaque extérieure	123
V.5.6 Variations de la température du fluide caloporteur	124
V.5.7. Variations du rendement instantané	124

V.5.8 Rendement en fonction du paramètre réduit	125
V.6 Comparaison entre les performances d'un insolateur sans et avec chicanes	128
V.6.1 Variation de la température	128
V.6.2 Variation de la température moyenne en fonction de la longueur	130
V.6.3 Variation de la température de sortie, d'entrée et ambiante en fonction du temps	132
V.6.4 Variation du rendement	133
V.6.5 Rendement instantané, capteur solaire muni de chicanes	135
V.7 Calculs des coefficients d'échanges thermiques	136
Conclusion	
Annexes	151
Annexe A : Publications internationaux	151
Annexe B	182
B.1 : Propriétés physiques de certains corps	182
B.2 : Propriétés physiques de l'air et de l'eau	183
B.3 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en CF	184
B.4 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en CF	185
B.5 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en CN	186
Annexe C	187
C.1 : Diagramme solaire cylindrique	187
C.2 : Valeurs de l'albédo	188

Nomenclature

ε_{pl} : Emissivité de la plaque métallique coté absorbeur

ε_v : Emissivité de la vitre vers l'absorbeur.

ε_{p-v} : Emissivité de la surface mate de l'absorbeur vers la vitre

ε_{p-pl} : Emissivité de l'absorbeur coté plaque métallique.

ε_{is} : Emissivité de la plaque arrière isolante du capteur

$\varepsilon_{p,\beta}$: Emissivité de l'absorbeur coté vitre évalué à partir de l'angle d'inclinaison β

δ'_i : Eclairage diffus rétrodiffusé

$\varepsilon_{v,\beta}$: Emissivité de la surface externe de la vitre évaluée à partir de l'angle β

a : Azimut

a, b : Constantes

A, B, A', A'', B'' : Constantes qui dépendent de l'état de l'atmosphère.

C_{st} : La correction terre soleil

D : Eclairage diffus incident (W/m²)

D_H : Eclairage diffus reçu par une surface horizontale (W/m²)

Dj : Nombre de jours écoulés à partir du premier janvier

e_b : Epaisseur de la plaque en bois installée à l'arrière (m)

e_{pl} : Epaisseur de la plaque métallique (m)

e_{pol} : Epaisseur de la plaque de polystyrène (m)

ET : Correction dite équation du temps

f : Facteur correctif tenant compte de l'effet du vent

$F_{1,2}$: Facteur de forme relatif aux surfaces dans leur position l'une par rapport à l'autre (pour les capteurs plan à air sa valeur est 1).

G : Eclairage global horizontal (W/m²)

G_H : Eclairage global reçu par une surface horizontale (W/m²)

h : Hauteur angulaire (°)

h_{cve} : Coefficient de pertes thermiques par convection entre la face avant du capteur et le milieu extérieur (W/m²K)

h_d : Coefficient de transfert par conduction à travers les couche isolantes en (W/(m.K))

h_{rve} : Coefficient de pertes thermiques par rayonnement entre la face avant du capteur et le milieu extérieur (W/m²K)

i : Angle d'incidence (°)

I : Eclairement direct par ciel clair (W/m²)

I_0 : Constante solaire extraterrestre (W/m²)

I_n : Eclairement direct normal (W/m²)

j : Numéro du jour de l'année

k_b : Conductivité thermique de la plaque en bois installée à l'arrière en (W/(m.K))

k_{pl} : Conductivité thermique de la plaque métallique en (W/(m.K))

k_{pol} : Conductivité thermique de la plaque du polystyrène en (W/(m.K))

L : Longitude (°)

m_h : Distance optique atmosphérique (la masse atmosphérique)

N_c : Nombre de vitres

P_0 : pression standard au niveau de la mer (Pas)

R : Flux net de rayonnement échangé par le fluide pour les basses longueurs d'ondes (W).

$r(x)$: Vecteur des résidus fonction des paramètres x

T_0 : Facteur de trouble dû à l'absorption gazeuse

T_1 : Coefficient de trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère

T_2 : Facteur de trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplés à une légère absorption

T_a : Température ambiante de l'air (°C)

T_{ab} : Température ambiante en (°C).

T_{ciel} : Température du ciel (°C).

T_{is} : Température de la plaque arrière isolante en (°C).

T_L : Facteur de trouble atmosphérique de Linke

TL : Temps légal (heure)

T_{max} et T_{min} : Températures ambiantes maximale et minimale au cours de la journée (°C).

T_p : Température de l'absorbeur en ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{pl} : Température de la plaque métallique place sur l'isolation en ($^{\circ}\text{C}$).
 T_{pm} : Température moyenne de l'absorbeur en ($^{\circ}\text{C}$).
 T_s : Température du sol en ($^{\circ}\text{C}$).
TSM : Temps solaire moyen (heure)
TSV : Temps solaire vrai (heure)
TU : Temps universel (heure)
 T_v : Température de la vitre en ($^{\circ}\text{C}$)
 U_{av} : Coefficient d'échange des pertes avant de la vitre ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$).
 w : Hauteur d'eau condensable
 Z : Altitude du lieu (Km)
 β : Inclinaison en unité d'angle ($^{\circ}$)
 β : Angle d'inclinaison ($^{\circ}$)
 β_A : Coefficient d'angström
 δ : Déclinaison ($^{\circ}$)
 δ_{ciel} : Rayonnement diffus du ciel (W/m^2)
 δ_d : Composante directe (W/m^2)
 δ_h : Composante du cercle de l'horizon (W/m^2)
 δ_i : Composante isotrope (W/m^2)
 δ_{sol} : Eclairement diffus du sol (W/m^2)
 ε_v : Emissivité du vitrage
 ρ, a^* : Albédo du sol
 $\sigma = 5.67.10^{-8}$: Constante de Stephan Boltzmann ($\text{W}/(\text{m}^2.\text{k}^{-4})$)
 Φ : Latitude ($^{\circ}$)
 ω : Angle horaire ($^{\circ}$)
 ω_c : Angle horaire au coucher du soleil ($^{\circ}$)
 ω_l : Angle horaire au lever du soleil ($^{\circ}$)
 Δt : Durée du jour (heure)
 ρ : Masse volumique de l'air (kg/m^3)

Introduction Générale

Les systèmes énergétiques de production ou de transformation et de maîtrise des énergies, constituent l'un des secteurs industriels les plus complexes techniquement. C'est un secteur assez puissant pour le développement de l'économie nationale. Aujourd'hui on s'intéresse d'une part à rationaliser leur utilisation en adoptant des systèmes à la fois plus performants, portant moins atteinte à l'environnement et plus économiques.

En Algérie, le rayonnement global reçu dans différents sites avec ou sans altitudes, de climats méditerranéens ou sahariens, est l'un des plus élevés du monde. En plus ces régions bénéficient des qualités exceptionnelles pour valoriser l'énergie solaire sous les formes les plus variées. D'un autre côté, Il est intéressant d'envisager toutes les possibilités considérables pour l'exploitation de cette source solaire pour des utilisations industrielles.

Entre autres la conversion thermique de l'énergie solaire qui se repose sur les isolateurs à air ou à eau conçus à part ou intégrés dans les habitations pour le chauffage des locaux ou le chauffage de l'eau sanitaire ou encore pour le séchage des produits agro alimentaires. Ces applications dépendent de la température à la sortie qui pourra être fournie par ces isolateurs. Cette dernière dépend essentiellement de leurs performances. On sait d'après les mesures faites, les calculs effectués et les résultats exposés dans cette thèse que cette température pourra dépasser, assez largement 100°C et que l'éventail des utilisations dépendra sans doute de cette température maximale. En effet une compréhension meilleure des mécanismes fondamentaux régissant le bon fonctionnement de tels systèmes permet de maîtriser tous les paramètres entrant dans le processus de transfert de la chaleur.

L'amélioration des performances thermiques de ces capteurs solaires, en raison des basses caractéristiques thermo physiques de l'air utilisé comme fluide caloporteur, repose sur plusieurs techniques, parmi elles celle qui consiste à accroître la surface d'échange totale par introduction de surfaces secondaires sous forme d'obstacles métalliques dites chicanes fixées solidairement sur le plan d'écoulement inférieur.

L'objectif principal de cette thèse est de contribuer en première phase à la modélisation des principaux paramètres intrinsèques et extrinsèques au fonctionnement de ces systèmes puis parallèlement, en deuxième phase à l'optimisation de leurs performances et voir la meilleure façon d'augmenter l'échange par adjonction de chicanes dans la veine d'air mobile. Il s'agit d'une forme semi cylindrique permettant ainsi d'augmenter la surface d'échange et provoquer un écoulement turbulent.

Le travail réalisé débute par une synthèse bibliographique, d'articles scientifiques récemment publiés, de thèses de doctorat et d'ouvrages spécialisés qui ont été traités. L'étude bibliographique présentée constitue une synthèse qui a permis de situer la présente étude par rapport aux travaux effectués dans le domaine.

Le deuxième chapitre fournit un aperçu général sur les technologies permettant de convertir l'énergie solaire en énergie thermique et qui font l'objet des grands projets de production de ce type d'énergie dans le monde. Les technologies solaires sont caractérisées comme étant soit solaires passives, soit solaires actives selon la façon dont elles captent, transforment et distribuent l'énergie solaire. Les techniques solaires actives incluent l'utilisation de panneaux et de capteurs solaires pour exploiter l'énergie. Les techniques solaires passives concernent l'architecture solaire, en faisant orienter un bâtiment vers le soleil, de choisir des matériaux présentant une masse thermique ou des propriétés favorables, et de concevoir des locaux qui laissent circuler l'air naturellement.

Le troisième chapitre est consacré essentiellement à la modélisation des principaux paramètres qui affectent le fonctionnement de ces systèmes à savoir, le rayonnement solaire, la température ambiante, l'humidité relative, la vitesse du vent et puis les paramètres conceptuels de l'isolateur, responsables des déperditions thermiques évalués à partir de la modélisation des coefficients de transferts thermiques et enfin, la modélisations des performances; température de sortie, rendement, nombre de Nusselt.

Dans cette thèse, le quatrième chapitre est consacré à une étude descriptive du banc d'essai, de l'appareillage de mesure employé ainsi que les configurations des chicanees considérées. Le banc d'essai constitue un dispositif expérimental qui a été mis au point exclusivement pour des mesures sur site. Installé au hall technologique du département de génie mécanique de l'université de Biskra, ce dispositif sert également de support aux travaux expérimentaux.

Le dernier chapitre comporte deux parties, la première est consacrée à la présentation des principaux résultats issus des tests effectués et ceux issus des simulations. Les résultats des tests ont aboutis à des données permettant de formuler des corrélations relatives au rayonnement solaire, à la température ambiante et enfin la température de sortie. Les résultats de la simulation des modèles obtenus s'avèrent en majorité en concordance avec ceux issus des mesures. La deuxième partie est une étude comparative entre performances d'un capteur solaire plan à air sans et avec chicanees.

Chapitre I : État de l'art

I.1 Introduction

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique s'appuie sur des systèmes dits capteurs solaires. Les systèmes peuvent être plans ou concentriques. Les applications telles que, le chauffage des locaux, le séchage des produits agro-alimentaires dépendent de la température issue de ces capteurs. Les capteurs solaires plans sont conçus pour donner en fonction de paramètres structurels et d'environnement des températures dites basses et moyennes. Les faibles échanges thermiques entre le fluide caloporteur et l'absorbeur font que les performances de ces systèmes sont limitées. Plusieurs auteurs ont contribué à l'amélioration de ces performances ;

- adjonction de chicanes
- diminution des pertes
- géométrie de l'absorbeur.

I.2 Adjonction de chicanes

Amélioration des performances des capteurs solaires plans à air par adjonction de chicanes :

A. Ahmed-Zaïd et al. [1] ont menés une étude théorique et expérimentale relative à une comparaison entre les performances d'un capteur solaire plan dans les cas avec et sans obstacles. Les différentes formes étudiées, concernent les chicanes delta cintrées longitudinalement (DCL), ogivales cintrées longitudinalement (OCL) et transversales-longitudinales (TL). Les différentes formes étudiées, à la fois simples et intéressantes, concernent, comme le montrent les figures I.1, f I.2, et I.4.



Figure I.1 : Disposition des obstacles DCL

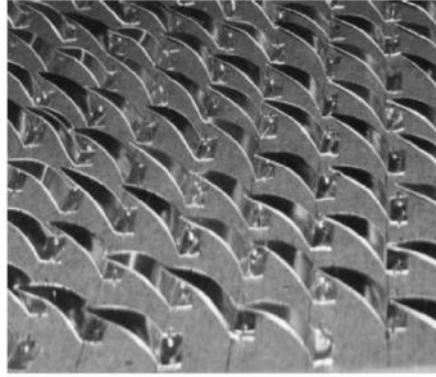


Figure I.2 : Disposition des obstacles OCL

Cette étude a montré que l'usage des chicanes dans la veine dynamique d'un capteur solaire plan demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances Figure I.3.

L'ensemble des résultats présentés montre une amélioration constatée par l'utilisation des obstacles TL et DCL. Les températures de sortie du capteur muni d'obstacles peuvent atteindre la valeur de 100°C à midi solaire. Il conclut que l'amélioration des performances des capteurs solaires plans consiste à limiter les pertes thermiques entre l'absorbeur et l'environnement. Plusieurs solutions ont été proposées;

Dans le cas où les chicanes sont fixées sous l'absorbeur, le choix de leurs formes géométriques doit satisfaire certains critères. En effet, la forme et la disposition des obstacles affectent l'écoulement d'air pendant sa trajectoire. Les obstacles assurent une bonne irrigation de l'absorbeur, organisent l'écoulement ce qui est à éviter et réduisent les zones inactives dans le collecteur.

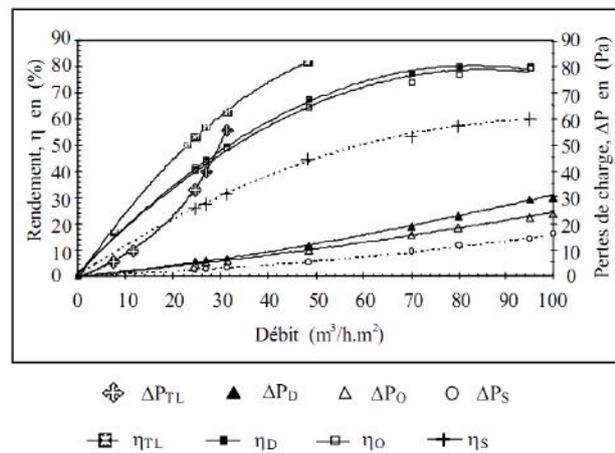


Figure I.3. Variation du rendement (η) et des pertes de charge (ΔP) en fonction du débit Q_v , capteur SC, Capteur muni de DCL, OCL puis TL

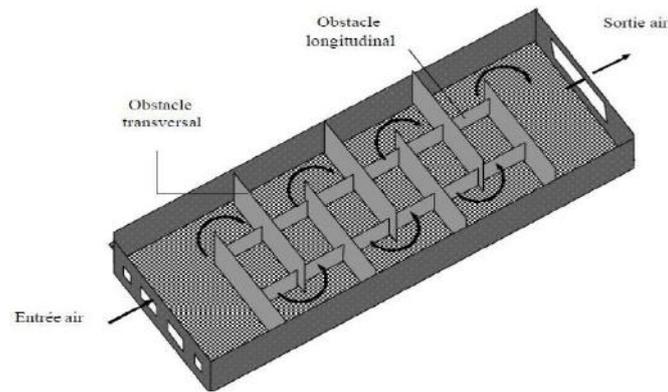


Figure I.4: Capteur muni d'obstacles TL

Cette étude a montré également que l'usage des chicanes dans la veine dynamique demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances, néanmoins certaines de ces formes organisent l'écoulement et ne permettent pas un meilleur mélange du fluide caloporteur.

I.3 Minimisation des pertes thermiques

Les pertes thermiques entre le capteur solaire et son environnement dépendent de sa conception. En effet elles sont fonction de la température de ses constituants

Dans le but de minimiser les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur, Benyelles et al. [2] ont proposé de placer un isolant "aérogel de silice" au-dessus de l'absorbeur. Ils ont choisis l'aérogel de silice pour ses propriétés, c'est un matériau solide à basse densité variant de 80 à 270 kg/m³, transparent, poreux (porosité de 35% à 90%). Son indice de réfraction est compris entre 1.2 à 1.5. Pour une épaisseur de l'ordre de 20 mm, la transmittance solaire normale est de 90%. Sa conductivité thermique est de l'ordre de 0.02 W/m. K.

$T_p(^{\circ}\text{C})$	$T_v(^{\circ}\text{C})$	$U_c(\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$	$U_{\text{rp-c}}(\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$	$U_{\text{rc-s}}(\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$
60	12,78	0,908	0,691	1,515
100	15,71	0,977	0,853	1,723
140	19,36	1,048	4,599	1,953

Tableau I.1: Coefficients de pertes thermiques par l'avant du capteur, pour une épaisseur de 20mm d'aérogel de silice

Dans cette étude plusieurs capteurs dans les mêmes conditions expérimentales ont été comparés:

- ✓ Capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif.

- ✓ Capteur simple vitrage à absorbeur sélectif.
- ✓ Capteur double vitrage à absorbeur non sélectif.
- ✓ Capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif muni d'un isolant à aérogel de silice.

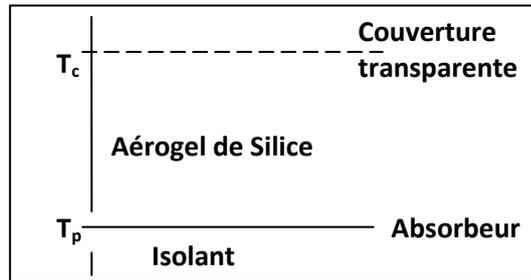


Figure I.5: Conception des capteurs à aérogel de silice

Ils ont conclu que la température de la vitre d'un capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif peut atteindre 50°C , alors qu'elle n'atteint que 20°C pour un absorbeur muni d'un isolant aérogel de silice. En outre, le coefficient de pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur, dans ce cas est minime. Ils ont déduit que l'aérogel de silice est un super isolant, transparent, et contribue ainsi à l'amélioration du rendement du capteur solaire.

A. Zerrouki et al. [3] ont menés une étude théorique relative à la modélisation d'un capteur solaire à air de conception conventionnelle à deux passes (circulation d'air de part et d'autre de l'absorbeur). Ils ont étudié le cas où le capteur est dans un état tel que les conditions de Bliss sont respectées. Ils ont établi le bilan thermique respectivement sur la couverture transparente, l'absorbeur puis l'isolation thermique arrière. Ils ont résolu le système d'équations obtenues. Ils ont fourni les expressions mathématiques des paramètres UL , Fr et F' . Une représentation graphique de ces paramètres a été présentée.

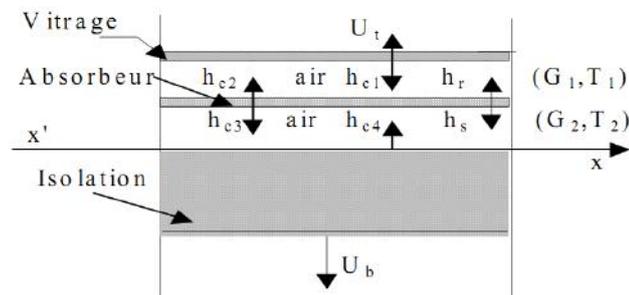


Figure I.6: Schéma d'un élément du capteur

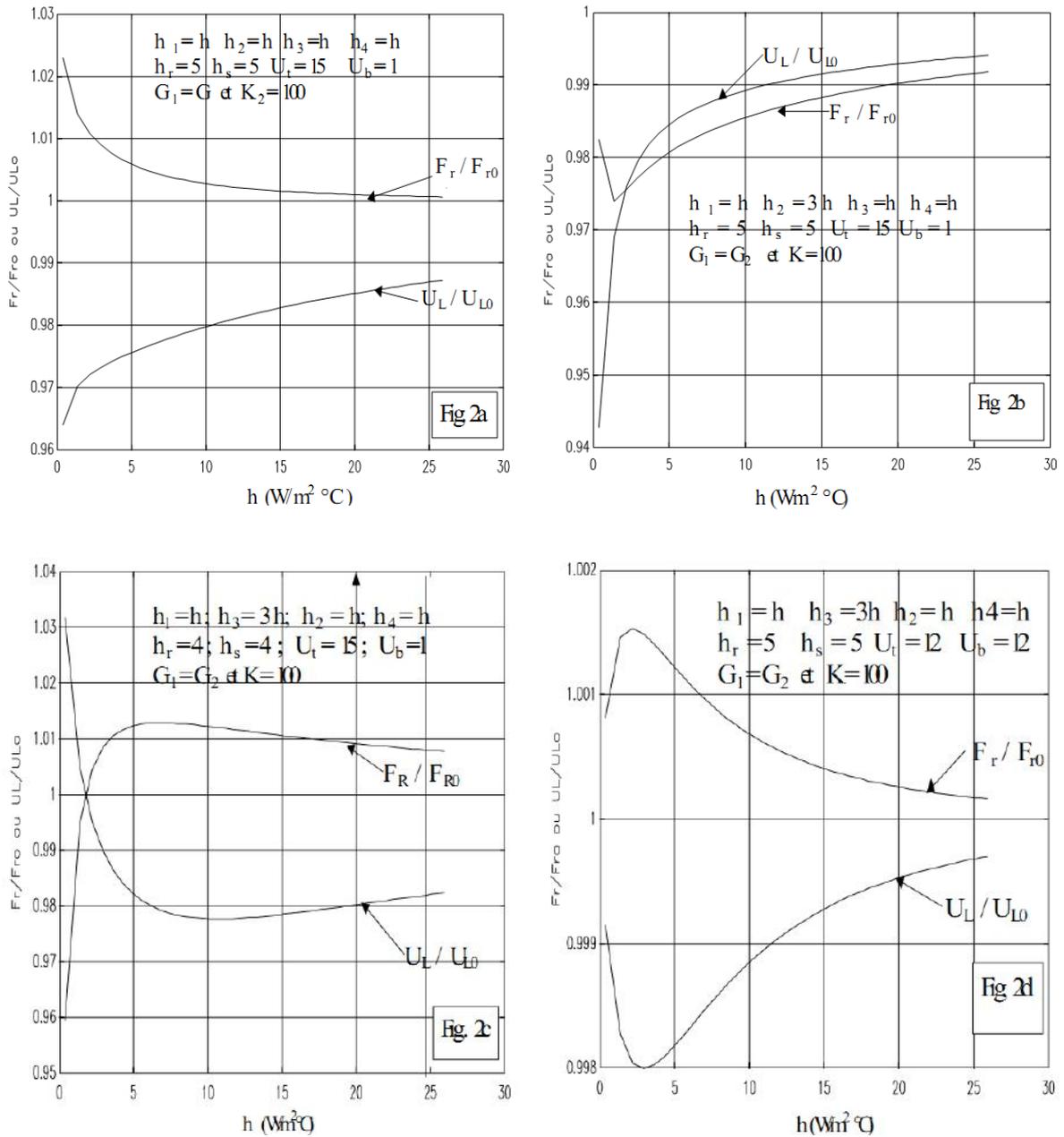


Figure I.7: Evolution des rapports (F_r/F_{r0}) et (U_L/U_{L0})

Ils ont présenté un modèle mathématique fournissant des expressions du coefficient de conductance thermique et de la conductance totale d'un capteur solaire à deux passes en régime permanent. La comparaison établie entre les résultats obtenus avec ceux de l'analyse de Bliss - Whillier s'est avérée satisfaisante.

A. Benkhelifa et al. [4] ont présenté un modèle mathématique qui permet de calculer les pertes thermiques vers l'avant d'un capteur solaire plan (entre l'absorbeur et son milieu ambiant).

Ils ont comparé les résultats obtenus avec à ceux issus de relations empiriques rencontrées dans la littérature et ont exploité une application issue d'un algorithme et programme de calcul pour étudier l'influence de quelques paramètres physiques et géométriques sur le coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur.

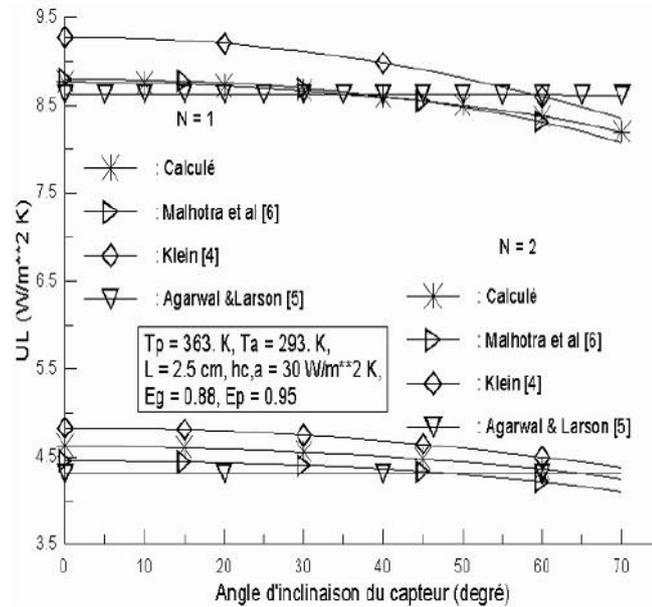


Figure I.8: Comparaison des résultats avec ceux d'autres auteurs

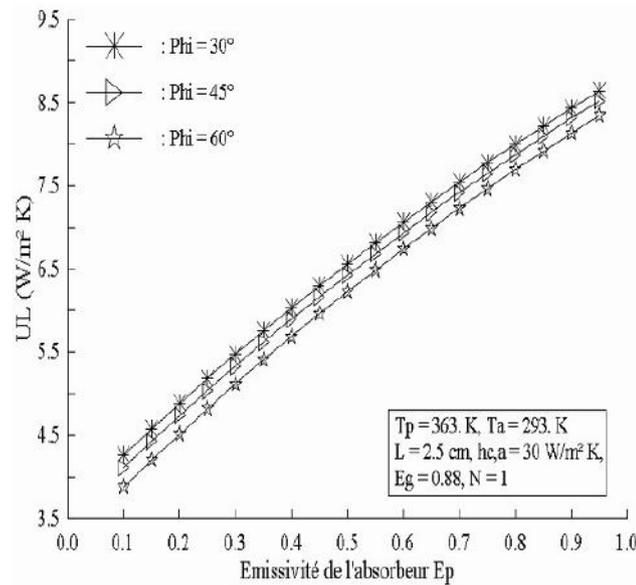


Figure I.9: Evolution de U_L en fonction de E_p

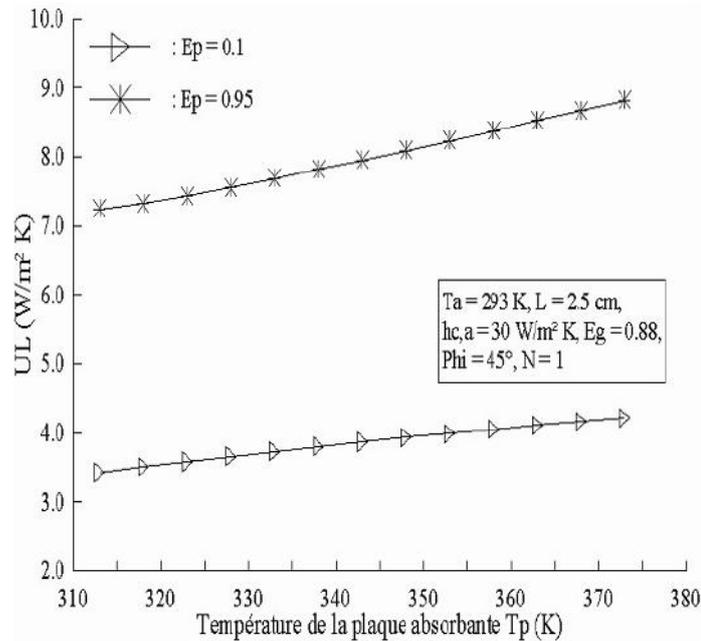


Figure I.10: Evolution d' U_L en fonction de T_P

Ils ont comparés leurs résultats dans un premier temps ceux de Agarwal, Larson [5] et Malhotra et al. [6] ont comparé leurs résultats avec les résultats obtenus à partir des relations empiriques de Klein [4]. Comme constaté sur la figure I.8, leurs résultats sont en bon accord avec ceux obtenus à partir de la relation de Mathotra et al [6], (l'écart maximal est de l'ordre de 3,8 % pour $N=2$).

Ils ont étudié également l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur U_L . L'examen des figures I.8, I.9 et I.10 montre que le coefficient U_L augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur E_p , de la température de la plaque absorbante T_p et du coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant $h_{c,a}$.

Cependant, l'examen de la figure 8 montre que le coefficient U_L diminue avec l'augmentation de la distance L entre l'absorbeur et le vitrage.

I.4 Influence la géométrie de passage du fluide caloporteur sur les performances thermiques d'un capteur solaire à air:

Dans un capteur solaire la circulation du fluide caloporteur peut être sous l'absorbeur ou au dessus. Elle peut être également des deux cotés. Plusieurs auteurs ont menés des études pour voir l'influence de sa forme sur ces déperditions. Mokhtari et al. [5] ont présenté une étude expérimentale sur trois configurations de capteurs solaires fonctionnant selon deux

modes de circulation de l'air (naturelle et forcée). Les paramètres caractérisant les performances du système sont évalués instantanément durant la période d'ensoleillement.

Trois configurations de capteurs sont représentées. La configuration (I.11.a) présentant un passage d'air sous l'absorbeur ; en tôle peinte en noir ($\alpha = 0.95$). La couverture est un vitrage de 0.03 m, le boîtier est en tôle d'acier galvanisé rembourré d'une couche d'isolant (Polyuréthane) d'épaisseur $e = 0.04$ m.

La configuration (b): est constituée des mêmes éléments que la configuration (a) Fig. I.12, seulement le passage d'air se trouve au-dessus de la plaque absorbante.

La configuration (c): présente les mêmes éléments constituants que la configuration (a) seulement la plaque absorbante est placée sur la diagonale du capteur entre la couverture et l'isolant, l'entrée de l'air se fait sur l'absorbeur tandis que la sortie est située sous l'absorbeur. Elle est munie d'un orifice de section rectangulaire de $(150 \times 600 \text{ mm}^2)$ pour permettre l'évacuation de l'air chaud.

Les trois capteurs sont de dimensions $(1,92 \times 0,94 \text{ m})$. L'entrée de chaque capteur est munie d'un extracteur. Une campagne de mesures a été effectuée au site de Bouzaréah (C.D.E.R) durant six jours pour les deux modes de circulation de l'air dans le capteur: (forcée, naturelle).

Afin de pouvoir évaluer l'efficacité des trois configurations, les tests sont effectués durant une période de six (6) jours. Les tests sont pris entre 8 h 00 et 16 h 00 chaque journée, avec un pas de temps de quinze (15) minutes.

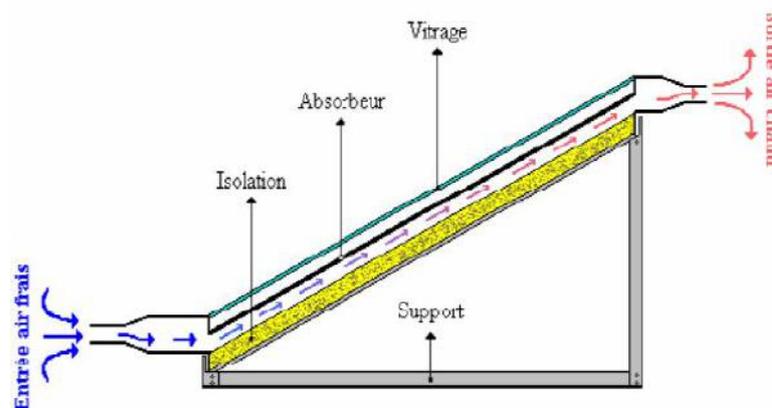


Figure I.11: Schéma de l'installation: Configuration (a)

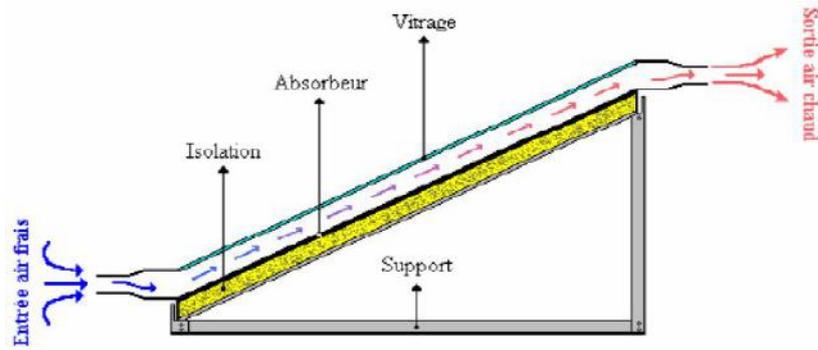


Figure I.12 : Schéma de l'installation: Configuration (b)

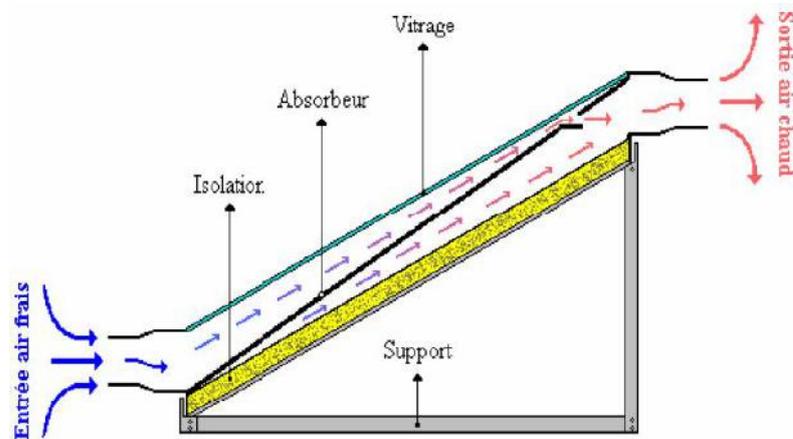


Figure I.13 : Schéma de l'installation: Configuration (c)

L'étude expérimentale menée a permis de tester les trois configurations citées précédemment et tirer les conclusions suivantes :

- La configuration (c) a une bonne efficacité; la température de sortie en convection naturelle dépasse les 98 °C et en convection forcée elle atteint les 70°C. Ceci est dû à l'inclinaison de la plaque absorbante et à l'ouverture conçue sur sa partie supérieure.
- Les deux autres configurations ont pratiquement la même efficacité.
- Aux environs de 12 h 00, on remarque que l'écart de température (Δt) entre la configuration (c) et les deux autres atteint les 15 °C. Ce qui a confirmé son efficacité.
- La température de sortie obtenue en convection forcée dans la configuration (c) permet l'exploitation dans le domaine du séchage solaire.

I.4.1 Capteur doté de chicanes:

Dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires à air, K. Aoues et al [6] ont présentés une étude expérimentale relative à un capteur solaire plan muni de différents types de chicanes figure 1.14:

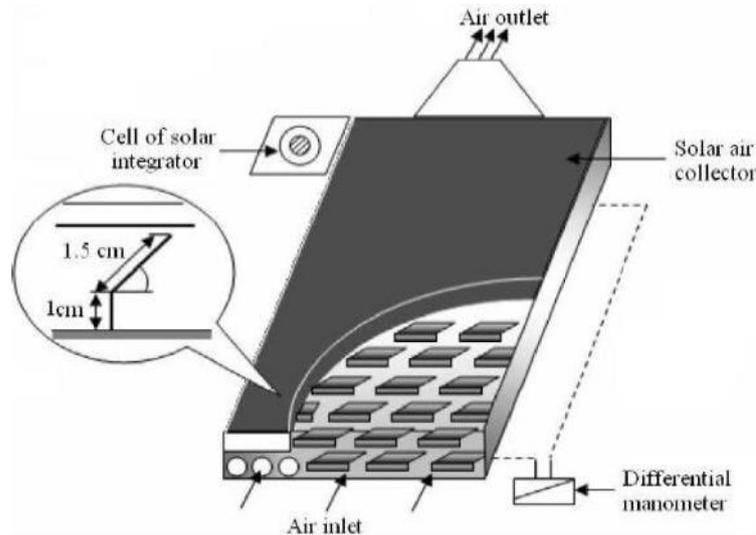


Figure I.14 : Schéma du capteur solaire étudié

L'écoulement du fluide caloporteur se fait sous l'absorbeur dans la veine d'air dynamique d'une hauteur de 25mm, comprise entre la plaque absorbante et une plaque en acier galvanisé placée sur l'isolant. Cette veine est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement de l'air. Ces obstacles présentent une partie inclinée d'un angle α compris entre 60° et 120° . Ces chicanes sont placées, espacées d'une distance $d=10$ cm et $d=5$ cm selon deux configurations A et B qui se différencient par le nombre de rangées respectivement égale à 152 et 256 (figure I.15).

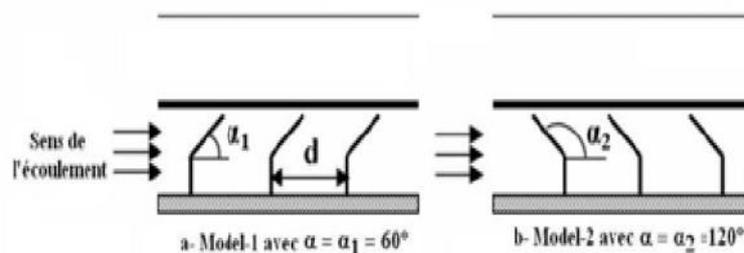


Figure I.15 : Schéma descriptif des chicanes

Après une série de tests expérimentaux, les auteurs ont conclu que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important et ont

conclus que les chicanes du modèle 1 ($\alpha=60^\circ$) configurations A1, B1 donnent des meilleurs résultats par rapport à ceux des configurations A2, B2 qui sont des chicanes modèle 2 ($\alpha=120^\circ$), figure I.15.

Conf.	Temps (h)	I (W/m ²)	T _a (°C)	T _{fe} (°C)	T _{fs} (°C)	$\frac{T_{fs} - T_{fe}}{I}$	η (%)
A1	11h40	738	28	36	55	0.0108	56.06
A2	10h30	746	24.5	34	54	0.0127	55.67
B2	11h30	743	23	34	50	0.0148	55.11
B1	11h50	739	31	35	66	0.0054	57.80

Tableau I.2: Données expérimentales et résultats des calculs

Cela s'explique par le fait que les chicanes du modèle 1 permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation des échanges convectifs. Par contre, les chicanes du modèle 2 orientent le fluide caloporteur vers la plaque inférieure.

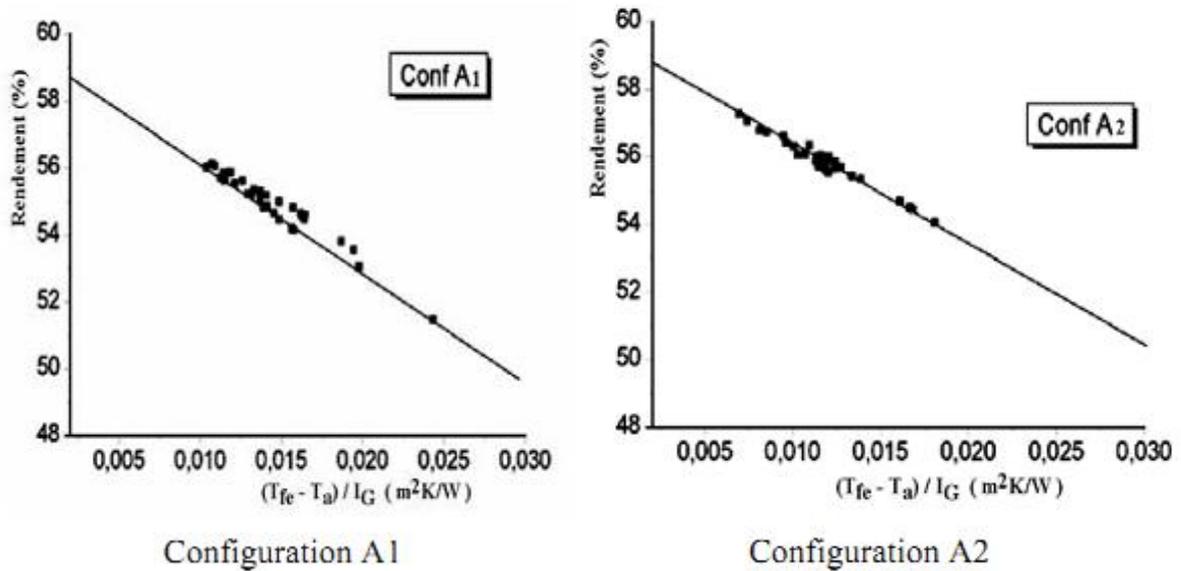


Figure I.16: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I$ selon la configuration A1, A2

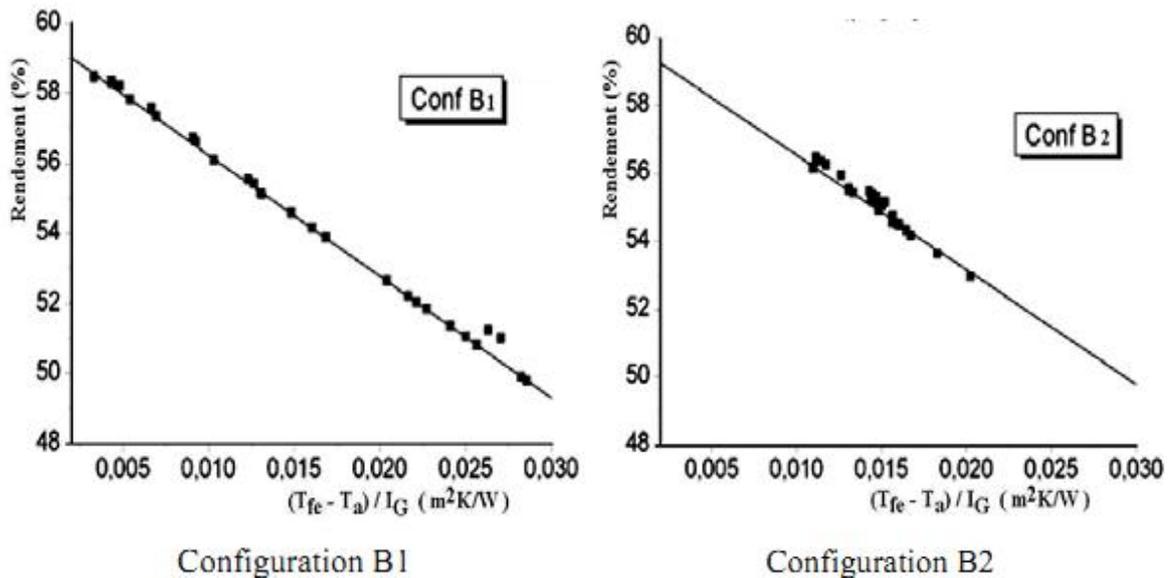


Figure I.17: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I$ selon la configuration B1, B2

K. Aoues et Al [7] ont mené également une étude expérimentale en vue d'améliorer le coefficient de transfert convectif entre l'air et l'absorbeur figure I.18, en plaçant des chicane cylindriques perpendiculairement à l'écoulement dans la veine d'air dynamique entre l'absorbeur et l'isolant.

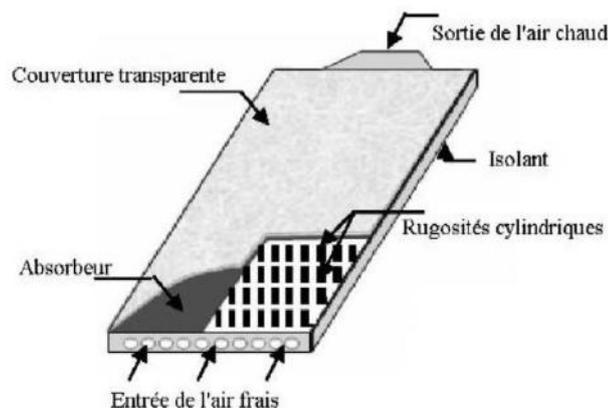


Figure I.18 : Capteur plan à air muni de rugosités cylindriques

Trois configurations sont étudiées (sans chicane, avec chicane alignées et avec chicane disposées en quinconces). Pour ces différentes configurations le rendement du capteur en fonction du débit est présenté ci-dessous (figures I.19). Il est à remarquer que le rendement augmente avec le débit, il est beaucoup plus élevé pour un capteur garni de chicane dans sa veine d'air mobile que dans le cas d'un capteur lisse.

La meilleure configuration, est la disposition en quinconce qui a donnée un rendement meilleur,

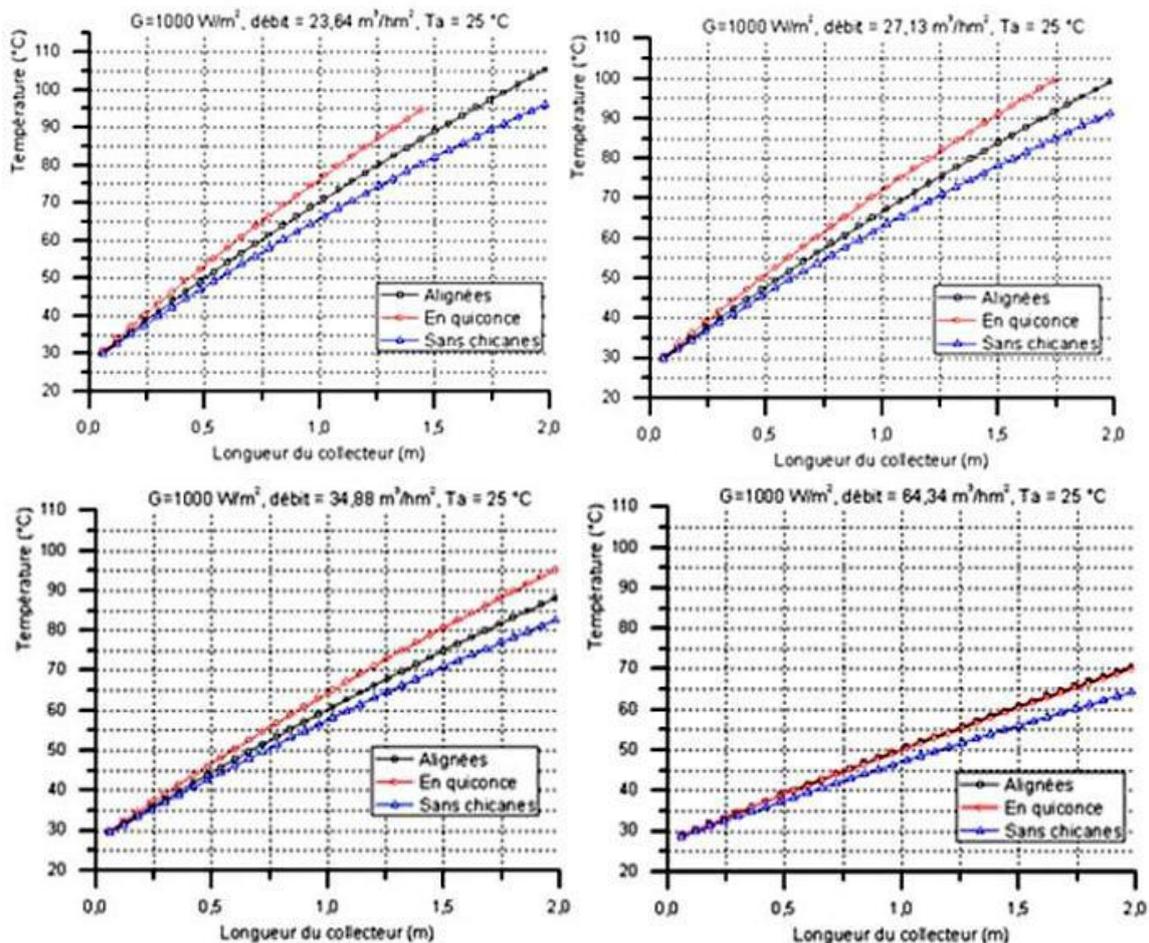


Figure I.19: Evolution de la température en fonction de la longueur du capteur

Dans le but de contribuer à l'amélioration des performances des capteurs solaires plan à air, A. Labeled et al. [8] ont mené des travaux théoriques et expérimentaux sur des capteurs solaires plans à air en introduisant un modèle différent de rugosités artificielles. Le système étudié est un collecteur à simple passe composé d'une seule vitre, d'une plaque absorbante en acier galvanisé peinte en noir mat, d'une plaque arrière en acier galvanisé placé sur l'isolant et d'une isolation arrière en polystyrène. Les rugosités artificielles sont des petits canaux, dont la base est de forme trapézoïdale d'une hauteur de 25 mm. Elles sont placées entre les deux plaques en acier galvanisé (figure I.20).

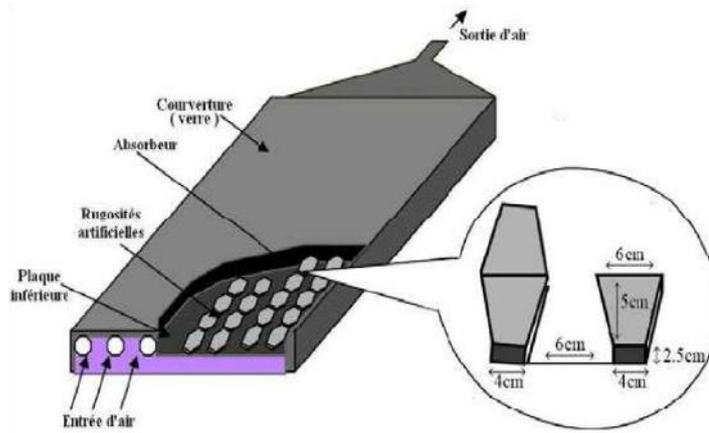


Figure I.20. Schéma du modèle expérimental

Les travaux ont permis d'aboutir aux résultats regroupés dans la figure ci-dessous:

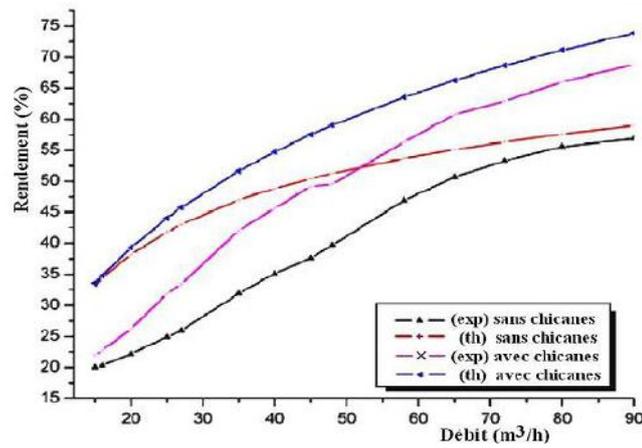


Figure I.21: Evolution du rendement du capteur en fonction du débit

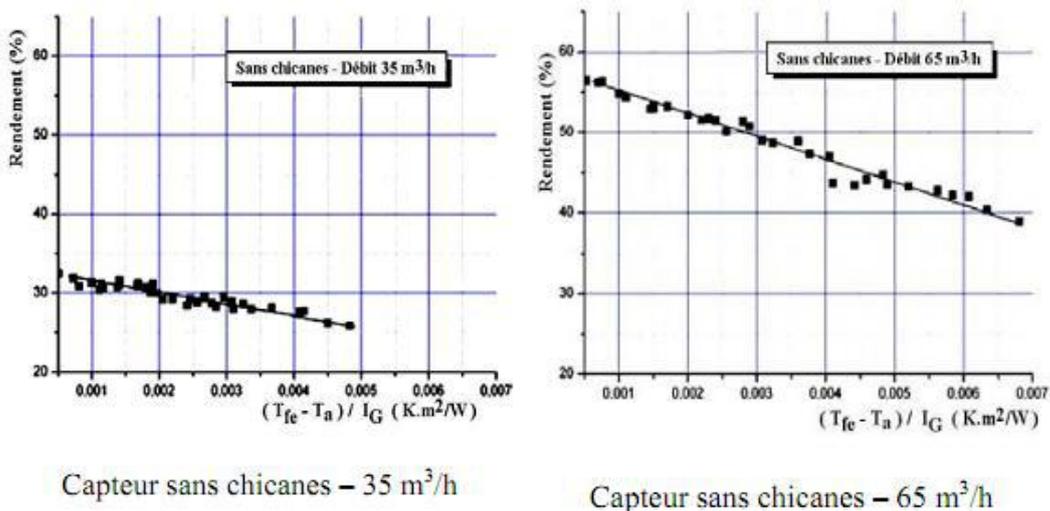
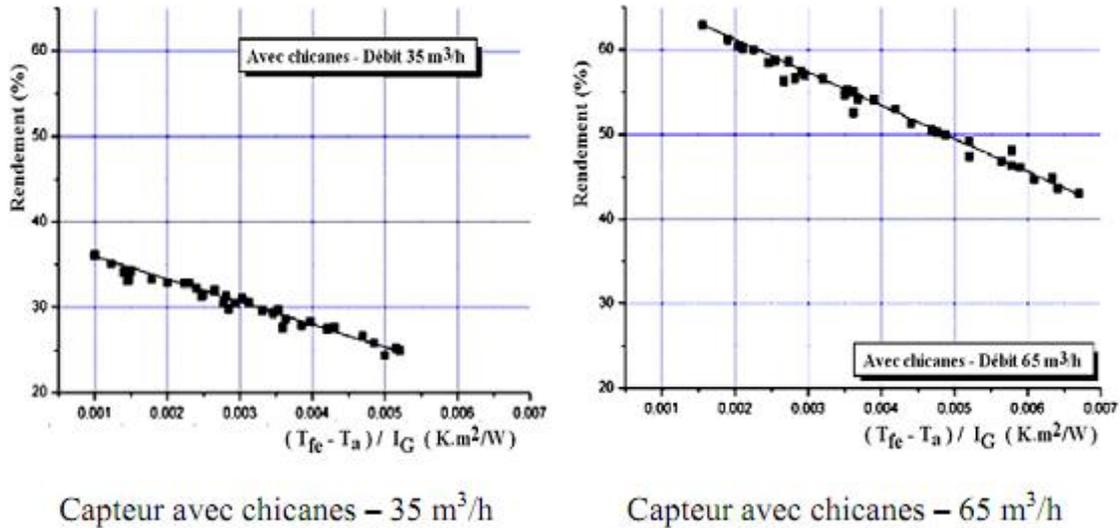


Figure I.22a: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$.

Capteur avec chicanes – 35 m³/hCapteur avec chicanes – 65 m³/hFigure I.22b: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe} - T_a) / I_G$.

Les auteurs ont conclu que les chicanes introduites dans la veine d'air utile agissent favorablement sur le transfert thermique dans le CSP et permettent d'augmenter son efficacité par comparaison à un capteur sans chicanes. Elles engendrent des pertes moindres comparativement à un capteur solaire à canal lisse.

Pour le même but, S. Youcef-Ali [9] a étudié expérimentalement un capteur solaire, auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur (Figure I.23).

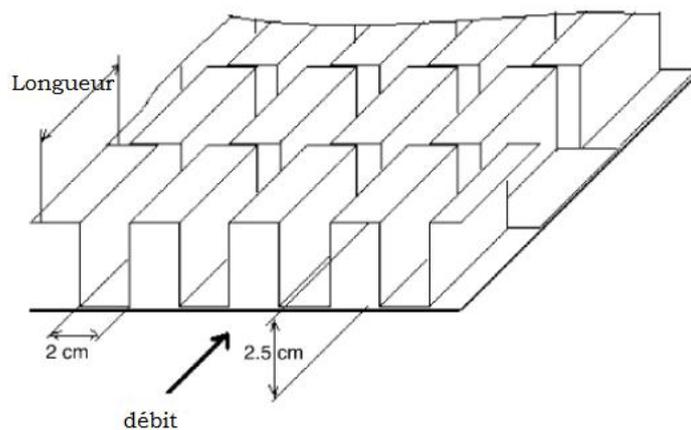


Figure I.23 : Configuration étudiée

Dans le même travail, il a comparé entre un capteur à doubles couvertures et celui à triples couvertures.

Il a montré que les plaques ajoutées augmentent le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air, ce qui réduit ses pertes vers l'extérieur, et par conséquent un rendement supérieur à celui d'un capteur avec un absorbeur plat et simple, figure I.24.

D'autre part, il a montré que la couverture composée donne des performances meilleurs que celle à double parois par minimisation des pertes vers l'extérieur.

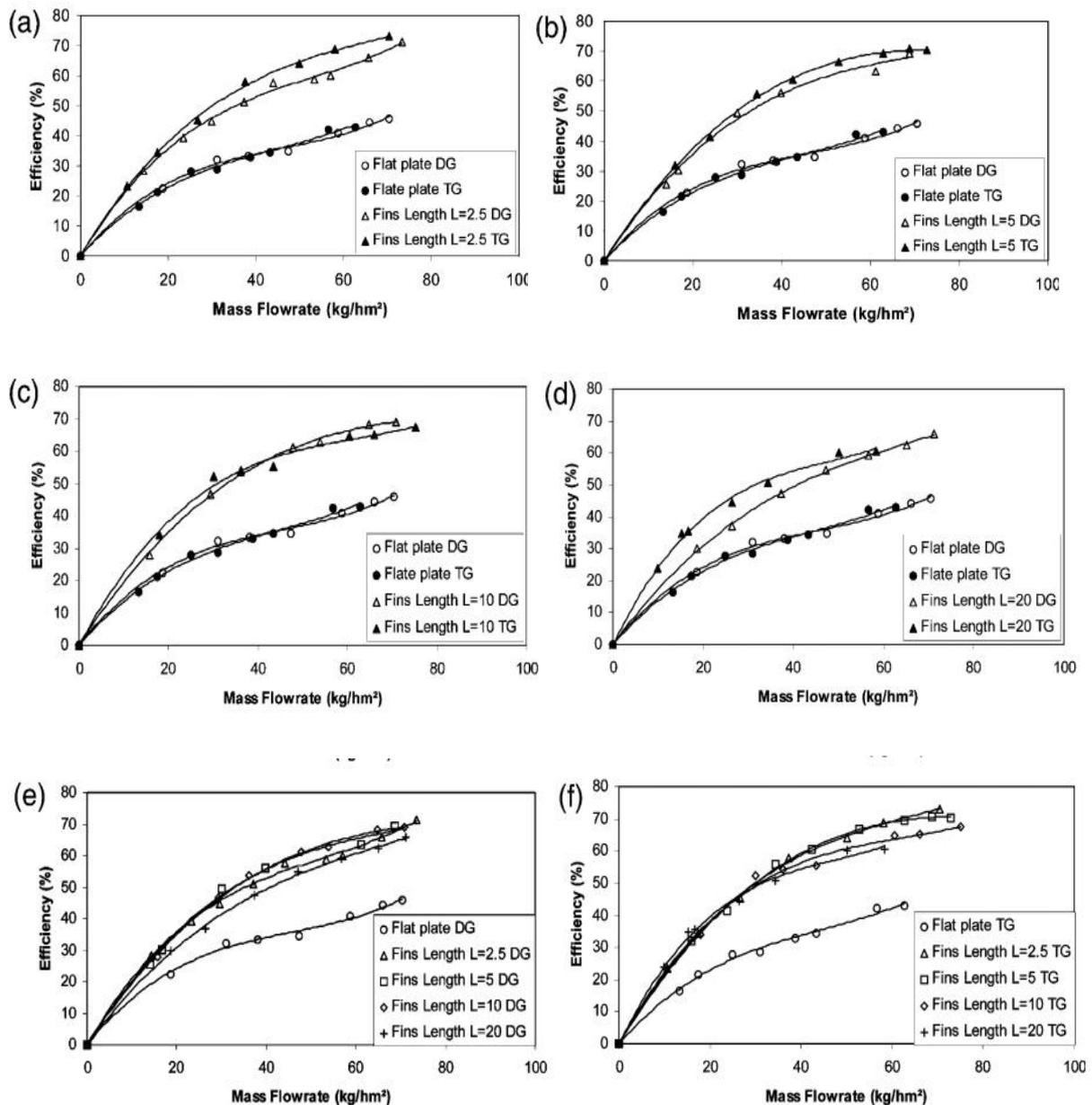


Figure I.24. Efficacité en fonction du débit massique

Dans le but d'améliorer l'efficacité de ces systèmes, N. Moummi et Al [10] ont, à travers une étude expérimentale, proposée de créer un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la

plaque arrière par l'utilisation des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement et qui permettent de réduire les zones mortes.

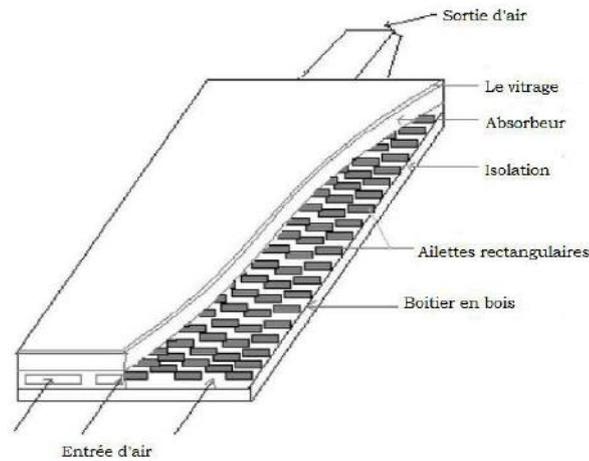


Figure I.25 : Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement

Par comparaison entre ce type de capteurs et celui sans chicanes, utilisant deux types d'absorbeurs, sélectif et non sélectif, ils ont trouvé que la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration remarquable en présence d'obstacles. Ils ont donné également une approche approximative pour le calcul du coefficient de transfert convectif dans le canal d'air, qui tient compte de la nature de l'absorbeur et de type d'écoulement figure I.26.

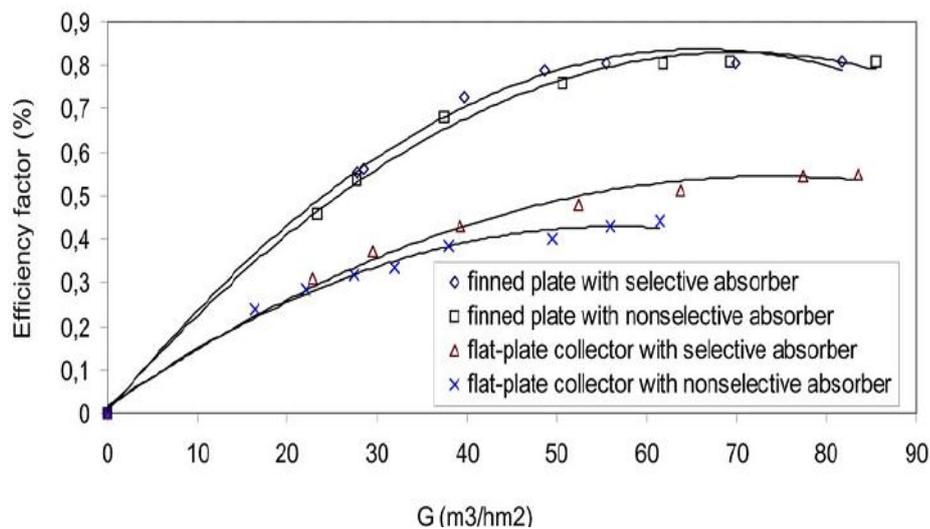


Figure I.26 : Efficacité en fonction du débit volumique

I.4.2 Capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux

K. Sopian et al [11] ont présenté une étude expérimentale d'un capteur solaire avec un milieu poreux dans le canal d'écoulement sous l'absorbeur (figure I.27).

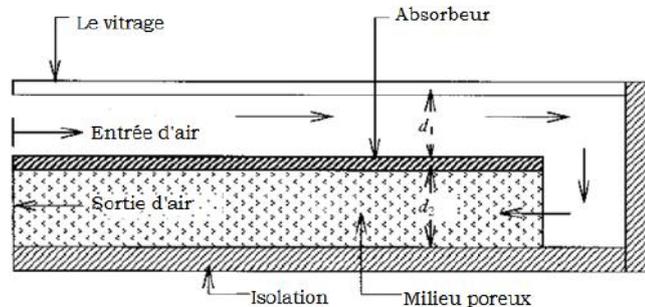


Figure I.27 : Schéma d'un capteur solaire thermique à double passe avec un milieu poreux dans le deuxième canal

Ils ont étudié l'effet du changement de la hauteur supérieure et inférieure du canal avec et sans milieu poreux sur le rendement thermique, en plus des effets du débit d'air, du rayonnement et de l'élévation de la température.

Ils ont constaté que la présence du milieu poreux augmente de transfert thermique d'où l'augmentation de la température de sortie et par conséquent le rendement thermique de ces systèmes et que le capteur solaire à double passes a des performances thermiques plus élevées que celles à passe simple. Le rendement thermique d'un capteur solaire à double passes avec un milieu poreux est environ 60-70 %.

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur à travers la couverture vers le milieu ambiant, A.A. Mohamed [12] a présenté une analyse d'un capteur avec des couvertures simple et double. Il a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture de verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur et d'utiliser un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique. Cette analyse a montré que l'efficacité du capteur est élevée comparée aux capteurs conventionnels et qu'elle peut excéder 75%.

I.4.3 Capteur utilisant un lit sous forme de treillis métallique

Afin d'évaluer les caractéristiques d'un capteur solaire à air utilisant un lit sous forme de treillis métallique (figes I.28), S.B Prasad et Al [13], ont mené une étude expérimentale suivie d'une comparaison entre l'efficacité de ce type de capteur et celui conventionnel.

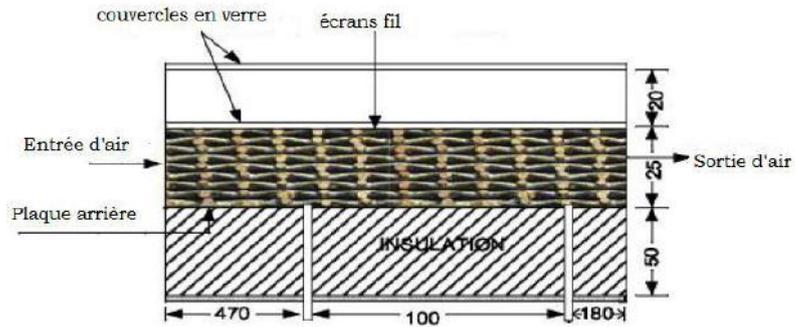


Figure I.28 : Schéma d'un capteur solaire à treillis métalliques

Ils ont constaté qu'un rendement de l'ordre de 76.9 à 89% peut être obtenu et que les données expérimentales ont été utilisées pour développer des corrélations.

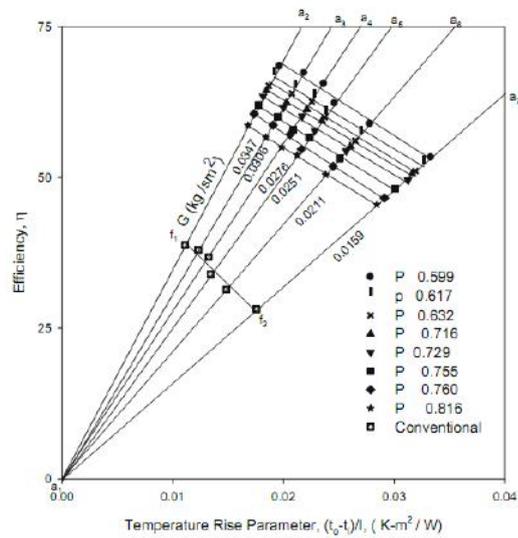


Figure I.29: Efficacité en fonction de $(t_0-t_i)/I$

Dans le but d'étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de perte thermique vers l'avant du capteur, A. Benkhelifa [14] a mené une étude théorique dans laquelle il présente des modèles qui permettent de calculer ces pertes thermiques. Les équations du bilan ont été résolues par une méthode itérative. Les modèles obtenus ont donné des résultats en accord avec ceux issus des relations empiriques rencontrées dans la littérature.

Les principaux résultats obtenus sont ci-dessous présentés: Figures I.30, I.31, I.32 et I.33

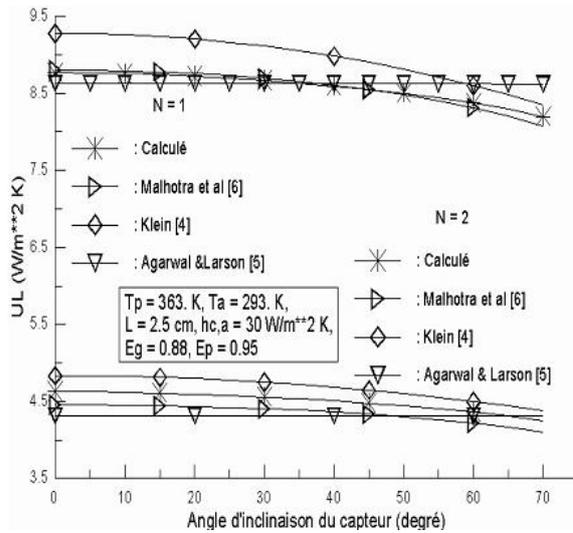


Figure I.30: Comparaison: résultats obtenu avec ceux d'autres auteurs

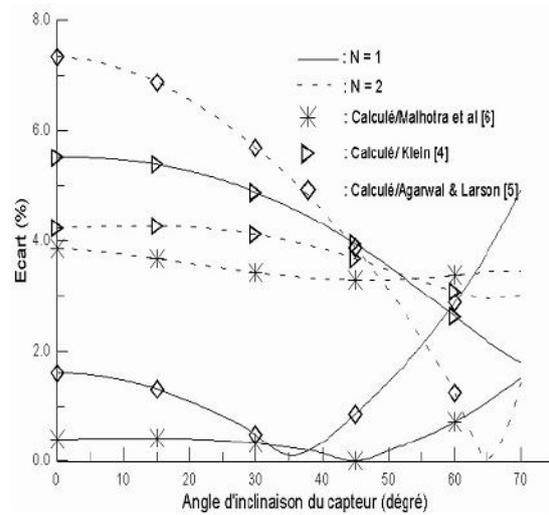


Figure I.31: Ecart en % entre résultats obtenu et ceux d'autres auteurs

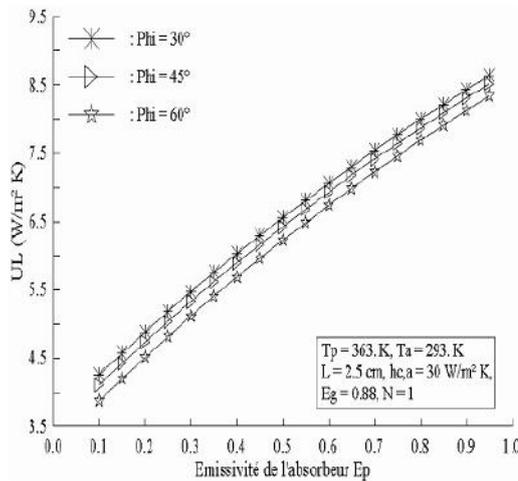


Figure I.32: Evolution de U_L en fonction de E_p

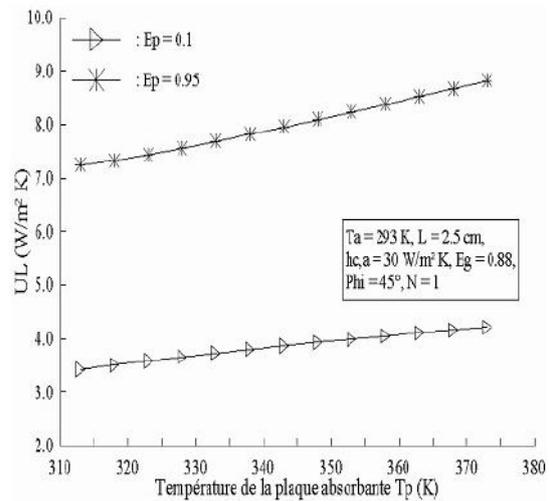


Figure I.33: Evolution de U_L en fonction de T_p

Dans cette étude, il s'est avéré que le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, de sa température et celle de l'air ambiant, mais, il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre.

L.C. Demartini et al [15] ont mené une analyse numérique et expérimentale de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un canal de section rectangulaire, contenant deux déflecteurs rectangulaires semblables au canal dynamique d'un capteur solaire à air. Cette étude montre que les plus grandes variations dans la pression et champs de vitesse se produisent dans les régions près des déflecteurs figure I.34

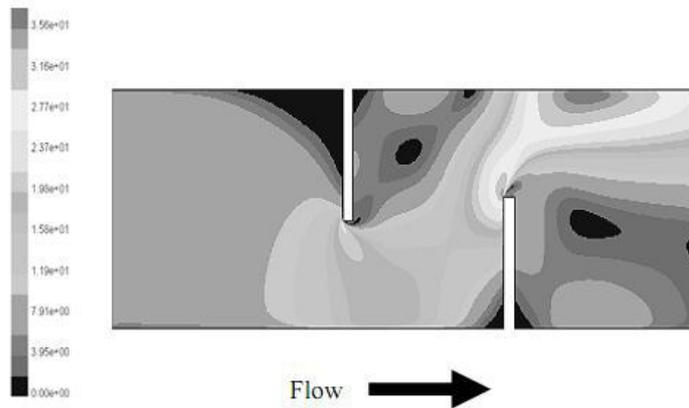


Figure I.34: Distribution des champs des vitesses

Ben Slama [16] a mené une étude expérimentale pour visualiser l'air en écoulement à l'intérieur d'un collecteur solaire plan à air en utilisant la fumée blanche injectée avec l'air mobile circulant dans le canal dynamique. Cette technique a permis de montrer la localisation des zones mortes aussi bien que la forme des vortex engendrés par les chicanes. Ces dernières sont placées dans le canal d'air mobile de 25 mm situé entre l'isolant et la plaque absorbante. Les dimensions du collecteur sont de 2x1 m.

La visualisation pour le cas d'un capteur solaire sans chicanes est montrée dans la figure (I.35). Il est à constaté un passage direct d'air au milieu du collecteur. En outre, l'existence de zones mortes.

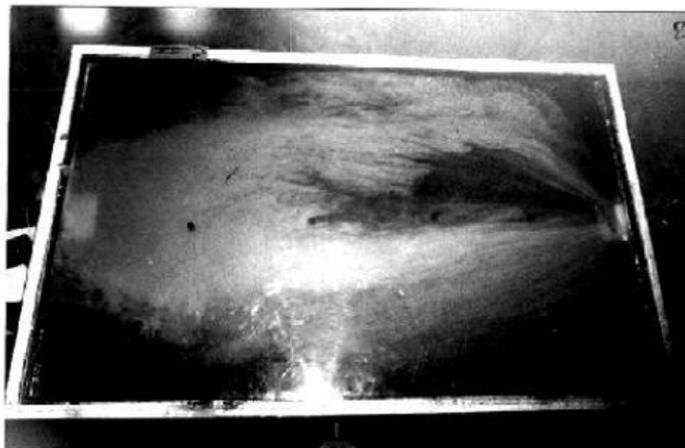


Figure I.35 : Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur solaire sans chicanes.

La visualisation de l'écoulement d'air dans un collecteur solaire muni de petites chicanes est illustrée dans la figure (I.36). Les zones mortes sont situées en aval des chicanes.

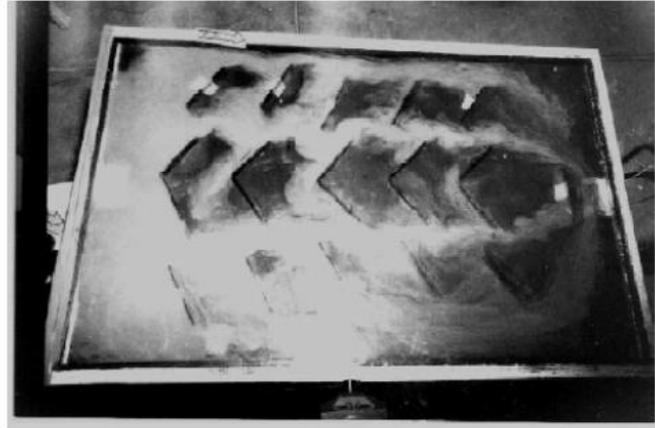


Figure I.36: Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur muni de petites chicanes.

Collecteur équipé de chicanes transversales :

En présence de chicanes transversales figure(I.37) un meilleur écoulement est observé. Dans ce cas, la vitesse d'air et le transfert thermique augmentent d'une manière significative.

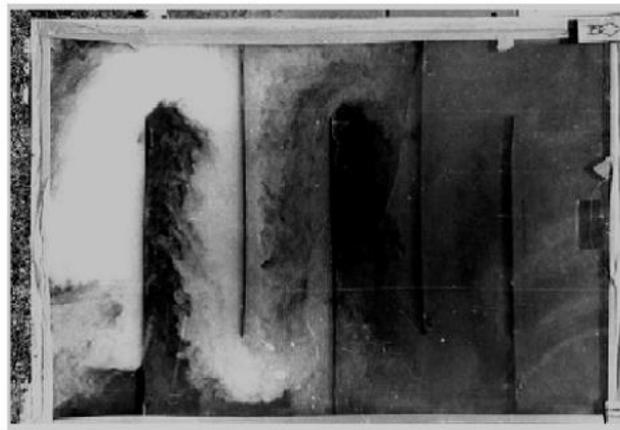


Figure I.37: Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur muni de chicanes transversales.

Collecteur équipé de chicanes transversales et longitudinales :

Pour traiter le problème des zones mortes observées, Ben Slama [16] a introduit des chicanes longitudinales, comme montré sur la figure I.38.

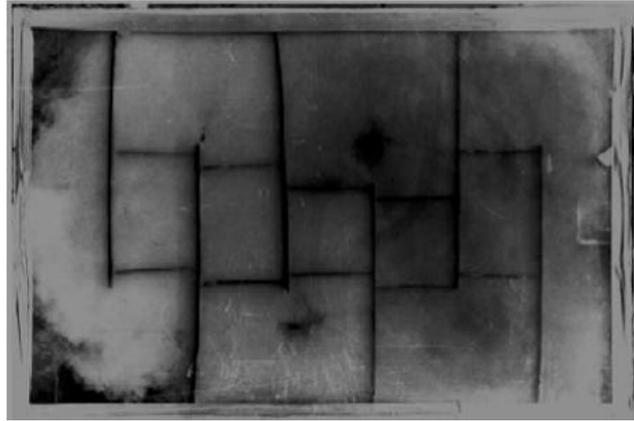


Figure I.38 : Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur muni des chicane transversales et longitudinales.

S. Bahria et al [17] ont mené une étude théorique et expérimentale sur un capteur solaire plan à air. Ce capteur a été conçu et réalisé à l'unité de développement des équipements solaires, "U.D.E.S" sise à Bousmail. Le capteur représente une partie d'un prototype de séchoir solaire indirect, fonctionnant à effet thermosiphon. Les résultats théoriques, fournis par le modèle établi dans le cadre de cette étude, sont comparés aux mesures expérimentales réalisées sur ce capteur pour une journée caractéristique du mois de mai, sous ensoleillement naturel. Ils ont étudié également l'influence de l'augmentation du nombre de rangées de chicane sur le rendement thermique. Ils ont fait varier le nombre de rangées de chicane de 7 à 10 rangées. Les résultats obtenus montrent que la température de sortie et le rendement du capteur sont nettement améliorés.

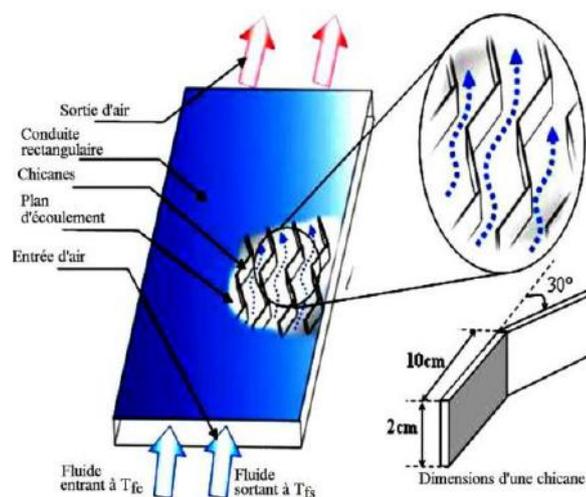


Figure I.39 : Schéma de la veine d'écoulement du fluide caloporteur du capteur de l'UDES

Dans une première étape, ils ont comparé deux capteurs, l'un est simple et l'autre muni de 8 rangées de chicanes (Figure I.40). Dans une seconde étape, il ont étendu l'étude à d'autres cas où ils ont augmenté le nombre des rangées de chicanes.

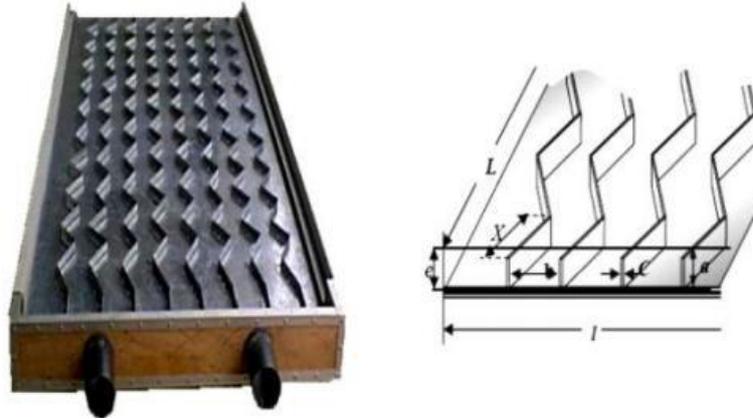


Figure I.40: Caractéristiques géométriques de chicanes longitudinales

Les performances calculées sont présentées ci-dessous:

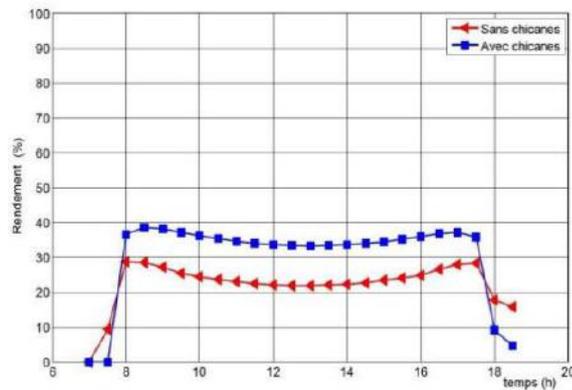


Figure I.41: Influence de l'adjonction des chicanes sur le rendement thermique

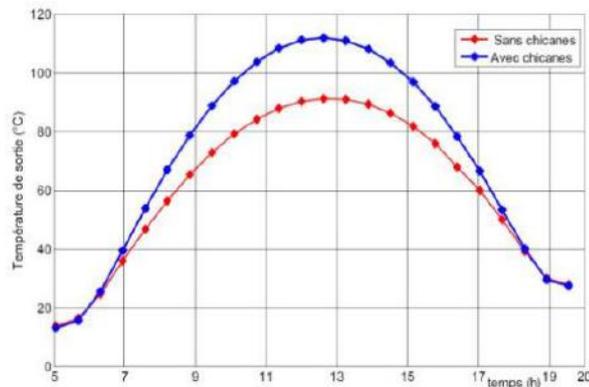


Figure I.42: Influence de l'adjonction des chicanes sur la température de sortie

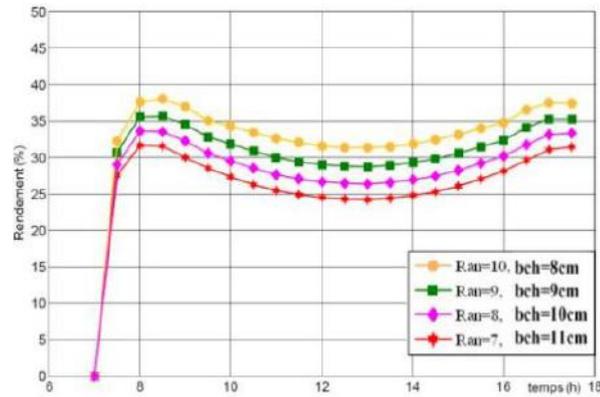


Figure I.43: Evolution du rendement pour différents nombres de chicanes

M.F. El-khawajah et al, [18] ont mené des études expérimentales sur les performances thermiques d'un capteur solaire plan à air à double passage avec 2, 4, et 6 chicanes attachées. Des couches de grillages ont été utilisées entre les ailettes au lieu d'une plaque absorbeur. Ils ont étudiés l'effet de la variation du débit d'air sur la température de sortie et sur le rendement thermique.

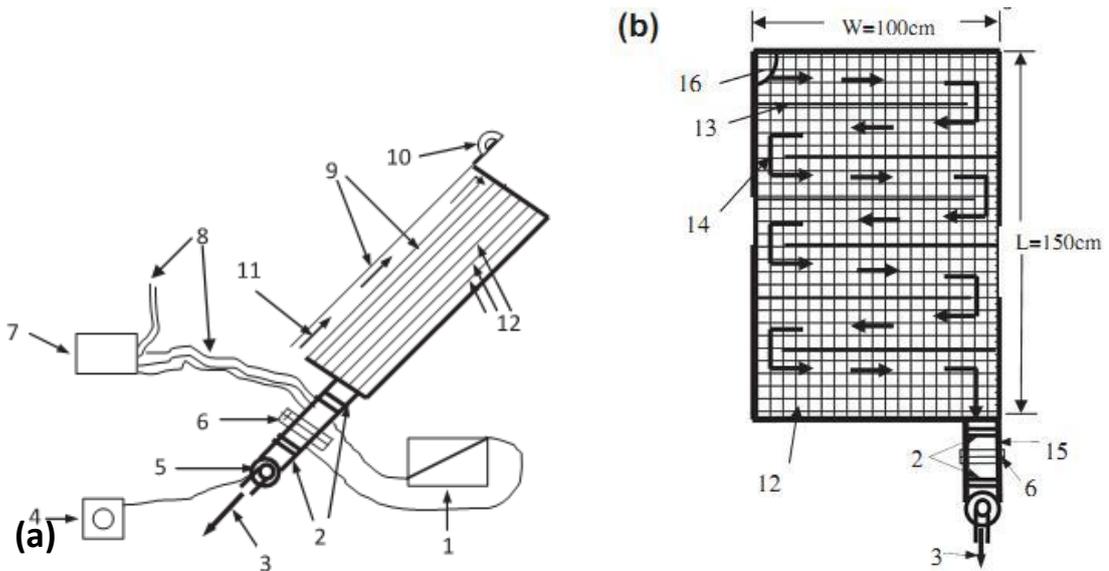


Figure I.44: Schéma général (a) et vue de face du collecteur(b)

Ils ont montré que l'efficacité augmente avec le débit pour la gamme de débits comprise entre 0,0121 à 0,042 kg/s. L'efficacité maximale a été obtenue par utilisation de six ailettes. L'efficacité maximale obtenue pour le cas 2, 4, 6 chicanes est respectivement de 75,0%, 82,1% et 85,9% pour un débit de 0,042 kg/s. En outre, la différence de température moyenne maximale entre l'entrée et la sortie (ΔT), pour le collecteur avec 6 chicanes était la plus élevée pour les mêmes débits massiques par rapport à celle avec 2 et 4 ailettes. L'écart

maximum en différence de températures (ΔT) était respectivement de $43,1^{\circ}\text{C}$ et $62,1^{\circ}\text{C}$ pour le cas d'un collecteur muni de six ailettes pour un débit massique de $0,0121\text{kg/s}$. La comparaison d'un collecteur à contre-courant du lit tassé avec celui classique montre une amélioration de l'efficacité thermique. Ils ont comparés les résultats des tests pour trois modèles différents de contre-courant de ayant 2, 4 et 6 ailettes. Ils ont montré que l'efficacité thermique augmente avec le débit d'air, compris entre $0,0121\text{ kg/s}$ et $0,042\text{ kg/s}$. Les milieux poreux dans la conception proposée ont augmenté le taux de transfert de chaleur. Les différences de température pour les cas 2, 4, 6 ailettes étaient de $53,3^{\circ}\text{C}$, $52,9^{\circ}\text{C}$ et $62,1^{\circ}\text{C}$ respectivement.

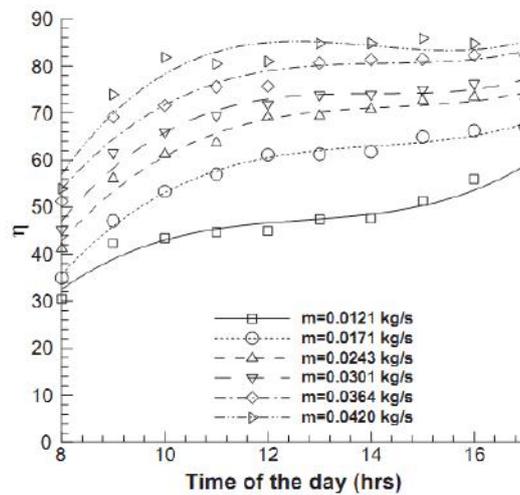


Figure I.45: Efficacité pour différents débits (2, 4 et 6 chicanes)

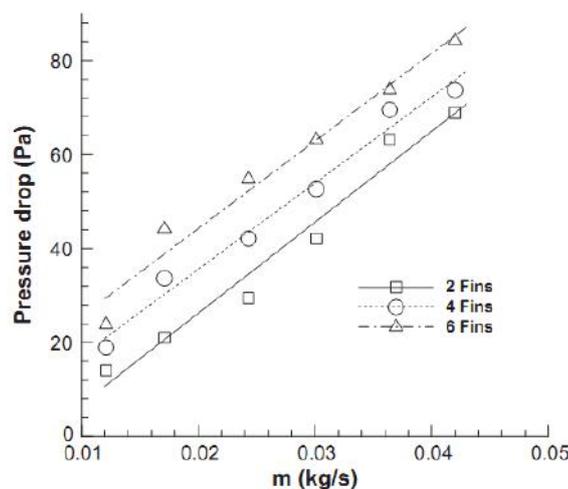


Figure I.46: Pertes de charge à travers le lit pour 6, 4 et 2 chicanes

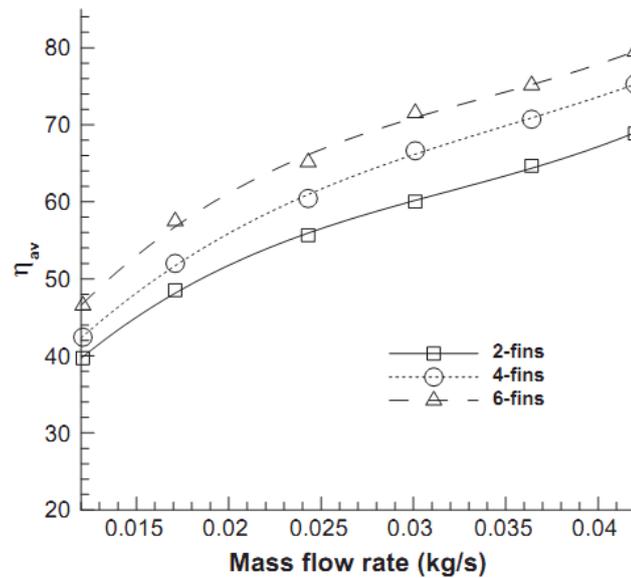


Figure I.47: Efficacité pour différents débits pour 2, 4 et 6 chicanes

Ho-MingYeh, [19] a étudié théoriquement l'effet de recyclage interne de l'air sur le rendement du capteur solaire plan à air de type upward attaché muni d'ailettes. Les modèles de prédiction de la température de sortie et du rendement du capteur ont été déduits des bilans énergétiques.

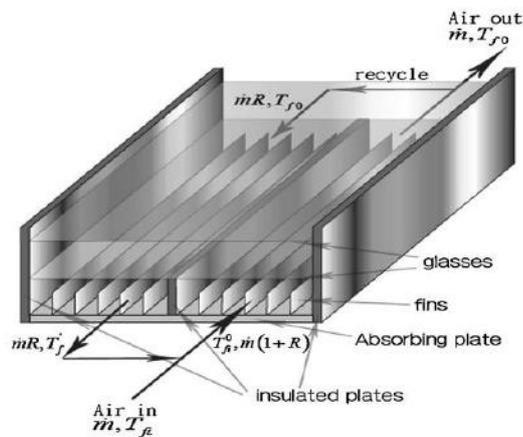


Figure I.48: Capteur solaire plan de type upward avec chicanes

Ils ont montrés que le rendement augmente avec l'augmentation du rapport de reflux, en particulier avec des débits d'air faibles. En fait, l'effet de recyclage sur le rendement du capteur est double, un effet utile permettant d'augmenter la vitesse du fluide, ce qui entraîne une amélioration du transfert de chaleur par convection, tandis que l'autre est indésirable, diminution du transfert de chaleur en raison du mélange à l'entrée. Ils ont constatés que l'effet d'augmenter la vitesse du fluide par l'opération de recyclage compense l'effet indésirable.

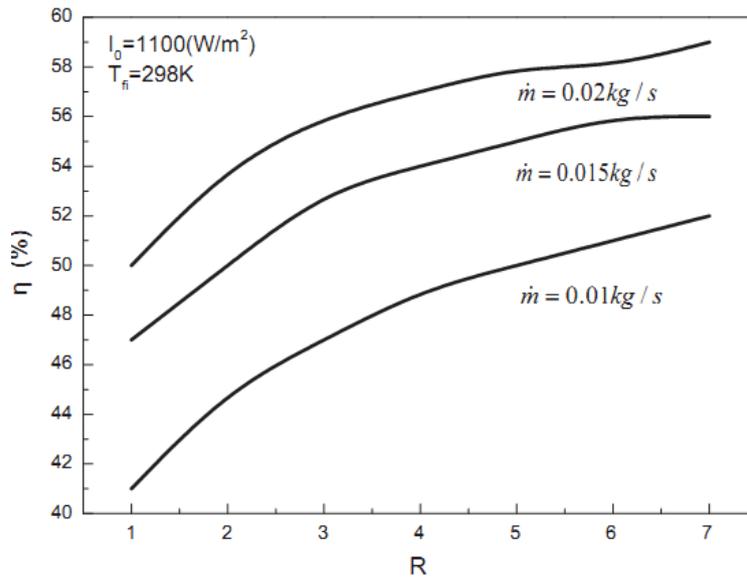


Figure I.49: Efficacité pour différents débits,
 $G = 1100 \text{ W/m}^2$ et $T_{in} = 298 \text{ K}$

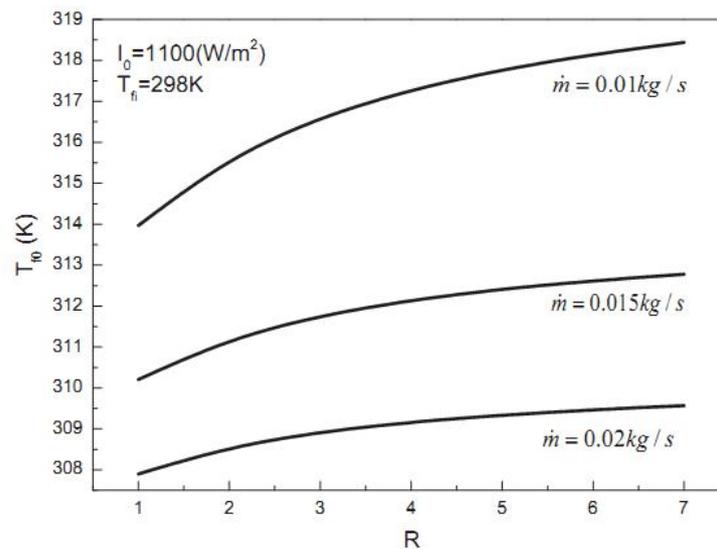


Figure I.50: Température de sortie pour différents débits
 $G = 1100 \text{ W/m}^2$ et $T_{in} = 298 \text{ K}$

I.5 Influence de la géométrie de l'absorbeur :

Dans un capteur solaire l'absorbeur est le corps noir qui reçoit le rayonnement solaire, s'échauffe puis transmet et rayonne. C'est le siège des déperditions de chaleur. A .A . El-Sebaili et al, [20] ont mené une étude théorique et expérimentale sur un capteur solaire plan à air muni d'absorbeurs plat et en forme de V ondulé. Les résultats théoriques obtenus sont

comparés à ceux expérimentaux. Il s'agit de l'évaluation des pertes thermiques à partir des tests concernant la température de sortie pour deux cas de configurations, collecteur à absorbeurs plat et V- ondulée figure I.52. Ils ont conclu un bon accord entre les performances mesurée et celles théoriques. Ils ont montré également qu'un collecteur à double passage muni d'une plaque v-ondulée est de 11 à 14% plus efficace qu'un collecteur à double passe muni d'une plaque plane.

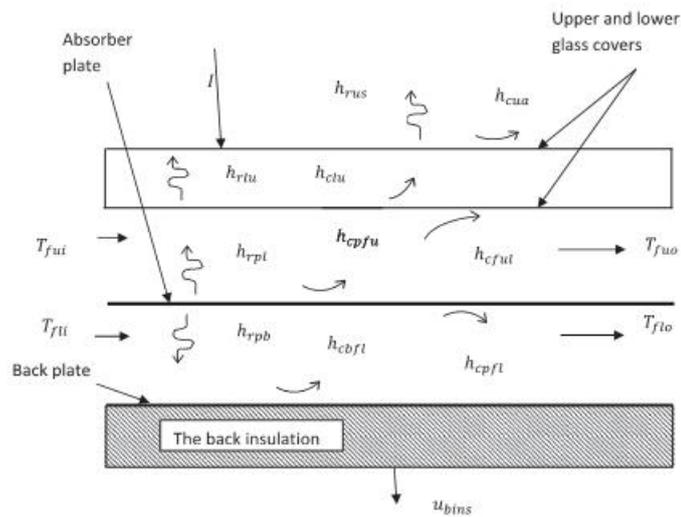


Figure I.51 : Collecteur double passe muni d'une plaque plane

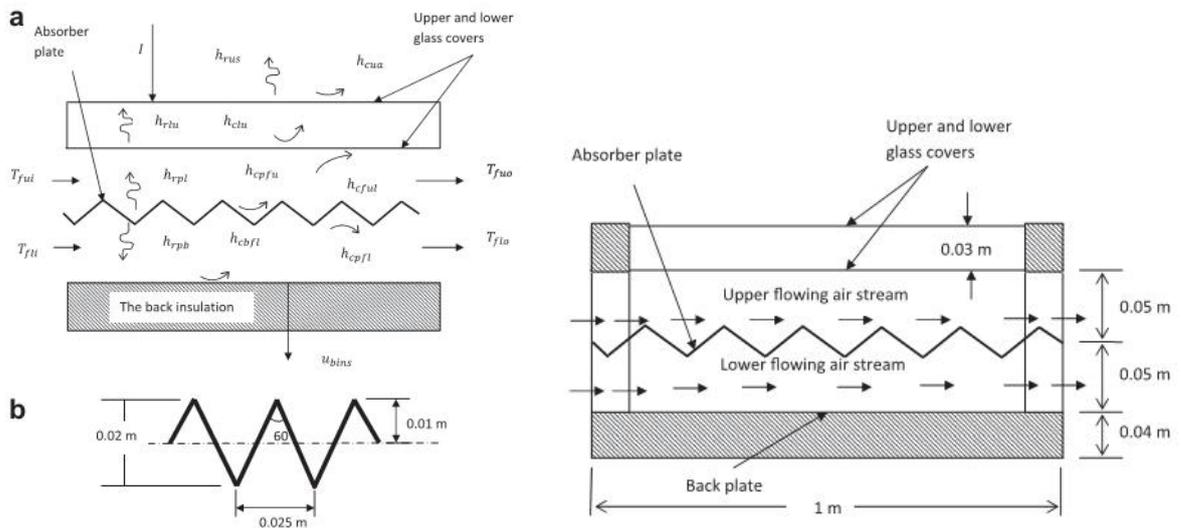


Figure I.52: Collecteur double passe muni d'une plaque v-ondulé

Les figures ci-dessous regroupent les performances obtenues :

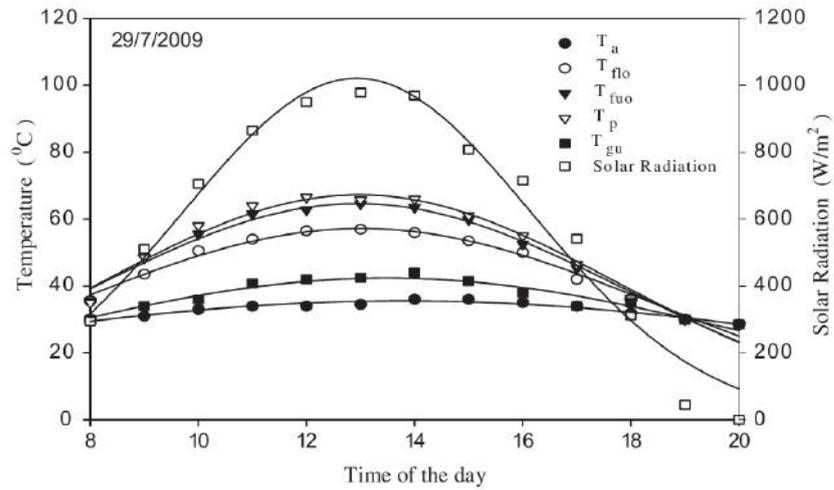


Figure. I.53: Performances mesurées d'un collecteur à double passage, plaque v-ondulé $m=0.0203$ kg/s

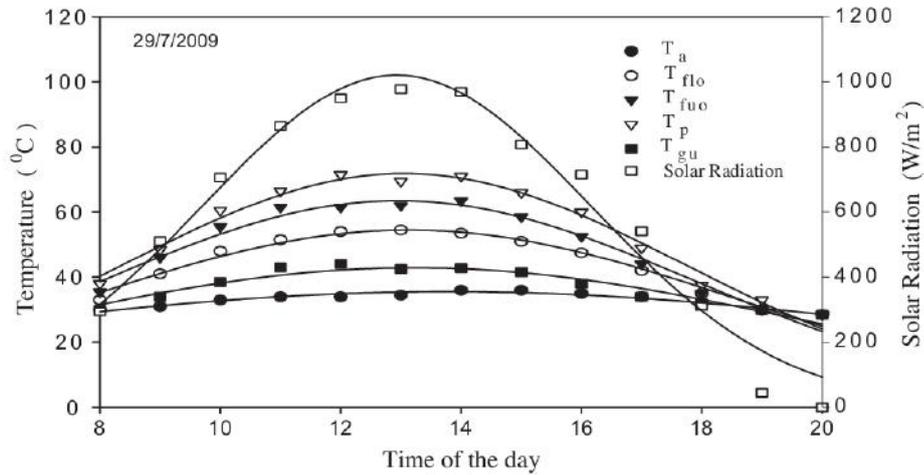


Figure. I.54 : Performances mesurées d'un collecteur à double passage, plaque plane $m=0.0203$ kg/s

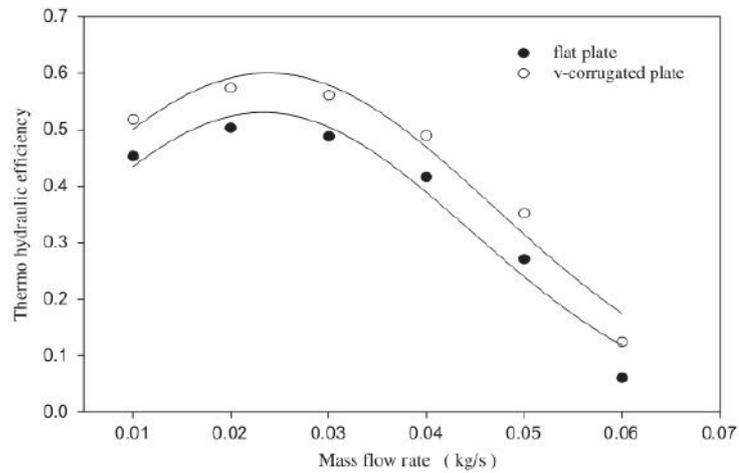


Figure. I.55 : Comparaison entre performances obtenues

Les travaux ont montrés que les performances d'un collecteur double passage muni d'un absorbeur sous forme de V ondulé sont supérieures à celles d'un collecteur muni d'une plaque plane.

- La température de sortie est de 5% supérieure
- Le rendement est de 11 à 14% plus grand
- Le rendement thermique augmente avec le débit jusqu'à une valeur de 0,04 kg/s, au-delà de cette valeur, l'augmentation du rendement thermique de ces deux systèmes n'est pas significatif.
- Pas d'augmentation significative des pertes de charge.

D. Dovié et al, [21] ont présenté une étude numérique puis expérimentale sur des capteurs solaires munis de plaques ondulées chevron tel qu'il est utilisé dans les échangeurs de chaleur à plaques. Ils ont élaboré des modèles numériques afin d'évaluer l'influence de la conception et de l'exploitation des paramètres tels que la conductance entre la plaque et le tube absorbeur, le diamètre du tube, la distance couverture-absorbeur, les propriétés optiques de l'absorbeur et le débit sur l'efficacité thermique des collecteurs.

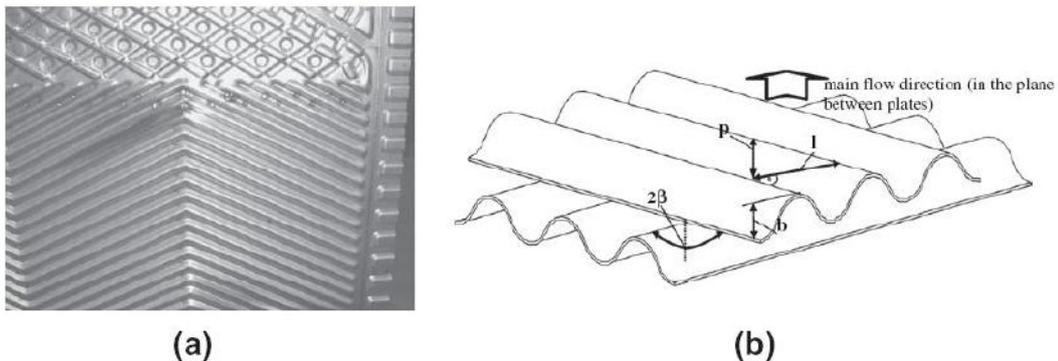


Figure. I.56 : (a) Schéma d'une plaque ondulée chevron et (b) géométrie d'un canal d'écoulement composé de deux plaques ondulées chevron

Ils ont montré à travers les résultats de la simulation que le collecteur composé de deux plaques ondulées chevron utilisés dans les échangeurs de chaleur à plaques sont meilleures. Les plaques à chevrons permettent au fluide de circuler sur l'ensemble des plaques. En outre, en raison de l'existence de plaques ondulées chevron, la distance absorbeur-vitrage peut être abaissée à 11 mm, sans compromettre l'efficacité et en permettant la réduction des coûts. Les performances comparées sont présentées ci-dessous:

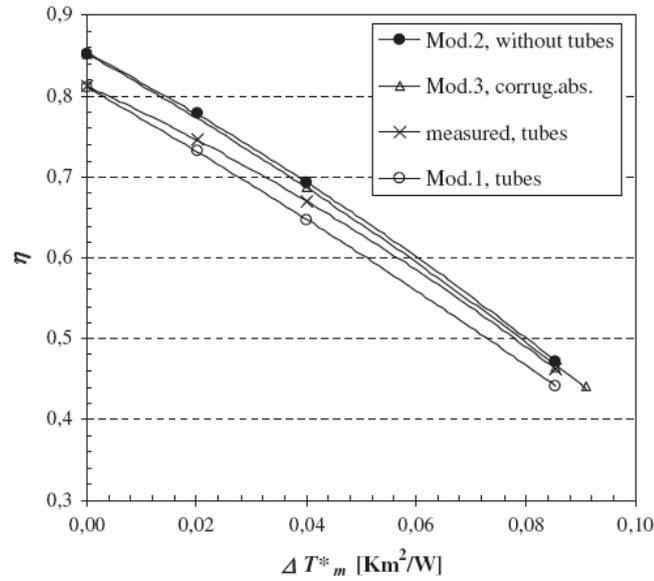


Figure. I.57 : Comparaison : Efficacité, modèles-mesures

W. Gao et al, [22] ont présenté une étude numérique pour étudier la convection naturelle dans le canal entre la couverture et l'absorbeur ondulé dans un capteur solaire. Ils ont simulé l'effet des principaux paramètres composant le système sur le transfert de chaleur par convection naturelle. Ces paramètres sont la différence de températures moyennes entre la couverture et l'absorbeur, le rapport (A) de hauteur caractéristique du canal (rapport entre la hauteur du canal et la hauteur des ondulations de l'absorbeur) et enfin l'angle de inclinaison. Ils ont montré que pour diminuer les pertes de chaleur par convection naturelle, (A) doit être supérieure à 2, (L) supérieur à 1 et θ moins de 40° .

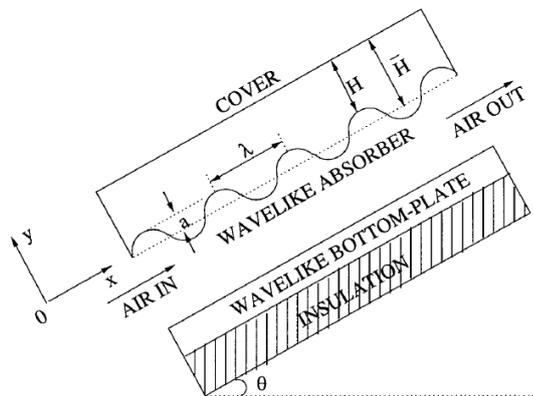


Figure. I.58 : Schéma de l'absorbeur ondulé

Les courbes suivantes représentent les performances calculées:

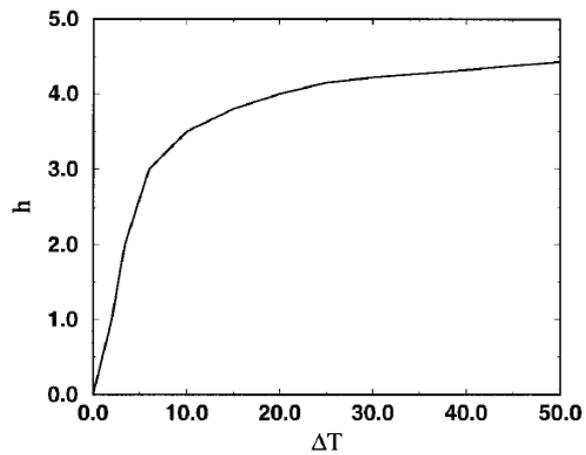


Figure. I.59 : Variation du coefficient de transfert h ($W/m^2°C$) $A = 2$, $\theta = 30^\circ$ et $L = 1$.

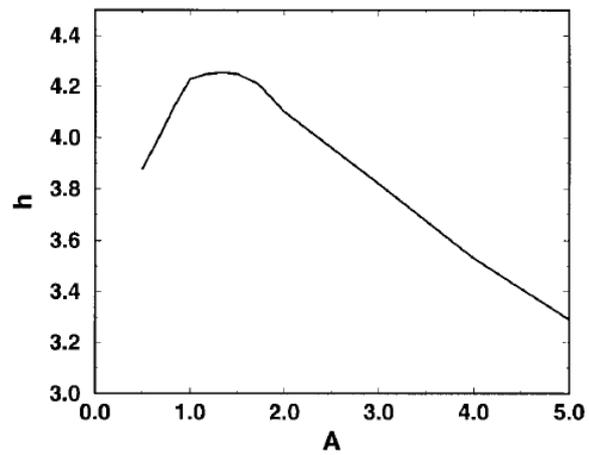


Figure. I.60 : Variation du coefficient de transfert h ($W/m^2°C$), $\Delta T = 30$, $\theta = 30^\circ$ et $L = 1$

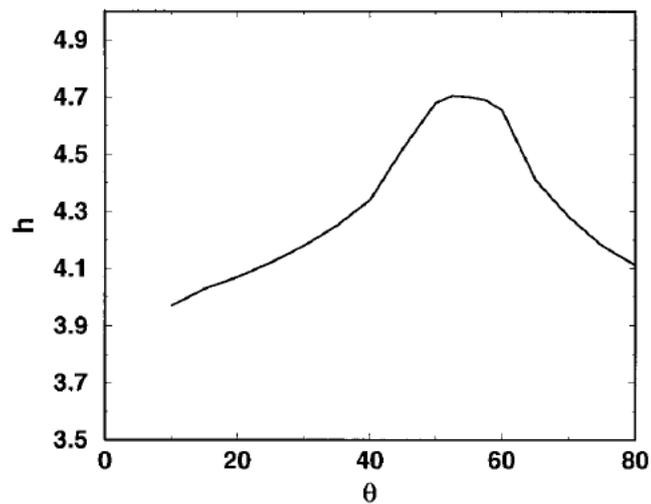


Figure. I.61 : Variation du coefficient de transfert h ($W/m^2°C$), $\Delta T = 30^\circ C$, $A = 2$ et $L = 1$

I.6 Conclusion:

Les performances des capteurs solaires photo-thermiques sont liées en grande partie aux propriétés thermo-physiques de leurs composants conceptuels. En effet et en plus de ce qui a été exposé, les couvertures ont également pour rôle de limiter les pertes par convection, étant donné que les échanges thermiques entre deux plaques séparées par une lame d'air immobile, se font essentiellement par conduction et qu'il est connu que l'air immobile est un bon isolant thermique. Cet effet d'isolation croît avec l'épaisseur de la lame d'air séparant les deux surfaces, tant que le phénomène de transfert reste conductif (2 à 3 cm d'épaisseur). Au-delà, les effets de la convection naturelle deviennent négatifs. Une autre méthode pour réduire les pertes thermiques du capteur est la réalisation, sur la surface de l'absorbeur, d'un revêtement sélectif, présentant un coefficient d'absorption le plus élevé possible pour les longueurs d'onde du spectre solaire (inférieures à $2,5\mu\text{m}$) tout en ayant une émissivité la plus faible possible dans le domaine de l'infrarouge correspondant au rayonnement de l'absorbeur (longueurs d'onde supérieures à $2,5\mu\text{m}$). De tels revêtements sélectifs sont réalisés par dépôt chimique ou par traitement électrochimique de la surface absorbante. Enfin les capteurs sous vide permettent de réduire les pertes par convection.

Les performances sont en grandes partie influencées par la qualité du transfert thermique dans la veine d'air dynamique. L'adjonction de chicane adéquate est un compromis entre un bon transfert de chaleur convectif et des faibles valeurs des pertes de charges.

Chapitre II : Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

II.1 Introduction

Il est bien évident que ce sont les performances des systèmes énergétiques solaires qui permettent de juger, pour une telle ou telle application si l'énergie solaire est préférable aux autres sources d'énergie. Les systèmes énergétiques de production ou de transformation et de maîtrise des énergies, constituent l'un des secteurs industriels les plus complexes techniquement. Divers systèmes de conversion solaire sous forme d'énergie calorifique sont en services, utilisés dans plusieurs applications, tels que le chauffage des locaux et chauffage de l'eau sanitaire, la distillation solaire, particulièrement dans les zones arides ou l'approvisionnement en eau potable et en eau douce des populations connaît un sérieux problème.

II.2 Le gisement solaire en Algérie :

Le gisement solaire désigne l'ensemble des caractéristiques de la ressource locale en énergie solaire et ses fluctuations en fonction du temps. L'énergie solaire est fluctuante et instantanée. L'Algérie de part sa situation géographique (entre le 19ème et le 38ème parallèle nord), constitue sur le globe terrestre une zone particulièrement bien ensoleillée.

La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m² est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700KWh/m² /ans au Nord et 2263 kWh/m²/ans au Sud du pays. Ce gisement solaire dépasse les 5 milliards de GWh ; répartie suivant les régions comme le montre le tableau suivant [23]:

Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (Heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/m ² /an)	1700	1900	2650

Tableau II.1 Potentiel solaire en Algérie [23]

II.3 La carte du gisement solaire en Algérie

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement

probable d'un système énergétique solaire et donc faire un dimensionnement le plus exact possible.

L'exactitude de la caractérisation du gisement solaire d'une région est plus ou moins précise et dépend:

- De la densité des stations pour lesquelles on a des données,
- Du nombre d'années de mesures disponibles,
- Du pas de temps des données (mois, jour, heure),
- De la nature des données : durée d'ensoleillement, composante directe et diffuse et globale du rayonnement solaire, albédo du sol etc.....

II.4 Rayonnement solaire :

Le rayonnement solaire qui nous provient sous forme de rayonnement thermique se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. C'est un apport énergétique disponible quotidiennement, dont l'intensité varie selon le lieu, l'heure et la date.

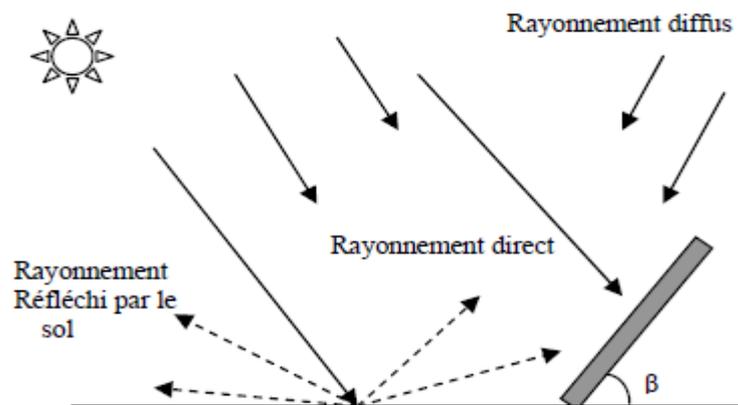


Figure II.1 : Composantes du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire arrive au sol directement et sous forme diffuse, l'ensemble forme le rayonnement global.

Pour l'Algérie un Atlas solaire a été établi [24], il est constitué d'un ensemble de 72 cartes représentant la distribution mensuelle des différentes irradiations solaires utilisées par les concepteurs de systèmes solaires, il s'agit de :

- L'irradiation directe à incidence normale.
- Les irradiations diffuse et globale mesurées sur plan horizontal.
- L'irradiation solaire globale reçue sur des plans verticaux orientés Est, Ouest et Sud.

- L'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu et orienté Sud. La distribution à grande échelle de sa moyenne annuelle est donnée par la figure ci-dessous:

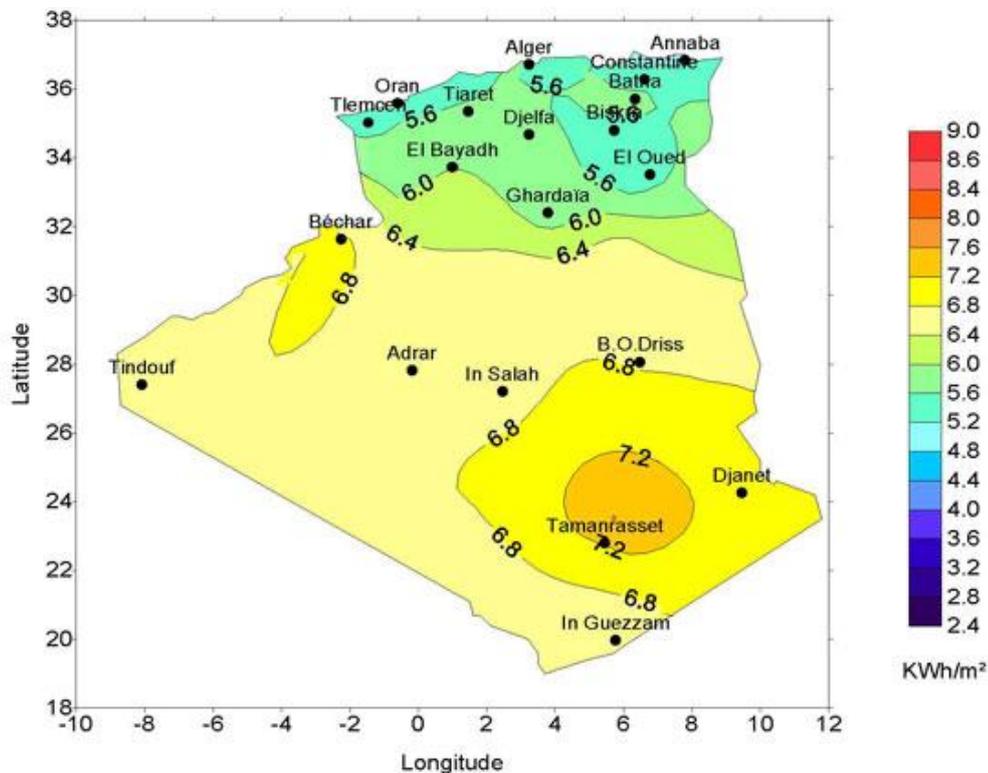


Figure II.2: Irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu [24]

II.4.1 Système énergétique solaire :

Pour dimensionner un système solaire il faut pour la région considérée définir le profil des fluctuations annuelles du rayonnement solaire en intensité et en qualité à partir d'une étude statistique. Un système énergétique solaire est mis en place en un lieu donné pour fournir de l'énergie sous une forme ou une autre, mécanique, thermique, électrique...etc. D'une façon générale sa structure est peut être schématisée de la façon suivante :

-Une entrée

- Le gisement solaire local
- L'environnement géographique
- Le ou les sources énergétiques d'appoint

-Un transfert

- Dispositif de captation du rayonnement solaire avec ou sans concentration.
- Elément de conversion d'énergie d'une forme à une autre

-Des organes de pilotage et de régulation

-Un stockage

-Dispositifs tels que : des réservoirs d'eau, des masses calorifiques à chaleur sensible ou latente, des batteries électriques...etc.

Dans le domaine de la conversion de l'énergie solaire, deux volets se complètent pour répondre aux exigences en matière d'énergie d'origine renouvelable:

- Convertisseurs photo thermiques
- Convertisseurs photovoltaïques

Dans tous les cas, deux principes complémentaires à la demande et aux exigences de normalisation: l'un s'appuie sur l'idée de limiter la consommation d'énergie et réduire les émissions à effet de serre pour des raisons environnementales et écologiques. Le second s'intéresse beaucoup plus à l'optimisation des performances de ces systèmes en adoptant des techniques augmentant leur efficacité.

L'énergie solaire se présente comme une alternative renouvelable face aux autres formes d'énergie utilisées. Le principe de fonctionnement de tel échangeur consiste à effectuer la conversion du rayonnement électromagnétique émis par le soleil, en chaleur et permettent le transfert de cette énergie calorifique en la cédant à un fluide caloporteur. Il est essentiellement constitué d'une surface absorbante exposée au rayonnement solaire, qui échange avec un fluide caloporteur. Les calories produites par absorption du rayonnement incident (énergie utile), et émet en s'échauffant un rayonnement thermique de plus grande longueur d'onde (énergie perdue). Dans un capteur équipé d'une couverture transparente, le rayonnement thermique émis par l'absorbeur est piégé par la couverture transparente qui s'échauffe et rayonne à son tour par les deux faces. On peut considérer qu'une moitié du rayonnement se disperse dans le milieu extérieur et que l'autre moitié, réémise vers l'absorbeur est à l'origine de l'effet de serre.

II.4.2 Variations du rayonnement solaire

Dans la pratique on admet une variation sinusoïdale de l'éclairement global.

Si G_{\max} : désigne l'éclairement énergétique maximum à midi solaire sur un plan horizontal et Δt , la durée du jour entre le lever et le coucher du soleil, le rayonnement instantané a comme expression: $G(t) = G_{\max} \cdot \cos(\omega \cdot t)$

$$\text{tel que : } \omega = \frac{2\pi}{T} \text{ où } T = 2 \cdot \Delta t$$

L'énergie globale reçue du lever jusqu'au coucher du soleil s'écrit :

Qui après intégration du lever au coucher solaire prend la formule :

$$G_{\max} = \frac{\pi W}{2\Delta t} \times \cos\left(\frac{\pi}{\Delta t} \times t\right)$$

$W = G^*$: représente l'apport en ensoleillement par beaux jours

Pour les journées non ensoleillées, on remplace (W) par (G_m)

G_m : représente l'apport en ensoleillement par ciel couvert qui se calcule de la façon suivante :

$$G = (1 - \sigma) \times G_m + \sigma \times G^*, \quad G_m = \frac{(G - \sigma \times G^*)}{(1 - \sigma)}$$

σ : est la fraction d'insolation définie comme suit : On mesure, pour une journée, le temps durant lequel a brillé le soleil. Cette durée est la durée d'insolation quotidienne notée (S).

La fraction d'insolation notée (σ), est par définition : $\sigma = \frac{S}{\Delta t}$

Où : Δt est la durée astronomique du jour (intervalle entre le lever et le coucher du soleil).

L'angle d'incidence du rayonnement solaire varie en cours d'année, à cause de l'inclinaison de l'axe de rotation de la terre sur son orbite. La figure II.3 illustre ces apports.

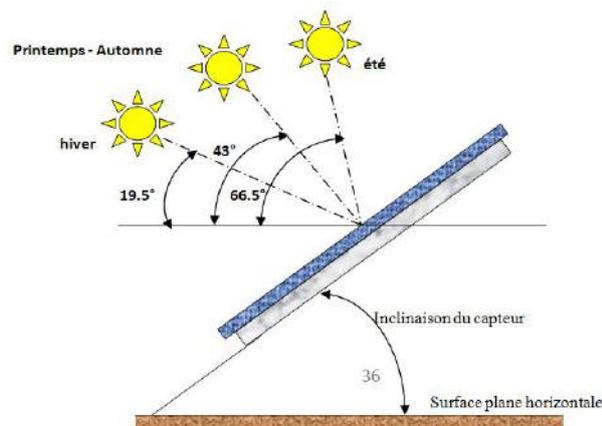


Figure II.3: Angle d'incidence du rayonnement solaire en fonction des saisons

Pour profiter au mieux du rayonnement solaire incident, la surface réceptrice devrait être aussi perpendiculaire que possible à la direction des rayons, ce qui n'est évidemment pas possible puisque la position du soleil varie.

Les rayons du soleil doivent atteindre les surfaces réceptrices (capteur solaire, toiture d'une maison...). Des montagnes, des arbres, des éléments de construction en saillie sur la toiture peuvent être un obstacle. Il faut donc :

- Orienter les champs de capteurs autant que possible vers le sud.

- Plus les capteurs sont inclinés, plus leur apport solaire hivernal est important.

II.5 Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

Les technologies permettant de convertir l'énergie solaire sont de deux formes : en chaleur (énergie thermique) ou en électricité.

Selon les besoins énergétiques plusieurs filières d'exploitation de l'énergie solaire sont disponibles;

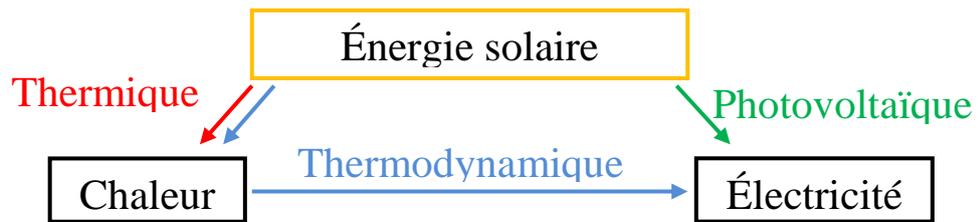


Figure II.4 : Filières de conversion de l'énergie solaire

Nous nous intéressons dans ce qui suit à la conversion thermique de l'énergie solaire.

On peut classer les systèmes solaires selon la température fournie:

Basse et moyenne température ($\leq 100^{\circ}\text{C}$)

- Chauffage central.
- Eau chaude sanitaire.
- Réfrigération.
- Dessalement de l'eau de mer.
- Séchage des fruits, des légumes,etc.

Haute température ($> 200^{\circ}\text{C}$)

- Procédés thermiques, Stérilisation.

II.5.1 La technologie du solaire passif

Le rayonnement solaire est d'une utilisation dite passive lorsque ce rayonnement réchauffe directement les locaux du bâtiment, soit en pénétrant par les fenêtres ou soit en s'accumulant dans des masses calorifiques.

Dans le secteur du Bâtiment : Utilisé pour le chauffage, la réfrigération ou l'éclairage naturel d'une habitation, dans ce domaine la conception de bâtiments et l'appropriation des composants de construction adaptés afin d'utiliser le rayonnement solaire pour l'éclairage naturel, le chauffage des locaux et la climatisation des locaux.

Les fenêtres d'un bâtiment sont le lieu de chauffage solaire passif des locaux. Choisir des fenêtres avec un plus haut taux d'énergie pour économiser plus d'énergie, ou pour une

meilleure utilisation de celle-ci. Les fenêtres devraient être principalement situées du côté sud, et moins possible des côtés ouest et est du bâtiment afin d'éviter un excès de chaleur. Au cours d'une année, la perte d'énergie, pour la plupart des fenêtres, est plus importante que le gain en énergie. Les fenêtres à haut rendement thermique peuvent réellement fournir de l'énergie utile, elles ont un meilleur rendement en terme d'énergie utile annuelle que les parois isothermes les mieux isolées. Concevoir le bâtiment de façon appropriée, ses composants comprennent une grande masse thermique afin de conserver la chaleur. Enfin concevoir une architecture qui profite du principe du mur Trombe [25].

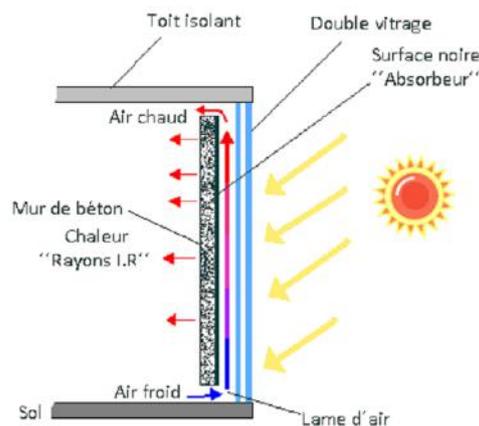


Figure II.5 : Schéma du principe mur trombe [25].

Rafrachissement des locaux : utilisé dans les sites de climats chauds :

- Permettre à de l'air extérieur, plus frais, de pénétrer dans le bâtiment par le plancher; cet air peut circuler à travers un conduit situé dans le sol de façon à être refroidi encore plus (rafrachissement par la géothermie).
- Ouvrir les fenêtres lorsqu'il faut refroidir le bâtiment
- Fermer les autres fenêtres du bâtiment afin que seul l'air provenant du niveau le plus bas pénètre dans le bâtiment.
- Placer les fenêtres aux étages supérieurs du bâtiment afin que cette section soit chauffée par le soleil pendant la saison chaude.

L'air chauffé situé dans le haut du bâtiment est refoulé à l'extérieur de façon naturelle et remplacé par de l'air plus froid dans la section plus basse de la maison, effet «cheminée».

- Éclairage naturel : Pour un confort meilleur, les gens préfèrent un éclairage naturel à un éclairage artificiel, puisque les fenêtres à haut rendement thermique peuvent produire un éclairage naturel à l'intérieur d'une maison, avec un faible coût annuel de chauffage.

- Dans le secteur agricole (les Serres): Généralement les serres agricoles ne sont pas bien isolées. L'énergie solaire contribue à la demande en énergie, en utilisant une enveloppe permettant une bonne isolation tout en laissant la transmission de l'ensoleillement nécessaire à la croissance des plantes.

II.5.2 La technologie du solaire actif

Le rayonnement solaire peut être utilisé pour chauffer un fluide, on parle de chauffage solaire actif. L'élément de base du chauffage solaire actif est le capteur solaire. Les différentes technologies de capteurs existantes sont :

- *Capteurs solaires sans vitrage* : les plus simples, qui atteignent les niveaux de températures les moins élevés, utilisés principalement pour le chauffage des piscines qui est l'une des premières utilisations faites du solaire thermique dans certains pays.
- *Capteurs solaires plans* : composés d'un vitrage qui laisse traverser le rayonnement solaire, d'un absorbeur en cuivre ou aluminium, d'un collecteur constitué de tubes en cuivre dans lequel circule le fluide. Le tout est isolé thermiquement en face arrière. Ils sont principalement destinés à la production d'eau chaude
- *Capteurs solaires à tubes sous vide* : composés d'un ou plusieurs tubes en verre dans lesquels un vide est créé afin de limiter les pertes thermiques.

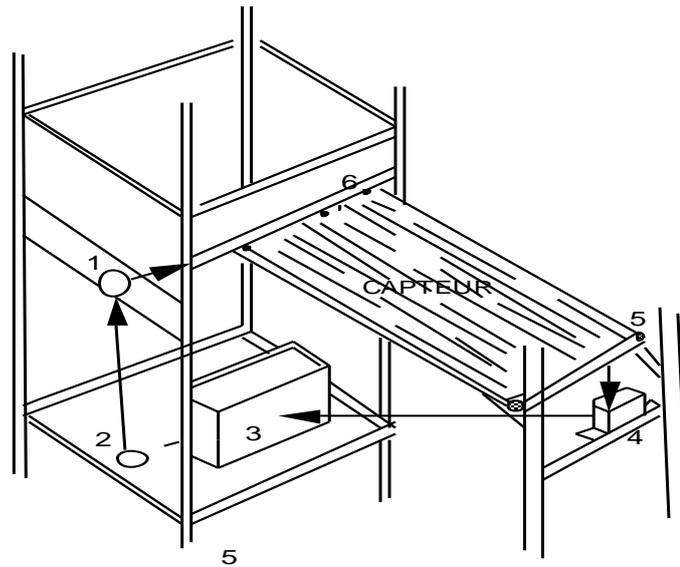
Les capteurs fixes à fonction thermique donnent lieu à une très grande diversité de modèles, ils se distinguent en particulier par le fluide caloporteur utilisé, en effet il existe:

a- Les Capteurs utilisant des liquides comme caloporteurs et constituent ce que l'on appelle, les capteurs à eau;

- Capteurs à ruissellement :

La caractéristique principale de ce type de capteurs est que le fluide caloporteur s'écoule librement sous l'effet de la gravitation pour refroidir la surface exposée au soleil. Le fluide caloporteur utilisé, peut-être de l'eau traitée anti-calcaire ou anti-algues ou bien une huile ayant une viscosité plus grande que celle de l'eau. Il y'a une limite à ce dispositif qui provient du risque d'évaporation du fluide caloporteur et à sa condensation sur la face interne de la vitre ce qui aurait pour conséquence de diminuer le rayonnement atteignant l'absorbeur.

Pour ces raisons le choix du caloporteur est d'une grande importance.



- 1- compteur volumétrique
- 2- pompe
- 3- stock
- 4- cuve isolée (mesure de Ts)
- 5- gouttière isolée
- 6- distributeur isolé

Figure II.6 : Schéma d'un capteur à ruissellement [26]

Capteurs à eau:

Le principe de fonctionnement de ce genre de capteurs est basé sur la circulation du fluide caloporteur sous une certaine pression. On distingue donc des systèmes à basse pression de circulation et des systèmes à haute pression de circulation pour lesquels la circulation de l'eau se fait généralement dans des tubes de cuivre soudés sur des plaques métalliques noircies.

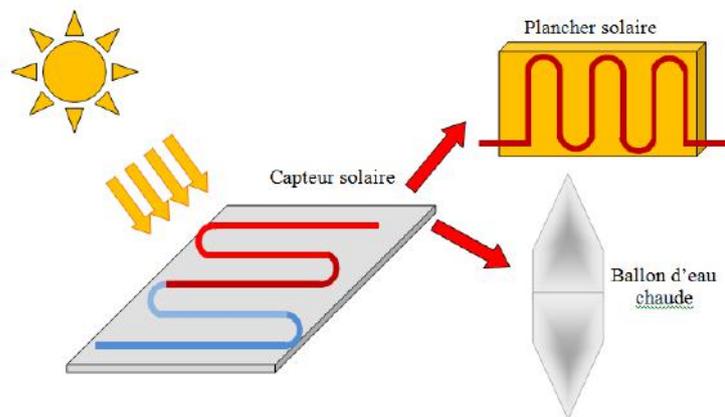


Figure II.7 : Principe des technologies solaires thermiques

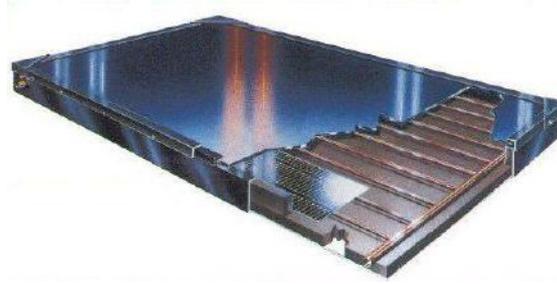


Figure II.8 : Capteur solaire à eau vitré [27]



Figure II.9 : Capteur solaire sous vide [27]



Figure II.10 : Chauffage de l'eau des piscines [27]

- Le chauffe-eau solaire monobloc:

Cette technique profite de l'effet thermosiphon, les capteurs sont dissociés du système de stockage. La circulation est naturelle, la différence de température est responsable de la circulation du fluide.

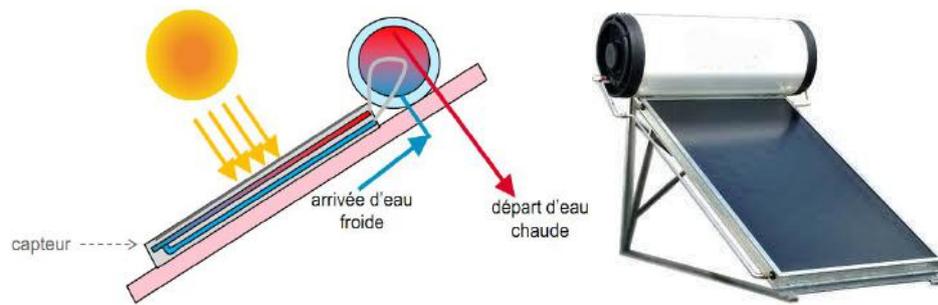


Figure II.11 : Principe du chauffe-eau solaire monobloc [28]

- Chauffe-eau à éléments séparés : La technique est telle que la circulation du fluide caloporteur est forcée. En effet le capteur solaire peut être placé sur une toiture, mais, l'élément de stockage est dissocié et placé à l'intérieur du bâtiment. Un antigel est souvent ajouté au fluide caloporteur et le ballon est placé à l'intérieur de l'habitat. L'installation peut avoir plusieurs éléments de stockage pour les installations collectives, ou un stockage centralisé.

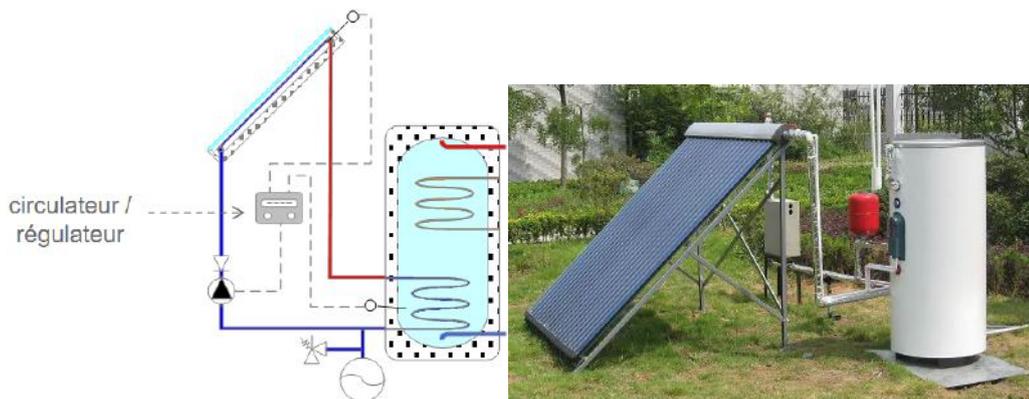


Figure II.12 : Principe du chauffe-eau solaire à éléments séparés [28]

- Le chauffage d'un bâtiment :

Le fluide caloporteur circule à travers le bâtiment et diffuse sa chaleur.

Le plancher solaire direct (PSD) est constitué d'un réseau de tuyaux qui parcourt le plancher et diffuse la chaleur dans le bâtiment. Le réseau de distribution peut aussi être relié à une chaudière. Le fluide caloporteur peut alors être stocké.

L'hydro-accumulation consiste à stocker la chaleur dans un ballon (de 0.5 à 1 m³), et peut être utilisée pour le chauffage de l'eau ou le chauffage domestique.

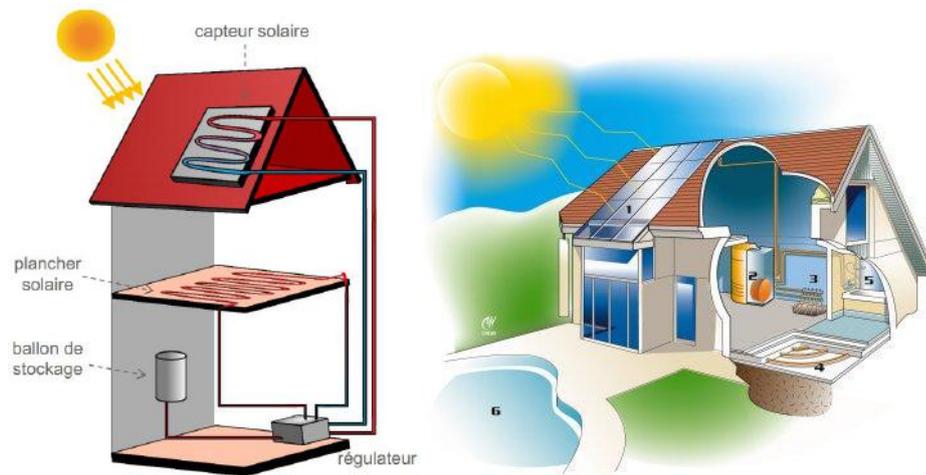


Figure II.13 : Principe du chauffage de bâtiment par plancher solaire direct (PSD) ou hydro-accumulation [28]

b- Les capteurs utilisant des gaz comme caloporteurs et constituent ce que l'on appelle les capteurs à air;

Ces capteurs qui utilisent l'air comme fluide caloporteur, peuvent être des capteurs à une ou à deux couvertures, dans lesquels, l'air circule soit à travers l'absorbeur soit entre l'absorbeur et la vitre, soit sous l'absorbeur, soit des deux cotés de l'absorbeur et enfin pour des absorbeurs soit perméables, soit plans, soit à géométrie variable.

On distingue donc :

- Capteurs à absorbeurs poreux :

Pour lesquels l'absorbeur est une matrice poreuse où le rayonnement incident pénètre dans la masse de l'absorbeur donc une absorption volumique de ce dernier, cette pénétration fait donc que la température de la face avant du capteur est plus basse par comparaison à un capteur à absorbeur plan. Il s'ensuit donc une réduction des pertes thermiques avant du capteur.

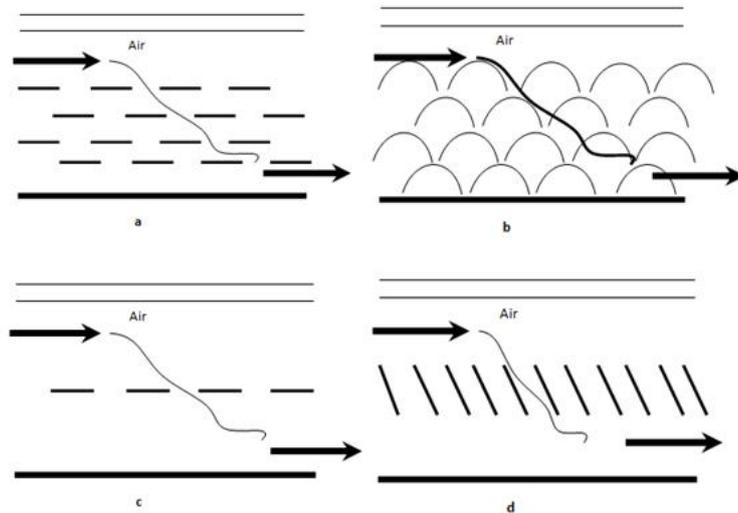


Figure II.14 : Différents types d'absorbeurs poreux

- Capteurs à absorbeurs à géométrie variable :

Ces capteurs se présentent sous de nombreuses variantes, l'idée principale consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur de manière à améliorer l'échange thermique entre l'air et ce dernier.

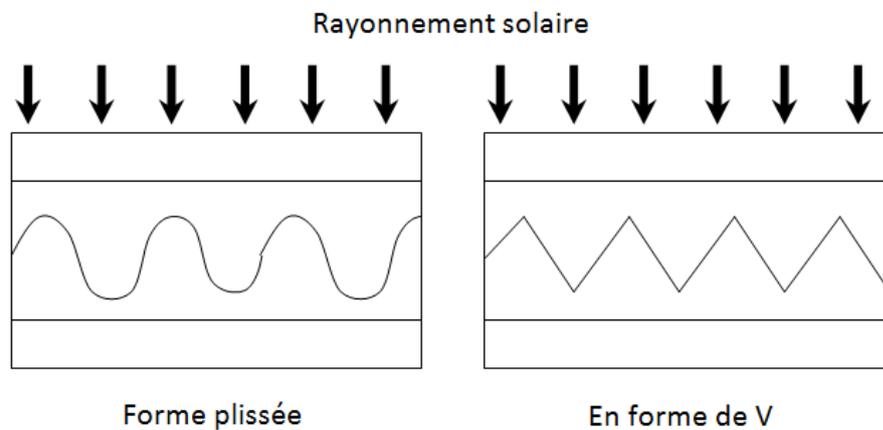


Figure II.15 : Différentes formes d'absorbeurs

Des études comparative des deux configurations d'absorbeurs (plissés et en forme de V) a été faite [1, 6, 20, 21]

- Capteurs à absorbeurs plans :

Ces capteurs, caractérisés par leurs absorbeurs plans qui peuvent être sélectifs ou non sélectifs, sans vitre ou avec une ou plusieurs vitres de protection, dans lesquels l'air circule, soit entre l'absorbeur et la vitre, (voir la figure I.5) soit sous l'absorbeur, soit des deux cotés.

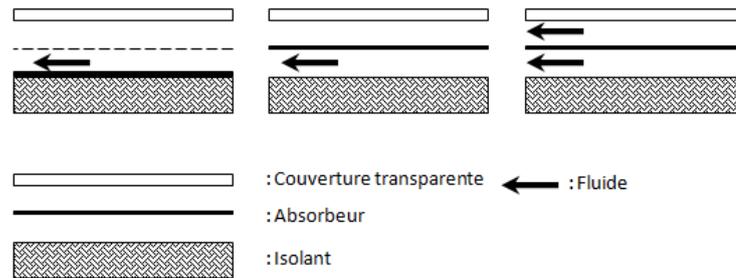


Figure II.16 : Types de circulation de l'air dans les capteurs plan à air

- Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air:

Un capteur solaire est destiné à convertir le rayonnement incident en énergie thermique à basses et moyennes températures et à la transférer au fluide caloporteur. La technologie de ces systèmes est simple : Elle se repose sur le pouvoir absorbant d'une surface traitée, l'absorbeur; qui peut être soit :

- Plaque d'aluminium peint en noir mat
- Plaques sélectives "Copper Sun".

L'absorbeur s'échauffe en absorbant les rayons solaires, cède une partie de l'énergie récupérée à un fluide caloporteur (l'air) et en réémet une partie dans l'infrarouge. Une vitre est placée au-dessus de l'absorbeur (alvéolée en polycarbonate par exemple). Elle est transparente aux rayonnements solaires visible et opaque à l'infrarouge qu'elle absorbe et réémet vers l'absorbeur, permettant ainsi de "piéger" les rayonnements entre l'absorbeur et la vitre et d'augmenter la température de l'absorbeur : c'est l'effet de serre. L'arrière du capteur ainsi que les parois latérales sont recouvertes d'isolants thermiques. (Voir Figure II.17).

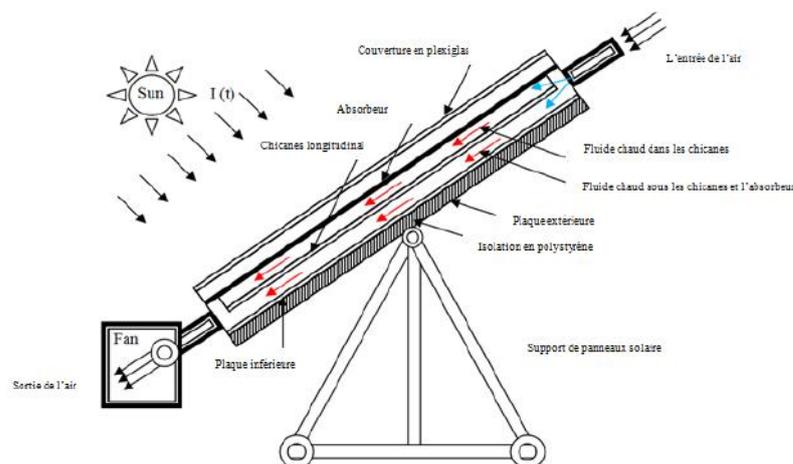


Figure II.17 : Principaux constituants d'un capteur [29]

- Éléments constituant un capteur solaire plan : les différents composants d'un capteurs solaire plans peuvent être donnés dans le figure ci-dessous :

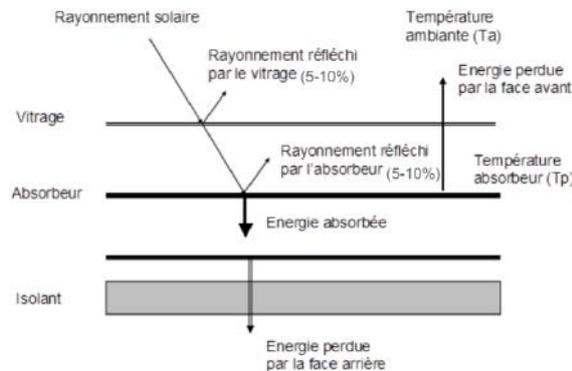


Figure II.18 : Principe composants d'un CSP

II.6 La climatisation et la réfrigération solaires :

La climatisation solaire présente une particularité assez intéressante et remarquable : la période au cours de laquelle la disponibilité de l'énergie est maximale, coïncide avec la période de demande maximale, de plus dans une région où une saison froide justifie le chauffage solaire, l'insolateur peut être utilisé presque toute l'année pour assurer selon l'époque, le chauffage ou la climatisation.

D'autre part, produire du froid à partir du soleil peut être d'autant plus intéressant pour les pays qui sont fortement ensoleillés et qui ont plus besoin de réfrigération.

Il est très important, surtout lorsqu'il s'agit de répondre quantitativement à des besoins limités mais nombreux, d'utiliser l'énergie solaire pour produire du froid sans passer par l'énergie mécanique ou électrique, on recourt pour ce fait au principe de l'appareil à cycle intermittent. L'eau possède la propriété d'absorber de grands volumes de gaz Ammoniac à basse température et de restituer cet Ammoniac sous l'action de la chaleur ainsi l'eau dissout environ 900 fois son volume de gaz Ammoniac à 0°C et restitue la totalité de ce gaz à 100°C.

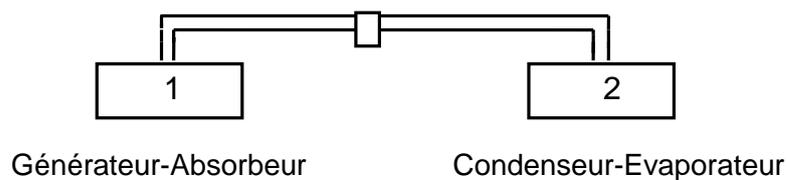


Figure II.19: Principe de la climatisation et réfrigération solaires

Le récipient (1) est dit "générateur" pendant la chauffe et "absorbeur" pendant la réfrigération. Le récipient (2) est appelé "condenseur" pendant la chauffe puis "évaporateur" pendant la réfrigération. Le générateur contient de l'eau ayant dissout une grande quantité d'Ammoniac, en le chauffant l'Ammoniac-vapeur se dégage et va se condenser dans le condenseur qui est maintenu froid, une fois l'Ammoniac évaporé, on arrête le chauffage du récipient (1), et le récipient (2) contient alors de l'Ammoniac devenu liquide. Si on refroidit le récipient (1), qui contient de l'eau pauvre en Ammoniac, alors cette eau tendra à absorber l'Ammoniac contenu dans le récipient (2) qui, par conséquent, devient "évaporateur" l'Ammoniac s'évapore pour retourner dans le récipient (1) et cette évaporation absorbe de la chaleur.

II.7 Solaire thermodynamique :

Le solaire thermodynamique est une technique utilisée pour produire de l'électricité. La conversion photovoltaïque transforme le rayonnement solaire directement en électricité, le solaire thermodynamique le converti en chaleur puis fait intervenir un organe de conversion électrique. Ce dernier connu sous le nom de CSP (Concentrated Solar Power), permet de transformer l'énergie du rayonnement solaire en chaleur, puis à convertir cette chaleur en énergie mécanique et électrique à l'aide d'un cycle thermodynamique moteur couplé à une génératrice électrique (par exemple une turbine et un générateur). Le solaire thermodynamique est efficaces dans les pays à fort ensoleillement.

Types et filières :

On distingue :

- Les centrales à tour: Elles sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats (voir figure II.20). Chaque héliostat suit le rayonnement solaire et le réfléchit en direction du récepteur au sommet de la tour solaire. La valeur du facteur de concentration permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000 °C. L'énergie concentrée est soit directement transférée à un fluide thermodynamique, ce qui constitue une génération directe de la vapeur entraînant une turbine, ou soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité.

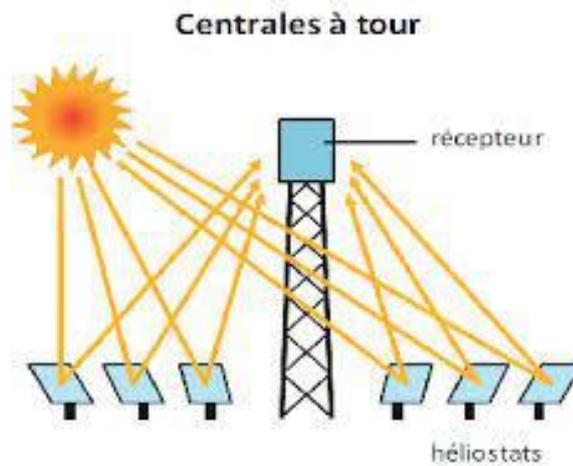


Figure II.20: Centrale solaire à tour [30]

- Centrales à collecteur cylindro-parabolique : constituées de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques (Voir Figure II.21) tournent autour d'un axe horizontal pour suivre le rayonnement solaire. Ce dernier est concentré sur un tube récepteur horizontal dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température atteint en général 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine ou un générateur électrique.

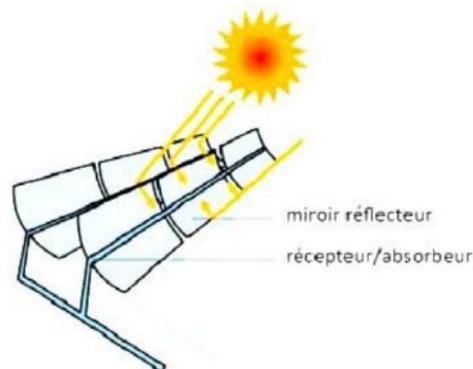


Figure II.21 : Centrales cylindro-paraboliques [30]

- Centrales paraboliques Stirling: de formes paraboliques, ces capteurs fonctionnent d'une manière autonome (voir figure II.22). Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer le rayonnement solaire vers un foyer. Ce dernier est une enceinte fermée contenant du gaz qui est monté en température. Cela entraîne un moteur dit Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité. La température atteinte est de l'ordre de 1000 °C. Cette technique est favorable aux sites isolés, non raccordés au réseau électrique.

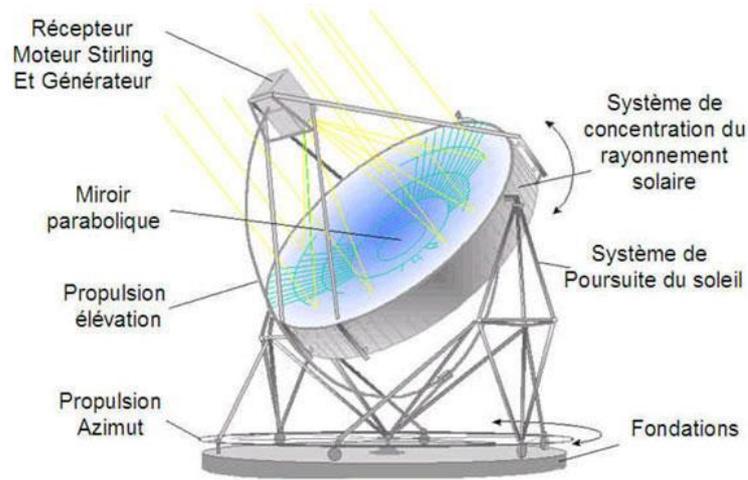


Figure II.22 : Centrale solaire parabolique (*projet DISH-STIRLING à Font-Romeu-Odeillo*)

[30]

II.8 Conclusion

La conversion thermique de l'énergie solaire en énergie calorifique repose sur la technologie de systèmes dits capteurs solaires). Ces systèmes peuvent être intégrés directement aux habitations comme ils peuvent être installés séparément pour différentes utilisations. Divers systèmes sont en services, utilisés dans plusieurs applications, tels que le chauffage des locaux et chauffage de l'eau sanitaire, telles que le séchage des produits agro-alimentaires. La production de l'énergie thermique à partir de l'énergie solaire par les capteurs plans connaît de nos jours de nombreuses applications vue leurs innombrables intérêts économiques. Toutes ces applications dépendent de la température à la sortie de ces systèmes. Les performances de ces systèmes dépendent de leur conception. En effet une compréhension meilleure des mécanismes fondamentaux régissant le bon fonctionnement de tels systèmes permet de maîtriser tous les paramètres extrinsèques ou intrinsèques entrant dans le processus de transfert et l'amélioration de leurs efficacités.

Chapitre III : Modélisation des paramètres de la conversion thermique du rayonnement solaire

III.1 Introduction :

Dans le domaine de la conversion thermique de l'énergie solaire, plusieurs études ont été menées afin de modéliser différents paramètres en relation avec ce processus. Mais dans tous les modèles rencontrés, les paramètres obtenus sont plus ou moins proches de la réalité. Pour nous le meilleur est celui qui traduit le mieux la variation du paramètre modélisé. En effet la confrontation des valeurs issues, aux mesures expérimentales permet de juger l'exactitude du modèle établi. Dans ce contexte cette étude a été menée.

Le but de l'étude est de prévoir en fonction de la situation géographique du site, de la date et l'heure, le rayonnement solaire global, direct, diffus, la température ambiante et la température de sortie du fluide caloporteur. Cette dernière détermine l'efficacité du système.

Un bon rendement du capteur s'effectue également par diminution des pertes avant, arrière, aussi par un choix judicieux des matériaux entrant dans sa fabrication (l'absorbeur, couverture transparente et isolation) ainsi que de sa disposition (inclinaison et orientation).

Les pertes avant sont dues à la couverture transparente qui échange :

- Par convection avec le milieu ambiant.
- Par radiation avec le ciel.
- Réflexion d'une partie des rayons solaires lors de leur réception.

Dans ce chapitre, sont tout d'abord exposés et simulés les modèles existants relatifs aux paramètres étudiés (rayonnement solaire, température ambiante, température de sortie, coefficients des pertes...). Ces modèles sont comparés aux modèles proposés, issus des résultats expérimentaux.

III.2 Modélisation du rayonnement solaire incident:

Des modèles pour l'approximation du rayonnement solaire [31] basés sur plusieurs variables telles que la vapeur d'eau déterminée par la hauteur d'eau condensable et le facteur de trouble atmosphérique défini par le coefficient d'angström sont donnés dans les références bibliographiques. De nombreux auteurs se sont intéressés à l'étude théorique du rayonnement solaire. Les travaux entrepris par C. Zidani et al [32] relatifs à une simulation de la position apparente du soleil à chaque instant de la journée et de l'année, puis une simulation des énergies instantanées, journalière et annuelle incidentes sur un capteur d'orientation quelconque placé sur le site de Tlemcen. A. Baig et al [33] ont établi un modèle basé sur la fonction de distribution gaussienne pour estimer l'éclairement global journalier. H. Aroudam

et al. [34] ont développé des corrélations entre l'indice de clarté, l'indice de nébulosité et la fraction d'ensoleillement.

Un modèle physique appuyé sur l'équation générale de transfert radiatif du rayonnement solaire dans le système sol-atmosphère a été utilisé par A. Mechaqrane et al. [35] pour l'estimation des irradiations globales horaires et journalières d'une surface horizontale au sol à partir des mesures du satellite Météo sat-2. A. Moumami et al [36] ont proposé une étude comparative entre deux approches semi empiriques de calcul du gisement solaire dans le site de Biskra.

A cet effet et par analogie entre les grandeurs thermiques et les grandeurs électriques, on peut appliquer les lois d'Ohm et de Kirchhoff en considérant une section quelconque du système à l'instant t.

$$\text{Le bilan s'écrit donc : } M_i \times C_p \times \frac{dT_i}{dt} = \sum_{i=1}^n Q_{i,j} + P_i$$

Où P_i : est le terme de source ou de puits

M_i : masse du milieu du système

C_{pi} : sa chaleur spécifique

$Q_{i,j}$: ensemble de i pour lesquels T_i est un potentiel

dt : pas de temps

Grandeur thermique		Grandeur électrique	
	Symbole et unité		Symbole et unité
Température	$T (k)$	Potentiel électrique	$V(v)$
Flux de chaleur	$Q (w)$	Courant électrique	$I (Ampère)$
Résistance thermique	$R (k/w)$	Résistance électrique	$Re (Ohm)$
Capacité thermique	$C (j/k)$	Capacité électrique	$C (Faraday)$

Tableau III.1 : Analogie entre les grandeurs thermiques et les grandeurs électriques

III.3 Donnée relatives au soleil (source du rayonnement solaire) [37]:

Le soleil est une sphère gazeuse composée principalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1391000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de 2.10^{27} tonnes. Toute l'énergie du soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent. Elles transforment à chaque seconde 564.10^6 tonnes d'hydrogène en 560.10^6 tonnes d'Hélium. La différence est dissipée sous forme d'énergie, ce qui représente une énergie totale de 36.10^{22} kW. La terre étant à une distance moyenne de 150.10^6 km du soleil. Elle reçoit une énergie de

$1,8 \cdot 10^{17} \text{W}$. La valeur du rayonnement solaire (E) reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne E_0 est appelée la constante solaire et elle vaut $1353 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. En première approximation, on peut calculer la valeur de E en fonction du numéro du jour de l'année j par :

$$E = E_0 [1 + 0.033 \cos(0.984 j)]$$

La répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère est ci-dessous représentée:

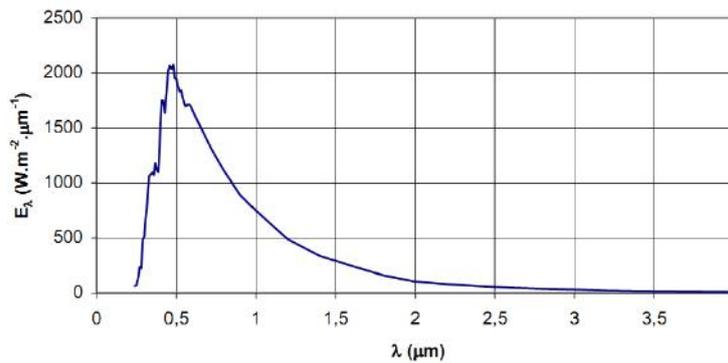


Figure III.1 Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère [37]

III.4 Mouvements de la Terre:

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse dont le soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé le plan de l'écliptique. L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre/Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149675 \cdot 10^6 \text{ km}$. La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire au plan de l'écliptique : l'équateur et l'écliptique font entre eux une inclinaison appelé "obliquité" et vaut $23^\circ 27'$. Les principaux mouvements de la terre (autour de son axe et autour du soleil) sont ci-dessous schématisés.

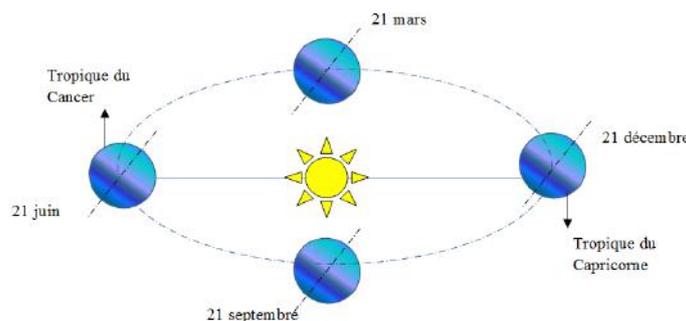


Figure III.2 : Mouvements de la terre autour du soleil

Le mouvement de rotation de la terre sur elle-même produit l'alternance du jour et de la nuit. La révolution autour du soleil associée à l'inclinaison de l'axe des pôles sur le plan de l'écliptique fait varier les durées relatives du jour et de la nuit au rythme des saisons, limitées par les deux équinoxes et les deux solstices.

Au cours de cette révolution, la terre se déplace avec une vitesse qui varie autour d'une valeur moyenne de 3.10^4 m/s. Le soleil est l'un des foyers de l'ellipse dont l'équation, en coordonnées polaires, est la suivante : $r = \frac{a \times (1 - e)^2}{1 + e \times \cos \theta}$ où $e = 0.017$ l'excentricité.

C'est aux environs du solstice d'hiver que la terre est la plus proche du soleil. La terre tourne sur elle-même avec une période de 23 Heures 56 Minutes et 4 Secondes, la vitesse angulaire de rotation est $7,3.10^{-5}$ rd/s. Son axe de rotation (axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace, il fait un angle $\delta=23^{\circ}27'$ avec la normale au plan de l'écliptique. Le mouvement de rotation de la terre sur elle-même produit l'alternance du jour et de la nuit. La révolution autour du soleil associée à l'inclinaison de l'axe des pôles sur le plan de l'écliptique fait varier les durées relatives du jour et de la nuit au rythme des saisons, limitées par les deux équinoxes et les deux solstices.

Les deux plans de l'écliptique et de l'équateur se recoupent en deux points de l'orbite terrestre, qui correspondent aux équinoxes et marquent le début du printemps et de l'automne, respectivement le 21 mars et le 23 septembre dans l'hémisphère Nord. A mi-chemin entre les équinoxes se situent les solstices d'hiver et d'été, respectivement le 22 décembre et le 21 juin.

III.5 Mouvement apparent du Soleil

Le mouvement apparent du soleil vu par un observateur fixe en un point de latitude L au nord de l'équateur est représenté sur la figure III.3 [37]. A midi solaire, l'angle que fait la direction du soleil avec la verticale du lieu est égal à $(L - d)$. La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars, supérieure à 12h entre le 21 mars et le 21 septembre.

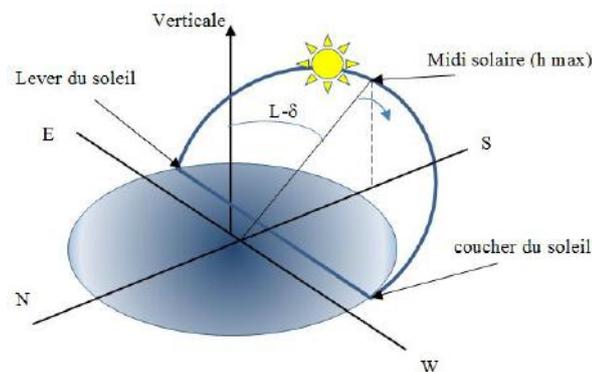


Figure III.3 : Mouvement apparent du soleil observé d'un point de latitude L

Direction du rayonnement solaire :

Pour repérer la position du soleil dans le ciel, il est utile d'utiliser un système de coordonnées locales (coordonnées azimutales) défini en un point de la surface terrestre (situé dans l'hémisphère nord). Ce trièdre est représenté sur la figure ci-dessous. Ses axes sont définis de la façon suivante :

- OX vers le sud, OY vers l'ouest et OZ vertical du lieu, vers le haut et. La direction (OS) du soleil est repérée grâce à deux angles :

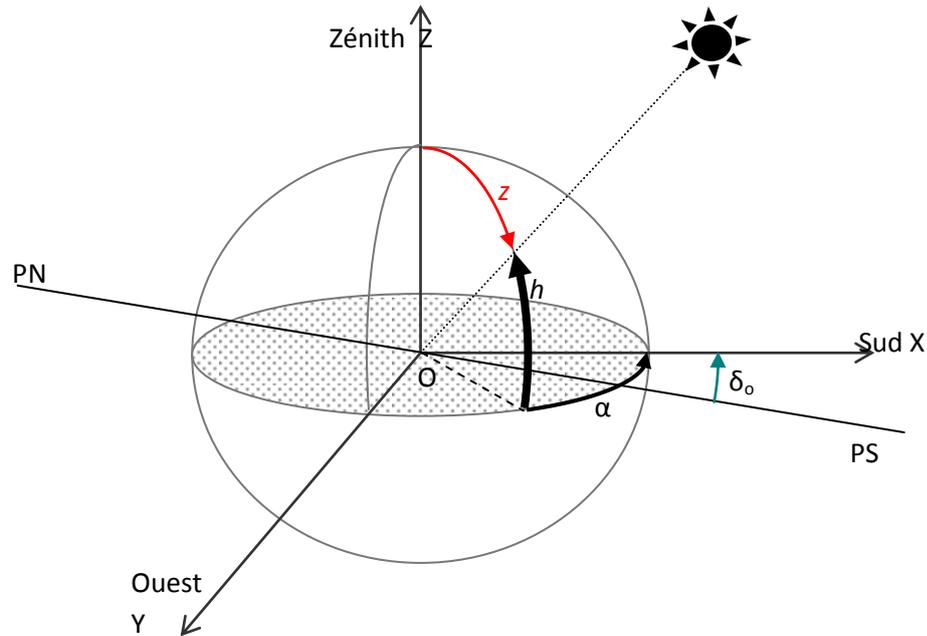


Fig.III.4: Système local de coordonnées azimutales

sa hauteur h : Angle compris entre l'horizon astronomique et l'axe issu du point considéré au soleil. Il est compté de 0° à 90° si le soleil se trouve dans l'hémisphère Nord (Zénith) et de 0 à -90° si le soleil se trouve dans l'hémisphère Sud (Nadir).

son azimut a : Angle entre la projection de la direction du soleil (OS), sur le plan horizontal et le Sud, il est compté positivement vers l'Ouest et négativement vers l'Est.

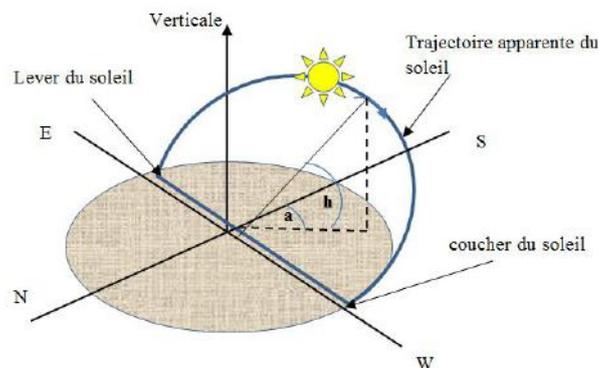


Figure III.5 : Repérage de la position du Soleil

Les angles (h) et (a) varient au cours de la journée à cause de la rotation de la terre sur elle-même, c'est pour cette raison qu'un second système de coordonnées a été défini et axé sur la direction des pôles, c'est le système des coordonnées horaires: Le trièdre de référence de ce système est celui représenté ci-dessous :

- OX' dans le plan (OX, OZ) est perpendiculaire à OZ' .
- OY' vers l'ouest, OZ' vers le pôle nord.

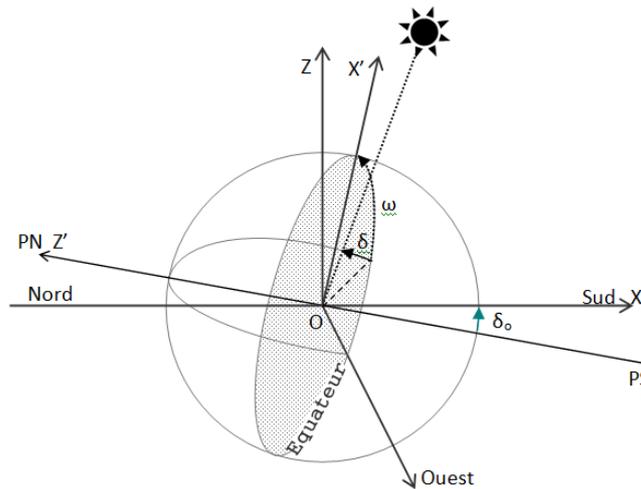


Figure III.6. Système de coordonnées horaires

Les coordonnées angulaires du soleil dans ce repère sont alors :

Sa déclinaison (δ): angle entre la direction terre soleil et le plan équatorial de la terre ou bien la latitude du lieu où le soleil est à la verticale à midi solaire. Cet angle varie de $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hiver à $23^{\circ}27'$ au solstice d'été et il est nul aux équinoxes. La déclinaison, qui est fonction du jour de l'année est définie par son quantième (Dj), nombre de jours écoulés à partir du premier janvier). Elle est donnée par l'expression suivante :

$$\sin \delta = 0.398 \sin [0.986 (Dj-82)] \quad \text{Ou bien } \delta = 23.45 \sin [0.986 (284 + Dj)]$$

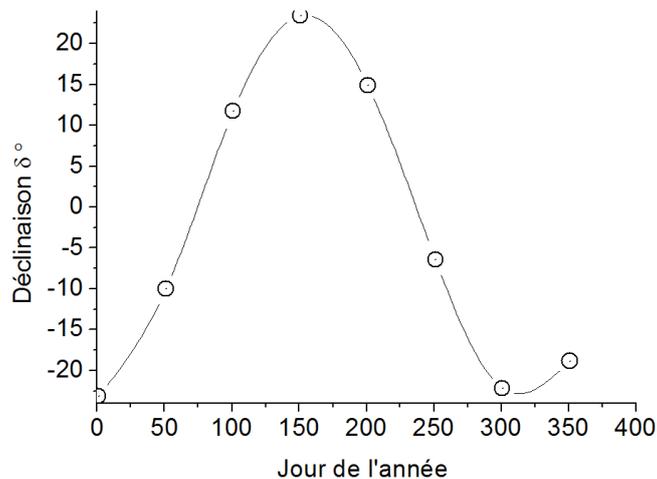


Figure III.7: Déclinaison du soleil du jour de l'année

L'angle horaire (ω) : entre les plans (OZ', OS) et (OZ', OX'): L'angle horaire est formé par le plan méridien passant par le centre du soleil et le plan vertical du lieu. A midi solaire l'angle horaire (ω) est égale à 0° , ensuite chaque heure correspond à 15° car la terre effectue un tour complet (360°) sur elle-même en 24 heures. L'angle (ω) est compté négativement le matin lorsque le soleil est vers l'Est et positivement après le midi solaire.

En pratique on exprime les angles (h) et (a) en fonction de la latitude du lieu, la déclinaison et l'angle horaire du soleil : $\sin h = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta$ et $\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(h)}$

Durée du jour : La valeur ω_l de l'angle horaire au lever du soleil s'obtient en considérant $\sin h$ nul car la hauteur du soleil est égale à 0 au lever et au coucher du soleil, ce qui conduit à écrire: $\cos(\omega_l) = -\tan(L)\tan(\delta)$

L'heure solaire au lever du soleil a donc pour valeur :

$$(TS)_l = 12 - \frac{\omega_l}{15}$$

L'angle horaire ω_c au coucher du soleil est l'opposé de l'angle horaire à son lever, donc

$\omega_c = -\omega_l$ et la durée du jour vaut :

$$d = 2 \frac{\omega_l}{15}$$

III.6 Notions de temps TSV, TSM, TU, TL :

- Le Temps solaire vrai (TSV): défini en un lieu et à un instant donné comme l'angle horaire du soleil en ce lieu et à cet instant. Il est défini à partir de la rotation de la terre sur elle-même. Il est donc lié à l'angle horaire. L'intervalle de temps entre deux passages du soleil au méridien est de 24 h; il est midi (12h) lorsque le soleil est à son zénith. Le moment de la culmination du soleil est le midi solaire vrai du lieu. Le temps solaire vrai est égal à l'angle horaire du soleil, il est compté à partir du midi : $TSV = 12 + \omega/15$

Un jour solaire vrai n'est pas constant car l'orbite de la terre est elliptique et inclinée sur l'équateur. La vitesse de la terre sur son orbite n'est pas constante au cours de l'année, c'est pour cela qu'on a défini le temps solaire moyen.

- Le temps solaire moyen (TSM): La rotation régulière de la terre sur elle-même autour de l'axe des pôles introduit la notion des temps solaires moyens. La journée solaire moyenne est le temps qui sépare, en moyenne, deux passages successifs du soleil au méridien d'un lieu. Par définition, la journée solaire moyenne a une durée de 1 jour = $24^h 00'00''$. Cependant il n'y a pas exactement 24h entre deux passages successifs du soleil au méridien du lieu puisque

la vitesse de rotation de la terre par rapport au soleil varie sensiblement au cours de l'année, c'est pour cela qu'on ajuste le TSV par une correction dite équation du temps (ET) tel que :

$$TSV = TSM + ET$$

Cette équation du temps varie de 14' le 11 février à -16' le 3 novembre.

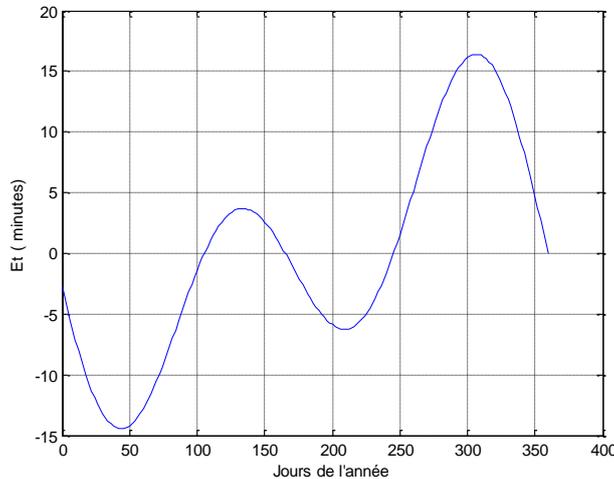


Figure III.8: Equation du temps en fonction du jour de l'année [37]

Il faut noter que ce temps solaire moyen présente des inconvénients car il est local; au même instant il n'est midi que sur le méridien du lieu considéré.

- Le Temps universel (TU) : à l'échelle mondiale on définit le temps universel qui est le temps solaire moyen du méridien de Greenwich. La terre est divisée en 24 fuseaux de 15° de large, centrés sur les méridiens dont la longitude est un multiple de 15. Donc en un lieu de longitude l, on a :

$$TSM = TU + l/15$$

Où l est la longitude du lieu qui se soustrait lorsque le site est situé à l'ouest

- Le Temps légal (TL) : c'est l'heure officielle d'un état. Chaque état pour diverses raisons décide d'un décalage ΔE par rapport au temps universel, donc :

$$TL = TU + \Delta E$$

- Le lever et le coucher du soleil: Les heures du lever et du coucher du soleil sont obtenues en écrivant h=0 dans l'équation de la hauteur du soleil:

$$\cos \omega_{c-l} = - \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \delta , \omega_{l-c} = \arccos (- \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \delta)$$

Les heures du lever et du coucher du soleil nous permettent de calculer la durée du jour dont la valeur vaut deux fois celle de l'angle horaire au coucher du soleil.

Au coucher du soleil la durée du jour (Δt) est exprimée ainsi: $\Delta t = \frac{2 \cdot \omega_s}{15} = \frac{2}{15} \cdot \arccos (-\operatorname{tg} \varphi \cdot \operatorname{tg} \delta)$

- La variation de la vitesse de la terre sur sa trajectoire autour du soleil introduit un terme correctif appelé équation du temps (ET) telle que:

$$ET = - \left[\begin{array}{l} 0.0002 - 0.4797 \cos(\omega' j) + 3.2265 \cos(2\omega' j) + 0.0903 \cos(3\omega' j) \\ + 7.3509 \sin(\omega' j) + 9.3912 \sin(2\omega' j) + 0.3361 \sin(3\omega' j) \end{array} \right]$$

Où: j est le numéro du jour de l'année, $\omega' = 0,984$

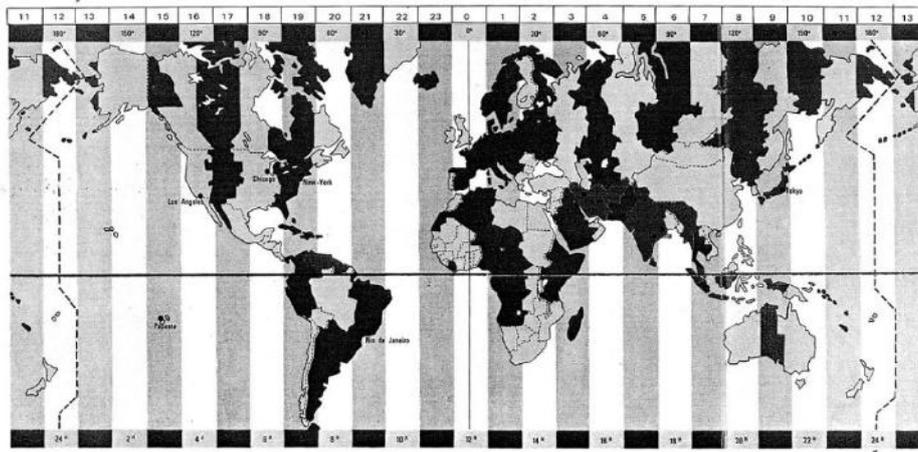


Figure III.9 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich [37]

- La différence de longitude ($l - l_{ref}$) entre le lieu considéré et le lieu servant de référence au temps légal permet de calculer le temps solaire vrai ainsi:

$$TS = TL - C + ET + \frac{(l_{ref} - l)}{15}$$

III.7 Angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan quelconque:

Dans les applications solaires la question est donc de calculer l'angle (i) entre un rayon arrivant directement du soleil et la normale à un plan quelconque (face avant réceptrice du rayonnement solaire). L'orientation du capteur solaire est définie par :

- son inclinaison (i_n) : Angle que fait le capteur solaire avec le plan horizontal.
- son azimut (γ) : Angle que fait la normale à la surface du capteur solaire et le plan méridien

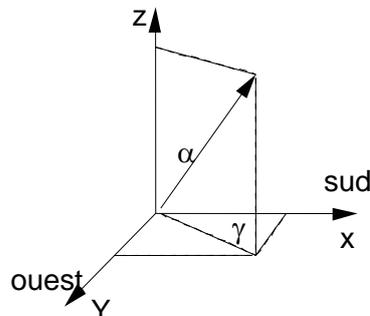


Figure III.10: Azimut (orientation) et inclinaison d'un plan quelconque

$\gamma > 0$ vers l'ouest, $\gamma < 0$ vers l'est, $\gamma = 0$, direction sud

L'angle d'incidence (i) est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident et la normale. En coordonnées horizontales [38] et [39]:

$$\cos(i) = \sin(\alpha - a)\cos(\gamma)\cos(\omega) - \sin(\gamma)\sin(\omega)$$

En coordonnées horaires:

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\alpha)\cos(\gamma)\cos(\omega)\cos(\delta) + \cos(\alpha)\cos(\gamma)[\cos(\omega)\cos(\delta)\sin(\varphi) - \sin(\delta)\cos(\varphi)] \\ & + \sin(\gamma)\sin(\omega)[\cos(\omega)\cos(\delta)\cos(\varphi) + \sin(\delta)\sin(\varphi)] \end{aligned}$$

Au cours d'une journée (i) est minimal à midi solaire vrai où l'angle (ω) est nul.

Pour une exploitation optimale du rayonnement solaire, la surface réceptrice devrait toujours être orientée autant que possible perpendiculairement au rayonnement solaire. Toutefois comme la position du soleil par rapport à la terre varie continuellement au cours d'une journée et d'une année, l'angle d'incidence du rayonnement sur le capteur (fixé sur un socle ou sur une toiture) varie également.

III.8 Caractérisation du gisement solaire d'un site:

- **Composantes du rayonnement solaire** : Les processus affectant les rayons solaires sont trop complexes. D'une façon générale les radiations solaires arrivant au sommet de l'atmosphère sous formes d'ondes électromagnétiques se répartissent en deux parties : La première partie est directement réfléchiée vers l'espace avant de s'enfoncer dans l'atmosphère. La deuxième en pénétrant dans l'atmosphère subit des réflexions et des diffractions pour être à son tour, soit renvoyée vers l'espace, soit dirigée vers la terre.

En outre dans l'atmosphère, la vapeur d'eau et de multiple gaz absorbent de façon très irrégulière certaines radiations caractérisées par leurs longueurs d'onde. La vapeur d'eau, qui a une épaisseur variable selon le climat et la saison est responsable de l'absorption des rayons infrarouges. Les radiations absorbées par les composantes de l'atmosphère sont ensuite émises dans toutes les directions, il en résulte que parmi les radiations solaires arrivant à la terre, quelques unes sont fournies par les nuages et les autres composantes de l'atmosphère. Une fois ces radiations arrivées au sol, une fraction est réfléchiée directement vers le ciel, l'autre est reçue par la terre. La terre reçoit donc l'énergie du soleil et de l'atmosphère. De ce fait, le rayonnement solaire provenant au sol est un rayonnement direct et un rayonnement diffus, l'ensemble font le rayonnement global.

A la traversée de l'atmosphère le rayonnement solaire n'est pas totalement transmis au sol :

- Le rayonnement direct est celui qui traverse l'atmosphère sans subir d'atténuations.

- Le rayonnement diffus est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée.

- Le rayonnement global est la somme du rayonnement direct et diffus.

III.9 Rayonnement solaire à l'extérieur de l'atmosphère

Le rayonnement solaire extra terrestre est en fonction de la constante solaire E_0 et de la correction de la distance entre la terre et le soleil [37]. La constante solaire est le flux énergétique reçu par unité de surface. E est variable au cours de l'année puisque la distance terre soleil est variable (trajectoire elliptique). En première approximation, on peut calculer la valeur de E en fonction du numéro du jour de l'année j par : $E=E_0(1+0.033.\cos(0.984.j))$

III.10 Modèles d'estimation du rayonnement solaire:

Il existe plusieurs modèles pour la simulation de l'éclairement solaire global, direct et diffus, exprimés par des approches semi empiriques, les plus utilisés dans la pratique sont : le modèle de M.Capderou, Perrin Brichambaut et celui de Kasten. Ces trois modèles donnent plus ou moins l'évolution de l'irradiation solaire sur un plan horizontal ou sur un plan incliné.

III.10.1 Modèle M. Capderou

Le modèle M. Capderou [40] utilise le coefficient de trouble atmosphérique pour calculer les composantes directe et diffuse de l'irradiation reçue sur un plan. L'absorption et la diffusion causées par les constituants de l'atmosphère peuvent être exprimées par des facteurs des troubles. A partir de ces facteurs, on peut exprimer les irradiances directe et diffuse par ciel clair.

- Eclairement reçu sur un plan horizontal par ciel clair:

La connaissance du facteur de trouble atmosphérique peuvent de déterminer les irradiances par ciel clair. Ce facteur est le rapport entre l'extinction du rayonnement direct traversant une atmosphère de référence constituée uniquement d'air pur et sec sous la même incidence. Dans ce modèle, le facteur de trouble atmosphérique de Linke [41] par ciel clair est donné par: $T_L^* = T_0 + T_1 + T_2$

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

l'expression suivante : $T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\varphi) + 0.1(2 + \sin(\varphi))A_{he} - 0.2Z - (1.22 + 0.14A_{he})(1 - \sin(h))$

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

Où Z : est l'altitude du lieu

T_1 : est le coefficient de trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 et O_3) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh donné par: $T_1 = 0.89^Z$

Pour une journée quelque on peut simuler sa variation du lever au coucher du soleil.

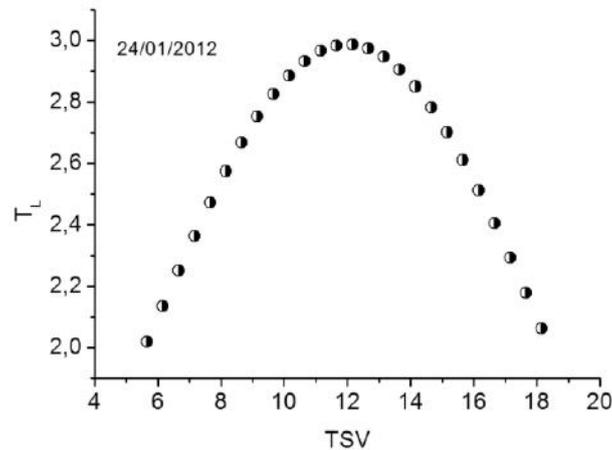


Figure III.11 : Variation du facteur de trouble atmosphérique (Simulation)

T_2 : est le facteur de trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplés à une légère absorption (il dépend à la fois de la nature et de la quantité des aérosols). T_2 est donné par:

$$T_2 = (0.9 + 0.4A_{he})(0.63)^Z$$

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

$$I = I_0 \sin(h)C_{ts} \exp\left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^Z} \sin(h)\right)^{-1}\right]$$

Pour une journée quelque on peut simuler sa variation du lever au coucher du soleil.

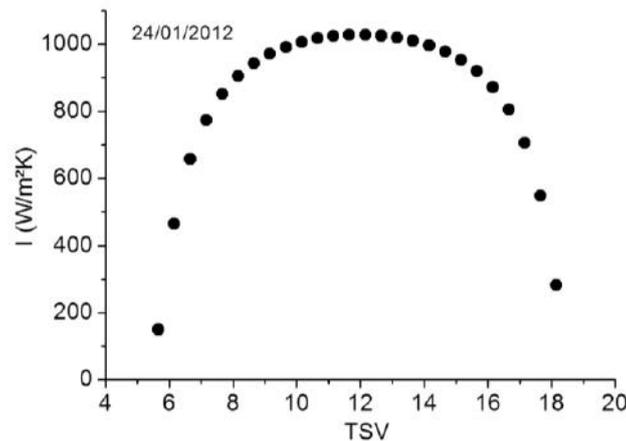


Figure III.12 : Éclairement direct par ciel clair obtenu sur un plan horizontal (Simulation)

L'éclairement diffus incident sur un plan horizontal:

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

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

Pour une journée quelque on peut simuler sa variation du lever au coucher du soleil.

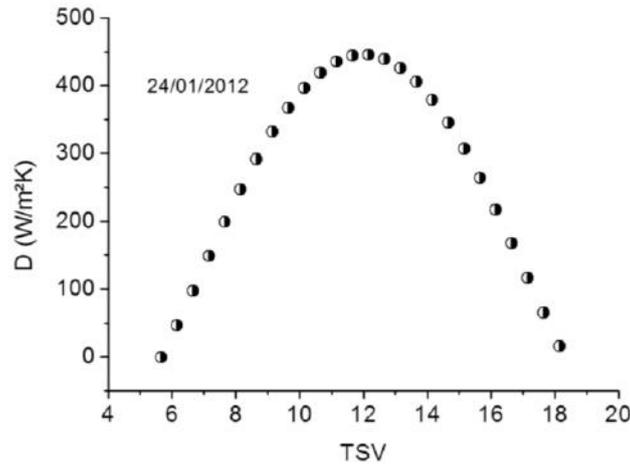


Figure III.13 : Éclairement diffus incident sur un plan horizontal (Simulation)

L'éclairement global reçu sur un plan horizontal est donné par: $G = I + D$

Eclairement global reçu sur un plan incliné:

L'éclairement direct est la projection de la composante normale sur un plan incliné donné par:

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

Où I_n : est l'éclairement direct normal et i : l'angle d'incidence

Pour une journée quelque on peut simuler sa variation du lever au coucher du soleil.

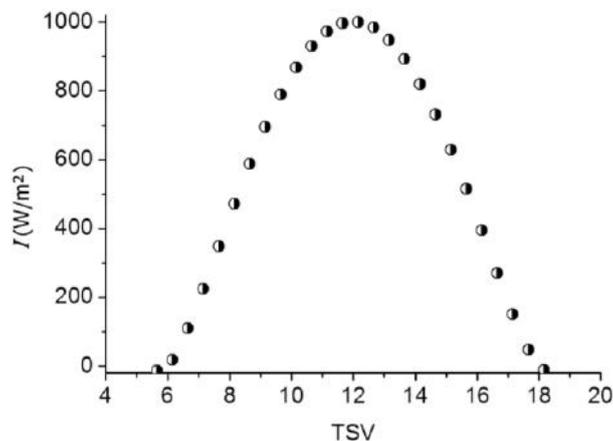


Figure III.14 : Éclairement direct sur un plan incliné (Simulation)

L'éclairement diffus du ciel est composé de:

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

$$\delta_d = I_o C_{is} \exp\left(-2.48 + \sin(h) + a - \sqrt{a^2 + 4b^2}\right)$$

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

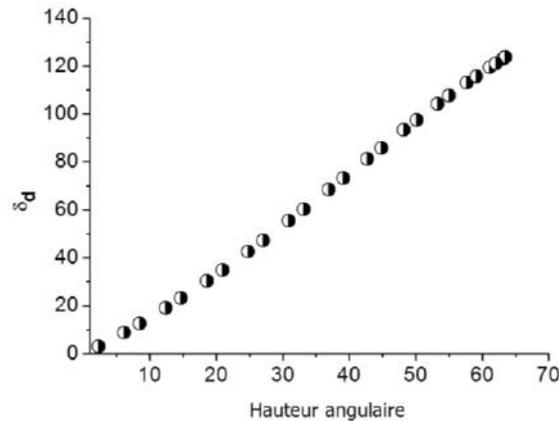


Figure III.15 : Composante directe

- La composante isotrope qui correspond à un ciel de luminance uniforme :

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

Où D : est le rayonnement diffus sur un plan horizontal

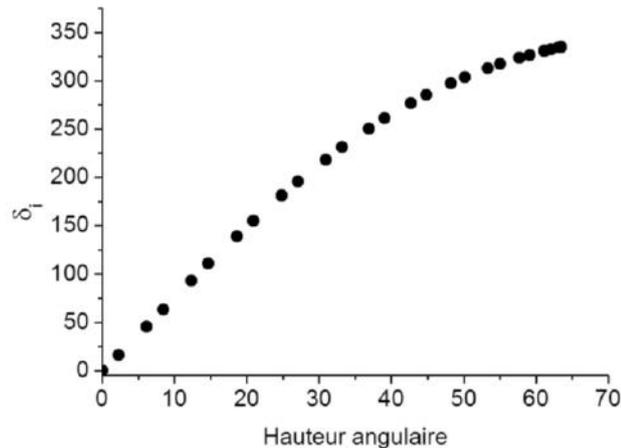


Figure III.16 : Composante isotrope

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

$$\delta_h = I_o C_{is} \frac{-0.02a}{a^2 + ab + 1.8} \exp(\sin(h))$$

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

$$a = \log(T_L^* - T_o) - 3.1 - \log(\sin(h))$$

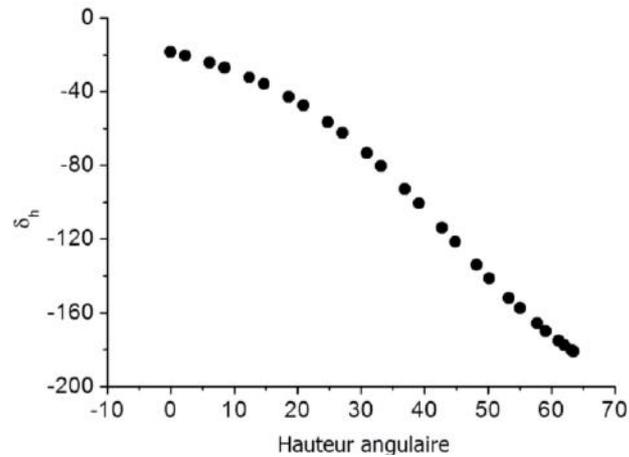


Figure III.17 : Composante du cercle de l'horizon

Le rayonnement diffus du ciel : est donné par:

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

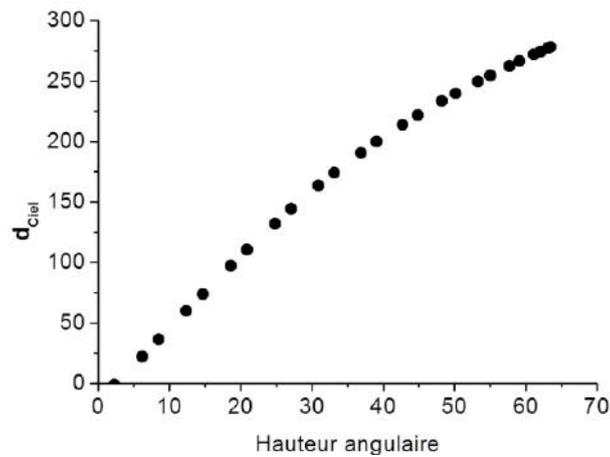


Figure III.18 : Rayonnement diffus du ciel

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

$$d_{sol} = \delta_d \frac{1 + \sin(\gamma)}{2}$$

Avec :

G : est l'éclairement global horizontal.

ρ : Albédo du sol et $\delta_d = \rho G$

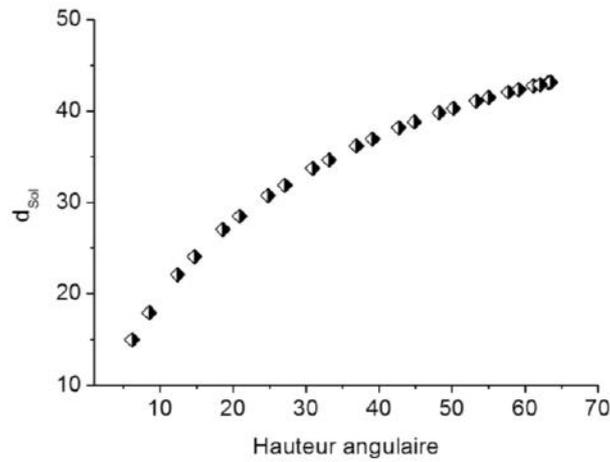


Figure III.19 : Rayonnement diffus du sol

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

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

L'éclairement diffus incident sur un plan incliné est donné par:

$$D = d_{ciel} + d_{sol} + \delta'_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2}$$

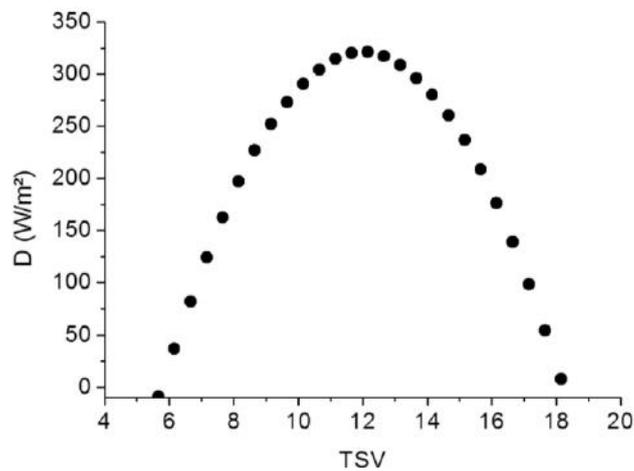


Figure III.20 : Éclairement diffus incident sur un plan incliné (Simulation)

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

$$G = I + D$$

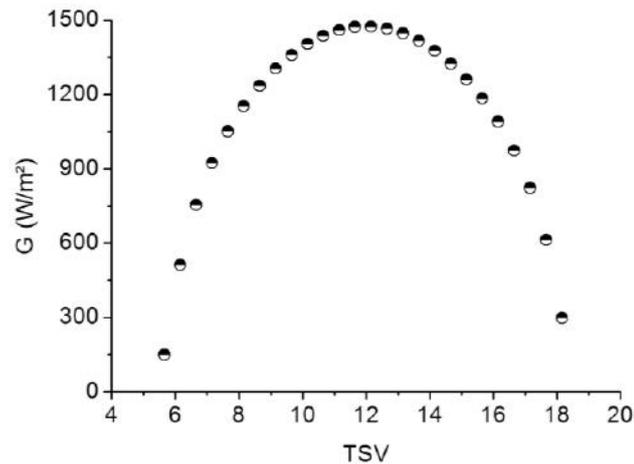


Figure III.21: Eclairage global incident (Simulation)

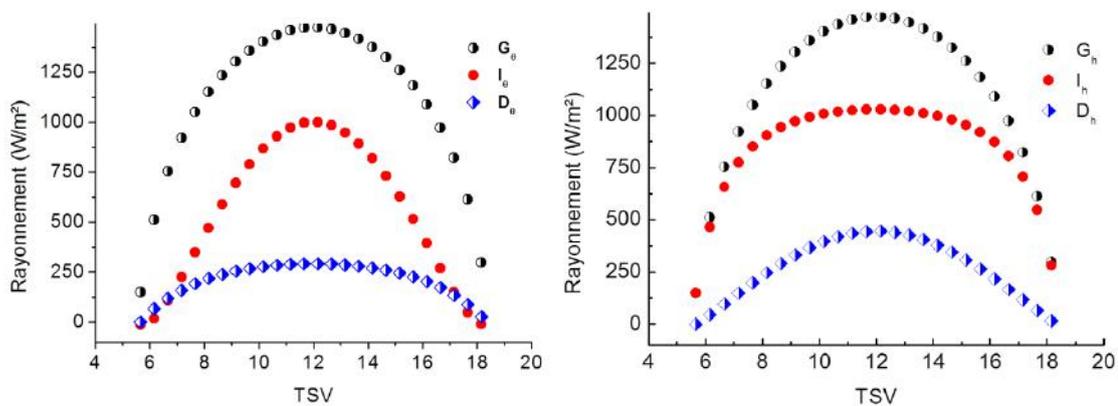


Figure III.22 : Rayonnements sur plan horizontal (G_h, I_h, D_h) et inclinée ($G_\theta, I_\theta, D_\theta$) (Simulation)

III.10.2 Méthode Semi-Empirique de Perrin Brichambaut [42]:

Les différentes composantes du rayonnement solaire varient en fonction de la hauteur du soleil, de l'angle d'incidence, des intempéries et de l'état de visibilité de l'atmosphère. La modélisation théorique des éclairagements solaires est très compliquée. Perrin Brichambaut a présenté une méthode empirique pour l'estimation de l'énergie reçue par un capteur d'orientation quelconque.

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

Pour un ciel clair, les éclairagements du rayonnement direct I, diffus D et global G reçus par un capteur sont donnés par les relations suivantes:

$$D = \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2}\right) D_H + \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2}\right) a^* G_H \text{ et } I = A \cos(i) \exp\left(-\frac{1}{B \sin(h+2)}\right)$$

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

$$G = I + D$$

Où D_H : Eclairage diffus reçu par une surface horizontale.

G_H : Eclairage global reçu par une surface horizontale.

a^* : Albédo du sol (coefficient de réflexion du sol).

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

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

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

Tableau III.2 : Paramètres décrivant l'état de l'atmosphère

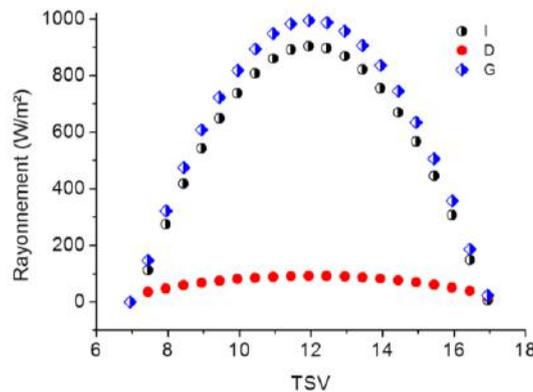


Figure III.23 : Rayonnements global, diffus et direct (Simulation)

III.10.3 Modèle de Kasten [43]

D'après cette approche et pour une surface inclinée d'un angle (β) par rapport à l'horizontale et orientée d'un angle (γ) par rapport au sud, l'éclairage direct I est donné par:

$$I(\beta, \gamma) = I_1 (\sin(\beta) \cos(h) \cos(a - \gamma) + \cos(\beta) \sin(h))$$

Avec :

a : l'azimut

h : la hauteur angulaire

- Estimation de l'éclairage solaire I_1 :

Pour estimer l'éclairage solaire I_1 , Kasten propose l'expression ci-dessous. Cette dernière tient compte du facteur de trouble atmosphérique T_L et du trajet optique atmosphérique m_h .

$$I_1 = (I_0)_{ext} \exp\left(-\frac{m_h \times T_L}{0.9m_h + 9.4}\right)$$

Avec:

$$(I_0)_{ext} = (\bar{I}_o)_{ext} \left(1 - \frac{\sin(\delta)}{11.7}\right)$$

$$(\bar{I}_o)_{ext} = 1353 \text{ W / m}^2$$

$$T_L = 2.5 + 16\beta_A + 0.5 \ln(w)$$

β_A : le coefficient d'angström

w : la hauteur d'eau condensable

Le tableau suivant, présente les valeurs de β_A et w pour trois états atmosphériques différents :

	β_A	w
Ciel pur	0.05	1
Ciel moyen	0.1	2
Ciel dégradé	0.2	5

Tableau III.3 : Valeurs du coefficient d'angström et de la hauteur d'eau condensable pour trois états atmosphériques [43]

La distance optique atmosphérique (la masse atmosphérique) est exprimée par la formule :

$$m_h = \frac{1 - 0.1Z}{\sin(h) + 0.15(h + 3.885)^{-1.253}}$$

Z étant l'altitude du lieu (Km)

L'éclairement diffus $D(\beta)$ est donné par la relation :

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

D_H : Le rayonnement diffus reçu par un plan horizontal donné par:

$$D_H = \frac{(I_o)_{ext}}{25} \sqrt{\sin(h)} [T_L - 0.5 - \sqrt{\sin(h)}]$$

G_H : Le rayonnement global reçu par un plan horizontal donné par:

$$G_H = (1270 - 56T_L) \sqrt{\sin(h)}^k$$

Avec : $k = \frac{T_L + 36}{33}$

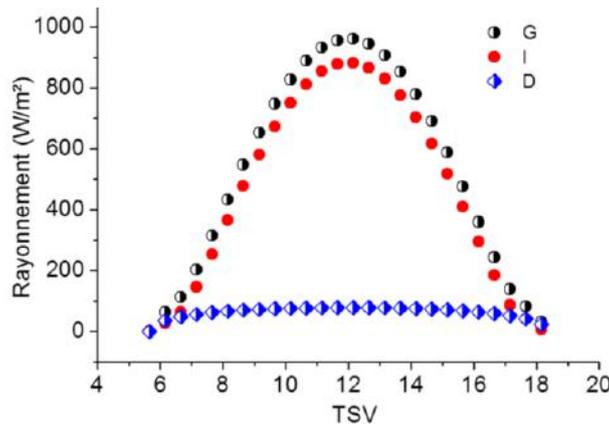


Figure III.24 : Rayonnement global, diffus et direct selon le modèle de Kasten dans le cas de ciel pur (Simulation)

A partir de la mesure de l'irradiation journalière globale G , on évalue l'irradiation journalière diffuse D par la corrélation de Collares-Pereira et Rabl [44]:

$$\begin{aligned}
 D &= 0.99G & K_T &\leq 0.17 \\
 D &= (1.188 - 2.72K_T + 9.473K_T^2 - 21.865K_T^3 + 14.648K_T^4)G & 0.17 < K_T &\leq 0.75 \\
 D &= (-0.54K_T + 0.632)G & 0.75 < K_T &\leq 0.80 \\
 D &= 0.2G & K_T &\geq 0.80
 \end{aligned}$$

Où $K_T = \frac{G}{G_o}$

G_H étant l'irradiation journalière sur un plan horizontal placé au-dessus de l'atmosphère

donnée : $G_H = 3.785 \times 10^4 \cos(\varphi)\cos(\delta) \left[\sin(\omega_l) - \frac{\pi\omega_l}{180} \cos(\omega_l) \right]$ [Kj/m²]

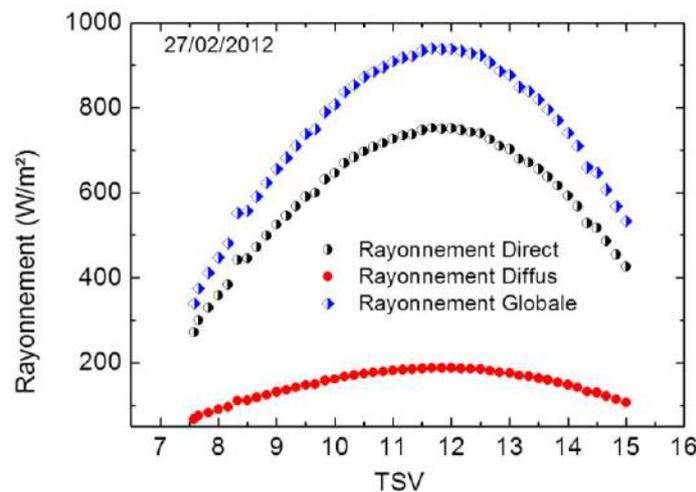


Figure III.25 : Rayonnement diffus et direct (Simulation)

III.11 Contribution à la modélisation du rayonnement solaire direct et diffus:

- Introduction :

Toute application de l'énergie solaire en un site donné nécessite une connaissance complète et détaillée de l'ensoleillement du site. Ceci est possible si on dispose de données réparties sur une durée suffisante. Cependant, dans la majorité des cas il n'existe pas de mesures locales d'ensoleillement et de flux solaire et on doit avoir recours à certaines méthodes approchées permettant de prédire les caractéristiques du rayonnement solaire.

- Principe de la démarche:

Ici l'idée principale consiste à adapter un modèle à des tests. Nous nous intéresserons au cas où le nombre d'observations est supérieur au nombre de paramètres. Ceci nous conduira à résoudre, suivant le choix du modèle, des systèmes linéaires ou non-linéaires surdéterminés.

La meilleure solution d'un système surdéterminé peut être définie de plusieurs façons; Etant donné les observations y , les variables indépendantes x et le modèle $f(x, \beta)$ avec β le vecteur paramètres, la solution retenue est celle correspondant à la solution du problème de minimisation telle que [45] : $\min_{\beta} \|f(x, \beta) - y\|^2$

Ceci est principalement utilisé en statistique. En analyse numérique on note le problème comme suit : $\min g(x) = \frac{1}{2} r(x)' r(x) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m r_i(x)^2$

Où $r(x)$ est le vecteur des résidus fonction des paramètres x .

Dans le cas linéaire le modèle s'écrit $Ax \approx b$ avec b sont les observations, A les variables indépendantes et x le vecteur paramètres. Le vecteur des résidus est dans ce cas :

$$r = Ax - b$$

Si on a un modèle non-linéaire $f(t_i, x)$, la fonction f est non-linéaire par rapport aux paramètres x . Les t_i sont les variables indépendantes et les y_i sont les observations. Le vecteur des résidus s'écrit alors : $r_i(x) = f(t_i, x) - y_i \quad i = 1, \dots, m$

La présente démarche consiste donc à proposer des modèles simples, basés sur les tests effectués sur une période bien déterminée. Ces modèles peuvent être utilisés pour les applications simples ou pour des utilisateurs spécialisés. Ils sont basés sur des régressions non linéaires en fonction la hauteur du soleil et l'angle horaire, déterminés par des corrélations écrites en fonction de l'irradiation directe et diffuse pour un plan incliné (45°) d'orientation sud.

III.11.1 Le principe de la régression [45]

- Régression linéaire: calcul des coefficients

Ajustement d'un modèle de type $y = Ax + b$ par la méthode des moindres carrés.

La prescription des moindres carrés s'écrit pour ce type de modèle

$$S = \sum_{i=1}^N (y_i - f(x_i, \theta))^2 = \sum_{i=1}^N (y_i - \alpha x_i - \beta)^2$$

Le minimum de cette expression est trouvé quand les deux dérivées partielles $\partial S/\partial \alpha$ et $\partial S/\partial \beta$ sont nulles:

$$\frac{\partial S}{\partial \alpha} = \sum_{i=1}^N 2(y_i - \alpha x_i - \beta)(-x_i) = 0$$

$$\frac{\partial S}{\partial \beta} = \sum_{i=1}^N 2(y_i - \alpha x_i - \beta)(-1) = 0$$

Ce qui donne le système d'équations suivantes:

$$\alpha \sum_{i=1}^N x_i^2 + \beta \sum_{i=1}^N x_i = \sum_{i=1}^N x_i y_i$$

$$\alpha \sum_{i=1}^N x_i + \beta = \sum_{i=1}^N y_i$$

Ce système d'équations peut être écrit sous la forme matricielle:

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N x_i^2 & \sum_{i=1}^N x_i \\ \sum_{i=1}^N x_i & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N x_i y_i \\ \sum_{i=1}^N y_i \end{bmatrix}$$

Ce qui admet comme solution:

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N x_i^2 & \sum_{i=1}^N x_i \\ \sum_{i=1}^N x_i & 1 \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N x_i y_i \\ \sum_{i=1}^N y_i \end{bmatrix}$$

Si on définit les sommes suivantes:

$$S_x = x_1 + x_2 + \dots + x_N$$

$$S_y = y_1 + y_2 + \dots + y_N$$

$$S_{xx} = x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_N^2$$

$$S_{xy} = x_1 y_1 + x_2 y_2 + \dots + x_N y_N$$

Les coefficients α et β sont ensuite calculés par:

$$\alpha = \frac{NS_{xy} - S_x S_y}{NS_{xx} - S_x S_x}$$

$$\beta = \frac{S_y - \alpha S_x}{N}$$

III.11.2 Principe de l'ajustement par la méthode des moindres carrés

La meilleure droite d'ajustement par la méthode des moindres carrés est celle pour laquelle la somme des carrés des distances des points représentatifs de la droite, mesurées parallèlement à l'axe des ordonnées, est la plus faible.

La méthode des moindres carrés a pour objectif d'ajuster les données statistiques par une droite de la forme $y = a x + b$.

Graphiquement, la droite d'ajustement des moindres carrés cherche à minimiser la somme des carrés des distances entre la valeur observée et la valeur ajustée :

$$S = \sum_{i=1}^N (y_i - f(x_i, \theta))^2 = \sum_{i=1}^N (y_i - \alpha x_i - \beta)^2 \quad \text{C'est-à-dire } S = \sum_{i=1}^N (M_i M_i')^2$$

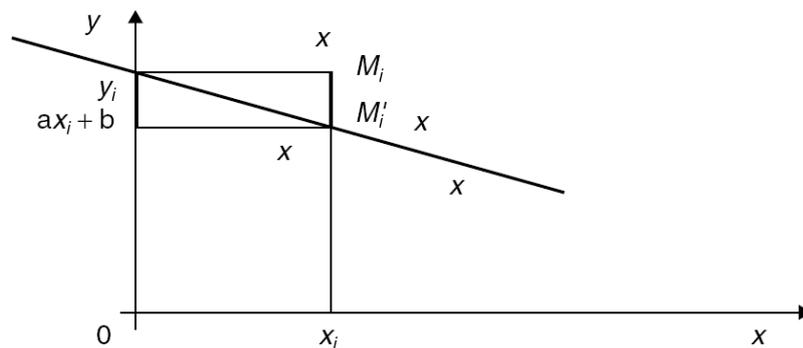


Figure III.26 : Droite d'ajustement [45]

Il s'agit de déterminer les paramètres a et b de la droite d'ajustement qui est de la forme $y = a x + b$.

Le coefficient directeur de la droite des moindres carrés a est obtenu ainsi :

– Première formule :

$$a = \frac{\sum_{i=1}^N x_i y_i - N \bar{x} \bar{y}}{\sum_{i=1}^N x_i^2 - N \bar{x}^2}$$

– Deuxième formule :

$$a = \frac{\text{cov}(x, y)}{V(x)}$$

La covariance observée est la moyenne des produits des écarts aux moyennes \bar{x} et \bar{y} :

$$\text{avec } \text{cov}(x, y) = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{N}$$

$$V(x) = \sum_{i=1}^N x_i^2 - N\bar{x}^2$$

– Troisième formule:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N X_i}{N} \text{ et } \bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^N Y_i}{N}$$

$$a = \frac{\sum_{i=1}^N X_i Y_i}{\sum_{i=1}^N X_i^2} \text{ avec } X_i = x_i - \bar{x}, Y_i = y_i - \bar{y}$$

Les fonctions non linéaires doivent être préalablement transformées afin que les principes de l'ajustement linéaire leur soient appliqués.

III.11.3 Modélisation du rayonnement diffus :

Dans cette étude, on propose des modèles basés sur des régressions non linéaires en fonction de la hauteur du soleil et de l'angle horaire, écrits en fonction de l'irradiation diffuse pour plusieurs jours de tests pour un plan incliné (45°) d'orientation sud:

Le rayonnement diffus en fonction de la hauteur du soleil et l'angle horaire peut être écrit sous la forme:

- **Modèle 1 :**

$$D = a^h \times \sin(b \times h)^b + c \times \exp(d \times \omega)$$

Où les constantes a, b, c, d, e et f sont tels que :

$$a = 83.545, b = 1.996, c = 82.275, d = -0.0193, R^2 = 0.799$$

- **Modèle 2 :**

$$D = a^h \times \sin(b \times h)^c + d \times \cos(e \times \omega)^f$$

Où les constantes a, b, c, d, e et f sont calculés à partir de la méthode des moindres carrés tels que :

$$a = 8.049, b = 0.323, c = 0.65, d = 148.606, e = 1.122, f = 0.751, R^2 = 0.849$$

III.11.4 Modélisation du rayonnement direct :

Les modèles établis sont basés sur des régressions non linéaires en fonction de la hauteur du soleil et de l'angle horaire écrits en fonction de l'irradiation directe pour plusieurs jours de tests pour un plan incliné (45°) d'orientation sud:

Le rayonnement direct en fonction de la hauteur du soleil et l'angle horaire peut être écrit sous la forme:

- **Modèle 1 :**

$$I = a \times \sin(b \times h) + c \times \cos(d \times \omega) + e \times \cos(h) \times \sin(\omega)$$

Où les constantes a, b, c, d, e et f sont calculés à partir de la méthode des moindres carrés tels que : $a = 503.825$, $b = 1.217$, $c = 189.54$, $d = 1.697$, $e = -66.456$, $R^2 = 0.874$

- **Modèle 2 :**

$$I = a \times h^b \times \sin(c \times h) \times \cos(d \times \omega)$$

Où les constantes a, b, c, d, e et f sont calculés à partir de la méthode des moindres carrés tels que : $a = 764.617$, $b = -0.268$, $c = 1.027$, $d = 0.799$, $R^2 = 0.86$

III.11.5 Modélisation du rayonnement global

Le modèle établi est basé sur des régressions non linéaires en fonction la hauteur du soleil et de l'humidité relative écrites en fonction de l'irradiation globale pour plusieurs jours de tests pour un plan incliné (45°) d'orientation sud:

$$G_{proposé} = 696.42 \times \left(\frac{h}{1.124}\right)^{1.124} + 1.751 \times \left(\frac{H_r}{1.24}\right)^{1.24} \quad R^2 = 0.837$$

III.12 Simulation des modèles:

Les résultats issus des modèles établis sont ci-dessous représentés:

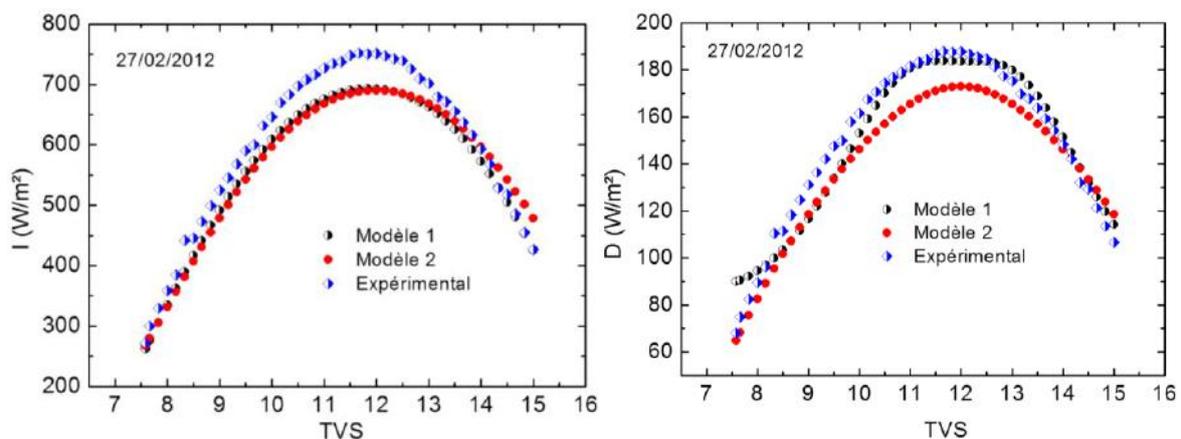


Figure III.27 : Rayonnement direct et diffus selon les modèles proposés (Simulation)

Les courbes ci-dessus représentent une comparaison entre les valeurs expérimentaux et les résultats issus des modèles établis relatifs au rayonnement solaire direct et diffus. Comparés aux résultats expérimentaux ces modèles s'avèrent adéquats. Dans le chapitre V sont présentés les résultats obtenus pour d'autres jours.

III.12.1 Modélisation de la température ambiante :

- Introduction :

Dans la plupart des cas, la température ambiante est prise comme étant la valeur moyenne. Son évolution du lever au coucher du soleil est marquée par des valeurs minimales au lever et au coucher et une valeur maximale au milieu de la journée. Ce sont les seules valeurs données par les stations météorologiques. La modélisation de la température de l'air utilisé généralement comme fluide caloporteur dans les capteurs solaires est d'une importance primordiale.

- Modèles existants:

Généralement les stations météorologiques nous fournissent les valeurs minimale et maximale enregistrées la journée considérée. Ceci n'est pas suffisant pour suivre son évolution surtout que beaucoup de phénomènes de transferts de chaleur y sont liés. Elle-même est liée étroitement à la température rayonnante de la voûte céleste (température du ciel). Ceci aurait une influence. En effet, pour les sites situés en altitudes, les pertes thermiques doivent être prises en considération. La température équivalente de l'air ambiant, peut être calculée d'après l'expression suivante [46]:

$$T_{eq} = \frac{(T_a \times h_{cve} + T_{ciel} \times h_{rve})}{H_{ve}}$$

où : T_a est la température ambiante de l'air

h_{cve} : est le coefficient de pertes thermiques par convection entre la face avant du capteur et le milieu extérieur.

h_{rve} : est le coefficient de pertes thermiques par rayonnement entre la face avant du capteur et le milieu extérieur.

$$T_{ciel} = \left[T_a^4 - \frac{R}{s} \right]^{0.25}$$

Dans cette expression, R représente le flux net de rayonnement échangé par le fluide pour les basses longueurs d'ondes, souvent mesuré par les stations météorologiques (appelé parfois R4), et qui dépend sensiblement de l'altitude. Si cette mesure n'est pas disponible la valeur de la température du ciel (T_{ciel}) est calculée par la loi de Swinbank:

$$T_{\text{ciel}} = 0,0552 \cdot T_a^{1.5}$$

- **Modèle théorique :**

L'évolution théorique de la température ambiante peut être modélisée par l'équation :

$$T_e(t) = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}}{2} + \left(\frac{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}}{2} \right) \cos\left(\frac{2\pi t}{\Delta t}\right)$$

Dans ce modèle la température maximale est atteinte à midi solaire vrai où la densité du flux est maximale. Ce modèle ne correspond pas à la réalité car on considère que la température maximale n'est atteinte à midi solaire thermique qui correspond à l'instant du midi solaire vrai plus 1/8 de la durée du jour solaire (Δt) [26]. Cela est dû en majorité à l'inertie thermique du sol, l'équilibre thermique entre le milieu ambiant et le sol.

- **Modèle corrigé [46]:**

Le modèle théorique a été remplacé par un modèle qui introduit la notion du "midi solaire thermique" où la température ambiante atteint sa valeur maximale. Vu les échanges radiatifs nocturnes, la température ambiante atteint sa valeur minimale au lever du soleil et enfin au coucher, dans ce modèle la température ambiante est prise comme étant la température moyenne. Ainsi la température ambiante peut être modélisée par :

$$T_e(t) = \frac{T_{\text{max}} + T_{\text{min}}}{2} + \left(\frac{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}}{2} \right) \cos\left(\frac{2\pi\left(t - 12 - \frac{\Delta t}{8}\right)}{\Delta t}\right)$$

- **Modèle d'Idliman [47]:**

Dans ce modèle, la température ambiante est évaluée selon l'expression suivante:

$$T_{ab} = T_1 + T_2 \cos[(14 - tsv) \cdot \pi / 12] + 273.15$$

Avec :

$$T_1 = (T_{\text{max}} + T_{\text{min}}) / 2$$

$$T_2 = (T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) / 2$$

T_{max} et T_{min} sont les températures ambiantes maximale et minimale au cours de la journée

- **Modèle proposé:**

La température ambiante en fonction du temps est modélisée en se basant sur les valeurs de T_{min} et T_{max} données préalablement et en utilisant une interpolation de Lagrange, comme suit:

	Lever du soleil	Midi solaire	Coucher du soleil
$Y=T_{am} (°C)$	T_{min}	T_{max}	$T_{moy}=(T_{min}+ T_{max})/2$
$X=t (heure)$	t_l	12	t_c

Tableau III.4. Distribution les champs de températures selon la duré de l'éclairement solaire
Principe de l'interpolation de Lagrange [48]

- Base de Lagrange

Soit x_0, x_1, \dots, x_n $n + 1$ réels donnés distincts. On définit $n + 1$ polynômes l_i pour $i = 0$ a n par

$$l_i = \frac{(x - x_0)(x - x_1) \dots (x - x_{i-1})(x - x_{i+1}) \dots (x - x_n)}{(x_i - x_0)(x_i - x_1) \dots (x_i - x_{i-1})(x_i - x_{i+1}) \dots (x_i - x_n)}$$

Le numérateur est un produit de n termes $(x-x_k)$ et est donc un polynôme de degré n . Le dénominateur est une constante. On a donc

- l_i est un polynôme de degré n
- $l_i(x_k) = 0$ si $i \neq k$ et $0 \leq k \leq n$
- $l_i(x_i) = 1$.

Réciproquement, pour i fixe, il existe un unique polynôme l_i vérifiant les trois propriétés précédentes. Supposons qu'il y en ait deux l_i et p_i , alors $l_i - p_i$ est un polynôme de degré au plus n et ayant $n + 1$ racines distinctes x_0, \dots, x_n , c'est donc le polynôme nul. Les polynômes $l_i(x)$ sont les polynômes de Lagrange de $R_n[X]$ associés aux points x_0, \dots, x_n .

Proposition: Les polynômes $l_0(x), l_1(x) \dots, l_n(x)$ forment une base de $R_n[X]$.

Il suffit de montrer que ce système de polynômes est libre, puisqu'il est formé de $n+1$ éléments d'un espace de dimension $n+1$; supposons qu'il existe $n+1$ réels $\alpha_0, \dots, \alpha_n$

En se basant sur ce principe la variation de la température ambiante en fonction du temps est modélisée sous la forme :

$$T_{am} = \zeta \times \psi \times \frac{T_{min}}{2} + \nu \times T_{max} \quad \text{Tels que: } \zeta = \left((tsv - t_l) \times \left(\frac{15}{\omega_l} \right)^2 \right) \times \left(\frac{\omega}{15} \right)$$

$$, \psi = \left(0.5 + \left(\frac{(tsv - t_c)}{(tsv - t_l)} \right) \right) \quad \nu = \left(\frac{\omega}{60} \times \left(\frac{15}{\omega_l} \right)^2 \times (tsv - t_l) - (tsv - t_c) \right)$$

Pour la journée du 15/05/2012, son évolution, selon différents modèles y compris celui proposé est comparée à son évolution expérimentale. La figure ci-dessous regroupe les courbes relatives à ces modèles.

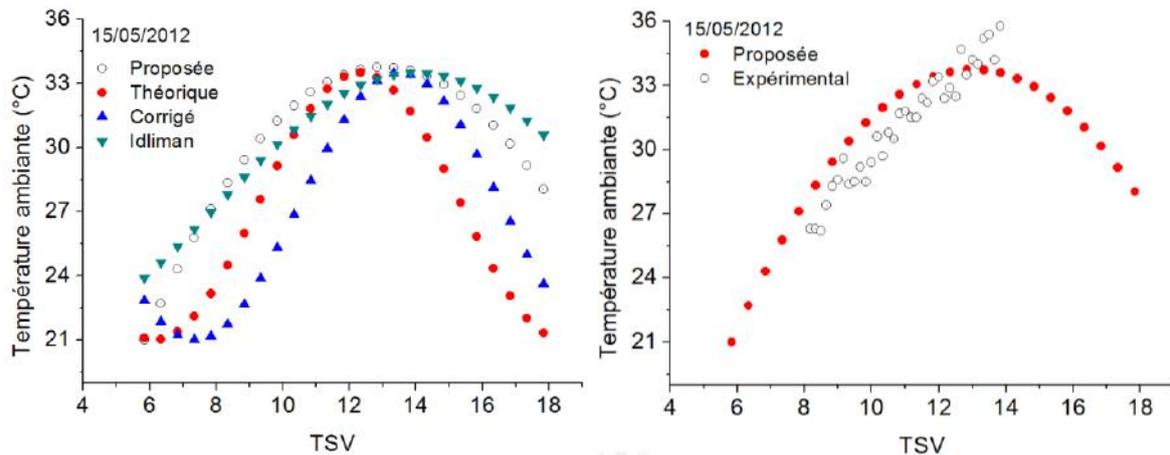


Figure III.28 : Variation journalière de la température ambiante de l'air (Simulation)

L'ensemble des résultats obtenus est présenté dans le chapitre V.

III.12.2 Modélisation des coefficients de transfert de la chaleur:

Le principe de modélisation consiste à écrire les bilans énergétiques de chaque élément constituant le capteur ; absorbeur, vitre, isolant et fluide caloporteur. Plusieurs modèles sont rencontrés. Deux approches de modélisation sont rencontrées également. Une approche globale qui consiste à écrire le bilan énergétique global pour chaque élément du capteur et une approche élémentaire (détaillée) pour laquelle les bilans sont écrits pour les tranches élémentaires des composants du capteur.

Modes des échanges dans un capteur solaire plan :

Toute surface chaude constituant le capteur solaire, échange de la chaleur avec l'environnement soit par rayonnement ou soit par convection. Le capteur solaire est donc le siège de déperditions thermiques:

La convection existe entre le capteur et l'environnement, ce sont les pertes avant et arrière dues au vent. Elle existe à l'intérieur du capteur entre le fluide caloporteur et l'absorbeur, la plaque isolante, ainsi qu'au niveau de la lame d'air située entre le vitrage et l'absorbeur.

Les échanges radiatifs s'effectuent entre la vitre et la voûte céleste, la vitre et l'absorbeur, entre l'absorbeur et la plaque isolante parfois en acier galvanisé et enfin entre le capteur et le sol. La conduction est dominante au niveau des pertes arrière à travers l'isolation qui est considérée comme une structure multiple.

- Equilibre thermique de la plaque métallique isolante (indice : pl) :

$$(T_f - T_{pl})h_{cpl-f} + (T_p - T_{pl})h_{rp-pl} - (T_{pl} - T_{is})h_d = 0$$

- Equilibre thermique de la plaque isolante externe à l'arrière du capteur (indice : is) :

$$(T_{pl} - T_{is})h_d - (T_{is} - T_{am})h_{c-v} - (T_{is} - T_s)h_{ris-s} = 0$$

L'ensemble est donné sous la forme du système d'équations suivant:

$$\begin{cases} (T_v - T_{ab})h_{c-v} + (T_v - T_c)h_{rv-c} + (T_v - T_s)h_{rv-s} + (T_p - T_v)\{-h_{c-nat}/2 - h_{rp-v}\} = \alpha_v \cdot I_t \\ (T_p - T_v)\{h_{c-nat}/2 + h_{rp-v}\} + (T_p - T_f)h_{cp-f} + (T_p - T_{pl})h_{rp-pl} = \tau_v \cdot \alpha_p \cdot I_t \\ (T_p - T_f)h_{cp-f} - (T_f - T_{pl})h_{cpl-f} = dQu/(l \cdot dx) \\ (T_f - T_{pl})h_{cp-f} + (T_p - T_{pl})h_{rp-pl} - (T_{pl} - T_{is})h_d = 0 \\ (T_{pl} - T_{is})h_d - (T_{is} - T_{am})h_{c-v} - (T_{is} - T_s)h_{ris-s} = 0 \end{cases}$$

C'est un système de cinq équations à cinq inconnus où les différents coefficients de transfert thermiques sont évalués à partir des expressions qui sont données dans la section qui suit.

$$\begin{cases} a_v T_v + b_v T_p + c_v T_f + d_v T_{pl} + e_v T_{is} = C_v \\ a_p T_v + b_p T_p + c_p T_f + d_p T_{pl} + e_p T_{is} = C_p \\ a_f T_v + b_f T_p + c_f T_f + d_f T_{pl} + e_f T_{is} = C_f \\ a_{pl} T_v + b_{pl} T_p + c_{pl} T_f + d_{pl} T_{pl} + e_{pl} T_{is} = C_{pl} \\ a_{is} T_v + b_{is} T_p + c_{is} T_f + d_{is} T_{pl} + e_{is} T_{is} = C_{is} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} a_v & b_v & c_v & d_v & e_v \\ a_p & b_p & c_p & d_p & e_p \\ a_f & b_f & c_f & d_f & e_f \\ a_{pl} & b_{pl} & c_{pl} & d_{pl} & e_{pl} \\ a_{is} & b_{is} & c_{is} & d_{is} & e_{is} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_v \\ T_p \\ T_f \\ T_{pl} \\ T_{is} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_v \\ C_p \\ C_f \\ C_{pl} \\ C_{is} \end{bmatrix}$$

Pour résoudre le système $\mathbf{AT}_i = \mathbf{C}_i$, la méthode de résolution numérique de Gauss Seidel itérative est considérée.

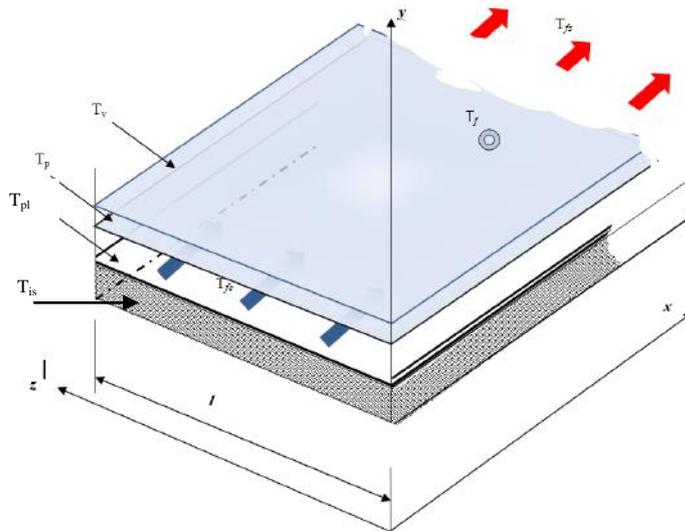


Figure III.30 : Schéma des échanges thermiques dans les composants (capteur à canal lisse)

III.12.4 Evaluation des coefficients d'échanges

Ces coefficients dépendent des propriétés thermo-physiques des composants du capteur solaire, de sa géométrie de conception, de la nature de l'écoulement du fluide et de la qualité de contact entre l'absorbeur et l'air. Ils dépendent également de la température de mélange du fluide, de la température du solide (absorbeur) et de la température ambiante.

a- Transferts convectifs :

- *Transfert dû au vent* : Ce coefficient est défini comme étant fonction linéaire de la vitesse du vent : $h_{c_v} = a_0 + a_1.V_V$

Avec : V_V : la vitesse du vent et a_0, a_1 : des coefficients ;

Il est à noter d'après cette expression qu'avec un vent de vitesse nulle l'échange existe. Des travaux expérimentaux ont montrés que son influence sur un capteur solaire incliné n'a de sens que si elle est comprise entre 0 et 3 m/s. Plusieurs études utilisent la formulation de McAdamset Woertz. H [50] représentée par $h_{c_v} = 5,67 + 3,86.V_V$

La figure ci-dessous montre sa variation en fonction de la vitesse du vent:

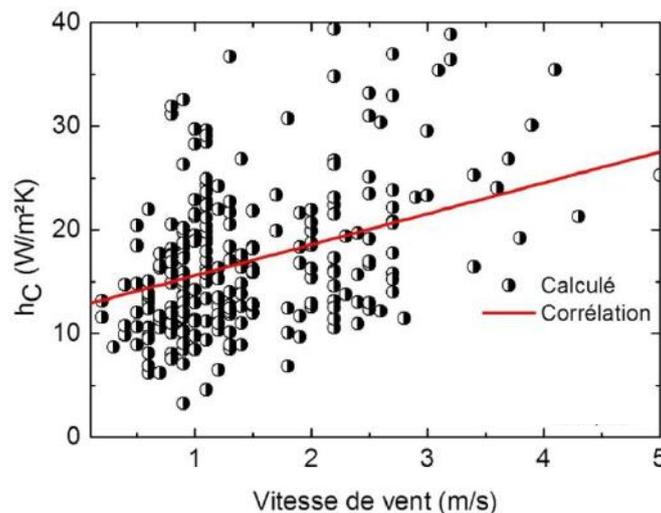


Figure III.31 : Coefficient d'échange par convection avec le vent (Simulation)

- Entre la vitre et l'absorbeur :

L'échange entre la vitre et l'absorbeur, à travers la lame d'air immobile est une convection naturelle, le coefficient d'échange convectif est donné par l'expression [26]:

$$h_{c_nat} = 1,42 \cdot \left\{ \frac{(T_p - T_{am}) \cdot \sin(\beta)}{L} \right\}^{1/4}$$

Avec :

T_p : Température de l'absorbeur en K

T_{am} : Température de milieu ambience en K

β : Inclinaison du capteur par rapport au sol.

L : Dimension, du capteur, selon laquelle s'effectue l'écoulement du fluide caloporteur [m]

Les mesures effectuées ont permis d'évaluer sa variation;

Pour calculer ce coefficient, plusieurs corrélations ont été proposées, mais la plus utilisée dans la littérature est celle recommandée par Hollands et al (1976) (K. S. ONG (1995) et A.Benkhelifa (1998)). Cette corrélation donne le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison du capteur (pour un angle d'inclinaison qui varie entre 0° et 75°) comme suit :

$$\overline{Nu} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708 \times \sin(1.8\beta)^{1.6}}{Ra \times \cos(\beta)} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \times \cos(\beta)} \right]^+ - \left[\left(\frac{Ra \times \cos(\beta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+$$

avec $Ra = \frac{\beta \times g \times \Delta T \times L^3 \times Pr}{\nu^2}$ et $\overline{Nu} = \frac{h_{c_nat} K}{e}$

Le signe (+) signifie que le terme entre crochet et pris égale à zéro lorsque sa valeur est négative. Pour une journée quelconque, sa variation est donnée par le modèle établi comme suit:

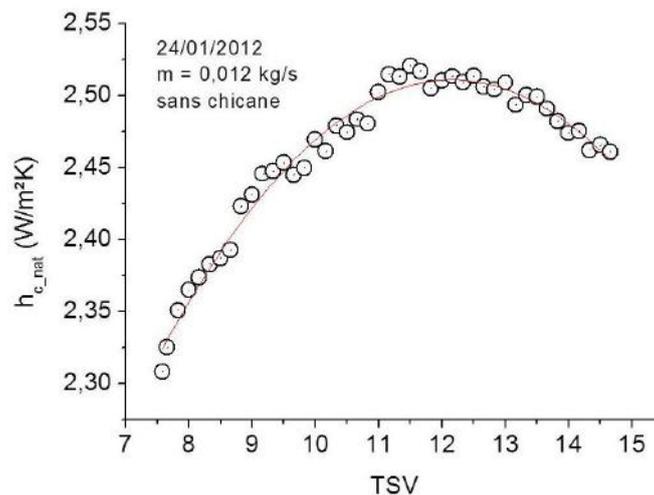


Figure III.32 : Variation du coefficient d'échange vitre-l'absorbeur (simulation)

- Caractéristiques de fluide caloporteur :

$$\rho = \frac{353}{T_f + 273}$$

$$\kappa = 7.57 \times 10^{-5} \times T_f + 0.0242$$

$$\mu = 10^{-5} \times (0.0146 \times T_f + 1.7176)$$

$$\alpha = 10^{-5} \times (0.0146 \times T_f + 1.8343)$$

$$Pr = -2.54 \times 10^{-5} \times T_f + 0.7147$$

- Echange dans la veine d'air mobile :

La vitesse du fluide intervient pour déterminer le type de corrélation possible ; selon que l'écoulement est forcé ou naturel et selon la géométrie de passage du fluide caloporteur (avec ou sans chicane). Duffie et Backman [51] ont proposés des corrélations pour le calcul du coefficient de transfert convectif dans le cas des absorbeurs sans ailettes :

- Dans le domaine laminaire : $Re < 2100$

$$Nu = 3,66 + 0,085.Gz / (1 + 0,047.Gz^{2/3}) \quad ; \text{ Pour } Gz < 100$$

$$Nu = 0,116.Gz^{1/3} + 0,87.(1 + 0,045.Gz^{1/3}) \quad ; \text{ Pour } Gz > 100$$

- Dans la zone de transition : $2100 < Re < 10000$

$$Nu = 0,116.(Re^{2/3} - 125). \left\{ 1 + (D_H / L)^{2/3} \right\} Pr^{1/3}$$

- Dans le domaine turbulent : $Re > 10000$

$$Nu = 0,018.Re^{0,8} . Pr^{0,4}$$

Où:

$$Re = \frac{\rho_f}{\mu_f} V_f . D_H \quad : \text{ Le nombre de Reynolds}$$

$$Pr = \frac{\mu_f}{k_f} . Cp \quad : \text{ Le nombre de Prandtl}$$

μ_f : La viscosité dynamique du fluide en $[kg/(m.s)]$

k_f : La conductivité du fluide en $[W/(m.K)]$

ρ : La masse volumique du fluide en $[kg/m^3]$

Cp : La capacité calorifique massique du fluide à pression constante en $[J/(kg.K)]$

$Gz = Re.Pr.D_H/L$: Le nombre de Graetz

L : Dimension caractéristique [m] .

Il est aussi possible d'utiliser aussi la corrélation établie par Kays [52]:

$$Nu = 0,0158.Re^{0,8}$$

Avec :

$L/D_H > 10$: Pour un absorbeur sans chicane.

$X_{ch}/D_H > 10$: Pour un absorbeur avec chicane

Manglik et Bergles (1995), rapportée par [53] ont recommandé pour le cas des absorbeurs munis d'ailettes de passer par le facteur de Colburn " J'' " qui prend en considération le régime d'écoulement à travers le nombre de Reynolds et la géométrie de l'ailette.

$$J = 0,6522 . Re^{-0,5403} . \alpha^{-0,1541} . \delta^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \left\{ 1 + 5,269 . 10^{-5} . \alpha^{0,504} \delta^{0,456} \gamma^{-1,055} \right\}^{1/10}$$

Où : $J = \frac{Nu}{Re . Pr^{1/3}}$ Pour $120 < Re < 10000$ et $h_{cp_f} = \frac{Nu . k_f}{D_H}$

Avec :

$Pr \approx 0,66$ à $0,7$ pour l'air comme fluide caloporteur

$\alpha = b/a$

$\delta = c/Xch$

$\gamma = c/b$

- Echange convectif entre le fluide caloporteur et la plaque isolante :

Il est du même type que celui entre le fluide et l'absorbeur. Dans certaines hypothèses de calcul, on peut les confondre, mais en réalité il est plus faible:

$$h_{cp\ l_f} = h_{cp_f} ; \text{ en } [W/(m^2 . K)]$$

Evaluation de la vitesse d'écoulement du fluide :

Comme le débit est connu on peut calculer la vitesse moyenne débitante grâce à

l'équation de continuité : $V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f . A_f} ; [m/s]$

Avec :

\dot{m} : Débit massique $[kg/s]$

ρ_f : Masse volumique du fluide caloporteur $[kg/m^3]$

A_f : Section de passage du fluide en $[m^2]$

Le calcul de la section de passage A_f dépend du type de la géométrie de passage dans le capteur solaire:

- Capteur sans ailettes :

$A_f = l . e$; où l et e sont les dimensions de la section de passage du fluide.

- Capteur muni de chicanes rectangulaires: $A_f = l . e - \frac{l}{b+c} . c . (a + b + \frac{3}{2} . c)$

La courbe suivante montre sa variation en fonction du débit.

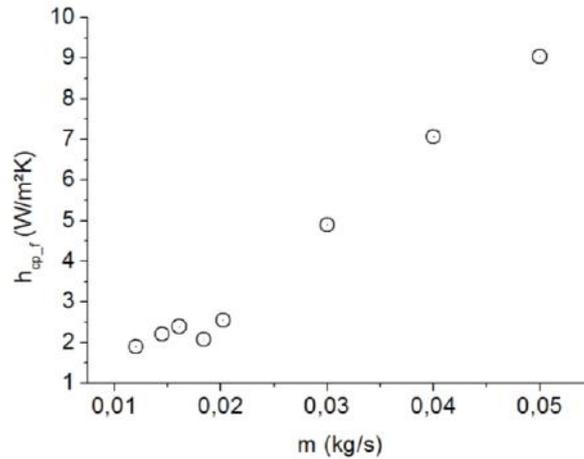


Figure III.33 : Variation du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur-fluide (simulation)

- Transferts radiatifs:

Les éléments constituant les capteurs plans à air (vitrage, absorbeur et isolation) ont le plus souvent une forme rectangulaire. Toutes ces surfaces sont parallèles et les distances qui les séparent sont faibles. Le facteur de forme pour ce cas est pris égal à 1. Le coefficient d'échange radiatif est souvent donné par l'expression suivante [54]:

$$h_r = \frac{\sigma \cdot (T_1 + T_2) \cdot (T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1.2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)}$$

Avec :

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$: Constante de Stephan Boltzmann [$W/(m^2 \cdot k^4)$]

T_1 et T_2 : Températures des plaques [K]

ε_1 et ε_2 : Emissivités des plaques d'échange

$F_{1.2}$: Facteur de forme

S_1 et S_2 : Surfaces des plaques [m^2]

- Echange radiatif entre la vitre et la voûte céleste :

Ce coefficient d'échange rapporté par [54] est donné par :

$$h_{rv_c} = \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \cdot (T_v + T_c) \cdot (T_v^2 + T_c^2)$$

Avec :

ε_v : Emissivité du vitrage

T_v : Température de la vitre [K]

T_c : Température équivalente du ciel donnée par la relation de Swinbank: $T_c = 0,0552 \cdot T_{ab}^{3/2}$

β : Inclinaison

Les tests effectués ont permis d'évaluer l'évolution de ce coefficient pour la journée du 19/02/2012 à travers la figure ci-dessous:

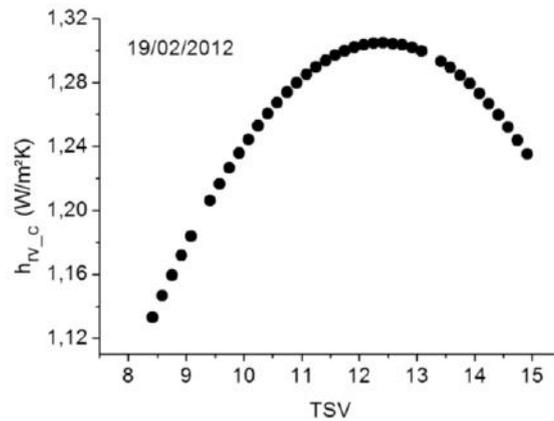


Figure III.34 : Echange radiatif entre la vitre et la voûte céleste

- Echange radiatif entre la vitre et l'absorbeur :

Ce coefficient peut être calculé par l'expression [54]:
$$h_{rp-v} = \frac{\sigma \cdot (T_v + T_p) \cdot (T_v^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{p-v}} - 1}$$

Avec :

ϵ_v : Emissivité de la vitre vers l'absorbeur

ϵ_{p-v} : Emissivité de la surface mate de l'absorbeur vers la vitre

T_p : Température de l'absorbeur en [K]

Les tests effectués ont permis d'évaluer sa variation pour la journée du 19/02/2012 à travers la figure ci-dessous:

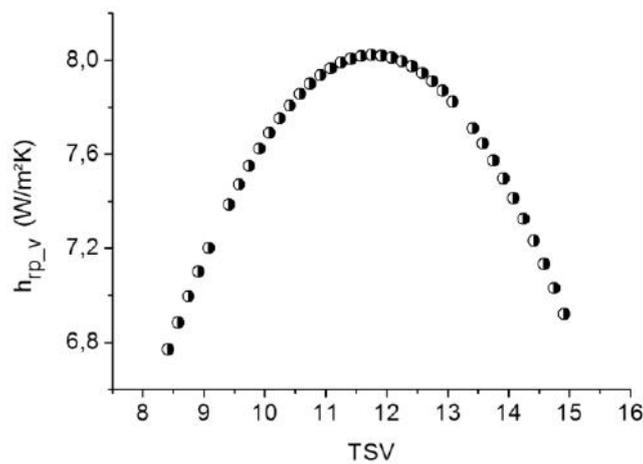


Figure III.35 : Echange radiatif entre la vitre et l'absorbeur

- Echange radiatif entre la vitre et le sol :

Ce coefficient peut être calculé par l'expression ci dessous [55]:

$$h_{rv_s} = \sigma \cdot \varepsilon_v \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) \cdot (T_v + T_s) \cdot (T_v^2 + T_s^2)$$

Avec :

T_s : Température du sol en [K]

Les tests effectués ont permis d'évaluer sa variation pour la journée du 19/02/2012 à travers la figure ci-dessous:

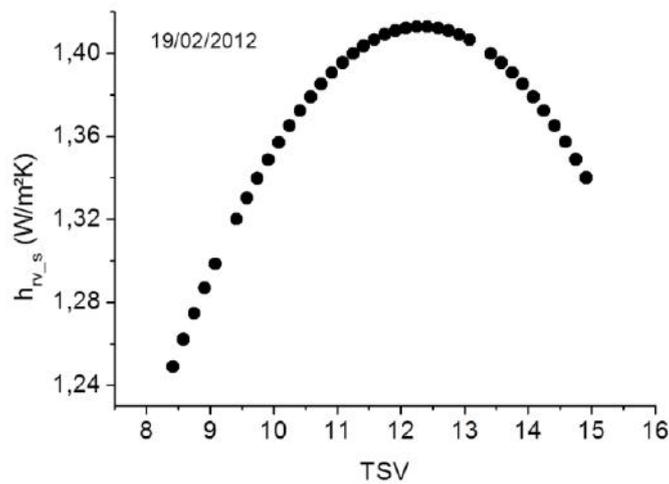


Figure III.36 : Echange radiatif entre la vitre et le sol

- Echange radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant :

Ce coefficient peut être calculé par l'expression [55]:

$$h_{rp_pl} = \frac{\sigma \cdot (T_{pl} + T_p) \cdot (T_{pl}^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{p_pl}} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1}$$

Avec :

ε_{p_pl} : Emissivité de l'absorbeur coté plaque métallique

ε_{pl} : Emissivité de la plaque métallique coté absorbeur

T_{pl} : Température de la plaque métallique placée sur l'isolation en [K]

Les tests effectués ont permis d'évaluer sa variation pour la journée du 19/02/2012 à travers la figure ci-dessous:

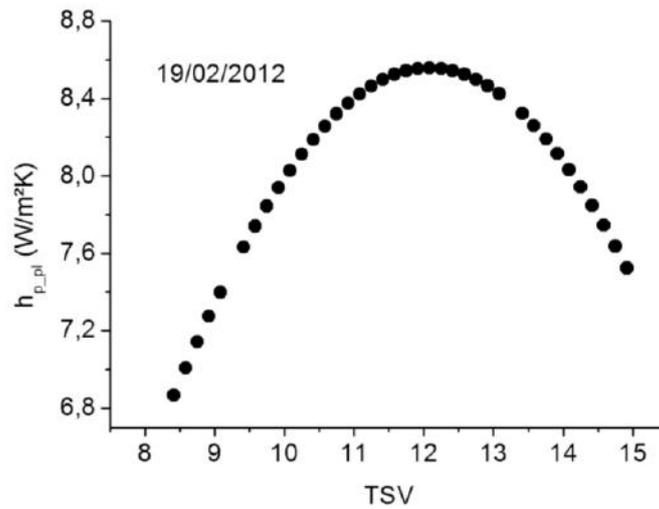


Figure III.37 : Echange radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique

- Echange radiatif entre l'isolant (à l'arrière du capteur) et le sol: Ce coefficient est donné par l'expression ci dessous [55]:

$$h_{ris-s} = \frac{1}{2} \cdot \sigma \varepsilon_{is} [1 + \cos(\pi - \beta)] (T_{is} + T_s) \cdot (T_{is}^2 + T_s^2)$$

Avec :

ε_{is} : Emissivité de la plaque arrière isolante du capteur

T_{is} : Température de la plaque arrière isolante [K].

III.12.5 Coefficients des pertes avant, arrière et globale :

- **Coefficient des pertes à l'avant du capteur solaire:** Pour le cas où le fluide caloporteur ne fait qu'une passe et si on ne tient compte que de l'effet du vent et de la radiation de la vitre avec la voûte céleste, le coefficient des pertes avant de la vitre s'écrit: $U_{av,l} = h_{c-v} + h_{rv-c}$

- **Coefficient global des pertes :** Ce coefficient englobe toutes les pertes à l'avant et à l'arrière du capteur et s'écrit: $U_L = U_{av} + U_{ar}$

Parfois si on doit tenir compte de tous les échanges y compris les échanges radiatifs internes au capteur et dans le cas où le fluide caloporteur s'écoule sous l'absorbeur, le coefficient des pertes globales est donné par l'expression suivante [7]:

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(h_{cp-f} \cdot h_{cpis-f} + h_{cp-f} \cdot h_{rp-pl} + h_{cpis-f} \cdot h_{rp-pl}) + U_{av} \cdot U_{ar} \cdot (h_{cp-f} + h_{cpis-f})}{h_{cp-f} \cdot h_{rp-pl} + h_{cpis-f} \cdot U_{av} + h_{cpis-f} \cdot h_{rp-pl} + h_{cp-f} \cdot h_{cpis-f}}$$

Le coefficient U_L peut être dans certains cas simplifiée est devient :

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(h_{cp-f} + 2.h_{rp-pl}) + 2.U_{av}.U_{ar}}{U_{av} + 2.h_{rp-pl} + h_{cp-f}}$$

En tenant compte des températures de l'absorbeur, celle du milieu ambiant, du nombre de vitre installées, de l'effet du vent, des émissivités (de l'absorbeur vers la vitre et de la vitre vers le ciel en fonction de l'angle d'inclinaison du capteur) et de l'inclinaison du capteur, Klein [56] propose de calculer le coefficient des pertes avant de l'absorbeur par l'expression suivante:

$$U_{av} = \left[\frac{1}{N_c \left[\frac{C}{T_{pm}} \left(\frac{T_{pm} - T_{ab}}{N_c + f} \right)^e \right] + \frac{1}{h_{c-v}}} \right] + \frac{\sigma \cdot (T_{pm} + T_{ab}) \cdot (T_{pm}^2 + T_{ab}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{p,\beta} + 0,05 \cdot N_c \cdot (1 - \varepsilon_{p,\beta})} + \frac{2 \cdot N_c + f - 1}{\varepsilon_{v,\beta}} - N_c}$$

Avec :

T_{pm} : Température moyenne de l'absorbeur [K]

T_{ab} : Température ambiante [K]

$\varepsilon_{p,\beta}$: Emissivité de l'absorbeur coté vitre évalué à partir de l'angle d'inclinaison β

$\varepsilon_{v,\beta}$: Emissivité de la surface externe de la vitre évaluée à partir de l'angle β

N_c : Nombre de vitres

$E = 0,43 \cdot (1 - 100/T_{pm})$; en général $e \approx 0,33$

$C = 365,9 \cdot (1 - 0,00883 \cdot \beta + 0,00012 \cdot \beta^2)$

Le paramètre (C) tient compte de l'influence de l'angle β sur le coefficient de convection de la lame d'air immobile.

f : Facteur correctif tenant compte de l'effet du vent

$f = (1 - 0,04 \cdot h_{c-v} + 0,0005 \cdot h_{c-v}^2) (1 + 0,091 \cdot N_c)$

L'équation ci-dessus est valable pour :

$47^\circ C < T_{pm} < 147^\circ C$; $-13^\circ C < T_{ab} < 37^\circ C$; $0,1 < \varepsilon_{v,\beta} < 0,95$

$0 < \beta < 90^\circ$; $V_v < 10 \text{ m/s}$; $1 < N_c < 3$

- **Coefficient des échanges conductifs face arrière:** Les pertes sont dues à la conduction à travers les couches isolantes:

- La plaque métallique (si elle est installée).
- La couche de la laine de verre ou du polystyrène, ou les deux à la fois.
- La plaque du bois (ou autre) qui se trouve à l'arrière du capteur.

Ce coefficient peut être calculé par [57]:

$$U_{ar} = \frac{I}{\frac{e_{pl}}{k_{pl}} + \frac{e_{pol}}{k_{pol}} + \frac{e_b}{k_b} + \frac{I}{h_{c-v}}} = \frac{I}{h_d + \frac{I}{h_{c-v}}} \quad \text{Où } h_d = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k}$$

Avec :

k_{pl} : Conductivité thermique de la plaque métallique [W/(m.K)]

k_{pol} : Conductivité thermique de la plaque du polystyrène [W/(m.K)]

k_b : Conductivité thermique de la plaque en bois installée à l'arrière [W/(m.K)]

e_{pl} : Epaisseur de la plaque métallique [m]

e_{pol} : Epaisseur de la plaque de polystyrène [m]

e_b : Epaisseur de la plaque en bois installée à l'arrière [m]

h_d : Coefficient de transfert par conduction à travers les couche isolantes.

- Calcul de la température de sortie du fluide caloporteur:

La température de sortie du fluide caloporteur peut être évaluée à partir du bilan énergétique établi auparavant, come elle peut être calculé à partir du rendement;

$$\eta = \frac{\rho \times C_p \times q_v \times (T_s - T_a)}{G^* \times S_c}$$

où : ρ est la masse volumique de l'air donnée par : $\rho = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + T_m} \cdot \frac{P(z)}{P_0}$

Le terme (P/P_0) représente la correction de l'altitude

La pression standard (P_0) au niveau de la mer, à la température de 15°C (soit 288 K) est $P_0 = 1.01325 \cdot 10^5$ Pas. Dans ces conditions la masse volumique de l'air est $\rho = 1,293 \text{ Kg/m}^3$.

D'autre part, on décompose verticalement l'atmosphère en couches, la limite de chaque couche est définie d'après le changement de la variation de température en fonction de l'altitude. Dans la troposphère, la température décroît de 6,5°C par Kilomètre (sauf au voisinage du sol) et la pression $P(z)$ suit la forme : [58]

$$P(z) = P_0 \left[1 - \frac{0.0065 \times Z}{288.15} \right]^{5.31} \quad (Z) \text{ en mètres}$$

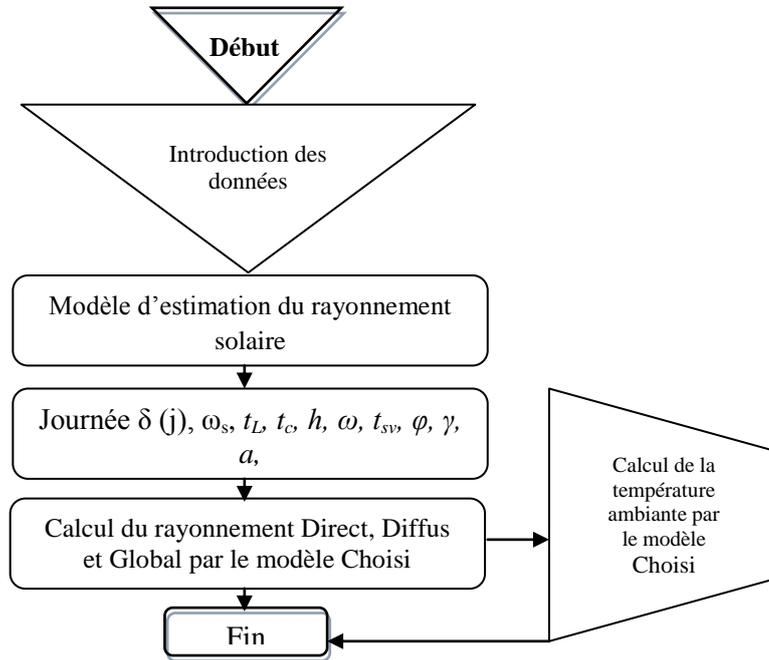
Pour des altitudes inférieures à 3 kilomètres, cette formule peut s'écrire sous la forme :

$$P(z) = P_0 \times \exp(-0.1198 \times Z) \quad (z) \text{ en kilomètres.}$$

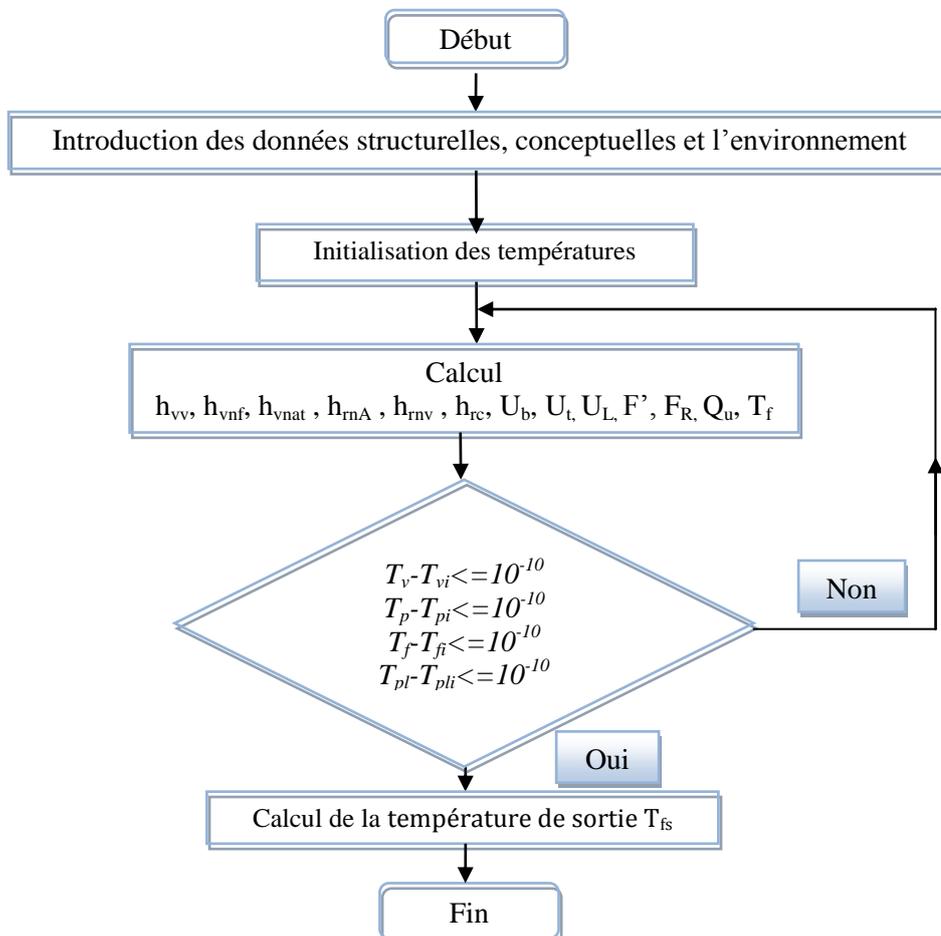
Ou bien sous la forme simplifiée : $\frac{P(z)}{P_0} = [0.89]^z$

- Algorithmes des calculs:

Estimation du rayonnement solaire et de la température ambiante:



- Calcul de la température de sortie du fluide caloporteur



Conclusion

La modélisation est la conception d'un modèle. Plusieurs étapes sont nécessaires ; ces étapes successives permettent de raffiner le niveau de détails du système.

L'ensemble des méthodologies proposées et des résultats obtenus sont complémentaires avec le travail de prédiction semi-empirique et théorique d'autres auteurs. Les méthodologies développées pourraient, à terme, être reprises comme éléments de prédiction des systèmes énergétiques destinés à la conversion de l'énergie solaire.

Chapitre IV : Etude expérimentale

IV.1 Dispositif expérimental :

Les expériences ont été effectuées sur un capteur qui a été conçu dans le hall technologique du département de génie mécanique de l'Université de Biskra. Les tests effectués ont été menés durant la période du mois de janvier au mois de mai. Le banc des essais est un capteur solaire plan à air dont les dimensions sont regroupées dans le tableau IV.1. Le capteur est orienté face au sud est à inclinaison variable. Il s'agit d'un insolateur à simple passe, composé d'une vitre en plexiglas caractérisée par un coefficient de transmission $\tau = 0.9$ et d'un absorbeur en acier galvanisé $\alpha = 0.95, \varepsilon = 0.95$. La hauteur de la veine d'air mobile est de 40 mm. Le capteur est placé sur un châssis permettant d'avoir une inclinaison variable par rapport à l'horizontale (Figures IV.1a et IV.1b).

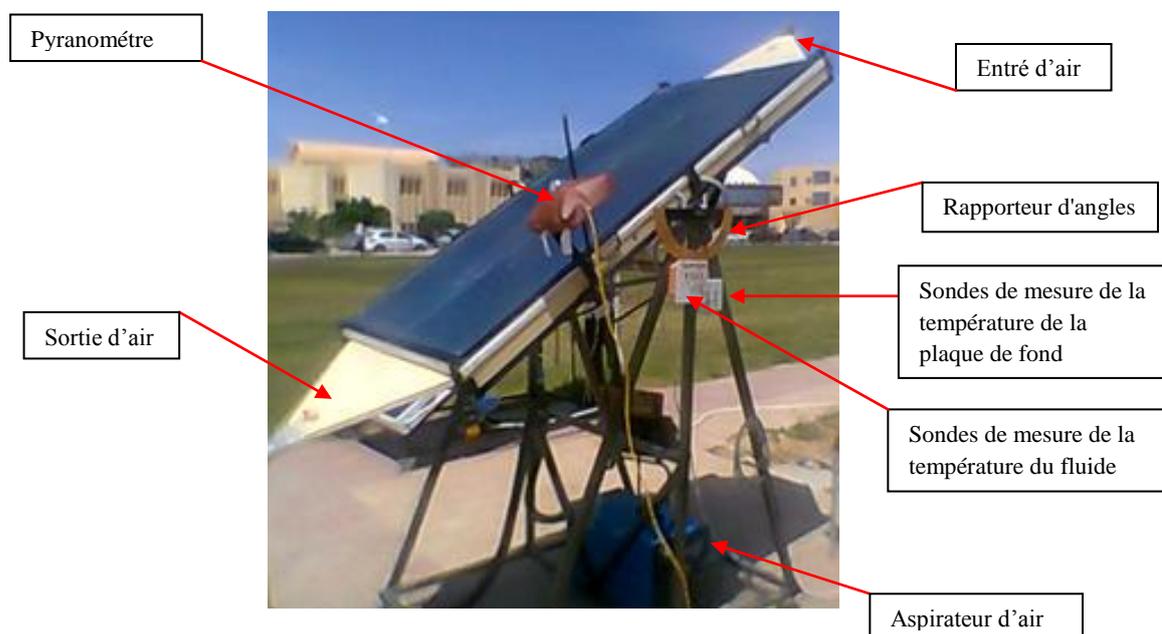


Figure IV.1a: Banc d'essai

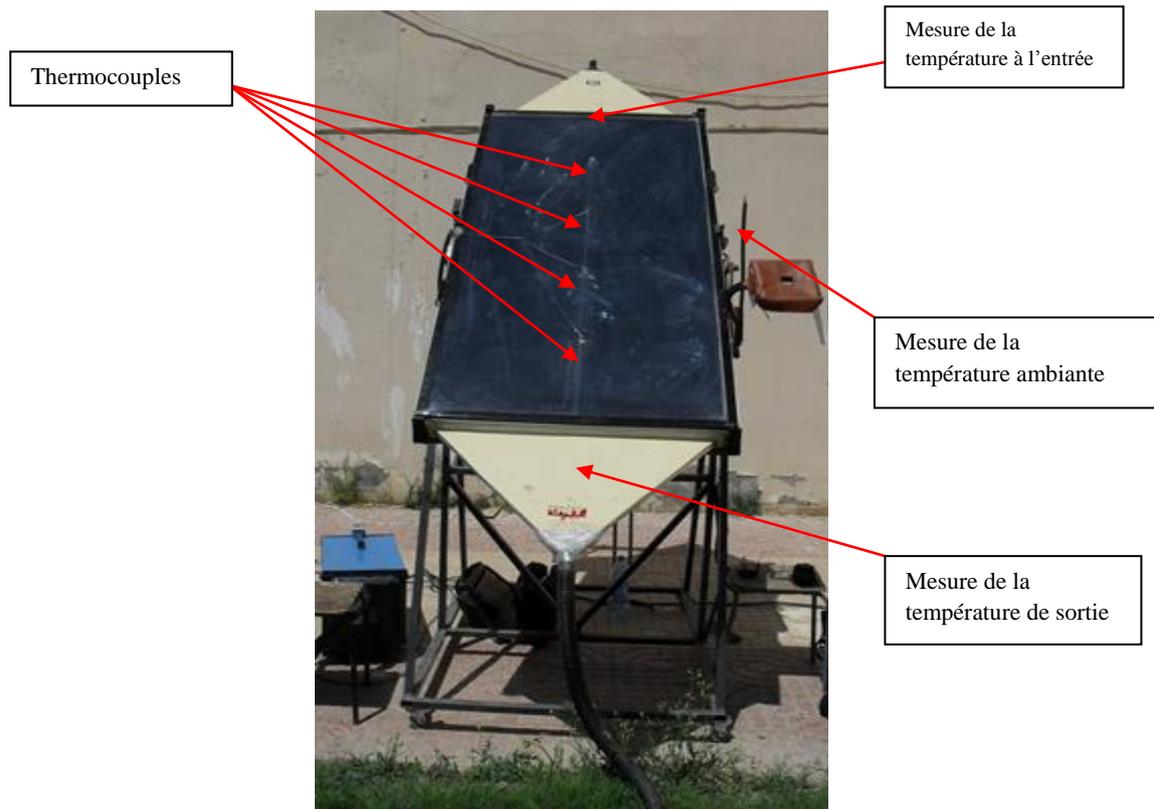


Figure IV.1b: Banc d'essai

IV.2 Caractéristiques techniques :

- Les principaux composants du capteur sont :

- ✓ Une couverture transparente en plexiglas d'épaisseur 3 mm,
- ✓ Une plaque absorbante mince en acier galvanisé sur laquelle sont soudées des chicane de forme demi-cylindriques,
- ✓ L'isolation arrière est assurée grâce à une feuille de polystyrène de 40 mm d'épaisseur,
- ✓ L'ensemble est placé dans un coffré métallique en acier.

- Eléments constitutants et dimensions:

Elément de construction	Longueur (m)	Largeur (m)	Epaisseur (mm)
Couverture transparente	1.94	0.94	3
Absorbeur	1.94	0.94	0.8
Isolant	2	1	40
Boîtier	2	1	30
Chicane	1.74	0.07	0.8

Tableau VI.1 : Dimension des constituants

- Caractéristiques thermo physiques :

Elément de construction	Matériaux	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur spécifique (j/kg.°K)	Conductivité thermique (W/m.°K)
Couverture transparente	Plexiglas	1.2	1500	1.5
Absorbeur	Acier galvanisé	7800	473	45
Isolant	Polystyrène expansé	16	1670	0.042
Boîtier	Acier galvanisé	7800	473	45

Tableau VI.2 : Caractéristiques thermo physiques

- Caractéristiques optiques :

Elément de construction	Emissivité (ϵ)	Absorption (α)	Transmission (τ)
Couverture transparente	0.9	0.05	0.9
Absorbeur peinte en noir	0.95	0.90	-
Isolant	0.6		-
Boîtier	0.89		-
Chicane	0.89		-

Tableau VI.3 : Caractéristiques optiques des éléments de construction

- Dimensions caractéristiques:

La figure ci-dessous présente une section transversale du capteur solaire:

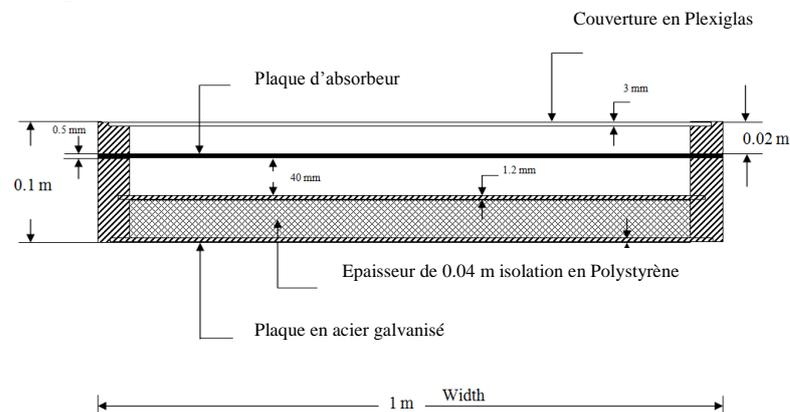


Figure IV.2 : Dimensions des différents composants [59]

Le capteur solaire conçu est composé d'une veine d'air passive, située entre l'absorbeur et le vitrage. Son hauteur est de 2 cm. Cette valeur s'avère optimale pour ce genre de capteurs solaires. La veine d'air dynamique d'une hauteur de 40 mm est située sous l'absorbeur, dans laquelle sont placées des chicaneaux de formes demi-cylindriques de diamètre 6 cm, de hauteur 2cm. La disposition est caractérisée par son pas transversal entre deux axes parallèles de 5 cm. La surface totale donc (LxI) comporte 5 chicaneaux sur la largeur qui sont espacés de 5cm.

Cette disposition a été choisie dans la mesure où elle se révèle être une configuration optimale d'une part, la nature des chicanes choisies et d'autre part le choix du nombre, de la répartition et des dimensions des chicanes qui se justifie par les résultats obtenus des études menées par Ho-Ming Yeh [19] et qui prouvent l'intérêt de cette géométrie. (Voir Figure IV.4). La circulation du fluide caloporteur se fait de haut en bas. Une pompe placée à la sortie du capteur assure l'aspiration du fluide.

En dessous de l'absorbeur est placée une couche de polystyrène d'une épaisseur de 4cm.

- Forme et disposition des chicanes:

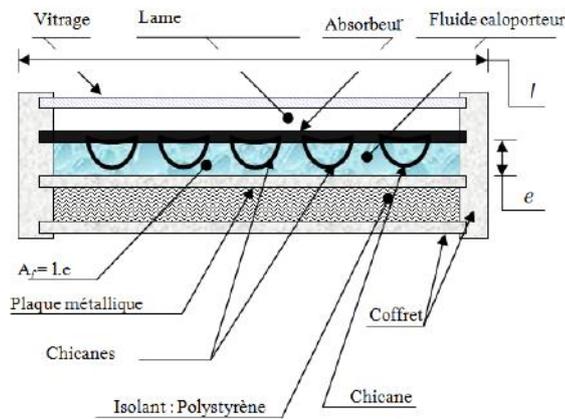


Figure IV.3 : Coupe transversale du capteur muni de chicanes

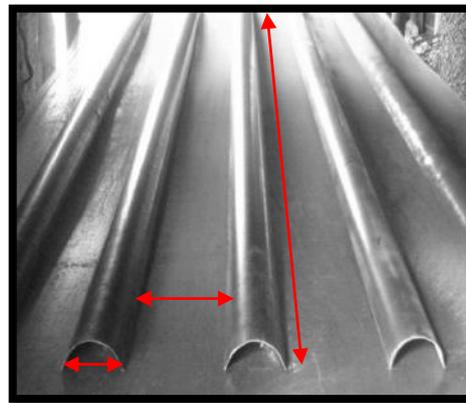


Figure IV.4 : Disposition des chicanes et géométrie de passage d'air

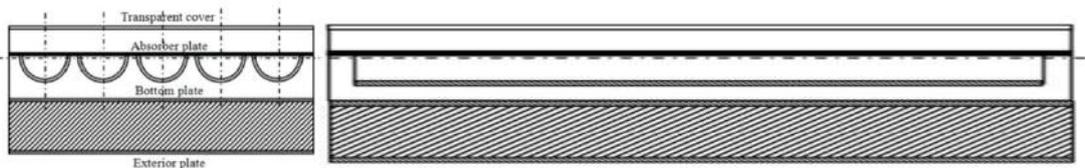


Figure IV.5 : Coupes transversale et longitudinale du canal d'écoulement

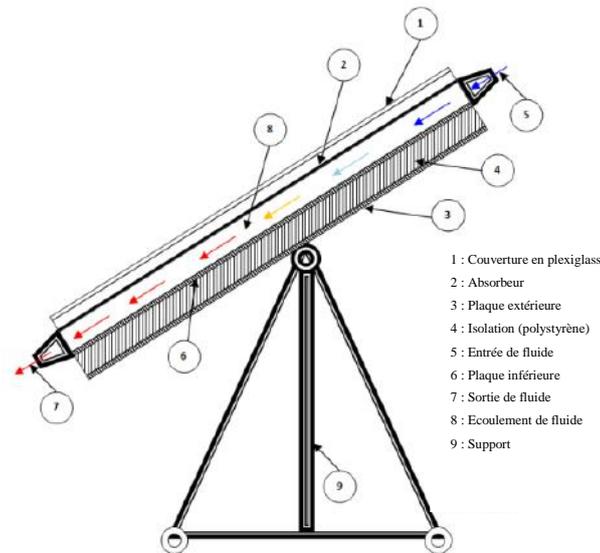


Figure IV.6 : Schéma du capteur solaire et géométrie de passage (cas sans chicanes)

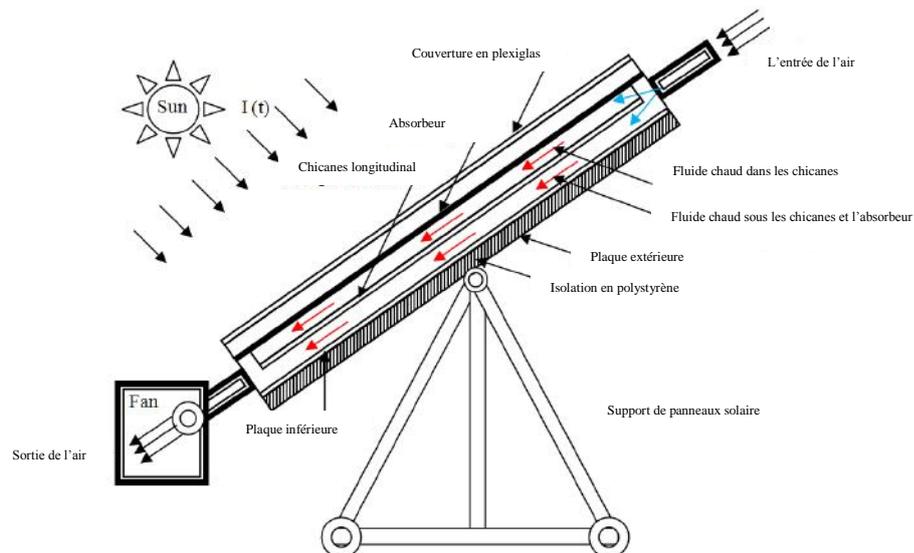


Figure IV.7 : Schéma du capteur solaire et géométrie de passage (cas avec chicanes)

IV. 3 Situation géographique:

Les tests réalisés dans une période étalée de janvier 2012 jusqu'à février 2013. Ces tests ont été menés à l'Université de Biskra (34.8° N et 5.73° E). Cette région est caractérisée par un climat sec en été. Les tests sont effectués pour des journées claires, dépourvues de perturbations (nuages).

Les figures suivantes présentent les principales caractéristiques climatiques du site étudié [60].

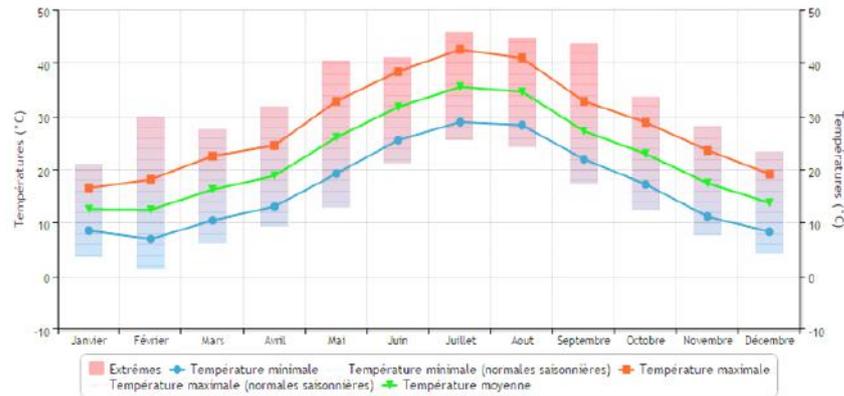


Figure IV.8 Evolution annuelle de la température moyenne ambiante (type)

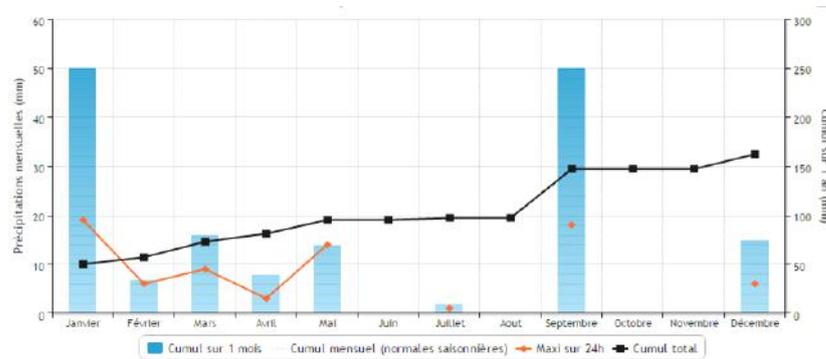


Figure IV.9 : Profil des précipitations mensuelles (type)

Ces données enregistrées au niveau des stations montrent bien que la région se caractérise par des températures élevées avec de fortes variations saisonnières en juillet et en janvier.

L’amplitude thermique est maximale en juillet et minimale en décembre. Les précipitations sont faibles et irrégulières d’un mois à un autre et suivant les années. Les pluies sont surtout concentrées en automne et en hiver.

L’humidité relative de l’air varie sensiblement en fonction de la saison. Durant l’été, elle chute jusqu’à 25% en juillet. Par contre en hiver, elle s’élève pour atteindre un maximum en décembre.

Les vents soufflent selon la saison. Généralement, ce sont les vents du Nord-Ouest qui prédominent. Les vents du Sud sont généralement froids et secs en hiver. Ils sont chauds et très secs pendant la période estivale: le sirocco. Il provoque une augmentation de la température, une accélération de l’évaporation et une chute brutale de l’humidité atmosphérique.

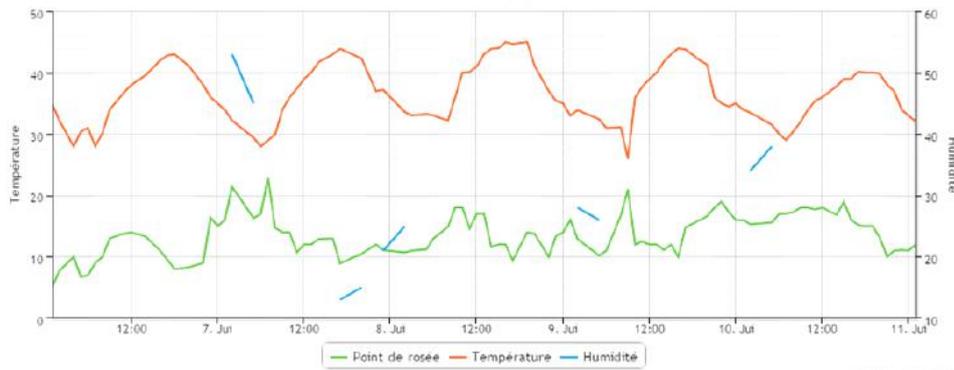


Figure IV.10 : Humidité et point de rosé au mois de juillet

VI.4 Instrumentation et appareillage utilisé

- Mesure du rayonnement solaire:

Les mesures du flux solaire incident (global et diffus) sur la surface du capteur sont effectuées à l'aide d'un pyranomètre de type "Kipp & Zonnen":



Figure IV.11: Pyranomètre utilisé CM11

- Mesures du débit:

Les mesures du débit du fluide caloporteur sont faites à la sortie de l'air grâce à un anémomètre à ailette (voir figure IV.12). Le thermo-anémomètre à hélice permet de mesurer à la fois la vitesse, la température et le débit de l'air. Le thermo-anémomètre à hélice PCE-TA 30 est utilisé également.



Figure IV.12 : Anémomètre à ailettes

- Mesure des températures:

Les mesures des températures dans la veine d'écoulement sont effectuées à l'aide des sondes de types 'K' et 'J'.

Les mesures des températures dans la veine d'écoulement sont effectuées à l'aide des sondes de types Nickel-Chrome/Nickel-Aluminium, de diamètre 0,05 mm et permettent une précision de 0,1°C.



Figures IV.13 : a- Thermomètre digital b-Thermomètre infrarouge

Le thermomètre infrarouge est équipé d'un système de mesure de température et de mesure de l'humidité ambiante Figure IV.10b.

L'acquisition des températures est faite grâce à un ensemble de 21 thermocouples. Dans la veine d'écoulement d'air, six thermocouples placés sur l'axe permettent de suivre l'évolution de la température du fluide caloporteur s'écoulant dans le capteur. (Figure I.14). Deux thermocouples sont installés à l'entrée et à la sortie du fluide caloporteur. La température ambiante est également enregistrée. Quatre sondes sont placées sur l'absorbeur à l'opposé de celle placées dans le canal d'écoulement. Les prises de températures sur le vitrage ainsi que celles sur la face arrière du capteur sont faites grâce au thermomètre infrarouge.

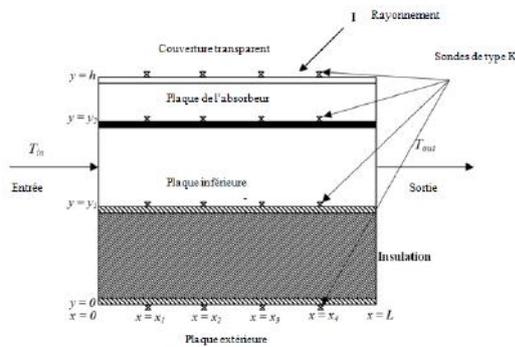


Figure IV.14 : Distribution des thermocouples et points des mesures

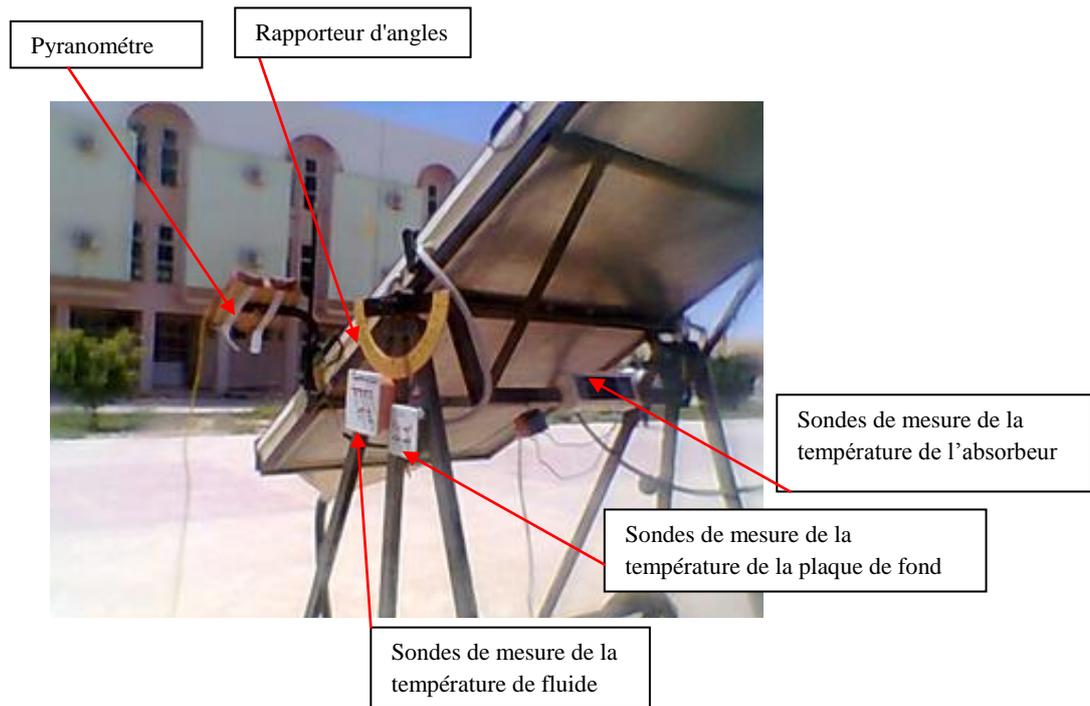


Figure IV.15 : Schéma général du banc des essais et appareillage des mesures

- Mesure de l'humidité relative :

Un hygromètre a été utilisé pour mesurer l'humidité. Il fournit en plus des informations sur le point de rosée. Il permet de mesurer avec une précision de 0.01 % de H.R, 0.01 °C



Figure IV.16 : Hygromètre PCE-555

Chapitre V: Résultats et Interprétation

V.1 Introduction:

Les systèmes énergétiques de production d'énergies constituent l'un des secteurs industriels d'avenir. C'est un secteur assez puissant pour le développement de l'économie. Généralement un système énergétique solaire est mis en place en un lieu donné pour fournir de l'énergie sous une forme ou une autre. D'une façon générale sa structure se compose essentiellement de l'environnement (gisement solaire), d'un dispositif de conversion (le capteur solaire) et d'une utilisation et dispositif de stockage. La caractérisation du gisement solaire, qui désigne l'ensemble des caractéristiques de la ressource locale en énergie solaire et ses fluctuations en fonction du temps, demeure indispensable pour simuler le fonctionnement probable d'un tel système énergétique et donc faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu des demandes à satisfaire. Ensuite l'optimisation de leurs performances dépend de leur conception. La compréhension des mécanismes fondamentaux régissant leur fonctionnement permet de maîtriser tous les paramètres extrinsèques ou intrinsèques entrant dans le processus de transfert et par la suite connaître sur quelle base on peut agir pour optimiser leur rendement. Principalement l'idée consiste à jouer sur la géométrie de passage dans la veine d'écoulement de l'air de façon à améliorer l'échange thermique. Cette amélioration peut être réalisée essentiellement par l'adjonction de chicanes provoquant ainsi un écoulement turbulent.

V.2 Comparaison: Simulation-résultats expérimentaux:

V.2.1 Variation du rayonnement solaire:

L'énergie solaire est fluctuante et instantanée. Pour simuler le fonctionnement ou le dimensionnement d'un système solaire il faut pour la région considérée, en l'absence de données expérimentales définir le profil des fluctuations à travers des modèles adéquats. Dans cette étude nous présentons les résultats obtenus à partir de modèles proposés.

Les figures qui suivent montrent la variation selon les modèles proposés du rayonnement solaire, direct, diffus et global en fonction du temps.

V.2.1.1 Variation du rayonnement direct (expérimental-modèles proposées):

Le rayonnement direct est défini comme étant le rayonnement provenant au sol sous un angle solide limité au seul disque solaire sans aucun intermédiaire et reçu sur une surface normale à l'axe de cet angle solide.

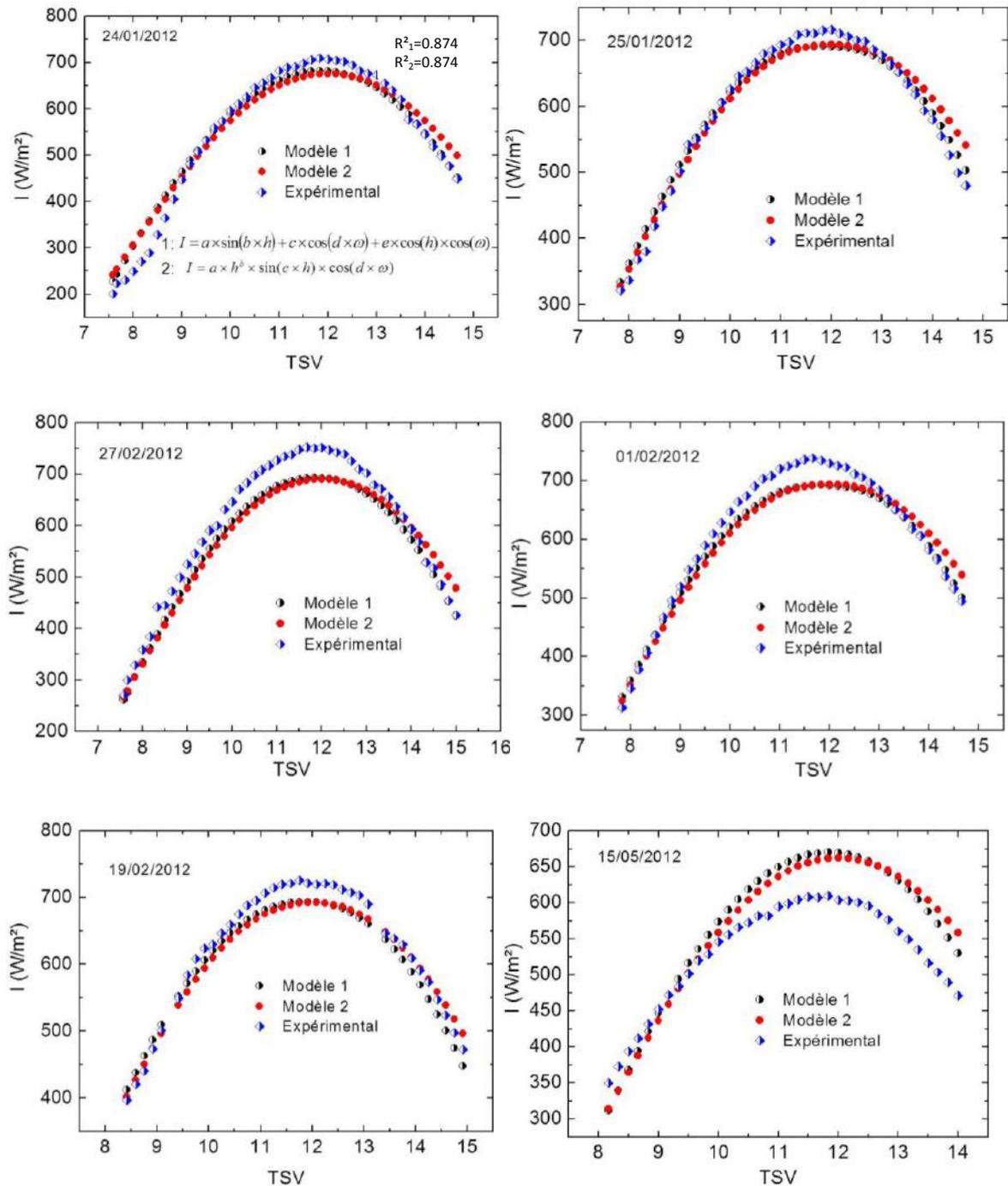


Figure. V.1 : Comparaison: Rayonnement direct selon les modèles proposés et l'expérimental

Généralement, les valeurs des énergies quotidiennes reçues sont celles du jour type du mois qui est, pour une grandeur donnée, le jour du mois qui se rapproche le plus de la moyenne mensuelle de cette grandeur.

Soit un mois de (n) jours, (j) un jour du mois et G(j) une grandeur qui est en fonction de (j).

$$\text{La valeur moyenne de cette grandeur est définie par : } G = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n G(j)$$

Le jour type du mois noté (J) est donc, tel que : $|G - G(j)|$ soit minimum.

Ici les calculs sont faits pour les jours pour lesquels nous avons pu effectuer des mesures.

L'examen des courbes ci-dessus montre que les valeurs issues des deux modèles proposés sont très proches de celles enregistrées expérimentalement et que l'écart est acceptable. Cet écart est dans la plupart des cas inférieur à 10%.

V.2.1.2 Comparaison entre les résultats expérimentaux, modèles proposés et ceux issus du modèle de Kasten (rayonnement direct):

Nous présentons dans les figures qui suivent une comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux issus des modèles proposés et celui de Kasten; un modèle souvent utilisé pour prédire l'évolution du rayonnement solaire direct.

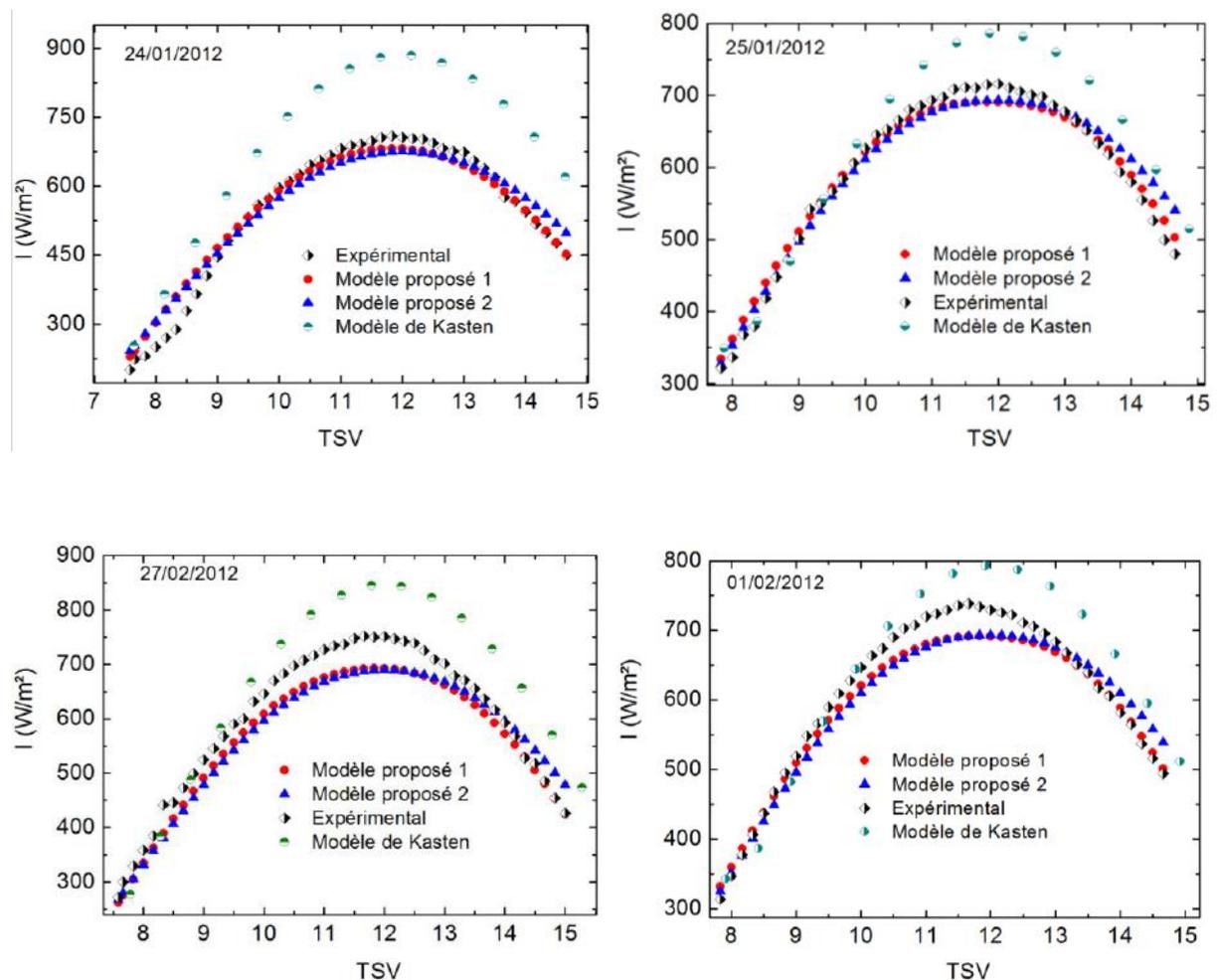


Figure. V.2a : Comparaison, modèles proposés - modèle de Kasten

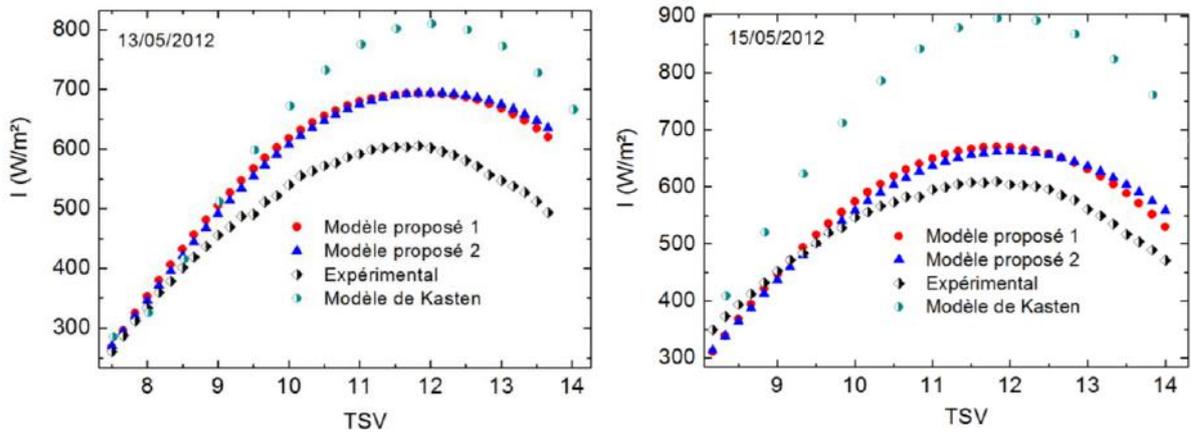


Figure. V.2b : Comparaison, modèles proposés - modèle de Kastan

Les courbes ci-dessus montrent bien que les valeurs issues des modèles proposés sont proches des valeurs expérimentales. A noter également que dans cette étude, nous ne présentons que quelques résultats des tests des calculs effectués et que pour la comparaison, d'autres modèles existants sont testés.

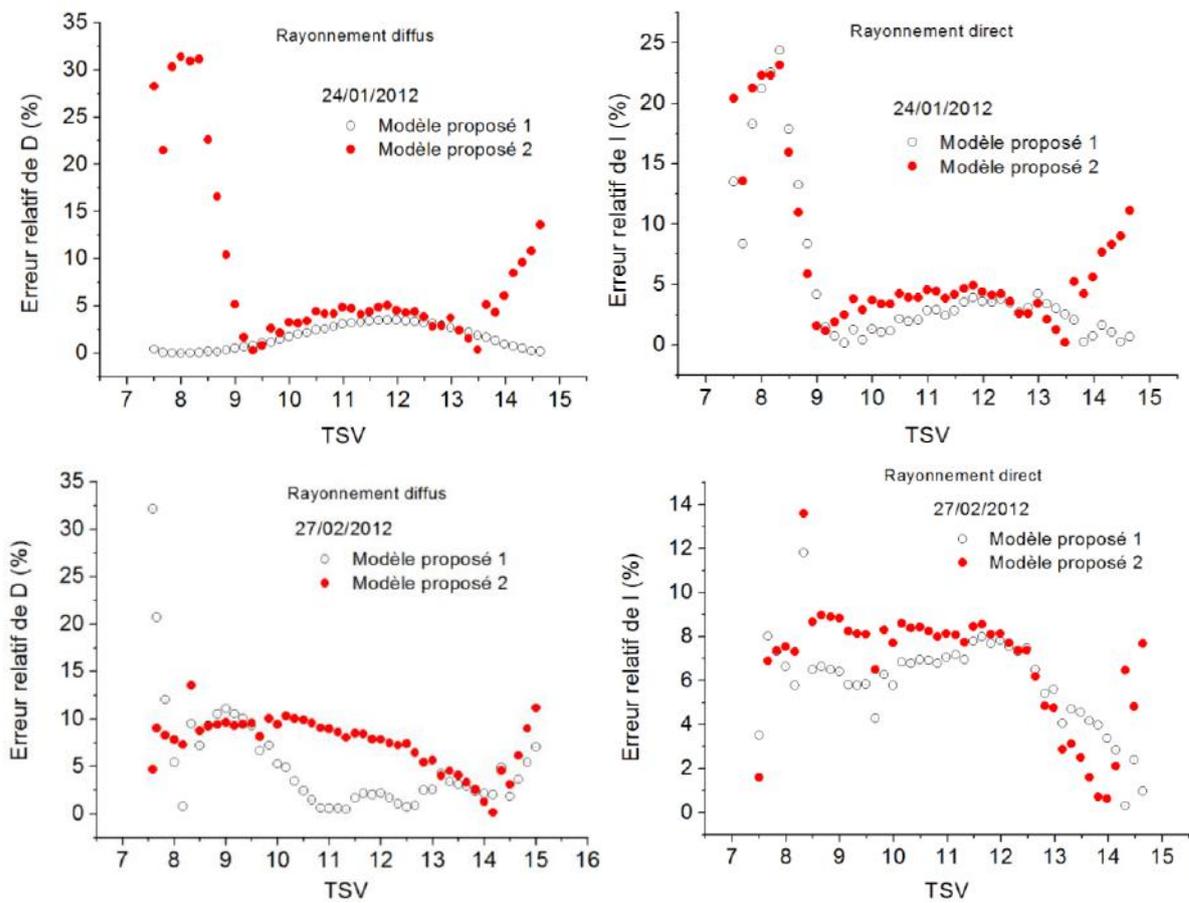


Figure. V.3 : Erreur relative entre les deux modèles proposés - expérimental

Les figures ci-dessus, montrent que dans tous les cas, l'erreur relative calculé entre les résultats issus de modèles utilisés et ceux expérimentaux ne dépasse pas 10%.

V.2.1.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux issus des modèles proposés (rayonnement diffus):

Des études faites sur l'influence du rayonnement direct et diffus sur les performances des collecteurs solaires, ont montré qu'une sous estimation des rayonnements diffus n'est pas acceptable lorsque leur pourcentage est supérieur à 15%. Ceci s'explique par le fait qu'un fort pourcentage de diffus correspond à un faible éclairement énergétique et par la suite le peu d'énergie disponible est reçue par un capteur de rendement faible. La modélisation de cette part de rayonnement solaire est indispensable pour les études de caractérisation des sites. Ci-dessous une comparaison faite entre les modèles proposés et les tests expérimentaux.

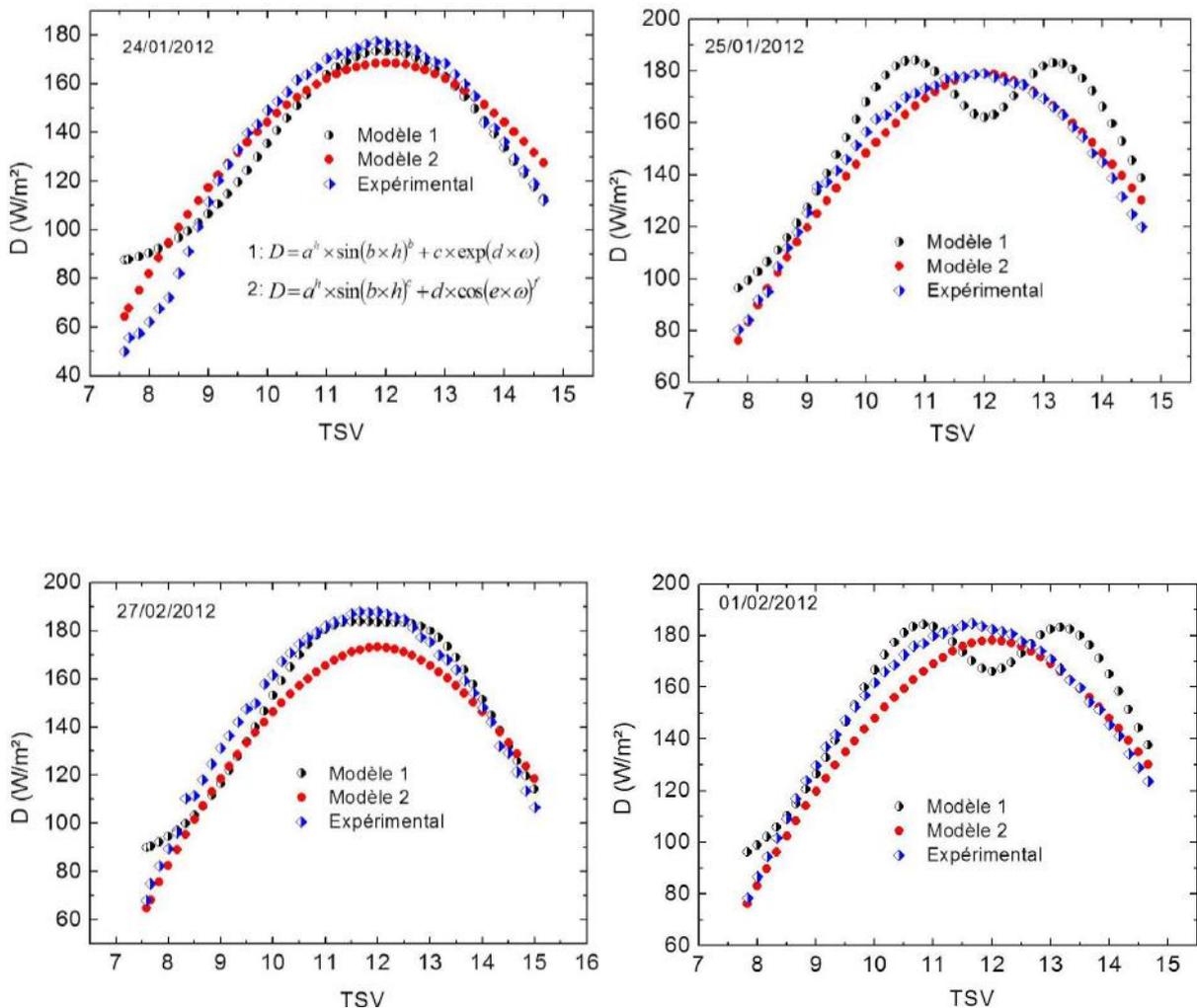


Figure. V.4a : Comparaison, expérimental-modèles proposés

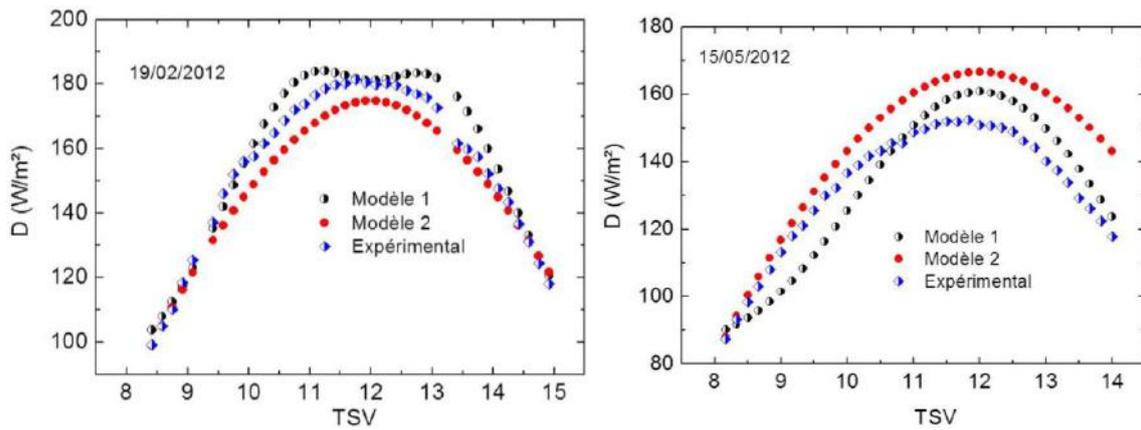


Figure. V.4b : Comparaison, expérimental-modèles proposés

Les résultats obtenus montrent bien que les modèles proposés donnent des valeurs très proches de celles enregistrées. Ces modèles pourront servir pour prévoir l'évolution du rayonnement solaire diffus en l'absence de données expérimentales.

V.2.1.4 Comparaison entre les résultats expérimentaux, modèles proposés et ceux issus du modèle de Kasten (rayonnement diffus):

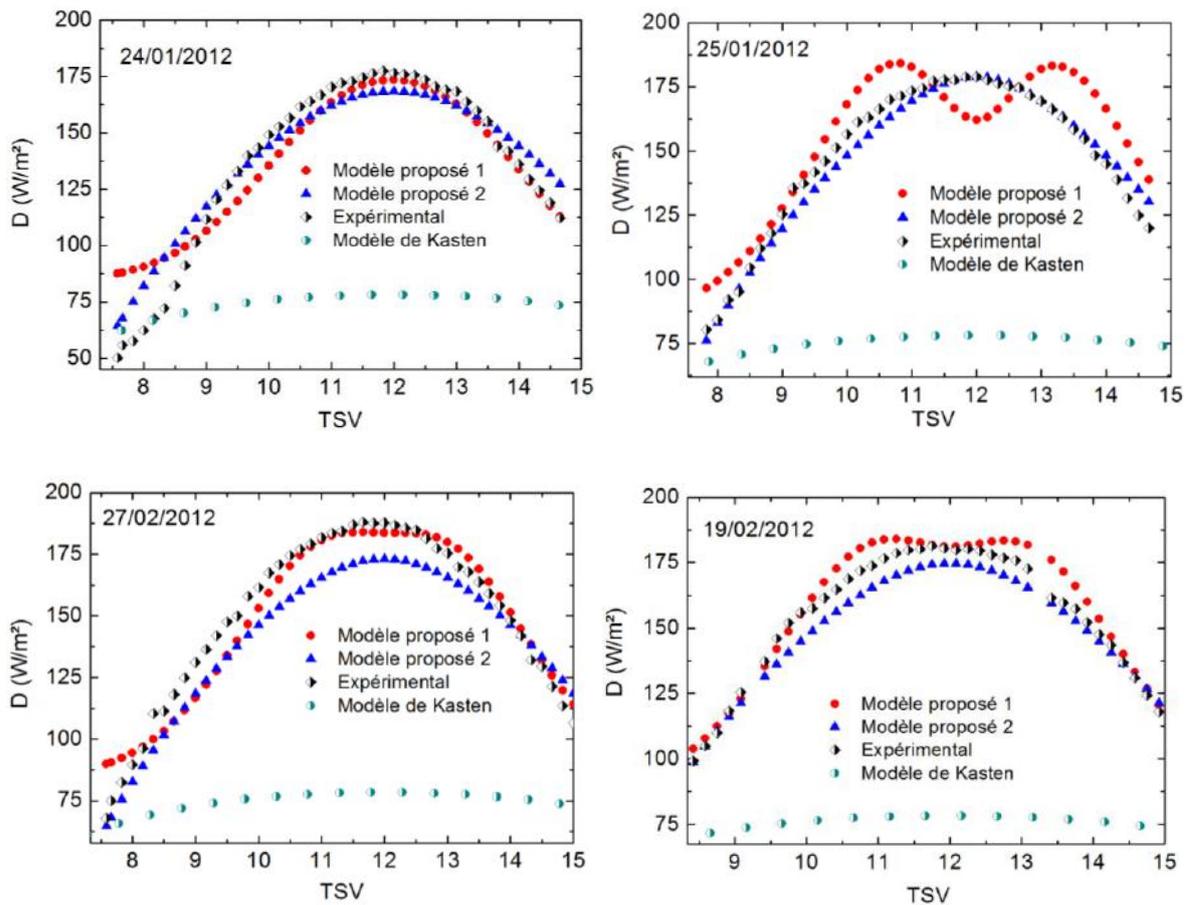


Figure. V.5a : Rayonnement diffus selon les modèles proposé et celui de Kasten

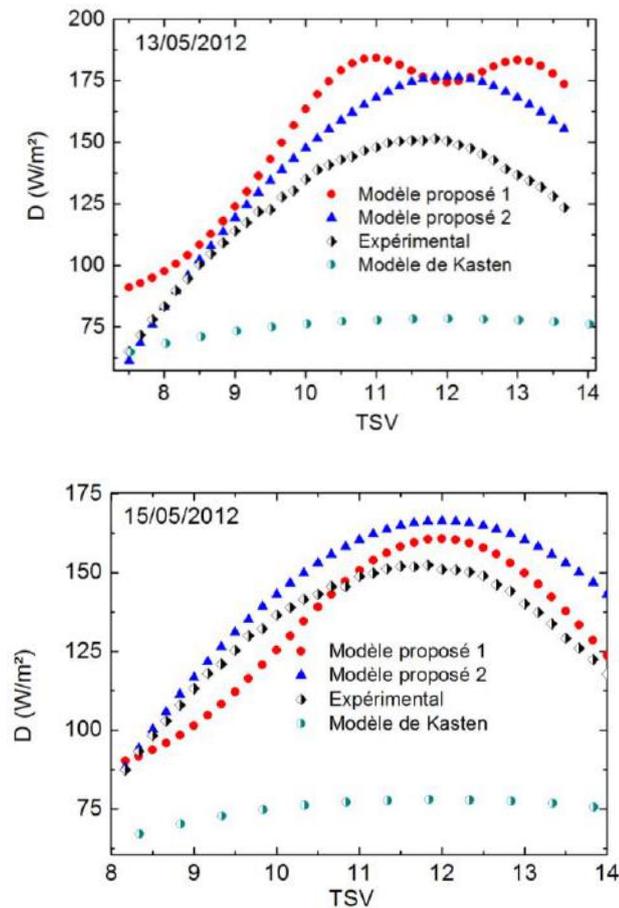


Figure. V.5b : Rayonnement diffus selon les modèles proposé et celui de Kasten

A partir de ces figures on peut conclure que les modèles proposés peuvent être utilisés pour prédire la variation du rayonnement solaire diffus et que certains modèles sous estiment cette quantité qui est considérable.

V.2.1.5 Variation du rayonnement global : Modèles proposé en fonction de l'humidité relative et la hauteur h du Soleil :

Dans la pratique on admet une variation sinusoïdale de l'éclairement global.

Pour les mêmes journées, nous présentons dans les figures qui suivent une comparaison entre l'évolution du rayonnement solaire global expérimental et celle issue du modèle tenant compte de l'humidité donné par l'expression suivante:

$$G_{proposé} = 696.42 \times \left(\frac{h}{1.124} \right)^{1.124} + 1.751 \times \left(\frac{H_r}{1.24} \right)^{1.24} \quad R = 0.837$$

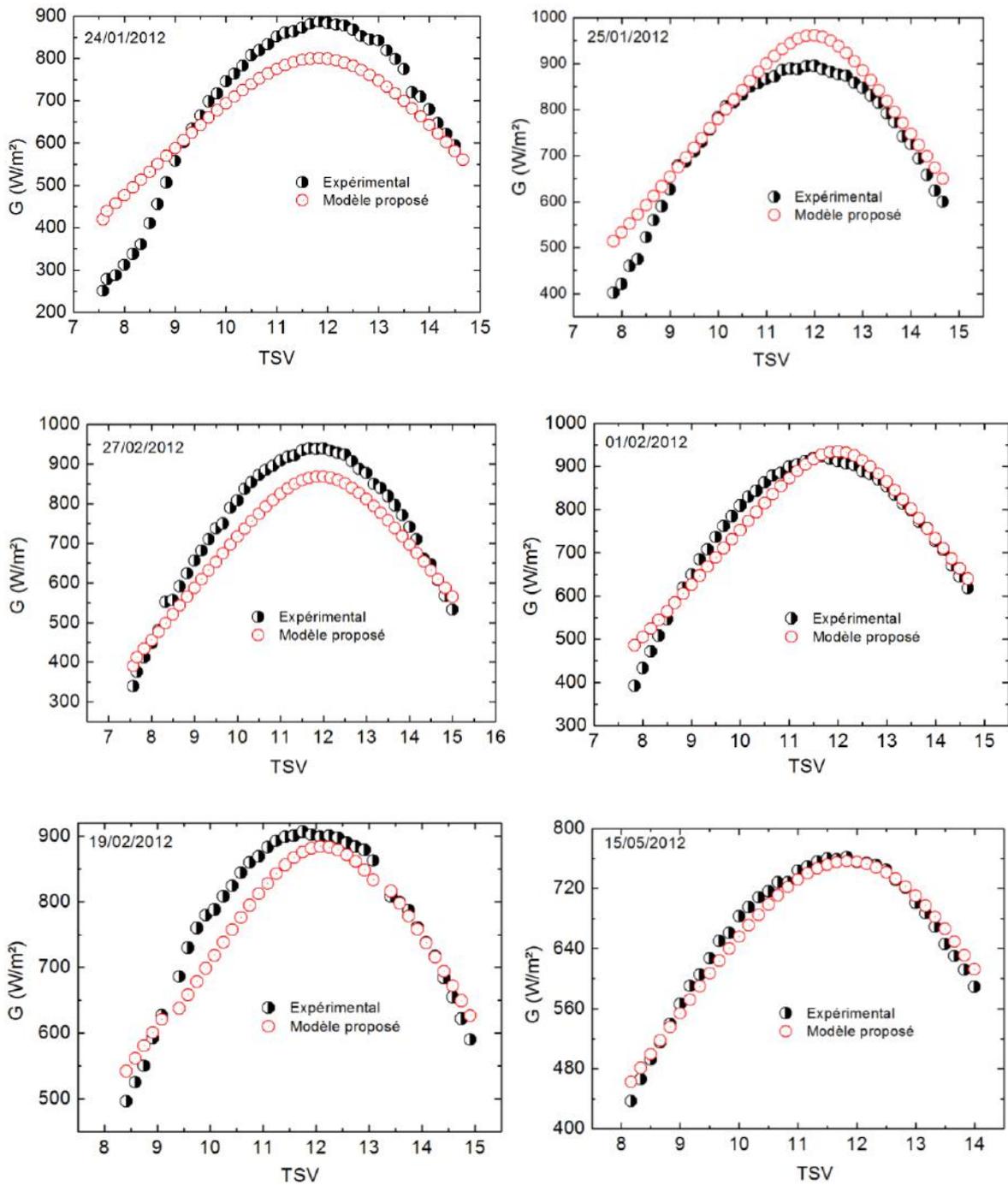


Figure. V.6: Comparaison, rayonnement global expérimental- modèle proposé

Ces figures montrent que le modèle proposé tenant compte de l'humidité relative traduit bien la variation du rayonnement solaire global. En effet les courbes sont pratiquement confondues. Ce modèle pourra servir pour prédire l'évolution du rayonnement solaire global.

V.2.1.6 Comparaison, expérimental-modèles proposés :

Les courbes suivantes présentent pour quelques journées, une comparaison entre les valeurs expérimentales et celles issues des différents modèles:

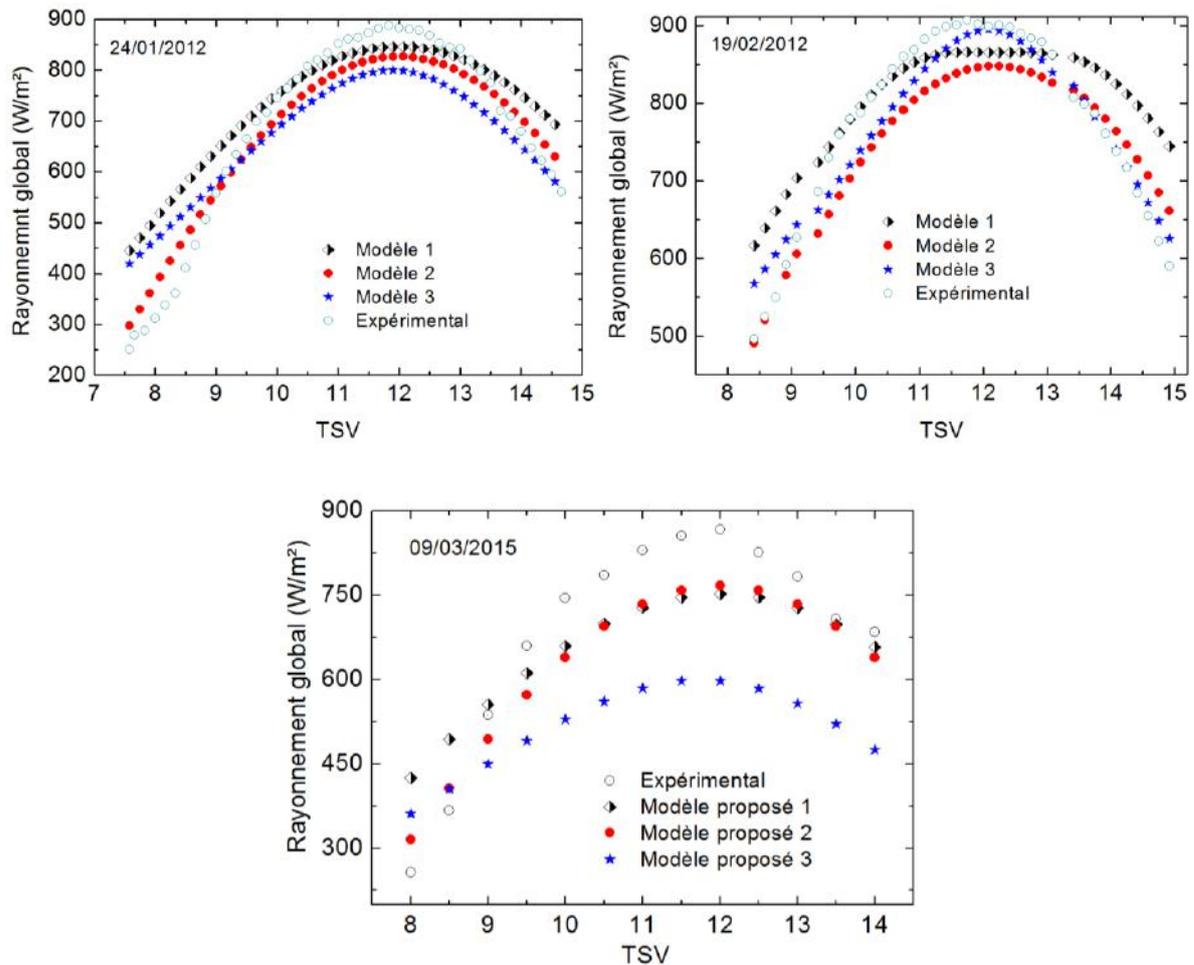


Figure. V.7 : Comparaison, rayonnement global expérimental-modèles proposés

Les flux solaires sont obtenus pour les jours clairs dans des conditions correspondant à un ciel sans nuage. Ce sont des flux réels obtenus à partir des tests précis, auxquels sont associées des températures de l'air ambiant, (figures ci-dessous).

Les résultats obtenus à partir des modèles proposés montrent que pour tous les cas, les modèles proposés donnent une estimation acceptable et peuvent être utilisés pour prédire l'évolution du rayonnement solaire global.

V.3 Variation de la température ambiante:

La conversion thermique de l'énergie solaire pour des applications telles que le séchage des produits agro alimentaires ou le chauffage des locaux, s'appuie sur les capteurs solaires utilisant l'air comme fluide caloporteur. L'air à l'entrée de ces systèmes est celui du milieu ambiant. Généralement les stations météorologiques ne fournissent que les valeurs minimale et maximale, ce qui n'est pas suffisant pour suivre son évolution du lever au coucher du soleil. Dans la plupart des cas on se contente de la valeur moyenne. Ceci ne reflète pas la réalité et affecte l'exactitude des résultats. Le modèle proposé dans cette étude permet de décrire d'une façon acceptable la variation de la température ambiante. Il prend l'expression suivante :

$$T_{am} = \zeta \times \psi \times \frac{T_{\min}}{2} + \nu \times T_{\max}$$

Les courbes qui suivent montrent une comparaison entre la variation journalière de la température ambiante expérimentale et celle issue du modèle proposé:

V.3.1 Evolution expérimentale et simulée de la température ambiante:

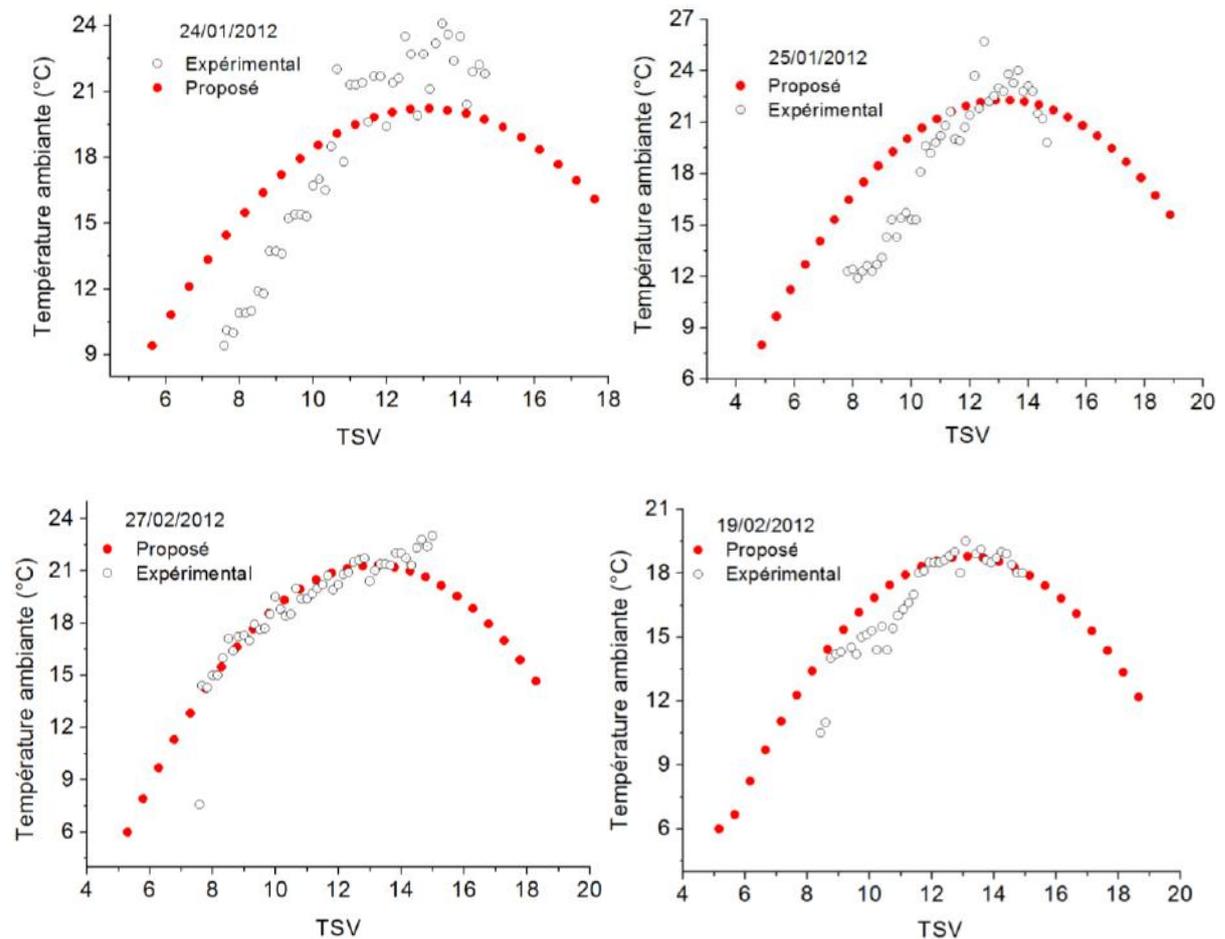


Figure. V.8a : Comparaison, expérimental-modèle proposé

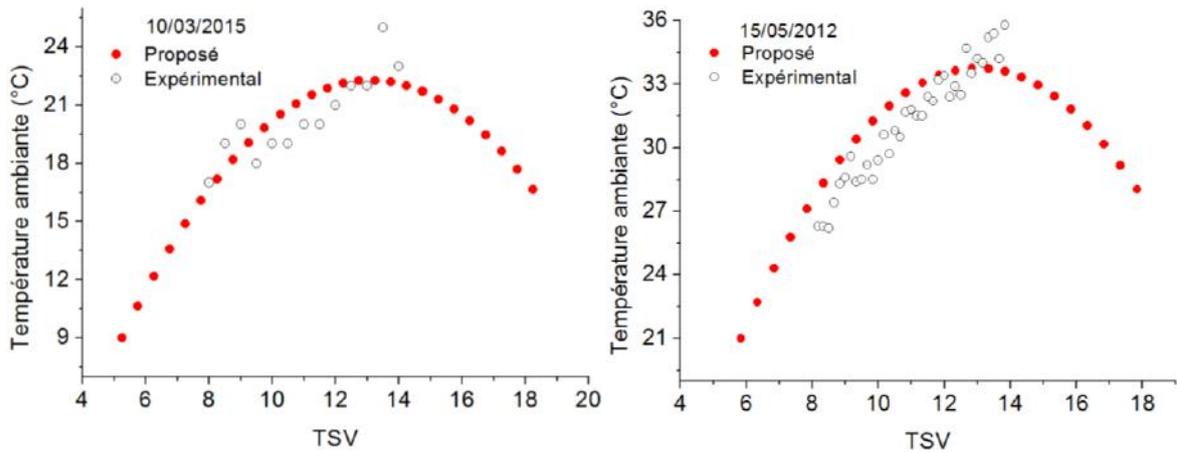


Figure. V.8b : Comparaison, expérimental-modèle proposé

L'examen de toutes ces courbes montre que le modèle proposé traduit d'une façon satisfaisante la variation de la température ambiante et que ce modèle pourra être adopté pour prédire la variation de la température ambiante.

D'autres modèles rencontrés dans l'analyse des articles publiés relatifs à la température ambiante sont également simulés. Les résultats sont comparés et montrés dans les figures suivantes:

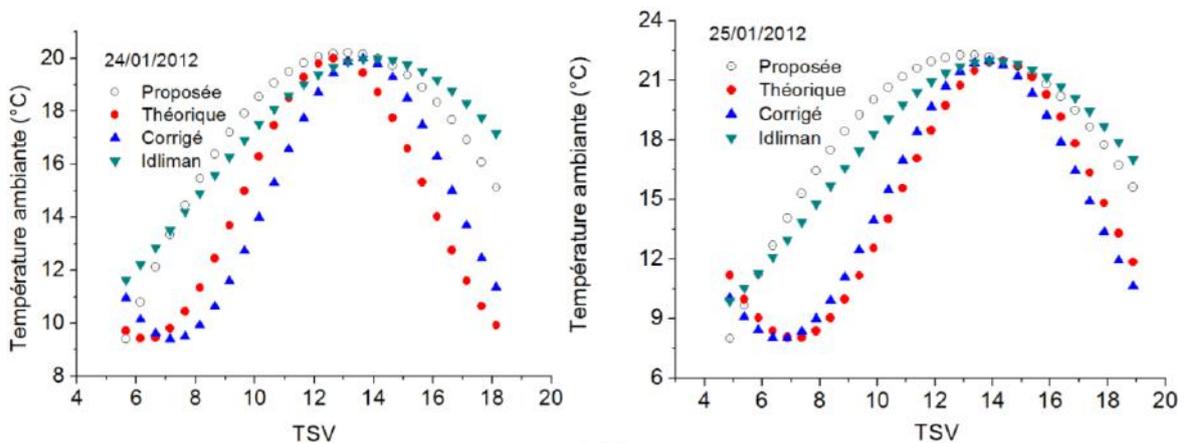


Figure. V.9a : Température ambiante, comparaison entre les différents modèles

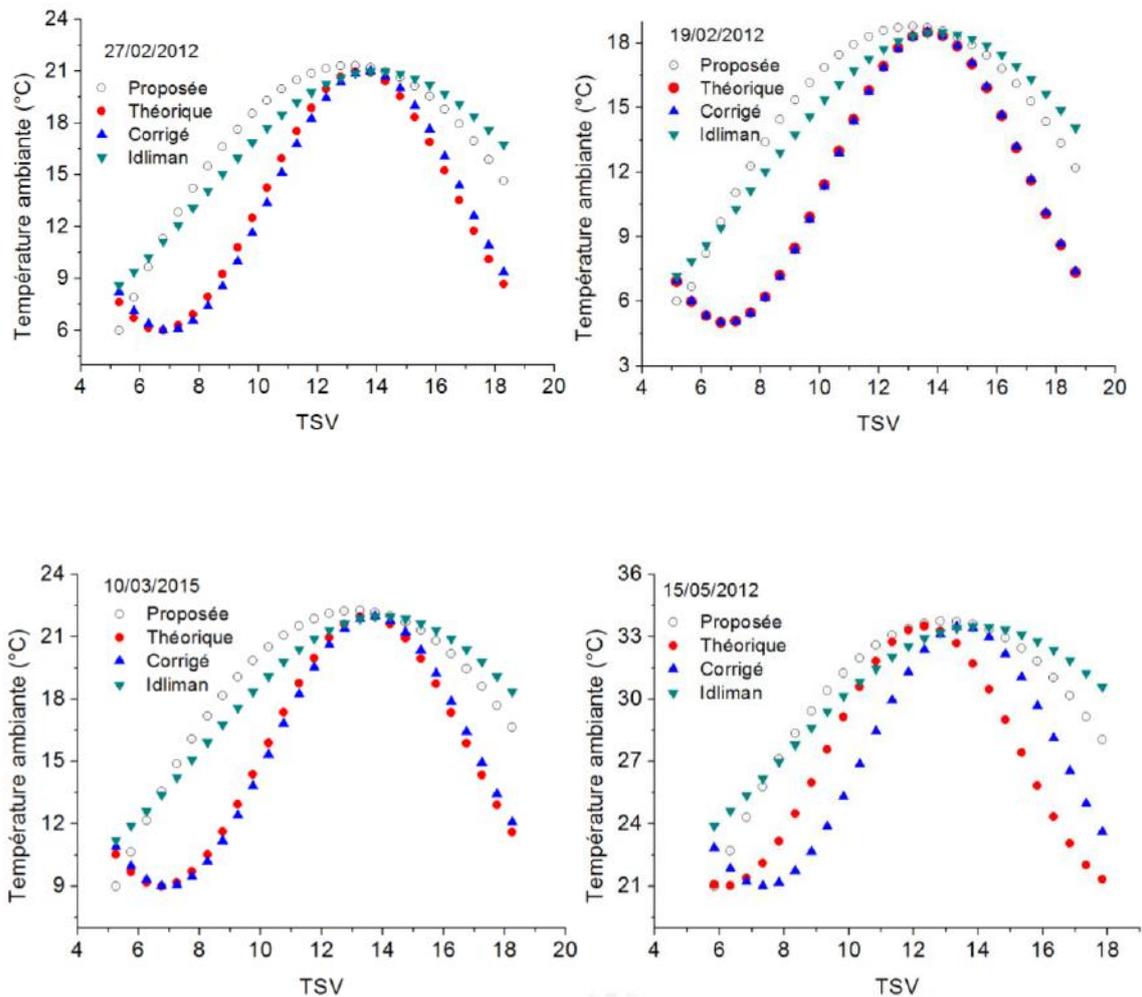


Figure. V.9b : Température ambiante, comparaison entre les différents modèles

Il est à noter qu'il existe un écart considérable entre les valeurs données par chaque modèle surtout au début de la journée. Aux alentours de midi solaire les modèles donnent des valeurs plus ou moins proches. Le modèle proposé est en parfaite concordance avec celui proposé par Idliman.

V.4 Evolution expérimentale et simulée de la température de sortie:

Les profils de la température de sortie de l'air mesurées et celles données par les modèles du rayonnement solaire global, pour quelques journées sont donnés dans les figures suivantes:

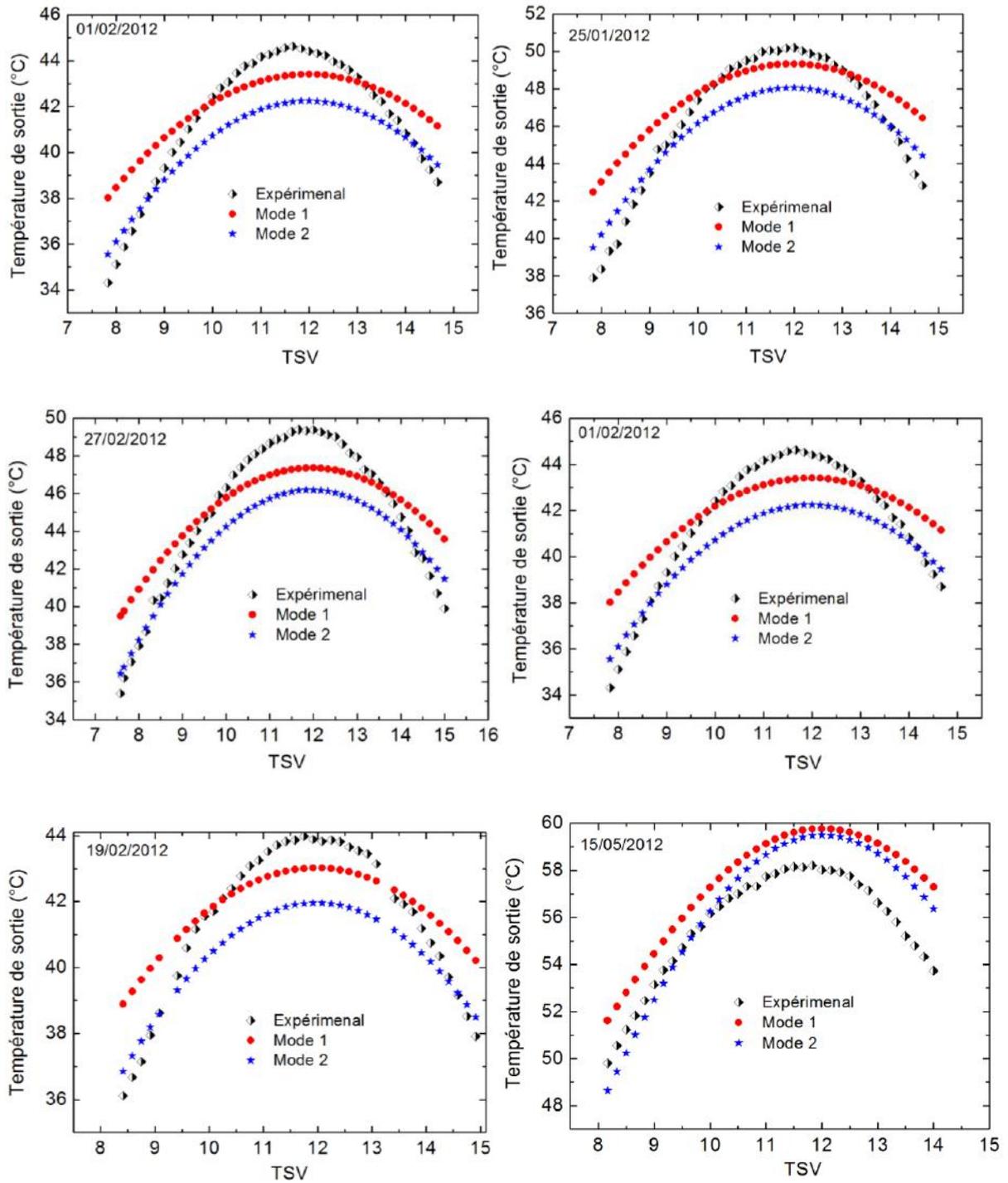


Figure. V.10: Comparaison, évolution théorique et expérimentale de la température de sortie

La figure qui suit montre une comparaison en fonction du débit entre les valeurs moyennes de la température de sortie du fluide caloporteur.

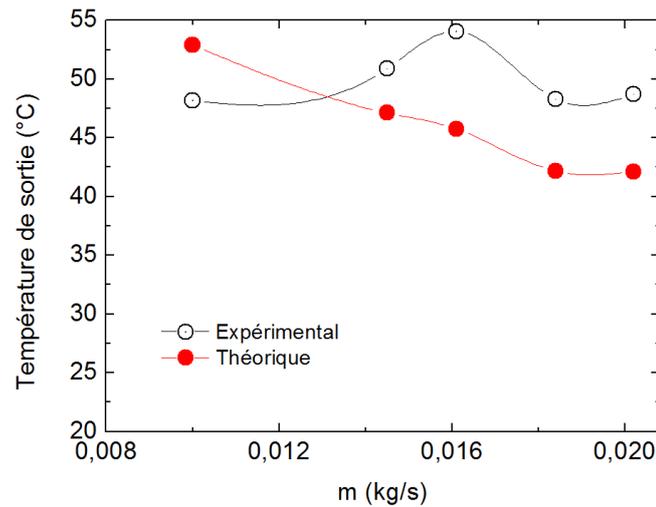


Figure. V.11 : Comparaison, évolution théorique et expérimentale de la température de sortie

- Comparaison entre les différents modèles :

Ci dessous, est représentée une comparaison entre les valeurs enregistrées expérimentalement et celles issues des modèles établis.

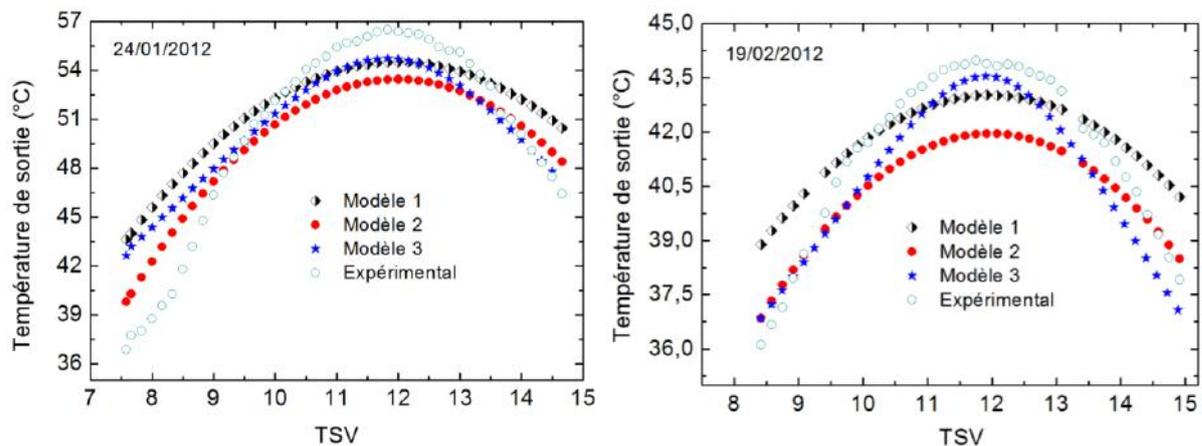


Figure. V.12 : Evolution de la température de sortie, comparaison

V.5 Performances, mesurées, calculées:

(Performances d'un capteur solaire plan à air sans chicanes)

V.5.1 Evolution en fonction du temps de la température de sortie du fluide caloporteur

Nous présentons dans les figures suivantes, les profils de l'évolution en fonction du temps pour différents débits d'air, de la température de sortie du fluide caloporteur pour le cas d'un capteur conçu en l'absence de chicanes dans la veine d'air dynamique.

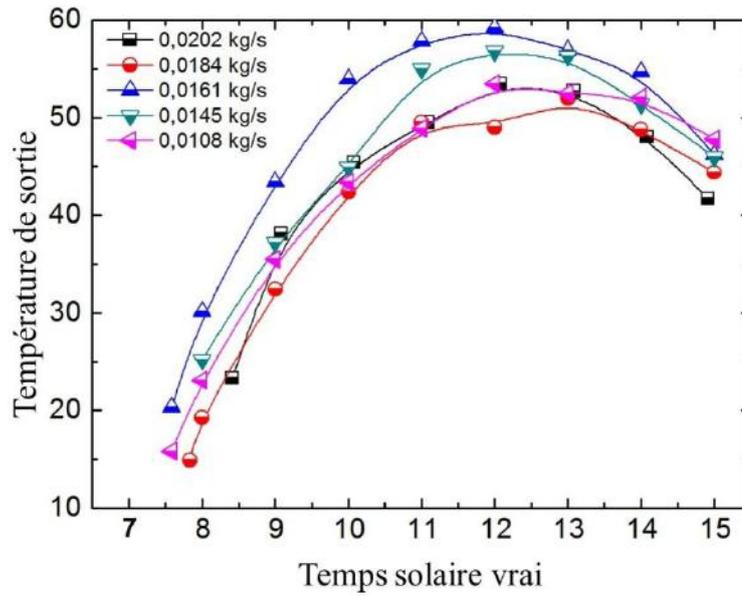


Figure. V.13 : Evolution de la température de sortie pour divers débits

Ces résultats issus des mesures effectuées sont affectés par l'évolution de la température d'entrée du fluide caloporteur et dont les valeurs sont données par les courbes qui suivent:

- **Evolution de température d'entrée du fluide caloporteur**

La figure V.14 montre la variation de la température de l'air à l'entrée de l'insolateur en fonction du temps pour divers débits.

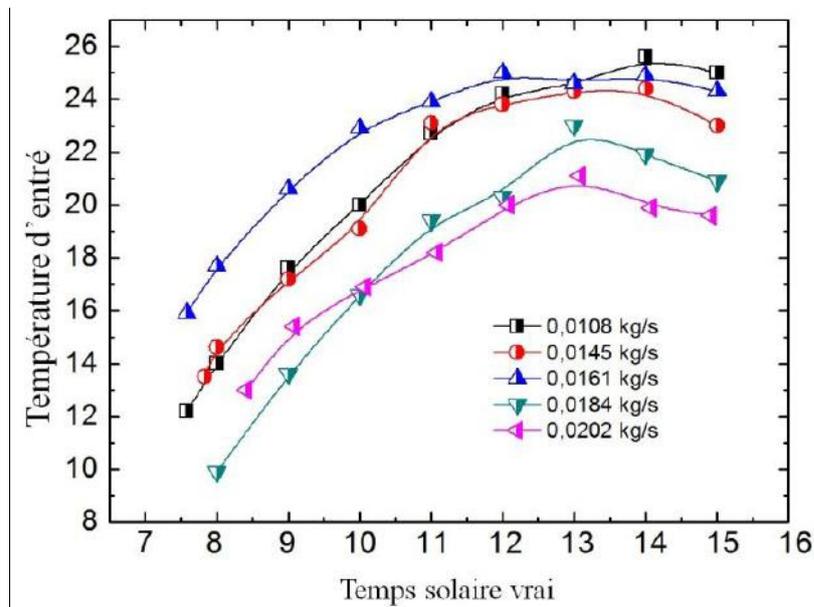


Figure. V.14 : Température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur solaire plan

Ces résultats montrent bien que la température de sortie du fluide caloporteur dépend de sa température à l'entrée. L'écart traduit l'efficacité du système. En effet le calcul du coefficient d'échange convectif étant fonction de cet écart.

V.5.2 Température moyenne de la vitre :

Pour les relevés des températures moyennes du vitrage on a pris comme positions, la surface du plexiglas $y=0$ et plusieurs points selon la longueur dans la direction de l'écoulement (quatre points de mesure ($x_1 = 0.3880$ m $x_2 = 0.7760$ m, $x_3 = 1.1640$ m et $x_4 = 1.5520$ m).

La température moyenne de la vitre est représentée sur la figure V.15. Elle montre une irrégularité de son évolution due à l'influence directe de la variation de la vitesse du vent et de la température ambiante (voir figure V.8a & V.8b, figure V.56).

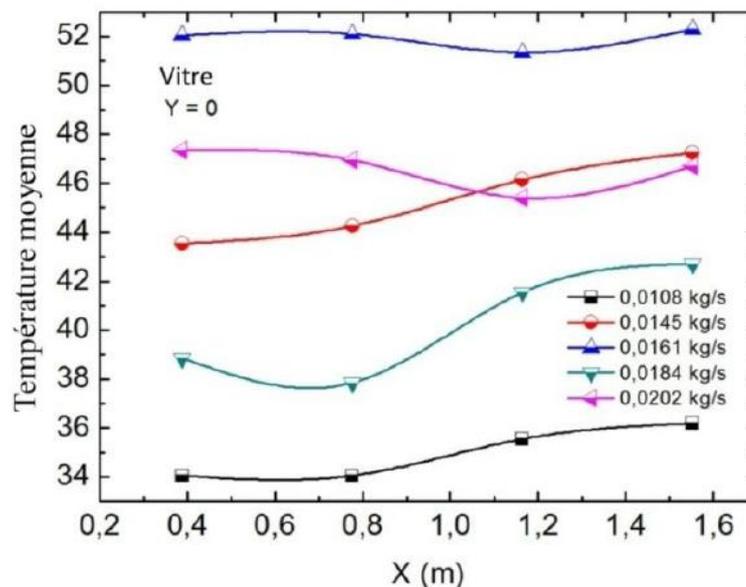


Figure. V.15 : Température moyenne de la vitre en fonction de la longueur du CS

V.5.3 Température moyenne de l'absorbeur :

La figure V.16 montre l'évolution de la température moyenne de l'absorbeur en fonction du temps pour différents jours et pour cinq débits massiques.

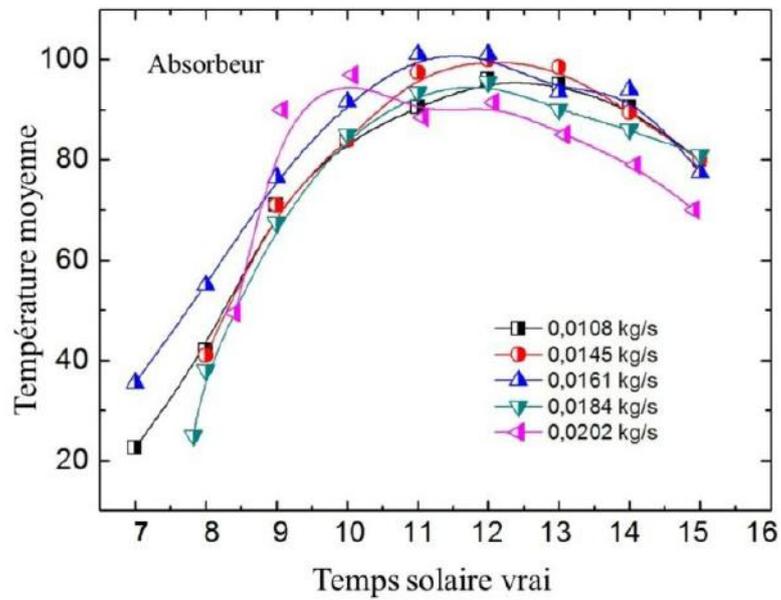


Figure. V.16 : Température moyenne de l'absorbeur en fonction du temps

La température de l'absorbeur diminue lorsque le débit augmente. Ici, pour les journées considérées l'influence de la température ambiante et de l'intensité du rayonnement solaire sont prépondérantes. Ci-dessous, on montre son évolution en fonction de la longueur du collecteur pour divers débits.

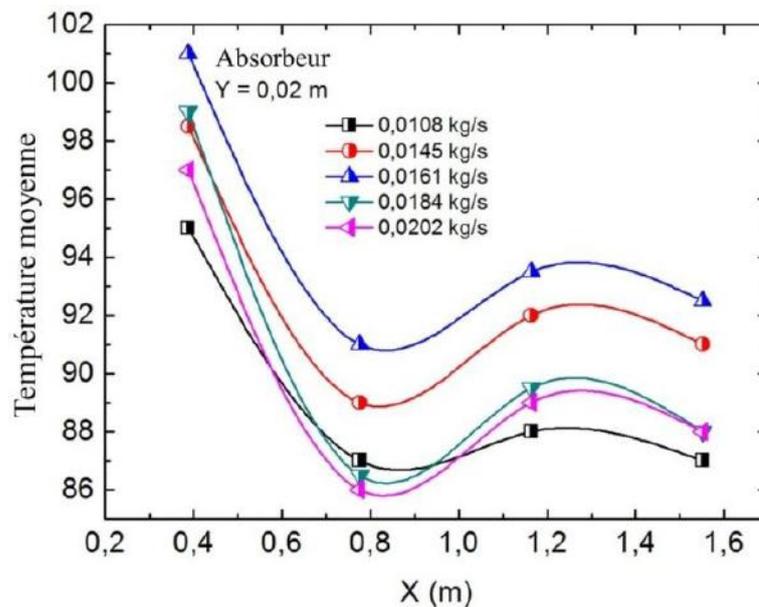


Figure. V.17 : Température moyenne de l'absorbeur en fonction de la longueur du CS

Pour une position à la surface de l'absorbeur $Y = 0,02$ m et en fonction de la longueur du panneau solaire, pour quatre points de mesures on représente la température moyenne de

l'absorbeur. Il est à remarquer que la température de l'absorbeur prend des valeurs grandes à l'entrée puis diminue au fur et à mesure qu'on se rapproche de la sortie.

Les relevés des températures moyennes en fonction du débit pour les différentes positions sont montrés sur la figure V.18.

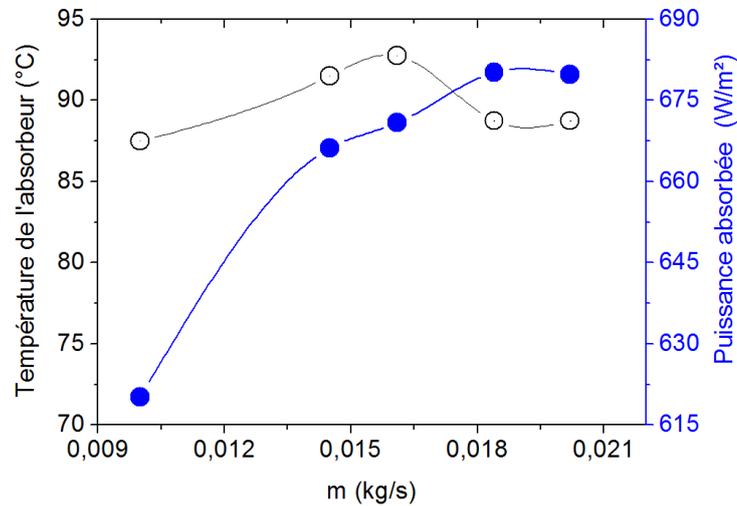


Figure. V.18 : Température moyenne de l'absorbeur et de la puissance absorbée

V.5.4 Température moyenne de la plaque inférieure :

La connaissance de l'évolution de la température de la plaque inférieure permet le calcul des différents coefficients de pertes arrières du système. Son évolution en fonction du temps pour différents débits est donnée par la figure suivante:

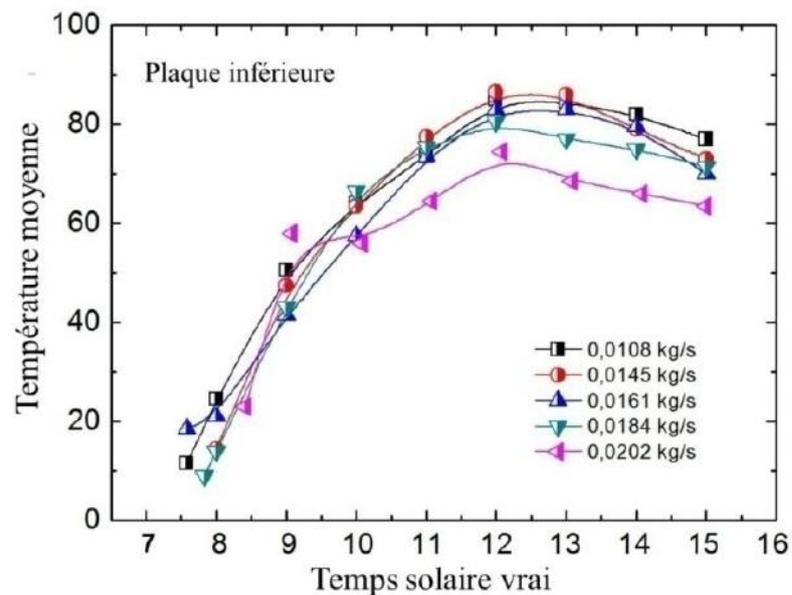


Figure. V.19 : Température moyenne de la plaque inférieure en fonction du temps

Pour une position donnée par $y=0.06\text{m}$ suivant la largeur du collecteur, la variation en fonction du débit est donnée par la figure suivante:

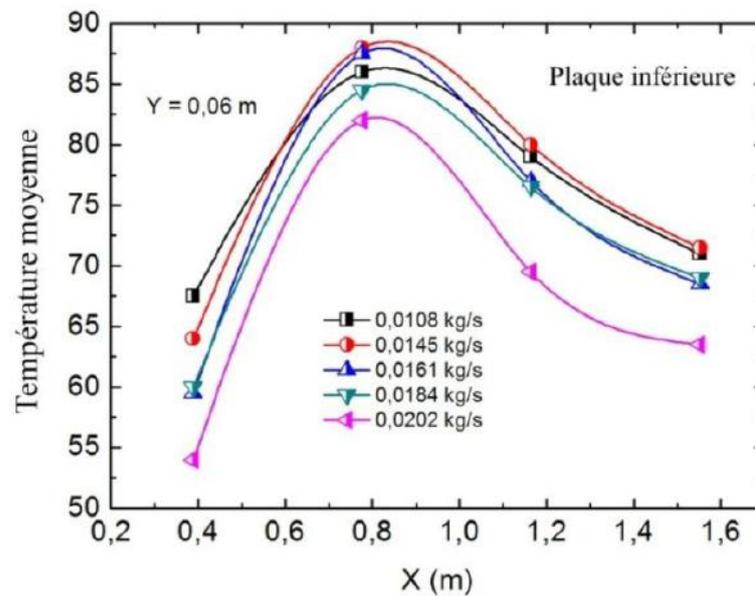


Figure. V.20 : Température moyenne de la plaque inférieure en fonction de la longueur du CS

V.5.5 Température moyenne de la plaque extérieure :

Nous présentons ci-dessous, la variation en fonction de la longueur de la température moyenne de la plaque extérieure pour différents débits. Elle est responsable des pertes à l'arrière du système. Sa valeur, dépend essentiellement de la température ambiante et du débit du fluide caloporteur ainsi que de la nature de l'isolant utilisé.

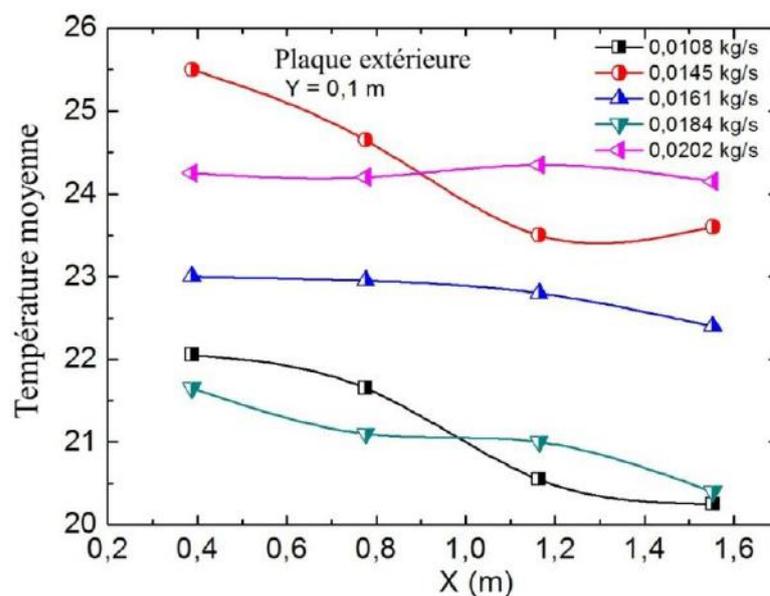


Figure. V.21 : Température moyenne de la plaque extérieure en fonction de la longueur du CS

L'évolution de la température moyenne de la plaque extérieure en fonction du temps montre une irrégularité suite à l'influence directe de l'environnement extérieure.

V.5.6 Variation de la température du fluide caloporteur

La figure V.23 représente l'écart de température entre celle à l'entrée et à la sortie pour différents jours. A noter que cet écart permet le calcul des différents coefficients d'échange et évaluer par la suite le coefficient d'échange convectif. Cet écart prend ses valeurs maximales aux alentours de midi solaire [28.7-34.2°C] pour les débits $m = [0.0108-0.0161\text{kg/s}]$.

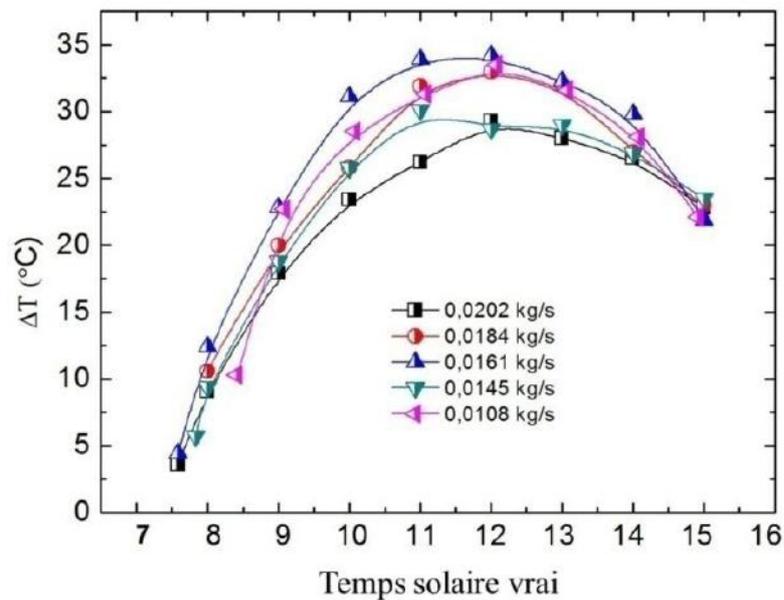


Figure. V.22 : Ecart de température en fonction du temps

V.5.7 Variation du rendement instantané :

Pour une journée quelconque et en fonction du temps, le rendement du collecteur pour cinq différents débits est donné dans la figure ci-dessous. Le rendement du capteur augmente avec le débit. Par ailleurs on peut constater qu'un régime asymptotique est atteint malgré les variations journalières du rayonnement solaire comme facteur prépondérant.

On remarque également que pour un débit $m = 0.0202\text{kg/s}$, le rendement est maximal, tel que $\eta_{\text{max}} = 60.40\%$.

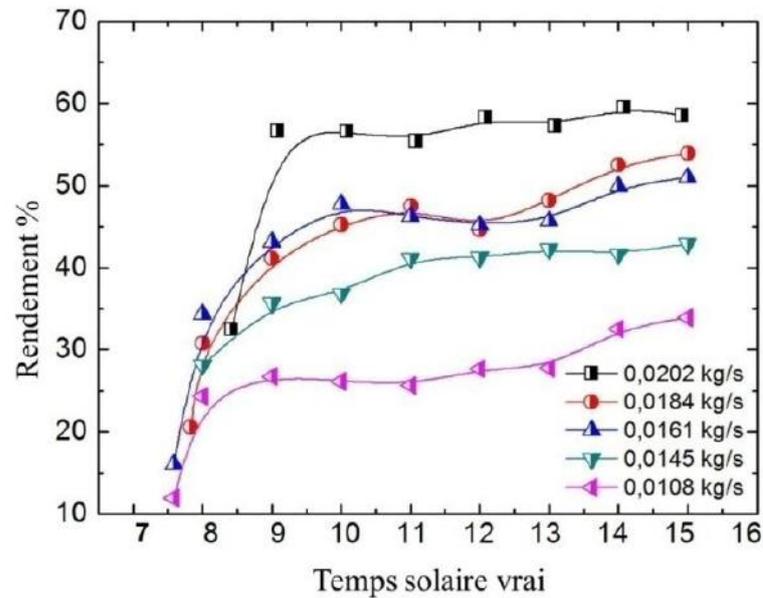


Figure. V.23 : Rendement en fonction du temps pour divers débits

V.5.8 Rendement en fonction du paramètre réduit :

Il est intéressant de montrer la variation du rendement du capteur en fonction de l'élévation de la température de l'air à la sortie du capteur rapportée au flux solaire. Pour cela nous ramenons le flux solaire incident à $1000 \text{ (W/m}^2\text{)}$, ainsi nous comparons les différents résultats obtenus. En régime stationnaire, où la variation de la température est inférieure à 0.5°C/min , l'analyse des échanges de chaleur du capteur solaire plan à air permet d'écrire le bilan énergétique sous la forme suivante :

Soit (Q) : le flux solaire utile rapporté à l'unité de surface en (W/m^2)

$$Q = a \times G^* + b \times (T_{fs} - T_e) + f \times (T_{fs}, T_{ciel}, T_a)$$

f : est une fonction non linéaire de (T_{fs}, T_{ciel}, T_a)

Le rendement du capteur est alors défini comme le rapport du flux de chaleur disponible (Q) au flux solaire global incident (G^*). Soit $\eta = \frac{Q}{G^*} = a + b \times \frac{(T_{fs} - T_e)}{G^*} + \frac{1}{G^*} f \times (T_{fs}, T_{ciel}, T_a)$

En régime stationnaire on caractérise les conditions de fonctionnement du capteur par la valeur du paramètre réduit $x = \frac{T_{sor} - T_a}{G^*}$ et on écrit alors le rendement du capteur en fonction

de (x), en négligeant les termes non linéaires, le rendement s'écrit sous la forme : $\eta = a + bx$

D'autre part, l'analyse théorique nous permet d'écrire le rendement sous la forme :

$$\eta = F' \cdot \left[\tau \cdot \alpha - U_1 \cdot \frac{T_i - T_a}{G^*} \right] \quad \text{Avec} \quad T_i = \frac{T_s + T_a}{2},$$

qui, sous certaines conditions que précise Sacadura [61] peut être représentée par une droite dont la pente est (U_1) . Les calculs des pertes thermiques nous ont permis la détermination du coefficient de déperdition total (U_1) du capteur ainsi que le coefficient (F') .

En effet la connaissance de (U_1) et (F') , nous permet d'écrire :

$$\text{Pour } x = 0 \quad \eta = F' \cdot \tau \cdot \alpha$$

C'est à dire que le rendement du capteur est maximal lorsque la température de l'air est égale à la température d'entrée.

$$\text{Pour } \eta = 0 \quad \frac{\Delta T}{G^*} = \frac{\tau \cdot \alpha}{U_1}$$

C'est à dire que le rendement s'annule pour une valeur du flux solaire égale au flux seuil à partir duquel le rendement sera négatif et dans ce cas le capteur chauffe l'extérieur.

Les figures V.24, V.25, V.26, V.27 et V.28 représentent les variations du rendement.

Tout ceci nous a permis de déduire les valeurs maximum de $F_R(\tau\alpha)_e = 0.65$ et de $F_R U_L = 35$, ce qui a permis de déterminer le coefficient d'absorption thermique (efficacité de l'absorbeur) $F_R = 0.76$ et le coefficient global de pertes thermiques $U_L = 46.04$, pour un débit massique $m = 0.0202$ kg/s. Par contre pour $m = 0.0108$ kg/s, on a $(F_R(\tau\alpha)_e = 0.3, F_R U_L = 5, F_R = 0.35$ et $U_L = 14.25)$.

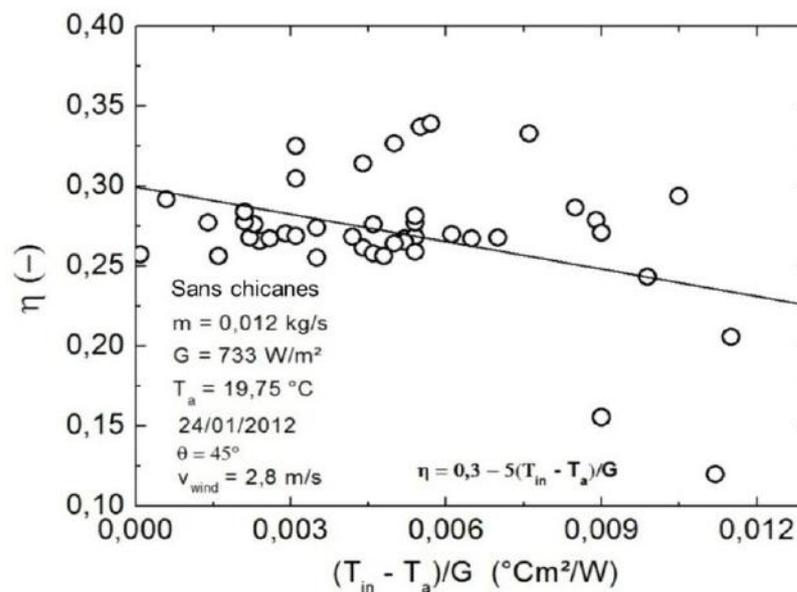


Figure. V.24 : Rendement instantané en fonction de $\Delta T/G$ ($m = 0.012$ kg/s)

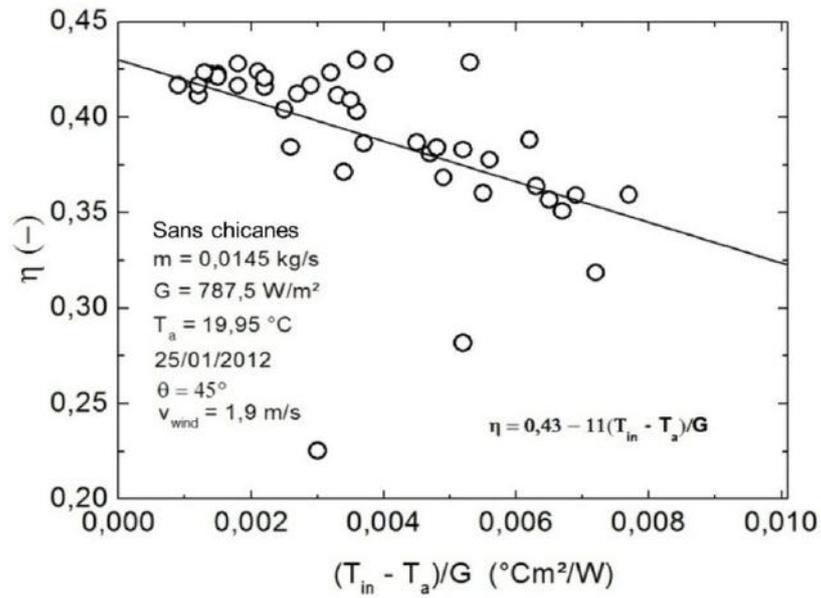


Figure. V.25 : Rendement instantané en fonction de $\Delta T/G$ ($m = 0.0145 \text{ kg/s}$)

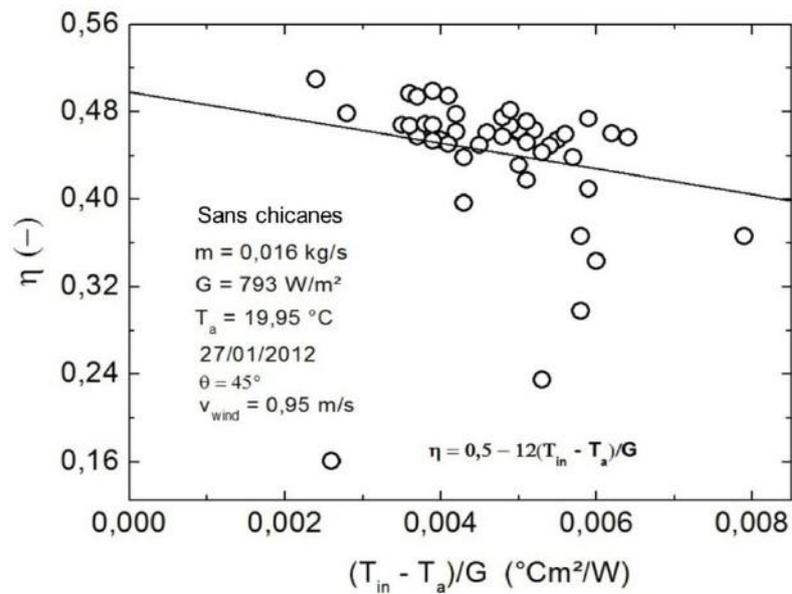


Figure. V.26 : Rendement instantané en fonction de $\Delta T/G$ ($m = 0.016 \text{ kg/s}$)

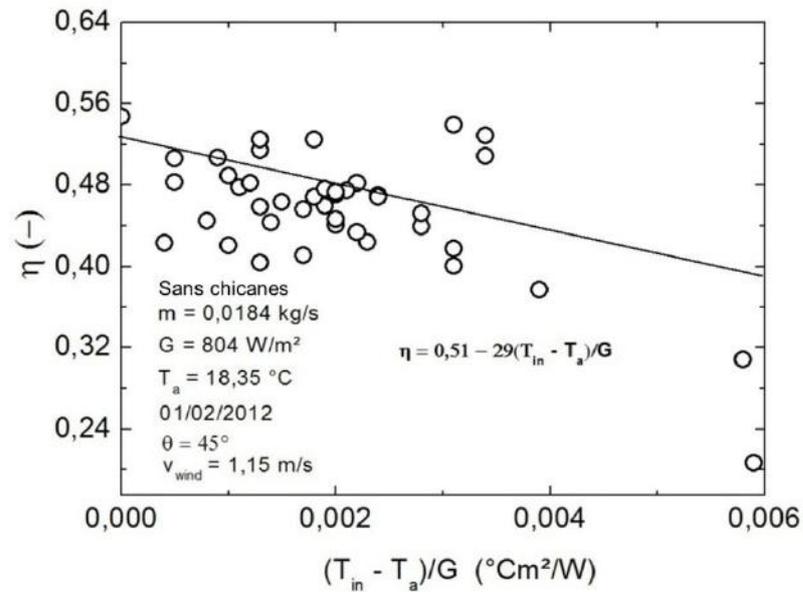


Figure. V.27 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.0184 \text{ kg/s}$)

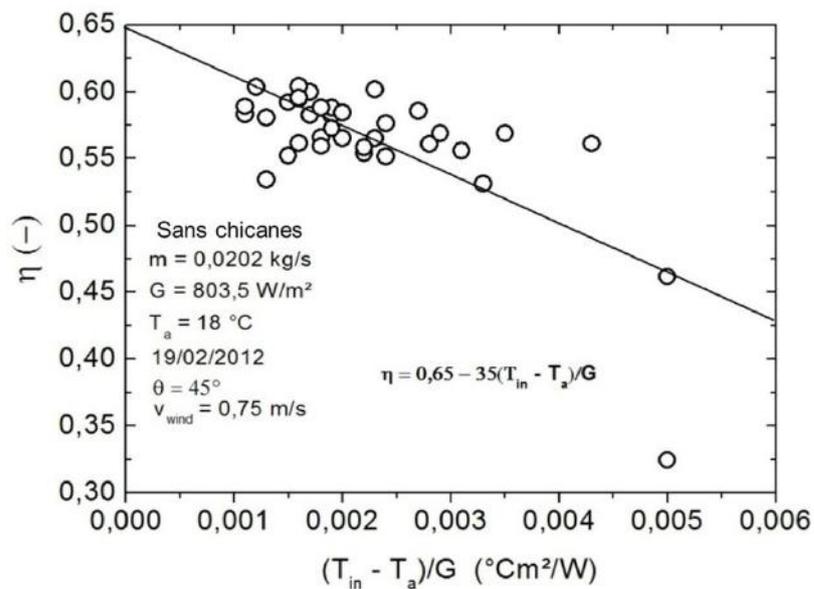


Figure. V.28 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.0202 \text{ kg/s}$).

Selon la même démarche, les performances d'un capteur solaire muni de chicanes sont calculées. Nous présentons dans ce qui suit une comparaison entre les deux cas.

V.6 Comparaison entre les performances d'un insolateur sans et avec chicanes :

V.6.1 Variation de la température:

La température moyenne de la vitre pour le débit massique $m = 0.012 \text{ kg/s}$ à la position $Y = 0$:

sans chicane, $T_g = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

avec chicane, $T_g = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

La température moyenne de la plaque extérieure:

sans chicane, $T_{ex} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

avec chicane, $T_{ex} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

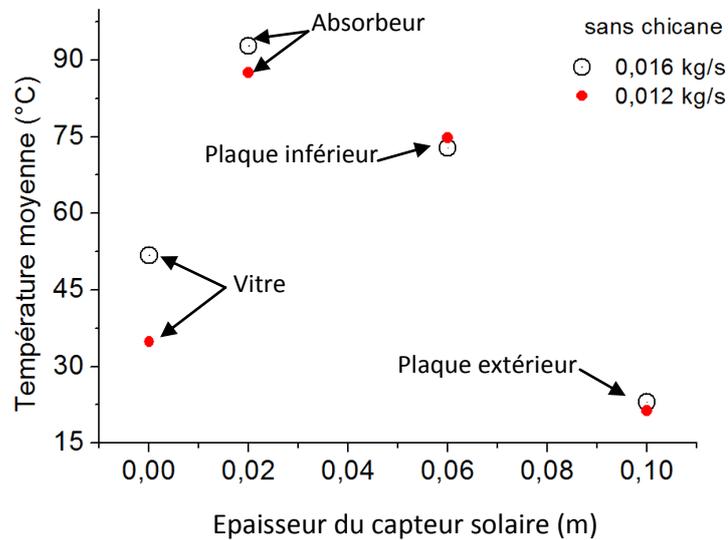


Figure. V.28 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicane)

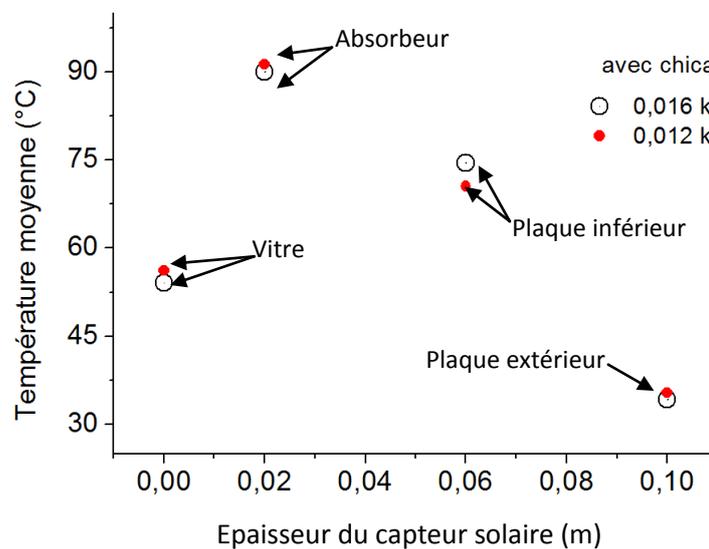


Figure. V.29 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS avec chicane)

V.6.2 Variation de la température moyenne en fonction de la longueur :

Les courbes qui suivent représentent la variation en fonction de la longueur des températures moyennes des différents composants du collecteur pour différents débits et pour le cas avec et sans chicanes.

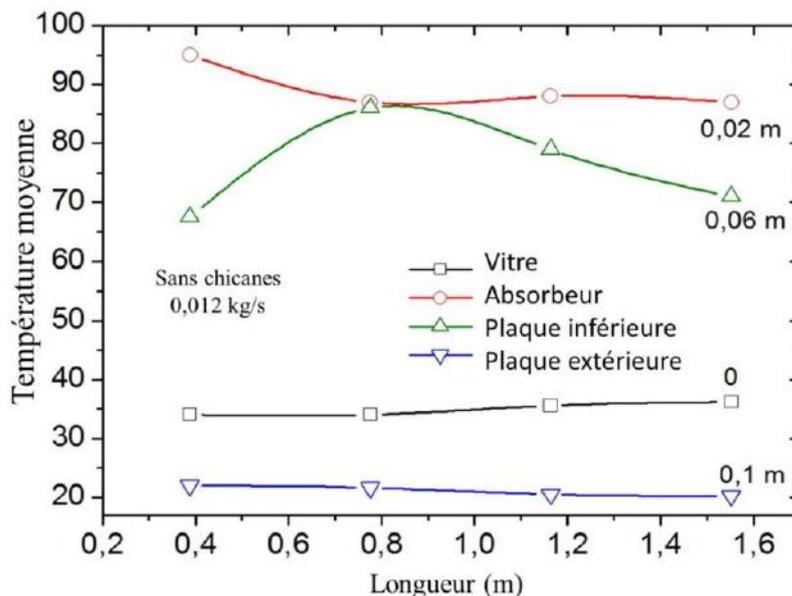


Figure. V.30 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicanes, $m = 0.012$ kg/s)

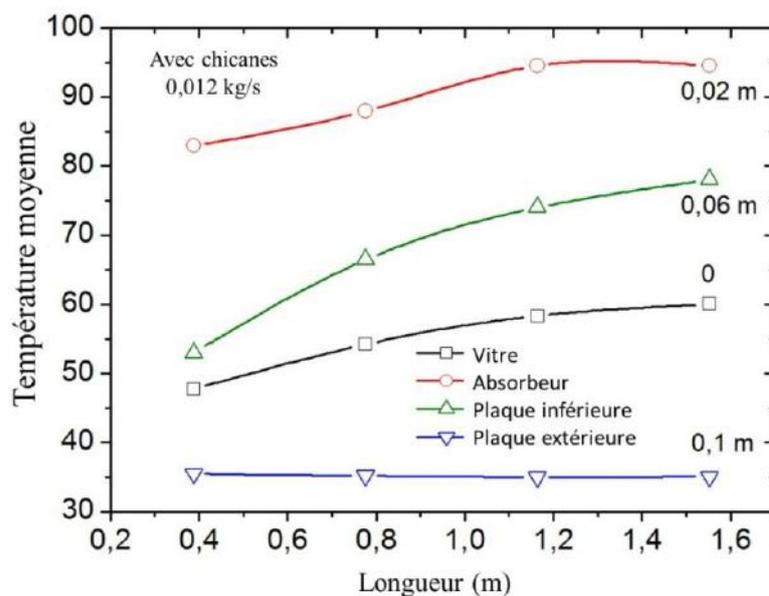


Figure. V.31 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS avec chicanes, $m = 0.012$ kg/s)

On remarque que la présence de chicanes permet un abaissement de la température des différents composants. En effet, leur rôle est double elles permettent un meilleur échange de chaleur et aussi elles permettent de diminuer les pertes thermiques.

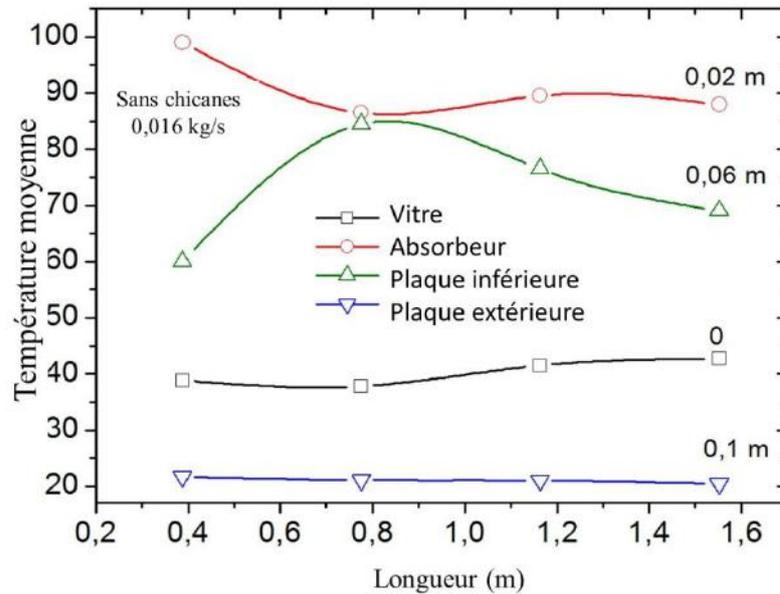


Figure. V.32 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS sans chicanes, $m = 0.016 \text{ kg/s}$)

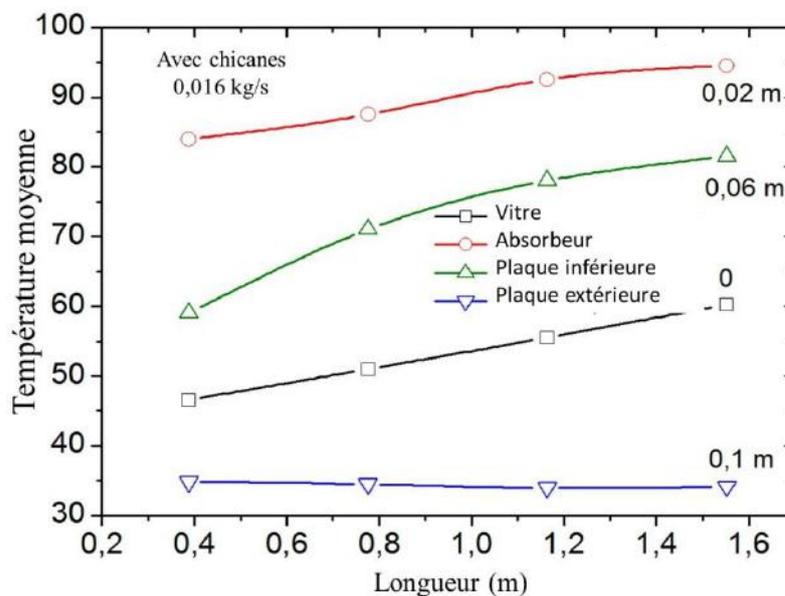


Figure. V.33 : Températures moyennes de la plaque inférieure, de l'absorbeur, de la plaque extérieure et celle de la vitre (CS avec chicanes, $m = 0.016 \text{ kg/s}$)

V.6.3 Variation de la température de sortie, d'entrée et ambiante en fonction du temps:

La valeur moyenne de la température de sortie pour un débit ($m=0.012 \text{ kg/s}$) enregistrée est:

Sans chicanes, $T_{\text{out}} = 53.5 \text{ }^\circ\text{C}$,

Avec chicanes, $T_{\text{out}} = 70.1 \text{ }^\circ\text{C}$

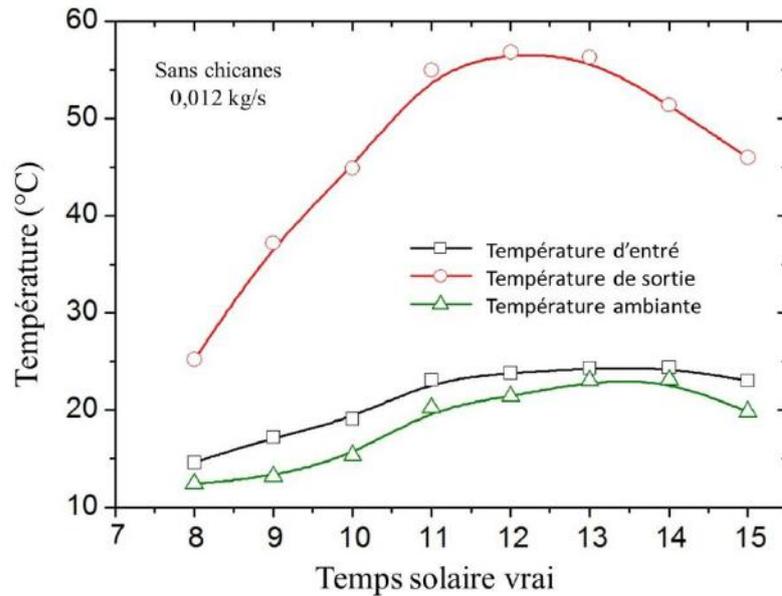


Figure. V.34 : Température ambiante, entrée et sortie (24/01/2012)

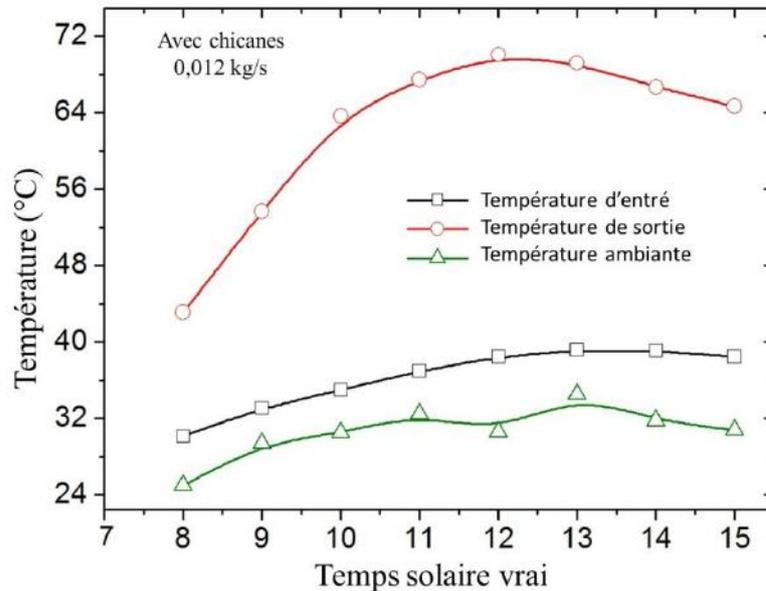


Figure. V.35 : Température ambiante, entrée et sortie (13/05/2012)

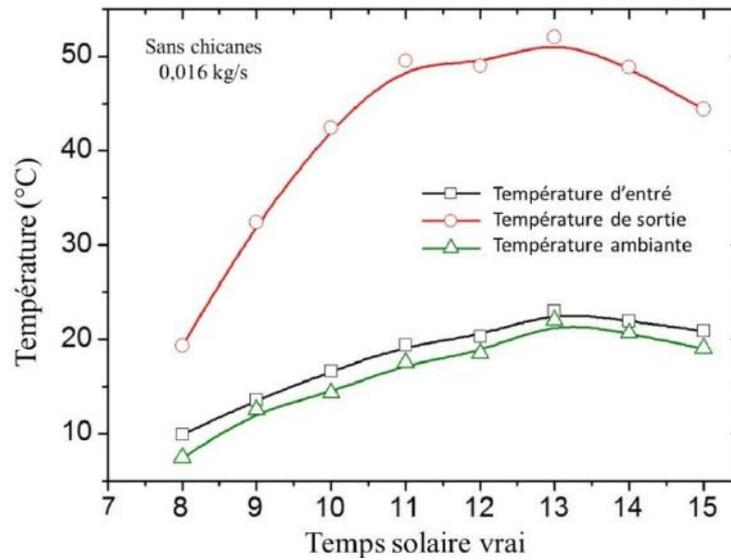


Figure. V.36 : Température ambiante, entrée et sortie (27/02/2012)

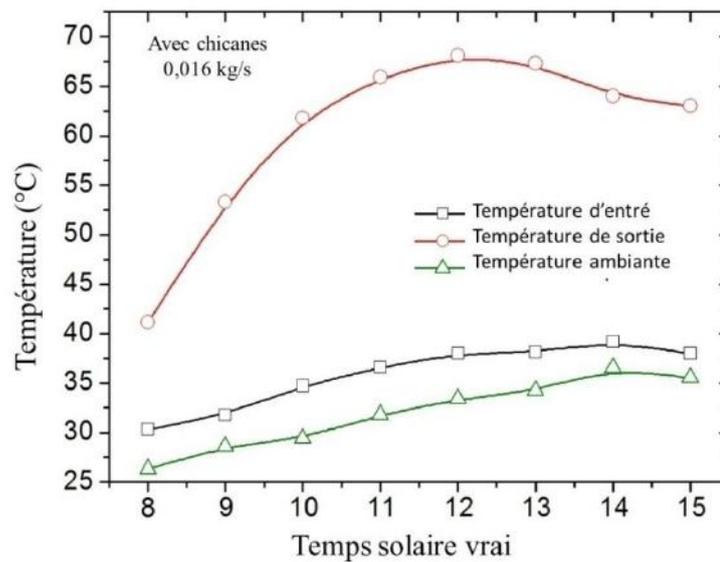


Figure. V.37 : Température ambiante, entrée et sortie (15/05/2012).

V.6.4 Variation du rendement:

Les figures qui suivent montrent pour les deux cas avec et sans chicane, l'évolution du rendement calculé en fonction du temps et du rayonnement solaire incident.

Pour un débit massique $m = 0.012 \text{ kg/s}$ on a:

Avec chicane $\eta = 39.72 \%$

Sans chicane $\eta = 33.92 \%$

Pour un débit massique $m = 0.016 \text{ kg/s}$ $\eta_{avec} = 50.47 \%$ et $\eta_{sans} = 43 \%$

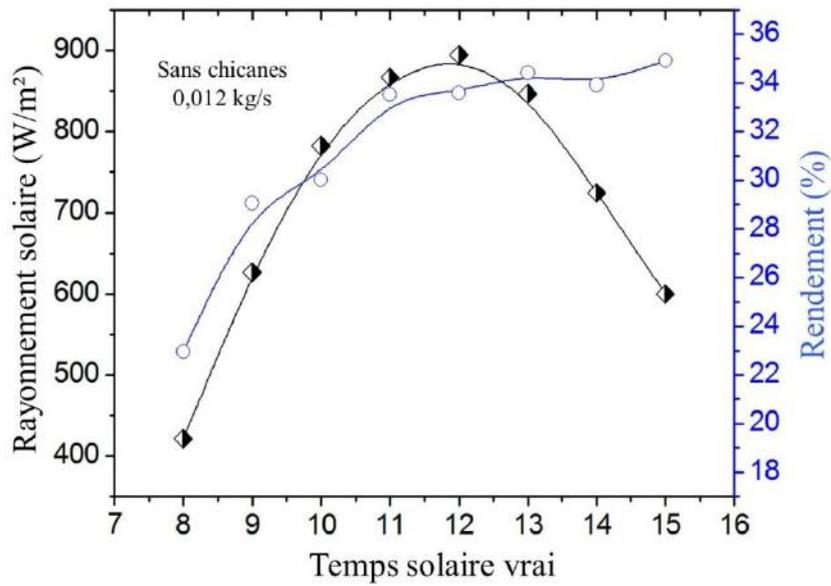


Figure. V.38: Rendement global (24/01/2012 sans chicanes)

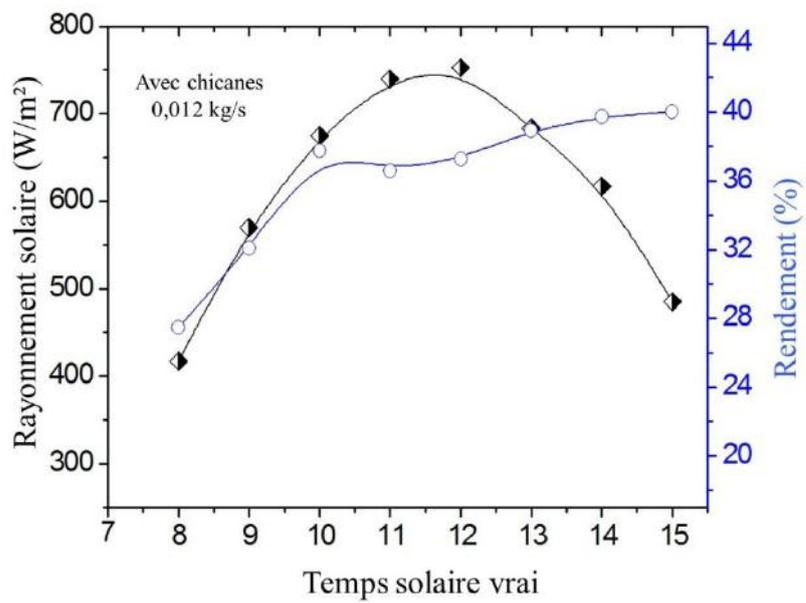


Figure. V.39 : Rendement global (13/05/2012 avec chicanes)

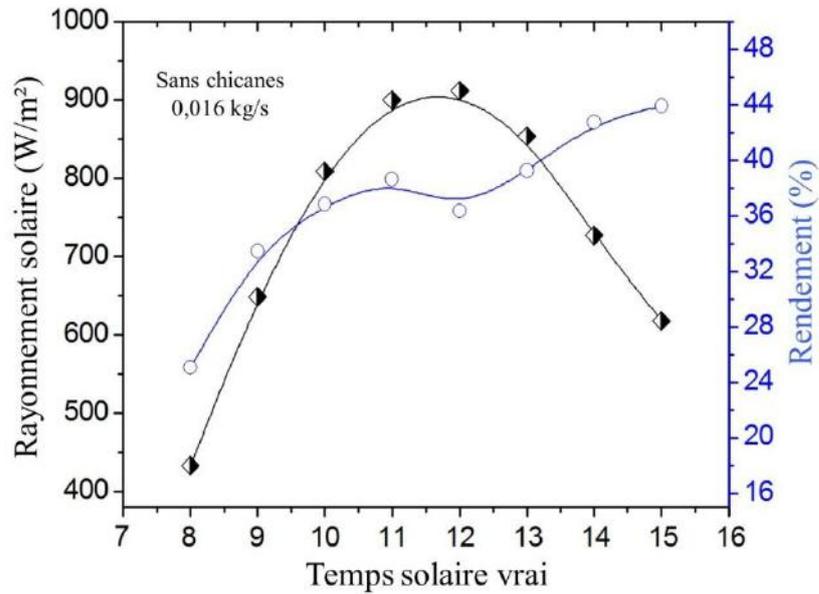


Figure. V.40 : Rendement global (27/02/2012 sans chicanes)

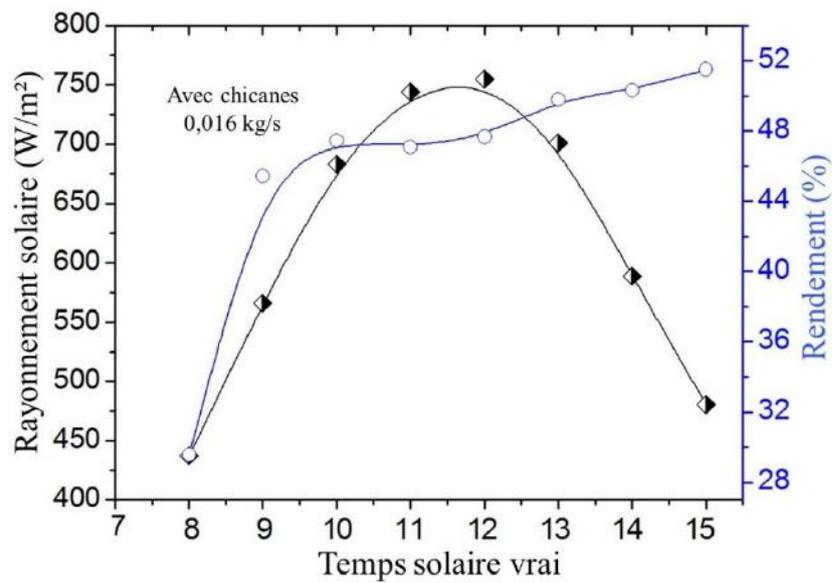


Figure. V.41 : Rendement global (15/05/2012 avec chicanes)

V.6.5 Rendement instantané, capteur solaire muni de chicanes:

Pour le cas d'un capteur munis de chicanes les performances calculées sont :

- Pour un débit massique $m = 0.016 \text{ kg/s}$

Avec chicanes : $F_R(\tau\alpha)_e = 0.58$ et $F_R U_L = 17$

Sans chicane : $F_R(\tau\alpha)_e = 0.5$ et $F_R U_L = 12$

- Pour un débit massique $m = 0.012 \text{ kg/s}$

Avec chicanes : $F_R(\tau\alpha)_e = 0.42$ et $F_R U_L = 10$

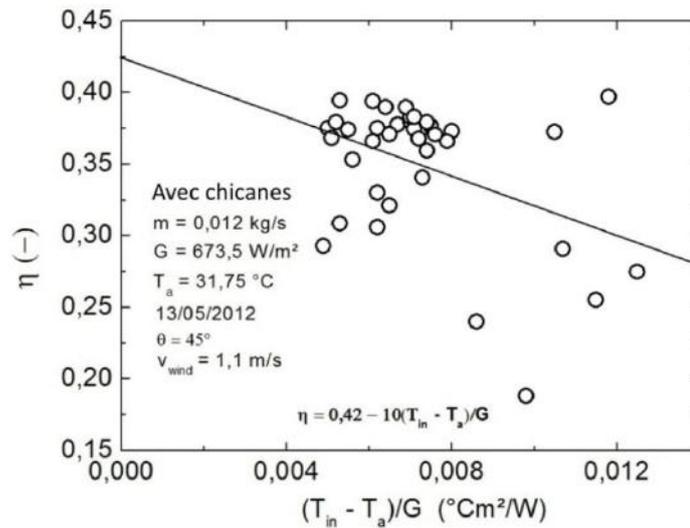


Figure. V.42 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.012 \text{ kg/s}$ avec chicanes)

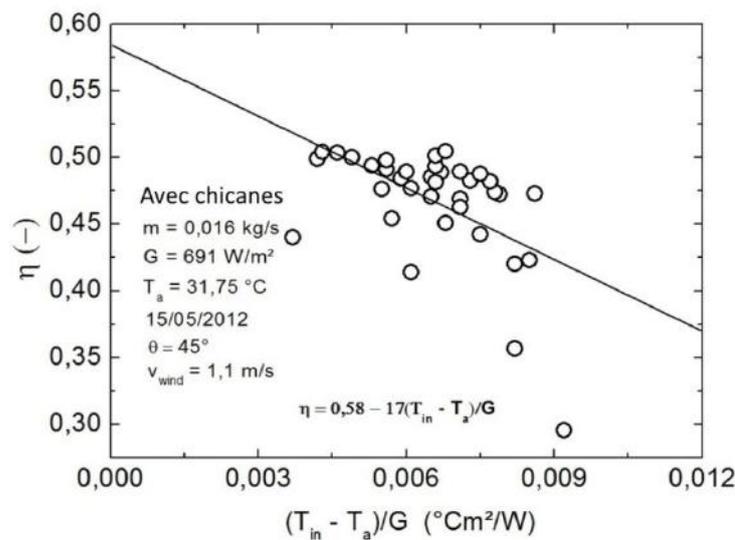


Figure. V.43 : Rendement instantané en fonction de $\frac{\Delta T}{G}$ ($m = 0.016 \text{ kg/s}$ avec chicanes)

Les calculs ont permis de déterminer pour un débit massique $m=0.016 \text{ kg/s}$, le coefficient d'absorption thermique du capteur $F_R = 0.68$ et le coefficient global de pertes thermiques $U_L = 25.06$

V.7 Calculs des coefficients d'échanges thermiques

La figure V.44 montre la variation du coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant en fonction de la vitesse du vent. Le champ des mesures effectuées s'étale du

mois de janvier jusqu'au mois de mai. Tout ceci qui a permis d'évaluer ses variations à travers le modèle associé.

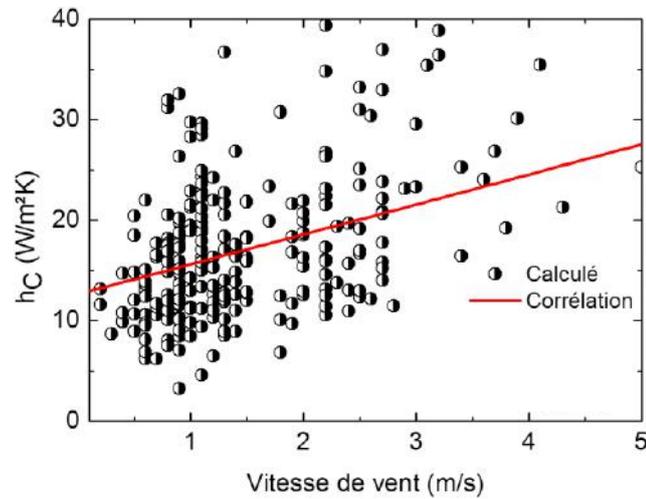


Figure. V.44 : Coefficient d'échange thermique par convection (vitre-extérieur)

La figure V.45a & V.45b montre la variation du coefficient d'échange par convection entre le fluide et l'absorbeur pour différents débits.

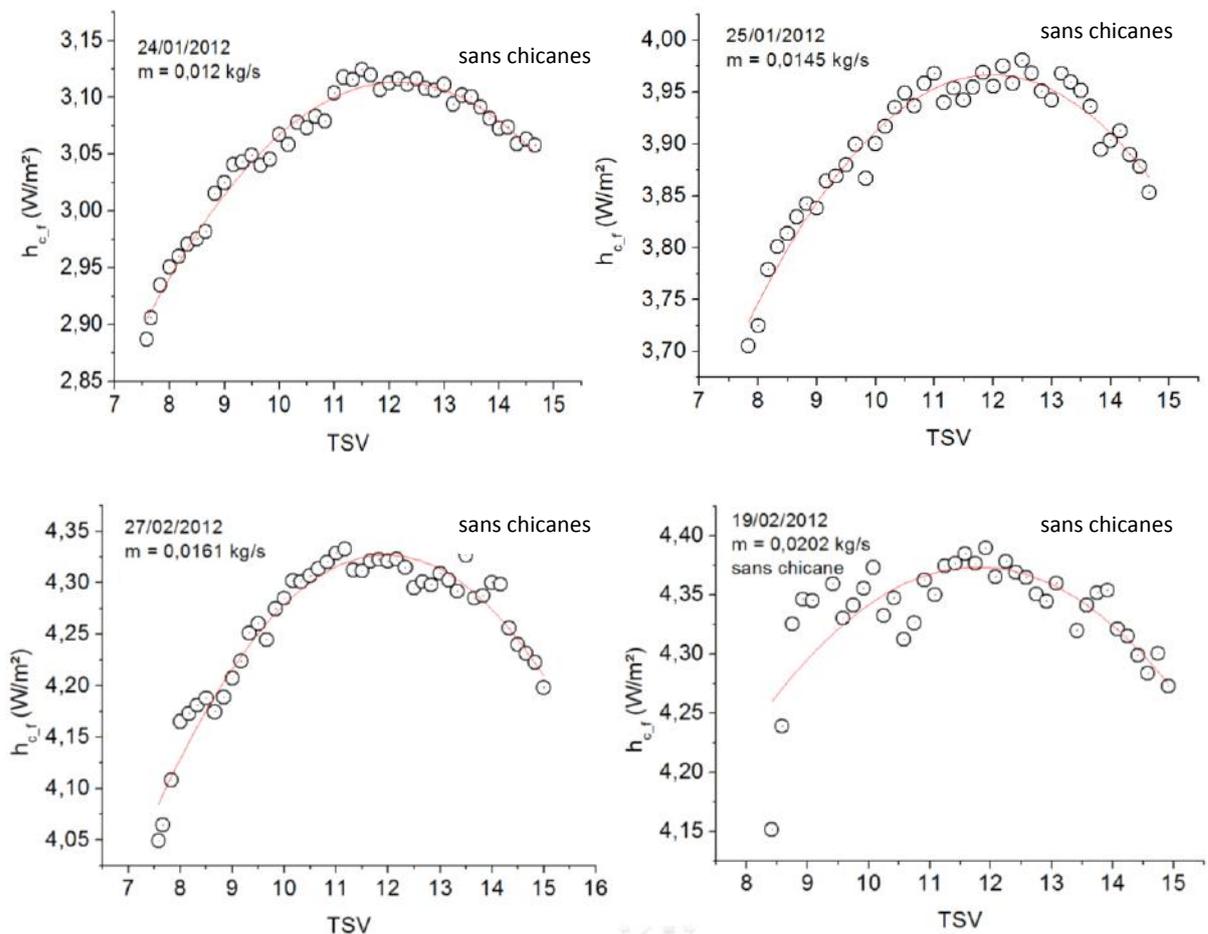


Figure. V.45a : Coefficient d'échange thermique par convection (fluide caloporteur-absorbeur)

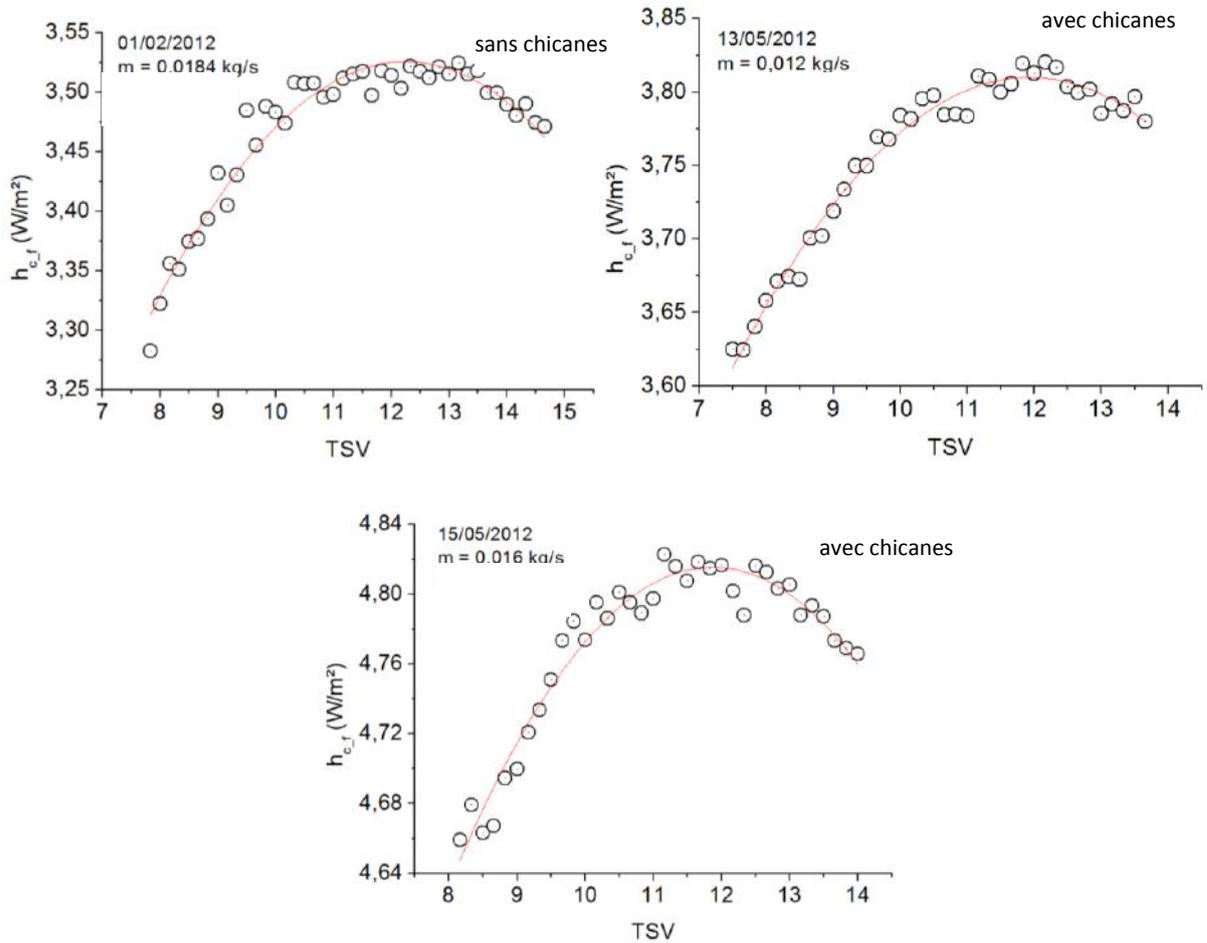


Figure. V.45b : Coefficient d'échange thermique par convection (fluide caloporteur-absorbeur)

Les figures V.46a & V.46b représentent la variation pour diverses journées du coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et ciel.

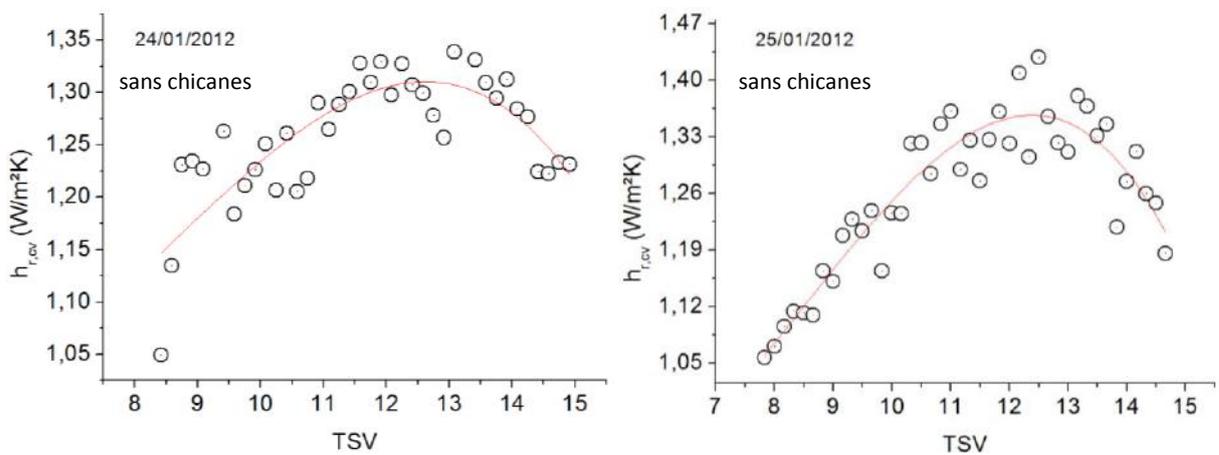


Figure. V.46a : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel

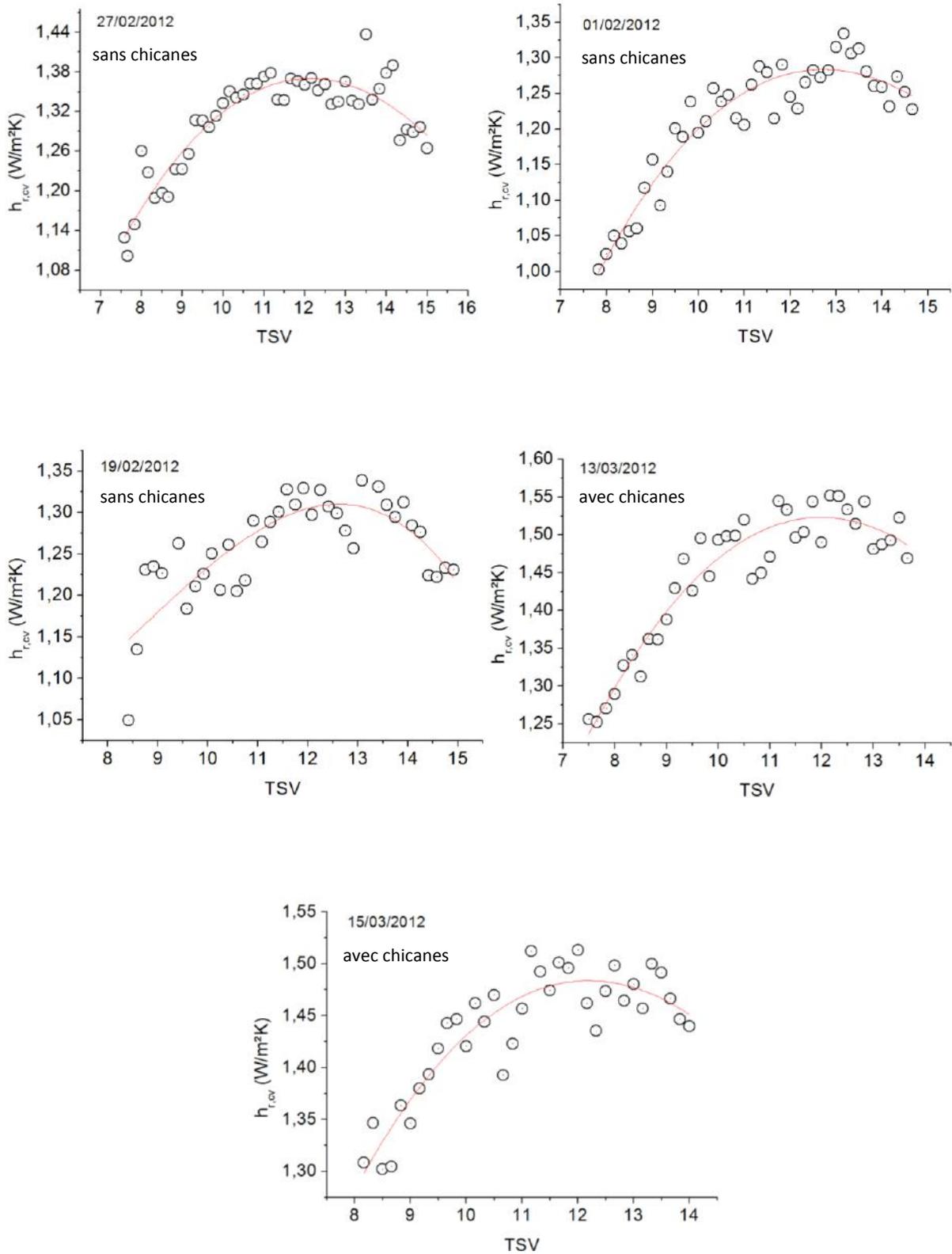


Figure. V.46b : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel

Les figures V.47a & V.47b représentent pour quelques journées la variation du coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et absorbeur.

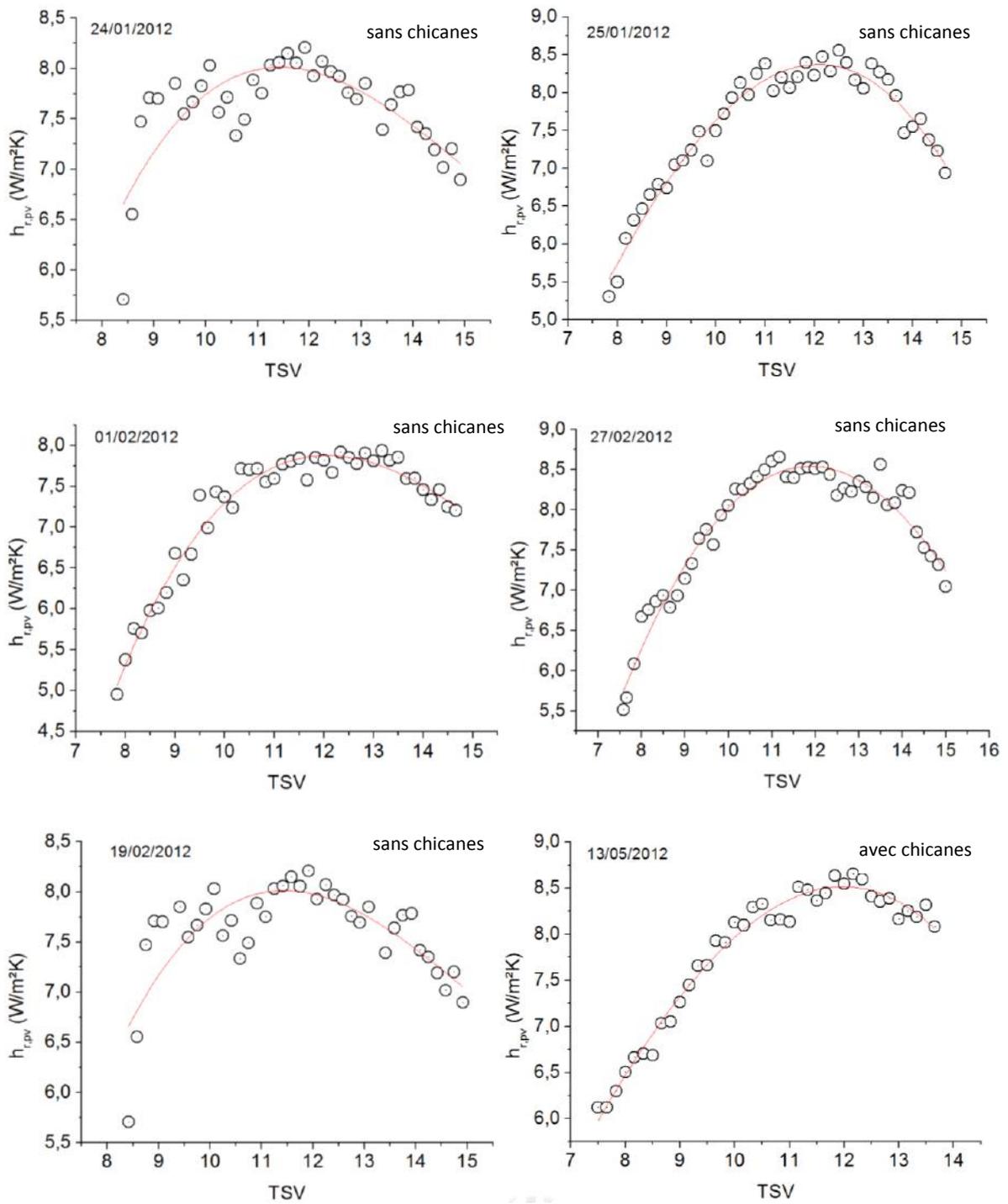


Figure. V.47a : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre

Il est à noter ici que les pertes thermiques par rayonnement dues à l'échauffement de la plaque de l'absorbeur sont considérables.

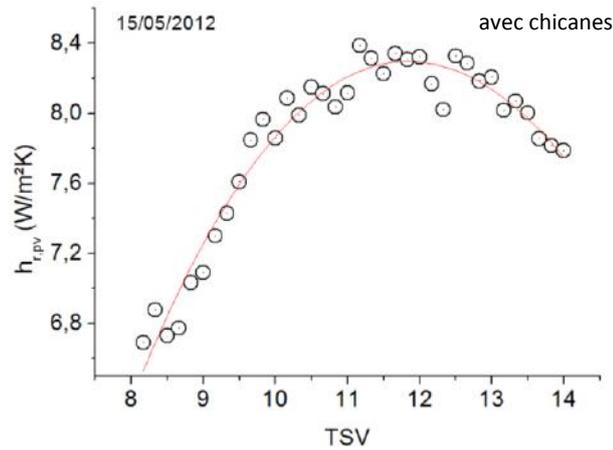


Figure. V.47b : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre

Les figures ci-dessous représentent pour quelques journées la variation du coefficient d'échange par convection naturelle entre la vitre et l'absorbeur donné par l'expression :

$$\overline{Nu} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708 \times \sin(1.8\beta)^{1.6}}{Ra \times \cos(\beta)} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \times \cos(\beta)} \right]^+ - \left[\left(\frac{Ra \times \cos(\beta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+$$

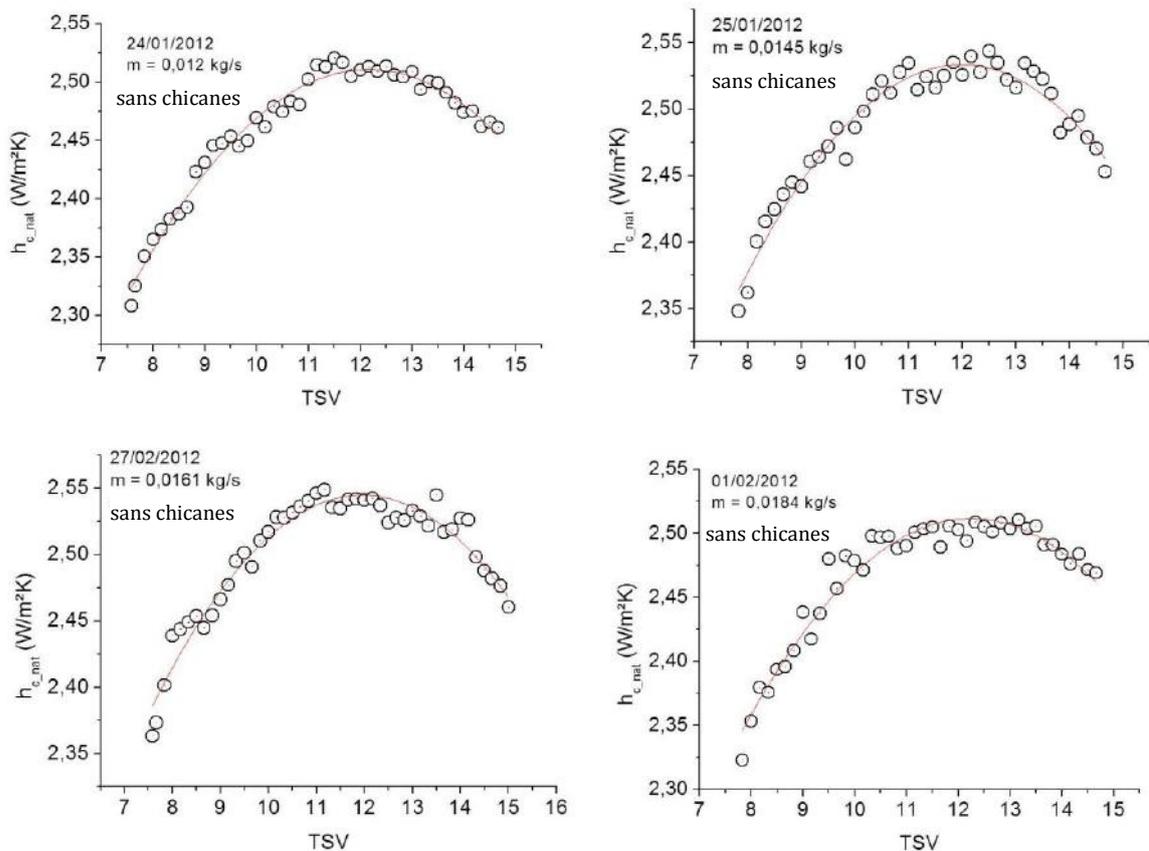


Figure. V.48a : Coefficient d'échange thermique par convection naturelle

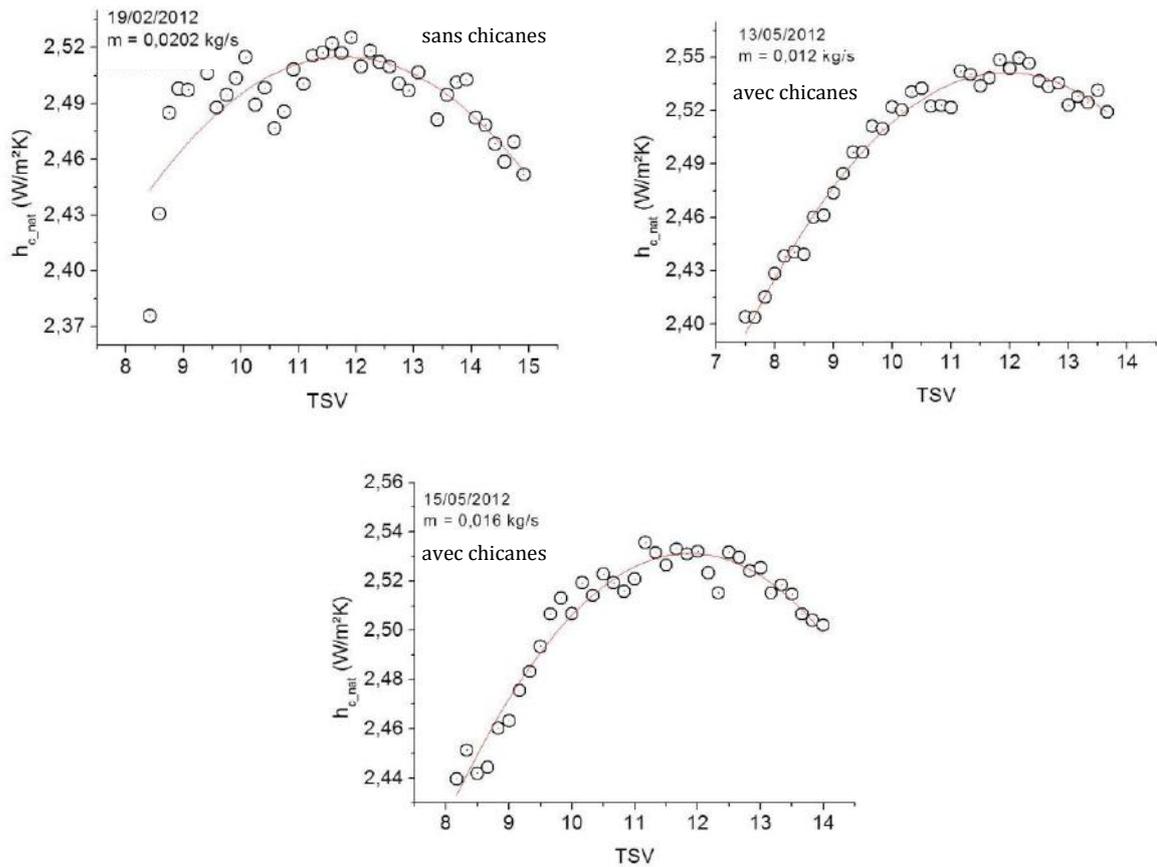


Figure. V.48b : Coefficient d'échange thermique par convection naturelle

Les figures V.48a et V.48b montrent l'évolution du coefficient d'échange par convection naturelle entre la vitre et l'absorbeur calculé à partir de la relation (III.84).

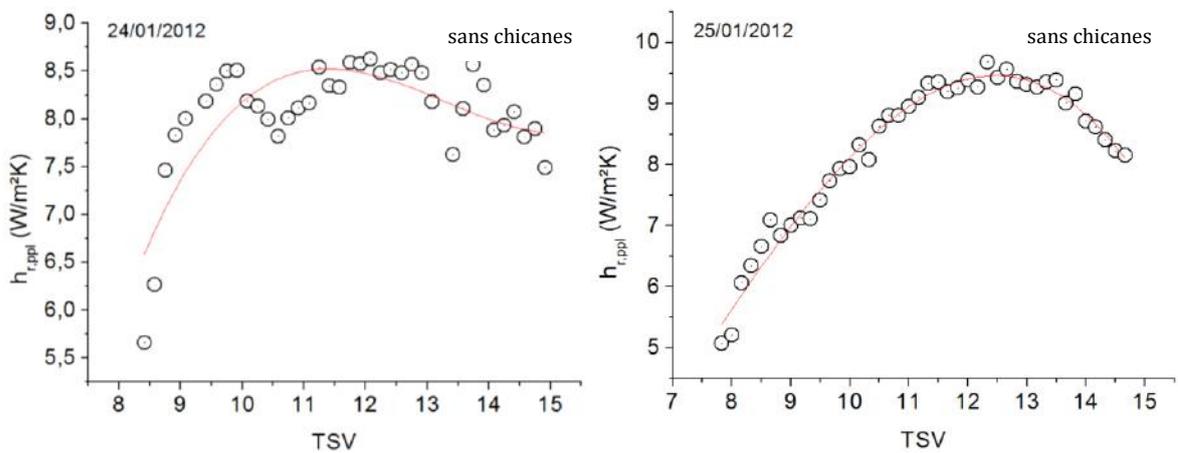


Figure. V.49a : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la plaque inférieure

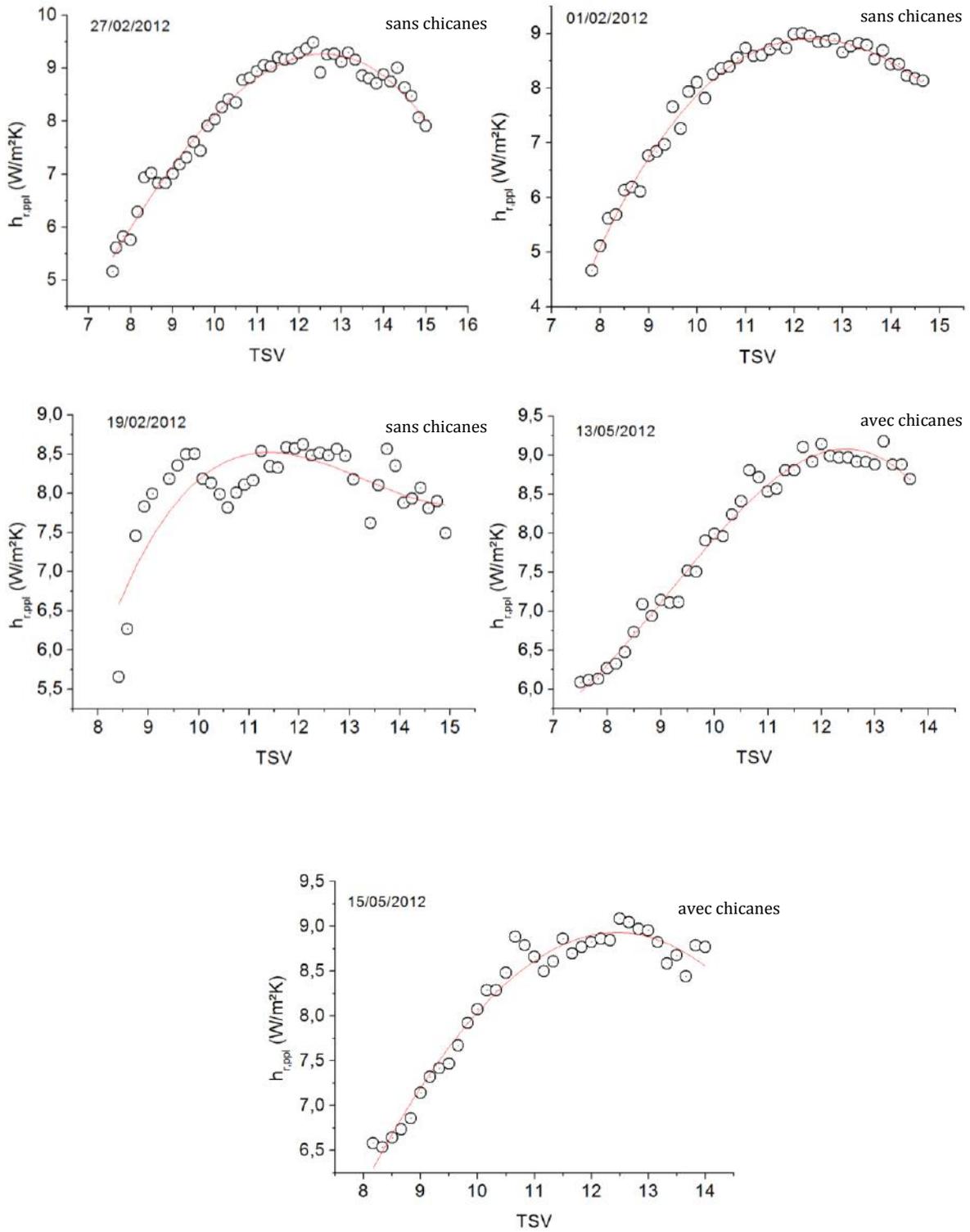


Figure. V.49b : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la plaque inférieure

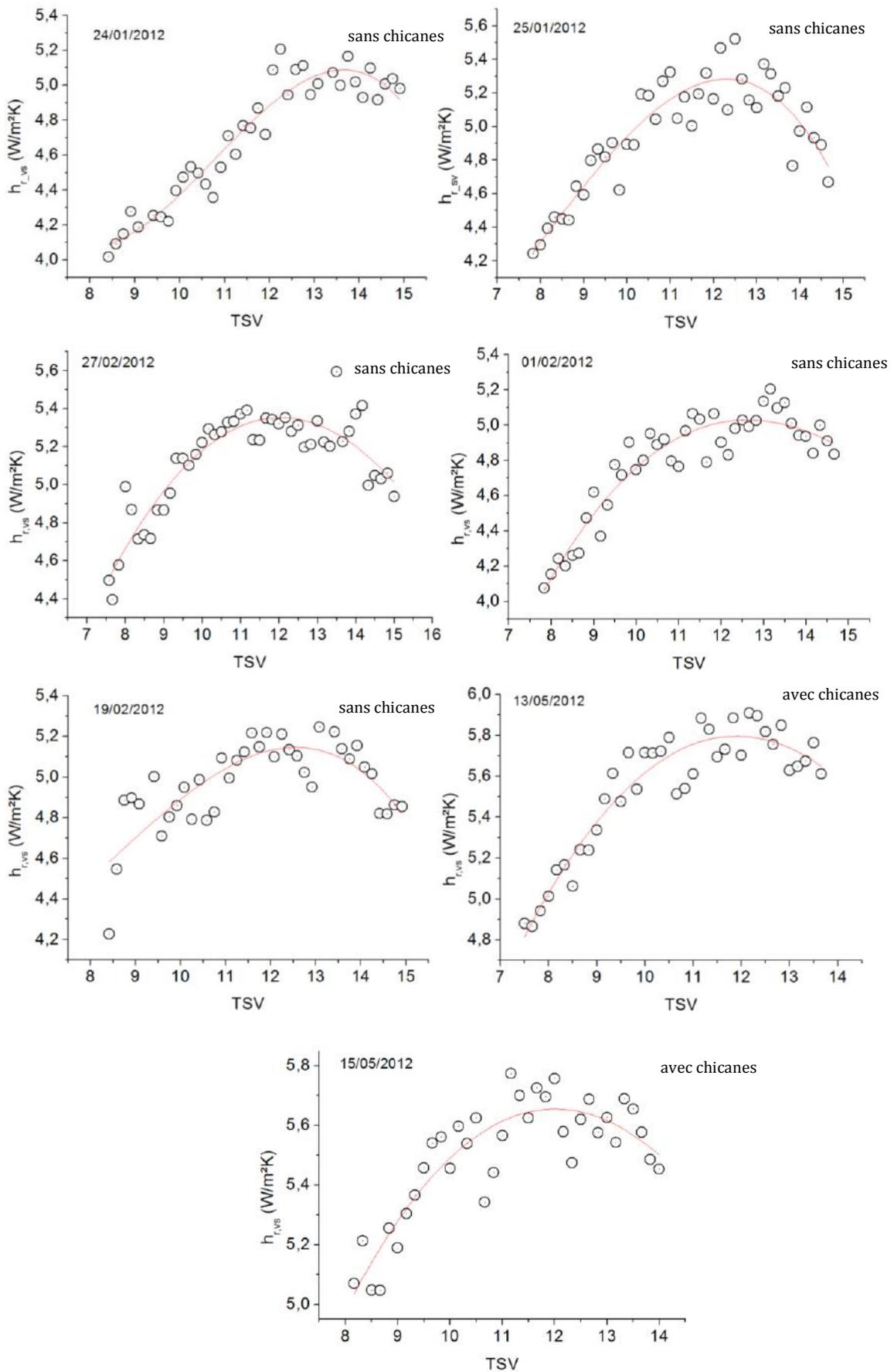


Figure. V.50 : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le sol

La figure V.51 montre la variation du nombre de Nusselt relatif à l'échange de chaleur entre la plaque de l'absorbeur et la plaque métallique. Le champ des mesures effectuées a permis de proposer un modèle pour son calcul.

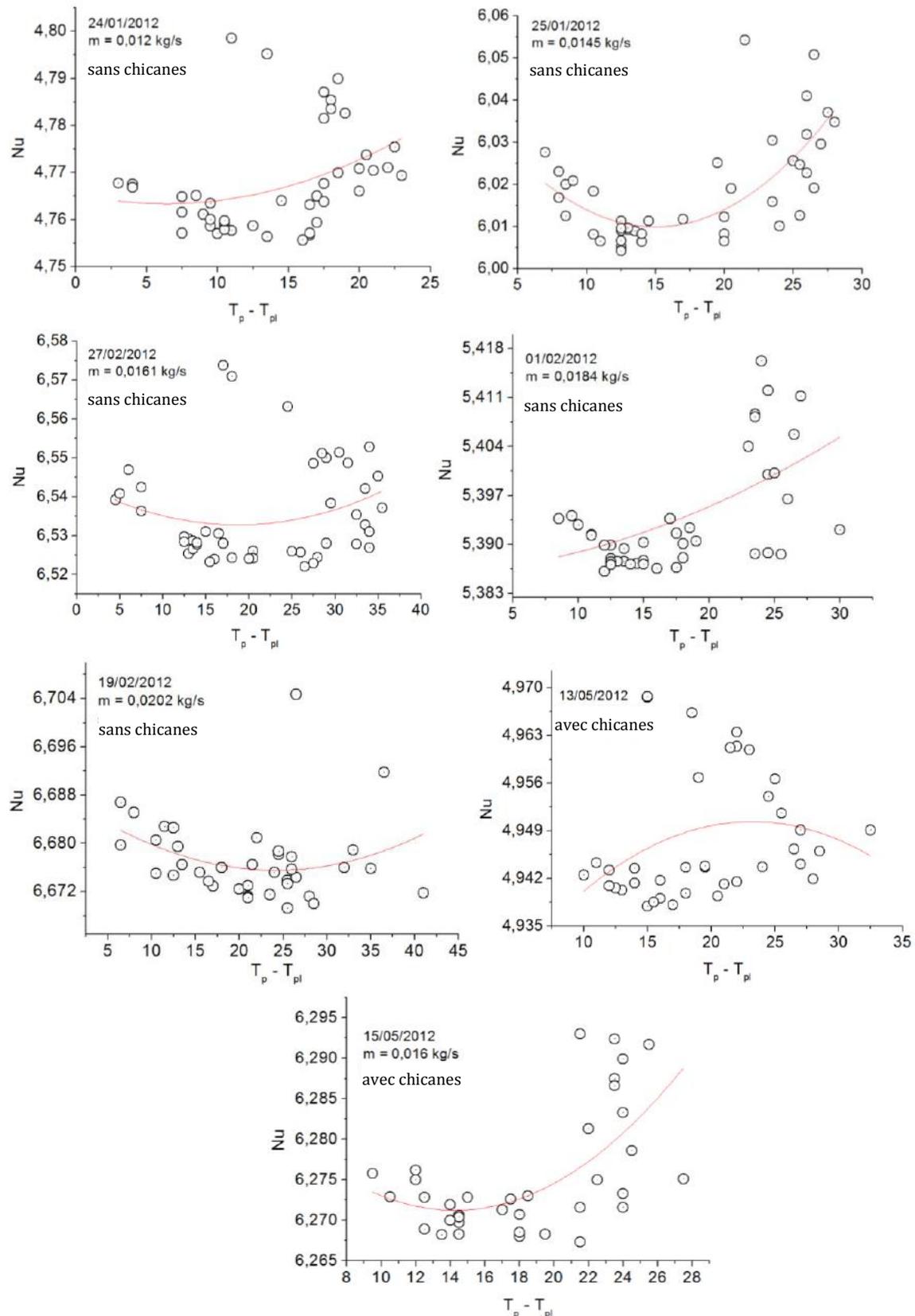


Figure. V.51 : Nombre de Nusselt en fonction $T_p - T_{pl}$

Pour les journées des tests effectués, les mesures de l'humidité sont aussi faites. La figure suivante montre sa variation en fonction du temps.

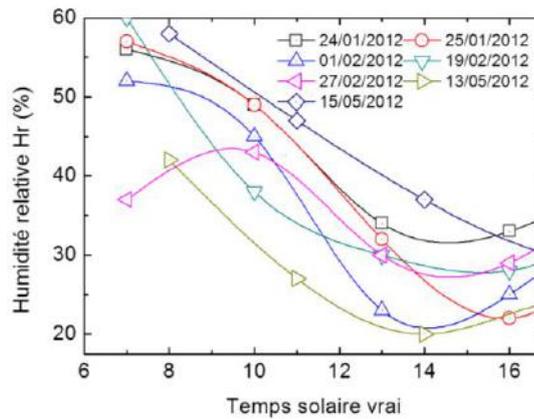


Figure. V.52 : Evolution de l'humidité relative

Les courbes qui suivent présentent une comparaison en fonction du débit entre les performances calculées du capteur solaire conçu avec et sans chicanes.

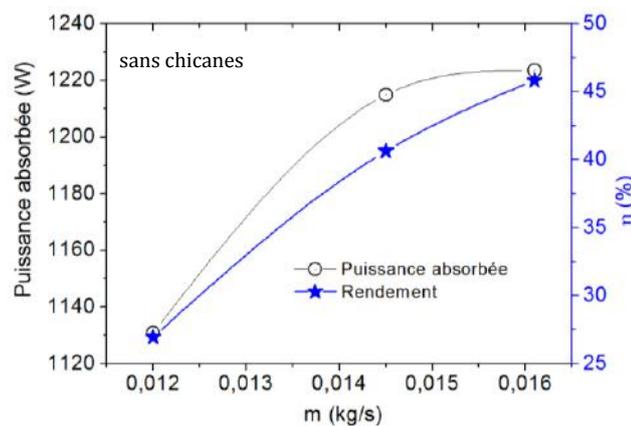


Figure. V.53 : Rendement et puissance absorbée (sans chicanes)

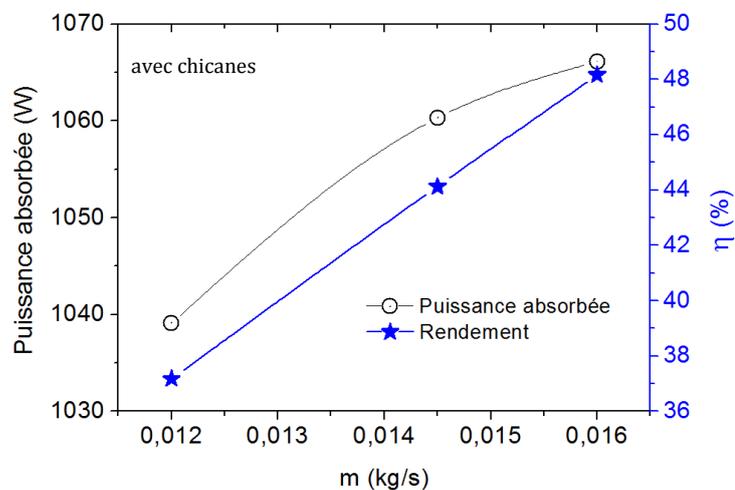


Figure. V.54 : Rendement et puissance absorbée (avec chicanes)

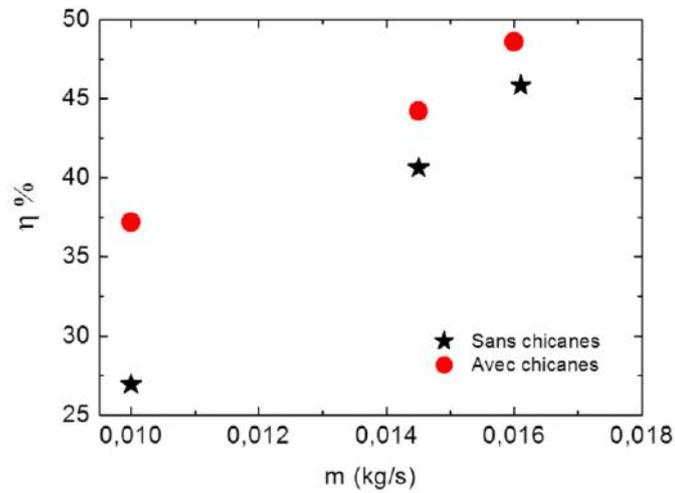


Figure. V.55 : Comparaison des performances

On remarque que la présence de chicanes a permis une amélioration des performances.

Les profils des fluctuations enregistrées concernant l'intensité de la vitesse du vent pour les journées considérées sont illustrés ci-dessous:

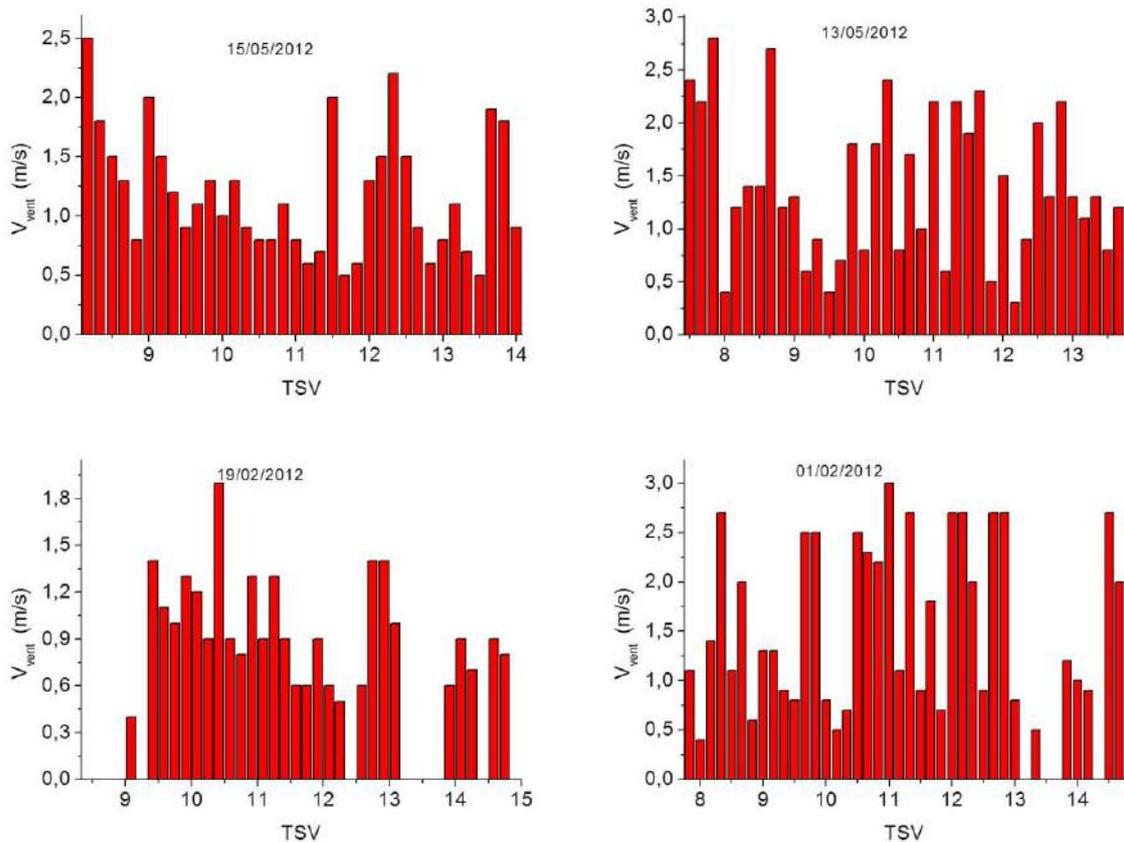


Figure. V.56a : Vitesse du vent

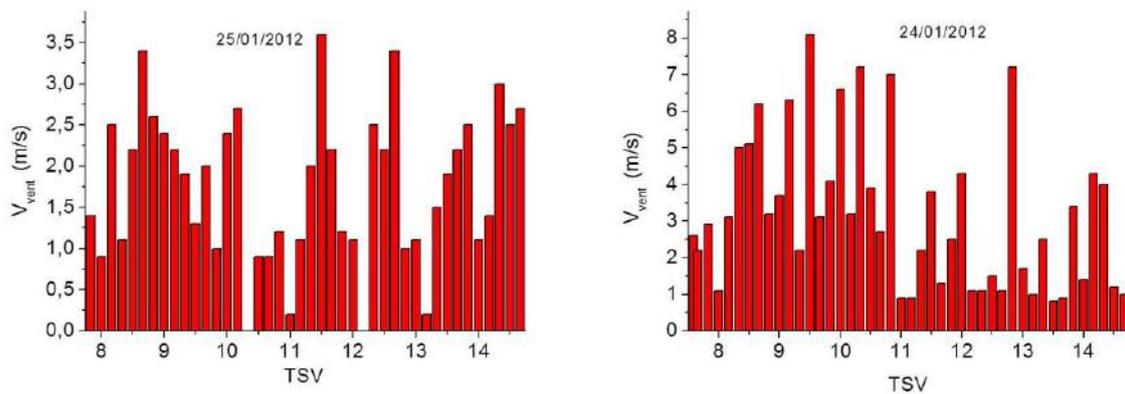


Figure. V.56b : Vitesse du vent

Conclusion:

Des séries de mesures sont effectuées, les résultats obtenus montrent qu'un écart moyen entre la température d'entrée de l'air et celle à la sortie est obtenue et que cette valeur est plus grande pour un capteur muni de chicanes. Le rendement calculé est par conséquent supérieur.

Un bon accord entre les résultats mesurés et ceux donnés par les modèles établis. Les modèles établis permettront de prévoir certains paramètres et également pour le dimensionnement de tels systèmes en absence de données expérimentales.

La présence des chicanes a permis une augmentation des performances thermiques du capteur solaire. Sa valeur dépend de celle du débit du fluide caloporteur.

Les pertes thermiques par rayonnement sont considérables. Les pertes dépendant de la nature du matériau utilisé comme absorbeur.

Les performances calculées permettent de juger, pour une telle ou telle application si l'énergie solaire est préférable aux autres sources d'énergie. L'ensemble contribue à la constitution d'une géographie de l'utilisation de ces systèmes.

Conclusion générale

Cette étude entreprise, s'est attachée en premier lieu à proposer des modèles adéquats pour prévoir les performances des capteurs solaires plans à air dans divers régions avec ou sans altitude et pour divers climats méditerranéens ou sahariens et pour diverses utilisations. Ceci est très important car en l'absence de données préalables, on ne saura pas quelle sera la température maximale exploitable qui pourra être fournie par ces capteurs. Pour cela et à l'issue de cette étude, la caractérisation d'un site comme première phase d'un quelconque projet solaire a été faite à travers des modèles établis et testés. Il ressort des résultats expérimentaux que les valeurs trouvées sont en bon accord avec ceux donnés par les différents modèles établis.

Au terme de notre étude concernant les calculs des performances des capteurs solaires, nous avons à travers les expériences menées, déterminé les champs de températures de l'air et de l'absorbeur sans et en présence de chicanes proposées pour différents intervalles de débit.

Ensuite, cette étude qui, en deuxième lieu était menée dans le but de contribuer à l'optimisation des performances de ces systèmes, obtenir un compromis entre un bon rendement avec le minimum de pertes de charge. Il en ressort que l'adjonction de chicanes, de forme demi-cylindriques normales à l'écoulement et pour le cas de la configuration et la disposition choisies, paraît avantageuse par rapport à un capteur sans chicanes, une amélioration de 11% pour un débit de 0.012 kg/s est remarquée.

Les relevés des températures de l'air et de l'absorbeur nous ont permis de suivre réellement la température moyenne de l'air dont dépendent plusieurs paramètres. Ceci est très important éventuellement pour le calcul des pertes thermiques qui d'après les calculs effectués sont des quantités à considérer dans toute étude des performances des capteurs. Ces pertes qui augmentent quand le débit diminue, sont légèrement inférieures pour un capteur avec chicanes, pour lequel ce sont certainement les pertes par convection qui dominent, que pour un capteur sans chicanes, pour lequel ce sont par contre les pertes par rayonnement qui dominant car l'absorbeur s'échauffe plus.

Les profils des températures de l'air et de l'absorbeur relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination des différents coefficients d'échanges thermiques dans les différents constituants du système.

Il ressort de ces études que le coefficient de transfert de chaleur convectif dépend du débit du fluide caloporteur et que sa valeur est supérieure pour un capteur mini de chicanes.

La modélisation de la température de sortie permet de prévoir sa valeur pour des contextes prédéfinis et pourra, à partir des résultats trouvés évaluer les valeurs moyennes mensuelles du nombre d'heures où cette température de sortie atteint une valeur d'usage pour une telle ou telle application. L'ensemble permettra l'établissement d'une géographie d'utilisation des capteurs solaires.

Un bon accord entre les résultats mesurés et ceux donnés par les modèles. Les modèles établis permettront de prévoir certains paramètres et également le dimensionnement de tels systèmes en absence de données expérimentales. Les performances calculées permettent de juger, pour une telle ou telle application si l'énergie solaire est préférable aux autres sources d'énergie. L'ensemble contribue à la constitution d'une géographie de l'utilisation de ces systèmes.

L'ensemble des travaux concernant la modélisation des différents paramètres de la conversion thermique de l'énergie solaire a été faite pour le site de Biskra pour une inclinaison égale à la latitude, l'étape suivante consisterait à la généraliser pour d'autres sites et pour différentes inclinaisons afin d'aboutir à rassembler toutes les données pouvant servir à la constitution d'un Atlas des applications de l'énergie solaire.

L'ensemble des études faites, a fait l'objet de communications et publications nationales et internationales.

Références

- [1] A. Ahmed-Zaïd, A. Moulla, M. S. Hantala et J.Y. Desmons, “Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l’Oignon Jaune et du Hareng”, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 4, pp. 69 – 78, 2001.
- [2] F. Benyelles, B. Benabadjia, B. Benyoucef et Z. Ziani, “Comparaison entre un Capteur à Aérogel de Silice et d’autres Capteurs Plans”, 13^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 28-30 Août 2007.
- [3] A. Zerrouki , B. Tedjiza et N. Said, “Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes”, *Rev. Energ. Ren.* Vol. 5, pp. 49-58, 2002.
- [4] A. Benkhelifa, “Optimisation d’un Capteur Solaire Plan”, *Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique*, pp. 13-18, 1998.
- [5] F. Mokhtari et D. Semmar, “L’Influence de la Configuration de l’Absorbeur sur les Performances Thermiques d’un Capteur Solaire à Air”, *Revue des Energies Renouvelables*, Journées de Thermique, pp. 159 – 162, 2001.
- [6] K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Moummi, A. Labed, E. Achouri et A. Benchabane, “Amélioration des Performances Thermiques d’un Capteur Solaire Plan à Air - Etude Expérimentale dans la Région de Biskra”, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 12, pp. 237 - 248, 2009.
- [7] K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Labed et E. Achouri, “Etude de l’Influence des Rugosités Artificielles sur les Performances Thermiques des Capteurs Solaires Plans à Air”, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 11, pp. 219 - 227, 2008.
- [8] A. Labed, N. Moummi, K. Aoues, M. Zellouf, A. Moummi, “Etude Théorique et Expérimentale d’un Capteur Solaire Plan à Air Muni d’une Nouvelle Forme de Rugosité Artificielle”, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 12, p 551-561, 2009.
- [9] S. Youcef-Ali, “Study and Optimization of the Thermal Performances of the Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plates, with Various Glazing”, *Renewable Energy*, Vol. 30, pp. 271 – 280, 2005.

- [10] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi and J.Y. Desmons, “Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins”, *Renewable Energy*, Vol. 29, pp. 2053 – 2064, 2004.
- [11] K. Sopiana, Suprantob, W.R.W. Daudb, M.Y. Othman, B. Yatime, “Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media”, *Renewable Energy*, 18 pp. 557-564, 1999.
- [12] A. A. Mohamed, “High efficiency solar air heater”, *Solar Energy*, Vol. 60 pp. 71-76, 1997.
- [13] S.B. Prasad, et al, “Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material”, *Sol. Energy*, doi:10.1016/j. sol ener.2008.11.011, 2009.
- [14] A. Benkhelifa, “Optimisation d’un Capteur Solaire Plan”, *Revue des Energies Renouvelables, Physique Energétique*, pp. 13-18, 1998.
- [15] L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller, “Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates”, *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. &Eng*, Vol. XXVI, No. 2 / 153, 2004.
- [16] R.Ben Slama, “The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer”, *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 139–149, 2007.
- [17] S. Bahria et M. Amirat, “Influence de l’adjonction des chicane longitudinales sur les performances d’un capteur solaire plan à air”, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 16, 51 – 63, 2013.
- [18] M.F. El-khawajah, L.B.Y. Aldabbagh, F. Egelioglu, “The effect of using transverse fins on a double pass flow solar air heater using wire mesh as an absorber”, *Solar Energy*, Vol. 85, 1479-1487, 2011.
- [19] H.M. Yeh, “Upward-type flat-plate solar air heaters attached with fins and operated by an internal recycling for improved performance”, *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 43, pp. 235–240, 2012.

- [20] A.A. El-Sebaï, S. Aboul-Enein, M.R.I. Ramadan, S.M. Shalaby, B.M. Moharram, "Investigation of thermal performance of double pass- flat and v-corrugated plate solar air heaters", *Energy* Vol. 36, pp. 1076–1086, 2011.
- [21] D. Dović, M. Andrassy, "Numerically assisted analysis of flat and corrugated plate solar collectors thermal performances", *Solar Energy*, Vol. 86, pp. 2416–2431, 2012.
- [22] W. Gao, W. Lin, E. Lu, "Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater," *Energy Conversion & Management*, Vol. 41, pp. 145–151, 2000.
- [23] A. Khelif, "potentiel et marche photovoltaïque algérien", *New Energy Algeria NEAL*
- [24] A. Mefti; M.Y Bouroubi; H. Mimouni, "Evaluation du potentiel énergétique solaire", *Bulletin des Energies Renouvelables*, N° 2, P12, décembre 2002.
- [25] L. Bouragbi, "Etude et amélioration du rendement de la conversion photothermique du capteur solaire ", mémoire de magister, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA , 2008
- [26] N. Moumni, A. Moumni, Belgacem Abed, a. Hachemi et M. Le Ray. "Prévision systématique des performances des capteurs solaire plans à air dans divers sites de climats différents en Algérie", *National Energie Conférence*, Neptur Roumani, - juillet 1995
- [27] Aide au dimensionnement Capteurs solaires, www.garantie-de-performance.ch
- [28] L'installation chauffe eau solaire individuelle (C.E.S.I) (Chauffe Eau Solaire Individuel), <http://www.2027plomberie.com/>
- [29] F. Chabane, N. Moumni, S. Benramache, "Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater", *Journal of Advanced Research*, Vol. 5, pp. 183–192, 2014.
- [30] Q. Sylvain, "Les Centrales Solaires à Concentration", Université de Liège Faculté des sciences appliquées, Mai 2007
- [31] P. Henri Communay, "Héliothermique : législation solaire méthodes et calculs", Groupede recherché et d'édition. 2002

- [32] C. Zidani, F. Benyarou et B. Benyoucef, "Simulation de la position apparente du soleil et estimation des énergies solaires incidentes sur un capteur plan pour la ville de Tlemcen en Algérie", *Rev. Energ. Ren*, Vol.6, pp. 69-76, 2003.
- [33] A. Baig, P. Akhter and A. Mufti, "A novel approach to estimate the clear day global radiation", *Renewable Energy*, Vol.1, pp. 119-123, 1991.
- [34] EL H. Aroudam, M. EL Hammouti and H. Ezbakhe, "Determination of correlations of solar measured in Tetouan", *Renewable Energy*, Vol.2, No. 4/5, pp. 473-476, 1992.
- [35] A. Mechagrane, M. Chaoui-Roquaï, J. Buret-Bahraoui, "Modèle d'estimation de l'irradiation solaire globale d'une surface horizontale au sol à partir des images satellitaires", *Journal de physique III*, Vol.3, pp.1005-1019, 1993.
- [36] A. Moummi, N. Hamani, N. Moummi et Z. Mokhtari, "Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empiriques dans le site de Biskra", 8^{ème} Séminaire International sur la Physique Energétique, Centre Universitaire de Béchar-Algérie, 11, 12 Novembre 2006.
- [37] Y. Jannot, "Thermique solaire", Octobre 2003
- [38] M.R. Yaïche, S.M.A. Bekkouche, "conception et validation d'un programme sous excel pour l'estimation du rayonnement solaire direct en Algérie", *Revue Internationale D'héliotechnique* N°39, 50-55, 2009.
- [39] H. Maamar, S.M.A. Bekkouche, Caractérisation, "Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Eau de Type Megasun", Premier Workshop International sur les Energies Renouvelables et leurs Applications, Laghouat, les 10, 11 et 12 Mai 2008.
- [40] M. Capderou, "Atlas Solaire de l'Algérie", Tome1, vol1 et 2: Modèles Théoriques et Expérimentaux, Office des Publications Universitaires, Algérie, 1987.
- [41] F. Linke, Transmissions, Koeffizient and Trübungs faktor, Beiträge, "Zur Physik Der Atmosphäre", Vol. 10, pp. 91 - 103, 1922.

- [42] C. Perrin de Brichambaut, G. Lamboley, “Le rayonnement au sol et ses mesures”, Cahier AFEDES n°1, Editions Européennes Thermique et Industrie, Paris, 1968.
- [43] M. Boubekri, A. Chaker et I. Zeghib, “Contribution numérique à l’étude du rayonnement solaire incident sur un capteur plan pour le site de Constantine”, http://umc.edu.dz/vf/proceeding/CIEPC07/articles_ciepc'07/ThemeB/chaker_const_ms%2368/
- [44] C. Pereira, M and A. Rabl, “The Average Distribution of Solar radiation Correlations between Diffuse and Hemispherical and between Daily and Hourly Insolation Values”, Solar Energy, Vol. 22, pp. 155, 1979a.
- [45] M. Gilli, “Méthodes numériques” department d’économétrie, université de Genève, 2006
- [46] S. Benlahmidi, “ Etude du séchage convectif par l’énergie solaire des produits rouges ”, Thèse de doctorat en Sciences en Génie Mécanique, 2013, Université Mohamed Khider – Biskra
- [47] A. Idliman. “Étude théorique d’un système de séchage des peaux de cuirs pour la région de Marrakech, constitué d’une serre agricole jouant le rôle d’un générateur solaire d’air chaud et d’un séchoir conventionnel”, Thèse troisième cycle, Ecole nationale supérieure de Marrakech Maroc, 1990.
- [48] A. Quarteroni, F. Saleri, P. Gervasio, “Calcul Scientifique Cours, exercices corrigés et illustrations en MATLAB et Octave” Deuxième édition, ISBN 978-88-470-1675-0, Springer-Verlag Italia 2008
- [49] M. Alia, “Modélisation des capteurs solaires plans à air destinés au séchage {Convection forcée}”, mémoire de magister, Université Ibn Khaldoun Tiaret, 2005.
- [50] W. H. Mcadams “Transmission de la chaleur”, Édition Dunod, -2^e édition, 1961.
- [51] Ja. Duffie, Wa. Beckman “Solar engineering of thermal processes”, John Wiley & Sons Inc, New York, 1980.

[52] W.M. Kays & M. E. Crawford, "Convective heat and mass transfer", Mc Graw Hill Series in Mechanical Engineering. February ISBN-10:0072468769 Edition: 4th, 2004

[53] R.M. Manglik, A.E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger", Experimental Thermal and fluid science, Vol. 10, pp. 171-180, 1995.

[54] A. belghit, M. Belhamid, A. Bennis, Bouchra C. Boutaleb & S. Benet, "Étude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée", Revue Générale de Thermique, Vol. 36, pp. 837-850, 1997.

[55] A. Belghit, M. Belhamid, A. Bennis, Bouchra C. Boutaleb & Sauveur Benet, "Étude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée", Revue Générale de Thermique Vol. 36, pp. 837-850, -1997.

[56] S.A. Klein, W.A. Beckman. "A general desing methode for colsed-loop solar energy systemes", Solar Energy, Vol 22, 1979.

[57] H. Abdelkrim. "Transferts thermiques", Dar-El-Djazairia. -2001-

[58] C. Piedallu & J.C. Gégout, "Multiscale computation of solar radiation for predictive vegetation modelling", Ann. For. Sci, Vol. 64, pp. 899–909, 2007.

[59] F. Chabane and N. Moummi, "Heat transfer and energy analysis of a solar air collector with smooth plate," Eur. Phys. J. Appl. Phys, Vol. 66: 10901, 2014.

[60] Station météorologique de l'aéroport de Biskra, <http://www.infoclimat.fr/>, 1948-2015.

[61] Jean-François Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Ed. Technique et Documentation, 1980 Aide-mémoire du thermicien, Elsevier, 1997

Annexes



Eur. Phys. J. Appl. Phys. (2014) 66: 10901

DOI: 10.1051/epjap/2014130405

Heat transfer and energy analysis of a solar air collector with smooth plate

Foued Chabane and Nouredine Moumni



The title "The European Physical Journal" is a joint property of EDP Sciences, Società Italiana di Fisica (SIF) and Springer

Heat transfer and energy analysis of a solar air collector with smooth plate

Foued Chabane^{1,2,a} and Noureddine Moumimi^{1,2}

¹ Faculty of Technology, Mechanical Department, University of Biskra 07000, Algeria

² Faculty of Technology, Mechanical Laboratory, University of Biskra 07000, Algeria

Received: 5 September 2013 / Received in final form: 11 October 2013 / Accepted: 19 February 2014
Published online: 1 April 2014 – © EDP Sciences 2014

Abstract. The heat transfer and thermal performance of a single pass solar air heater a smooth plate was investigated experimentally. In the present paper, energy and heat transfer analysis of a solar air collector with smooth plate, this technique is used to determine the optimal thermal performance of flat plate solar air heater by considering the different system and operating parameters to obtain maximum thermal performance. Thermal performance is obtained for different mass flow rate varying in the array 0.0108–0.0202 kg/s with five values, solar intensity; tilt angle and ambient temperature. We discuss the thermal behavior of this type of collector with new design and with my proper construction. An experimental study was carried out on a prototype installed on the experimental tests platform within the University of Biskra in the Algeria. The effects of air mass flow rate, emissivity of channel plates and wind heat transfer coefficient on the accuracy of the criterion are also investigated.

Nomenclature

T_{ep}	Temperature of exterior plate (°C)
T_{ab}	Temperature of absorber plate (°C)
T_{pl}	Temperature of transparent cover (°C)
T_{bp}	Temperature of bottom plate (°C)
T_a	Ambient temperature (°C)
X	Local direction longitudinal of points (m)
Y	Local direction of thickness panel (m)
T_{in}	Temperature inlet (°C)
T_{out}	Outlet fluid temperature (°C)
V_{wind}	Wind velocity (m/s)
h_w	Convection heat transfer coefficient (W/m ² K)
C_p	Specific heat of air (J/kg K)
A_c	Area of absorber plate surface (m ²)
ΔT	Temperature difference (°C)
t	Time of the during day (hour)
V_f	Air velocity (m/s ²)
S	Passage cross section (m ²)
Q_u	Useful heat collected for an air-type solar collector (W)
Q	Volume flow rate (m ³ /s)
Q_l	Energy loss (W)
Q_a	Energy absorbed (W)
F_R	Collector heat removal factor
U_l	Overall loss coefficient
F'	Collector efficiency factor
h_e	Effective heat transfer coefficient

Greek symbols

η	Collector efficiency (%)
I	Global irradiance incident on solar air heater collector (W/m ²)
m	Air mass flow rate (kg/s)
ε	Emissivity of absorber plate
α_a	Absorber plate absorption coefficient
τ	Transparent cover transmittance
α_g	Absorptivity of the glass covers

1 Introduction

In the present paper, energy and heat transfer analysis of a solar air collector with smooth plate, this technique is used to determine the optimal thermal performance of flat plate solar air heater. Solar energy is one of the most useful forms of the renewable energy. Solar collectors (air) are used for the optimal utilization of solar thermal energy. Solar air heaters have a wide range of applications in agricultural, residential and industrial fields, i.e., seasoning of timber, green house heating, etc. Solar air heaters have fewer problems related to corrosion, salt deposits, freezing, boiling, etc.

In present work, we discuss the thermal behavior of this type of collector with new design and with my proper construction. An experimental study was carried out on a prototype installed on the experimental tests platform within the University of Biskra in the Algeria.

^a e-mail: fouedmeca@hotmail.fr

Foued CHABANE, Nesrine HATRAF, Noureddine MOUMMI

Experimental study of heat transfer coefficient with rectangular baffle fin of solar air heater

© Higher Education Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2014

Abstract This paper presents an experimental analysis of a single pass solar air collector with, and without using baffle fin. The heat transfer coefficient between the absorber plate and air can be considerably increased by using artificial roughness on the bottom plate and under the absorber plate of a solar air heater duct. An experimental study has been conducted to investigate the effect of roughness and operating parameters on heat transfer. The investigation has covered the range of Reynolds number Re from 1259 to 2517 depending on types of the configuration of the solar collectors. Based on the experimental data, values of Nusselt number Nu have been determined for different values of configurations and operating parameters. To determine the enhancement in heat transfer and increment in thermal efficiency, the values of Nusselt have been compared with those of smooth duct under similar flow conditions.

Keywords Nusselt number, flow rate, heat transfer, heat transfer coefficient, thermal efficiency, forced convection

1 Introduction

Several investigators studied forced convection heat transfer in smooth and roughened ducts, and much useful information is available in the literature. The use of artificial roughness on a surface is an effective technique to enhance heat transfer to fluid flowing in ducts. In this study, two modes of the baffle fin are tested: under and on an absorber plate.

The absorber plate and bottom plate of solar air heaters having transversal baffle with rectangular form on one side of the plate (flow side) give better thermal performance than smooth plate. Artificial roughness under the absorber plate and on the bottom plate has been used to create turbulence near the wall or to break the boundary layer. Thus, the artificial roughness can be employed for the enhancement of heat transfer coefficient between the absorber plate and air, thereby improving the thermal performance of solar air heaters (SAHs).

Solar air collector is an effective device to harness solar radiation for space heating and other purposes. Studies show that the efficiency of solar air collector can be improved by designing the baffle fin. The solar air collectors, because of their simple construction and low cost, are extensively used in the world for heating purposes. In this study, a test of solar air collector was performed based on the heating of air by different configurations of the roughness, and the surface area for heat exchange. To this end, a traversal baffle fin with rectangular form is one of the important and attractive design improvements proposed to improve thermal performance.

There is an extensive literature dealing with boundary layer flow and heat transfer of a flat plate oriented at an angle of attack to an oncoming stream. Yeh and Lin [1] investigated theoretically and experimentally the effect of parallel barriers on the collector efficiency of flat-plate SAHs and discovered that the collector efficiency increases theoretically as the number of barriers increases. Sparrow and Tien [2] experimentally investigated the forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate. The common practice in predicting performance of solar energy system is to solve a set of several inter-related steady-state heat balance equations representing various components [3]. The convective heat transfer coefficient, h (absorber plate to flowing air) is an important parameter required for mathematical modeling, computer simulation and performance prediction [4]. Many researchers, while predicting the performance of solar dryers systems, are

Received July 23, 2013; accepted October 16, 2013

Foued CHABANE (✉), Noureddine MOUMMI
Mechanical Department and Mechanical Laboratory, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria
E-mail: fouedmeca@hotmail.fr

Nesrine HATRAF
Mechanical Department, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria



ORIGINAL ARTICLE

Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater



Foued Chabane ^{a,b,*}, Nouredine Moumni ^{a,b}, Said Benramache ^{a,c}

^a Mechanical Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

^b Mechanical Laboratory, Faculty of Technology, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

^c Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

ARTICLE INFO

Article history:

Received 7 November 2012

Received in revised form 24 February 2013

Accepted 26 February 2013

Available online 10 April 2013

Keywords:

Fins

Mass flow rate

Thickness

Length

Thermal efficiency

ABSTRACT

The thermal performance of a single pass solar air heater with five fins attached was investigated experimentally. Longitudinal fins were used inferior the absorber plate to increase the heat exchange and render the flow fluid in the channel uniform. The effect of mass flow rate of air on the outlet temperature, the heat transfer in the thickness of the solar collector, and the thermal efficiency were studied. Experiments were performed for two air mass flow rates of 0.012 and 0.016 kg s⁻¹. Moreover, the maximum efficiency values obtained for the 0.012 and 0.016 kg s⁻¹ with and without fins were 40.02%, 51.50% and 34.92%, 43.94%, respectively. A comparison of the results of the mass flow rates by solar collector with and without fins shows a substantial enhancement in the thermal efficiency.

© 2013 Cairo University. Production and hosting by Elsevier B.V. All rights reserved.

Introduction

Solar air heaters are effective devices to harness solar radiation for space heating and other purposes, and the efficiency of solar air collector can be improved by producing new designs of fins. Because of their simple construction and low cost, solar air collectors are extensively used in the world for heating pur-

poses. In this study, a test of solar air collector was performed based on the heating of air by longitudinal fins (semi-cylindrical form) and the surface area for heat exchange. Our study seeks to increase the thermal efficiency of the solar collector, by using a single pass counter flow solar air collector with longitudinal fins. To this end, a semi-cylindrical form is one of the important and attractive design improvements that has been proposed to improve the thermal performance. This paper presents an experimental analysis of a single pass solar air collector with and without fins.

Comparison of the results reveals that the thermal efficiency of a single pass solar air collector increases with the increase of mass flow rate. Increasing the absorber area or fluid flow heat transfer area will increase the heat transfer to the

* Corresponding author: Tel.: +213 559353008.

E-mail address: fouedmeca@hotmail.fr (F. Chabane).

Peer review under responsibility of Cairo University.



Production and hosting by Elsevier

**SOLAR POWER PLANTS
AND THEIR APPLICATION**

Heat Transfer Coefficient and Thermal Losses of Solar Collector and Nusselt Number Correlation for Rectangular Solar Air Heater Duct with Longitudinal Fins Hold under the Absorber Plate¹

Foued Chabane, Nouredine Moummi, Djamel Bensahal, and Abdelhafid Brima

University of Biskra, Algeria
e-mail: fouedmeca@hotmail.fr

Received June 9, 2013

Abstract—An experimental investigation has been carried out for a series of system and operating parameters in order to analyze the effect of mass flow rate on heat transfer and Nusselt number characteristics in solar air heater. Experiments are performed at different air mass flow rates; varying from 0.012 to 0.016 kg/s, about hot summer days of Mai 2012. Hourly values of global solar radiation and some meteorological data (temperature, wind speed, relative humidities, etc.) for measuring days are obtained from the Biskra city of Algeria. The experiments encompassed the flow Reynolds number in the range 965.48–1301.4. Longitudinal fins were used inferior the absorber plate for an increase the heat exchange and render the flow fluid in the channel uniform. The effects of mass flow rate of air on the outlet temperature, Nusselt Number, Reynolds Number, Prandtl Number, the heat transfer in the thickness and length of the solar air collector were studied. For this effect was have created a new correlation correspondent of solar air collector with using fins it was written $Nu = \kappa_0 Re^{1.36} Pr^{-0.68} \exp(0.342m) h^{1-0.018Pr}$.

DOI: 10.3103/S0003701X14010046

INTRODUCTION

Our study seeks to an increase the thermal efficiency of the solar collector, by using single a pass counter flow solar air collector with longitudinal fins. To this end a semi-cylindrical form is one of the important and attractive design improvements that have been proposed to improve thermal performance. This paper presents an experimental analysis of a single pass solar air collector with using fins. Comparison of results reveals that the thermal efficiency of a single pass solar air collector a function of mass flow rate it is higher with an increasing the flow rate. Increasing the absorber area or fluid flow heat-transfer area will increase the heat transfer to the flowing air, on the other hand, will increase the pressure drop in the collector, thereby increasing the required power consumption to pump the air flow crossing the collector [1, 2]. Nusselt number and friction factor correlations have been developed by these investigators by using experimental data.

EXPERIMENTAL

Description of Solar Air Heater

A schematic view of the constructed single flow under an absorber plate and in hollow of semi-cylindrical fins that located under an absorber plate system of collector is shown in Figs. 1 and 2, and the photo-

graph is view the absorber plate in the collector box are shown in Fig. 2. In this study, we have increasing the area surface of the absorber plate. The absorber is made of galvanized iron sheet with black chrome selective coating. The plate thickness of collector was 0.5 mm. The cover window type, the Plex-iglas of 3 mm thickness, was used as glazing. Single transparent cover was used for two collectors. Thermal losses through the collector backs are mainly due to the conduction across the insulation (thickness 4 cm), and those caused by the wind and the thermal radiation of the insulation are assumed negligible. After installation, the two collectors were left operating several days under normal weather conditions for weathering processes.

Thermocouples were positioned evenly, on the top surface of the absorber plates, at identical positions along the direction of flow, for both collectors. Inlet and outlet air temperatures were measured by two well insulated thermocouples. The output from the thermocouples was recorded in degrees Celsius by using a digital thermocouple thermometer DM6802B: measurement range, –50 to 1300°C (–58 to 1999°F); resolution, 1°C or 1°F; accuracy, ±2.2°C or ±0.75% of reading; and Non-Contact digital infrared thermometer temperature laser gun model number, TM330; accuracy, ±1.5°C/±1.5%; measurement range, –50 to 330°C (–58 to 626°F); resolution, 0.1°C or 0.1°F; emissivity, 0.95. A digital thermometer measured the ambient temperature with sensor in display LCD CCTV–PM0143 placed in a special container behind

¹ The article is published in the original.



THERMAL EFFICIENCY ANALYSIS OF A SINGLE-FLOW SOLAR AIR HEATER WITH DIFFERENT MASS FLOW RATES IN A SMOOTH PLATE

Foued Chabane^{a,b,*}, Nouredine Moummi^{a,b}, Abdelhafid Brima^{a,b}, Said Benramache^c

^a Mechanical Department, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

^b Mechanical Laboratory, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

^c Material Science Departments, Faculty of Science, University of Biskra 07000, Algeria

ABSTRACT

This paper presents an experimental thermal efficiency analysis for a novel flat plate solar air heater with several mass flow rates. The aims are to review of designed and analyzed a thermal efficiency of flat-plate solar air heaters. The measured parameters were the inlet and outlet temperatures, the absorbing plate temperatures, the ambient temperature, and the solar radiation. Further, the measurements were performed at different values of mass flow rate of air in flow channel duct. After the analysis of the results, the optimal value of efficiency is higher level of mass flow rate equal to 0.0202 kg/s in flow channel duct for all operating conditions and the single-flow collector supplied with maximum mass flow rate appears significantly better than that another flow rate. At the end of this study, the thermal efficiency relations are delivered for different mass flow rates. Maximum efficiency obtained for the single pass air heater between the air mass flow rates from 0.0108 to 0.0184 kg/s; were 39.72% and 50.47 % respectively, with tilt angle equal 45° in location Biskra city of Algeria. The thermal efficiency correspondently the mass flow rates were 28.63, 39.69, 46.98, 55.70 and 63.61 %, respectively.

Keywords: Solar air heater; Experimental; Exergy analysis; Single-flow; Thermal efficiency.

1. INTRODUCTION

In this paper an attempt has been done to optimize the thermal performance of flat plate solar air heater by considering the different system and operating parameters to obtain maximum thermal performance. The report talks about thermal performance for different mass flow rates, emissivity of the plate, and tilt angle (Varun, 2010). In our design we can be found that the use of selected coatings on the absorbing plates of all the heaters considered can substantially enhance the thermal performances of the heaters, and the Plexiglas covers does not have such a significant effect on the thermal performances of the heaters (Wenfeng *et al.*, 2007). There are different factors affecting the solar collector efficiency, e.g. collector length, collector depth, type of absorber plate, glass cover plate, wind speed, etc. Increasing the absorber area or fluid flow heat-transfer area will increase the heat transfer to the flowing air (Chabane *et al.*, 2013a-e). On the other hand, it will also increase the pressure drop in the collector, thereby increasing the required power consumption to pump the air flow crossing the collector (Akpinar and Koçyigit, 2010; Karsli, 2007). Kalogirou (2006) estimated the performance parameters of flat plate solar collectors using ANN and results obtained are compared with actual experimental values. A number of attempts (Charters, 2006; Hollands and Shewen, 1981; Bejan *et al.*, 1981; Altfeld *et al.*, 1988; Altfeld *et al.*, 1988; Bhargava and Rizzi, 1990; Verma *et al.*, 1992; Hegazy, 1996) have been made during the last 30 years in an effort to improve the thermal performance of flat plate SAHs by optimizing air channel depth with respect to its length or width. Work reported the effect the mass flow rate in range 0.0078 to 0.0166 kg/s on the solar collector with longitudinal fins (Chabane *et al.*, 2012a).

2. EXPERIMENTAL SECTION

2.1. Collector analysis

The delivered energy output from the solar collector depends on the optical and thermal properties of the collector. This studied that contains an experimental background of the parameters used to characterize the collector thermally. The methods to characterize the collector thermally are presented. The first is to measure the interior temperature properties of the absorber plate and the bottom plate and then calculate the efficiency. The second is through outdoor measurements of temperature such as inlet, outlet and ambient temperature and the thermal characterization is also presented, indoor hot-box measurements. A typical flat-plate collector consists of an absorber in an insulated box together with transparent cover sheets (Plexiglas). The absorber is usually made of a metal sheet of high thermal conductivity, such as galvanized. Its surface is coated with a special selective material to maximize radiant energy absorption while minimizing radiant energy emission. The insulated box reduces heat losses from the back and sides of the collector (Duffie and Beckman, 1991). Plexiglas is a good material for glazing flat plate solar collectors as it transmits almost 90% of the received shortwave solar radiation. Types of plastics can also be used as covers as few of them can endure ultraviolet radiation for a long time. Polycarbonate rigid sheet, polycarbonate rigid film and corrugated sheets are plastic products available on the market. The benefit of using plastics is that they cannot be broken by hail of stones and they are flexible and light (Poulidakos, 1994).

* Mechanical Laboratory, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

† Corresponding author. Email: fouedmeca@hotmail.fr and f.chabane@univ-biskra.dz

Experimental analysis on thermal performance of a solar air collector with longitudinal fins in a region of Biskra, Algeria

Foued Chabane^{*,a,b}, Nouredine Moummi^{a,b}, Said Benramache^c

^a*Mechanical Department, Faculty of Technology
University of Biskra 07000, Algeria*

^b*Mechanical Laboratory, Faculty of Technology
University of Biskra 07000, Algeria*

^c*Material Sciences Laboratory, Faculty of Science
University of Biskra 07000, Algeria*

Abstract

This paper presents the experimentally investigated thermal performance of a single pass solar air heater with fins attached. Longitudinal fins were used inferior to the absorber plate to increase the heat exchange and render the flow fluid in the channel uniform. The effects of mass flow rate of air on the outlet temperature, the heat transfer in the thickness of the solar collector and thermal efficiency were studied. Experiments were performed for an air mass flow rate of 0.012 kg/s. Maximum efficiency was obtained by using five longitudinal fins and without using fins. The maximum efficiency levels obtained for the 0.012 kg/s with and without fins were 40.02% and 34.92% respectively. A comparison of the results of the solar collector with and without fins shows a substantial enhancement in thermal efficiency.

Keywords: Solar intensity, Solar air collector, Heat transfer, Design, Temperature

1. Introduction

The acceptance of solar energy technology depends on its efficiency, cost-effectiveness, durability and reliability, among other factors. Many solar thermal systems, such as solar water heaters, air heaters and distillation systems have improved in terms of efficiency and reliability.

In the study, a test of solar collector air was performed based on the heating of air by longitudinal fins (semi-cylindrical form) and the surface area for

heat exchange. Our study seeks to increase the thermal efficiency of the solar collector, by using a single pass counter flow solar air collector with longitudinal fins. To this end a semi-cylindrical form is one of the important and attractive design improvements that has been proposed to improve thermal performance. This paper presents experimental analysis of a single pass solar air collector with and without fins.

A flat plate solar air heater differs from more conventional heat exchangers in several respects. The latter usually employ a fluid to exchange high heat transfer rates using conduction and convection. In solar air heaters, energy is transferred from a distant source of radiant energy directly into air [1, 2]. The heat may then be utilized by passing air through a conduit system located between the bottom and ab-

*Corresponding author

Email addresses: fouedmeca@hotmail.fr (Foued Chabane^{*,a}), nmoummi@lgm-ubiskra.net (Nouredine Moummi^a), benramache.said@gmail.com (Said Benramache)

Nusselt Number Correlation of SAH

Foued Chabane^{*,a,b}, Nouredine Moummi^{a,b}, Said Benramache^c, Okba Belahssan^c, Djamel Bensahal^a

^a*Mechanical Department, Faculty of Technology
University of Biskra 07000, Algeria*

^b*Mechanical Laboratory, Faculty of Technology
University of Biskra 07000, Algeria*

^c*Material Sciences Laboratory, Faculty of Science
University of Biskra 07000, Algeria*

Abstract

This paper presents the experimentally investigated thermal performance of a single pass solar air heater. The effects of mass flow rate of air on the outlet temperature, Nusselt Number, Reynolds Number, Prandtl Number, heat transfer in the thickness of the solar collector and thermal efficiency were studied. Experiments were performed for the mass flow rates of 0.0108, 0.0145 and 0.0184 kg/s. For this effect was have created a new correlation correspondent of solar air collector without using fins was created it was written and expressed as $Nu = \kappa_1 \times Re^{0.939} Pr^{0.523} \exp(1.2 \times m) \times h^{[0.0505 \times Pr]}$. The maximum efficiency levels obtained for the 0.0108, 0.0145 and 0.0184 kg/s were 28.63, 39.69 and 55.69% respectively. A comparison of the results of the solar collector without fins shows a substantial enhancement in thermal efficiency.

Keywords: Correlation, Solar air collector, Heat transfer, Design, Temperature, Nusselt number

1. Introduction

This paper presents an experimental analysis of a single pass solar air collector without using fins. A comparison of results reveals that the thermal efficiency of a single pass solar air collector as a function of mass flow rate is higher with increased flow rate. On the other hand, several configurations of absorber plates have been designed to improve the heat transfer coefficient. Increasing the absorber area or fluid flow heat-transfer area will increase the heat transfer to the flowing air, on the other hand, will increase

the pressure drop in the collector, thereby increasing the required power consumption to pump the air flow crossing the collector [1, 2]. Artificial roughness obstacles and baffles in various shapes and arrangements were employed to increase the area of the absorber plate. As a result, the heat transfer coefficient between the absorber plate and the air pass is improved [3]. This paper reports on experimental investigation of the thermal performance of a single and double pass solar air heater with fins attached and a steel wire mesh as absorber plate [4].

The flat-plate solar air heater [5–8] is considered to be a simple device consisting of one or more glass (or transparent) covers situated above an absorbing plate with the air flowing over [7, 8], under [5–7] or simultaneously over and under [9] the absorbing plate. The conventional flat-plate solar air heater was investigated for heat-transfer efficiency improve-

*Corresponding author

Email addresses: fouedmeca@hotmail.fr (Foued Chabane^{*,a}), nmoummi@lgm-ubiskra.net (Nouredine Moummi^a), benramache.said@gmail.com (Said Benramache), bel_okba@yahoo.fr (Okba Belahssan), bensahal.dz@gmail.com (Djamel Bensahal)

Dynamic Modeling in a Switched Reluctance Motor SRM using Finite Elements

Abderrazak Guettaf^a, Foued Chabane^{*,c}, Ali Arif^a, Said Benramache^b

^a*Electrical Engineering Laboratory, Faculty of Technology
University of Biskra 07000, Algeria*

^b*Material Sciences Department, Faculty of Science
University of Biskra 07000, Algeria*

^c*Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology
University of Biskra 07000, Algeria*

Abstract

This paper study the dynamic modeling of a three phase 6/4 switched reluctance motor (SRM). We have studied electromagnetic field models using the finite element method (FEM) for calculation flux linkage and static torque. Modeling determined a nonlinear of dynamic model, the SRM model was then tested in a Matlab/Simulink environment, using nonlinear 2D look-up tables created from its calculated flux linkage and static torque data. Simulation studies were performed for hysteresis and voltage control strategies.

Keywords: Switched reluctance motor, Static converter, Control, Finite element, Analysis

1. Introduction

Switched reluctance motors (SRMs) perform well, featuring reliability and a high torque/weight ratio [1–3]. The high torque/weight ratio derives from the large reluctance torque for salient poles of both stator and rotor [4–6]. Switched reluctance has a good application foreground in some special fields, such as electrical traction for electric locomotives in coal mines, robust structures, high power density, fault-tolerant capability, high efficiency over a wide speed range, suitable for operating in unfriendly situations, and a high torque/weight ratio etc. [7–11]. However, the behavior of the SRM is strongly affected by the nonlinear magnetization characteristics

of the constructed magnetic materials. Therefore, the magnetization behaviors of the SRMs are particularly important parameters in terms of predicting performance and studying advanced control strategies [12, 13].

The main disadvantage of SMRs the pulsed or non-uniform nature of the torque production, which leads to torque ripples and may contribute to acoustic noise. These torque ripples are sensitive to the size, mechanical construction and precision of the switching angles. Torque ripples are also correlated with current ripples (in the DC supply) which in turn may cause significant AC line harmonics. There are many strategies and methods to reduce or eliminate torque ripples in this type of machine. Essentially, there are two main approaches to reduce oscillations: the first consists of improving the magnetic design of the machine, while the second is based on electronic control. Torque is developed by the tendency for

*Corresponding author

Email addresses: fouedmeca@hotmail.fr (Foued Chabane*), benramache.said@gmail.com (Said Benramache)

Article

Collector Efficiency by Single Pass of Solar Air Heaters with and without Using Fins

Foued Chabane^{1,2,*}, Noureddine Moumni^{1,2}, Said Benramache³, Djamel Bensahal¹, and Okba Belahssen³

¹ Mechanics Department, Faculty of Sciences and Technology, University of Biskra, Algeria

² Mechanical Laboratory, Faculty of Sciences and Technology, University of Biskra, Algeria

³ Materials Science Department, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

*E-mail: fouedmeca@hotmail.fr (Corresponding author)

Abstract. This paper presents the study of heat transfer in a solar air heater by using new design of solar collector. The collector efficiency in a single pass of solar air heater without, and with using fins attached under the absorbing plate has been investigated experimentally. Due to adding the fins to the interior of an absorber plate, the desirable effect of increasing the heat transfer coefficient compensates for the undesirable effect of decreasing the driving force (temperature difference) of heat transfer, while the attached fins provide an enlarged heat transfer area. In this study, the absorbing plate of solar collector is attached with fins for further improved performance. The improvements of collector efficiencies in the single pass solar air heaters with, and without fins attached; increase with increasing the mass flow rate, especially for operating at lower air flow rate. Experiments were performed for two air mass flow rates of 0.012 and 0.016 kg/s. Moreover, the maximum efficiency obtained for the 0.012 and 0.016 kg/s with, and without fins were 40.02, 51.50% and 34.92, 43.94% respectively. A comparison of the results of the mass flow rates by solar collector with, and without fins shows a substantial enhancement in the thermal efficiency.

Keywords: Experiment, efficiency, solar energy, fins, temperature, heat transfer, air heater.

ENGINEERING JOURNAL Volume 17 Issue 3

Received 31 December 2012

Accepted 7 April 2013

Published 1 July 2013

Online at <http://www.engj.org/>

DOI:10.4186/ej.2013.17.3.43

Article

Structural Damage Detection by Using Finite Element Method as Function of Length

Djamel Bensahal^{1,a}, Mohamed Nadir Amrane^{1,b}, Foued Chabane^{1,c}, Okba Belahssen^{2,d}, and Said Benramache^{2,e}

¹ Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria

² Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

E-mail: ^abensahaldjamel@yahoo.fr (Corresponding author), ^bmnamrane@yahoo.com,

^cfouedmeca@hotmail.fr, ^dbel_okba@yahoo.fr, ^esaidzno@yahoo.fr

Abstract. The work concerned exactly a structural damage. In this paper also involves the effect of length on the damping of the composite. The calculation of laminate damping is performed by use of a strain energy method. The modal analysis of the structure for different loading rates is based on the analytical method used to solve the equation of free vibrations. The difference between strain energies for both cases (damaged and undamaged) are calculated by the finite element method. The structural damping of the different beams is evaluated from these energies. The results deduced from the damping by finite element analysis for the first three modes that the evaluation of laminate damping takes account the variation of the structural damping η with lengths. This study shows clearly the decrease of one of dynamic characteristics especially the frequency when the loading rate increases for all lengths studied; this should have high utility as a decisive test for non-destructive damage detection.

Keywords: Structural damping, modal analysis, composites, finite element method, frequency.

ENGINEERING JOURNAL Volume 17 Issue 4

Received 3 January 2013

Accepted 10 April 2013

Published 1 October 2013

Online at <http://www.engj.org/>

DOI:10.4186/ej.2013.17.4.111



A comparative study on the nanocrystalline ZnO thin films prepared by ultrasonic spray and sol–gel method

Said Benramache^{a,*}, Boubaker Benhaoua^b, Foued Chabane^c, Abderrazak Guettaf^d

^a Material Sciences Department, Faculty of Science, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

^b VTRS Laboratory, Institute of Technology, University of El-oued, El-oued 39000, Algeria

^c Mechanics Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

^d Electrical Engineering Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

ARTICLE INFO

Article history:

Received 1 April 2012

Accepted 3 October 2012

Keywords:

ZnO

Thin film

Ultrasonic spray

Dip-coating

XRD

ABSTRACT

Nanocrystalline ZnO thin films are deposited through two different chemical methods: (i) the films prepared by ultrasonic spray with 0.1 M and (ii) dip-coating from zinc acetate complex solutions with 0.5 M, the films obtained at different temperatures. The XRD analyses indicated that ZnO films have nanocrystalline hexagonal structure with (002) preferential orientation and the maximum crystallite size value of 103 nm measured from the films prepared by dip-coating. UV–vis measurement indicated that all films are transparency in the visible region. The optical band gap increased with decreasing of the Urbach tail energy indicating that the increase in the transition tail width and decrease of the defects, respectively.

© 2012 Published by Elsevier GmbH.

1. Introduction

Zinc oxide is a very interesting semiconducting material with a wide and direct band gap of 3.37 eV at room temperature and has a high exciton binding energy of 60 meV [1]. This material received considerable attention due to its broad range of applications as optoelectronic devices [2], antireflection coatings transparent electrodes in solar cells [3], thin film, gas sensors [4], varistors [5], spintronic devices [6], surface acoustic wave devices [7], light emitting diodes, and lasers [8].

Nanocrystalline ZnO thin films can be produced by several techniques such as reactive evaporation [9], molecular beam epitaxy (MBE) [10], magnetron sputtering technique [11], pulsed laser deposition (PLD) [12], spray pyrolysis [13], sol–gel process [14], chemical vapor deposition, and electrochemical deposition [15].

Compared with other techniques, ultrasonic spray and sol–gel method have many advantages such as low cost, simple deposition equipment, easy fabrication of large-area films, easier adjustment of composition, being able to carry out doping at molecular level. Especially, are suitable for the fabrication of oxide thin films [16]. How to prepare high-quality ZnO thin films by ultrasonic spray and dip-coating method has become a researches subject for a comparison between the structural and optical properties of nanocrystalline ZnO thin films such as crystallite size and band

gap energy. Kaneva [17] studied the comparison on photocatalytic efficiency of ZnO thin films prepared by spray pyrolysis and sol–gel method as a function of the thermal treatment temperature (350 or 450 °C). Our study focuses to compare elaborated films, by two methods, on glass substrate at different temperatures ranging between 300 and 600 °C.

In this paper, ZnO thin films were deposited through ultrasonic spray and dip-coating on glass substrate. The aim of this study is to compare the nanocrystalline ZnO films, and study the effect of the substrate temperature and annealing temperature on ZnO samples which were deposited by ultrasonic spray and dip-coating, respectively.

2. Experimental

The spray solution was prepared by dissolving (0.1 M) zinc acetate dihydrate $\text{Zn}(\text{CH}_3\text{COO})_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, in the absolute ethanol solution, then we have added a drops of monoethanolamine solution as a stabilizer; that the solution had been stirred and heated at 80 °C for 1 h to yield a clear and transparency solution. Then the solution was sprayed on heated glass substrates by ultrasonic nebulizer system (Sonics) which transforms the liquid to a stream formed with uniform and fine droplets of 35 μm average diameter [18]. The deposition was performed at a different substrate temperatures ranging between 300 and 400 °C steeped by 50° [18].

The sol–gel solution was prepared by dissolving (0.5 M) zinc acetate dihydrate $\text{Zn}(\text{CH}_3\text{COO})_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, in the absolute ethanol solution [17], then a drops, of monoethanolamine solution, have

* Corresponding author. Tel.: +213 779276135; fax: +213 33731965.

E-mail address: saidzno2006@gmail.com (S. Benramache).

Effect of substrate temperature on the stability of transparent conducting cobalt doped ZnO thin films*

Said Benramache^{1,†}, Boubaker Benhaoua², and Foued Chabane³

¹Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra 07000, Algeria

²Physics Laboratory, Institute of Technology, University of El-oued 39000, Algeria

³Mechanics Department, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

Abstract: Transparent conducting Co doped ZnO thin films have been fabricated by Ultrasonic spray. The thin films were deposited at three different substrate temperatures of 300, 350 and 400 °C. The obtained films had a hexagonal wurtzite structure with a strong (002) preferred orientation. The maximum crystallite size value of the film deposited at 350 °C is 55.46 nm. Spectrophotometer (UV-vis) of a Co doped ZnO film deposited at 350 °C shows an average transmittance of about 90%. The band gap energy increased from 3.351 to 3.362 eV when the substrate temperature increased from 300 to 350 °C. The electrical conductivity of the films deposited at 300, 350 and 400 °C were 7.424, 7.547 and 6.743 ($\Omega\cdot\text{cm}$)⁻¹ respectively. The maximum activation energy value of the films at 350 °C was 1.28 eV, indicating that the films exhibit a n-type semiconducting nature.

Key words: ZnO:Co films; transparent conducting films; ultrasonic spray deposition; substrate temperature; band gap energy

DOI: 10.1088/1674-4926/33/9/093001

EEACC: 2110; 2550B; 2550E

1. Introduction

Zinc oxide (ZnO) is a very interesting semiconducting material with a wide and direct band gap of 3.37 eV at room temperature and a high exciton binding energy of 60 meV^[1]. Transparent conducting oxides (TCO) are widely used in microelectronic devices, light emitting diodes, thin film, antireflection coatings for transparent electrodes in solar cells^[2], gas sensors in surface acoustic wave devices^[3], varistors, spintronic devices, and lasers^[4].

ZnO thin films can be produced by several techniques such as molecular beam epitaxy (MBE), chemical vapor deposition, electrochemical deposition^[3], pulsed laser deposition (PLD), sol-gel process^[4], reactive evaporation, magnetron sputtering technique and spray pyrolysis^[5].

Cobalt doped ZnO thin films have various applications such as transparent conductives; ferromagnetism; semiconductors; piezoelectric and solar cells, as the films have low resistivity and good optical band gap energy at low temperatures, and are transparent in the visible region^[6]. A ZnO:Co film is considered to be an important material due to its high conductivity, good transparency and low cost.

In this work, we have elaborated the conductive Co doped ZnO thin films on a glass substrate using an Ultrasonic spray. The films obtained have a concentration of 2 wt%. We have studied the effect of the substrate temperatures on the crystalline structure, optical and electrical properties of the semiconductors.

2. Experimental details

The spray solution was prepared by dissolving 0.1 M (Zn(Zn(CH₃COO)₂, 2H₂O) in the solvent containing an equal

volume of absolute ethanol solution, then a drop of NaOH solution was added as a stabilizer, after which 2% cobalt acetate tetrahydrate (Co(CH₃COO)₂, 6H₂O) molar ratio was added to the solution, which had been stirred and heated at 80 °C for 1 h to yield a clear and transparent solution. The latter was sprayed on the heated glass substrates by an ultrasonic nebulizer system (Sonics) which transformed the liquid to a stream formed with uniform and fine droplets of 30 μm average diameter (given by the manufacturer). The deposition was performed at a different substrate temperatures of 300, 350 or 400 °C with a 120 s deposition time^[7].

The crystalline structure of the films was confirmed by X-ray diffraction (XRD) analysis using CuK α radiation with a Bruker AXS-8D diffractometer. The optical properties of the films were measured by spectrophotometer (UV, Lambda 35) in the range of 300–800 nm, and the electrical properties of the films were measured in a coplanar structure obtained with evaporation of four golden stripes on film surface. All spectra were measured at room temperature (RT).

3. Results and discussion

3.1. Structural properties

Figure 1 shows the XRD patterns of Co doped ZnO thin films with different substrate temperatures. (002) and (101) diffraction peaks were observed; the films exhibit the hexagonal wurtzite polycrystalline structure from the spectra. Many authors investigated the structure of ZnO thin films obtained by different methods and deposited onto various substrates in the literature^[1, 4, 8]. Where only a (002) diffraction peak is highest one, the film forming at 350 °C has a higher and sharper diffraction peak indicating an improvement in (002) peak in-

† Corresponding author. Email: saidzno2006@gmail.com

Received 10 February 2012, revised manuscript received 9 May 2012

© 2012 Chinese Institute of Electronics

Influence of growth time on crystalline structure, conductivity and optical properties of ZnO thin films

Said Benramache^{1,†}, Foued Chabane², Boubaker Benhaoua³, and Fatima Z. Lemmadi²

¹Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, 07000, Algeria

²Mechanical Engineering, Faculty of Technology, University of Biskra, 07000, Algeria

³Physics Laboratory, Institute of Technology, University of El-oued, 39000, Algeria

Abstract: This paper examines the growth of ZnO thin films on glass substrate at 350 °C using an ultrasonic spray technique. We have investigated the influence of growth time ranging from 1 to 4 min on structural, optical and electrical properties of ZnO thin films. The as-grown films exhibit a hexagonal structure wurtzite and are (002) oriented. The maximum value of grain size $G = 63.99$ nm is attained for ZnO films grown at 2 min. The average transmittance is about 80%, thus the films are transparent in the visible region. The optical gap energy is found to increase from 3.26 to 3.37 eV with growth time increased from 1 to 2 min. The minimum value of electrical resistivity of the films is 0.13 $\Omega\cdot\text{cm}$ obtained at 2 min. A systematic study on the influence of growth time on the properties of ZnO thin films deposited by ultrasonic spray at 350 °C has been reported.

Key words: ZnO; thin film; growth time; ultrasonic spray technique

DOI: 10.1088/1674-4926/34/2/023001

EEACC: 2110; 2550B; 2550E

1. Introduction

Zinc oxide is a very interesting semiconducting material with a wide and direct band gap of 3.37 eV at room temperature and a high exciton binding energy of 60 meV^[1]. This material is receiving considerable attention due to its broad range of applications such as optoelectronic devices, transparent antireflection coatings for electrodes in solar cells, thin films, gas sensors, varistors, spintronic devices, surface acoustic wave devices, light emitting diodes, and lasers^[2–5].

For the growth of ZnO thin films, various methods such as reactive evaporation, molecular beam epitaxy (MBE), magnetron sputtering technique, pulsed laser deposition (PLD)^[6], the sol-gel technique, chemical vapor deposition, electrochemical deposition^[7], and spray pyrolysis^[8], have been reported to prepare thin films of ZnO. Among these, in this paper we will focus on the spray ultrasonic technique, which is a method suitable for large-scale production. It has several advantages in producing nanocrystalline thin films, such as, relatively homogeneous composition, a simple and deposition on glass substrate because of the low substrate temperatures involved, easy control of film thickness, and fine and porous microstructure. It is possible to alter the mechanical, electrical, optical and magnetic properties of ZnO nanostructures.

In this paper, ZnO thin films were grown on glass substrate at various times ranging from 1 to 4 min at a substrate temperature of 350 °C, the films were grown by using the spray ultrasonic technique. We have studied the effect of the growth time on crystalline structure, resistivity and optical properties.

2. Experimental procedure

2.1. Preparation of the spray solution

The spray solution was prepared by dissolving 0.1M

$\text{Zn}(\text{CH}_3\text{COO})_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ in a solvent containing equal volumes of absolute ethanol solution (99.995%) purity, then added drops of HCl solution as it stabilized. The mixture solution was stirred at 50 °C for 180 min to yield a clear and transparent solution.

The substrate was R217102 glass with a size of $1 \times 1 \times 0.1$ cm³, prior to pumping, the substrate (R217102 glass) were cleaned with alcohol in an ultrasonic bath and blow-dried with dry nitrogen gas.

2.2. Deposition of thin films

The resulting solutions were sprayed on the heated glass substrates by using an ultrasonic nebulizer system (Sonics) which transforms the liquid to a stream formed with uniform and fine droplets of 35 μm average diameter (given by the manufacturer). The deposition was performed at various times between 1 to 4 min and the films were realized at a substrate temperature of 350 °C^[9].

2.3. Characterization

Crystallographic and phase structures of the thin films were determined by X-ray diffraction (XRD, Bruker AXS-8D) with $\text{CuK}\alpha$ radiation ($\lambda = 0.15406$ nm) in a scanning range between $2\theta = 25^\circ$ and 50° . The optical properties of the deposited films was measured in the range of 300–800 nm by using an ultraviolet–visible spectrophotometer (UV, Lambda 35), and the electrical resistivity of the films was measured in a coplanar structure obtained with the evaporation of four gold strips on the film surface. All spectra were measured at room temperature (RT).

[†] Corresponding author. Email: benramache.said@gmail.com

Received 5 August 2012, revised manuscript received 11 September 2012

Preparation of transparent conducting ZnO:Al films on glass substrates by ultrasonic spray technique

Abdelouahab Gahtar¹, Said Benramache^{1,2,†}, Boubaker Benhaoua¹, and Foued Chabane³

¹VTRS Laboratory, Institute of Technology, University of El-oued 39000, Algeria

²Material Sciences Department, Faculty of Science, University of Biskra 07000, Algeria

³Mechanics Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

Abstract: Transparent conductive Al doped ZnO thin films were deposited by ultrasonic spray technique. Conditions of preparation have been optimized to get good quality. A set of aluminum (Al) doped ZnO (between 0 and 5 wt%) thin films were grown on glass substrate at 350 °C. Nanocrystalline films with a hexagonal wurtzite structure show a strong (002) preferred orientation. The maximum value of grain size $G = 32.05$ nm is attained of Al doped ZnO film with 3 wt%. All the films have low absorbance in the visible region, thus the films are transparent in the visible region; the band gap energy increased from 3.10 to 3.26 eV when Al concentration increased from 0 to 3 wt%. The electrical conductivity of the films increased from 7.5 to 15.2 ($\Omega \cdot \text{cm}$)⁻¹. So the best results are achieved in Al doped ZnO film with 3 wt%.

Key words: ZnO:Al; thin films; TCO; ultrasonic spray technique

DOI: 10.1088/1674-4926/34/7/073002

EEACC: 2520

1. Introduction

ZnO is one of the most important semiconductor materials due to its wide band gap (3.37 eV) and large exciton binding energy (60 meV) at room temperature^[1]. Transparent conducting oxides (TCO) are widely used in microelectronic devices, light emitting diodes, thin film, antireflection coatings for transparent electrodes in solar cells, and in surface acoustic wave gas sensors^[2–5].

ZnO thin films can be produced by several techniques such as reactive evaporation, molecular beam epitaxy (MBE), magnetron sputtering technique, pulsed laser deposition (PLD), the sol-gel technique, chemical vapor deposition, electrochemical deposition^[6–8] and spray pyrolysis^[9]. Among these, we will focus more particularly in this paper on the spray technique that is a low cost method suitable for large-scale production. It has several advantages in producing nanocrystalline thin films, such as, relatively homogeneous composition, a simple and deposition on glass substrate because of the low substrate temperatures involved, easy control of film thickness, and fine and porous microstructure^[10]. It is possible to alter the mechanical, electrical, optical and magnetic properties of ZnO nanostructures.

The Al doped ZnO thin films have various applications such as transparent conductive film, ferromagnetism, semiconductors, piezoelectric and solar cells. The films have low resistivity and good optical gap energy at low temperature, and are transparent in the visible region^[11]. There are several reports on ZnO nanostructures doped with different elements, such as Fe, Ga, Li, N, Cu, P, and Co^[10, 12–14]. The films (ZnO:Al) are considered to be a material of utmost importance due to their high conductivity, good transparency and lower cost.

In this paper, we have deposited Al doped ZnO thin films on a glass substrate through ultrasonic spray technique at a sub-

strate temperature of 350 °C, and the effect of the Al concentrations of the ZnO films has been studied. The main goal for this research is to find optimum Al doping concentration which gives highly semiconducting properties of Al doped ZnO thin films.

2. Experimental procedure

2.1. Preparation of spray solution

ZnO solution was prepared by dissolving 0.1M ($\text{Zn}(\text{CH}_3\text{COO})_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) in the solvent containing equal volumes absolute ethanol solution (99.995%) purity, then adding drops of NaOH solution as a stabilizer, and stirring the mixture solution at 50 °C for 2 h to yield a clear and transparent solution.

ZnO:Al solution was prepared by adding to the precedent solution aluminum chloride, 6-methoxyethanol, such that the ratio of Al/Zn. This Al content can be varied in the range of 0–5 wt%. The solution became clear and homogeneous after stirring for 2 h at 50 to 70 °C.

The substrate was R217102 glass, $1 \times 1 \times 0.1$ cm³ in size prior to pumping; the substrates were cleaned with alcohol in an ultrasonic bath and blow-dried with dry nitrogen gas.

2.2. Deposition of thin films

The resulting solutions were sprayed on the heated glass substrates by ultrasonic nebulizer system (Sonics) which transforms the liquid to a stream formed with uniform and fine droplets of 40 μm average diameter (given by the manufacturer). The deposition was performed at a substrate temperature of 350 °C with 2 min of deposition time^[15, 16].

† Corresponding author. Email: saidzno2006@gmail.com

Received 10 October 2012, revised manuscript received 24 February 2013

© 2013 Chinese Institute of Electronics

THERMAL PERFORMANCE OPTIMIZATION OF A FLAT PLATE SOLAR AIR HEATER

Foued Chabane^{1,2,*}, Noureddine Moumni^{1,2}, Said Benramache³, Djamel Bensahal¹, Okba Belahssen, Fatima Z. Lemmadi¹

¹ Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria.

² Mechanical Laboratory, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria

³ Materials Science Department, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria.

*E-mail: fouedmecha@hotmail.fr (Foued Chabane)

ABSTRACT

An investigation has been carried out for a chain of operating parameters in order to examine achieving of mass flow rate on heat transfer. Experimentally investigates of single pass solar air heater without fins; present the aims to review of designed and analyzed a thermal efficiency of flat-plate solar air heaters. The received energy and useful energy rates of the solar air heaters were evaluated for various air flow rates were (0.0108, 0.0145, 0.0161, 0.0184 and 0.0203 kg.s-1) are investigated. Optimum values of air mass flow rates are suggested maximizing the performance of the solar collector. Since ambient temperature has a significant effect on the performance of a solar air heater, the effect of ambient and inlet temperature to the solar air heater on the performance of solar air heater equipped with flat-plate. The efficiency of this collector varies depending on the solar radiation, outside temperature, and collector fluid temperature. Air produced at a good temperature (of the order of 48 to 60 °C). Efficiency of the solar collector at air mass flow rates 0.0203 kg.s-1; it is found to be higher than the air mass flow rates of 0.0108, 0.0145, 0.0161 and 0.0184 kg.s-1 by 11%. Maximum efficiency obtained for the single pass air heater between the air mass flow rates from 0.0108 to 0.0184 kg.s-1; were 39.72% and 50.47 % respectively, with tilt angle equal 45° in location Biskra city of Algeria. The thermal efficiency correspondently the mass flow rates were 28.63, 39.69, 46.98, 55.70 and 63.61 %, respectively.

Keywords: Flat plate, solar intensity, mass flow rate, temperature, thermal efficiency.

1. INTRODUCTION

Using solar thermal collectors is an environmentally friendly way of producing energy for space heating and/or domestic hot air since it causes no carbon dioxide emissions. The energy source is practically inexhaustible but the Biskra climate limits the use of solar collectors to winter and early fall. An auxiliary heating system is needed to cover the heating and domestic hot air load in the building all year round. The solar thermal systems are normally designed to barely cover the month load in order not to over-size the system and thus make it as cost effective as possible. There is also a possibility of building systems with seasonal storage, but the storage space needs to be substantial to reduce the losses. This is only of interest for very large solar collector fields.

In this paper an attempt has been done to optimize the thermal performance of flat plate solar air heater by considering the different system and operating parameters to obtain maximum thermal performance. The report talks about thermal performance for different mass flow rates, emissivity of the plate, and tilt angle [1]. In our design we can be found that the use of selected coatings on the absorbing plates of all the heaters considered can substantially enhance the thermal performances of the heaters, and the Plexiglas covers does not have such a significant effect on the thermal performances of the heaters [2]. There are different factors affecting the solar collector efficiency, e.g. collector length,

collector depth, type of absorber plate, glass cover plate, wind speed, etc. Increasing the absorber area or fluid flow heat-transfer area will increase the heat transfer to the flowing air, on the other hand, will increase the pressure drop in the collector, thereby increasing the required power consumption to pump the air flow crossing the collector [3,4]. Kalogirou [5] estimated the performance parameters of flat plate solar collectors using ANN and results obtained are compared with actual experimental values. A number of attempts [6–13] have been made during the last 30 years in an effort to improve the thermal performance of flat plate SAHs by optimizing air channel depth with respect to its length or width. Foued Chabane & al [14], report the experimental performance of solar air heater with internal fins inferior an absorber plate: in the region of Biskra. This study interested a global heat exchange through the thickness of solar collector; we have found the external factors such as wind speed, and temperature ambient when effect in the evolution of the temperature such as the temperature of transparent cover, temperature of an absorber plate taking account of temperature the fluid between an absorber plate and a bottom plate finally the temperature exterior plate on the outside. Another work reported the effect the mass flow rate range 0.012 and 0.016 kg/s on the solar collector with semi-cylindrical fins [15,16].

EXPERIMENTAL PERFORMANCE OF SOLAR AIR HEATER WITH INTERNAL FINS INFERIOR AN ABSORBER PLATE: IN THE REGION OF BISKRA

Foued Chabane, Noureddine Moummi and Said Benramache

Department of Mechanical Engineering, Biskra University of science and technology
Biskra-07000, Algeria, Email Address fouedchabane@live.fr
Email Address nmoummi@hotmail.com, benramache.said@gmail.com

ABSTRACT

Thermal performance and heat exchange of a single pass solar air heater with new design of the fins attached back the absorber plate, as a semi-cylindrical form was investigated experimentally. The effects of air mass flow rate at $0.016 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ on the outlet temperature, the difference temperature and thermal efficiency were studied. Results show that, the efficiency increase with increasing solar intensity, and take the constant values of a thermal efficiency in during the time of the solar midday to afternoon. The study of a global heat exchange through the thickness of solar collector; it's important; causes the external factors such as wind speed, and temperature ambient its effect in the evolution of the temperature such as the temperature of transparent cover, temperature of an absorber plate taking account of temperature the fluid between an absorber plate and a bottom plate finally the temperature exterior plate on the outside. Efficiency of the solar collector for air mass flow rate at $0.016 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ is found to higher values by 50.47%.

Keywords: Heat transfer, efficiency, solar intensity, mass flow rate, temperature.

1. INTRODUCTION

In the experimental determination of the thermal efficiency of solar air collector, a number of tests of a measurement are required for different values of temperature and solar intensity. We have been created a new design, correspondent fins form; we chose's in this study semi-cylindrical longitudinal fins inferior an absorber plate; improve in this part within an increase area of an exchange transfer, and increase the outlet temperature.

Solar air heaters are key elements in many applications, such as building heating systems, solar drying devices, etc. Because of the poor thermal conductivity of air, the convective heat transfer rate inside the channel where the air is heated is low, and efforts have been made to increase this rate [1].

Although the application of fins in a conventional solar air heater has been known to be an efficient method of enhancement of thermal efficiency of solar air heater and several experimental studies in this area have been carried out. Suleyman Karsli [2], presents a performance analysis of four types of air heating flat plate solar collectors: a finned collector with an angle of 75° , a finned collector with an angle of 70° , a collector with tubes, and a base collector, and show that the efficiency depends on the solar radiation and the construction of the solar air collectors, this work determined that the efficiency changed between 26% and 80% for a collector-I, between 26% and 42% for collector-II, between 70% and 60% for collector-III, and between 26% and 64% for collector-IV, about our study and determined the efficiency by 51%, about mass flow rate equal 0.016 kg/s , with a condition on the absorber plate modify by added

instruction under absorber plate it's named fin with from a semi-cylindrical longitudinal of solar collector. The collector was constructed of corrugated surfaces similar to those used for compact heat exchangers, with the air flowing normal to the corrugations.

The optimum angle of the triangular collector and the effect as the change of the absorber shape factor in the collector performance were deduced by Kabeel and Mejarik [3]. Three types of solar air collectors, flat plate, finned, and v-corrugated were analysed to achieve an efficient design of air collector suitable for a solar dryer [4]. The v-corrugated collector was found to be the most efficient collector and the flat plate the least efficient. A.M. Abu-Zour & al [5], presented throughout this work about concerned about the design of new solar collector integrated into louvered shading devices. In addition to protecting glazed spaces from excessive solar gain, of compatibility the louvers with different sizes and shapes could improve solar control and the aesthetics of building facades. O. V. Ekechukwu & al [6], the efficient design and construction of solar-energy air-heating collectors are critical to the overall performance of the distributed (indirect mode) and mixed-mode designs of either active or passive solar-energy crop dryers.

The V-corrugated collector was found to be most efficient while the flat plate collector was the least efficient. Lin et al. [7] and Gao et al. [8] used the cross-corrugated absorbing plate and bottom plate to enhance the turbulence and the heat transfer rate inside the air flow channel and tested its thermal performance. Donggen Peng & al. [9], studied a novel solar air collector of pin-fin integrated absorber was designed to increase the thermal efficiency. In the performance analysis of varying flow rate on PZ7-11.25 pin-fin array's collector, the

Article

Parametric Study of to Design an Earth to Air Heat Exchanger with Experimental Validation

Nesrine Hatraf^{1,2}, Foued Chabane^{1,2,*}, Abdelhafid Brima^{1,2}, Noureddine Moummi^{1,2}, and Abdelhafid Moummi^{1,2}

¹ Mechanical Department, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

² Laboratoire de Génie mécanique-LGM-Université de Biskra –Algérie, Algeria

*E-mail: fouedmeca@hotmail.fr (Corresponding author)

Abstract. Geothermal energy uses an air ground exchanger to cool buildings with minimum of energy. The outlet air coming from this exchanger can be directly used for space cooling if its temperature is low enough. In this study we try to evaluate the profile of ground temperature to decide of the depth to bury the exchanger. Through modeling and experimentation, we try to evaluate the performance of a horizontal pipe used for cooling, for this finite differential method which consists on dividing the length of the exchanger on multiple equal segments and by the knowledge of initial and boundary conditions the profile of the air temperature is that carry out. The authors conclude that many parameters influence the performance of earth to air exchanger such as the nature of the ground, the ground depth diameter of the duct and the throughput flow.

Keywords: Renewable energy, cooling, air/ground exchanger, modeling, geothermal.

ENGINEERING JOURNAL Volume 18 Issue 2

Received 28 May 2013

Accepted 15 October 2013

Published 18 April 2014

Online at <http://www.engj.org/>

DOI:10.4186/ej.2014.18.2.41

Design, developing and testing of a solar air collector experimental and review the system with longitudinal fins

Foued Chabane^{1,a}, Noureddine Moumni^{2,a}, Said Benramache³

^{1,2} Mechanical Department, Faculty of Technology

^a Mechanical Laboratory, Faculty of Technology

³ Material Sciences Department, Faculty of Science,
University of Biskra 07000, Algeria

³ Physics Laboratory, Institute of Technology,
University of El-Oued 39000, Algeria

¹fouedchabane@live.fr; ²nmoumni@hotmail.com; ³benramache.said@gmail.com

Received November 8, 2013; received in revised form February 23, 2013; accepted March 13, 2013

Abstract

The aim of this study to increase the thermal efficiency and heat transfer has to be transferred efficiently from the absorber plate to the flowing air. A configuration of the absorber plate has been designed to improve the heat transfer to air flow in the channel. We can be minimized heat losses from the front cover of the solar collector and to maximize the heat extraction from the absorber plate, the review of resultants has been done in May with tilt angle equal 45°. The thermal performance of a single pass solar air heater with 5 fins attached was investigated experimentally. Longitudinal fins were used inferior the absorber plate for an increase the heat exchange and render the flow fluid in the channel uniform. The thermal performance of the heater was investigated by experimental study under Algeria prevailing weather conditions during the months of May 15/05/2012, with clear sky condition. Biskra is a city of Algeria located on 34°50'43.28"N latitude 5°44'49.11"E longitude

Keywords: heat transfer, solar irradiation, solar air collector, fins.

1. Introduction

Solar air system is a type of system which collects solar energy and transforms it into heat. The general idea is that the air is flowing through solar collector and heat from sun naturally raises the temperature of the air. Increased energy prices and the continuous reduction of the Earth's conventional fuels resources as well as the increased world-wide global warming have been the motivation for the recent growing interest in alternative sources of energy, such as solar energy. The development of new and renewable energy technologies is important for the future of a balanced global energy economy (Klein, 1975). Ahmed M. Qenawy & al (Ahmed M et al., 2007), reported of analysis of high efficiency solar air heater for cold climates, for minimizing solar collector heat losses and increasing the heat transfer coefficient inside the solar collector, represent of the air mass flow rate is found to have a great impact on the solar collector performance especially for low ambient temperatures, and added other important design factors such as collector length and spacing between collector covers (A.A. El-Sebaai et al., 2010), in this reported about the thermal performance of the heater it was investigated by computer simulation for various black painted and selectively coated absorbers under Jeddah prevailing weather conditions. The best performance was achieved using Ni-Sn as a selective coating material with a daily average of the instantaneous efficiency of 0.46 due to the decreased rate of heat losses and the increased rate of useful energy .another reported work about describes the

Effect of the Dip-coating Speed on the Structural and Optical Properties of ZnO Thin Films

Said Benramache^{*,1}, Boubaker Benhaoua², Foued Chabane³, Hamza Bentrah⁴, Soumia Abdessemed⁵

¹ Department of Material Sciences, Faculty of Science, University of Biskra 07000, Algeria

² Departments of Physics, Instuty of technology, University of El-ouad 39000, Algeria

³ Department of mechanics, Faculty of technology, University of Biskra 07000, Algeria

⁴ Department of mechanics, Engineering science, University of Batna 05000, Algeria

(*saidzno2006@gmail.com, ²benhaouab@yahoo.fr, ³fouedchabane@live.fr, ³bhamza2005@gmail.com, ⁴abdessemed.soumia@yahoo.com)

Abstract-In the present paper we have study the structural and optical properties of the ZnO thin films deposited on glass substrates, we have used the dip-coating method with the Sol-Gel technique. The effect of dip-coating speeds on the transparency and structural quality of ZnO films have been studied in a crystallization temperature between 550-600 °C. We revealed that highly c-axis oriented ZnO thin films were obtained at 600 °C and immerse speed is ($v = 2.17$ cm/min) in this condition where the films high quality of deposition as the direction (002) peak along c-axis orientation and the grain size increases with optical gap energy increased.

Keywords- ZnO thin films; Dip-coating method; Characteristics

I. INTRODUCTION

ZnO is a direct wide band gap semiconductor material of 3.37 eV and a large exciton binding energy of 60 meV, at room temperature [1], which makes it transparent in visible light; operates in the UV; light emitting diodes (LEDs) and laser diodes (LDs) [2-4]. This is an attractive and promising material for many applications in surface acoustic wave device (SAW) [5, 6], transparent electrode [7], blue and ultraviolet (UV) light emitters [8], and photoanode films of solar cell [9], gas sensors [10], photovoltaic device [11], temperature room ultraviolet lasers [12]. A few reports are also showed on the study of ZnO thin films prepared by sol-gel process [13]. Sol-gel process is simple, inexpensive, and has a general advantage of large area deposition and uniformity of thickness of the films [14, 15].

ZnO is a widely used material with increasing scientific interest due to the many possibilities of modern applications. Several methods have been developed to prepare ZnO nanostructures, nanoparticles and thin films of different morphologies [16, 17]. The original method for ZnO nanoparticle synthesis that we are using was developed by Spanhel and Anderson [16].

ZnO films can be deposited by several techniques: molecular beam epitaxy (MBE) [18], magnetron sputtering

technique [19], pulsed laser deposition (PLD) [20], evaporation [21], spray pyrolysis [22, 23], and sol-gel process [24].

The Sol-Gel process is a wet-chemical technique widely used in the fields of materials science and ceramic engineering. Such methods are used primarily for the fabrication of materials (typically metal oxides) starting from a colloidal solution (sol) that acts as the precursor for an integrated network (or gel) of either discrete particles or network polymers. Typical precursors are metal alkoxides and metal salts (such as chlorides, nitrates and acetates), which undergo various forms of hydrolysis and poly-condensation reactions [25]. The applications for sol gel-derived products are numerous such the protective coatings [26], thin films and fibers [27], Nano-scale powders [28], Opto-mechanical [29]. The Sol-Gel technique the films are produced with the application of three methods: Spain coating method, dip coating method and meniscus coating method [30]. In the presented studies dip coating method was applied.

This work was to investigated the dip-coating method and study the properties of ZnO thin films for a fundamental review of its physico-chemical parameters including crystallization material deposited, its transparency in ultraviolet dominates; the grain size; c-axis orientation and band gap energy. These parameters are studied as a function of immerse speed and annealing temperature.

II. EXPERIMENTAL DETAIL

We have Zinc acetate dihydrate ($C_4H_6O_4Zn, 2H_2O$) as source material which was dissolved in the ethanol with 0.1 to 0.2 mol.l⁻¹ of concentration. The mixture of zinc acetate having concentration and the ethanol was heated to 80 °C [31] during 10 minutes; we have found that the setter transparency of the ZnO thin film is corresponding to a concentration of (0.1 M). Thus, the concentration of sol-gel is depends sensitively to the nature of the ZnO thin films transparently.

In this paper we have prepared the dip-coating method in the laboratory, the adopted. It consists to immerse the substrate in the Sol-Gel solution and withdraw it there after in stable and

Effect of the Tilt Angle of Natural Convection in A Solar Collector with Internal Longitudinal Fins

Foued Chabane¹, Nourddine Moummi², Said Benramache³

^{1,2}Mechanical Energy Department, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

³Material Science Departments, Faculty of Science, University of Biskra 07000, Algeria

(¹fouedchabane@live.fr, ²n.moummi@hotmail.com, ³saodzno@yahoo.fr)

Abstract- We present in this paper, a series of experimental tests carried out on a solar plan, with an area of 1.8236 m² capture, designed in the laboratory and tested in the region of Biskra. The complete experimental setup includes the measurement of global solar radiation, wind speed, airflow velocity and temperature and the ambient air at the inlet and outlet; optimize a tilt angle. The solar collector was oriented facing south Renewable and domestic energy source, and is essential components of a sustainable energy future. This paper deals with the influence of the tilt angle of solar collectors. The optimum angle is measured by searching for the values for which the total radiation on the collector surface is a maximum for a particular day or a specific period. An application of the model is done using the experimental data measured for Biskra in Algeria. For increasing the utilization efficiency of solar collectors, it is recommended that, if it is possible, the solar collector should be mounted at the monthly average tilt angle, and the slope adjusted once a month.

Keywords- tilt angle; solar intensity; heat transfer.

I. INTRODUCTION

Solar Panel from Environmental Solar Systems is the ideal choice for homeowners that want environmentally friendly and low-cost alternative heat. Solar panels harness the sun's energy in the form of light and convert the energy into heat or electricity. Sunlight – solar energy – can be used to generate electricity, provide hot water and to heat, cool and light buildings. Renewable solar energy is one of the fastest growing energy sources in the world. Although the average consumer might associate solar panels with residential rooftop assemblies, solar panels are available for a wide range of applications, including powering individual gadgets. Yasin Varol & al [1], reported that the laminar natural convection in inclined enclosures filled with different fluids was studied by a numerical method, and the heat transfer was lower in the air side of the enclosure than that of the water side. In all of these studies, the partition is not thermally conductive.

However, the thermal conductivity of the partition is an important factor from the control of heat transfer point of view. In this respect, Ho and Yih [2] made a numerical analysis on conjugate natural convection in air-filled rectangular cavities. Their results indicate that the heat transfer rate is considerably attenuated in the partitioned cavity in comparison with that for

non-partitioned cavity. Recently, Kahveci [3] investigated natural convection in partitioned air-filled enclosure heated with a uniform heat flux using a differential quadrature method. He found that average Nusselt number increases with a decrease of thermal resistance of the partition and partition thickness has little effect on heat transfer. Then, he made analyses of different versions of this problem [4].

II. DEFINITION OF PHYSICAL MODEL

A. Collectors

In this study, an experimental setup, which consists of an air-type solar collector, a fan and air ducts, is build Fig. 1, an anemometer, we used a CMP 3 pyranometer is an instrument for measuring the solar irradiance and digital thermometer Model Number: DM6802B and dimensions of our experimental setup is given, Air-type solar collector has an inclination of 45°. The solar air heater constructed in this study is shown in Fig. 1-2 this air heater is used in space heating. It is a rectangular box of L = 2000 mm height, l = 1000 mm width and 100 mm thickness. There is one passage backup the absorber plate that air could flow within it. A black-painted of 0.5 mm thickness was used as absorber the plate absorption coefficient $\alpha = 0.95$. A galvanized flat plate of 0.6 mm thickness was used as back plate and an insulation plate (polystyrene) of 2000 mm height, 1000 mm width and 40 mm thickness with thermal conductivity 0.037 W/(m.K). The distance between two adjacent fins and fins height are 120 and 300 mm respectively and 6 mm thickness with longer 1880 mm. High transmittance Plexiglas with 3 mm thick, dimension size of 1940 × 940 mm, and which was to reduce the convective and long wave losses to the atmosphere, the transparent cover transmittance $\tau = 0.9$ and absorptive of the glass covers, $\alpha_g = 0.05$. We have the fins of semi-cylindrical longitudinal underside of the absorber. We have 16 Positions of thermocouples connector to plates and two thermocouples to outlet and inlet flow.

Experimental Study of Heat Transfer and an Effect the Tilt Angle with Variation of the Mass Flow Rates on the Solar Air Heater

Foued Chabane¹, Nouredine Moummi², Said Benramache³, Abdallah Salim Tolba⁴

^{1,2,4}Mechanical Energy Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Algeria

³Material Science Departments, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

(¹fouedchabane@live.fr, ²n.moummi@hotmail.com, ³saodzno@yahoo.fr, ⁴tsalimdz@hotmail.com)

Abstract- in this study we have been indicated an effect of tilt angle and the mass flow rates onto the thermal performance of a single pass solar air heater will be investigated experimentally. The effects of mass flow rate of air on the outlet temperature, the heat transfer in a solar collector and thermal efficiency were studied. Experiments were performed for range of air mass flow rates from 0.0078 to 0.0166 kg/s., Moreover; the maximum efficiency was obtained at the difference's mass flow rates. The maximum efficiency obtained for the 0.0078, 0.0093, 0.0125 and 0.0166 kg/s were 47.82%, 37.50%, 31% and 26% respectively. Comparison of the results as an effect the mass flow rates by solar collectors and the tilt angle a substantial enhancement in the thermal efficiency. The optimal tilt angles for the outlet temperature were between 20 and 30°.

Keywords- mass flow rate; tilt angle; thermal efficiency; outlet temperature; inlet temperature.

I. INTRODUCTION

Thermal performance and heat exchange of a single pass solar air heater with fins attached back the absorber plate was investigated experimentally. The effects of air mass flow rates range from 0.0078 kg/s to 0.0166 kg/s on the outlet and the difference temperature and thermal efficiency was studied. Result shows that, the efficiency increase with increasing air mass flow, and takes the optimal values of a tilt angles 20° and 30°. The wind speed, and temperature ambient its effect in the evolution of temperature such as the temperature of transparent cover, and temperature of the absorber plate taking account of temperature the fluid under an absorber plate, and the temperature of bottom plate finally the temperature exterior plate in the outside, respectively, in the location of Biskra city of Algeria.

Comparison of results reveals that the thermal efficiency of single pass solar air collector a function of mass flow rates it is higher with a increasing the flow rate. Increasing the absorber area or fluid flow heat-transfer area will increase the heat

transfer to the flowing air, on the other hand, will increase the pressure drop in the collector, thereby increasing the required power consumption to pump the air flow crossing the collector [1, 2].

On the other hand several configurations of absorber plates have been designed to improve the heat transfer coefficient. Artificial roughness obstacles and baffles in different shapes and arrangements were employed to increase the area of the absorber plate. As a result the heat transfer coefficient between the absorber plate and the air pass will be improved [3]. Omojaro et al [4], reported a Thermal performance of a single and double pass solar air heater with fins attached and using a steel wire mesh as absorber plate was investigated experimentally. The bed heights were 7 cm and 3 cm for the lower and upper channels respectively. The result of a single or double solar air heater, when compared with a conventional solar air heater shows a much more substantial enhancement in the thermal efficiency.

Studied numerical of the performance and entropy generation of the double-pass flat plate solar air heater with longitudinal fins [5]. The predictions are done at air mass flow rate ranging between 0.02 and 0.1 kg/s. reported used the fins serve as heat transfer augmentation features in solar air heaters however they increase pressure drop in flow channels. Results indicate that high efficiency of the optimized fin improves the heat absorption and dissipation potential of a solar air heater [6]. Designed double flow solar air heater with fins attached over and under the absorbing plate. This resulted in considerable improvement in collector efficiency of double flow solar air heaters with fins compare to single flow operating at the same flow rate [7].

An experimental investigation carried out on the thermal performance of the offset rectangular plate fin absorber plates with various glazing [8]. In this work, the offset rectangular plate fins, which are used in heat exchangers, are experimentally studied. As the offset rectangular plate fins, mounted in staggered pattern and oriented parallel to the fluid flow, high thermal performances are obtained with low-pressure losses. Karim and Hawlader [9] conducted experiments to study the performance of three types of solar air heater, namely flat plate, finned and V-corrugated solar air

Length Effect on the Damping of Unidirectional Beams

Djamel Bensahal¹, Nadir Mohamed Amrane², Foued Chabane³, Said Benramache⁴, Okba Belahssen⁵

^{1,2,3}Mechanics Department, Faculty of Sciences and Technology, University of Biskra, Algeria

^{4,5}Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

(¹bensahaldjamel@yahoo.fr, ²mnamrane@yahoo.com, ³fouedmeca@hotmail.fr, ⁴saidzno@yahoo.fr, ⁵bel_okba@yahoo.fr)

Abstract- The paper presents an evaluation of the damping prediction of unidirectional composite using the finite element method, which takes account the effect of the beam length. This study follows the evolution of the damping when the length increases by using modal analysis with different application of load rate at the structure. An analytical method is used to solve the equation of free vibrations. The study shows the decrease in frequency for different rates of loading, hence the loss of stiffness for all beams studied. The calculation of loss factors of modal energies for the first three bending modes of the structure is done by evaluating the ratio of the strain energies of beam for damaged and undamaged cases. The structural damping of the different beams is evaluated from these energies.

Keywords- Damping; finite element method; frequency; unidirectional composite; length.

I. INTRODUCTION

Damping is a measure of the energy dissipation in any vibrating structure. The progress has been achieved in the analysis and measurement of dynamic properties of composite materials. The initial works on the damping analysis of fibre composite materials were reviewed extensively in review paper by Berthelot, Gibson and Plunkett [1-2] and Gibson and Wilson [3]. A damping process has been developed initially by Adams and Bacon [4] who sees that the energy dissipation can be described as separable energy dissipations associated to the individual stress components. This analysis was refined in later paper of Ni and Adams [5]. The damping of orthotropic beams is considered as function of material orientation and the papers also consider cross-ply laminates and angle-ply laminates, as well as more general types of symmetric laminates.

The damping concept of Adams and Bacon was also applied by Adams and Maheri [6] to the investigation of angle-ply laminates made of unidirectional glass fibre or carbon layers. The finite element analysis has been used by Lin et al. [7] and Maheri and Adams [8] to evaluate the damping properties of free-free fibre reinforced plates. These analyses were extended to a total of five damping parameters, including the two transverse shear damping parameters. More recently the analysis of Adams and Bacon was applied by Yim [9] and

Yim and Jang [10] to different types of laminates, then extended by Yim and Gillespie [11] including the transverse shear effect in the case of 0° and 90° unidirectional laminates. For thin laminate structures the transverse shear effects can be neglected and the structure behavior can be analyzed using the classical laminate theory.

The natural frequencies and mode shapes of rectangular plates are well described using the Ritz method introduced by Young [12] in the case of homogeneous plates. The Ritz method was applied by Berthelot and Safrani [13] to describe the damping properties of unidirectional plates. The analysis was extended to the damping analysis of laminates [14]. This paper presents an evaluation of the damping as function of the length using finite element method for a material with stacking sequence U.

II. COMPOSITE MATERIAL

The laminates were prepared by hand lay-up process from SR1500 epoxy resin with SD2505 hardener and unidirectional E-glass fibre fabrics of weight 300g/m². The evaluation of damping was performed on beams of different lengths: 140,160, 180, 200, 210, 220, 230 and 240 mm. Beams had a nominal width of 20 mm, were cured at room temperature with a pressure of 30 kPa using vacuum moulding process, and then post-cured for 8h at 80°C in an oven. Beams had a nominal thickness of 2 mm with a volume fraction of fibres equal to 0.40. The mechanical modulus of elasticity of the materials was measured in static tensile. The results are reported in table 1:

TABLE I. MECHANICAL PROPERTIES

Material	Stacking sequences	Young's modulus	Max load at fracture (KN)
U	[(O)] ₈	21.08	35.165

The experimental investigation was conducted using tensile cyclic tests for different laminates studied. The applied load ratio is 10 % of maximum load failure. Fig.1 shows the results

EVOLUTION OF STRUCTURAL DAMPING FOR CROSS-PLY LAMINATE BY MODAL ANALYSIS

D. Bensahal¹, M. N. Amrane¹, F. Chabane¹, O. Belahssen², S. Benramache²

¹ Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria

² Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

Received: 30 Mar 2013

Accepted: 09 Apr 2013

Keywords:

Structural Damping
Finite Element Method
Modal Analysis
Frequencies
Cross-Ply Laminate

Abstract

The work concerned exactly a structural damage of cross-ply laminate as function of loading rate. In this paper also involves the effect of loading rate on the damping of the composite. The calculation of laminate damping is performed by use of a strain energy method. The modal analysis of the structure for different loading rates is based on the analytical method used to solve the equation of free vibrations. The difference between strain energies for both cases damaged and undamaged are calculated by the finite element method. The structural damping of the beam is evaluated from these energies. The result deduced from the damping by finite element analysis that the structural damping η increases when the loading rate becomes higher. This study shows clearly the decrease of the frequencies when the loading rate increases; this should have high utility as a decisive test for non-destructive damage detection.

1. INTRODUCTION

The increasing need for high-performance structures has stimulated considerable research in the characterization of damping in advanced composite materials. Helicopter rotor blades, turbine compressor blades and space structure truss elements are examples of aerospace applications of composites where damping properties are important. Damping is a measure of the energy dissipation in any vibrating structure. The progress has been achieved in the analysis and measurement of dynamic properties of composite materials. For example, closed-form solutions for dynamic stiffness and damping properties of laminated plates and laminated beams have been derived, and finite element methods have been used in both macro mechanical and micromechanical modeling [1, 3]. Viscoelastic materials combine the capacity of an elastic type material to store energy with the capacity to dissipate energy. So, the use of an energy approach for evaluating the material or structure damping is widely considered. In this energy approach, the dissipated energy is related to the strain energy stored by introducing a damping parameter [4]. The initial works on the damping analysis of fibre composite materials were reviewed extensively in review paper by Gibson and Plunkett [5] and Gibson and Wilson [6]. A damping process has been developed initially by Adams and Bacon [7] who sees that energy dissipation can be described as separable energy dissipations associated to the individual stress components. This analysis was refined in later paper of Ni and Adams [8]. The damping of orthotropic beams is considered as function of material orientation and the papers also consider cross-ply laminates and angle-ply laminates, as well as more general types of symmetric laminates.

Correspondence:

D. Bensahal

Mechanics Department,
Faculty of Sciences
& Technology, University
of Biskra, Algeria

EFFECT OF ARTIFICIAL ROUGHNESS ON HEAT TRANSFER IN A SOLAR AIR HEATER

F. Chabane^{1,2}, N. Moumni^{1,2}, S. Benramache³, D. Bensahal¹, O. Belahssen³

¹ Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria.

² Mechanical Laboratory, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria

³ Materials Science Department, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria.

Received: 08 Apr 2013

Accepted: 13 Apr 2013

Keywords:

Solar Irradiation

Thermal Efficiency

Heat Transfer Coefficient

Nusselt Number

Abstract

The heat transfer of a solar air heater duct can be increased by providing artificial roughness on the heated wall (i.e. the absorber plate). The thermal performance of a single pass solar air heater with five fins attached was investigated experimentally. Longitudinal fins were used inferior the absorber plate to increase the heat exchange and render the flow fluid in the channel uniform. The effect of mass flow rate of air on the outlet temperature, the heat transfer in the thickness of the solar collector was studied. The effect of parameters on the heat transfer is compared with the result of smooth duct under similar flow conditions. Experiments were performed for air mass flow rate $m = 0.016$ kg/s. Moreover, the maximum efficiency values obtained for the 0.016 with and without using fins were 51.50 % and 43.94% respectively.

1. INTRODUCTION

Comparison of results reveals that the thermal efficiency of a single pass solar air collector a function of mass flow rate it is higher with an increasing the flow rate. Increasing the absorber area or fluid flow heat-transfer area will increase the heat transfer to the flowing air, on the other hand, will increase the pressure drop in the collector, thereby increasing the required power consumption to pump the air flow crossing the collector [1, 2]. On the other hand, several configurations of absorber plates have been designed to improve the heat transfer coefficient. Artificial roughness obstacles and baffles in various shapes and arrangements were employed to increase the area of the absorber plate. As a result, the heat transfer coefficient between the absorber plate and the air pass is improved [3]. Reporting an on experimental investigation of the thermal performance of a single and double pass solar air heater with fins attached and a steel wire mesh as absorber plate [4]. The bed heights were 7 cm and 3 cm for the lower and upper channels respectively. The result of a single or double solar air heater, when compared with conventional solar air heater shows much more substantial enhancement in the thermal efficiency. It studied numerical of the performance and entropy generation of the double-pass flat plate solar air heater with longitudinal fins [5]. The predictions are done at air mass flow rate ranging between 0.02 and 0.1 kg/s. Reporting used the fins serve as heat transfer augmentation features in solar air heaters, however, they increase pressure drop in flow channels. Results show that high efficiency of the optimized fin improves the heat absorption and dissipation potential of a solar air heater [6]. It designed double flow solar air heater with fins attached over and under the absorbing plate.

Correspondence:

F. Chabane

Mechanics Department &
Mechanical Laboratory,
Faculty of Sciences
& Technology, University
of Biskra, Algeria.



MICROSTRUCTURE AND CORROSION BEHAVIOR OF STEEL NITRIDED BY PLASMA

O.Belahssen¹, A.Chala¹, S. Benramache¹, D. Bensahal², F. Chabane²

¹ Materials Science Department, Faculty of Sciences, University of Biskra, Biskra 07000, Algeria

² Mechanical Department, Faculty of Technology, University of Biskra 07000, Algeria

Abstract

This paper presents a study of microstructure and corrosion behavior of low alloyed steel 32CDV13 treated by plasma nitriding. This nuance is used in manufacturing mechanical pieces that are greatly solicited in fatigue as the transmission gearings on the helicopters' rotors and the rolling used in aeronautic; an ion nitriding treatment was carried out. The increase of the nitrogen percentage in the plasma, at a middle temperature and at determined treatment time, conducts to the formation of a compound layer, increases significantly the diffusion layer thickness and improves the corrosion resistance. With the traditional techniques of analysis as the optic microscopy, the scanning electron microscopy and electrochemical tests we can determine the microstructure and the corrosion behavior of nitrided layers.

Received: 31 Mar 2013

Accepted: 14 Apr 2013

Keywords:

Ion nitriding

Steel 32CDV13

Microstructure

Electrochemical corrosion

1. INTRODUCTION

Nitriding is a thermochemical process that is typically used to diffuse nitrogen into ferrous materials. This treatment plays an important role in modern manufacturing technologies [1]. Nitrogen ion processes are well known to improve mechanical, wear and corrosion resistance of steels. Several studies about these improvements in different steels can be found in the literature [2–11].

The basic mechanism of plasma nitriding treatment is a reaction between the plasma and the surface of the metal. In addition, depending on the steel compositions and process parameters, the plasma mass transfer has an effect on the formation and thickness of compound layer and diffusion zone [7].

Plasma nitriding owing to a number of advantages such as a lower process temperature, a shorter treatment time, minimal distortions and low energy use compared to conventional techniques has found wide application in industry [2,3].

The aim of the present work is to study the effect of gas mixture (N₂-H₂) on the microstructure of 32CDV13 low alloyed steel treated by ion nitriding process and the corrosion behaviors of the nitride layers.

2. MATERIALS AND METHODS

A series of experiments were carried out to investigate the plasma nitriding of low alloyed steel 32CDV13. The chemical composition of low alloyed steel 32CDV13 is shown on the table 1.

Correspondence:

O.Belahssen

Materials Science Department,
Faculty of Sciences, University of
Biskra, Biskra 07000, Algeria.



Preparation and Characterization of Transparent Conductive ZnO Thin Films by Ultrasonic Spray Technique

Said Benramache¹, Foued Chabane², Djamel Bensahal², Okba Belahssen¹, Fatima Z Lemmadi²

¹Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

²Department of Mechanics, Faculty of Technology, University of Biskra, Algeria

Abstract

In present paper, ZnO thin films were prepared using the simple, flexible and cost-effective spray ultrasonic technique at different precursor molarity values. The films deposited on glass substrate at 350 °C. The influence of precursor molarity on structural, electrical and optical properties was investigated. Both ZnO films are polycrystalline structure wurtzite and (0 0 2) oriented and exhibit higher visible transmittance (40 – 85 %), higher electrical n-type semiconductor, which band gap energy increased from 3.08 to 3.37 eV with increasing of precursor molarity of 0.05 to 0.1 M, and smaller Urbach energy (85.8 meV). The maximum value of electrical conductivity of the films is $7.96 (\Omega \cdot \text{cm})^{-1}$ obtained in ZnO thin film for precursor molarity 0.125 M. These results indicate that such sprayed ZnO films are chemically purer and have many fewer defects and less disorder owing to an almost complete chemical decomposition of the precursor droplets. ZnO films having desired optical and structural properties for cheaper large-area solar cells may thus be tailored through the substrate temperature and the precursor molarity.

Received: 10Apr 2013

Accepted: 01 May 2013

Keywords:

ZnO

Thin films

TCO

Ultrasonic spray technique

1. INTRODUCTION

Zinc oxide is a very interesting semiconducting material with a wide and direct band gap of 3.37 eV at room temperature and a high exciton binding energy of 60 meV [1]. This material is receiving considerable attention due to its broad range of applications such as microelectronic devices [2], antireflection coatings transparent electrodes in solar cells, thin film, gas sensors, varistors, spintronic devices, surface acoustic wave devices, light emitting diodes and lasers [3-5]. For the deposition of ZnO thin films various methods like reactive evaporation, molecular beam epitaxy (MBE) [6], magnetron sputtering technique [7], pulsed laser deposition (PLD) [8], the sol-gel technique, chemical vapor deposition, electrochemical deposition [9] and spray pyrolysis [10], have been reported to prepare thin films of ZnO. Among these, we will focus more particularly in this paper on the spray Ultrasonic technique that is a low method suitable for large-scale production, it has several advantages in producing nanocrystalline thin films, such as, relatively homogeneous composition, a simple and deposition on glass substrate because of the low substrate temperatures involved, easy control of film thickness and fine and porous microstructure.

Correspondence:

F. Chabane

Department of Mechanics, Faculty
of Technology, University of
Biskra, Algeria



Structural and Mechanical Behavior during Quenching of 40CrMoV5 Steel

F.Z. Lemmadi¹, A. Chala², S. Ferhati³, F. Chabane¹, S. Benramache²

¹ Mechanics Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Algeria

² Material Science Department, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

³ Chemical Department, Faculty of Technology, University of Biskra, Algeria

Received: 10 Apr 2013

Accepted: 16 Jun 2013

Keywords:

Steel

Quenching Medium

Microstructure

Hardness

Abstract

This paper presents a study of influence of quenching conditions during heat treatment on microstructure and mechanical behavior of 40CrMoV5 steel, this material can be used in the manufacture of power tools. In this study the microstructural evolution using the different quenching media (air, water, oil and ice water) increased the final structure depends mainly on the cooling rate increase this rate leads to more. The air quenching depends ferritic pearlitic structures and the quenching water, and ice water, the martensitic transformation leads to structures bainitic-martensitic. The hardness increases rapidly with the quenching medium (cooling rate).

1. INTRODUCTION

The influence of microstructure on mechanical properties of low alloy steels has been a subject of considerable research interest in physical metallurgy [1–5].

The use of alloys steels in bars for a number of forged automotive components is now commonplace, while studies are well advanced in their use for other applications. The 40CrMoV5 steels are characterized by a small addition of V, Si and Cr to a basic C-Mn composition. Their structures are mainly pearlitic and ferritic [6].

Some researches showed that Cr-containing martensitic exhibits long range pseudo-periodic variations of Cr concentration after irradiated in the temperature range 400–425 °C, whereas Cr-rich clusters were present after irradiation at 450–500 °C [7–9].

Direct quenching and tempering (DQ-T) combined with controlled rolling has been widely used in the production of low and medium carbon steel for plates and rods.

Correspondence:

F.Z. Lemmadi

Mechanics Department, Faculty of
Technology, University of Biskra,
Biskra 07000, Algeria



Correlations to Calculate the Ratio E/E_0 as Function of the Number of Cycles for Composite Materials

D. Bensahal¹, M. N. Amrane¹, F. Chabane¹, O. Belahssen², S. Benramache²

¹ Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria

² Material Sciences Laboratory, Faculty of Science, University of Biskra, Algeria

Received: 28 Jun 2013
Accepted: 18 Aug 2013

Keywords:

Loss of Stiffness

Damage

Three-Points Bending

Correlation

Composite Material

Abstract

In this study, the model of B.S.Subagio is based on the assumption of Kachanov-Robotnov for an elastic unidirectional and fragile of the composite material. The scalar D is considered as a phenomenological measure of state of degradation of the macroscopic properties of the composite material. Where, the length of beam is discredited into a number of the same units. The study treats the follow-up of the damage of laminate beam during their loadings in 3-points bending in cyclic tests. The material is composed with glass fibres and epoxy resin. The calculation of the scalar D for determining the damage and the ratio of the E/E_0 by applying the model's and data's of B.S.Subagio is done and the results are represented in Figures below. Finally, we established the correlations between the ratio E/E_0 and the increases of number of cycles for each node of beam. It was recommended that the correlations in polynomial form describe adequately the loss of stiffness expressed by E/E_0 .

1. INTRODUCTION

Industrial experience shows that ruptures of mechanical parts are most often due to fatigue. In general way, the presence of periodic efforts such as that appear in motors, rotating machinery or parts of moving vehicles conducted that there will be fatigue. Hence, the danger of fatigue that the rupture can occur at relatively low apparent stresses is often below of limit resistance of elasticity where the application is repeated a many times [1]. Moreover, this fatigue damage is generally not accompanied by any change in shape of the piece. However, the fatigue damage is progressive and the break occurs suddenly. In this study, we tried to do the calculations for determining the damage and eventually the evaluation of the ratio E/E_0 by applying the model's and data's of B.S.Subagio. After this step, we established the correlations between the ratio E/E_0 which expresses the loss of stiffness and the number of cycles for each node when it is increasing.

2. DAMAGE MECHANISMS OF FATIGUE

The mechanisms of fatigue damage in composite materials are very different than the mechanisms governing fatigue in metallic materials [2- 4]. In metallic materials, priming is located and the progression of the damage occurs rapidly as a dominant crack until the final fracture of the material.

Correspondences:

D. Bensahal

Mechanics Department, Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra, Algeria

Renewable energies are sustainable and do not cause any pollution for the environment while fossil fuels are not sustainable and cause an extensive pollution that damages the environment. Renewable energies are solar energy, wind energy, bio energy, geothermal energy, tidal energy, and hydropower. Approximately all these forms of energy are hampered by their high costs. Moreover, solar energy, wind energy and tidal energy are characterized by their intermittent nature, as they are not available all the time. This intermittent problem can be solved by energy storage. Renewable energy plays an important role from the political point of view. Countries with no or minor energy resources from fossil fuels found the renewable energy as a very prestigious opportunity for a new era of dependency on their own renewable resources for energy instead of importing their energy needs from other countries. The thermal performance of a single pass solar air heater with five fins attached was investigated experimentally. A comparison of the results of the mass flow rates by solar collector with and without fins shows a substantial enhancement in the thermal efficiency.

Performance studies on solar air heaters



Foued Chabane
Noureddine Moummi
Said Benramache



Foued Chabane

Foued Chabane was born in Algeria 1980. He obtained his Engineering and his Magister degrees in Mechanical engineering option Energitic in 2004 and 2009 respectively. He works now towards PhD degree in Mechanical. His research interests on solar air heater, and film thin, He designed new solar collector.



978-3-659-41029-1

Mathematical Methods and Experimental Study of Renewable Energy (SAH)

Nusselt Number Correlation of SAH

Chabane, Moummi, Benramache

180



This book presents the experimentally investigated thermal performance of a single pass solar air heater with fins attached and without fins. Longitudinal fins were used inferior to the absorber plate to increase the heat exchange and render the flow fluid in the channel uniform. The effects of mass flow rate of air on the outlet temperature, the heat transfer in the thickness of the solar collector and thermal efficiency were studied. Experiments were performed of versus air mass flow rates. Maximum efficiency was obtained by using five longitudinal fins and without using fins. The maximum efficiency levels obtained for the maximum mass flow rate about with fins become higher than the solar collector without used fins. A comparison of the results of the solar collector with and without fins shows a substantial enhancement in thermal efficiency. In the study, a test of solar collector air was performed based on the heating of air by longitudinal fins (semi-cylindrical form) and the surface area for heat exchange. Our study seeks to increase the thermal efficiency of the solar collector, by using a single pass counter flow solar air collector with longitudinal fins.

Optimize the solar air heater



Foued Chabane
Noureddine Moummi
Said Benramache



Foued Chabane

Foued Chabane was born in Algeria in 1980. He obtained his Engineer and his Magister degrees in Mechanical engineering option Energetic in 2004 and 2009 respectively. He works now towards PhD degree in Mechanical. His research interests are on solar air heater, I have designed new solar panel for my study.

Experimental study on heat transfer of solar air heater

Chabane, Moummi, Benramache



978-3-659-31557-2

Annexe B

B.1 : Propriétés physiques de certains corps

Nature	θ	ρ	c_p	λ	Nature	θ	ρ	c_p	λ
	°C	kg m ⁻³	J kg ⁻¹ °C ⁻¹	W m ⁻¹ °C ⁻¹		°C	kg m ⁻³	J kg ⁻¹ °C ⁻¹	W m ⁻¹ °C ⁻¹
Métaux, alliages et céramiques					Matériaux de construction				
Acier au carbone	20	7833	465	54	Ardoise	20	2400	879	2,2
	200			48	Basalte	20	2850	881	1,6
	600			35	Béton caverneux	20	1900	879	1,4
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	20	7864	460	20	Béton plein	20	2300	878	1,75
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	20	7816	460	16,3	Bitume (cartonné)	20	1050	1305	0,23
	600			22	Bois feuillus légers	20	525	3143	0,15
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	20	7864	460	13	Bois feuillus mi-lourds	20	675	3156	0,23
Alumine	20			29	Bois feuillus très légers	20	375	3147	0,12
Aluminium	20	2707	896	204	Bois résineux légers	20	375	3147	0,12
	400			249	Bois résineux mi-lourds	20	500	3160	0,15
Argent	20	10525	234	407	Bois résineux très légers	20	375	3147	0,12
Bronze 75%Cu, 25%Sn	20	8666	343	26	Brique terre cuite	20	1800	878	1,15
Carbone	20			147	Calcaire dur	20	2450	882	2,4
Carbure de silicium	20			13	Calcaire tendre	20	1650	879	1
Chrome	20	2118	7160	449	Carrelage	20	2400	875	2,4
Constantan 60% Cu, 40%Ni	20	8922	410	22,7	Contre-plaqué okoumé	20	400	3000	0,12
Cuivre	20	8954	383,1	386	Contre-plaqué pin	20	500	3000	0,15
	400			363	Granite	20	2600	881	3
Duralumin	20	2787	883	164	Gravier (vrac)	20	1800	889	0,7
Etain	20	7304	226	64	Grès	20	2500	880	2,6
Fer	20	7870	452	73	Lave	20	2350	881	1,1
Fonte	20	7849	460	59	Marbre	20	2700	881	2,9
Laiton 70%Cu, 30%Zn	20	8522	385	111	Parquet	20	700	3143	0,2
	400			147	Plâtre	20			0,48
Magnésie	38	270		0,067	Schiste	20	2400	879	2,2
Or	20	1336	19300	129	Matériaux isolants				
Platine	20			72	Balsa	20	85		0,054
Plomb	20	11373	130	35	Copeaux bois	23			0,059
Sodium liquide	100			81,5	Coton	20	80	1300	0,06
Titane	20			16	Kapok	30			0,035
Tungstène	20	19350	134	163	Laine de roche	20	20	880	0,047
Zinc	20	7144	384	112		20	55	880	0,038
Zircone	20			4		20	135	880	0,041
Matériaux divers					Laine de verre	20	8	875	0,051
Amiante	20			0,16		20	10	880	0,045
Asphalte	20	2115	920	0,062		20	15	880	0,041
Caoutchouc (naturel)	20	1150		0,28		20	40	880	0,035
Caoutchouc (vulcanisé)	20	1100	2010	0,13	Liège expansé	20	120	2100	0,044
Carton	20	86	2030	0,048	Moquette	20	200	1300	0,06
Cuir	20	998		0,159	Polyuréthane (mousse rigide)	20	32	1300	0,03
Glace	0	920	2040	1,88		20	50	1360	0,035
Papier	20			0,48		20	85	1300	0,045
Plexiglass	20	1190	1465	0,19	PVC (mousse rigide)	20	30	1300	0,031
Sable	20	1515	800	0,2-1,0		20	40	1300	0,041
Sciure	20				Polystyrène expansé	20	12	1300	0,047
Terre mouillée	20	1900	2000	2		20	14	1300	0,043
Terre sèche	20	1500	1900	1		20	18	1300	0,041
Verre	20	2700	840	0,78		20	28	1300	0,037

Annexe B

B.2 : Propriétés physiques de l'air et de l'eau

Propriétés de l'eau à saturation							Propriétés de l'air à 1 atm						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot \alpha$	Pr	θ	ρ	c_p	λ	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)		(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06	0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02	20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34	40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02	60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22	80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74	100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45	120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24	140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10	160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00	180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94	200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89	220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88	240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87	260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91	280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02	300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

Corrélations entre 0 et 100 °C

(θ : température en °C , T température en K)

Pour l'air

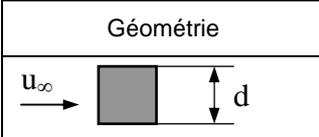
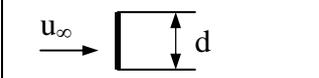
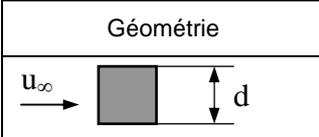
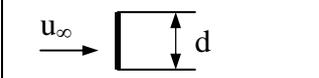
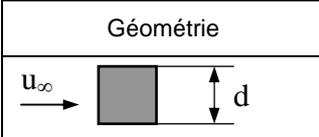
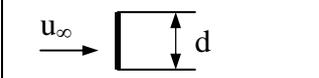
- $\rho = \frac{353}{(\theta + 273)}$ kg m⁻³
- $c_p = 1008$ J kg⁻¹ °C⁻¹
- $\lambda = 7,57 \cdot 10^{-5} \theta + 0,0242$ W m⁻¹ °C⁻¹ $r^2 = 0,9999$
- $\mu = 10^{-5} (0,0046 \theta + 1,7176)$ Pa s $r^2 = 0,9997$
- $\alpha = 10^{-5} (0,0146 \theta + 1,8343)$ m² s⁻¹ $r^2 = 0,9986$
- $Pr = -2,54 \cdot 10^{-4} \theta + 0,7147$ $r^2 = 0,9767$
- $\beta \approx \frac{1}{T}$ K⁻¹

Pour l'eau

- $\rho = -0,00380 \theta^2 - 0,0505 \theta + 1002,6$ kg m⁻³ $r^2 = 0,9982$
- $c_p = 4180$ J kg⁻¹ °C⁻¹
- $\lambda = -9,87 \cdot 10^{-6} \theta^2 + 2,238 \cdot 10^{-3} \theta + 0,5536$ W m⁻¹ °C⁻¹ $r^2 = 0,9987$
- $\mu = 10^{-4} (0,00200 \theta^2 - 0,3389 \theta + 17,199)$ Pa s $r^2 = 0,9815$
- $\alpha = 10^{-7} (-0,00360 \theta + 1,340)$ m² s⁻¹ $r^2 = 0,9734$
- $Pr = 1,577 \cdot 10^{-3} \theta^2 - 0,261 \theta + 12,501$ $r^2 = 0,9796$
- $\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu\lambda} = (0,0105\theta^2 + 0,477\theta - 0,0363) 10^9$ °C⁻¹ m⁻³ $r^2 = 0,9992$
- $\log_{10} [p_{sat}(T)] = 20,3182 - \frac{2795}{T} - 3,868 \log_{10}(T)$ mmHg $-50^\circ\text{C} < \theta < 200^\circ\text{C}$
- $Lv = 2495 - 2,346 \theta$ kJ.kg⁻¹ $0^\circ\text{C} < \theta < 100^\circ\text{C}$

B.3 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

Caractéristiques du fluide calculée à $\theta_f = \frac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

Géométrie	Corrélation																		
Écoulement sur un plan	<p>$Nu(x)$: Nu à la distance x du bord du plan \overline{Nu}_L : Nu moyen sur la longueur L du plan</p> <p><u>Écoulement turbulent</u> :</p> $Nu(x) = 0,0288 Re(x)^{0,8} Pr^{1/3} \quad Re > 5 \cdot 10^5 \text{ et } Pr \geq 0,5$ $\overline{Nu}_L = 0,035 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$ <p><u>Écoulement laminaire</u> :</p> $Nu(x) = 0,324 Re(x)^{0,5} Pr^{1/3} \quad Re < 5 \cdot 10^5 \text{ et } 10 \geq Pr \geq 0,5$ $\overline{Nu}_L = 0,628 Re_L^{0,5} Pr^{1/3}$																		
Écoulement dans un tube	<p><u>Écoulement turbulent</u> : $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$</p> <p>$n = 0,3$ si $\theta_{\text{fluide}} > \theta_{\text{paroi}}$ $n = 0,4$ si $\theta_{\text{fluide}} < \theta_{\text{paroi}}$ $Re > 5000$ et $0,6 < Pr < 100$</p> <p>Re calculé pour $D_H = 4S / P$ où : S = section de passage du fluide P = périmètre de contact fluide/paroi</p> <p><u>Écoulement laminaire</u> : $Nu = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$</p> <p>Valable pour $Re Pr \frac{D}{L} \geq 10$, μ_p calculé à θ_p</p>																		
Écoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire	<p>$Nu = C Re^n Pr^{1/3}$, vitesse u_∞ calculée en amont du tube</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,4 – 4</td> <td>0,989</td> <td>0,330</td> </tr> <tr> <td>4 – 40</td> <td>0,911</td> <td>0,385</td> </tr> <tr> <td>40 – 4000</td> <td>0,683</td> <td>0,466</td> </tr> <tr> <td>4000 – 40000</td> <td>0,193</td> <td>0,618</td> </tr> <tr> <td>40000 - 250000</td> <td>0,0266</td> <td>0,805</td> </tr> </tbody> </table>	Re	C	n	0,4 – 4	0,989	0,330	4 – 40	0,911	0,385	40 – 4000	0,683	0,466	4000 – 40000	0,193	0,618	40000 - 250000	0,0266	0,805
Re	C	n																	
0,4 – 4	0,989	0,330																	
4 – 40	0,911	0,385																	
40 – 4000	0,683	0,466																	
4000 – 40000	0,193	0,618																	
40000 - 250000	0,0266	0,805																	
Écoulement perpendiculaire à un cylindre non circulaire	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Géométrie</th> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>$5 \cdot 10^3 - 10^5$</td> <td>0,102</td> <td>0,675</td> </tr> <tr> <td></td> <td>$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$</td> <td>0,228</td> <td>0,731</td> </tr> </tbody> </table>	Géométrie	Re	C	n		$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675		$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731						
Géométrie	Re	C	n																
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675																
	$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731																

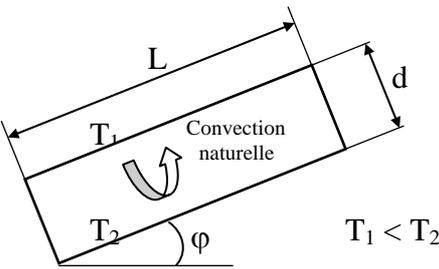
Annexe B

B.4 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

Caractéristiques du fluide calculée à $\theta_f = \frac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

Géométrie	Corrélation										
Ecoulement perpendiculaire à un faisceau de 10 tubes	$\frac{S_n}{d}$										
	$\frac{S_p}{d}$	1,25		1,5		2,0		3,0			
		C	n	C	n	C	n	C	n		
	Disposition en ligne										
	1,25	0,386	0,592	0,305	0,608	0,111	0,704	0,070	0,752		
	1,5	0,407	0,586	0,278	0,620	0,112	0,702	0,075	0,744		
	2,0	0,464	0,570	0,332	0,602	0,254	0,632	0,220	0,648		
	3,0	0,322	0,601	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608		
	Disposition en quinconce										
	0,6	-	-	-	-	-	-	0,236	0,636		
	0,9	-	-	-	-	0,495	0,571	0,445	0,581		
	1,0	-	-	0,552	0,558	-	-	-	-		
	1,125	-	-	-	-	0,531	0,565	0,575	0,560		
	1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562		
	1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568		
	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> Disposition en ligne Disposition en quinconce </div>										
	Ecoulement perpendiculaire à un faisceau de n rangées de tubes (n ≤ 10)	$N = \frac{h_n}{h_{10}}$									
Nombre rangées		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N en ligne		0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0
N en quinconce		0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0

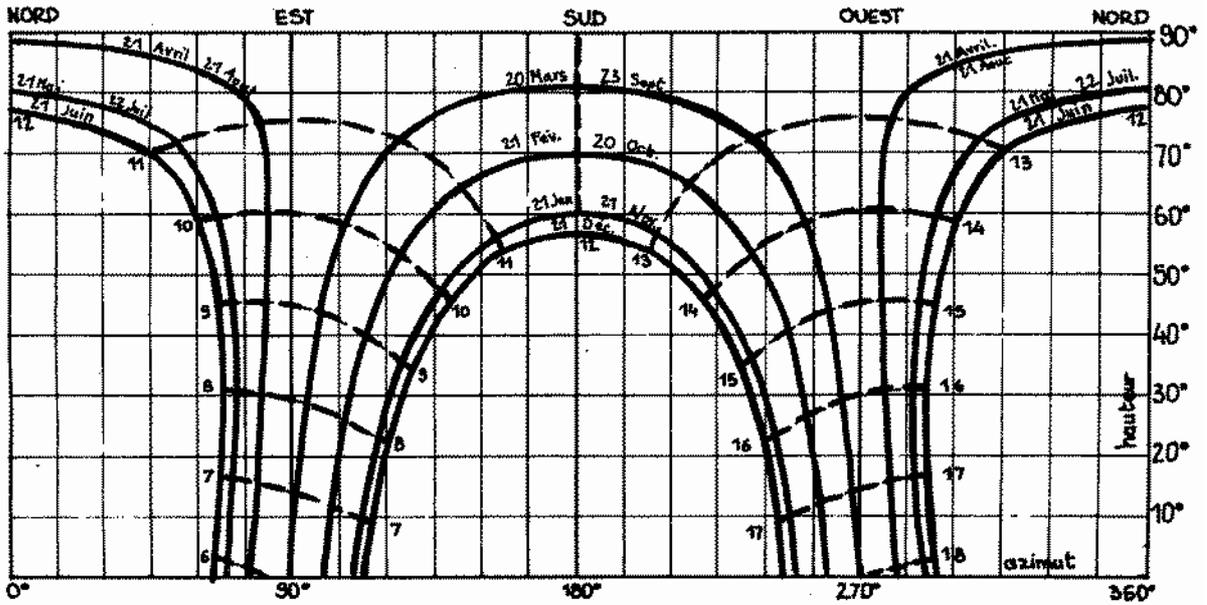
B.5 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle

Corrélations valables pour tous fluides : $Nu = C (Gr Pr)^m$			
Géométrie	Gr Pr	C	m
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$	0,59 0,021	1/4 2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$ $10^{-2} - 10^2$ $10^2 - 10^4$ $10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{12}$	0,675 1,02 0,850 0,480 0,125	0,058 0,148 0,188 0,25 0,33
Face supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0,54 0,15	0,25 0,33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0,27	0,25
Cellule fermée rectangulaire inclinée 	$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \varphi))^{1,6}}{Gr Pr \cos \varphi} \right] +$ $\left[\left(\frac{Gr Pr \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^*$ $Nu = (\sin \varphi)^{1/4} Nu(90^\circ) \quad \text{si } \varphi^* < \varphi < 90^\circ$ $Nu = 1 + [Nu(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 90^\circ < \varphi < 180^\circ$ <p style="text-align: center;">Avec $\varphi^* = \tan^{-1}(4800 Pr)$</p>		
Relations simplifiées pour de l'air à pression atmosphérique			
Géométrie	Laminaire $10^4 < Gr Pr < 10^9$	Turbulent $Gr Pr > 10^9$	
Plaque ou cylindre vertical	$h = 1,42 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,31 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Cylindre horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{D} \right)^{1/4}$	$h = 1,24 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,52 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	

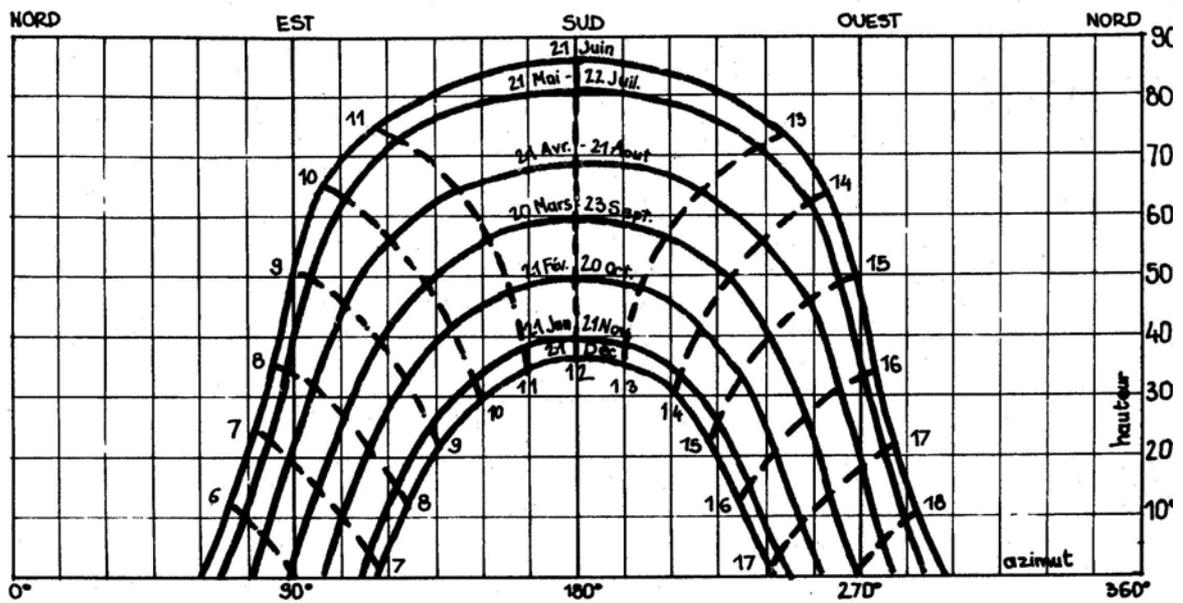
C.1 : Diagramme solaire cylindrique

Détermination de l'azimut a et de la hauteur h en fonction de la latitude L

Latitude : 10° Nord



Latitude : 30° Nord



C.2 : Valeurs de l'albédo

(Coefficient de reflexion global vis-à-vis du rayonnement solaire)

Valeurs de l'albedo pour le rayonnement solaire global

	Albedo
TERRE (Planète)	0,20 à 0,60
SOL	
Couverture de neige fraîche	0,80 à 0,90
Couverture de neige tassée et vieillie	0,50 à 0,70
Terre cultivée nue	0,08 à 0,25
Prairie et herbages verts	0,12 à 0,25
Terre sableuse	0,15 à 0,25
Sable clair, sec ou mouillé	0,25 à 0,45
Forêts d'arbres à feuilles caduques en été	0,10 à 0,20
Forêts d'arbres à feuillage persistant en été	0,05 à 0,15
Forêt et neige	0,25 à 0,50
Herbe et végétation sèche	0,28 à 0,33
ETENDUES D'EAU (MERS, LACS)	
Eau parfaitement calme, $h > 30^\circ$	0,06 à 0,02
Eau parfaitement calme, $h < 10^\circ$	0,35 à 0,60
Mers et océans, $h > 30^\circ$	0,02 à 0,05
Mers et océans, $h < 10^\circ$	0,02 à 0,20
Vastes surfaces glacées	0,25 à 0,40
MATERIAUX DIVERS	
Argent poli	0,94
Argent oxydé	0,50
Aluminium poli	0,97
Aluminium oxydé	0,85
Béton	0,50
Charbon	0,15
Graviers	0,25
Asphalte	0,18
Chaux blanche	0,75
Papier blanc	0,85
Peintures blanches	0,90
Peintures noires mates	0,07
Verre à vitres	0,10
Plâtre blanc sec	0,90
Fibrociment	0,20
NUAGES	
Stratiformes	0,40 à 0,75
Cumuliformes	0,60 à 0,85